

POLITECNICO DI TORINO

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

**Valutazione sperimentale delle
potenzialità di un propulsore diesel
prototipale progettato per la modalità di
combustione PCCI**



Relatore

prof. Stefano D'Ambrosio

Candidato

Davide Tamaddon

Aprile 2018

Dedicato alla mia famiglia

INTRODUZIONE	3
COMBUSTIONE DIESEL TRADIZIONALE	4
EMISSIONI INQUINANTI	9
Ossidi di Azoto: NOx	9
Particolato: PM	12
MONOSSIDO DI CARBONIO: CO	15
IDROCARBURI INCOMBUSTI: HC	16
IGNITION DELAY	18
EFFETTO DEI PARAMETRI DI CALIBRAZIONE	21
DIAGRAMMA DI KAMIMOTO-BAE.....	23
LOW TEMPERATURE COMBUSTION.....	25
HCCI	28
PCCI	30
SOLUZIONI TECNOLOGICHE LTC	35
SET UP SPERIMENTALE	40
SVOLGIMENTO PROVE.....	51
RISULTATI SPERIMENTALI	53
PUNTI DI OTTIMO	53
LIMITE PCCI AD ALTO CARICO	63
CONFRONTO TRA LE EMISSIONI DEL MOTORE F1C e F1C PCCI	77
CONCLUSIONI	84
BIBLIOGRAFIA	86
RINGRAZIAMENTI	88

Figura 1: Profili di pressione in camera, rilascio di calore e frazione di massa bruciata	4
Figura 2: Modello concettuale di Dec	6
Figura 3: spray diesel.....	8
Figura 4: distribuzione del rapporto di equivalenza lungo il getto	16
Figura 5: Diagramma di Kamimoto-Bae	23
Figura 6: Classificazione LTC.....	27
Figura 7: HRR per PCCI early-injection e late-injection	31
Figura 8: Confronto dei getti nella combustione tradizionale e nella PCCI	32
Figura 9: Evoluzione dello spray in PCCI.....	33
Figura 10: Iniezione PREDIC	35
Figura 11: Fasatura iniezione PREDIC.....	36
Figura 12: Sistema di combustione MULDIC	36
Figura 13: Iniettore PCI.....	37
Figura 14: HRR PCI.....	38
Figura 15: Camera di combustione NADI	39
Figura 16: Banco prova dinamico.....	40
Figura 17: Schema cella.....	41
Figura 18: Sensori cella.....	43
Figura 19: Freno dinamometrico.....	45
Figura 20: Sistema CoolCon.....	46
Figura 21: EGR cooler	47
Figura 22: Intercooler dopo compressore.....	48
Figura 23: Sistema AVL AMA i60	49
Figura 24: Sala di controllo banco prova.....	50
Figura 25: schema installazione motore	51
Figura 26: Mappa p max.....	63
Figura 27: Mappa derivata pressione.....	64
Figura 28: Mappa incremento rumore rispetto a F1C	64
Figura 29: Profili pressione in camera 2500 rpm, sweep di carico	66
Figura 30: Profili derivata pressione in camera 2500 rpm, sweep di carico	67
Figura 31: incremento rumore 2500 rpm, sweep di carico.....	68
Figura 32: Angolo di manovella a cui si verifica la pressione massima. 2500rpm, sweep di carico	68
Figura 33: Angolo di manovella a cui si verifica il massimo della derivata di pressione in camera. 2500rpm, sweep di carico	69
Figura 34: Start of Injection. 2500 rpm, sweep di carico	69
Figura 35: Mappa λ	70
Figura 36: Mappa EGR.....	71
Figura 37: Emissioni NOx e SOOT : sweep di EGR sul punto 2000 rpm x 7,5 bar.....	72
Figura 38: Mappa penalizzazione bsfc	74
Figura 39: Mappa SOI	75
Figura 40: Mappa MFB 50	75
Figura 41: Mappa posizione exhaust flap	76
Figura 42: Mappa riduzione NOx	77
Figura 43: Mappa riduzione SOOT	78
Figura 44: Mappa penalizzazione CO	79
Figura 45: Mappa penalizzazione HC	80
Figura 46: Mappa temperatura ingresso DOC	81
Figura 47: Mappa efficienza conversione CO.....	82
Figura 48: Mappa efficienza conversione HC.....	82

INTRODUZIONE

Nella presente tesi, dopo un'introduzione di ampio respiro sull'attuale combustione Diesel tradizionale e sulle modalità di formazione delle principali emissioni inquinanti, si analizzeranno le nuove modalità di combustione denominate Low Temperature Combustion (LTC).

Fanno parte di questa categoria le combustioni Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) e Premixed Charge Compression Ignition (PCCI).

In particolare, il presente lavoro ha come fine la valutazione sperimentale delle potenzialità di un propulsore prototipale operante nella modalità di combustione PCCI.

La combustione PCCI è ottenuta per mezzo di elevate percentuali di EGR, e della early injection strategy che prevede anticipi di iniezione molto spinti.

La caratteristica principale di questa combustione è che permette di ridurre, simultaneamente, le emissioni di particolato e di ossidi di azoto. E' così possibile rispettare i limiti del ciclo WHSC già engine-out senza ricorrere a sistemi di post-trattamento dedicati.

Le principali sfide con cui la combustione PCCI deve confrontarsi sono relative al controllo dell'istante di inizio combustione, all'elevato rumore di combustione nonché alle elevate emissioni di monossido di carbonio e di idrocarburi incombusti.

Inoltre la PCCI è per sua natura realizzabile solo a basso carico.

Le prove sperimentali sono state svolte presso il banco prova dinamico del Politecnico di Torino.

Il propulsore sperimentale, denominato F1C PCCI, è fornito da FPT Industrial ed è ottimizzato per operare in combustione PCCI. Tale propulsore è ottenuto modificando il motore convenzionale F1C FPT Industrial, in base a test preliminari svolti su quest'ultimo.

I risultati sperimentali ottenuti sull' F1C PCCI verranno confrontati con i dati del motore diesel convenzionale per valutare i benefici e le problematiche della nuova tipologia di combustione.

Inoltre si evidenzia come sul motore ottimizzato F1C PCCI sia possibile operare in LTC fino ad un carico relativamente elevato ($p_{me} = 8.4$ bar).

L'attività è svolta dal gruppo di ricerca del Dipartimento di Energia (DENERG) del Politecnico di Torino, coordinato dal Professor Stefano D'Ambrosio.

COMBUSTIONE DIESEL TRADIZIONALE

I motori ad accensione per compressione ad iniezione diretta, spesso abbreviati in CIDI dall'inglese Compression-Ignition Direct-Injection, utilizzano un combustibile ad alta reattività (ossia composto da catene di idrocarburi lunghe e flessibili) che viene messo in contatto con l'aria comburente solo al termine della fase di compressione, in prossimità del punto morto superiore. Infatti, appena vaporizzato e miscelato con l'aria ad alta pressione e temperatura, il combustibile tende ad accendersi senza la necessità di un intervento esterno.

Immettendo il combustibile all'interno della camera di combustione con un anticipo molto ridotto rispetto all'istante in cui si avvierà la combustione, si fa ricorso a pressioni di iniezione molto elevate in modo da avere dimensioni delle goccioline più contenute, un pronto mescolamento con l'aria ed una rapida evaporazione.

FASI DELLA COMBUSTIONE

La figura 1, tratta da [1], riporta lo sviluppo tipico della pressione in funzione dell'angolo di manovella in assenza di combustione (linea tratteggiata) e con regolare iniezione di combustibile (linea continua) nel cilindro di un motore diesel sovralimentato.

Si rappresenta anche la curva della frazione in massa del gasolio bruciato ed il tasso di rilascio di energia chimica (cui ci si riferisce solitamente come rilascio di calore "Heat Release Rate" HRR).

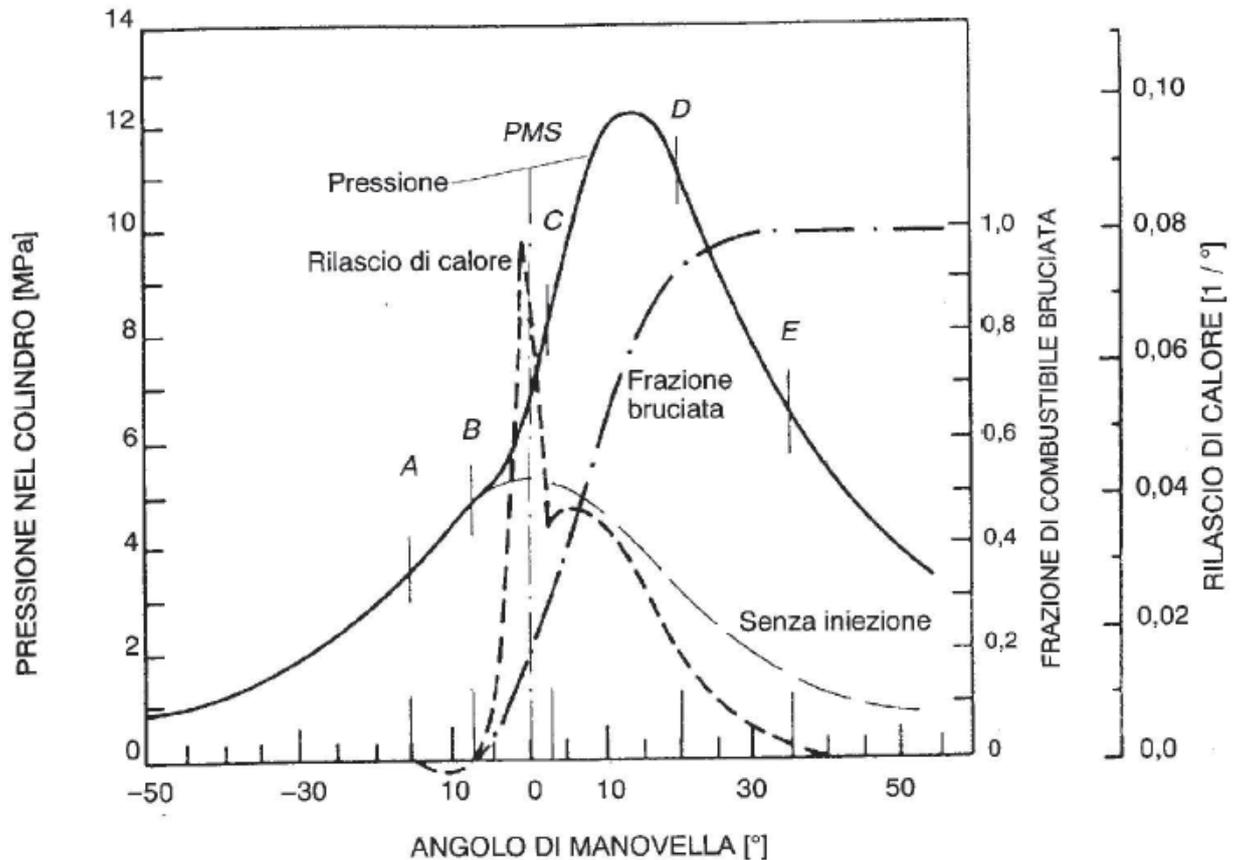


Figura 1: Profili di pressione in camera, rilascio di calore e frazione di massa bruciata

Osservando il profilo dell'HRR, è possibile dividere schematicamente il processo di combustione in quattro fasi:

AB-Ritardo di accensione: si ha da quando il combustibile inizia a penetrare in camera, fino a quando si avvia la fase di combustione.

