POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Calibrazione ottimale di una combustione diesel non convenzionale in un motore prototipale tramite l'applicazione di tecniche statistiche (Design of Experiments)



Relatore

Prof. Stefano d'Ambrosio

Candidato

Enrico Oliva

Sommario

Questa lavoro di tesi è il riassunto di quanto svolto negli ultimi sei mesi sull'attività di calibrazione motore presso il Dipartimento Energia del Politecnico di Torino. Il progetto di ricerca, finanziato da FPT Industrial, è orientato allo studio di una combustione di tipo non tradizionale, che consenta una riduzione delle emissioni inquinanti. Il primo approccio con la PCCI è stato sperimentato sul motore commerciale F1C, utilizzato su veicoli light-duty. Un successivo sviluppo, grazie alle conoscenze acquisite, ha portato all'ottimizzazione del propulsore, basata sulla tipologia di combustione ricercata. Quest'ultimo è stato argomento di studio negli ultimi dodici, parte dei quali descritti in questa tesi.

I primi quattro capitoli sono un'introduzione al mondo dei motori ad accensione per compressione, nei quali vengono descritte strategie di combustione tradizionali e avanzate. Inoltre, si pone l'attenzione sugli inquinanti caratteristici dei motori Diesel e sulle soluzioni adottate per contrastarli.

Il quarto ed il quinto capitolo si concentrano sull'attività sperimentale, descrivendo la sala di prova, l'attrezzatura utilizzata e alcune caratteristiche del motore oggetto di studio. Viene anche trattata la metodologia del *design of experiment*, utilizzata dal Team per pianificare e controllare in modo corretto la fase di test, mostrando una parte dell'attività a mo' di esempio.

Nel sesto capitolo sono esposti i risultati raggiunti, evidenziando quali siano i benefici e i limiti di una combustione di tipo PCCI.

Infine, nell'ultimo capitolo si tratta il tema del *fouling del cooler EGR*, che ha acquistato sempre più importanza con il passare del tempo, ed è tuttora oggetto di investigazione.

<u>Indice</u>

1	Con	testo	1
2	Com	Combustione in un motore ad accensione per compressione	
	2.1	Il ritardo d'accensione	4
	2.2	Modello concettuale di combustione	6
	2.2.	L Lunghezza di lift-off	9
	2.3	Diagramma Kamimoto – Bae	13
3	Emis	sioni inquinanti	15
	3.1	Ossidi di azoto	15
	3.1.	Fenomeni fisici che influenzano la formazione degli NO _x	17
	3.2	Particolato	19
	3.2.	Composizione del particolato	19
	3.2.2	Fenomeni fisici che influenzano la formazione del PM	21
	3.3	Idrocarburi incombusti	22
	3.3.	Fenomeni fisici che influenzano la formazione di HC	23
	3.4	Monossido di carbonio	24
4	Stra	25	
	4.1	Modello di combustione	27
	4.2	Emissioni inquinanti	30
	4.2.	L Ossidi di azoto	31
	4.2.2	2 Particolato	31
	4.2.3	B Monossido di carbonio	32
	4.2.4	1 Idrocarburi incombusti	32
	4.2.5	Sistemi di post-trattamento	33
	4.3	Emissioni acustiche	34
	4.3.	I Iniezione pilota	35
5	Ban	co prova motore	38
	5.1	Freno dinamometrico	39
	5.2	Sistema di raffreddamento motore	40

	5.3	Misura della portata di combustibile	41
	5.4	Analizzatori emissioni inquinanti	41
	5.4.1	Analizzatori NDIR	42
	5.4.2	2 Analizzatore FID	43
	5.4.3	3 Analizzatore CLD	44
	5.4.4	Fumimetro	46
	5.5	Motore	46
	5.5.1	Camera di combustione	48
6	Desi	gn of experiment	49
	6.1	Principali parametri statistici	52
	6.2	Design of experiment	53
	6.3	Analisi dati e modello	55
	6.4	DOE F1C PCCI	56
	6.4.1	Prove preliminari	57
	6.4.2	2 Design	58
	6.4.3	B Analisi dei dati	61
7	Risu	ltati	64
8	Anal	isi dello sporcamento dello scambiatore di calore del sistema EGR	67
	8.1	Fenomeno dell'EGR cooler fouling	70
	8.2	Sistema di raffreddamento dei gas di ricircolo	71
	8.3	Effetti termodinamici del fouling	73
	8.4	Effetti meccanici del fouling	76
	8.5	Relazione tra i due effetti del fouling	77
	8.6	Combustione e sporcamento del cooler	81
9	Cond	lusioni	83

Contesto

Negli ultimi anni, il motore ad accensione per compressione, occupa un ruolo di primaria importanza nell'ambito della propulsione su ruote. Questo è stato possibile grazie alla ricerca e allo studio di nuove soluzioni tecnologiche, che lo hanno reso più pratico nelle attività quotidiane, portando, un propulsore utilizzato solo su macchine e veicoli pesanti, al pari del già diffuso motore ad accensione comandata.

Di pari passo con la sua diffusione, sono nate le prime normative contro l'emissione degli inquinanti, che ne hanno favorito lo sviluppo negli ultimi venti anni. Tuttavia, al giorno d'oggi, le legislazioni che regolano le emissioni dei propulsori diesel sono notevolmente inseverite, quindi, è necessaria l'introduzione di nuove risorse tecnologiche, per stare al passo con i tempi ed evitare che sia sostituito con nuove tipologie di propulsori. In quest'ottica la ricerca si è mossa su due fronti, quello della riduzione delle emissioni allo scarico e quello della riduzione delle emissioni engine-ont, ovvero a monte dei sistemi di post-trattamento dei gas di scarico (ATS, dall'inglese: After Treatment Systems). Per quanto riguarda il primo sono stati prodotti, solo di recente, sistemi di post-trattamento appositamente per i diesel, quali trappole per il particolato o tecnologie che permettessero di ridurre gli ossidi di azoto. La riduzione delle emissioni di inquinanti engine-ont, che si complementa con quella effettuata allo scarico, avviene mediante l'utilizzo di differenti tecnologie che permettono di modificare il processo di combustione. Tra le più rilevanti degli ultimi anni, si possono ricordare l'iniezione diretta in camera e il ricircolo dei gas di scarico.

Strategie di combustione avanzate stanno diventando, sempre più, argomento di ricerca; in special modo, ci si focalizza su combustioni LTC (*Low Temperature Combustion*), che permettono di ridurre, grazie alle temperature di combustione più basse, la formazione di ossidi di azoto e di particolato, attualmente, principali limiti per i motori ad accensione per compressione. Queste tipologie di combustioni si basano su iniezioni molto anticipate e gradi di EGR elevati, per permettere un buon mescolamento del combustibile con la carica ed evitare la formazione di particolato, riducendo al contempo le temperature di combustione per evitare o ridurre la formazione di ossidi di azoto.

CAPITOLO 2

Combustione in un motore ad accensione per compressione

Un motore ad accensione per compressione (o a ciclo diesel) è caratterizzato dall'impiego di combustibili con ritardi di accensione relativamente brevi, ovvero ad alta reattività. Per questo motivo il combustibile non può essere premiscelato con l'aria comburente e compresso senza che questo dia luogo a reazioni di combustione. Il processo viene controllato iniettando il combustibile ad alta pressione poco prima che lo stantuffo raggiunga il punto morto superiore di compressione. Questo, una volta, a contatto con l'aria comburente forma una miscela che autoaccende spontaneamente senza la necessità di un innesco esterno. Proprio per favorire questo miscelamento, i motori Diesel hanno un rapporto volumetrico di compressione elevato, in modo da ottenere un notevole aumento della temperatura della carica.

La miscela che si viene a formare, a causa dell'iniezione estremamente ritardata rispetto ad un motore ad accensione comandata, non è omogenea, essendo generalmente povera, ma presenta zone in cui sono presenti grandi concentrazioni di combustibile. Questo incide fortemente sulla morfologia dei gas di scarico e sulla tipologia delle emissioni inquinanti.

In figura 1 sono riportati gli andamenti della pressione nella camera di combustione, del rilascio termico e della frazione di massa bruciata. Si possono distinguere quattro intervalli caratteristici [1]:

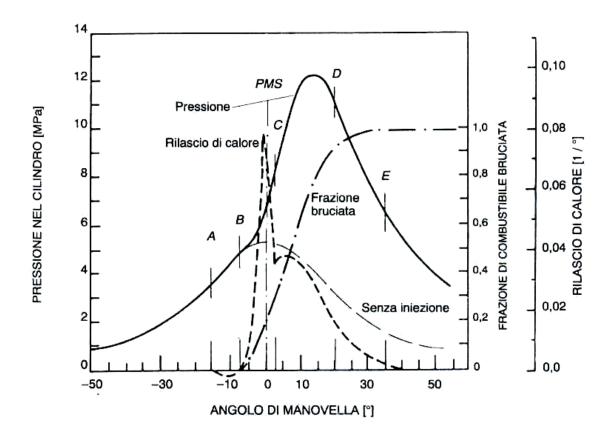


Figura 1. Sviluppo tipico della pressione, in funzione dell'angolo di manovella, nel cilindro di un motore Diesel. Insieme alla curva della frazione in massa bruciata, permette di distinguere quattro fasi nel processo di combustione. Fonte: FERRARI G., Motori a combustione interna, Edizioni Il Capitello, 2008, Torino

Ritardo d'accensione (A-B)

Come si vede la combustione non inizia esattamente quando le prime goccioline di gasolio vengono iniettate nel cilindro (Punto A), ma si ha un certo ritardo (AB) (dell'ordine delle frazioni di millisecondi) necessario al riscaldamento, alla vaporizzazione e al miscelamento del combustibile; ciò comporta la formazione di un accumulo dovuto alle particelle di gasolio che vengono iniettate mentre la combustione non è ancora iniziata.

• Combustione premiscelata (B-C)

Raggiunte le condizioni di autoaccensione (Punto B), il combustibile accumulatosi brucia contemporaneamente e in modo quasi isocoro dando luogo ad una brusca

impennata di temperatura e pressione nella camera di combustione, che seppur vantaggiosa in termini di rendimento, causa rumorosità (elevati gradienti di pressione) e una maggiore formazione di NO_x (in questa fase si generano le condizioni favorevoli alla formazione di NO_x, che avverrà in un momento successivo).

• Combustione diffusiva (C-D)

Una volta esauritasi la rapida combustione premiscelata, il processo è regolato dalla velocità con cui il combustibile che continua ad essere iniettato è in grado di evaporare e diffondere nell'aria comburente.

Il problema principale è quello di assicurare che tutto il combustibile iniettato trovi ossigeno in quantità sufficiente per reagire. Durante tale fase possono pertanto formarsi, per processi di deidrogenazione, condensazione e pirolisi di nuclei carboniosi incombusti (soot), costituiti da particelle solide contenenti numerosi atomi di carbonio.

• Completamento della combustione (D-E)

La combustione prosegue, ad iniezione ormai terminata, e coinvolge anche i nuclei carboniosi formatisi nella fase di combustione diffusiva, fino a terminare in modo lento e graduale. Anche se da un lato è vantaggioso aumentare la durata di quest'ultima fase della combustione, tramite moti organizzati della carica, dall'altro si deve tenere in considerazione che l'allontanarsi dal PMS provoca una drastica riduzione del rendimento del motore.

2.1 Il ritardo d'accensione

Si definisce "ignition delay" o ritardo d'accensione, il tempo che intercorre tra l'inizio dell'iniezione (A) e l'inizio della combustione (B), che dalla figura 1 può essere stimata come uno scostamento dell'1% della curva di pressione del ciclo di combustione da quello in trascinato. Questo dipende da parametri fisici e chimici, che, opportunamente calibrati, possono andare a ridurre l'accumulo di combustibile, e, quindi, a modificare la fase di combustione premiscelata e apportare benefici per quanto riguarda rumorosità ed emissioni inquinanti.

Per fenomeni fisici s'intende l'atomizzazione del getto di combustibile iniettato in tante goccioline, la loro evaporazione e il miscelamento di questi vapori con l'aria comburente.

La polverizzazione del getto avviene per interazione aerodinamica di quest'ultimo con la fase gassosa. Si ha quindi una contrapposizione tra la tensione superficiale del combustibile, che tende a conservare la forma delle gocce, e le forze aerodinamiche che tendono a disgregare il getto. Il rapporto di queste forze è definito come Numero di Weber, We:

$$We = \frac{Forze \ aerodinamiche}{Tensione \ superficiale} = \frac{\rho_g v^2}{\sigma/D} = \frac{\rho_g v^2 D}{\sigma}$$

con:

 $\varrho_g = \text{densità dell'aria [kg/m}^3]$

v = velocità relativa aria-getto [m/s]

D = diametro caratteristico delle gocce del getto [m]

 σ = tensione superficiale del combustibile [N/m]

e quindi si ha un minor SMD1 se:

- Diminuisce il diametro del foro di efflusso
- Aumenta la pressione di iniezione (e quindi la velocità del getto rispetto all'aria)
- Diminuisce la tensione superficiale del combustibile
- Aumenta la densità dell'aria

La diminuzione delle dimensioni delle gocce del getto e della loro velocità hanno, però, effetti negativi sull'evaporazione in quanto diminuiscono rispettivamente la superfice di scambio e il coefficiente di scambio convettivo. Altri fattori che incidono sulla velocità di evaporazione possono essere dovuti alle caratteristiche chimiche del combustibile; infatti le molecole, per conferire una buona auto-accendibilità al combustibile devono essere molto ramificate e, quindi, hanno spesso un alto peso molecolare, che comporta una scarsa propensione ad evaporare.

¹ Il diametro medio di Sauter (SMD) è un parametro utilizzato per caratterizzare il grado di polverizzazione di un getto costituito da gocce di dimensioni differenti. È definito come diametro di una goccia media avente lo stesso rapporto superficie/volume del getto.

Tuttavia, il processo più lento è quello del miscelamento con l'aria, sensibile all'aumentare della velocità di rotazione del motore ma, che può essere accelerato con moti turbolenti all'interno camera.

I fenomeni chimici in grado di influenzare l'*ignition delay* sono, invece, in maggior parte, le reazioni di cracking, debolmente esotermiche, che precedono gli stadi finali del processo di ossidazione, caratterizzati da un maggior rilascio termico [2].

2.2 Modello concettuale di combustione

Per una maggiore comprensione della combustione dei motori ad accensione per compressione si è dovuto attendere gli anni '90, quando lo sviluppo di tecniche di diagnostica ottica ha permesso di ricavare un maggior numero di informazioni del fenomeno.

Sono stati utilizzati dei mono-cilindri da laboratorio otticamente accessibili, ovvero tramite i quali si può visualizzare la camera di combustione mentre il motore sta funzionando. In figura 2, si possono apprezzare le differenze con un motore tradizionale, dovute alla necessità di istallare superfici trasparenti, resistenti ad elevate pressioni. Il posizionamento degli accessi ottici dipende dalla tecnica diagnostica che si vuole utilizzare. Nel caso in figura, ad esempio, la finestra ricavata nello stantuffo permette di visualizzare la penetrazione della fase liquida tramite scattering di Lorenz-Mie, mentre quella

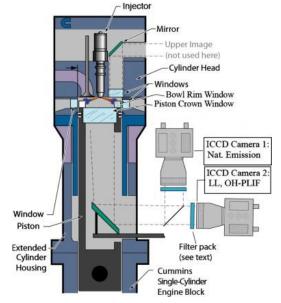


Figura 2. Mono-cilindro da laboratorio con accesso ottico

nella testa è utilizzata per ottenere la distribuzione della fase vapore utilizzando la tecnica di diffusione di Rayleigh. In entrambi i casi, la finestra laterale è utilizzata come punto di accesso per il raggio di luce che verrà poi diffuso, rispettivamente dalle goccioline del getto o dalla fase vapore. Lo svilupparsi combustione della è valutato mediante tecniche di fluorescenza indotta (PLIF - Planar laser-induced fluorescence), che consistono nell'eccitare i gruppi ossidrilici OH, presenti solo sul fronte combustione diffusiva, con una determinata frequenza; questi rilasceranno loro carica all'interruzione del raggio eccitante emettendo fotoni. Tecniche ad incandescenza indotta (LII - Laserinduced incandescence) utilizzate, spesso in combinazione con scattering di Rayleigh, per determinare la distribuzione e la quantità di soot [3]. Sfruttano le caratteristiche delle particelle carboniose, che se riscaldate, emettono come un corpo nero.

L'applicazione delle tecniche diagnostiche a motori con accesso ottico ha permesso una descrizione della combustione diesel differente da quanto si pensasse fino ad allora. consideri Si la figura 2, rappresentante l'andamento di un solo getto di combustibile e si prenda come riferimento temporale del processo i gradi angolari a partire dall'inizio dell'iniezione.

Si può notare come la fase liquida,

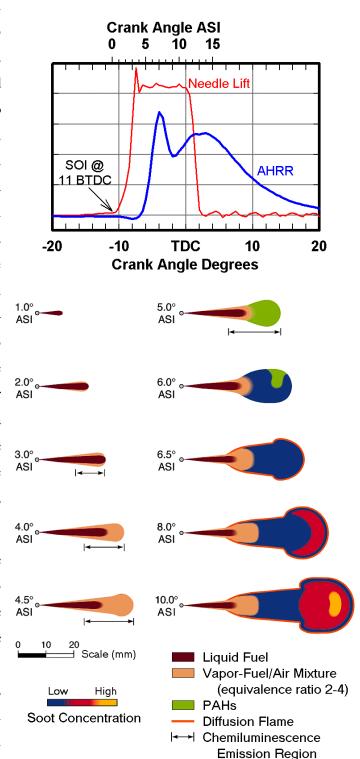


Figura 3. Schema dei risultati ottenuti mediante diagnostica ottica.
Fonte: Flynn, P., Durrett, R., Hunter, G., zur Loye, A. et al., "Diesel
Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics,
Chemical Kinetics, And Empirical Validation," SAE Technical Paper
1999-01-0509

rappresentata con il colore marrone, penetri soltanto per i primi 3° ASI. Infatti, il getto

liquido, dopo aver attraversato il foro dell'iniettore, si scontra con la carica presente in camera di combustione, che, a causa della compressione, si trova ad elevate pressioni e temperature. L'interazione con l'aria fornisce alle goccioline del getto l'energia necessaria per evaporare. Quando quest'energia è tale da permettere l'evaporazione di tutta la quantità di combustibile, la penetrazione della fase liquida si arresta. La fase vapore, invece, continua ad avanzare, fino a circa 4,5° ASI. In quest'intervallo di tempo (0 – 4,5 °ASI) si può notare come non ci sia rilascio termico, e quindi, l'energia per permettere l'evaporazione del combustibile derivi dalla compressione della carica e non da combustione. Il combustibile evaporato si mescola con l'aria e va a formare una miscela ricca che presenta una distribuzione uniforme con un rapporto di equivalenza, φ , non inferiore a 2; soltanto ai bordi della fase vapore si può trovare una miscela quasi stechiometrica. A circa 5° ASI, la chemiluminescenza ci indica che sono iniziate le reazioni di preaccensione che consistono nella scomposizione delle molecole di combustibile e sono debolmente esotermiche. Immediatamente dopo è evidente un'impennata nell'andamento del rilascio termico, dovuto ad una rapida combustione premiscelata, ovvero della miscela formatasi precedentemente. Questo comporta, nelle zone in cui si ha minore presenza di ossigeno, ma temperature molto elevate, la formazione di alcuni agglomerati carboniosi, precursori del soot (rappresentato in figura con il colore blu).

A valle della combustione premiscelata, il soot va a comporre una distribuzione non uniforme e ben definita in cui le molecole di dimensioni minori diffondono verso il centro, mentre quelle più grandi alla periferia del getto e, queste ultime, che sono catene di combustibile non completamente decomposte, a causa delle elevate temperature reagiscono con CO e H₂ che si sono formati dalla precedente fase premiscelata. Si ha dunque, la combustione diffusiva (indicata nell'immagine con una linea rossa), presente alla periferia del getto e in parte contemporanea alla combustione premiscelata. L'aumento di temperatura comporta, come si può notare dalla figura, una diminuzione della penetrazione della fase liquida, a causa delle migliori condizioni di evaporazione. La concentrazione di soot, specialmente nella testa del getto, aumenta, complice anche la combustione diffusiva e ciò comporta il passaggio da una prima parte (fino a 10° ASI) in cui il processo è controllato dalla velocità di combustione premiscelata ad una fase finale in cui è dominante la diffusione del combustibile non completamente bruciato alla fiamma diffusiva.

Nella periferia della miscela di vapore di combustibile e aria si sviluppa una fiamma premiscelata ricca (in celeste nella figura 3) che porta le temperature a circa 1600 K e che ha come prodotti H₂, CO, metano, precursori del soot e piccoli frammenti di combustibile. La fiamma diffusiva continua a bruciare soot e frazioni di molecole di combustibile, quindi

la maggior parte del soot formatosi è completamente ossidato e non va ad incidere sulle emissioni di particolato, cosa che invece accade nell'ultima parte della combustione, quando, a causa della chiusura dell'iniettore, l'atomizzazione del getto è scarsa e la decomposizione delle catene di combustibile è meno efficace, quindi neanche la combustione diffusiva riesce in una loro completa ossidazione [4].