In tale fase il rilascio termico è negativo in quanto è ricavato con un modello mono-zona che si basa sull'applicazione del primo principio della termodinamica alla massa contenuta all'interno della camera di combustione, trascurando il flusso termico scambiato con l'esterno. L'evaporazione del combustibile riduce l'energia termica sensibile del gas in camera, che si manifesta come un abbassamento nell'HRR durante l'ignition delay.

Il ritardo di accensione, generalmente indicato con τ , è dovuto a fenomeni fisici (atomizzazione del getto, evaporazione delle goccioline e miscelamento tra l'aria presente in camera ed i vapori di combustibile) e a fenomeni chimici (pre-reazioni debolmente esotermiche, che portano alla formazione dei radicali necessari per il successivo processo di combustione vero e proprio).

Quando le reazioni diventano più esotermiche il tasso di rilascio di energia chimica supera il tasso di energia per la vaporizzazione. Questo punto, in cui l'HRR diventa positivo, è generalmente usato come punto in cui finisce l'ignition delay e l'inizio della combustione.

BC-Combustione premiscelata rapida: caratterizzata da una veloce propagazione della combustione a tutta la carica premiscelata combustibile-aria formatasi durante il ritardo, provocando un forte incremento di pressione e rilascio di calore. Tale combustione è molto ricca: $\lambda = 0.25 \div 0.5$

CD-Combustione diffusiva controllata: si ha la combustione regolata dai processi di diffusione, del nucleo centrale del getto e del combustibile successivamente iniettato, man mano che entra in camera di combustione, per cui la quantità di calore liberata può essere graduata attraverso il controllo dell'iniezione

DE-completamento combustione: l'iniezione è terminata ma viene portata a termine la combustione del gasolio iniettato in precedenza.

L'iniezione è ormai terminata ma le reazioni chimiche procedono ancora esaurendosi in modo graduale.

La combustione può coinvolgere in questa fase i nuclei carboniosi (soot) formati durante la fase diffusiva precedente permettendone l'ossidazione.

Questa fase viene alimentata e promossa dai moti turbolenti che rimescolano i gas all'interno della camera; è necessario però che essa non si prolunghi eccessivamente per non ridurre il rendimento del motore (per avere un alto rendimento occorre concentrare quanto più possibile il rilascio di calore nell'intorno del PMS).

MODELLO CONCETTUALE DI DEC

Il processo di combustione tradizionale in un motore ad accensione per compressione è descritto dal modello concettuale di Dec [2], il quale ha condotto una sperimentazione su un motore ad accesso ottico. Tale modello risale al 1997 e si applica a condizioni di combustione diesel tradizionali, con una sola iniezione, senza EGR, con ignition dwell negativo, e con il combustibile iniettato a ridosso del punto morto superiore. Inoltre l'iniezione del combustibile è sufficientemente lunga in modo che la maggior parte del combustibile bruci durante la combustione diffusiva.

Il getto di combustibile attraversa per un certo periodo una condizione di “quasi stazionarietà”, con la contemporaneità di iniezione e combustione.

La figura 2 riporta una serie di immagini che descrivono l'evoluzione del getto in camera di combustione. Le istantanee riportate sono le fotografie del getto che evolve, e si valuta cosa accade per ogni grado di manovella dopo l'inizio dell'iniezione (ASI: After Start of Injection).

Si sottolinea come i dati quantitativi riportati nella figura 2 siano relativi ad una specifica condizione di funzionamento a basso carico, mentre le informazioni qualitative del fenomeno sono di validità generale.

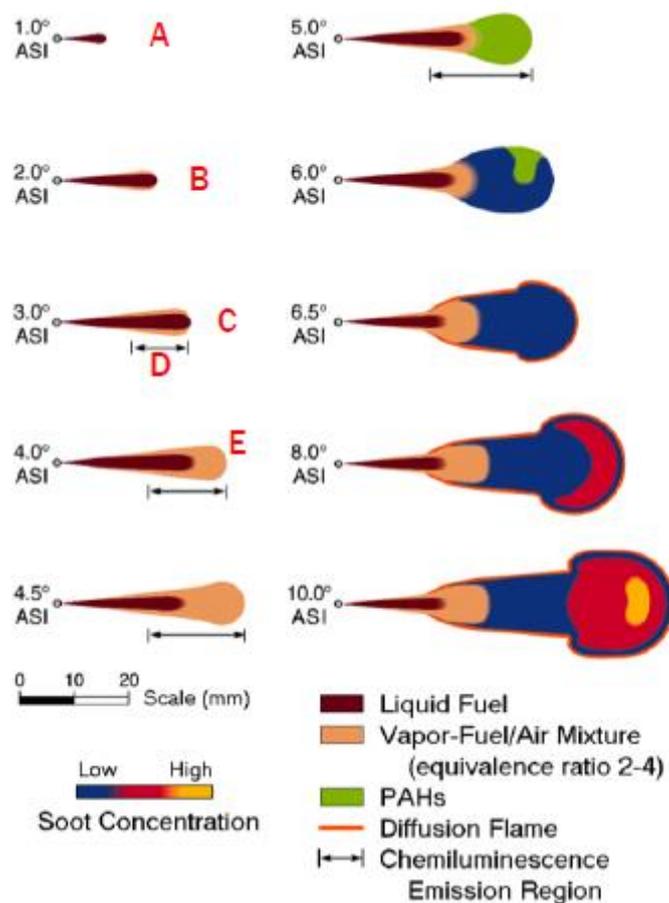


Figura 2: Modello concettuale di Dec

1° ASI: il primo getto che si forma è combustibile liquido. Tale getto non è compatto ma è composto da tante goccioline

2° ASI: il getto liquido penetra all'interno della camera di combustione e contestualmente si comincia a formare una zona di miscela di aria e vapori di combustibile. Tale zona, inizialmente intorno al getto, si estende man mano verso la punta. Si forma lo Spray.

3° ASI: mentre la penetrazione dello spray continua, la penetrazione della fase liquida si stabilizza. Compare la chemiluminescenza: dalla zona di miscela comincia a provenire una debole luminosità la quale non è imputabile al processo di combustione vero e proprio, ma è dovuta al fatto che il combustibile presente nella zona di miscela (ormai evaporato e ben mescolato con l'aria) comincia a reagire con l'ossigeno formando i primi radicali. Tali reazioni sono debolmente esotermiche e non determinano un innalzamento della pressione in camera. Quando il numero di radicali sarà sufficiente, le reazioni avverranno in maniera estremamente veloce con un rilascio energetico rilevante.

4° ASI: La luminosità, anziché essere confinata in piccole zone intorno al getto, comincia ed essere diffusa a tutta la zona di miscela, e contestualmente si rileva un notevole rilascio termico.

Si verifica la combustione premiscelata: si ha l'autoaccensione in seno alla miscela ricca di aria e vapori di combustibile che si è formata nei primi 3° ASI.

4,5° ASI: Il Diesel lavora complessivamente nel povero ma, dato lo scarso tempo di formazione della miscela, la zona in cui si avvia il processo di combustione premiscelata ha una dosatura ricca con $\Phi=2\div6$, ossia è presente da 2 a 6 volte il combustibile che potrebbe essere ossidato con l'aria presente.

Ciò è dovuto all'intrinseca eterogeneità del processo di combustione, che presenta dosature locali nei vari punti della camera di combustione, diverse dalla dosatura globale. I prodotti della combustione premiscelata, saranno quelli tipici di una combustione ricca. Si avrà, infatti, solo una minima frazione dei prodotti di una combustione completa (CO_2 e H_2O), con importanti frazioni di CO , H_2 , nonché frammenti di molecole di combustibile parzialmente ossidato, quali C_7 (ossia frammenti del combustibile di partenza che è un gasolio composto da una miscela di idrocarburi, con mediamente 7 atomi di carbonio per molecola); C_6 , C_5 , C_4 , (paraffine o olefine); e PAH (SOOT precursor).

5° ASI: La formazione dei PAH e la combustione premiscelata porta ad un rapido incremento della pressione e della temperatura in camera, con un rilascio termico pressoché istantaneo. La combustione premiscelata è isocora e dunque presenta un elevato rendimento termodinamico, ma la combustione simultanea del combustibile accumulatosi nell'ignition delay porta ad un elevato rumore di combustione (tipico dei motori diesel) e a sollecitazione impulsiva su tutti gli organi affacciati in camera, quindi a vibrazioni.

6° ASI: cominciano a formarsi particelle di SOOT, e comincia a svilupparsi la fiamma diffusiva alla periferia del getto. I prodotti della combustione premiscelata ricca, e dunque incompleta, sono dei composti chimici che possono ancora reagire con l'ossigeno per rilasciare energia chimica.

Si formerà allora spontaneamente all'interfaccia del getto un moto locale di diffusione. I reagenti diffondono nell'interfaccia che li separa: l'ossigeno (che sta fuori) e tutti i prodotti della combustione ricca (che stanno dentro e che hanno ancora potere calorifico residuo) si mescolano dando luogo alla fiamma diffusiva stechiometrica.

6,5° ASI: la fiamma diffusiva caratterizzata da $\Phi \approx 1$ continua

8° ASI: continua ad accumularsi nella parte interna combustibile che arriva dall'iniettore

10° ASI: continuano a formarsi particelle di SOOT a partire dai policiclici aromatici. La concentrazione di SOOT è maggiore sulla testa del getto, ove c'è stato più tempo per formarsi e ci sono temperature più alte.

Dopo i 10° ASI, e fino al termine dell'iniezione il getto non presenterà notevoli modifiche.

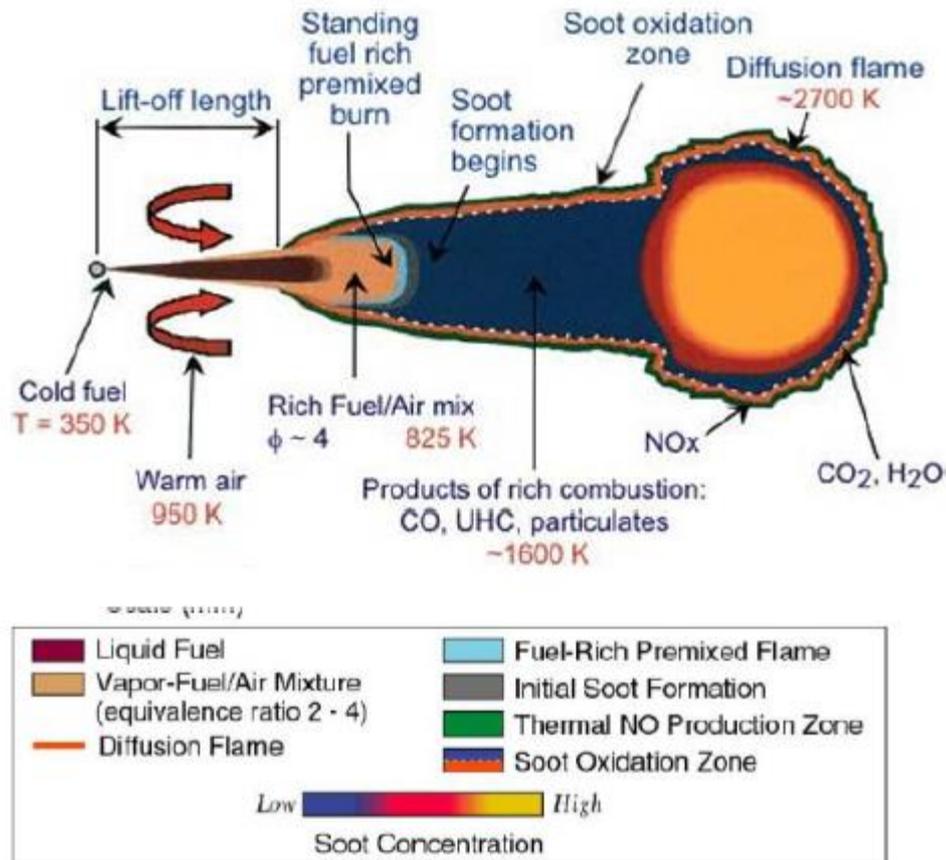


Figura 3: spray diesel

Alla chiusura dello spillo dell'iniettore, a causa della diminuzione della velocità di fuoriuscita del getto e del conseguente decadimento dell'interazione aerodinamica tra aria e combustibile, l'atomizzazione sarà compromessa e si potranno avere grossolani gocciolamenti dall'iniettore, delle ultime frazioni di combustibile iniettate in camera.

EMISSIONI INQUINANTI

Le seguenti informazioni sono tratte principalmente da [3], [4], [5].

Ossidi di Azoto: NO_x

Con la sigla NO_x si fa riferimento alle emissioni di ossidi di azoto nei motori a combustione interna.

In particolare, in funzione del numero di ossidazione dell'azoto, si formano monossido di azoto (NO) e biossido di azoto (NO₂).



Sebbene l'azoto N₂ presente nell'aria comburente non dovrebbe risentire del processo di combustione, passando inalterato dai reagenti ai prodotti, durante il processo di combustione, per effetto delle elevate temperature, le molecole di azoto e di ossigeno vengono decomposte in O e N le quali a loro volta si ricombinano generando NO_x.

Monossido di Azoto:

La formazione dell'NO avviene principalmente in seguito al meccanismo termico descritto dal modello di Zeldovich, che si basa sul seguente set di equazioni:



Accanto alle reazioni è riportata l'energia di attivazione.

Affinché il meccanismo possa svilupparsi occorre che sia in corso il processo di combustione, il quale garantisce simultaneamente:

- a) La presenza dell'atomo di ossigeno. Tale radicale deriva dall'ossigeno molecolare, naturalmente presente nell'aria comburente, in seguito al processo di combustione
- b) Le elevate Temperature. La reazione (1) costituisce una barriera con la sua elevata energia di attivazione. Per partire ha bisogno di elevate temperature. Una volta che la reazione (1) ha luogo, si forma N, e possono svilupparsi anche la (2) e la (3).

Nell'analisi del fenomeno di formazione dell'NO, un parametro importante è la costante di velocità di reazione k , che varia in funzione della temperatura secondo la legge di tipo Arrhenius:

$$k = aT^b e^{-\frac{A}{RT}}$$

Ove:

R è la costante universale dei gas perfetti

T è la temperatura espressa in Kelvin

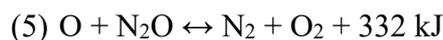
aT^b è il termine pre-esponenziale detto fattore sterico: tiene conto della probabilità che le molecole vengano in contatto per reagire

A è l'energia di attivazione (tanto più è elevata l'energia di attivazione, tanto maggiore dovrà essere la temperatura affinché la velocità della reazione chimica sia rilevante).

Data la dipendenza esponenziale dalla temperatura delle costanti di reazione, questo meccanismo è detto meccanismo termico.

La temperatura gioca infatti un ruolo fondamentale nel processo, determinando il bilancio totale degli ossidi di azoto: gli NO_x si formano alle alte temperature con una certa velocità, e quando la temperatura diminuisce gli ossidi di azoto tenderanno a decomporsi con una velocità minore. Il bilancio è tale che ad un certo punto il livello di ossidi di azoto si congela e sarà il livello che si ritrova allo scarico.

Esistono altre tre reazioni che descrivono un ulteriore meccanismo di formazione dell'NO:



Le equazioni (4) e (5) si verificano quando l'N₂ presente nell'aria reagisce con un radicale prodotto dalla combustione (l'OH), oppure reagisce con l'ossigeno O₂ presente naturalmente nell'aria dando N₂O.

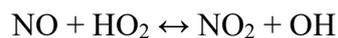
Nell'equazione (6) l'N₂O, reagendo ulteriormente con un radicale ossigeno, determina la formazione del monossido di azoto NO.

Si nota dunque come il meccanismo di formazione dell'NO dovuto alle equazioni (4), (5) e (6) sia meno tempestivo rispetto al modello di Zeldovich, poiché transita attraverso la formazione di una specie intermedia (N₂O).

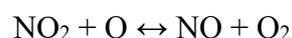
Biossido di azoto:

A differenza dei motori a benzina, in cui le emissioni di ossidi di azoto sono composte solo da NO, nei motori ad accensione per compressione una parte non trascurabile è composta da NO₂.

L'NO che si forma nella zona della fiamma può reagire con il radicale HO₂ dando NO₂:



In seguito dovrebbe avere luogo la riconversione da NO₂ a NO:



Mentre nei motori ad accensione comandata entrambe le reazioni avvengono con sufficiente rapidità, nei motori ad accensione per compressione la riconversione da NO₂ a NO può interrompersi (dato che le temperature in un Diesel sono tendenzialmente più basse rispetto ai motori a benzina).

Nei motori Diesel i livelli di NO_2 possono raggiungere il 10-30% delle emissioni totali di NO_x .

DIPENDENZA DA PARAMETRI MOTORISTICI:

Dipendenza NO_x da EGR

Se aumenta il tenore di gas combusti riciccolati, le temperature diminuiscono e si riducono gli NO_x . L'EGR è infatti molto usato ai carichi parziali, ove la molta aria in eccesso può essere sostituita con i gas riciccolati (10% EGR \rightarrow -30% NO_x).

Dipendenza NO_x da dosatura:

Gli NO_x diminuiscono se il carico diminuisce, ma in maniera meno marcata rispetto ai benzina perché il fenomeno dipende dalle condizioni locali, caratterizzate da spiccata eterogeneità.

Dipendenza NO_x dall' Anticipo di Iniezione:

Se $\text{SOI} \uparrow$, $\tau \uparrow$, combustione premiscelata \uparrow , $\text{NO}_x \uparrow$

All'aumentare dell'anticipo di iniezione, aumenterà il combustibile accumulato in camera durante il ritardo di accensione, e dunque la combustione premiscelata coinvolgerà una frazione maggiore di gasolio. Nonostante nella combustione premiscelata si abbia una dosatura ricca e non si formino gli ossidi di azoto, è proprio tale fase che spiana la strada per la formazione degli NO_x , a causa delle alte temperature finali raggiunte nella combustione isocora. Nella fase successiva si formeranno molti NO_x tramite il meccanismo di Zeldovich.

Particolato: PM

La definizione operativa di particolato (abbreviato in PM dall'inglese Particulate Matter) fa riferimento a qualsiasi materia che, allo scarico di un motore a combustione interna, possa essere intrappolata su un mezzo filtrante di campionamento a 125 ° F (52 ° C).

Il particolato si forma per miscele ricche $\lambda < 0.5$ ed alte temperature. Quindi tale specie inquinante si sviluppa durante la combustione premiscelata, ma non tutto il particolato formatosi in tale fase si ritroverà allo scarico, in quanto potrà completare la sua ossidazione nelle fasi successive. All'aumentare della combustione simultanea dell'accumulo aumenterà sì una prima formazione di particolato, ma allo scarico se ne ritroverà di meno visto che avrà più possibilità di essere ossidato successivamente.

In pratica il particolato è costituito da tre frazioni:

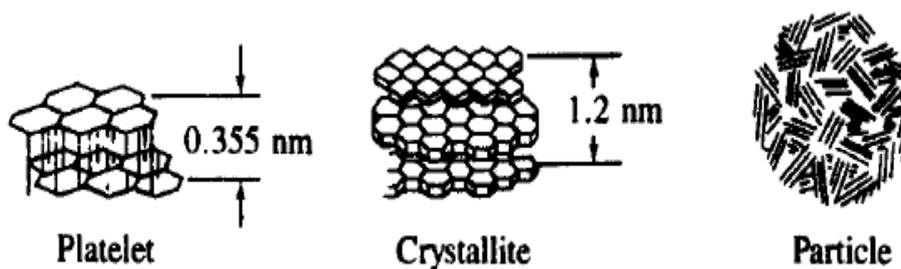
- 1) Frazione solida: composta da particelle carboniose e ceneri.
- 2) Frazione organica solubile: costituita da composti organici (ossia idrocarburi) derivanti dall'olio lubrificante e dal combustibile.
- 3) Solfati: derivano dalla combinazione di acido solforico e acqua.

A seconda delle condizioni di funzionamento del motore la percentuale relativa delle varie componenti varierà. In particolare, la frazione solubile organica diventa preponderante ai carichi medio-bassi.

Si descrivono ora le varie componenti del Particolato.

1) FRAZIONE SOLIDA

- i. FRAZIONE SOLIDA → PARTICELLE CARBONIOSE. Si possono formare durante il processo di combustione a partire dai policiclici aromatici. Inizialmente le particelle si dispongono in piani esagonali che ricordano la grafite. Tali strutture si possono impilare una sull'altra, dando luogo a dei piani paralleli a distanze tipiche di qualche nanometro. Le strutture lamellari, alla fine, si aggregano in una forma più complessa, dando luogo a delle particelle porose dalla forma più o meno sferica.



- ii. FRAZIONE SOLIDA → CENERI. Le ceneri sono sostanze incombustibili. Possono derivare da:
 - a. additivi a base di metalli presenti nell'olio lubrificante

- b. corrosione del motore o nel sistema di scarico: l'usura fa sì che si perdano delle particelle metalliche incombustibili che finiscono allo scarico.
- c. catalizzatori, mischiati con il combustibile, che vengono introdotti periodicamente per facilitare la rigenerazione del filtro antiparticolato.

2) **FRAZIONE ORGANICA SOLUBILE:** I gas di scarico sono composti da frazioni anche rilevanti di composti organici, ossia idrocarburi incombusti sopravvissuti al processo di combustione. Può capitare che tali composti organici vengano adsorbiti dalle particelle carboniose porose. La parte più consistente della frazione organica solubile è quella derivante dall'olio lubrificante, i cui composti organici sono più pesanti.