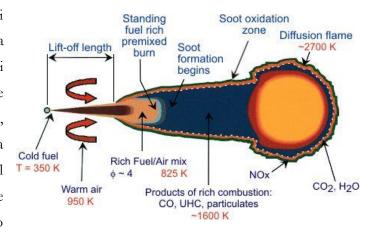


Figura 4. Schema, ottenuto mediante tecniche di diagnostica ottica, della composizione del getto durante la fiamma diffusiva. Fonte: Flynn, P., Durrett, R., Hunter, G., zur Loye, A. et al., "Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics, And Empirical Validation," SAE Technical Paper 1999-01-0509

2.2.1 Lunghezza di lift-off

In figura 4 è evidenziata la lunghezza di lift-off, corrispondente alla distanza tra l'iniettore e la porzione di fiamma diffusiva più a monte. Questo parametro caratterizza in modo notevole il miscelamento del getto con l'aria ed incide molto sulla formazione di alcune sostanze inquinanti.

Sperimentalmente è possibile valutare la lunghezza di lift-off sfruttando la chemiluminescenza degli ioni OH. Infatti, la fiamma diffusiva è caratterizzata da temperature elevate e combustione stechiometrica, che portano alla produzione di numerosi radicali eccitati, tra cui gli ioni OH. Questi si riportano molto rapidamente nella loro condizione stabile cedendo energia sotto forma di emissioni di radiazioni elettromagnetiche, dalla lunghezza d'onda caratteristica di 310 nm, che possono essere sfruttate come marcatori della lunghezza di lift-off.

Le prove vengono effettuate in camere di combustione a volume costante (CVCC), di cui si può vedere un esempio in figura 5. Sono formate da una camera con accesso ottico, un iniettore, valvole e candele di accensione. Essendo a volume costante, le condizioni della carica all'inizio dell'iniezione non possono essere ottenute con un movimento dello

stantuffo ma sono generate da una combustione ad accensione comandata. Lo scopo è quello di causare un innalzamento notevole della pressione e della temperatura nel volume di misura e dopo qualche secondo, quando le condizioni termodinamiche sono quelle desiderate, si attiva l'iniezione di combustibile.

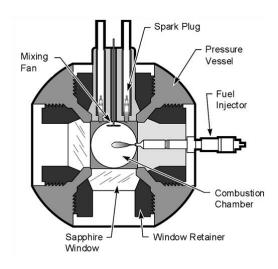


Figura 5. Schema di una camera di combustione a volume costante. Fonte: Siebers, D. and Higgins, B., "Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Sprays Under Quiescent Conditions," SAE Technical Paper 2001-01-0530

Nella figura 6 si può notare come varia la lunghezza di lift-off in funzione di parametri che caratterizzano il getto o la carica in camera.

- a) È rappresentata la lunghezza di lift-off in funzione della temperatura della carica ed è valutata per diversi valori di densità della carica stessa. Si tratta, quindi, di curve a densità costante. Inoltre, è riportata un'area che delimita le condizioni che si verificano nel motore. Interpolando i dati ricavati, si trova una dipendenza dalla temperatura e dalla densità esponenziale, rispettivamente: T -3,74 e ρ -0,85.
- b) È rappresentato lo stesso set di curve della figura 6.a al variare del diametro del foro del polverizzatore. Non si nota un effetto così marcato come nel caso dei parametri precedenti, infatti, la dipendenza dal diametro è del tipo d 0,34.
- c) È rappresentata la lunghezza di lift-off in funzione del salto di pressione al polverizzatore, per differenti condizioni della carica e diametri. Si nota come l'effetto sia più marcato per condizioni che causano una lunghezza maggiore. Inoltre, se si ripete lo stesso diagramma in funzione della velocità di iniezione, si trova una dipendenza da quest'ultima di tipo lineare dunque, visto che applicando il teorema di Bernoulli il salto di pressione risulta proporzionale alla velocità al quadrato, la dipendenza dalla caduta di pressione e del tipo p 0,5.

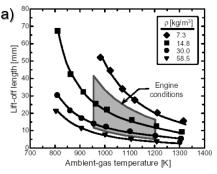
Figura 6.
a) lunghezza di lift-off vs temperatura dei gas, per diversi valori di densità.
Sono quindi curve a densità costante. In grigio è riportata l'area di
funzionamento del motore. Salto di pressione e diametro del polverizzatore

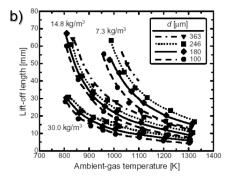
rispettivamente 138 MPa e 180 μm. b) lunghezza di lift-off vs temperatura dei gas, per diversi valori di densità e

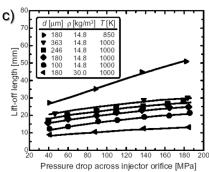
b) lunghezza di lift-off vs temperatura dei gas, per diversi valori di densità e diametri del polverizzatore. Salto di pressione attraverso il polverizzatore 138 MPa.

c) lunghezza di lift-off vs salto di pressione attraverso il polverizzatore, per diverse condizioni, espresse nella legenda.

Fonte: Fonte: Siebers, D. and Higgins, B., "Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Sprays Under Quiescent Conditions," SAE Technical Paper 2001-01-0530







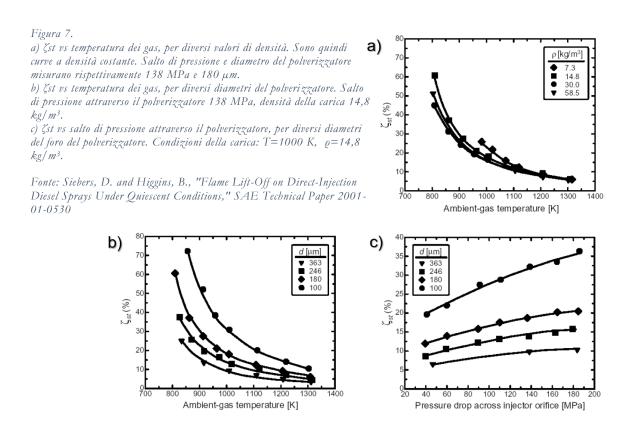
Le variazioni della lunghezza di lift-off corrispondono e sono la causa di diverse quantità d'aria inglobate nello spray e quindi incidono sul miscelamento che avviene nella prima zona della combustione. Un parametro significativo del fenomeno è la percentuale di aria stechiometrica, ζ_{st} (con $\zeta_{st}=100\lambda=100/\Phi$).

In figura 7 è riportato l'andamento della percentuale di aria inglobata dallo spray rispetto agli stessi parametri che influenzano la lunghezza di lift-off:

- a) L'aumento della temperatura della carica comporta uno spray con una dosatura relativa più bassa e questo è dovuto al diminuire della lunghezza di lift-off e quindi alla diminuzione della superfice di scambio utile tra carica e spray. Si nota, invece, che l'influenza della densità della carica è quasi trascurabile, molto inferiore a quella che si ha sulla lunghezza di lift-off. Ciò è dovuto alla compensazione di due fenomeni che influiscono sul miscelamento dell'aria: da una parte, aumentando la densità della carica, la lunghezza di lift-off diminuisce, quindi la superfice di scambio a disposizione dello spray per inglobare aria è minore; dall'altra invece, un aumento della densità corrisponde ad una maggior quantità di ossigeno presente a parità di volume.
- b) L'andamento di ζ_{st} con l'aumento del diametro dei fori d'iniezione è opposto a quello che ci si aspetterebbe considerando l'effetto della lunghezza di lift-off. Questo indica

che qualche altro fenomeno ha un'incidenza maggiore sulla relazione. Infatti, l'effetto predominante è quello della migliore polverizzazione che si ha diminuendo il diametro dei fori, anche a discapito della lunghezza di lift-off.

c) ζ_{st} aumenta con l'aumentare del salto di pressione al polverizzatore, a causa di una maggiore lunghezza di lift-off e di una migliore atomizzazione (dovuta alle maggiori velocità d'iniezione).



Il miscelamento dello spray con l'aria nella prima fase della combustione è fondamentale per diminuire le emissioni di particolato, in quanto una maggiore presenza di ossigeno nello spray corrisponde ad una minor condensazione di catene carboniose. Sperimentalmente, utilizzando camere con accesso ottico, si può valutare la quantità di soot che si forma in funzione della lunghezza di lift-off e della ζ_{st} (fig. 8). [5]

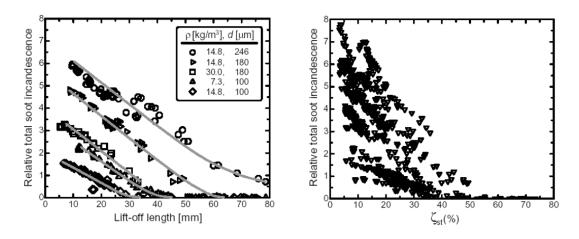


Figura 8. A sinistra è riportata la quantità di soot rilevato vs la lunghezza di lift-off per differenti densità della carica e diametri del polverizzatore. Il salto di pressione di iniezione è di 138 MPa. A destra è riportata la quantità di soot rilevato vs \(\zeta_s \) variando la densità e la temperatura della carica, il salto di pressione di iniezione e il diametro del polverizzatore.

Fonte: Siebers, D. and Higgins, B., "Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Sprays Under Quiescent Conditions," SAE

Technical Paper 2001-01-0530

2.3 Diagramma Kamimoto - Bae

La diffusione dei propulsori ad accensione per compressione negli ultimi anni è dovuta alla migliore efficienza che si riesce ad ottenere in relazione a motori ad accensione comandata, che comporta una minore emissione di CO₂. Tuttavia, la combustione diesel ha lo svantaggio di produrre una quantità rilevante di ossidi di azoto e di causare l'emissione allo scarico di particolato carbonioso. Questi due inquinanti possono essere rappresentati sul diagramma Kamimoto-Bae, in funzione delle condizioni locali (rapporto di equivalenza e temperatura) alle quali si sviluppa il processo di combustione. In figura 9 sono rappresentate anche alcune strategie avanzate di combustione, oltre a quella tradizionale.

Si può notare come condizioni locali in cui la miscela è molto ricca, consentano di sviluppare il processo a temperature più basse e quindi evitino la formazione di ossidi di azoto, causando, però, quella di soot. D'altro canto, una combustione localmente povera non comporta la formazione di soot, ma a causa di elevate temperature prevede notevoli quantità di NO_x .

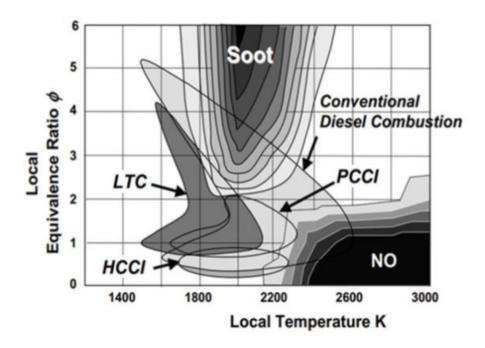


Figura 9. Diagramma Kamimoto-Bae. Sono evidenziate alcune strategie di combustione-Fonte: Takeyuki Kamimoto e M Bae. «High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines». In: SAE Technical Paper 880423 (1988).

CAPITOLO 3

Emissioni inquinanti

Al giorno d'oggi, la ricerca sulla propulsione automobilistica ha come obiettivo fondamentale la riduzione di emissioni di sostanze inquinanti. Per quanto riguarda i motori ad accensione per compressione, si pone particolare attenzione ad ossidi di azoto e particolato.

In seguito, sono riepilogate le modalità di formazione delle principali sostanze inquinanti.

3.1 Ossidi di azoto

Gli ossidi di azoto, NO_x, prodotti da un motore a combustione interna sono principalmente NO ed NO₂. Questi composti sono degli inquinanti primari che, reagendo in atmosfera con idrocarburi incombusti e monossido di carbonio, favoriscono la formazione di ozono e, in particolari condizioni, di smog fotochimico.

Durante la combustione, a causa delle elevate temperature, azoto ed ossigeno presenti nella carica, provenienti in gran parte dall'aria aspirata, vengono decomposti in O e N, che a loro volta si ricombinano dando luogo a NO e NO₂. Tra tutti i meccanismi di formazione degli ossidi di azoto, si nota che l'effetto predominante è quello definito "meccanismo termico", descritto dal modello di Zeldovich esteso:

$$N_2 + O \leftrightarrow NO + N$$
 +361 kJ
 $O_2 + N \leftrightarrow NO + O$ +133 kJ
 $N + OH \leftrightarrow NO + H$ +165 kJ

Secondo la legge di Arrhenius, solo le molecole che possiedono un'energia maggiore di quella di attivazione reagiscono. Questo fa capire che le temperature in fase di combustione sono molto importanti per determinare il numero di reazioni che si riusciranno ad avviare. Inoltre, la velocità delle stesse è dipendente in modo esponenziale dalla temperatura; per questa ragione anche se le tre sono reversibili, a causa della significativa diminuzione di temperatura durante la fase di espansione, le reazioni inverse, che dovrebbero decomporre gli ossidi di azoto, sono rallentate o del tutto congelate.

Più nello specifico, la formazione degli NO_x, che in un motore SI è vincolata alla presenza di ossigeno ed elevate temperature, in un motore CI, in cui la combustione è globalmente "povera", dipende quasi esclusivamente dalle temperature raggiunte; risulta quindi fondamentale la fase di combustione premiscelata, causata dall'accumulo di combustibile, che determina gli stati termodinamici successivi. Tuttavia, come si può vedere dall'immagine 10, la formazione degli NO avviene attorno alla periferia del getto, in seguito alla comparsa della fiamma diffusiva. Infatti, questa regione "povera" è l'unica zona della camera di combustione dove, in prossimità di una fiamma attiva o di alte temperature, si ha a disposizione l'ossigeno necessario per avviare il meccanismo termico.

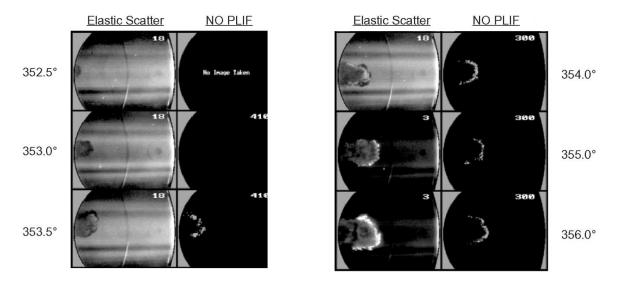


Figura 10. Immagini ottenute in un motore ad accesso ottico. Il getto viene investito da un raggio laser che è in grado di eccitare gli NO. Rilevando l'emissione luminosa si ottiene una informazione quantitativa sulla formazione degli NO. Fonte: Dec, J. and Canaan, R., "PLIF Imaging of NO Formation in a DI Diesel Engine1," SAE Technical Paper 980147, 1998

Mediante tecniche di analisi ottiche, inoltre, si riescono ad ottenere informazioni relative alla formazione degli NO durante lo sviluppo della combustione. Dalla figura 11 si può notare che le reazioni iniziano con la combustione diffusiva, ma sono molto più attive nei gas di scarico, in cui le temperature sono ancora elevate. Successivamente, l'ossido di azoto che si forma nella zona diffusiva della fiamma può venire rapidamente convertito in NO₂, e nei casi estremi (bassi carichi e basse velocità di rotazione) la percentuale di NO₂ sul totale di NO_x può essere del 30%.

È da ricordare che in un motore CI, il solo meccanismo termico, pur essendo significativo del fenomeno, non basta a rappresentarlo accuratamente; in questo caso infatti è rilevante anche la quota di NO_x che si forma tramite rapide reazioni a catena promosse dagli atomi di azoto e non influenzate dalla temperatura (meccanismo prompt) [6].

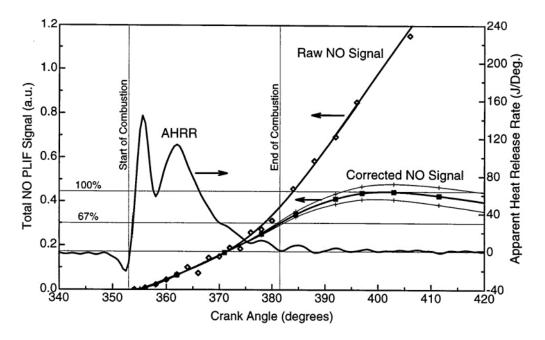


Figura 11. Immagini ottenute in un motore ad accesso ottico. Il getto viene investito da un raggio laser che è in grado di eccitare gli NO. Rilevando l'emissione luminosa si ottiene una informazione quantitativa sulla formazione degli NO. Fonte: Dec, J. and Canaan, R., "PLIF Imaging of NO Formation in a DI Diesel Engine1," SAE Technical Paper 980147, 1998

3.1.1 Fenomeni fisici che influenzano la formazione degli NOx

La fase di combustione premiscelata ha come effetto un incremento di pressione in camera e, quindi, una compressione della carica adiacente, aumentandone così la temperatura. La maggiore temperatura della carica produrrà un aumento della temperatura di fiamma diffusiva, da cui deriva una maggiore produzione di NO_x.

I risultati di figura 12, evidenziano come la relazione tra la quantità di NO_x e la temperatura di inizio combustione non sia sempre valida, in particolare per SOI ritardati rispetto al TDC,

si ha un picco locale di NO_x, detto "NO_x bump". Questo è da imputarsi al calore che il soot cede alle pareti della camera per irraggiamento, e siccome la fiamma e il soot tendono ad essere in equilibrio termico per scambio di calore per convezione, questo influenza anche la formazione degli ossidi di azoto.

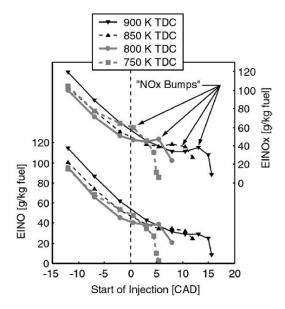


Figura 12. Ogni curva è ottenuta con una diversa T_{intake}; il valore riportato in legenda è quello della corrispondente temperatura al TDC calcolata supponendo compressione isoentropica dell'aria da p_{intake} a p_{TDC}.

Fonte: Musculus M.P.B., "On the Correlation between NOx Emissions and the Diesel Premixed Burn", SAE Technical Paper No. 2004-01-1401

3.2 Particolato

Si definisce "particolato" (PM - Particulate Matter), l'insieme di tutte quelle particelle, solide

e liquide, presenti allo scarico di un motore a combustione interna e che possono essere ritenute da un filtro medio alla temperatura di 52°C. Queste sostanze, se presenti nell'aria, vengono inalate e trattenute nei polmoni.

Analisi effettuate su motori ad accesso ottico, esposte in figura 13, hanno permesso di stabilire che il particolato si forma in corrispondenza dei nuclei centrali dei getti di combustibile, dove il rapporto di equivalenza è ricco [7].

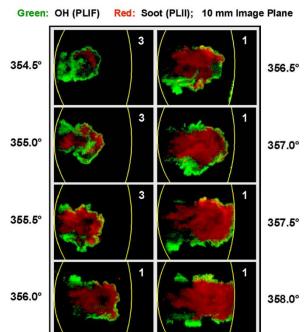


Figura 13. Analisi sulla formazione del soot, in rosso, rispetto alla fiamma diffusiva, in verde.

Fonte: Dec J. E, Kelly-Zion P.L., "An investigation of latecombustion soot burnout in a DI diesel engine using simultaneous planar imaging of soot and OH radical", Sandia National Labs, 1999

3.2.1 Composizione del particolato

Il particolato può essere categorizzato in tre frazioni: solida, organica solubile e solfati. La frazione solida del particolato è composta principalmente da agglomerati di carbonio elementare che si formano nel processo di combustione diesel a causa di carenza di ossigeno (locale) e ad elevate temperature. Inizialmente anelli di atomi di carbonio si legano tra loro a formare tante piccole piastre. Queste si vanno a sovrapporre e formano dei cristalli di grafite dalle dimensioni di qualche nm che, collidendo, si impaccano in modo casuale dando vita a particelle carboniose. Nella frazione solida sono anche incluse le ceneri che possono formarsi in camera di combustione o allo scarico da additivi presenti nel lubrificante o composti metallici che si distaccano per corrosione dalle pareti del motore.

La frazione solubile organica (SOF) comprende tutti quegli idrocarburi incombusti, provenienti dal combustibile o dal lubrificante, che vengono assorbiti dalle particelle carboniose e ivi condensano. La sua percentuale è dipendente dalla temperatura a cui viene valutato il particolato.

I solfati sono particelle, per lo più liquide, derivanti dallo zolfo presente nel combustibile. Queste rimangono separate dalle particelle carboniose.

Il particolato può anche essere raggruppato a seconda delle dimensioni delle particelle. Come si può vedere dalla figura 14, le particelle più fini sono quelle che danno un contributo maggiore al numero totale di particelle. Queste sono costituite principalmente da molecole di SOF condensate, non in matrici carboniose, allo scarico o in fase di campionamento; sono presenti anche solfati. Le particelle che incidono sulla massa del particolato totale sono, invece, quelle con diametro intermedio, che comprendono quelle carboniose nelle quali sono assorbiti e condensano HC della SOF. Ci sono poi particelle di notevoli dimensioni che, però, non hanno un contributo rilevante sul totale e sono in gran parte causate dalla corrosione dei componenti meccanici o dal distaccamento di depositi in camera.

Il punto di partenza per la formazione del soot è il processo di nucleazione e accrescimento dei PAH (policiclici aromatici) mediante la progressiva aggiunta di anelli benzenici. Questo avviene grazie alla reazione tra PAH e ioni idrogeno, derivati dalla combustione, ad alte temperature. Successivamente il radicale del policiclico aromatico residuo reagisce con molecole di combustibile (come ad esempio l'acetilene) e forma composti carboniosi che accrescono la loro dimensione tramite la ripetizione del processo esposto. Questo può avvenire soltanto in presenza contemporanea di temperature superiori a 1600 K, ioni idrogeno, acetilene, PAH ed in assenza di ossigeno, quindi a valle della combustione premiscelata. A formazione avvenuta, le collisioni tra le particelle portano all'accrescimento per agglomerazione ed alla diminuzione del numero di particelle [6].

Successivamente le particelle sono soggette ad un processo di ossidazione che è controllato dal tempo a disposizione, dalle temperature, ma soprattutto dal mescolamento. Si può avere una combustione totale delle particelle formatesi o parziale, a seconda della zona considerata. Da qui derivano le emissioni allo scarico di particolato.

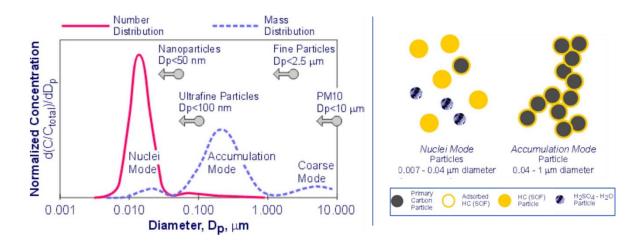


Figura 14. A sinistra si può vedere la distribuzione del numero delle particelle in funzione del loro diametro. A destra uno schema della composizione delle particelle a seconda della modalità di formazione.

3.2.2 Fenomeni fisici che influenzano la formazione del PM

Come si può notare dal diagramma Kamimoto-Bae in figura 9, la formazione del soot può essere evitata con temperature molto basse o miscele localmente povere. Una delle prime soluzioni adottate è stata quella di utilizzare un alto grado di EGR per ottenere una combustione ricca, ma con temperature localmente basse; purtroppo, però, il diagramma Kamimoto-Bae non contiene indicazioni relative al numero di particelle, ma soltanto alla loro massa. Infatti, questa tipologia di combustione va a generare un elevatissimo numero di particelle ultrasottili, che non incidono sulla massa. Date le nuove normative, che prevedono limiti anche sul numero di particelle, questa non è una soluzione percorribile, pertanto la combustione deve essere localmente povera e si deve evitare che si formino sacche prive di ossigeno per non favorire la nucleazione dei PAH. Ciò è possibile aumentando la lunghezza di lift-off del getto, quindi, favorendo il mescolamento del combustibile con l'aria nelle prime fasi del getto. Un'altra soluzione prevede l'utilizzo di combustibili ossigenati.

3.3 Idrocarburi incombusti

Le emissioni di idrocarburi (indicati globalmente con il termine HC), o più propriamente emissioni organiche, allo scarico di un motore derivano dall'incompleta combustione degli idrocarburi costituenti il combustibile. La composizione degli HC allo scarico dei motori ad accensione per compressione (CI) è molto complessa ed articolata e riguarda un intervallo molto esteso di masse molecolari (sono stati individuati quasi 400 diversi composti organici).

Durante il processo di combustione nei motori Diesel una parte degli idrocarburi che compongono il gasolio è soggetta, all'interno dello spray, ad importanti reazioni di pirolisi e dà luogo ad emissione di particelle solide (particolato). Una frazione consistente degli HC viene assorbita allo stato liquido su tali nuclei carboniosi. Ciò ha delle conseguenze dirette sulle modalità di prelievo degli HC allo scarico, ai fini della misura della concentrazione dell'inquinante. Si utilizza un filtro per particolato e una linea di campionamento, entrambi riscaldati ad una temperatura di 190 °C, per mantenere in fase vapore tutti i componenti degli HC che hanno temperature di condensazione inferiori. La restante parte viene inclusa in emissioni di particolato (SOF – frazione solubile).

I principali meccanismi di formazione degli HC sono:

Overmixing

Questo fenomeno è conseguenza di un eccessivo mescolamento del combustibile con l'aria comburente ed è caratteristico della periferia del getto dove, in alcune zone, si può arrivare ad avere rapporti di equivalenza locali inferiori a quello necessario per autoaccendersi e sostenere il processo di combustione. Come conseguenza non si ha combustione ma delle reazioni di ossidazione molto più lente che decompongono solo in parte le molecole di combustibile. L'overmixing è fortemente influenzato dal mescolamento con l'aria, dal ritardo di accensione e dal limite di accendibilità del combustibile utilizzato.

Undermixing

È caratterizzato da insufficiente mescolamento di aria e combustibile. Si verifica durante i transitori di accelerazione, quando la miscela, sebbene rimanga complessivamente povera, presenta zone che sono localmente molto ricche. Un'altra causa di questa tipologia di formazione degli HC è il gocciolamento dal sacco dell'iniettore; infatti, negli istanti prima che lo spillo interrompa l'iniezione di

combustibile, l'aria di passaggio è notevolmente ridotta. ciò causa un'eccessiva laminazione del flusso di combustibile e una riduzione del salto di pressione attraverso il polverizzatore. una parte del combustibile entra in camera con una scarsa atomizzazione e sotto forma di gocce di grandi dimensioni. Ciò ne compromette l'evaporazione e in seguito la combustione. Un'altra parte resta all'interno del sacco dell'iniettore per poi fuoriuscire, sotto forma di vapore di combustibile, in momenti in cui la combustione sta per terminare o addirittura in fase di espansione.

• Spray impingement

L'interferenza tra lo spray (specie la fase liquida) e le pareti della camera di combustione è considerata una delle cause principali di formazione degli HC. Lo spray può infatti aderire alle pareti della camera, che hanno una temperatura relativamente bassa rispetto alla temperatura media del gas, e ne risulta uno strato in cui la combustione non avviene a causa dell'elevata cessione di calore verso l'esterno. Il fenomeno è influenzato dalla penetrazione della fase liquida relativamente alle pareti della camera, per eliminarlo si può intervenire, tra le altre cose, sulla dimensione dei fori e sulla distanza iniettore-parete.

3.3.1 Fenomeni fisici che influenzano la formazione di HC

Due parametri fondamentali, rilevanti per la formazione di HC a causa di overmixing, che è poi il meccanismo predominante, sono il ritardo di accensione e la temperatura di aspirazione. Il primo incide direttamente sul mescolamento tra aria e combustibile, mentre la temperatura di aspirazione influisce sulla temperatura della carica; un abbassamento di quest'ultima, causa un aumento del rapporto di equivalenza minimo per garantire l'accendibilità.

Un altro fattore fondamentale che influisce sulla formazione di HC è la forma della camera di combustione. Può generare moti della carica o enfatizzarne altri, causati all'aspirazione, ed in questo modo contribuisce al mescolamento tra aria e combustibile. Inoltre, la forma della camera influisce sulla distanza tra parete e iniettore, incidendo sullo spray impingement.

Un'attenta analisi della camera di combustione, deve comprendere lo studio di tutti questi fattori, cercandone un compromesso, senza poter prescindere dalla conoscenza dell'utilizzo finale preponderante del motore.

3.4 Monossido di carbonio

Le concentrazioni di monossido di carbonio allo scarico dei motori derivano dall'incompleta ossidazione di CO in CO₂. Questa reazione è molto lenta se paragonata con quella che porta alla formazione del CO, quindi il fenomeno è enfatizzato durante la rapida espansione dei gas combusti, che a causa della caduta di temperatura, ne determina il congelamento. La reazione che ha come prodotto la CO₂ è, inoltre, favorita dalle miscele povere (a causa della grande abbondanza di ossigeno); ne deriva che le emissioni di CO saranno trascurabili nei motori diesel che operano con forte eccesso d'aria.

CAPITOLO 4

Strategie avanzate di combustione

La diminuzione dei limiti delle emissioni di ossidi di azoto, negli anni, ha portato alla ricerca di numerose tecnologie che rendessero più competitivo il motore ad accensione per compressione, per il quale le emissioni di NO_x sono uno dei principali svantaggi.

Siccome il meccanismo principale di formazione degli ossidi d'azoto è quello termico, l'obiettivo è quello di abbassare la temperatura di combustione. Inizialmente questo è stato fatto ricorrendo esclusivamente ad elevati gradi di EGR (rappresentato in figura 15 con la lettera d), ma la diminuzione della concentrazione di ossigeno, ulteriore vantaggio per evitare la formazione di NO_x, non ha permesso di rispettare i limiti sulle emissioni di particolato, relativi al numero di particelle, in quanto, un maggior densità di zone ricche nella miscela, contribuisce alla formazione di soot. Una soluzione, che permette l'utilizzo di grandi quantità di EGR per abbassate la temperatura di combustione, senza incidere sulle emissioni di particolato, è quella di aumentare il tempo disponibile per il miscelamento di carica e combustibile.

Negli ultimi anni sono state sviluppate numerose strategie avanzate di "Low temperature combustion" (LTC), che a seconda del grado di premescolamento della miscela, possono essere divise in due gruppi: le "Homogeneous-Charge Compression Ignition" (HCCI), riferite a combustioni che avvengono con una miscela globalmente e localmente povera, che è già completamente formata all'accensione, la quale non dipende dal momento di iniezione;

le Premixed-Charge Compression Ignition (PCCI)¹, ovvero una via di mezzo tra un HCCI e una combustione convenzionale. Si basa su una iniezione fortemente anticipata o ritardata (in figura 15 sono rappresentati rispettivamente dalle lettere b ed e), in modo da consentire alla carica e al combustibile di mescolarsi e formare una miscela globalmente, ma non localmente, povera [8]. L'accensione è leggermente dipendente dall'istante d'iniezione, ma il fenomeno controllante è la cinetica chimica. In entrambi, i casi gli elevati ritardi d'accensione sono ottenuti mescolando, nella carica, aria fresca ed una notevole quantità di gas di scarico ricircolati.

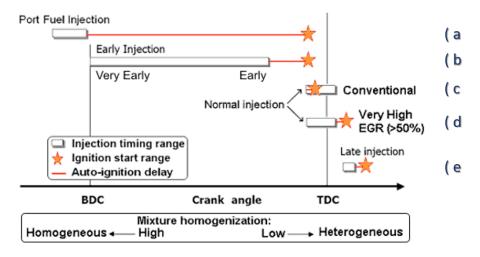


Figura 15. Strategie di combustione. Fonte: Jääskeläinen H., "LTC Applications", DieselNet Technology Guid, 2013

Strategie avanzate di combustione permettono, quindi, una riduzione delle emissioni di NO_x e di particolato, ma un aumento di quelle di HC e CO, che sono più facili da controllare con sistemi di post-trattamento attuali. Il limite principale resta quello di avere la maggior parte del rilascio termico concentrato in una combustione premiscelata, che comporta un ripido innalzamento di pressione e quindi stress meccanici sui componenti a causa dell'alta pressione di picco e aumento del rumore di combustione dovuto agli elevati gradienti di pressione. Per queste ragioni, lo sviluppo di strategie LTC² è limitato a medio-bassi carichi di funzionamento motore.

¹ In letteratura, questa strategia di combustione è presente anche con i nomi di PPCI (Partially Premixed Compression Ignition) e PCI (Premixed Compression Ignition).

² Con il termine LTC non sono comprese le strategie di funzionamento, commercializzate negli ultimi anni, che prevedono la combustione di una miscela globalmente ricca a basse temperature. Il loro sviluppo è stato accantonato a causa dell'elevato numero di particelle di particolato, fini ed ultrafini, allo scarico, che deve essere limitato, come imposto dalla normativa Euro 5-b, in avanti, per i diesel ed Euro 6 per i motori ad accensione comandata ed iniezione diretta.

4.1 Modello di combustione

Un modello rappresentativo di una combustione a bassa temperatura è stato ottenuto grazie all'utilizzo di tecniche di diagnostica ottica, studiando singolarmente i composti e gli stadi che si susseguono nel fenomeno. Come nel caso del modello ricavato da Dec, per una combustione di tipo tradizionale, sono stati fondamentali il rilevamento della penetrazione della fase liquida tramite scattering di Lorenz-Mie, della distribuzione della fase vapore utilizzando la tecnica di diffusione di Rayleigh, della combustione, valutato mediante tecniche di fluorescenza indotta (PLIF - Planar laser-induced fluorescence) e della quantità e distribuzione di soot servendosi di tecniche ad incandescenza indotta (LII - Laser-induced incandescence) [4].

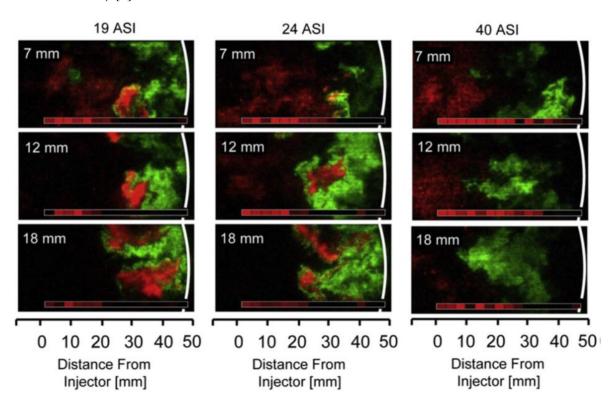


Figura 16. Formaldeide e soot, in rosso e ioni OH, in verde, durante la seconda fase della combustione Fonte: Musculus M.P.B, Miles C.P., Pickett L.M., "Conceptual models for partially premixed low-temperature diesel combustion", Progress in Energy and Combustion Science, Volume 41, 2014, Page 94, ISSN 0360-1285.

Di seguito è presentato il modello di combustione PCCI ad iniezione anticipata, per un motore heavy-duty, ottenuto da Musculus, confrontandolo con il modello di combustione tradizionale esposto da Dec. Si faccia riferimento alla figura 17.

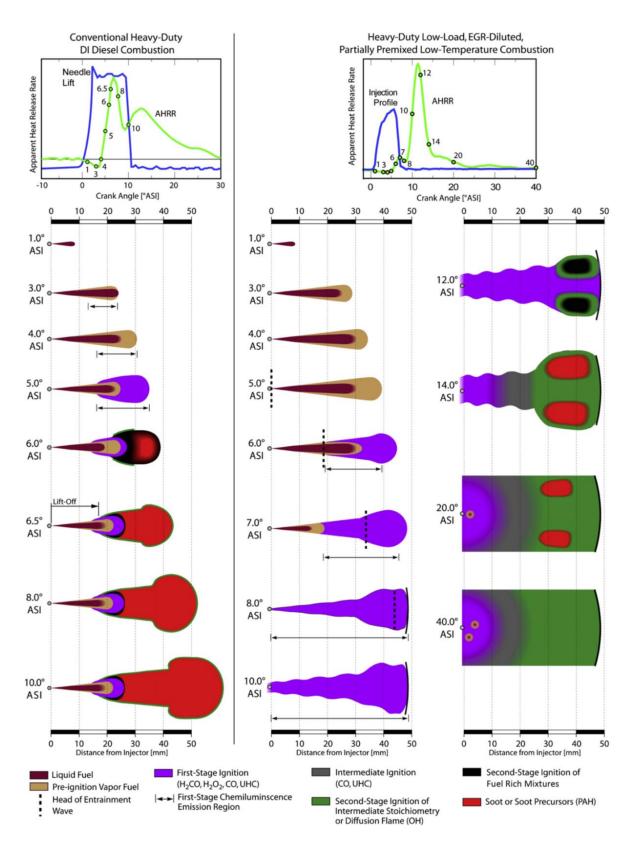


Figura 17. Modello di combustione tradizionale a sinistra, modello di combustione PCCI a destra. Fonte: Musculus M.P.B, Miles C.P., Pickett L.M., "Conceptual models for partially premixed low-temperature diesel combustion", Progress in Energy and Combustion Science, Volume 41, 2014, Page 94, ISSN 0360-1285.

Negli istanti immediatamente successivi all'inizio dell'iniezione, i due modelli non presentano differenze. Le prime, infatti, iniziano ad essere evidenti tra il terzo ed il quarto °ASI. Si può notare come la massima penetrazione della fase liquida sia maggiore in una combustione PCCI con iniezione anticipata rispetto ad una combustione tradizionale, questo è dovuto alle diverse condizioni presenti in camera di combustione: nella prima, il notevole anticipo dell'iniezione, fa sì che la carica, non avendo subito tutta la corsa di compressione, abbia temperatura e densità inferiori rispetto a quella che incontra il getto in una combustione tradizionale, nella quale l'iniezione avviene a ridosso del punto morto superiore.¹

A causa della minor durata dell'iniezione, in una combustione a bassa temperatura è enfatizzato il fenomeno di mescolamento combustibile-carica dovuto alla chiusura dell'iniettore. Dal profilo di iniezione, rappresentato in blu nella figura 17, si può notare che, con la chiusura dello spillo, la portata di combustibile diminuisce, e con essa anche la velocità con cui il getto si propaga all'interno della camera. Immediatamente a valle dell'iniettore, la diminuzione della velocità, viene equilibrata da un efflusso di carica fresca all'interno del getto, che favorisce il mescolamento. Questo fenomeno si propaga come un'onda di mescolamento, lungo la periferia, verso la testa, con una velocità doppia rispetto a quella di avanzamento della fase liquida. In figura 17 è rappresentato con un segmento verticale tratteggiato; nasce a circa 5°ASI, che corrisponde, come esposto precedentemente, al massimo del profilo d'iniezione, e avanzando, favorisce il mescolamento e l'evaporazione delle particelle presenti nel getto, riducendo considerevolmente la penetrazione della fase liquida.

Un altro parametro di riferimento è la chemiluminescenza, indicata con una doppia freccia in figura 17; si può vedere come si presenti relativamente presto in combustione convenzionale (circa 2°ASI), mentre molto più tardi in una combustione PCCI. Questa è correlata alle reazioni che avvengono all'inizio della prima fase della combustione, che nel caso di PCCI ha un massimo a circa 7°ASI e porta alla formazione di formaldeide. A differenza di combustioni di tipo tradizionale, in cui le due fasi non sono distinguibili, per combustioni LTC, si ha una netta distinzione tra i due picchi di HRR, di cui il primo è anche detto Low Temperature Heat Release (LTHR), a causa delle condizioni di temperatura e densità della carica. Tuttavia, il modesto rilascio termico di quest'ultimo step, è sufficiente

-

¹ In caso di una combustione PCCI con iniezione ritardata, la penetrazione della fase liquida è simile a quella che si ha in combustione tradizionale, poiché le condizioni termodinamiche della carica in cui si sviluppa il getto sono simili.

a causare l'evaporazione della restante parte getto, che perde la sua geometria troncoconica a favore di una ondulata in cui la componente principale è la formaldeide.

La seconda fase della combustione è caratterizzata da un forte rilascio termico e da un elevato gradiente di pressione. In una prima parte di questa accensione premiscelata (10°ASI), non sono presenti OH, questo perché la dosatura relativa non è inferiore a 2. Nelle ultime posizioni dei vortici di mescolamento, generati dal trascinamento della carica nel getto, si formano sacche di miscela ricca, ai bordi delle quali si può notare, in verde nella figura 17, la fiamma diffusiva (12°ASI).

Nelle ultime fasi della combustione, dallo scarso rilascio termico, si può notare come la concentrazione di OH, e quindi una fiamma con dosatura stechiometrica-povera, interessi tutta la testa dello spray e vada a ossidare quasi completamente il soot (indicato in rosso), formatosi dalle sacche di miscela ricca [9].

A differenza della combustione tradizionale, in una PCCI, la

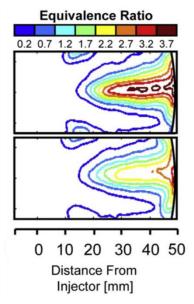


Figura 18. I contorni di diversi colori rappresentano il rapporto di equivalenza. Fonte: Musculus M.P.B, Miles C.P., Pickett L.M., "Conceptual models for partially premixed low-temperature diesel combustion", Progress in Energy and Combustion Science, Volume 41, 2014, Page 94, ISSN 0360-1285.

miscela più ricca si trova nella testa del getto, mentre la zona a monte, più vicina all'iniettore è molto povera, come si può vedere dalla figura 18, quindi, qui, le reazioni saranno più lente. In fase di espansione, in queste zone, potrebbero congelarsi le reazioni di ossidazione della CO e degli idrocarburi incombusti che potrebbero essere ritrovari nei gas di scarico.