La frazione organica solubile deriva il suo nome dalle modalità con cui viene estratta in laboratorio: si fa un'analisi del campione di particolato in cui si usano opportuni solventi per estrarre la frazione solubile.

3) **SOLFATI:** il gasolio contiene piccoli quantitativi di zolfo, il quale, durante il processo di combustione, può diventare un ossido di zolfo che si può legare con l'acqua e dare acido solforico H_2SO_4 . L'acido solforico e l'acqua reagiscono per nucleazione etero-molecolare, ossia si combinano in modo da formare piccoli cluster fatti da moltissime molecole.

I solfati non si formano durante il processo di combustione, ma si formano nei condotti di scarico quando la temperatura diminuisce.

DIPENDENZA DA PARAMETRI MOTORISTICI:

La seguente tabella riassume gli effetti dei principali parametri di interesse motoristico sulla formazione del particolato.

	Effetti su particolato
Carico	Le emissioni di particolato si riducono se il carico si riduce in quanto a carichi parziali si lavora nel povero. Viceversa PM aumenterà col carico. In particolare per $\lambda < 0.5$ ed alte Temperature (1600÷2500 K) è possibile identificare un limite di fumo, con un ripido aumento di particolato
SOI	Se aumenta l'anticipo, PM si riduce dato il maggiore tempo a disposizione per il mescolamento e l'ossidazione
EGR	Aumentando il ricircolo di gas combusti il particolato aumenterà, visto la minor disponibilità di ossigeno.

Tabella 1: dipendenza PM da parametri motoristici

MONOSSIDO DI CARBONIO: CO

Per comprendere le modalità di formazione del monossido di carbonio bisogna studiare il processo di combustione. L'ossidazione di un combustibile è un fenomeno molto complesso, ma può essere semplificato considerandolo composto da tre step in successione:

- 1) Conversione del combustibile iniziale in idrocarburi intermedi.
- 2) Ossidazione degli idrocarburi intermedi prima in aldeidi e chetoni, quindi in CO.
- 3) Ossidazione finale del CO in CO₂

Nelle miscele ricche tutto il combustibile può iniziare il processo di ossidazione e diventare CO; ma, poiché la reazione di ossidazione del CO in CO₂ è lenta (se confrontata con gli step precedenti), solo una parte del CO formatosi sarà in grado di completare l'ossidazione in CO₂.

In questo processo va considerata anche la doppia influenza della temperatura.

La temperatura controlla sia l'equilibrio chimico che governa le concentrazioni di CO e CO₂ (se la temperatura aumenta c'è dissociazione, e l'equilibrio della reazione si sposta verso il CO); sia la velocità di reazione, e quindi la capacità di raggiungere quell'equilibrio chimico (la velocità di reazione deve essere coerente coi tempi a disposizione nel motore).

Dunque la cinetica chimica gioca un ruolo fondamentale sulla formazione del CO, la cui concentrazione engine-out può essere superiore rispetto a quella che ci si aspetterebbe considerando l'equilibrio chimico alla temperatura dei gas di scarico. Infatti, con il raffreddamento dei gas combusti durante la corsa di espansione e scarico, le concentrazioni di CO possono congelarsi assumendo localmente valori diversi da quelli disequilibrio, in base alla storia temporale della temperatura della carica.

DIPENDENZA DA PARAMETRI MOTORISTICI

Dosatura:

La concentrazione di CO è determinata dalla dosatura, con valori rapidamente crescenti nel campo delle miscele ricche (l'ossigeno presente è infatti insufficiente ad ossidare a CO₂ tutto il CO formatosi).

Poiché i motori Diesel tradizionali operano generalmente nel campo delle miscele povere, le emissioni di CO sono trascurabili. Il monossido di carbonio risulta, invece, critico per i motori a benzina, specialmente nelle condizioni operative che richiedono l'arricchimento della miscela (accelerazione ed avviamento a freddo nei motori PFI).

La presenza di CO può però diventare una criticità anche per motori diesel operanti in condizioni di combustione non tradizionale (PCCI).

SOI:

La concentrazione di CO non è influenzata in misura apprezzabile dall'anticipo di accensione

IDROCARBURI INCOMBUSTI: HC

Le emissioni organiche allo scarico di un motore derivano dall'incompleta combustione degli idrocarburi costituenti il combustibile.

I meccanismi di formazione degli HC in un motore ad accensione per compressione sono:

- 1) Overmixing (sovra-mescolamento): è la causa più importante di HC per motori Diesel.

Si consideri l'andamento di $\Phi(x)$, ossia la distribuzione del rapporto di equivalenza lungo il getto (x è la distanza dall'iniettore) al SOC per un'iniezione Main [5]

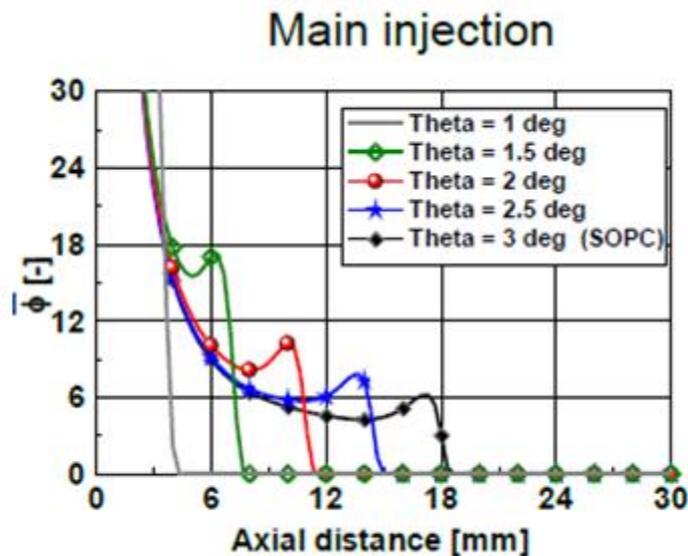


Figura 4: distribuzione del rapporto di equivalenza lungo il getto

C'è una zona all'estremità del getto ove $\Phi < \Phi_L \approx 0.3$ (limite di accendibilità della miscela).

Ossia c'è una porzione del getto che è troppo povera per poter auto accendere, o per poter sostenere una combustione già avviata.

I fattori che influenzano questo fenomeno sono il valore di dosatura corrispondente al limite di accendibilità nel campo delle miscele povere, i moti dell'aria nel cilindro (che determinano l'intensità del mescolamento durante il ritardo di accensione) e il valore del ritardo di accensione τ (all'aumentare di τ aumentano gli idrocarburi per overmixing perché il getto penetra maggiormente e il diagramma $\Phi(x)$ si allunga appiattendosi).

- 2) Undermixing (sotto-mescolamento): così come ci sono delle zone troppo povere per sostenere il processo di combustione, ci possono essere delle zone troppo ricche (ossia che si sono mescolate troppo poco con l'aria) e in queste zone il processo di combustione non si può realizzare perché il combustibile non riesce ad avviare i processi di ossidazione.

Nella fase di chiusura dell'iniettore la pressione nel sacco del polverizzatore diminuisce, e l'atomizzazione del getto si deteriora. Inoltre, quando l'iniettore è completamente chiuso può essere un gocciolamento dopo chiusura. Questo

porta ad un inadeguato mescolamento con l'aria e alla formazione di idrocarburi incombusti.

- 3) Wall impingement: il getto di combustibile può andare ad impattare sulle pareti della camera di combustione. Se una parte di miscela tocca la parete fredda, il combustibile vi si depositerà sotto forma di liquido, e non parteciperà al processo di combustione.

Il wall impingement è un problema soprattutto nell'avviamento a freddo. Infatti la penetrazione del getto non è un valore fisso, ma dipende dalle condizioni di funzionamento motore. In una condizione di funzionamento a temperature basse, il getto fa più fatica ad evaporare e la parte liquida penetrerà di più.

Lo spray impingement, dal punto di vista fisico, è un undermixing perché è una zona in cui il combustibile non è in grado di mescolarsi completamente con l'aria.

- 4) Bulk quenching: Lo spegnimento in seno alla carica è quel processo fisico che determina un'incompleta ossidazione della miscela combustibile a causa dell'espansione che avviene nel cilindro. Con i sistemi di combustione moderni tale problematica non è molto sentita.

DIPENDENZA DA PARAMETRI MOTORISTICI

Esiste una netta correlazione tra il ritardo di accensione τ e gli HC per overmixing. Il ritardo di accensione è legato al fatto che la combustione non si avvia nell'istante esatto in cui il combustibile viene iniettato, ma intercorre un certo ritardo temporale. Dunque più è grande τ e maggiore sarà il tempo tra il momento in cui si inizia ad iniettare e il momento in cui parte la combustione.

Aumentando il ritardo di accensione la curva $\Phi(x)$ si modifica: il diagramma diventa più lungo (il getto penetra maggiormente) e rimane progressivamente più schiacciato verso valori di Φ più bassi. Quindi percentualmente la parte $\Phi < \Phi_L$ assume maggiore importanza diventando più rilevante, perché c'è stato più tempo per il mescolamento. Dunque se aumenta τ , aumenteranno gli HC per overmixing.

Inoltre all'aumentare del ritardo di accensione, aumenta il rischio di wall wetting.

La relazione tra HC e τ non è lineare: la curva ha un andamento che cresce più che linearmente all'aumentare di τ .

IGNITION DELAY

L'ignition delay (τ) è l'intervallo temporale che intercorre tra lo Start of injection (SOI) e lo Start of combustion (SOC).

Nei motori Diesel si ha un ritardo di accensione tra l'istante in cui si immette il combustibile in camera e l'istante in cui si avvia il processo di combustione. Tale ritardo è imputabile a fenomeni fisici e a fenomeni chimici

$$\tau = \tau_{\text{fisico}} + \tau_{\text{chimico}}$$

τ_{fisico} : atomizzazione del getto + evaporazione delle gocce + miscelamento tra aria e vapori di combustibile

τ_{chimico} : reazioni chimiche preliminari (debolmente esotermiche) con formazione di specie chimiche intermedie necessarie per le fasi finali (fortemente esotermiche) della combustione.

Il rumore di combustione è strettamente legato all'ignition delay.

In generale, il rumore prodotto da un motore Diesel, oltre al rumore meccanico fisiologico (chiusura valvole, scampanamento stantuffo etc.) e al rumore gasdinamico (pulsazioni di pressione della corrente gassosa nei condotti di aspirazione e scarico, limitabile mediante l'uso di appositi silenziatori) è imputabile al rumore di combustione.

Quest'ultimo è intrinsecamente legato alle modalità di rilascio dell'energia chimica del combustibile all'ignition delay.

Il combustibile iniettato durante questo ritardo si accumulerà in camera, finendo per bruciare simultaneamente causando un brusco incremento della pressione ed una sollecitazione impulsiva su tutti gli organi affacciati in camera, con conseguente vibrazioni e rumorosità.

Il problema non è l'esistenza del ritardo in sé, che potrebbe essere gestito anticipando opportunamente l'iniezione, ma il fatto che, dopo la combustione simultanea delle prime frazioni immesse in camera, l'ignition delay si ridurrà drasticamente per le frazioni immesse successivamente, date le condizioni più favorevoli garantite dalla combustione della prima frazione iniettata (dopo l'ignition delay la massa iniettata coinciderà praticamente con la massa bruciata).