4.2 Emissioni inquinanti

L'obiettivo finale delle LTC è quello di ridurre l'emissione di NO_x e di particolato in un motore ad accensione per compressione; questo sposta l'enfasi sulle quantità HC e CO prodotte, che, a causa del differente processo di combustione, sono maggiori, e permette di utilizzare sistemi di post-trattamento dei gas di scarico più semplici, come ad esempio i catalizzatori ossidanti, che hanno subito un processo di ricerca ed innovazione costante nell'ultimo mezzo secolo. Questi vantaggi, nelle minori, o più facili da gestire, emissioni inquinanti, portano l'attenzione sulle emissioni acustiche, che, invece, a causa di una violenta

combustione premiscelata, propria delle strategie LTC, risultano non accettabili e ostacolano lo sviluppo di questa tecnologia.

Di seguito è esposta l'influenza che ciascun inquinante ha sulle emissioni totali in una combustione a bassa temperatura.

4.2.1 Ossidi di azoto

Per un motore ad accensione per compressione funzionante in combustione tradizionale le emissioni di ossidi di azoto sono dovute, quasi del tutto, al meccanismo termico di formazione. L'abbassamento delle temperature, con le strategie di combustione avanzate, ha un effetto notevole sulla riduzione dell'emissione di NO_x, e a causa di un diverso equilibrio delle reazioni chimiche di formazione, la quantità di NO₂ sul totale è maggiore rispetto alla percentuale che si ha in combustione tradizionale. Inoltre, la minor incidenza del modello termico sulla formazione, accresce l'importanza del meccanismo prompt e della quantità derivata dal combustibile.

4.2.2 Particolato

L'emissione di particolato è fortemente dipendente dalla formazione e dall'ossidazione del soot durante il processo di combustione. Questo si forma in sacche di miscela ricche, in cui le molecole di combustibile condensano tra loro a formare particelle carboniose, quindi il mescolamento dello spray di combustibile con la carica gioca un ruolo fondamentale.

Se la percentuale di gas combusti ricircolati nella carica aumenta, a parità di volume si ha una minor concentrazione di ossigeno, quindi si favorisce la formazione del soot; allo stesso tempo, un aumento del grado di EGR, ritardando le prime reazioni di combustione, garantisce più tempo per il mescolamento della carica, e quindi minori zone localmente ricche all'interno dello spray. Come si vede dalla figura 19, entrambi questi fenomeni

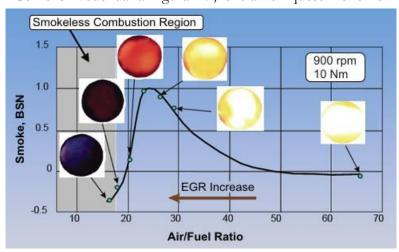


Figura 19. Sono rappresentate le emissioni di soot, sotto forma di Smoke Number, al variare della dosatura. Fonte: Jääskeläinen H., "Low Temperature Combustion", DieselNet Technology Guid, 2010

possono essere presenti, ma può prevalere il primo o il secondo a in funzione della dosatura, che dipende dalla percentuale di EGR. Se questa è elevata, ostacola l'accensione, aumentando la possibilità di mescolamento del getto, e raggiungendo concentrazioni quasi stechiometriche o povere, la formazione di soot risulta minima.

4.2.3 Monossido di carbonio

Il monossido di carbonio è un prodotto intermedio della combustione. Idealmente dovrebbe essere ossidato completamente in CO₂. Le reazioni reali, però, sono soggette alla presenza di ossigeno e la loro velocità dipende dalla temperatura a cui avvengono. Per un motore ad accensione per compressione tradizionale la presenza di CO allo scarico è minima, dato che si lavora con eccesso di ossigeno e le elevate temperature consentono una rapida ossidazione di CO in CO₂. Per una LTC le emissioni di CO possono diventare un problema, infatti, la miscela è povera, ma la combustione avviene a temperature molto basse. La zona in cui si ha la maggior formazione di monossido di carbonio è quella a monte della fiamma diffusiva, che in figura 17 è rappresentata in grigio. Qui la miscela è molto povera e, a causa delle basse temperature, le reazioni di ossidazione di CO in CO₂ avvengono molto lentamente, e tendono a congelarsi in fase di espansione. Questo fenomeno si enfatizza ai bassi carichi.

4.2.4 Idrocarburi incombusti

Gli HC allo scarico derivano da combustione non completa delle molecole di combustibile. Le cause per cui l'ossidazione non è portata a termine, in una combustione tradizionale, sono miscela localmente troppo povera o troppo ricca e interferenza tra spray e parete della camera di combustione. Per quanto riguarda le combustioni LTC, l'iniezione di combustibile avviene in condizioni della carica non favorevoli all'evaporazione, questo comporta una maggior penetrazione della fase liquida, quindi, sicuramente, lo spray impingement è un fattore da considerare valutando la formazione degli HC. Inoltre, è possibile che, specialmente a bassi carichi, la miscela a monte dello spray, nelle immediate vicinanze dell'iniettore, sia troppo povera per poter bruciare, quindi vanno tenuti in considerazione anche gli HC prodotti per eccessivo mescolamento carica-combustibile.

Un altro fenomeno che può causare HC allo scarico è la mancata accensione, completa o parziale, della miscela, ovvero il *misfire*. Questo è un problema superato per i moderni motori ad accensione per compressione funzionanti in combustione tradizionale, ma per LTC deve essere tenuto in considerazione. L'eccessivo ritardo d'accensione, può comportare condizioni non adeguate allo sviluppo della combustione, con conseguente misfire. Se ciò

avviene solo in una delimitata zona della miscela, si parla di misfire parziale, se la combustione è completamente assente si definisce misfire completo.

È da notare che in fase di calibrazione, i parametri di funzionamento sono scelti in modo tale da evitare la mancata accensione, ma siccome le combustioni a bassa temperatura avvengono sempre in condizioni al limite del misfire, a causa della variazione da ciclo a ciclo, non si può escludere che il fenomeno si presenti, quindi deve essere tenuto in considerazione come una possibile causa di idrocarburi incombusti.

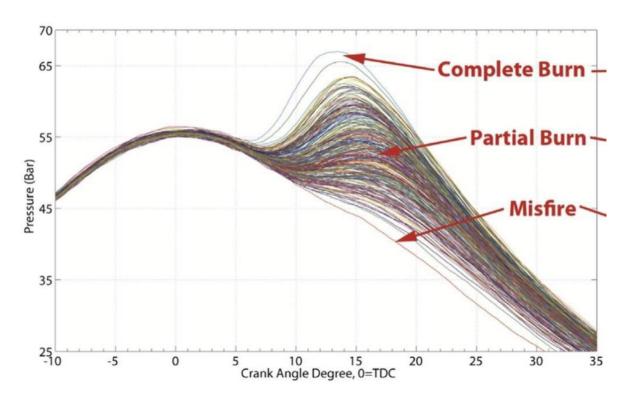


Figura 20. Rappresenta il ciclo di pressione e come esso risente del misfire.

4.2.5 Sistemi di post-trattamento

La presenza di sistemi di post-trattamento in combustioni a bassa temperatura risponde alla necessità di ossidare le quantità in eccesso di HC e CO. Per questa ragione è presente un catalizzatore ossidante, sistema semplice e consolidato da anni, che in condizioni di funzionamento ideale, può avere un'ottima efficienza di conversione. A causa delle temperature di combustione, generalmente più basse in un motore diesel, ai carichi più bassi, i gas di scarico sono troppo freddi e il catalizzatore non riesce ad arrivare alla sua temperatura di light-off. Un'altra criticità è riscontrata alle condizioni di avviamento, quando la percentuale di conversione è molto bassa perché il DOC deve ancora riscaldarsi, ma HC e CO allo scarico sono presenti in gran quantità, e vengono espulsi in atmosfera senza essere completamente ossidati. La figura 21 fa riferimento alle concentrazioni di HC

rilevate, a monte e a valle del DOC. Si può notare come per due diversi punti di funzionamento la percentuale di ossidazione sia completamente diversa a seconda della temperatura dei gas di scarico.

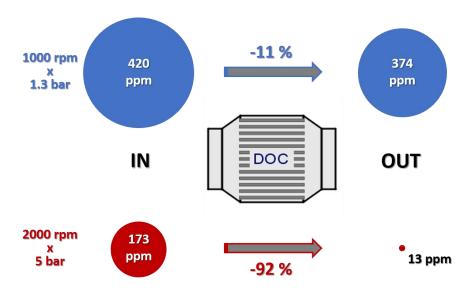


Figura 21. La figura mostra due diverse risposte del DOC all'ossidazione degli HC, a diversi punti di funzionamento motore, in funzione della temperatura allo scarico. In rosso, il punto motore 2000 rpm x 5 bar, ha una temperatura dei gas allo scarico di 364°C. Il punto 1000 rpm x 1.3 bar, in blu, ha una temperatura allo scarico di 162°C.

4.3 Emissioni acustiche

Il rumore emesso da un motore ad accensione per compressione può essere suddiviso in diverse componenti:

- Il rumore meccanico, emesso a causa di urti, fra componenti meccanici, che si verificano durante il normale funzionamento. È strettamente legato alla massima pressione raggiunta in camera.
- Il rumore gasdinamico dovuto al propagarsi del moto non stazionario della corrente gassosa, si propaga all'esterno attraverso la bocchetta di aspirazione e il condotto di scarico, dando luogo rispettivamente al rumore di aspirazione e quello di scarico. Può essere ridotto intervenendo sulla geometria dei condotti, in modo tale da dissipare le onde di pressione.
- Il rumore di combustione è un fenomeno tipico del motore Diesel. È dovuto al rapido incremento della pressione in camera che causa sollecitazioni e

deformazioni elastiche dei componenti. Questo dipende solo dalla combustione e può essere ridotto esclusivamente intervenendo su di essa.

In figura 22 è mostrato il livello di pressione sonora corrispondente ad un ciclo motore. Si possono distinguere, in funzione delle cause scatenanti, 4 range di frequenza, indicati in figura con delle lettere. Le frequenze più basse (a) sono legate al valore di picco della pressione in camera, il range successivo (b), che è la parte principale dello spettro, è legato alla derivata prima della pressione, ovvero alla velocità con cui la pressione aumenta durante la combustione. Gli ultimi due, che hanno una minore intensità, sono dovuti rispettivamente alla derivata seconda dell'andamento della pressione in camera (c) e ai moti proprio di propagazione del gas (d).

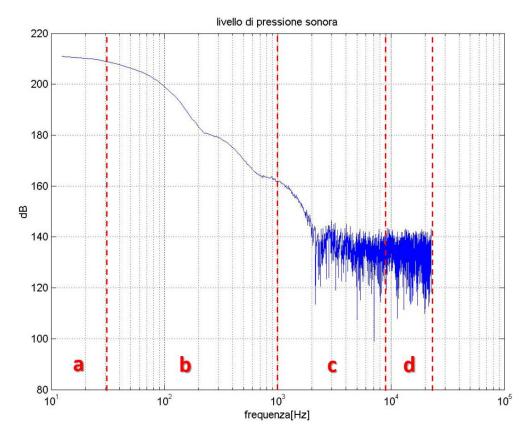


Figura 22. Spettro delle emissioni acustiche Fonte: Millo F., Lezioni di Propulsori termici, a.a: 2016-2017

4.3.1 Iniezione pilota

Il contributo più importante nel rumore di combustione è quello della derivata prima della pressione, che dipende dalla quantità di combustibile che brucia in fase premiscelata. In combustione tradizionale si riesce ad ottenere una buona riduzione del rumore anteponendo all'iniezione principale una pilota, ovvero una modesta iniezione di combustibile che ha

come unico scopo quello di generare, in camera, condizioni termodinamiche favorevoli all'evaporazione del getto della *main*. In questo modo si riduce l'accumulo di combustibile e quindi si abbassa il picco di combustione premiscelata che ne deriva.

In figura 23 è riportato un esempio di ottimizzazione della pilota, in cui è evidente come per una determinata quantità iniettata, si abbia una riduzione di un quarto dell'intensità del rumore di combustione. L'andamento presenta un minimo perché, se è vero che l'iniezione pilota comporta un minore accumulo dell'iniezione principale, è anche vero che una quantità pilota elevata genera una violenta combustione premiscelata della stessa, aumentando il rumore di combustione.

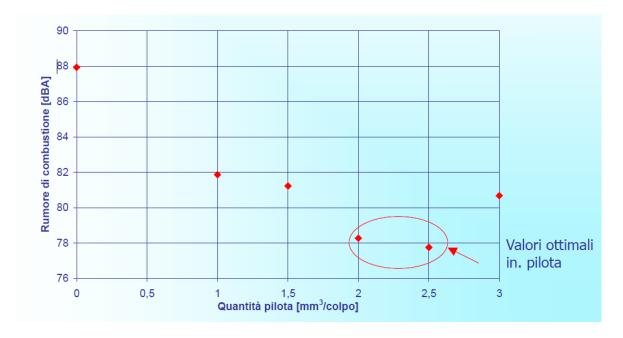


Figura 23. Influenza della quantità di iniezione pilota sul rumore di combustione Fonte: Millo F., Lezioni di Propulsori termici, a.a: 2016-2017

Per quanto riguarda le combustioni a bassa temperatura, l'utilizzo di iniezioni pilota è stato più volte trattato in letteratura. All'aumentare della quantità iniettata si riduce il rumore, però come conseguenza si ha una diminuzione dell'efficienza di combustione. Un'altra soluzione è quella illustrata in figura 24, in cui l'iniezione è divisa in due parti e ne deriva una combustione con rilascio termico molto graduale. Anche in questo caso, a valle di una riduzione del rumore, si nota una peggior efficienza e più elevate percentuali di NO_x e particolato allo scarico. Le emissioni acustiche sono uno dei maggiori limiti allo sviluppo di tecnologie LTC, dato che i livelli ad oggi raggiunti restano ancora non accettabili.

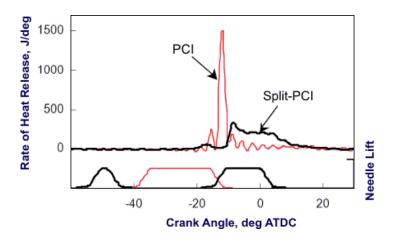


Figura 24. Confronto tra una combustione PCCI tradizionale e una PCCI divisa in due iniezioni. Fonte: Okude, K., Mori K., Shiino S., Moriya T., 2004. "Premixed Compression Ignition (PCI) combustion for simultaneous reduction of NOx and soot in diesel engine", SAE Technical Paper 2004-01-1907

<u>Capitolo 5</u>

Banco prova motore

L'attività di testing è svolta in un'apposita sala di prova, divisa in due ambienti separati per far sì che lo svolgimento delle prove avvenga con la massima sicurezza e l'operatore sia al riparo da eventuali incidenti causati da guasti alle attrezzature. Una sala, sviluppata su due piani per permettere l'istallazione dell'impianto di condizionamento dell'aria comburente e altra strumentazione accessoria, ospita il motore da testare, fissato su una slitta, e il freno dinamometrico che ne consente il moto. L'altro ambiente, separato ed isolato acusticamente, serve ad ospitare l'operatore che si occupa della gestione del banco durante le prove. Da questa postazione c'è la possibilità di controllare completamente il sistema, attraverso il software di gestione del banco AVL PUMA OPEN 1.3.2, al quale convergono tutte le informazioni e i parametri di funzionamento del banco e dei sistemi accessori. Inoltre, sono presenti altri due PC, adibiti all'utilizzo di AVL IndiCom, software per l'acquisizione e la visualizzazione di misurazioni ad alta frequenza, come ad esempio i segnali di pressione in

camera, e ETAS Inca, che permette, tramite l'utilizzo di moduli ETK, di interfacciarsi con la centralina motore, controllando e variando i parametri di calibrazione. Tutte le informazioni gestite da questi due PC possono essere raccolte dal sistema di gestione, PUMA.



Figura 25. Hardware dedicato alla gestione della sala di prova

5.1 Freno dinamometrico

Il funzionamento del motore è possibile soltanto in opposizione ad una coppia resistente. Questa è generata con il freno dinamometrico AVL APA 100, mostrato in figura 26.



Figura 26. Freno dinamometrico AVL APA 100. Fonte: AVL, "Dynamometers and Actuators"

È una macchina elettrica che viene collegata al motore attraverso una flangia e dei bulloni e che permette, funzionando come freno, di imporre una coppia resistente al moto, oppure, funzionando come motore, di trascinare l'albero a gomiti e ottenere la caratteristica di marcia a vuoto. Inoltre, combinando le due modalità, si può simulare lo svolgimento di un ciclo guida, con lo scopo di valutare le emissioni e i consumi in fase di omologazione.

Una caratteristica peculiare del freno dinamometrico AVL APA 100 è quella di avere due flange di connessione, una da ogni lato, in modo da poter permettere l'istallazione di due motori, contemporaneamente, sulla stessa linea. Anche se può essere testato un solo propulsore alla volta, questa peculiarità, facilità molto l'allestimento del banco prova.

Di seguito, nella tabella 1, sono riportate le specifiche dello strumento.

COPPIA MAX. 200 kW POTENZA MAX. 525 Nm VELOCITÀ DI ROTAZIONE MAX. 12000 rpm MOMENTO D'INERZIA 0,32 kg m²

SPECIFICHE TECNICHE DEL FRENO DINAMOMETRICO

Tabella 1. Specifiche del freno dinamometrico

5.2 Sistema di raffreddamento motore

Il motore e i suoi componenti devono essere raffreddati, durante il loro funzionamento, con un liquido refrigerante, che assorbe calore dalle pareti interne calde e lo cede all'esterno tramite il radiatore, uno scambiatore di calore liquido-aria posto nella parte anteriore della vettura. Sul banco di prova il raffreddamento del liquido refrigerante non avviene in modo tradizionale, ma è affidato al sistema CoolCon (fig. 27), che permette una gestione efficace della temperatura. Si basa su uno scambiatore di calore tra il liquido refrigerante (fluido caldo) e l'acqua corrente (fluido freddo). regolando per laminazione con una apposita valvola, si riesce a controllare con maggior precisione la temperatura del liquido refrigerante che viene reimmesso nel motore.



Figura 27. Sistema di raffreddamento CoolCon utilizzato in sala prova

Con la stessa logica, l'intercooler¹ del motore è sostituito con uno già presente in sala prova, che a differenza dell'originale non funziona con scambio aria compressa - aria, ma aria compressa - acqua corrente, per avere un miglior controllo della temperatura dell'aria che viene immessa nel collettore di aspirazione.

¹ L'Intercooler o interrefrigeratore, è un dispositivo utilizzato nei motori turbocompressi. Si tratta di uno scambiatore, solitamente di tipo aria/aria, o più raramente aria/acqua, che raffredda l'aria in uscita dal turbocompressore prima che venga immessa nel collettore di aspirazione.

5.3 Misura della portata di combustibile

Il banco prova è dotato di un sistema, AVL KMA4000, che consente di valutare la portata di combustibile con altissima frequenza. È dotato di un misuratore di portata volumetrico (PLU 121), di un sistema di condizionamento e filtraggio, di un misuratore di densità, di un separatore di vapore per la rimozione di aria dal combustibile liquido e da due pompe per la circolazione del combustibile.

La portata volumetrica, successivamente convertita in quantità massica tramite la misura di densità, viene valutata con il misuratore PLU (illustrato in figura 28). Questo è formato da una serie di ingranaggi di misura (2), attraverso i quali fluisce il combustibile (entrando dalla sezione 1 e uscendo dalla 6). Questi sono attuati da un servomotore (7) che risponde ad un'apposita unità di controllo (9). La logica è quella di far ruotare gli ingranaggi ad una velocità per cui non ci sia differenza di pressione tra IN e OUT, ed è ottenuta tramite un riferimento di pressione (3), che influisce sull'unità di controllo [10].

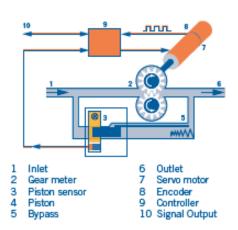


Figura 28. Schema del sistema di misura PLU21. Fonte: AVL, "Fuel Consumption Measurement on Engine Testheds and in the Vehicle"

5.4 Analizzatori emissioni inquinanti

La misura delle emissioni inquinanti avviene attraverso due apparecchiature: un AVL Smoke Meter 415S, per una valutazione del particolato, e un AVL AMA i60, che racchiuse tutti i restanti analizzatori.

Il fumimetro è posizionato in sala prove, mentre gli altri analizzatori sono posti all'esterno e sono serviti da tre linee di campionamento riscaldate. Di queste, due sono collegate allo scarico, rispettivamente a monte e a valle del DOC per misurare le emissioni di inquinanti, mentre la terza all'aspirazione ed è utilizzata per stimare la quantità di ossigeno presente nella, carica sfruttando le proprietà paramagnetiche di quest'elemento. Inoltre, i gas che giungono all'AMA sono secchi, perché alcuni analizzatori sono sensibili alla condensa,

grezzi, in quanto non diluiti, diversamente dalle prove di omologazione, e filtrati del particolato.

In seguito, è riportata una descrizione sommaria delle tipologie di analizzatori usati.

5.4.1 Analizzatori NDIR

Gli analizzatori NDIR (Nondispersive Infrared Detectors) sono utilizzati per la misura delle quantità di CO e CO₂. Si basano sul principio che un gas, esposto a radiazioni infrarosse, assorbe solo quelle di una particolare lunghezza d'onda, legate alle caratteristiche della struttura atomica del gas. Lo strumento, esposto in figura 29, è formato da una sorgente di raggi infrarossi, due celle di misura, contenenti gas campione, e due tubicini di vetro.

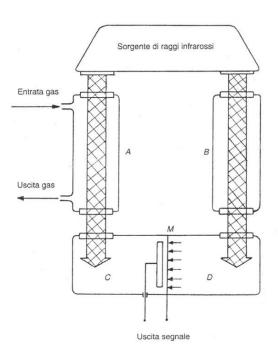


Figura 29. Schema di un analizzatore NDIR. Fonte: Spessa E., Lezioni di Controllo di emissioni di inquinanti, a.a:2016-2017

La sorgente di raggi infrarossi invia le sue radiazioni alle celle di misura (C e D in figura 29), che contengono gas campione (dello stesso tipo del gas da rilevare). Siccome le due celle contengono la stessa concentrazione del gas da misurare, assorbiranno la stessa quantità di energia, e quindi la pressione e la temperatura aumenteranno in egual modo e la membrana, indicata con M, resterà in posizione di riposo. Se si considerano i due tubicini di vetro, in uno dei quali si pone un gas inerte (B) e nell'altro si fanno fluire i gas di scarico (A), l'energia assorbita nella cella C sarà minore, di una quantità uguale a quella assorbita dai gas di scarico, di quella della cella D. Questo porta ad uno spostamento della membrana, che viene convertito in un segnale in uscita. Solitamente, per avere un segnale alternato in uscita, la

sorgente viene schermata con un dispositivo chiamato chopper, che blocca e lascia passare le radiazioni della sorgente in modo intermittente [6].

L'energia assorbita dal gas contenuto nelle celle C e D dipende in modo non lineare da quella incidente:

$$E_a = E_i(1 - e^{-kcL})$$

Dove:

Ea: Energia assorbita dal gas;

Ei: Energia della radiazione incidente;

k: coefficiente di assorbimento del gas;

c: concentrazione della specie di interesse;

L: lunghezza della cella;

Si nota, però, che se l'esponente è molto piccolo la dipendenza può essere considerata lineare:

se
$$kcL \ll 1 \rightarrow E_a = E_i \cdot kcL$$

Quindi, per ottenere una risposta quasi lineare, la soluzione è quella di adottare due NDIR in parallelo; uno è ottimizzato per concentrazioni elevate, quindi sono indispensabili celle molto corte per avere una risposta lineare; l'altro è adatto alla misura di basse concentrazioni, ed è composto da celle ci maggior lunghezza, per aumentare la sensibilità dello strumento.

Lo strumento deve essere usato con gas secchi, perché eventuale condensa sui tubicini di vetro potrebbe influire sulla misura.

5.4.2 Analizzatore FID

Gli analizzatori FID (Flame Ionization Detector) è utilizzato per il rilevamento di idrocarburi incombusti. Si basa sul principio che l'idrogeno puro, bruciando, forma una quantità di ioni trascurabile, mentre tutto l'opposto accade per la combustione di HC.

In figura 30 si vede lo schema di un FID, che può essere riassunto come un bruciatore, nel quale la fiamma è alimentata da una miscela di idrogeno e aria cromatografica. Gli idrocarburi presenti nel gas campione danno origine ad una ionizzazione, rilevata, sotto forma di passaggio di corrente, dai due elettrodi posti nella parte superiore della struttura.

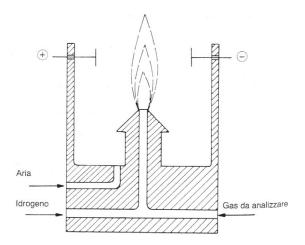


Figura 30. Schema di un analizzatore FID Fonte: Spessa E., Lezioni di Controllo di emissioni di inquinanti, a.a:2016-2017

L'intensità di corrente misurata è direttamente proporzionale alla concentrazione molare degli idrocarburi:

$$I = r[C_n H_m]Q$$

Dove:

Q: portata in volume di gas di scarico che attraversa il sensore¹;

[C_nH_m]: concentrazione molare dell'idrocarburo

r: risposta del FID;

5.4.3 Analizzatore CLD

Quando il monossido di azoto (NO) reagisce con ozono (O₃), dà origine a una molecola di NO₂ eccitata elettronicamente, che ritornando allo stato normale, emette una radiazione luminosa. Questo processo si chiama chemiluminescenza, ed è il principio su cui si basano gli analizzatori CLD (Chemio Luminescence Detector).

Le reazioni che possono avvenire durante questo processo sono:

(1) NO + O₃
$$\rightarrow$$
 NO₂ + O₂

(2) NO + O₃
$$\rightarrow$$
 NO₂* + O₂

¹ Dato che la risposta dipende anche dalla portata, è necessario che questa sia costante per influenzare la misura. Per questa ragione, a monte dell'analizzatore FID, è posto un sistema automatico di regolazione di portata.

(3)
$$NO_2^* \rightarrow NO_2 + fotone$$

(4)
$$NO_2^* + M \rightarrow NO_2 + M^*$$

A seconda della temperatura può avvenire la prima o la seconda reazione, quindi è importante mantenerla costante per conoscere la percentuale di ioni che dovrebbe formarsi. Come si vede dalla quarta reazione, NO₂* può reagire anche con altre molecole, senza emettere fotoni; per evitare questa reazione, si mantiene lo strumento a bassissima pressione (si noti in figura 31 la presenza di una pompa a vuoto), creando un ambiente pulito e privo di altre molecole.

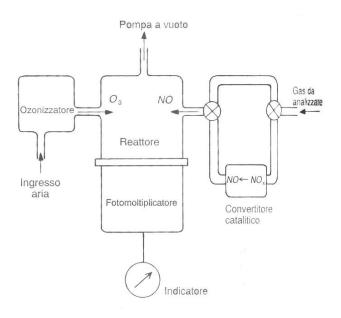


Figura 31. Schema di un analizzatore CLD Fonte: Spessa E., Lezioni di Controllo di emissioni di inquinanti, a.a:2016-2017

In figura 31, lo schema del CLD riporta anche un fotomoltiplicatore, che misura l'emissione luminosa all'interno del reattore e la converte in un segnale luminoso, e un complesso sistema di alimentazione degli ossidi di azoto. Questo è formato da due condotti, alternativi e selezionabili tramite una valvola di by-pass; uno sbocca direttamente nel reattore, e serve per valutare la concentrazione di NO, l'altro obbliga i gas ad attraversare un piccolo catalizzatore, in cui tutti gli NO₂ vengono convertiti in NO, per permettere la misura degli ossidi di azoto totali. Spesso questo sistema non viene utilizzato, perché non permette la misura degli NO₂, che sono ottenuti per differenza tra NO_x e NO, durante i transitori; quindi si preferisce utilizzare due CLD distinti.

5.4.4 Fumimetro

Il fumimetro è uno degli strumenti possono essere utilizzati per valutare il particolato allo scarico. È molto usato in fase di elaborazione motore, ma non per l'omologazione del veicolo, in quanto è in grado di fornire solo indicazioni relative alla frazione solida.

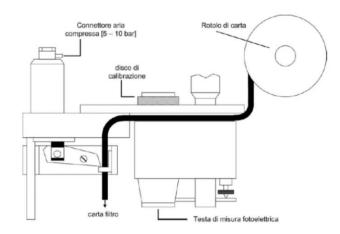


Figura 32. Schema dello SmokeMeter AVL 415s

In fase di test è stato utilizzato lo smokemeter AVL 415s, di cui è rappresentato uno schema in figura 32. Una determinata quantità di gas di scarico, che lo strumento è in grado di valutare in automatico, viene aspirata in una camera, dove successivamente, viene compressa da un cilindro, azionato da aria in pressione, fino ad attraversare un filtro di carta. Le particelle solide del particolato rimangono intrappolate sul filtro, quindi valutandone la trasparenza si ottiene un parametro di riferimento per la concentrazione di soot: lo Smoke Number (SN).

La durata del processo di ogni singolo campionamento rende questo strumento inutilizzabile in fase di transitori.

5.5 Motore

L'obiettivo finale è quello di sperimentare i limiti e i benefici di una combustione di tipo PCCI su un propulsore ottimizzato per tale scopo. In passato, il team di ricerca ha studiato gli effetti di questo tipo di funzionamento su un motore diesel commerciale, denominato F1C, fabbricato da FPT. I risultati ottenuti, seppur evidenziando notevoli benefici riguardo la riduzione delle emissioni di ossidi di azoto e particolato, sono stati limitati dall'utilizzo di un motore progettato per un diverso tipo di funzionamento. Tuttavia, il potenziale mostrato

ha permesso di proseguire la ricerca con lo sviluppo di un propulsore ottimizzato per il processo di combustione da sperimentare.

Tramite l'esperienza acquisita e simulazioni CFD, alcune parti sono state completamente riprogettate, altri componenti sostituiti, basandosi su quelle che potessero essere le maggiori criticità

Di seguito, in tabella 2 sono riportate alcune specifiche tecniche del motore F1C convenzionale.

SPECIFICHE TECNICHE DEL MOTORE F1C PROPULSORE. FPT F1C Euro VI diesel NUMERO DI CILINDRI 4 **CILINDRATA** 2998 cm3 ALESAGGIO / CORSA 95.8 mm / 104 mm RAPPORTO DI COMPRESSIONE 17.5:1 A STADIO SINGOLO CON SOVRALIMENTAZIONE SISTEMA DI INIEZIONE **COMMON RAIL**

Tabella 2. Specifiche tecniche del motore F1C. Fonte: D'Ambrosio S., Gaia F., Iemmolo D., Mancarella A., Salamone N., Vitolo R., Hardy G., "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 Technical Paper, 2018-01-0221.

Le modifiche hanno riguardato la camera di combustione, una nuova unità di sovralimentazione, per garantire maggior pressione all'aspirazione a basso carico, e alcuni componenti allo scarico, compreso il sistema di post-trattamento. Infatti, la maggior quantità di gas da ricircolare, ha portato alla scelta di una valvola EGR a farfalla, differente da quella a fungo presente sul F1C, che facilità il passaggio e consente minori rischi di sporcamento dovuto a deposizione di particelle carboniose. Per lo stesso motivo è stato sostituito il cooler EGR con uno di taglia superiore, utilizzato per propulsori più grandi [11].

Per quanto riguarda l'ATS, il motore F1C è utilizzato su veicolo con un catalizzatore ossidante, una trappola per il particolato e un sistema SCR per la riduzione degli ossidi di azoto. Quello ottimizzato per la PCCI, invece, è montato sul banco di prova dotato del solo DOC.

Oltre queste modifiche, il motore, per essere utilizzato in sala prova, deve essere attrezzato con i sensori necessari all'attività di sperimentazione. Si utilizzano trasduttori di pressione a bassa frequenza e termocoppie per conoscere le condizioni termodinamiche in più punti, sia all'aspirazione che allo scarico. Per acquisire il segnale di pressione in camera si utilizzano trasduttori piezoelettrici ad alta frequenza, che vengono montati al posto delle candelette di preriscaldo. Questo permette anche di visualizzare il ciclo di pressione indicato tramite Indicom, ed utilizzarlo come un immediato strumento di diagnostica.

5.5.1 Camera di combustione

Il processo di combustione PCCI è caratterizzato da un'iniezione anticipata di combustibile, che si accumula e brucia repentinamente, causando elevati picchi di pressione. Ne segue che le criticità da evitare sono elevata pressione e temperatura in camera e spray impingement.

Per modificare le condizioni termodinamiche in camera durante la combustione, si interviene su quelle della carica prima del processo. Si riduce il rapporto di compressione da 17,5 a 14,6 in modo d'avere un profilo di pressione in trascinato, di partenza, su pressioni già più basse. Questa è una strada che, ad oggi, alcune case automobilistiche percorrono, con l'obiettivo di abbassare le emissioni di NO_x, abbassando la temperatura di combustione. Nel caso del motore F1C PCCI, consentirà anche di abbassare il PFP e i gradienti di pressione, causa del rumore di combustione.

Un altro step fondamentale è l'aumento del diametro della bowl del pistone per evitare che il getto interagisca con la parete e con lo stesso scopo si modificano le caratteristiche dell'iniezione, direzionandola nel modo più opportuno, come si vede in figura 33, e riducendo la massima portata per dati tempo d'iniezione e pressione del rail. [11].

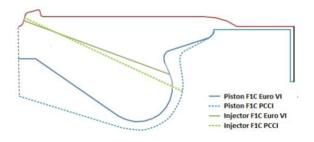


Figura 33. Vista in sezione della bowl del pistone e della direzione dell'iniezione
Fonte: D'Ambrosio S., Gaia F., Iemmolo D., Mancarella A., Salamone N., Vitolo R., Hardy G., "Performance and Emission
Comparison between a Conventional Euro VI Diesel Engine and an optimized PCCI Version and Effect of EGR Cooler
Fouling on PCCI Combustion", SAE Technical Paper, 2018-01-0221.

CAPITOLO 6

Design of experiment

Il metodo scientifico si basa sullo studio e sulla comprensione di fenomeni fisici, e, spesso, ha come risultato l'identificazione di modelli siano in grado di descriverli. Se si ha un elevato grado di conoscenza dell'evento, è possibile caratterizzarlo mediante un modello matematico definito meccanicistico, in quanto derivato direttamente dall'applicazione di leggi fisiche. Tuttavia, nella maggior parte dei casi, per comprendere un fenomeno fisico c'è bisogno di osservazione e sperimentazione, che hanno come scopo una caratterizzazione attraverso modelli empirici. In questo caso è fondamentale la corretta pianificazione della sperimentazione, visto che i risultati ottenuti dipendono fortemente dal modo in cui sono portate avanti le attività.

Un processo può essere descritto, come mostrato in figura, da input e output, sui quali influiscono dei fattori che possono essere controllabili, ovvero per i quali è possibile definire un preciso valore, o incontrollabili, cioè quelli che si modificano durante il processo, ma non possono essere definiti in modo rigoroso, come ad esempio le condizioni ambiente o l'usura di componenti meccanici.

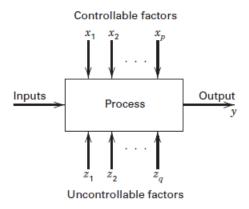


Figura 34. Schema generale delle grandezze che influenzano un fenomeno. Fonte: Montgomery D. C., "Design and Analysis of Experiments", John Wiley & Sons, Inc., 2013

In ingegneria è molto comune che la conoscenza di un fenomeno o un processo, derivi dall'attività sperimentale, che con riferimento alla figura 34, consiste nell'apportare, in modo intenzionale, modifiche ai fattori in ingresso per valutare i cambiamenti che si hanno sull'output. Può essere portato avanti con differenti metodologie, ognuna delle quali influenza in modo diverso il risultato ottenuto. Uno delle più utilizzate è la "one factor-at-a-time" (OFAT), che consiste nel far variare un fattore per volta mantenendo fissi tutti gli altri. Il limite più grande di questo metodo è che, proprio per come è impostato, non si riesce a considerare la variazione di più fattori contemporaneamente e quindi non si può valutare l'interazione tra di essi. Un altro approccio molto comune è il "best-guess approach", che consiste nel selezionare una combinazione di fattori per ottenere un primo riscontro e poi modificarli, di volta in volta, in funzione del risultato ottenuto. Il limite è quello di dover considerare attendibile il primo risultato e allo stesso tempo diverso dall'output desiderato. È evidente come la buona applicazione di queste due strategie sia fortemente dipendente dall'esperienza e dalla conoscenza del fenomeno che ha l'operatore che le utilizza.

Il modo corretto di procedere è quello di svolgere esperimenti fattoriali [12], nei quali i parametri vengono modificati insieme e non uno per volta (come ad esempio nell'OFAT), quindi è possibile valutare l'interazione che c'è tra essi. Tuttavia, come gli approcci esposti precedentemente, c'è bisogno di un'attività sperimentale molto dispendiosa in termini di tempo, per questa ragione, spesso, si preferisce utilizzare esperimenti fattoriali frazionati, che sono una variazione del 'full-factorial' di partenza, del quale viene estratto solo un determinato sottoinsieme di livelli.

Al giorno d'oggi, l'applicazione di tecniche statistiche ha un ruolo fondamentale nell'attività sperimentale. Il "design of experiment" (DoE) è un approccio statistico alla pianificazione e organizzazione della sperimentazione, attraverso il quale è possibile analizzare un fenomeno con la massima efficacia.

La pianificazione di un esperimento può essere divisa in sei passaggi fondamentali, come graficamente rappresentato in figura 35, essi sono:

- Uno studio preliminare sul fenomeno da studiare e degli obiettivi che si intendono raggiungere.
- L'analisi delle variabili dirette e controllabili che influiscono sul fenomeno e la ricerca di fattori incontrollabili, che durante il periodo di sperimentazione, possono modificare il risultato finale.
- La scelta dell'approccio da seguire e la definizione di livelli e range delle diverse variabili.
- L'esecuzione dei test attenendosi rigorosamente alla pianificazione effettuata.
- L'analisi dei dati raccolti attraverso tecniche statistiche.
- La determinazione di un modello matematico che caratterizzi il fenomeno.

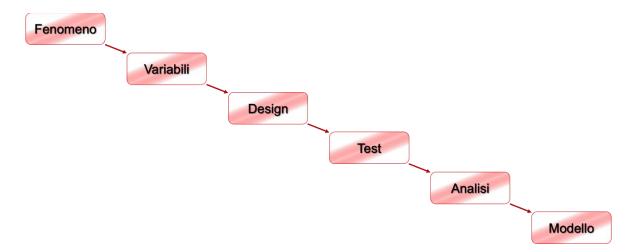


Figura 35. Suddivisione schematica della pianificazione sperimentale

6.1 Principali parametri statistici

Di seguito sono riportati i principali parametri statistici, utili nello studio del fenomeno e nella scelta del modello.

\mathbb{R}^2

Il coefficiente di determinazione, R², è un indicatore statistico utilizzato per valutare la bontà di un modello ed equivale al rapporto tra la devianza spiegata dal modello (ESS) e quella totale (TSS):

$$R^2 = \frac{ESS}{TSS}$$

Dove:

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

$$TSS = \sum_{i=1}^{n} (y_i - \bar{y})^2$$

 \bar{y} = media dei dati osservati

 \hat{y}_i = stima ottenuta dal modello

 y_i = dati osservati

Il valore del coefficiente di determinazione può variare da 0, corrispondente al minimo adattamento del modello ai dati osservati, a 1, corrispondente al miglior adattamento possibile.

È importante notare come R² permetta di valutare solo la capacità con cui il modello approssima i dati sperimentali, ma non se questi siano relazionati con i regressori. Ad esempio, se il numero di questi ultimi aumenta, si ha un aumento del R², ma non vuol dire che si abbia un modello migliore.

R² corretto

Il coefficiente di determinazione, R², deriva direttamente da R², ma a differenza di esso, non è influenzato dal numero dei regressori.

$$\bar{R}^2 = 1 - (1 - R^2) \frac{n - 1}{n - k - 1}$$

Dove:

n: numero delle osservazioni;

k: numero dei regressori;

Press R²

Il PRESS ("prediction error sum of square") è un altro indicatore utile per valutare la bontà del modello di regressione. Consiste in una verifica della predittività del modello tramite una rielaborazione dello stesso. Si utilizzano una serie di set di dati sperimentali differenti dall'originale, ai quali ogni volta è sottratta il valore osservato i-esimo, per rivalutare il modello e calcolarne la devianza residua (SSR). Il PRESS sarà la somma di tutti i valori ottenuti:

$$PRESS = \sum_{i=1}^{n} SSR_i$$

Dove:

$$SSR_i = (y_i - \hat{y}_i)^2$$

Questo indicatore può essere utilizzato per ricalcolare il coefficiente di determinazione in modo che tenga conto della predittività del modello¹:

$$PRESS R^2 = 1 - \frac{PRESS}{TSS}$$

6.2 Design of experiment

Una parte principale dell'attività sperimentale è la pianificazione dei test da eseguire, che deve essere preceduta da un'attenta analisi dei fattori che possono influenzare il risultato dell'esperimento, quelli non controllabili, da minimizzare, e quelli controllabili, che l'operatore deve modificare per valutare in che termini incidono sull'output finale. Insieme a questi ultimi, si devono definire i loro range (valori massimi e minimi) e livelli (valori intermedi) di variazione.

 1 La devianza residua può essere scritta come differenza di quella totale e quella spiegata dal modello (SSR=TSS-ESS), quindi $\rm R^2=1$ - SSR/TSS.

Il modo in cui le variabili vengono utilizzate definisce lo schema dell'esperimento, si può parlare di "classical designs", "oprimal designs" e "space-filling designs". Di seguito è riportata una breve descrizione dei tre schemi.