DIPENDENZA DA PARAMETRI MOTORISTICI

In un motore Diesel ci sono molte cause che possono modificare il ritardo di accensione, il quale è un parametro molto importante dato che influenza non solo l'avvio della combustione, ma anche il suo successivo sviluppo, con effetti sia sulle prestazioni del motore, in termini di consumi e rumore, sia sulle emissioni inquinanti. All'aumentare di τ aumenterà il combustibile coinvolto nella combustione premiscelata, quindi le temperature in camera saranno più alte nelle successive fasi.

La seguente tabella riassume i principali effetti di un aumento del ritardo di accensione in un motore Diesel tradizionale.

	Combustione	PM	NOx	HC	bsfc	rumore
Effetti $\tau \uparrow$	Aumenta la combustione simultanea dell'accumulo nella fase premiscelata. Le temperature saranno più alte nelle successive a fase diffusiva	Nonostante si formi più SOOT durante la combustione premixed ricca, questo avrà più possibilità di venire ossidato successivamente. Nel complesso PM \downarrow	La temperatura durante la combustione diffusa è maggiore. NOx \uparrow	Il getto di combustibile penetra di più e la parte in punta al getto, ove $\Phi < \Phi_L$, aumenta dato il tempo più lungo per il mescolamento. HC \uparrow per overmixing	L'efficienza è maggiore per la modalità di combustione isocora. bsfc \downarrow	Aumenta $\frac{dp}{d\theta}$ nella premixed. Sollecitazione impulsiva. Rumore \uparrow

Tabella 2: effetti del ritardo di accensione su emissioni

Il ritardo di accensione può a sua volta essere controllato da vari parametri motoristici. Si cerca di ottimizzare τ in funzione di diversi target a seconda della condizione di funzionamento (ridurre il rumore, o gli NOx etc.).

La seguente tabella riassume l'influenza delle condizioni in camera di combustione sull'ignition delay.

	T	ρ_{aria}	EGR
Effetti su τ	<p>Se $T \downarrow$, $\tau \uparrow$</p> <p>Se la temperatura aumenta sia τ_{fisico} (rallenta il processo di evaporazione) sia $\tau_{chimico}$ (la velocità delle reazioni preliminari diminuisce).</p>	<p>Se $\rho_{aria} \downarrow$, $\tau \uparrow$</p> <p>Se la densità dell'aria in camera diminuisce (a T costante) a parità di volume intrappolato, sarà minore la quantità d'aria. Quindi il mescolamento tra aria e vapori di combustibile sarà degradato</p>	<p>Se EGR \uparrow, $\tau \uparrow$</p> <p>la sostituzione di ossigeno con anidride carbonica ha effetto sull'ignition delay, dato che aumenta il tempo necessario per le pre-reazioni.</p>

Tabella 3: Effetti delle condizioni in camera di combustione sul ritardo di accensione

EFFETTO DEI PARAMETRI DI CALIBRAZIONE

I parametri di interesse motoristico, quali emissioni inquinanti e consumo, presentano spesso andamenti antitetici.

Dunque alcune misure che mirano a ridurre una particolare specie inquinante, comporteranno l'inconveniente di un aumento di consumi o l'incremento di un'altra specie inquinante.

A seconda delle condizioni operative si potrà ottimizzare un determinato parametro, a discapito degli altri; oppure si potrà trovare una soluzione di compromesso, ossia un trade off.

Nella seguente tabella si schematizzano tali trade off, considerando a titolo esemplificativo di aver introdotto una misura atta a promuovere la combustione in fase premiscelata.

	Trade off NOx-bsfc	Trade off NOx-PM
Aumento della combustione premiscelata	L'efficienza è maggiore, e quindi minore è il consumo, per la modalità di combustione isocora. Ma d'altro canto si raggiungono pressioni e Temperature più alte durante la successiva combustione premiscelata con conseguente aumento degli ossidi di azoto	Si forma più SOOT ma ci sarà più possibilità che esso si ossidi nella fase successiva avendo più tempo. Invece le emissioni di ossidi di azoto cresceranno

Tabella 4: trade off NOx-bsfc & NOx-PM

EGR

Il ricircolo dei gas combusti è una strategia solitamente adottata ai carichi parziali per l'abbattimento degli ossidi di azoto. L'aria in eccesso ai carichi parziali può essere sostituita dai gas combusti che non parteciperanno alla combustione ma comporteranno, data la loro inerzia termica, all'abbattimento delle temperature in camera. Questo fattore, unito alla minore disponibilità di ossigeno, inibirà il meccanismo di Zeldovich.

Nel Diesel, però, siccome si opera generalmente nel povero, non è sufficiente dire con che percentuale di EGR si lavora, dato che si ricircola anche aria, che non è inerte.

Quindi sull'abbattimento della temperatura ciò che conta è la percentuale di ossigeno all'aspirazione, che dipende dalla p_{me} e dalla dosatura. Se la p_{me} aumenta, si riduce la percentuale di ossigeno: l'efficacia dell'EGR nei Diesel è estremamente legata al carico, in quanto diminuisce al diminuire del carico.

Nell'adozione dell'EGR per ridurre gli ossidi di azoto, bisogna però tener presenti gli effetti collaterali di tale strategia. Infatti, se la percentuale di EGR aumenta, si riduce il rendimento e aumentano le emissioni di particolato, monossido di carbonio e idrocarburi incombusti (dato che c'è meno ossigeno). La percentuale massima di EGR sarà allora limitata dall'aumento di emissioni di PM, HC e CO.

LIVELLO DI BOOST

Se la pressione di sovralimentazione aumenta, aumenta la percentuale di gas combusti ricircolati, dato che aumenta il Δp tra aspirazione e scarico del motore. Dunque ragionando a pari λ , se c'è aria più densa che occupa meno spazio, si compirà più EGR. Dunque all'aumentare della pressione di sovralimentazione si riducono gli ossidi di azoto mentre aumenta il particolato

MOTI DELLA CARICA

All'aumentare dei macromoti organizzati nella camera di combustione migliorerà senz'altro il mescolamento tra aria e vapori di combustibile, con conseguente riduzione di particolato e idrocarburi incombusti.

Qualora questi moti fossero troppo enfatizzati si potrà andare incontro alla sovrapposizione dei getti di combustibile con incremento di particolato e fumosità allo scarico.

DIAGRAMMA DI KAMIMOTO-BAE

Il diagramma di Kamimoto-Bae riporta sulle ordinate il rapporto di equivalenza Φ , e sulle ascisse la temperatura T . Si intendono i valori di Φ e T locali, e non i valori medi all'interno della camera di combustione. Infatti un motore Diesel che lavora a carichi parziali, sarà in una condizione di forte eccesso d'aria ($\Phi_{\text{medio}} < 1$), ma localmente si avranno zone ricche ($\Phi > 1$) data la marcata eterogeneità del processo di combustione.

Sul diagramma si rappresenta il percorso di una particella che evolve durante la combustione, e si sintetizzano i meccanismi di formazione di NOx e SOOT, e la loro sensibilità a temperatura e dosatura. Il diagramma è tridimensionale, ma se ne dà solitamente una rappresentazione bidimensionale con curve iso-concentrazione.

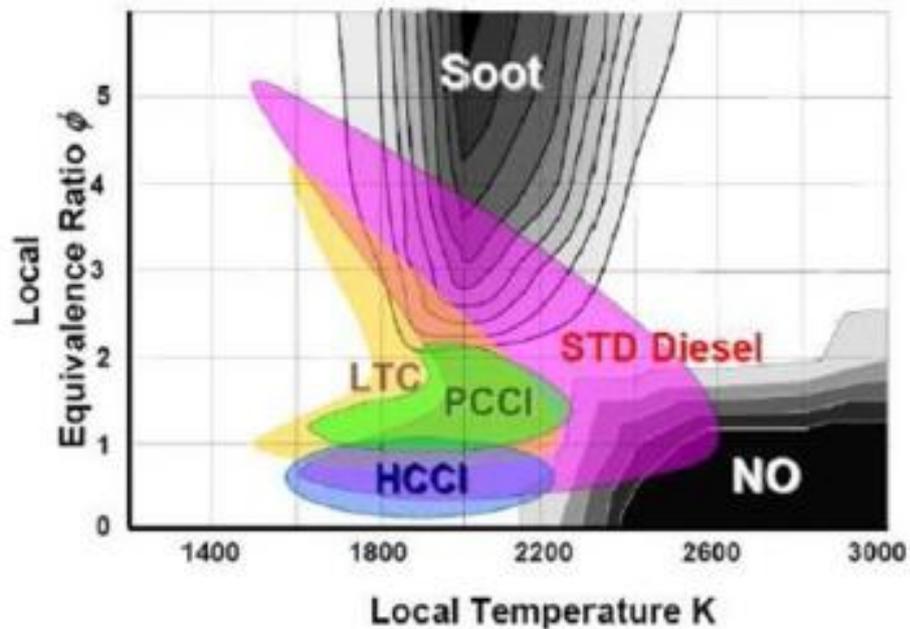


Figura 5: Diagramma di Kamimoto-Bae

Zona di formazione NOx	alta temperatura $T = 2400\text{K} \div 3000\text{K}$	elevata disponibilità di ossigeno
Zona di formazione SOOT	temperature nell'intervallo $1500\text{K} < T < 2200\text{K}$	$\Phi > 2$

La zona relativa alla combustione Diesel tradizionale è evidenziata in viola nel grafico. Si può riconoscere l'evoluzione della particella di combustibile iniettata in camera di combustione, dal momento in cui entra nel getto al momento in cui completa l'ossidazione sotto forma di fiamma diffusiva.

La particella, che entra sotto forma di liquido, si mescola con l'aria calda in camera ed ingloba ossigeno evaporando: inizialmente si nota che il rapporto di equivalenza diminuisce e la temperatura aumenta.

C'è poi la fase di combustione premiscelata a Φ costante circa pari a 2, e una temperatura che si stabilizza sui 1600K.

Segue la combustione diffusiva ove Φ diminuisce stabilizzandosi sul valore unitario, e la temperatura aumenta al punto tale che si arriva nella zona di formazione degli ossidi di azoto.

Infine si ha il burn out dei gas che hanno completato il processo di ossidazione, con la temperatura che diminuisce e il rapporto di equivalenza che continua ad abbassarsi per effetto del mescolamento con l'aria ambiente.

Il diagramma di Kamimoto-Bae mette bene in evidenza il problema del trade off tra NOx e SOOT, mostrando come le misure che contengono le emissioni di particolato causino un contestuale aumento degli ossidi di azoto.

Infatti, spingendo il mescolamento ad un valore tale da evitare la formazione del SOOT, poi, partendo da temperature più elevate e rapporti di equivalenza più bassi, nella fiamma diffusiva si raggiungeranno T più elevate e Φ minori, penetrando in modo più massiccio nella zona di formazione degli NOx.

Viceversa, se si vuole evitare la formazione di NOx si rimarrà massivamente nella penisola del SOOT.

Sul diagramma di Kamimoto-Bae si evidenziano anche le zone relative alle combustioni innovative, che verranno discusse nel seguito della presente tesi. La zona delle Low Temperature Combustion è in giallo e comprende le HCCL, in blu, e la PCCI, in verde.

LOW TEMPERATURE COMBUSTION

Da quanto emerso finora risulta evidente come, nella combustione Diesel convenzionale, si cerchi di trovare il giusto compromesso per minimizzare la formazione di SOOT, a fronte di un non eccessivo aumento di ossidi di azoto. Ma dato che, seppur minimizzando i disaccordi, in ogni compromesso si scontentano entrambe le parti, la tendenza è quella di puntare ad un contestuale abbattimento di SOOT e NO_x.

L'inseverimento delle normative sulle emissioni inquinanti e sui consumi di combustibile, ha guidato inizialmente l'evoluzione tecnologica verso sistemi di post-trattamento efficaci nell'abbattimento delle specie inquinanti (quali ad esempio LNT, SCR, DPF). Tali soluzioni, tuttavia, presentano svantaggi in termini di consumi, costi e durability.

Dunque l'interesse è rivolto verso nuove modalità di combustione nei motori ad accensione per compressione, capaci di portare all'abbattimento in-cylinder degli inquinanti, in modo da rispettare la normativa già engine-out, senza bisogno di ATS [6].

Le nuove tipologie di combustione vengono denominate in letteratura come Low Temperature Combustion (LTC), e il concetto che ne è alla base è facilmente comprensibile dall'analisi del diagramma di Kamimoto-Bae.

Da tale diagramma si vede, infatti, che se a livello di zona di combustione premiscelata ci si riuscisse a portare al di sotto di $\Phi=2$, la formazione di SOOT sarebbe abbondantemente ridotta.

Il contestuale abbattimento delle temperature comporterà la riduzione degli NO_x.

Rispetto alla combustione tradizionale le LTC presentano i seguenti vantaggi:

- 1) Avvenendo la combustione ad una temperatura inferiore, le emissioni engine-out di NO_x (esponenzialmente legate alla T, come illustra il meccanismo di Zeldovich) vengono abbattute.
- 2) E' improbabile che il processo di combustione magra generi particelle di SOOT.
- 3) La combustione isocora è ottima dal punto di vista termodinamico. Inoltre, abbassando le temperature di combustione attraverso varie forme di combustione magra o parzialmente premiscelata, gli scambi termici dalla camera di combustione vengono ridotti, portando ad un incremento del rendimento termofluidodinamico interno [7].

Le LTC possono essere divise sostanzialmente in due gruppi, in base al grado di premiscelazione.

- 1) HCCI: il combustibile è già evaporato e ben mescolato con l'aria prima della compressione e la miscela è magra in tutti i punti della camera. L'iniezione può avvenire direttamente in camera, durante l'aspirazione, o nei primissimi angoli di manovella della compressione, o in taluni casi l'iniezione può avvenire nel port di aspirazione o in una precamera.

In ogni caso si cerca di fornire un elevato tempo per il mescolamento aria-combustibile in modo da ottenere una miscela magra ed uniforme in tutta la camera di combustione senza l'utilizzo di EGR. L'accensione avverrà in modo spontaneo, contemporaneamente, in siti uniformemente distribuiti in camera. In tal modo l'accensione del combustibile è controllata dalla cinetica chimica ed è

disaccoppiata dall'evento di iniezione, e questo rende le HCCI sostanzialmente impraticabili.

L'evoluzione naturale dell'HCCI ideale prevede non più una miscela perfettamente omogenea, ma una miscela volutamente disomogenea per un miglior controllo dell'Heat Release Rate. L'accensione in due fasi può portare ad un'estensione a carichi superiori di tale strategia, dato il ridotto picco di pressione e di HRR [8]. Comunque anche se con un certo grado di disomogeneità le HCCI prevedono sempre una miscela magra ovunque.

- 2) PCCI usa iniezione diretta e tempi di mescolamento minori rispetto all'HCCI. Dunque la distinzione tra PCCI e HCCI è che la carica è più eterogenea al momento dell'accensione rispetto alla HCCI, e ci sono zone magre ma anche zone ricche di miscela.

Qui la bassa temperatura è ottenuta mediante l'uso di EGR. Inoltre l'accensione è maggiormente legata all'evento di iniezione rispetto all'HCCI, nonostante la cinetica chimica giochi un ruolo ancora fondamentale nella PCCI.

Per garantire il tempo per un sufficiente pre-miscelamento prima dell'accensione, l'iniezione di combustibile nella PCCI deve essere molto anticipata rispetto all'accensione rispetto ad una combustione diesel tradizionale. Per una combustione tradizionale l'iniezione di combustibile è a ridosso del PMS e l'accensione avviene prima del termine dell'iniezione. Quindi la combustione diesel tradizionale ha un ignition dwell negativo (ignition dwell = tempo tra la fine dell'iniezione e l'inizio della combustione). Dunque solo una parte del combustibile iniettato è premiscelata prima dell'inizio della combustione. Per la PCCI l'ignition dwell è positivo, e ciò fornisce tempo per un certo grado di premiscelazione per tutto il combustibile iniettato compreso il combustibile iniettato alla fine dell'iniezione. Un ignition dwell positivo è tipicamente ottenuto grazie ad alti tassi di EGR, che ritardano l'accensione. Anche una bassa durata dell'iniezione contribuisce ad ottenere un ignition dwell positivo, infatti la PCCI è tipicamente usata a bassi carichi. Un ignition dwell lungo può anche portare ad un eccessivo picco di pressione e rumore, altra cosa che limita la strategia PCCI ai bassi carichi.

La combustione PCCI può essere a sua volta divisa in due sottocategorie in base alla fasatura dell'iniezione. Si può avere una early injection o una late injection.

- a) Early injection strategy: il combustibile è iniettato nel cilindro durante la corsa di compressione molto prima del PMS, al fine di allungare l'ignition delay, e dunque garantire un miglior mescolamento tra aria e combustibile.
- b) Late injection strategy: il combustibile è iniettato dopo il PMS, usando la corsa di espansione per aumentare l'ignition delay, che comporta una premiscelazione della carica.

In entrambi i casi rispetto alla fasatura dell'iniezione diesel tradizionale l'aria nella quale viene iniettato il combustibile è più fredda e meno densa a causa della minor compressione (per early) o diventa più fredda durante e dopo l'iniezione a causa dell'espansione (late). Questo effetto, combinato con l'incremento del ritardo di accensione dovuto all'EGR, porta la chimica delle pre-reazioni ad essere rallentata per fornire un maggior pre-miscelamento prima dell'accensione, rispetto al diesel tradizionale.

Quindi sia per early che per late l'ignition dwell è positivo tale da garantire una parziale premiscelazione prima della combustione.

Ma l'ignition dwell deve essere sempre sufficientemente corto da far sì che l'accensione sia ancora in un certo modo accoppiata con l'evento di iniezione e la struttura finale del getto sia ancora integra all'inizio dell'accensione.

La late injection confrontata con la early injection è caratterizzata da una minore omogeneità della miscela prima del SOC, ma la relazione tra injection timing e SOC è più forte, e ciò rende la late injection più controllabile [9].

La figura 6 mostra una classificazione delle Low Temperature Combustion.

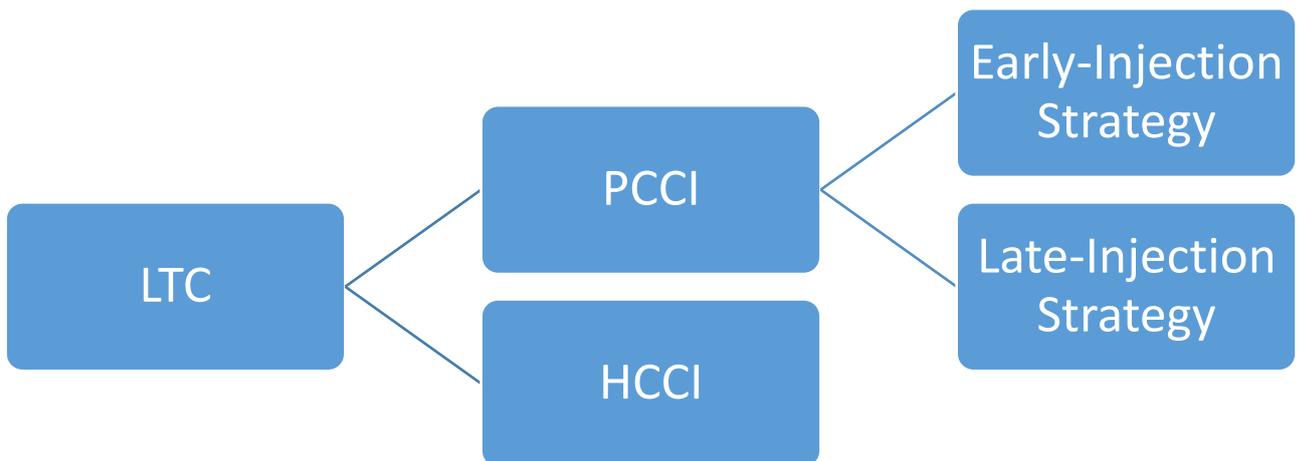


Figura 6: Classificazione LTC

HCCI

In linea teorica la combustione HCCI ("Homogeneous charge compression ignition" ossia "Accensione per Compressione di una Carica Omogenea") permette di ridurre SOOT e NOx, e permette di incrementare il rendimento.

Nella combustione HCCI si cerca di realizzare una combustione ad accensione per compressione ma di tipo omogeneo. Così facendo si otterrà certamente $\Phi < 2$, eliminando il SOOT; inoltre attuando delle pratiche di calmierizzazione della temperatura (utilizzando opportunamente l'EGR) la zona di formazione degli NOx non verrà interessata dal processo di combustione.

Infine, si avranno vantaggi in termini di rendimento. Dato che l'autoaccensione si verifica in seno a siti uniformemente distribuiti nella camera di combustione, la combustione avviene in maniera piuttosto rapida rispetto alla combustione convenzionale, per cui il passaggio di stato, da energia chimica a energia termica, può essere considerato a volume costante consentendo quindi di dissipare meno energia rispetto ad un motore convenzionale, con notevoli vantaggi.

In un certo senso l'HCCI combina i vantaggi dei motori ad accensione comandata con quelli dei motori ad accensione per compressione, presentando condizioni comuni sia ai motori "Otto" (la premiscelazione) che a quelli "Diesel" (l'accensione per compressione, ovvero l'assenza di innesco tramite candela).

Tale soluzione presenta delle potenzialità interessantissime, ma da un punto di vista di implementazione tecnologica risulta poco praticabile.

Infatti andrebbe bene solo per carichi medio/bassi: un'elevata premiscelazione e una riduzione delle temperature comportano l'uso di massicci quantitativi di EGR, con conseguente riduzione dell'aria aspirata e quindi del combustibile iniettato.

Dato che il controllo degli inquinanti è effettivamente critico per i carichi medio bassi, un'idea potrebbe essere quella di cambiare la modalità di combustione, operando in combustione tradizionale ai carichi alti ove il controllo è meno severo. Così facendo, però, il progetto della camera di combustione dovrà essere un compromesso tra HCCI a basso carico e combustione tradizionale ad alto carico, non garantendo l'ottimo per nessuno dei due casi.