• I "classical designs" comprendono schemi fattoriali completi o parziali, in cui la combinazione dei fattori si distribuisce in modo omogeneo all'interno dei range di variazione degli stessi. Tra i più comuni ritroviamo i "central composite designs" (CCD), basati su un punto (combinazione di fattori) centrale circondato da punti ai vertici, sugli spigoli o sulle facce. Questi sono da utilizzare, quando si voglia ottenere una approssimazione ottimale dei livelli di variazione della zona centrale. In figura 36 sono riportati alcuni esempi di "central composite designs" di tre fattori.

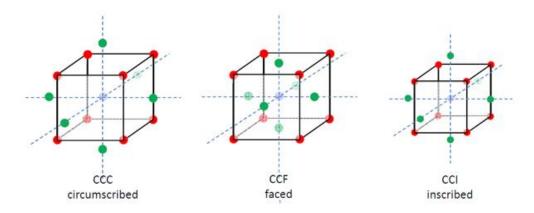


Figura 36. Alcuni schemi di CCD con 3 fattori.

• I "space-filling designs" consistono in una suddivisione casuale dei punti, in modo da spazzare tutto il range di variazione desiderato. Questi sono ideali quando si ha una scarsa conoscenza del fenomeno, come ad esempio, in calibrazione motore, con un propulsore nuovo il cui comportamento è completamente sconosciuto. In figura 37 sono riportate differenti tipologie di "space-filling designs" su un campo a due fattori.

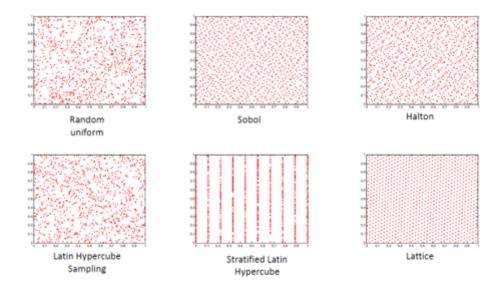


Figura 37. Alcuni schemi di space- filling design.

 Gli "optimal designs" sono progettati per ottimizzare un determinato indicatore statistico. Questi sono molto utili quando si ha una buona conoscenza del fenomeno e del modello di regressione che si utilizzerà per approssimare i dati osservati.

6.3 Analisi dati e modello

I risultati della sperimentazione vengono successivamente elaborati, con lo scopo di ricavare un modello che sia significativo del fenomeno analizzato, attraverso una prima analisi dei dati e un successivo studio del modello, per evidenziare eventuali ottimi.

I dati ottenuti sperimentalmente vengono esaminati con l'utilizzo di tecniche statistiche, tra cui l'ANOVA (Analysis of Variance), ovvero un'analisi della varianza della risposta del sistema, con la quale si possono definire (o confermare) i fattori realmente significativi relativamente al range precedentemente selezionato [13].

Successivamente i dati sono utilizzati per la costruzione del modello, che consente un'eventuale ottimizzazione del fenomeno, da verificare sperimentalmente. Nel caso della calibrazione motore, il più delle volte, i modelli riguardano la risposta in termini di emissioni, consumi, rumore di combustione o temperatura allo scarico.

6.4 DOE F1C PCCI

In questo capitolo è descritta la modalità di pianificazione degli esperimenti utilizzata dall'ICE Advanced Lab del Politecnico di Torino.

L'obiettivo è quello di calibrare il funzionamento del motore F1C-PCCI, nato dal F1C¹ a seguito dell'ottimizzazione per il funzionamento in PCCI di alcuni suoi componenti.

Il primo step è quello di capire quali sono i risultati d'interesse dell'attività sperimentale che si vuole pianificare. In questo caso ci si focalizza su emissioni inquinanti, consumo ed emissioni acustiche. Allo stesso tempo si devono ipotizzare quali siano, e che peso abbiano sui risultati, i fattori controllabili. Data la tipologia di combustione, la percentuale di gas ricircolati risulta essere un parametro fondamentale, quindi è molto probabile che influisca sugli output scelti; la si può controllare in modo diretto modificando la posizione della valvola EGR e in modo indiretto tramite la percentuale di chiusura delle palette della turbina a geometria variabile (VGT) e sulla valvola che regola la contropressione allo scarico (flap). Siccome la combustione PCCI ha bisogno di un elevato grado di EGR, la valvola dei gas di ricircolo è mantenuta sempre completamente aperta, di conseguenza non viene considerato come fattore controllabile influente. Altri due parametri che incidono sulla combustione sono l'anticipo d'iniezione (SOI), che ha effetti importanti sul baricentro della combustione e la pressione d'iniezione del combustibile (p_{rail}), che è determinante sulla penetrazione della fase liquida.

Ricapitolando i 4 fattori controllabili considerati sono:

- Flap
- VGT
- SOI
- p_{rail}

Il passo successivo è ricavare i valori massimi e minimi delle quattro variabili per i quali progettare il design dell'esperimento. Questo, in attività sperimentali di calibrazione è fondamentale, poiché significa stabilire, per ognuno dei fattori, un range per il quale il motore possa funzionare correttamente, evitando punti motore instabili che provochino

¹ Si tratta di un motore ad accensione per compressione di 3.0 litri omologato EURO IV, fornito da FPT, normalmente utilizzato su veicoli Heavy-Duty.

danni ai componenti o alla strumentazione di misura. Per ottenere queste informazioni, il team di ricerca svolge dei test preliminari, secondo l'approccio OFAT, valutando, in base all'esperienza, quali sono i margini di variazione dei parametri.

6.4.1 Prove preliminari

La calibrazione del motore viene effettuata in modo discreto, ovvero solo in alcuni punti di funzionamento, per i quali vengono effettuati anche dei test preliminari, che sono di supporto alla pianificazione dell'attività sperimentale.

I test vengono effettuati variando SOI, Flap, VGT, p_{rail}, attraverso Etas INCA, software che permette di interfacciarsi con la ECU. L'obiettivo è quello di valutare, per ognuno dei fattori controllabili, quali sono i limiti all'interno dei quali ha senso la pianificazione delle prove. Ciò consente anche di evitare il funzionamento in punti in cui la combustione non è abbastanza stabile oppure gli output hanno valori non accettabili.

Nella figura 38 sono illustrati i risultati ottenuti da test preliminari sul punto motore, identificabile su un piano quotato velocità di rotazione vs pressione media effettiva, 1800 rpm X 1,1 bar. In questo caso il fattore sotto esame è il flap, valvola la cui chiusura aumenta la contropressione allo scarico, quindi tutti gli altri sono mantenuti costanti:

- SOI=20 ° bTDC;
- VGT=25 %;
- p_{rail} = 600 bar;

Analizzando i risultati si può notare come la variazione di questo fattore abbia un effetto opposto sulle emissioni di NOx rispetto a quelle di HC e CO e ai consumi di combustibile.

In questo caso, a basso carico motore, le temperature allo scarico sono basse, quindi l'ossidazione di HC e CO con un eventuale DOC non risulta efficace, per questa ragione quantità elevate di essi in uscita motore sono fortemente limitanti. Si può, in conclusione, imporre una oscillazione dei livelli del flap limitata tra 70% e 82%. Lo stesso procedimento viene adottato per gli altri fattori, per ognuno dei quali si individua un massimo e un minimo, in funzione dei risultati in termini di emissioni e consumi.

¹ In questo caso il soot non viene preso in considerazione, perché anche se si hanno variazioni significative in percentuale, i valori rimangono molto bassi.

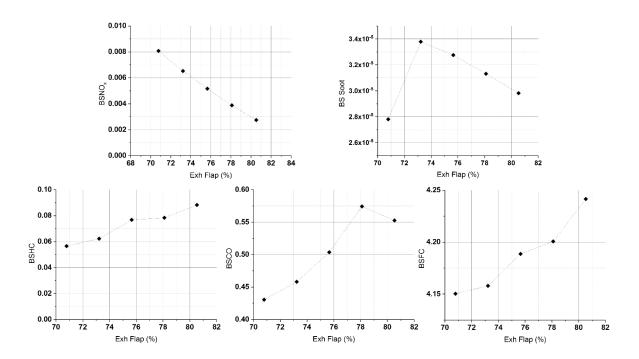


Figura 38. Risultati, normalizzati per riservatezza, ottenuti dalle prove preliminari variando l'apertura del flap allo scarico, a parità degli altri tre parametri.

6.4.2 Design

Tra le tipologie di design esposte nel capitolo 5.2, il team di ricerca utilizza un "V-Optimal design"¹, scelta ideale, in quanto l'esperienza maturata nell'ambito della calibrazione di motori funzionanti in PCCI ha portato ad una buona conoscenza del fenomeno, che permette, tra le altre cose, di poter ipotizzare un modello di regressione a coefficienti lineari per i risultati dei test, prerogativa fondamentale per poter applicare questa tipologia di design [14]. La creazione del design avviene mediante un tool di Matlab, MBC Model Fitting (versione 5.3). Di seguito sono riportati i passaggi eseguiti a tale scopo, utilizzando come esempio il punto di funzionamento analizzato attraverso i test preliminari nel capitolo precedente.

Come si vede in figura 39 il primo step consiste nell'impostare la tipologia del piano e i fattori controllabili con relativo limite massimo e minimo.

¹ Il target di questo "optimal design" è la varianza degli errori di predizione, minimizzandola si ottiene un modello che riproduca bene il fenomeno fisico.

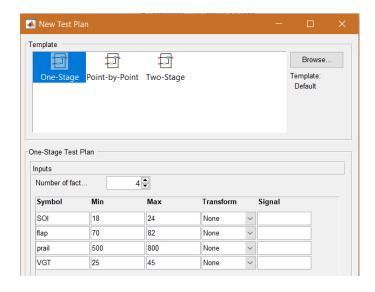


Figura 39. range dei fattori scelti

Successivamente, siccome si vuole utilizzare un "V – Optimal design", è necessario dichiarare un modello che si ritenga caratteristico della risposta del sistema. Questo è stato individuato in un modello polinomiale a coefficienti lineari del secondo ordine (sia per i termini indipendenti, che per le interazioni di più fattori). Inoltre, come si può vedere in figura 40, è possibile utilizzare un algoritmo per evitare l'over-fitting del modello. In questo caso si richiede di minimizzare la PRESS.

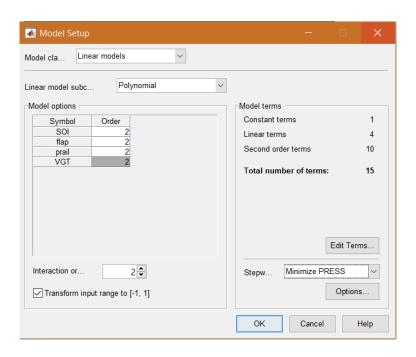


Figura 40. Scelta del modello. In questo caso si sceglie un modello polinomiale, quindi il software permette di selezionare l'ordine dei coefficienti

Si prosegue con la scelta del design (fig.41), che come detto sarà di tipo "optimal", e del numero di punti (corrispondenti ai test da effettuare). Si possono personalizzare i livelli di ciascun fattore e l'algoritmo con cui vengono generati i punti del design, ad esempio, in questo caso è selezionato "Grid", per far sì che si trovino solo sulle intersezioni dei livelli dei quattro fattori.

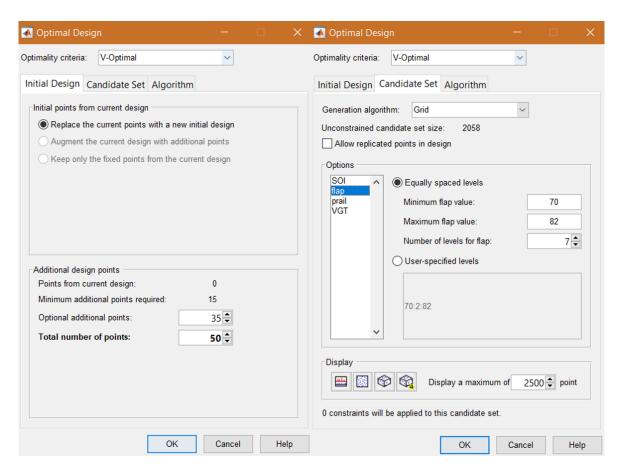


Figura 41. Scelta e impostazione del design

Una volta selezionate le impostazioni del design, il programma procederà alla creazione di una lista di punti (combinazioni dei quattro fattori) detta anche "variation list". Questa, generata in modo casuale, viene modificata, aggiungendone e sottraendone alcuni, per migliorare il modello abbassandone la PEV¹ (Predicted Error Variance). Il processo viene iterato finché la diminuzione della varianza è rilevante. L'immagine 42 mostra come il

¹ Il termine "predicted" fa riferimento al fatto che la varianza è stimata e non calcolata su osservazioni sperimentali.

programma permetta di visualizzare la PEV in un campo bidimensionale, quindi relativa a soltanto due dei quattro fattori per volta.

Conclusa la progettazione del design, si può passare alla fase di testing dei punti della "variation list".

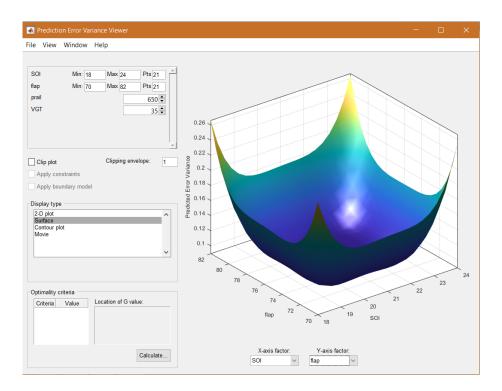


Figura 42. Varianza stimata per il design pianificato

6.4.3 Analisi dei dati

Dalle prove sperimentali si ottengono le osservazioni relative alla risposta del sistema. Come detto in precedenza, gli output su cui ci si focalizza sono le emissioni inquinanti di HC, CO, NO_x e soot, i consumi di combustibile e il rumore di combustione, con lo scopo di trovare un modello matematico che sia rappresentativo del sistema in funzione dei quattro fattori controllabili (SOI, flap, VGT, p_{rail}).

L'analisi dei dati ricavati sperimentalmente è effettuata con il tool di Matlab, MBC Model Fitting, che consente anche la ricerca di punti di ottimo in funzione degli obiettivi ricercati.

Il primo passo è quello di caricare un file contenente le osservazioni dell'attività di testing e di selezionare la tipologia di modello da utilizzare, come visto nella figura 40. La scelta ricade su un modello di tipo lineare (nei coefficienti) con coefficienti massimi del secondo ordine, per evitare un fitting eccessivo e forzato. Successivamente (figura 43), il software,

riconosciuti tutti i dati che gli sono stati forniti, chiede di selezionare quali siano, tra questi, le risposte del sistema che si vuole analizzare.

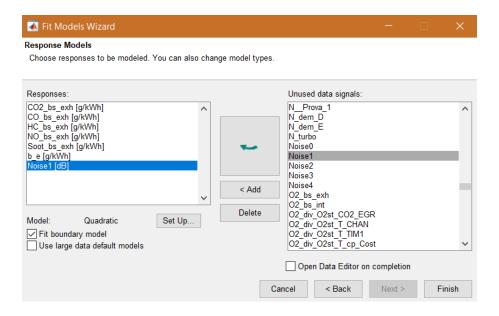


Figura 43. Scelta degli output a cui si è interessati

Il programma crea automaticamente il modello per ognuno degli output selezionati e lo presenta graficamente e attraverso alcuni indicatori statistici. Dalla figura 44 si possono vedere i due grafici che ne risultano (come esempio, si considera il risultato in termini di emissioni di HC allo scarico, per gli altri il procedimento è analogo). In quello in alto sono plottati i residui in funzione del valore previsto dal modello, ovvero di quanto si discostano i dati sperimentalmente ottenuti rispetto a quelli calcolati con il modello. Il grafico in basso, invece, mostra l'andamento dei valori stimati dal modello rispetto alle osservazioni sperimentali, che in un caso di fitting ideale, è rappresentato dalla retta bisettrice del quarto di piano.

Nei grafici in figura, si possono notare anche alcuni punti circondati da una linea rossa. Questi sono valori che si discostano molto da quanto predetto dal modello (outliers), e quindi incidono molto sul fitting. Spesso corrispondono ad errori di misura o condizioni di funzionamento particolarmente instabili, dunque è consigliato non tenerli in considerazione.

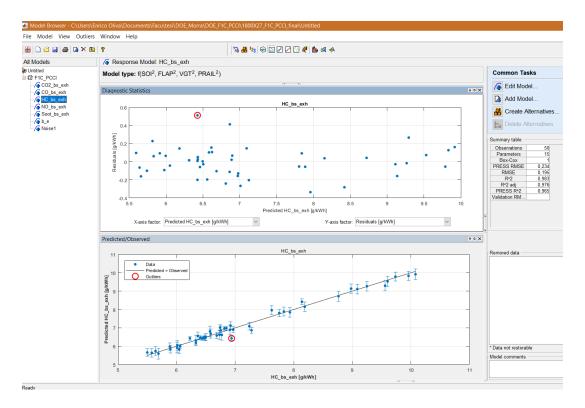


Figura 44. Analisi della bontà del modello

Utilizzando il tool, è possibile anche applicare una trasformazione Box-Cox, quando necessario, per normalizzare la distribuzione dei residui [15] e un'analisi stepwise sulla regressione per identificare ed eliminare i regressori che hanno minore influenza sugli output [12] (figura 45).

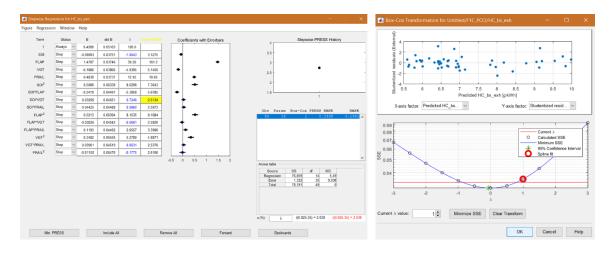


Figura 45. Applicazione di tecniche statistiche per migliorare il fitting del modello

Il modello così ottenuto deve essere validato, per questa ragione si devono effettuare delle nuove prove sperimentali. In questo caso il design ideale per la pianificazione dell'esperimento è quello "space-filling", in quanto si distribuisce, in modo casuale, lungo i livelli di variazione di tutti i fattori.

CAPITOLO 7

Risultati

La procedura di sperimentazione, descritta nei capitoli precedenti, ha permesso una maggiore comprensione dei fenomeni legati alla combustione PCCI, in particolar modo sul motore testato, evidenziandone limiti e benefici, ed ha portato alla determinazione di parametri ottimali di funzionamento per i punti motore analizzati.

Uno dei più grandi limiti di una combustione PCCI è il picco di massima pressione raggiunto in camera. Questo deve essere limitato, perché oltre ad essere causa del rumore di combustione, può portare al danneggiamento di alcuni componenti. Inoltre, la variabilità da ciclo a ciclo, obbliga a mantenere un certo margine dal massimo valore accettabile. Per questi motivi, una combustione PCCI è possibile soltanto in un determinato range di funzionamento a basso carico motore. In questo caso si è riuscito a raggiungere più di 8 bar di pme, che corrisponde a circa metà del full-load.

Si è giunti a definire un'area, sul piano quotato del motore, nella quale si avrebbero notevoli benefici con una combustione di tipo PCCI, soprattutto per la riduzione delle emissioni di ossidi di azoto e particolato. In figura 46 si possono vedere i miglioramenti rispetto al motore funzionante in combustione tradizionale, che in quasi tutti i punti sono vicini al 100%. Questo permetterebbe di rispettare i limiti sulle emissioni senza l'utilizzo di ATS.

D'altro canto, si ha un aumento delle quantità di HC e CO emesse (figura 46), che diventano problematiche soprattutto a bassi carichi motore, quando il funzionamento del catalizzatore ossidante non è ottimale. Inoltre, a causa di una minore efficienza della combustione, si ha un aumento nel consumo specifico di combustibile, che però non supera quasi mai il 10%.

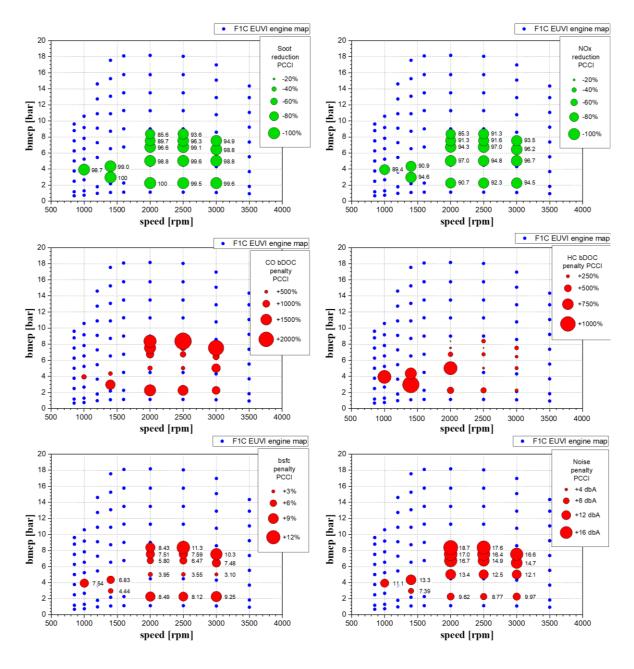


Figura 46. Risultati ottenuti durante il periodo di sperimentazione.
Fonte: D'Ambrosio S., Gaia F., Iemmolo D., Mancarella A., Salamone N., Vitolo R., Hardy G., "Performance and Emission Comparison between a Conventional Euro VI Diesel Engine and an optimized PCCI Version and Effect of EGR Cooler Fouling on PCCI Combustion", SAE Technical Paper, 2018-01-0221.

Se un aumento del bsfc può essere accettato e si può intervenire sul ATS per ottimizzare l'ossidazione di CO e HC, il limite più grande resta quello delle emissioni acustiche. Gli elevati gradienti di pressione in camera influiscono negativamente sul rumore di combustione. Come si può vedere dalla figura 46, ad alti carichi si ha un aumento di circa 20 dB rispetto al motore originale, cioè il motore risulta 100 volte più rumoroso.

Un altro fattore da considerare, analizzando i risultati ottenuti, è la possibilità di replicarli su veicolo. Infatti, in fase di sperimentazione su punti stazionari, si analizza un punto di funzionamento per volta ma, in condizioni operative, il motore dovrà spostarsi lungo una curva in modo continuo e graduale. Per questo è fondamentale che i punti ottimali, mostrati in figura 46, siano ottenibili variando in modo graduale i parametri di centralina su cui sono ottimizzati, senza che vi sia alcuna discontinuità. Ciò accade per l'ottimizzazione del F1C PCCI, come si può vedere dalla figura 47.

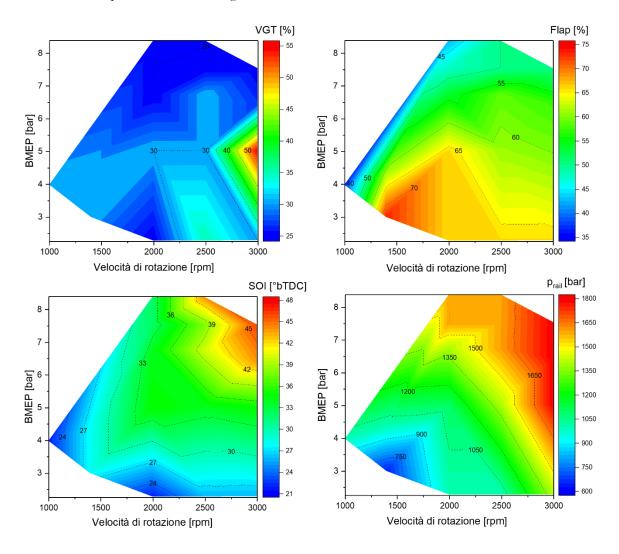


Figura 47. Mappa di variazione dei parametri con cui sono ottenuti i risultati di ottimo.

CAPITOLO 8

Analisi dello sporcamento dello scambiatore di calore del sistema EGR

L'attività di prove sperimentali giornaliere prevede la ripetizione di uno stesso punto di funzionamento motore, 2000 rpm x 120 Nm, con pari parametri di calibrazione (SOI, VGT, flap, p_{rail}), al fine di valutare la ripetibilità delle prove durante l'intero periodo.

Con il tempo è stata riscontrata una deriva che influisce sulla combustione, consistente in uno spostamento del baricentro di combustione (MFB50, dall'inglese: mass of fuel burned 50%) e in una variazione della dosatura, ovvero una variazione della portata d'aria ed una conseguente variazione della quantità di combustibile che è necessario iniettare al fine di garantire la coppia richiesta con una data combinazione dei parametri di calibrazione. Il baricentro di combustione è definito come l'angolo corrispondente all'istante in cui il 50% del combustibile complessivamente iniettato all'interno di un ciclo è stato consumato dal processo di combustione, ed è ripotato in figura 48 in termini di gradi dopo il punto morto superiore (aTDC, dall'inglese: after top dead center); ne segue che valori positivi indicano un baricentro di combustione durante la fase di espansione, mentre valori negativi indicano un MFB50 che precede il punto morto superiore (dunque, in fase di compressione). Figura 48 riporta, oltre al baricentro di combustione (MFB50) anche l'angolo corrispondente all'istante in cui il 10% del combustibile complessivamente iniettato all'interno di un ciclo è stato consumato dal processo di combustione (MFB10). Osservando le figure 48 e 49, si

può notare come la combustione si sia anticipata di circa 6 gradi in 120 ore di funzionamento e la dosatura relativa sia aumentata del 20% nello stesso periodo.

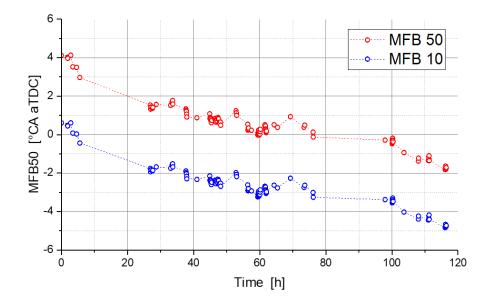


Figura 48. Andamento del baricentro della combustione nel tempo

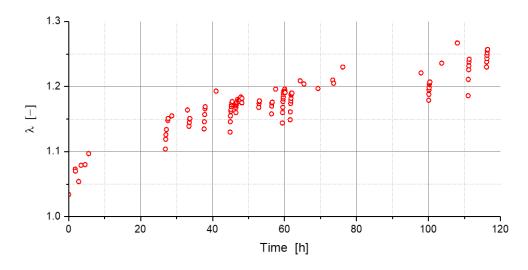


Figura 49. Variazione della dosatura in funzione del tempo

Questo fenomeno evidenziato risulta critico dal punto di vista della ripetibilità e della confrontabilità delle prove sperimentali durante l'attività di ricerca, e si è dunque resa necessaria una analisi di tale fenomeno al fine di valutare possibili soluzioni finalizzate a mitigare o eliminare tale deriva al fine di poter validare i risultati dell'attività di calibrazione. Inoltre, va considerato che l'effetto evidenziato potrebbe presentarsi anche qualora il motore e la strategia di combustione sviluppata, dovessero essere installate su vettura, con una considerevole variazione delle prestazioni motoristiche nel tempo. Pertanto lo studio del fenomeno è di primaria importanza per valutare possibili soluzioni.

Nell'analizzare i fenomeni che potrebbero essere causa della non ripetibilità delle prove, si focalizza l'attenzione su un andamento del flusso di gas combusti attraverso lo scambiatore di calore EGR.- Infatti, come è possibile evincere osservando la figura 50, si ha un aumento della differenza di pressione tra entrata ed uscita del cooler e contemporaneamente una diminuzione della portata. Questo porta a pensare ad una diminuzione della sezione di passaggio, causata da una progressiva deposizione di sedimenti sulle pareti dello scambiatore. Inoltre, conferma di tale possibilità sono le numerose trattazioni tecniche che si occupano del tema e lo definiscono come uno dei principali fattori di deterioramento dei sistemi EGR.

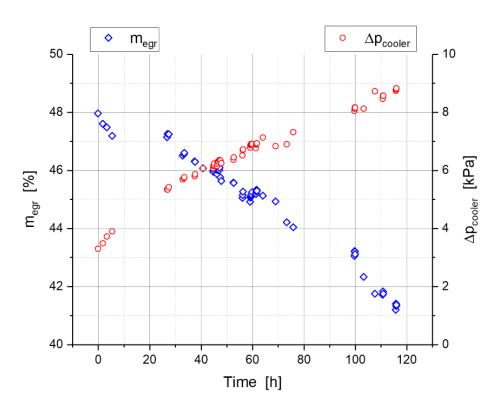


Figura 50. Grado di EGR e differenza di pressione ai capi del cooler. Si nota come all'aumentare del ⊿p, che dovrebbe favorire il passaggio dei gas, la portata di egr diminuisce

8.1 Fenomeno dell'EGR cooler fouling

Il progressivo inseverimento delle normative in materia di protezione ambientale ha portato allo studio e all'utilizzo di tecnologie che permettessero minori emissioni di sostanze nocive attraverso i gas di scarico. Una di queste è l'EGR, che nei motori ad accensione per compressione permette una notevole riduzione di emissioni di ossidi di azoto, che sono, insieme a quelle di particolato, il principale limite dei propulsori diesel.

La necessità di dover raffreddare i gas di scarico, per poterli reimmettere in circolo nel motore, ha indirizzato l'attenzione sul problema già noto, ma non d'interesse per applicazioni motoristiche, del deterioramento delle prestazioni degli scambiatori di calore a causa della deposizione di sedimenti sulle pareti di scambio. Numerosi studi hanno dimostrato come il tema sia di difficile comprensione e risoluzione, anche a causa delle numerose variabili che possono essere introdotte accoppiando il fenomeno alla tipologia di combustione.

I gas combusti sono composti da una parte di frazione organica (SOF), solfati e particelle solide (soot). Nel passaggio attraverso il cooler, queste particelle sono soggette ad una risultante di forze, che ne devia il moto fino ad una possibile deposizione sulla parete; le forze si generano per fenomeni di termoforesi, condensazione degli idrocarburi incombusti e attrazione gravitazionale. Quest'ultimo meccanismo è trascurabile rispetto ai primi due [16].

La termoforesi consiste in una migrazione di molecole causata da un gradiente di temperatura. Le particelle di frazione solida sono deviate verso la parete di scambio, dove formano uno strato di depositi carboniosi. Man mano che questo va aumentando di spessore, aumenta anche la sua temperatura, come raffigurato in figura 47, quindi le particelle degli strati esterni del flusso saranno trattenute da forze di minore entità a causa del gradiente di temperatura più basso. Per un determinato spessore del deposito, le forze aerodinamiche del flusso di gas superano quelle che favoriscono l'adesione e si ha l'asportazione delle particelle [17]. Il fenomeno tende ad una condizione asintotica che permette il funzionamento, anche se in condizioni diverse da quelle iniziale, dello scambiatore [18]. Quindi i depositi carboniosi formano uno strato secco e poroso sulla parete che non è uniforme in tutta la lunghezza del cooler, ed è controllato dal gradiente di temperatura tra gas e parete (fenomeno di deposizione per termoforesi) e dalla velocità dei gas (fenomeno di asportazione delle particelle).

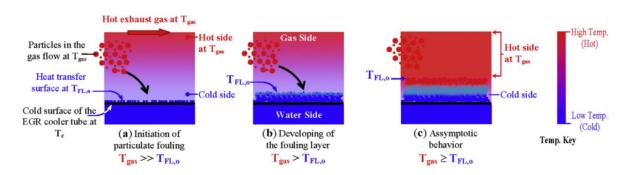


Figura 51. Deposizione di particelle carboniose per termoforesi. Fonte: Abd-Elhady M.S., Malayeri M.R., "Asymptotic characteristics of particulate deposit formation in exhaust gas recirculation (EGR) coolers", Applied Thermal Engineering, Volume 60, Issues 1–2, 2013, Pages 96-104, ISSN 1359-4311.

Un altro fenomeno che contribuisce alla formazione dello strato a parete è la condensazione degli idrocarburi incombusti. Può essere rilevante o meno a seconda della temperatura del liquido refrigerante. Infatti, per molti idrocarburi questo passaggio di fase avviene nello stesso range di temperature a cui funzionano le tecnologie EGR oggi utilizzate. Inoltre, è fortemente dipendente dalla conformazione dei gas di scarico e quindi dalla tipologia di combustione, ad esempio in combustioni a basse temperature a SOF è completamente diversa, in percentuale e caratteristiche, da quella derivante da combustioni tradizionali [19].

La condensazione degli HC va a modificare lo strato di depositi a parete, rendendolo più compatto e variandone la conducibilità termica, che, mentre per lo strato poroso di depositi carboniosi si può ritenere circa costante [20], in questo caso è dipendente dalla tipologia di idrocarburi che condensano.

8.2 Sistema di raffreddamento dei gas di ricircolo

Lo scambiatore di calore, utilizzato per raffreddare i gas di scarico da ricircolare, è della tipologia "a fascio tubiero e mantello", ovvero formato da un fascio di tubicini, all'interno dei quali scorre il fluido di processo, all'interno di un involucro esterno, che contiene il fluido di servizio.

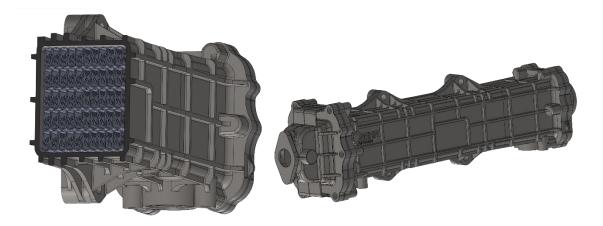


Figura 52. Rappresentazione tridimensionale del cooler EGR. Nella sezione sono visibili i tubi di scambio interni.

Nella figura 52, che rappresenta lo scambiatore dell'EGR, si può notare la matrice di 50 tubicini dove passano i gas di scarico, che ne occupa quasi interamente il volume. Il fluido di servizio è in contatto con le pareti esterne dei condotti, i quali sono fabbricati con una geometria tale da ottimizzare lo scambio rendendo il flusso turbolento.

Lo scambio di calore avviene attraverso un fluido refrigerante, contenuto in un circuito chiuso, che abbassa la temperatura dei gas di scarico diretti all'aspirazione e si raffredda scambiando con acqua corrente (figura 53). Il sistema è controllato in modo indiretto, variando la portata di acqua grazie ad una valvola azionata da un controllore PID, che ha come target la temperatura dei gas in uscita dallo scambiatore.

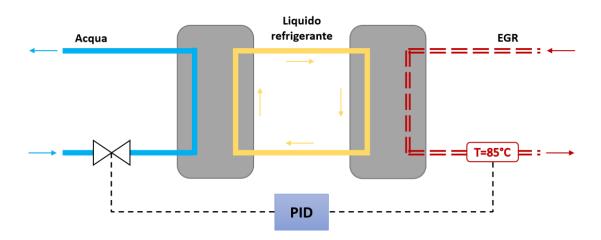


Figura 53. Schema semplificato del controllo PID, sulla temperatura dei gas, in uscita dallo scambiatore

8.3 Effetti termodinamici del fouling

Il cooler dei gas di scarico è uno scambiatore a mantello a passaggio singolo, e lo scambio di calore gas-refrigerante deriva dallo scambio convettivo dei due fluidi con le rispettive pareti e da quello per conduzione attraverso il metallo. Di seguito sono riassunte le due resistenze che si oppongono a tali trasferimenti di calore:

• Scambio convettivo

Lo scambio termico per convezione, oltre che dalla differenza di temperature, dipende dalla superfice disponibile e da un coefficiente di convezione, α , che è funzione di numerosi parametri. La resistenza opposta al trasferimento di calore convettivo si può esprimere come:

$$R_{conv} = \frac{1}{\alpha \cdot A_{scambio}}$$

Scambio per conduzione

La resistenza termica opposta allo scambio di calore conduttivo, ipotizzando condotti a sezione circolare, può essere espressa come:

$$R_{cond} = \frac{\ln \frac{r_{ex}}{r_{in}}}{2\pi L\mu}$$

Dove:

L = lunghezza condotto;

r = raggio condotto;

 μ = coefficiente di scambio termico;

La deposizione di particolato sulle pareti dello scambiatore di calore dei gas di ricircolo può comportare una variazione dello scambio termico per conduzione a causa della formazione di uno strato di sedimenti, che avrà un coefficiente di conduzione diverso da quello del metallo, e dello scambio per convezione interna a causa del profilo irregolare della superfice che si viene a formare.

I dati a disposizione derivano da un lavoro di calibrazione motore, e non da uno specifico studio sullo scambiatore, quindi non ci permettono di scendere nel dettaglio dell'analisi separando i vari effetti di scambio termico. Tuttavia, è possibile esaminare globalmente il sistema cooler, avendo a disposizione, in quanto misurate, le condizioni termodinamiche all'ingresso e all'uscita dello stesso, da cui è possibile ricavare la potenza termica scambiata.

Come precedentemente esposto, i depositi sulle pareti del cooler possono influire in diverso modo sullo scambio termico, a seconda del modo in cui si sono formati (quindi possono essere più o meno porosi) e della loro composizione (può essere presente una quantità variabile di HC che condensa all'interno dei pori della matrice carboniosa che incide

pesantemente sulla conducibilità termica dello strato depositatosi). Comunque, per facilità di calcolo e mancanza di dati, si decide trascurare le informazioni relative ad ogni singola modalità di scambio termico e calcolare un'unica resistenza globale che inglobi il tutto. Questa sarà funzione dello sporcamento dello scambiatore, sia tramite la resistenza conduttiva a parete che quella convettiva interna, ipotizzando, siccome si tratta di un circuito chiuso, che non vi sia deposizione di particelle sulla parete esterna dei tubicini. ¹

$$R_{th} = \frac{1}{\alpha_{ex} \cdot A_{scambio \ ex}} + \frac{\ln \frac{r_{ex}}{r_{in}}}{2\pi L\mu} + \frac{1}{\alpha_{in} \cdot A_{scambio \ in}}$$

Con un bilancio di potenze termiche scambiate si può ottenere:

$$\Phi = \frac{A_{0 \, scamblo \, in}}{R_{th}} \cdot \Delta T_{ml}$$

da cui è possibile ricavare la resistenza termica globale, R_{th} , che è dipendente dello stato di deposizione a parete secondo i fenomeni prima citati.

$$R_{th} = \frac{A_{0 \, scamblo \, in}}{\Phi} \cdot \Delta T_{ml}$$

Dove:

A_{0 scambio in} =Area geometrica di scambio interno;

 ΔT_{ml} = differenza di temperatura media logaritmica;²

 Φ = potenza termica scambiata;

Di seguito, nella figura 54, si riporta l'andamento della resistenza termica in funzione delle ore di lavoro del motore.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_i - \Delta T_u}{ln \frac{\Delta T_i}{\Delta T_u}}$$

¹ Negli scambiatori di calore tradizionali, dove si usa, come fluido di servizio, acqua corrente, non si può trascurare la formazione di calcare sulle pareti esterne dei tubi di scambio.

² È una grandezza tipica degli scambiatori di calore, calcolata utilizzando le differenze di temperatura tra i due fluidi in ingresso e in uscita:

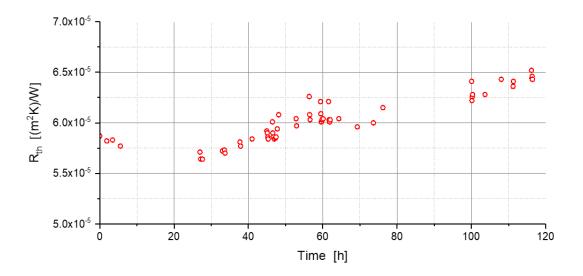


Figura 54. Rappresentazione dell'andamento della resistenza termica nel tempo

Un risultato analogo può essere ottenuto calcolando l'efficienza termica dello scambiatore, ε_c , che a causa del fouling, decadrà nel tempo [11], come si può notare dalla figura 55.

$$\varepsilon_{\rm c} = \frac{T_{EGR\,i} - T_{EGR\,u}}{T_{EGR\,i} - T_{COOLANT\,i}}$$

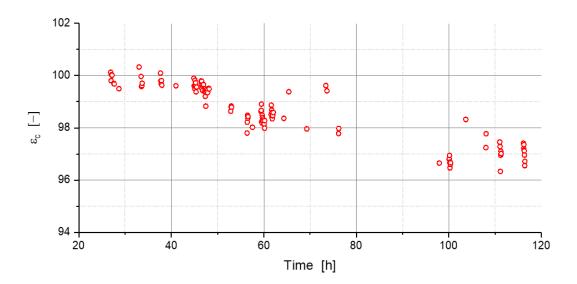


Figura 55. Rappresentazione dell'andamento dell'efficienza termica nel tempo

8.4 Effetti meccanici del fouling

Gli effetti termodinamici di un eventuale fouling del cooler, grazie alla tipologia di funzionamento del sistema di scambio, che permette di controllare il flusso del refrigerante in funzione del target di temperatura dei gas in uscita, possono essere compensati, ovvero la temperatura dei gas in uscita dallo scambiatore non varia con lo sporcamento. Ciò non è possibile per gli effetti meccanici dello sporcamento, ovvero la riduzione della sezione effettiva di passaggio. Questa determina una variazione nelle condizioni di equilibrio tra rapporto delle pressioni del gas tra l'ingresso e l'uscita dello scambiatore (p_{ratio}) e portata smaltita. Come si può notare dalle figure 56 e 50, si ha una notevole variazione delle condizioni della carica aspirata consistente in una diminuzione di gas residui e un conseguente abbassamento di temperatura della miscela gas-aria.