Ci sarà poi un problema legato al controllo, dato che un motore è soggetto a frequenti transitori da carichi bassi ai carichi alti. Il sistema di controllo deve essere in grado di gestire due combustioni molto diverse, intervenendo sul parametro EGR che è difficile da variare con rapidità (si tratta di riempire grossi volumi che richiedono tempi lunghi). Durante la fase di cambio di modalità si verificherà una grande variazione del processo di combustione, di p_{mi} , e di MFB50. Questo è sfavorevole alle prestazioni del motore ed obbliga ad adottare complesse strategie di controllo dell'iniezione del carburante per ottenere variazioni senza brusche soluzioni di continuità dell'MFB50 e della p_{mi} [10]

Ulteriore problema della HCCI è la mancanza di mezzi diretti per controllare l'istante di inizio della combustione.

Da un punto di vista concettuale esiste la possibilità di impostare un determinato valore del rapporto di compressione tale da portare, nel funzionamento ad un determinato regime di rotazione e di carico, all'esaurimento del tempo di induzione τ proprio quando lo stantuffo è al termine della compressione (PMS), ottenendo così l'accensione della miscela proprio all'istante desiderato.

La combustione inizierà simultaneamente in vari punti della camera di combustione, sviluppandosi in maniera uniforme e praticamente isocora, con conseguenti vantaggi sul rendimento.

In un utilizzo “fisiologico” dell’autovettura, appare evidente quanto sia difficile controllare un fenomeno del genere e quanto, in un funzionamento in transitorio al variare del carico e del regime rotazionale del motore, sia difficile ottenere le condizioni di autoaccensione all’istante voluto.

Quindi è molto difficile controllare una combustione HCCI, in quanto non è possibile prevedere sempre in modo accurato l’istante in cui comincia la combustione, la quale dipende da numerosissimi parametri e può variare notevolmente da ciclo a ciclo. Il processo di combustione HCCI è intrinsecamente arduo da controllare, dato che la combustione si avvia in un istante non direttamente legato all’istante di iniezione (come in una combustione Diesel tradizionale) né tramite una candela di accensione (come in un motore a benzina ad accensione comandata).

Per questo motivo la combustione HCCI è una combustione ideale a cui ispirarsi, ma la realizzazione è al momento molto difficile.

Infine, un ulteriore svantaggio dell’HCCI è l’aumento delle emissioni di HC e CO. Poiché in tale combustione si cerca di dare alla miscela moltissimo tempo per mescolarsi, per realizzare una carica di tipo omogeneo, si anticipa molto l’evento di iniezione, spingendo al limite l’ignition delay con aumento degli HC per overmixing. La combustione HCCI comporta anche un degradamento delle emissioni di CO in quanto non ci sarà più l’abbondanza di ossigeno tipica di un diesel a carico parziale.

La tabella 5 riassume vantaggi e criticità della combustione HCCI.

	PRO	CONTRO
Emissioni inquinanti	Riduzione simultanea di SOOT e NOx	Aumento emissioni di CO e HC
Combustione	Combustione isocora e alti rendimenti	Mancanza di controllo diretto sull’istante di inizio combustione
Range di funzionamento	-	Applicabile solo a bassi carichi. Problema di gestione dei transitori

Tabella 5: Vantaggi e Svantaggi HCCI

PCCI

La combustione PCCI può essere vista come l'applicazione pratica del concetto di HCCI, in quanto si pone a metà strada tra la combustione Diesel classica e la combustione in modalità HCCI pura.

La combustione PCCI tende ad ottenere gli stessi benefici della combustione HCCI (bassi livelli di NO_x e SOOT con un'elevata efficienza), pur mantenendo il controllo sulla fase di accensione e di combustione, nonché sull'HRR, come in un motore diesel tradizionale. Il combustibile ed il comburente dovranno essere sufficientemente omogenei, ma la carica non dovrà avere una dosatura perfettamente omogenea, in quanto saranno proprio le disomogeneità nel cilindro che permetteranno al motore di girare in condizioni che non sarebbero realizzabili con la HCCI pura.

Le strategie PCCI possono essere ulteriormente suddivise in relazione all'istante di iniezione che può essere anticipato o ritardato: si parla di Early-Injection Strategy o di Late-Injection Strategy [11]

In entrambi i casi si cerca di ottenere un'adeguata premiscelazione della carica che unita al massivo impiego di EGR garantisce una combustione pressoché isocora, in modalità premiscelata (analogo all' HCCI) con benefici in termini di efficienza.

Dunque la miscela non dovrà essere completamente omogenea, ma solo parzialmente

Pur mantenendo un miglior controllo sulla fase della combustione rispetto alla HCCI, la fase dell'istante di inizio iniezione risulta un parametro fondamentale nella calibrazione del motore in quanto bisognerà evitare fenomeni di detonazione della miscela (in caso di combustione molto anticipata) o di mancata accensione (con combustione molto ritardata).

Inoltre la PCCI presenterà evidentemente penalizzazioni in termini di CO (minor disponibilità di ossigeno rispetto al diesel tradizionale) e di HC. Quest'ultimo problema è legato al fatto che oltre a favorire una miscelazione spinta tra aria e combustibile, la PCCI comporta un incremento nella penetrazione del getto a causa delle minori pressioni in camera durante l'iniezione [11]. Ciò comporta wall wetting e incremento di emissioni di idrocarburi incombusti.

FASI DELLA COMBUSTIONE

Per la combustione diesel tradizionale, è comune dividere l'HRR in tre parti:

- 1) ignition delay,
- 2) premixed burn,
- 3) mixing-controlled combustion

Nella combustione PCCI, il profilo di Heat Release Rate si modifica.

A causa della maggiore diluizione, dell'elevata premiscelazione e dei gas più freddi nel cilindro le pre-reazioni sono più lente. Dunque l'accensione, che avveniva in un unico stage nei diesel tradizionali, presenterà una netta distinzione in due fasi di ignizione. Per la combustione PCCI, l'AHRR presenta allora caratteristiche aggiuntive, relative alla cinetica chimica dell'accensione del combustibile, che non sono solitamente presenti nella combustione diesel tradizionale.

La figura 7 riporta esempi degli andamenti di pressione nel cilindro e AHRR, per un punto a basso carico, con EGR, nel caso PCCI early injection e late injection.

Sia per early injection che per late injection lo sviluppo di AHRR può essere diviso a grandi linee in quattro parti:

- 1) Pre-reazioni della prima accensione
- 2) Prima accensione
- 3) Pre-reazioni della seconda accensione
- 4) Seconda accensione

La fase mixing controlled sparisce, e le due fasi di combustione sono entrambe isocore.

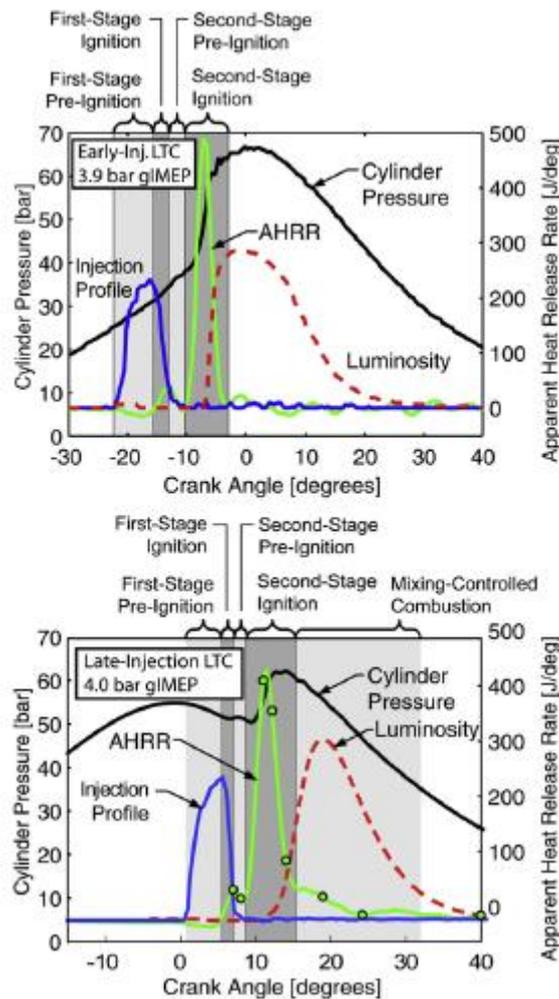


Figura 7: HRR per PCCI early-injection e late-injection

Dopo lo start of injection, l'AHRR per le LTC all'inizio si comporta similmente alla combustione tradizionale con l'evaporazione del combustibile che ne causa un abbassamento. Poi le reazioni di combustione diventano sufficientemente esotermiche da superare la vaporizzazione del combustibile e l'AHRR diventa positivo. Questo primo stage di AHRR positivo è relativamente piccolo ed ha vita breve. Poi l'AHRR decresce di nuovo, ritornando quasi a zero prima di incrementare rapidamente nel secondo stage di accensione. Si nota che il picco di AHRR è circa 3 volte superiore rispetto alla

combustione convenzionale, portando a un livello di combustione significativamente superiore. Quindi l'AHRR crolla a zero con una fase mixing controlled praticamente nulla.

La late injection mostra caratteristiche simili alla early injection, nonostante si abbia un picco di AHRR in un certo senso minore, e una combustione mixing controller leggermente più pronunciata.

MODELLO CONCETTUALE COMBUSTIONE PCCI

Mediante osservazioni sperimentali in motori ad accesso ottico, è stato proposto un modello concettuale della combustione in un motore PCCI. Tale modello può essere visto come un'estensione del modello di Dec.

Il modello per la PCCI è stato elaborato da Musculus [11] nel 2013.

Confrontando il modello delle LTC col modello di Dec si osservano le seguenti differenze:

- 1) la penetrazione della fase liquida è maggiore
- 2) l'ignition delay è più lungo e permette un mescolamento più spinto
- 3) l'accensione avviene in due fasi distinte
- 4) si ha una regione di formazione del soot ridotta e un incremento dell'overmixing che porta a combustione incompleta.

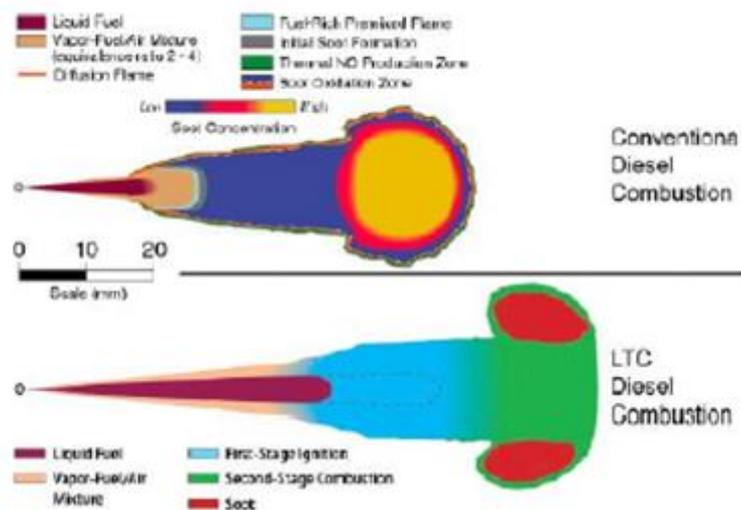


Figura 8: Confronto dei getti nella combustione tradizionale e nella PCCI

Il modello è valido per un punto a basso carico (4 bar di p_{mi}), con un'elevata diluizione (13% di ossigeno all'intake) in una condizione in cui l'accensione si verifica dopo la fine dell'iniezione. Tale modello concettuale si applica per motori heavy duty, in cui la

struttura del getto risulta poco perturbata dall'interazione con le superfici della camera. Si fa riferimento alla early injection strategy.