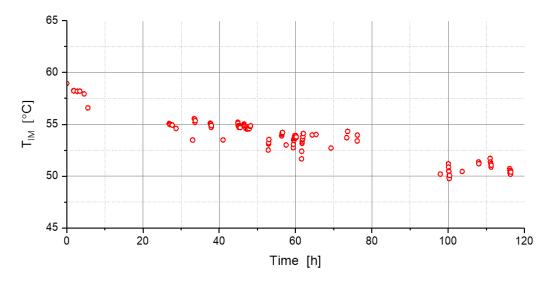


Figura 56. Andamento della temperatura nel collettore di aspirazione vs tempo

Se l'area di passaggio dell'EGR cooler fosse costante, allora la portata in massa di gas di scarico ricircolati sarebbe funzione solo delle condizioni dell'ambiente di monte, esprimibili sotto forma di pressione e temperatura e dal rapporto delle pressioni valle/monte. La diminuzione dell'area effettiva di passaggio¹ può essere messa in evidenza partendo dalla portata ed eliminando gli effetti dei parametri termodinamici che la influenzano. Non è altro che una normalizzazione rispetto alle condizioni di monte e al rapporto delle pressioni, che

_

¹ Si tratta di un'area effettiva, quindi non si fa distinzione tra informazioni relative alla diminuzione della sezione da quelle relative ad un eventuale variazione del coefficiente di efflusso.

solitamente è considerato forzante del fenomeno. In questo modo si ottiene un parametro di portata, rappresentato nella figura 57, che pur non rappresentando la sezione effettiva di passaggio, dipende solo da essa in modo lineare, quindi avrà lo stesso andamento.

$$\Gamma = parametro \ di \ portata = \ \dot{m}_{egr} \frac{\sqrt{T_{in}}}{p_{in} \cdot p_{ratio}}$$

Dove:

 \dot{m}_{egr} = portata di EGR nello scambiatore;

T_{in} = temperatura dei gas a monte;

p_{in} = pressione dei gas a monte;

 $p_{ratio} = rapporto delle pressioni, <math>p_{out}/p_{in}$;

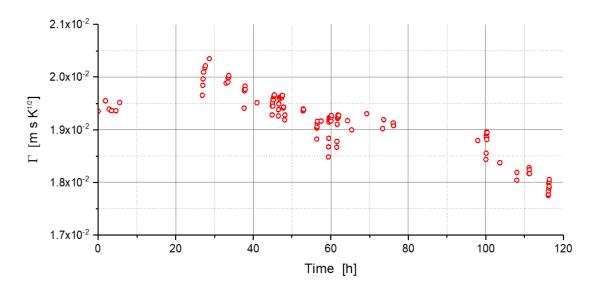


Figura 57. Variazione del paramentro di portata nel tempo

8.5 Relazione tra i due effetti del fouling

Analizzando gli effetti dell'inspessimento dello strato a parete, causato delle particelle carboniose, si possono fare alcune considerazioni.

La minor portata smaltita nel tempo dipende da modifiche nella geometria del cooler, ovvero dalla riduzione della sezione effettiva di passaggio. Questo fenomeno può essere collegato direttamente con il meccanismo di deposizione per termoforesi, in quanto è quello

che causa la deposizione delle particelle più grandi. Le particelle della frazione organica hanno dimensioni di due ordini di grandezza in meno, quindi hanno un'influenza marginale sullo spessore del deposito, inoltre spesso condensano all'interno dei pori dello stesso. [20]

Un ragionamento analogo non può essere fatto per quanto riguarda l'aumento della resistenza termica globale di scambio, infatti, la condensazione di HC potrebbe incidere sulla conducibilità termica. Tuttavia, esperimenti fatti sulla deposizione all'interno di un cooler EGR, hanno evidenziato come che nel lungo spettro temporale, il solo effetto della termoforesi fosse in grado di rappresentare un andamento medio del fenomeno [16] e che la condensazione di particelle della frazione organica fosse rilevante solo nel breve termine.

Quindi è ragionevole pensare che la diminuzione di portata smaltita e l'aumento della resistenza termica, a lungo termine, abbiano lo stesso andamento medio, in quanto causate dallo stesso fenomeno. Questo è osservabile anche dalla figura 58, dove sono plottati il parametro di portata, calcolato precedentemente, e l'inverso della resistenza termica.

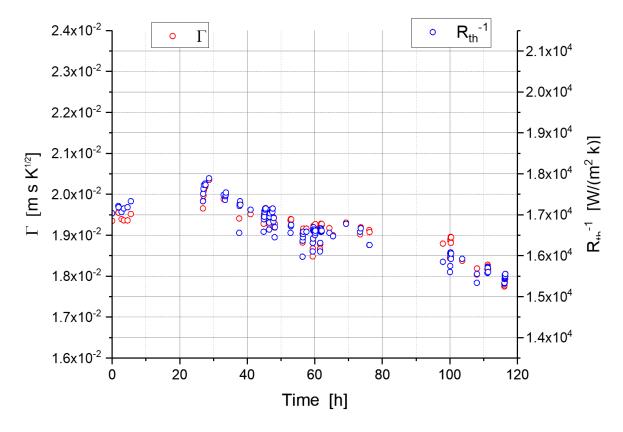


Figura 58. Si nota come il parametro di portata e la resistenza termica abbiano lo stesso andamento nel tempo

Inoltre, si può ripercorrere la "vita" dell'EGR cooler in funzione di questi due parametri significativi. Dalla figura 59, si può notare come una diminuzione del parametro di portata corrisponda ad un aumento della resistenza termica e viceversa. Relazionando l'andamento lineare con gli andamenti quasi sovrapposti dei due parametri, si ha un ulteriore conferma che sono proporzionali. Questo ci conferma che la driving force delle due variabili è la stessa, ovvero l'effetto di deposizione per termoforesi.

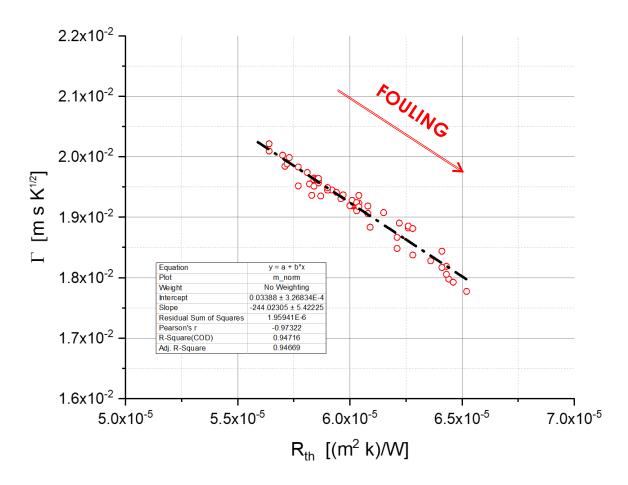


Figura 59. Parametro di portata vs resistenza termica. Si nota come siano linearmente proporzionali.

Dopo 120 ore di funzionamento, è stata effettuata una pulizia del cooler EGR, per poter proseguire con l'attività di testing. Nella figura 60 è rappresentato l'andamento del parametro di portata confrontato ottenuto nei due casi e si può notare che le due caratteristiche sono sovrapposte. Questo dà un ulteriore conferma che il parametro di portata, Γ , è un solido indicatore dell'invecchiamento dello scambiatore di calore. Dalla figura 51 sono evidenti i depositi sulle pareti interne dello scambiatore, riscontrati dopo circa 50 ore di funzionamento dalla pulizia dei condotti.

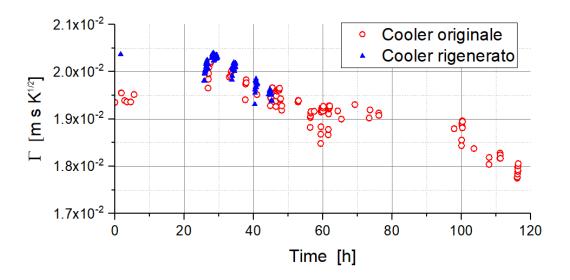


Figura 60. Confronto parametro di portata nel tempo. Si nota che dopo aver effettuato la pulizia della matrice di tubi dello scambiatore, il parametro di portata diminuisce nello stesso modo, anche se i punti di funzionamento tra le prove riportate nel grafico, sono diversi.



Figura 61. Immagine del cooler EGR dopo 50 ore di funzionamento. Sono evidenti le incrostazioni carboniose sulle pareti dei tubicini. In questa condizione è ancora possibile effettuare PCCI variando i parametri di calibrazioni rispetto a quelli usati con scambiatore pulito.

8.6 Combustione e sporcamento del cooler

Il team di ricerca si occupa anche dello sviluppo di un controllo attivo della combustione variando il SOI in riferimento del valore di MFB50 [21], quindi si può pensare di tener conto anche della caduta delle prestazioni dello scambiatore di calore, modificando, con il passare del tempo, i valori di Flap e VGT, in modo da mantenere costante la portata di EGR. Tale controllo non è stato ancora sperimentato come strumento per compensare lo sporcamento del cooler, e dunque questa possibilità è proposta come una possibile soluzione da sperimentare in futuro. Nei grafici si evidenzia come varia il baricentro della combustione in funzione della quantità di gas ricircolati e del parametro di portata, che non essendo influenzato dalle condizioni allo scarico, variabili con il punto di funzionamento, potrebbe essere utilizzato come riferimento.

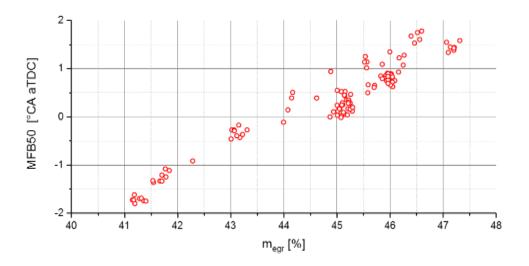


Figura 62. Variazione del MFB50 rispetto alla portata di EGR

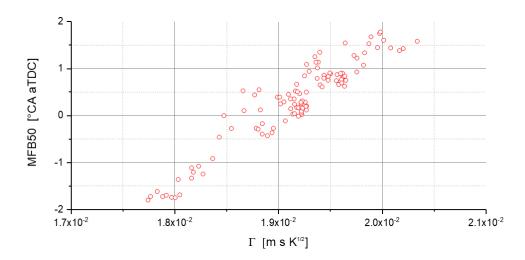


Figura 63. Variazione del MFB50 rispetto al parametro di portata. COnfrontato con il grafico 11, si nota un andamento medio lineare. Questo perché la portata dipende anche da altre condizioni a parità di MFB50

La deposizione di sedimenti sulle pareti dello scambiatore, con il passare del tempo, tende a stabilizzarsi, ovvero la quantità di particelle che viene asportata è uguale a quella che si deposita [17] e questo consente, nella maggior parte dei casi, un corretto funzionamento del sistema, dopo una breve fase iniziale di *run-in*. In questo caso, la portata per cui si ha l'equilibrio dei due fenomeni, è minore di quella necessaria per il funzionamento del motore in combustione PCCI, infatti, in fase di calibrazione, non si è riusciti a compensare lo sporcamento del cooler mantenendo una combustione ottimale. Pertanto eseguire i test dopo la fase di run-in, ovvero a valle della stabilizzazione di questo transitorio di sporcamento, non è una soluzione accettabile.

Il fouling dei cooler EGR sta diventando, negli ultimi anni, argomento di ricerca, a causa di un interesse crescente in combustioni non tradizionali, che hanno bisogno di una grande quantità di EGR. Questo può essere effettuato in diversi modi, come ad esempio, spillandolo e rimettendolo in circolo a bassa pressione, in modo da avere una carica dalla temperatura omogenea, seppur formata da diverse specie chimiche. In questo modo si sposterebbe il problema al corretto funzionamento degli organi che si occupano della compressione dei gas. In letteratura, sono anche presenti studi di possibili soluzioni che prevedono la "pulizia" dello scambiatore tramite l'utilizzo di vapore o additivi nel combustibile.

Conclusioni

La propulsione diesel sarà, ancora per molti anni, il punto di riferimento per il trasporto su strada, specialmente nel campo dei veicoli commerciali, a causa della scarsa efficacia delle soluzioni alternative. Tuttavia, le normative in materia di inquinamento ambientale impongono un continuo perfezionamento dei sistemi ad oggi utilizzati. In quest'ottica, lo scopo dell'attività descritta nella tesi è quello di adattare tipologie alternative di combustione a sistemi e tecnologie esistenti attraverso attività di calibrazione del funzionamento.

La PCCI, tra tutte le strategie di combustione a bassa temperatura, è una delle più interessanti, valutando i benefici ottenuti sulle possibilità di realizzazione. Tuttavia, come si evidenzia nel testo, non è ancora un prodotto maturo da poter essere immesso sul mercato, infatti, accanto alla riduzione delle emissioni inquinanti più critiche per un motore diesel, quali NO_x e particolato, si riscontrano grandi limiti in termini di emissioni acustiche e non meno difficile risulta l'accoppiamento con un sistema di post-trattamento ossidante, considerando le basse temperature allo scarico e le concentrazioni di HC e CO molto elevate.

Un altro aspetto, ancora non completamente sviluppato, è l'incompatibilità con sistemi di ricircolo dei gas di scarico tutt'ora utilizzati, a causa delle maggiori quantità di EGR, che sono causa di fouling specialmente nello scambiatore di calore e sulla valvola. In questo testo è stato descritto il fenomeno, analizzando le interazioni con alcuni parametri caratteristici della combustione. Una soluzione, brevemente accennata, è quella di variare attivamente i parametri di calibrazione per tener conto dello sporcamento del cooler EGR, che, però, risulta efficace solo per modeste quantità di depositi. In letteratura sono presenti soluzioni alternative, il cui studio è di fondamentale importanza per la diffusione della combustione PCCI.

Indice delle figure

Figura 1. Cclo di pressione e HRR	3
Figura 2. Mono-cilindro da laboratorio con accesso ottico	6
Figura 3. Schema dei risultati ottenuti mediante diagnostica ottica.	7
Figura 4. Composizione del getto durante la fiamma diffusiva.	9
Figura 5. Schema di una camera di combustione a volume costante.	10
Figura 6. Lift-off	11
Figura 7. ζst	12
Figura 8. Soot rilevato vs la lunghezza di lift-off e ζ _{st}	13
Figura 9. Diagramma Kamimoto-Bae.	14
Figura 10. Immagini ottenute in un motore ad accesso ottico.	16
Figura 11. Immagini ottenute in un motore ad accesso ottico.	17
Figura 12. Nox bump	18
Figura 13. Analisi sulla formazione del soot	19
Figura 14. Distribuzione e formazione delle particelle.	21
Figura 15. Strategie di combustione.	26
Figura 16. Seconda fase della combustione PCCI	27
Figura 17. Modello di combustione tradizionale e PCCI	28
Figura 18. Rapporto di equivalenza.	30
Figura 19. Emissioni di soot	31
Figura 20. Misfire	33
Figura 21. Risposta del DOC	34
Figura 22. Spettro delle emissioni acustiche	35
Figura 23. Influenza della quantità di iniezione pilota sul rumore di combustione	36
Figura 24. Confronto tra una combustione PCCI tradizionale e una PCCI divisa in due iniezioni	37
Figura 25. Hardware dedicato alla gestione della sala di prova	38
Figura 26. Freno dinamometrico AVL APA 100.	39
Figura 27. Sistema di raffreddamento CoolCon	40
Figura 28. Schema del sistema di misura PLU21.	41
Figura 29. Schema di un analizzatore NDIR.	42
Figura 30. Schema di un analizzatore FID	44
Figura 31. Schema di un analizzatore CLD	45
Figura 32. Schema dello SmokeMeter AVL 415s	46
Figura 33. Vista in sezione della bowl del pistone e della direzione dell'iniezione	48
Figura 34. Schema generale delle grandezze che influenzano un fenomeno.	50
Figura 35. Suddivisione schematica della pianificazione sperimentale	51
Figura 36. Alcuni schemi di CCD con 3 fattori.	54
Figura 37. Alcuni schemi di space- filling design.	55
Figura 38. Risultati ottenuti dalle prove preliminari	58
Figura 39. Range dei fattori scelti	59

Figura 40. Scelta del mo	odello.	59
Figura 41. Scelta e impo	ostazione del design	60
Figura 42. Varianza stim	nata per il design pianificato	61
Figura 43. Scelta degli o	output a cui si è interessati	62
Figura 44. Analisi della l	bontà del modello	63
Figura 45. Applicazione	di tecniche statistiche per migliorare il fitting del model	lo 63
Figura 46. Risultati otte	enuti durante il periodo di sperimentazione.	65
Figura 47. Mappa di var	riazione dei parametri con cui sono ottenuti i risultati di	ottimo. 66
Figura 48. Andamento d	del baricentro della combustione nel tempo	68
Figura 49. Variazione de	ella dosatura in funzione del tempo	68
Figura 50. Grado di EGR	R e differenza di pressione ai capi del cooler.	69
Figura 51. Deposizione d	di particelle carboniose per termoforesi.	71
Figura 52. Rappresentaz	zione tridimensionale del cooler EGR.	72
Figura 53. Schema semp	olificato del controllo PID	72
Figura 54. Rappresentaz	zione dell'andamento della resistenza termica nel tempo	75
Figura 55. Rappresentaz	zione dell'andamento dell'efficienza termica nel tempo	75
Figura 56. Andamento d	della temperatura nel collettore di aspirazione vs tempo	76
Figura 57. Variazione de	el paramentro di portata nel tempo	77
Figura 58. Parametro di	i portata nel tempo	78
Figura 59. Parametro di	i portata vs resistenza termica.	79
Figura 60. Confronto pa	arametro di portata nel tempo.	80
Figura 61. Immagine de	l cooler EGR dopo 50 ore di funzionamento.	80
Figura 62. Variazione de	el MFB50 rispetto alla portata di EGR	81
Figura 63. Variazione de	el MFB50 rispetto al parametro di portata.	82

Indice delle tabelle

Tabella 1. Specificne dei freno dinamometrico	39
Tabella 2. Specifiche tecniche del motore F1C.	47

Bibliografia

- [1] Ferrari G., "Motori a combustione interna", Edizioni Il Capitello, 2008, Torino
- [2] Millo F., Lezioni di propulsori termici, a.a. 2016/17
- [3] Espey C., Dec J.E., "Diesel engine combustion studies in a newly designed optical-access engine using high-speed visualization and 2-D laser imaging", SAE Technical Paper No. 930971, 1993
- [4] Dec J. E., Westbrook C., "Diesel Combustion: An integrated view combining laser diagnostics. Chemical kinetics and empirical validation" SAE Technical Paper No 1999-01-0509.
- [5] Siebers D., Higgins B., "Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Sprays Under Quiescent Conditions" SAE Technical Paper No.2001-01-0530
- [6] Spessa E., Lezioni di controlo delle emissioni di inquinanti, a.a. 2016/17
- [7] Dec J. E., Kelly-Zion P.L., "An investigation of late-combustion soot burnout in a DI diesel engine using simultaneous planar imaging of soot and OH radical", Sandia National Labs, 1999
- [8] Jääskeläinen H., "LTC Applications", DieselNet Technology Guid, 2013
- [9] Musculus M.P.B, Miles C.P., Pickett L.M., "Conceptual models for partially premixed low-temperature diesel combustion", Progress in Energy and Combustion Science, Volume 41, 2014, Page 94, ISSN 0360-1285.
- [10] AVL, "Fuel Consumption Measurement on Engine Testbeds and in the Vehicle"
- [11] D'Ambrosio S., Gaia F., lemmolo D., Mancarella A., Salamone N., Vitolo R., Hardy G., "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 Technical Paper No. 2018-01-0221.
- [12] Montgomery D. C., "Design and Analysis of Experiments", John Wiley & Sons, Inc., 2013
- [13] Box G.E.P, Hunter J.S., Hunter W.H, "Statistics for Experimenters" John Wiley & Sons, Inc., 2005
- [14] Help_MBC_Model_Fitting. (s.d.). Creating an Optimal Design
- [15] Box G., Cox D. R., "An analysis of transformations", Journal of the Royal Statistical Society, 1964
- [16] Kwang S. H., Kyo S. L., Soonho S., Kwang M. C., Doyoung C., Sunki M., "Parametric study on particle size and SOF effects on EGR cooler fou*ling*", Atmospheric Environment, Volume 45, Issue 32, 2011, Pages 5677-5683,ISSN 1352-2310
- [17] Abd-Elhady M.S., Malayeri M.R., "Asymptotic characteristics of particulate deposit formation in exhaust gas recirculation (EGR) coolers", Applied Thermal Engineering, Volume 60, Issues 1–2, 2013, Pages 96-104, ISSN 1359-4311
- [18] M. Abraham, J. Hoard, D. Assanis, D. Styles, E.W. Curtis, N. Ramesh, "Review of soot deposition and removal mechanisms in EGR coolers", SAE Technical Paper Series No. 2010-01-1211
- [19] Sluder, C.S., Storey, J.M.E., Lewis, S.A., Styles, D., Giuliano, J., Hoard, J.W., "Hydrocarbons and Particulate Matter in EGR Cooler Deposits: Effects of Gas Flow Rate, Coolant Temperature, and Oxidation Catalyst" SAE Technical paper No. 2008-01-2467
- [20] Malayeri MR, Zornek T, Balestrino S, Warey A, Szymkowicz PG., "Deposition of nano-sized soot particles in various EGR coolers under thermophoretic and isothermal conditions". Heat Transfer Engineering, 2013
- [21] Finesso, R. and Spessa, E., "A Feed-Forward Approach for the Real-Time Estimation and Control of MFB50 and SOI In Diesel Engines" SAE Int. J. Engines 7(1):528-549, 2014