Si riportano per confronto le immagini relative al modello di DEC.

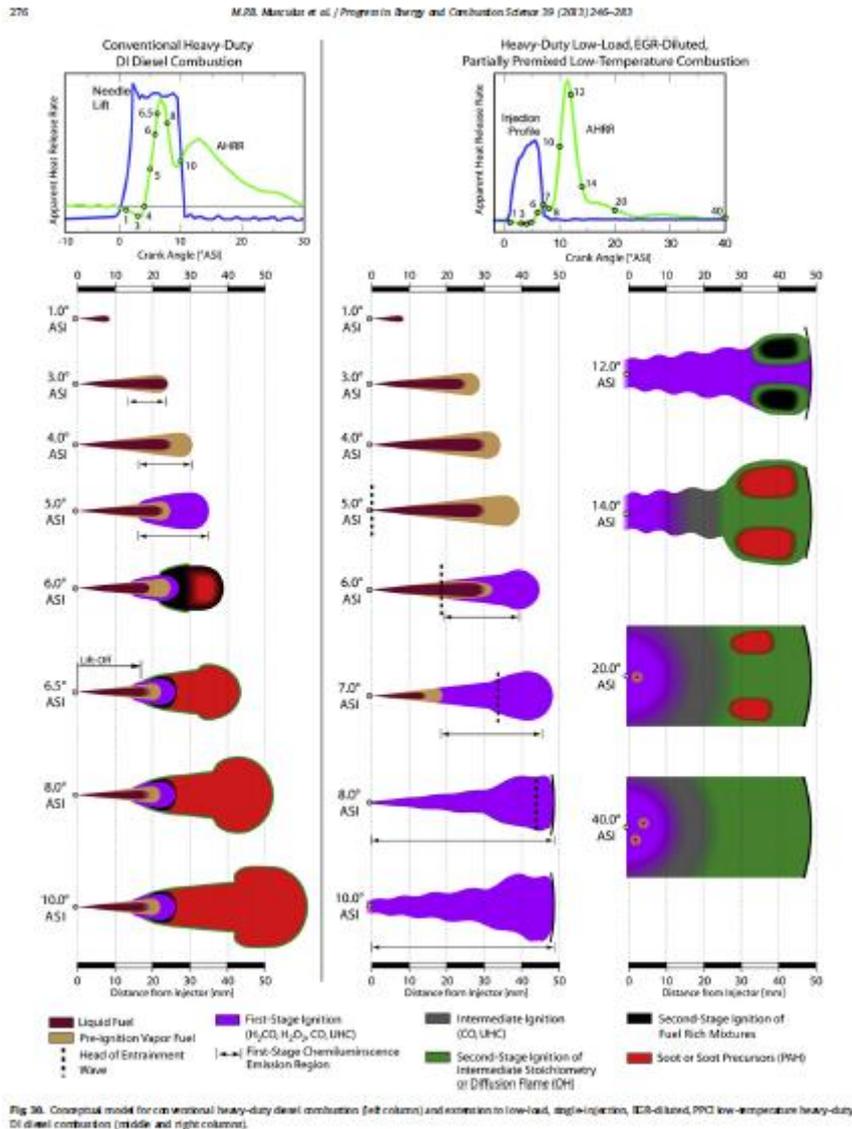


Figura 9: Evoluzione dello spray in PCCI

Per i primi tre gradi di manovella dall'inizio dell'iniezione, l'evoluzione del getto è simile al modello tradizionale.

Il combustibile liquido e i vapori di combustibile penetrano insieme fino a 3° ASI. Per early injection data la minore temperatura e la minore densità dell'ambiente, la lunghezza della penetrazione liquida è maggiore rispetto alla combustione tradizionale.

Dopo il picco di velocità di iniezione, il getto comincia a decelerare e aumenta l'intrappolamento di aria in prossimità dell'iniettore. La regione di maggior intrappolamento d'aria si propaga a valle al doppio della velocità del getto. La testa dell'intrappolamento d'aria, che inizia a 5° ASI, è indicata con una linea tratteggiata verticale. Quando la testa dell'onda di intrappolamento dell'aria supera la lunghezza della

penetrazione della fase liquida, a 7°ASI, l'intenso miscelamento aiuta la vaporizzazione delle porzioni a valle del getto e la lunghezza della fase liquida si riduce.

Il combustibile risulta completamente evaporato dopo un grado dalla end of injection.

Dopo la penetrazione iniziale del getto, il processo di accensione dell'LTC differisce dalla combustione convenzionale. L'emissione di chemiluminescenza delle pre-reazioni, indicata con una doppia freccia, appare in punta del getto a 3°ASI nella convenzionale.

Per LTC la chemiluminescenza non è visibile fino ai 6° ASI.

Inoltre, per il getto convenzionale, la combustione premiscelata si verifica 1°-2° ASI dopo l'apparizione della chemiluminescenza e non c'è una distinzione netta tra first e second-stage

Ignition. Per la LTC, la chemiluminescenza persiste più a lungo e l'AHRR mostra due fasi di accensione. Per LTC il rilascio di calore del primo step di ignizione aiuta la vaporizzazione del combustibile liquido soprattutto nelle parti più a valle del getto.

Dopo la fine dell'iniezione, i confini del getto diventano più frastagliati e gradualmente si allargano rispetto alla forma conica formatasi durante l'iniezione. Verso la fine, come il getto continua ad allargarsi, la forma conica originale non è più distinguibile, con getti adiacenti che si uniscono insieme.

Nella combustione tradizionale, le porzioni del getto che si accendono per prime sono ricche. Questo porta alla formazione dei precursori del particolato, durante la combustione premiscelata. Dunque, in tali condizioni, un parametro fondamentale è la lunghezza di lift-off, che determina l'intrappolamento di aria nel getto. Per le LTC, siccome l'ignition dwell è positivo, non è possibile definire una lunghezza di lift off stazionaria.

SOLUZIONI TECNOLOGICHE LTC

Una delle principali sfide delle Low Temperature Combustion è relativa al limitato range di carico in cui è possibile operare.

Si propone una rapida panoramica delle attuali tecnologie Low Temperature Combustion [12].

Tutte le seguenti soluzioni tecnologie non riescono a spingersi oltre $p_{me} = 5$ bar.

PREDIC

Tale sistema, sviluppato da the New ACE Institute in Giappone, utilizza una early injection strategy, con iniezione durante la corsa di compressione. La sigla sta per “premixed lean diesel combustion”.

Si prevede l’uso di iniettori bi-foro, posti alla periferia della camera di combustione che indirizzano il getto di combustibile verso il centro della camera.

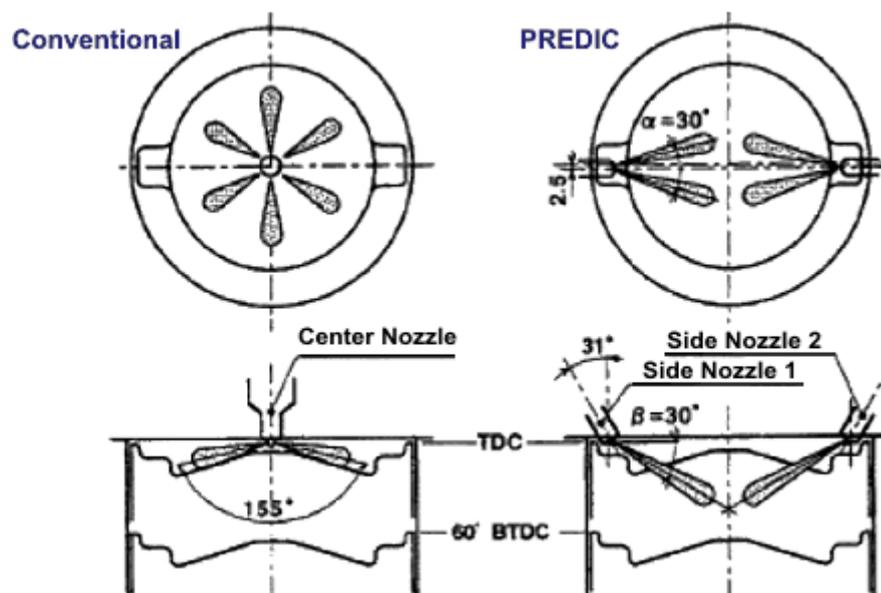


Figura 10: Iniezione PREDIC

Poiché si inietta molto in anticipo rispetto al punto morto superiore di compressione, si forma una miscela parzialmente premiscelata con conseguente sviluppo di combustione LTC senza la formazione di fiamma diffusiva.

Il massimo carico ottenibile è pari a $p_{mi} = 5$ bar, e si realizza per $\lambda=2.5$ con un SOI molto anticipato (120° bTDC). Il consumo di combustibile con il sistema PREDIC è circa il 7% in più rispetto alla combustione tradizionale.

La scelta di SOI in tale applicazione è limitata dai vincoli di misfire e detonazione. Se si anticipa troppo l’evento di iniezione si ha over mixing, e la miscela può diventare troppo magra con conseguente misfire. Viceversa ritardando troppo l’iniezione, non si avrà il tempo a disposizione per un’adeguata miscelazione e si potrà avere detonazione da zone di miscela localmente ricca.

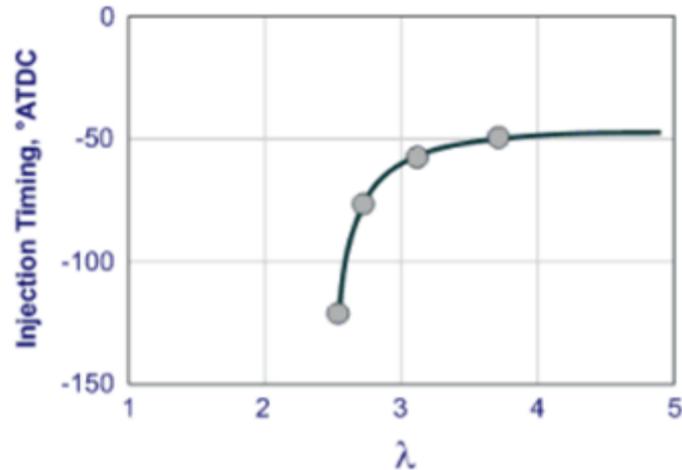


Figura 11: Fasatura iniezione PREDIC

La figura 11 mostra che quando aumenta il carico (e la dosatura diminuisce), il SOI dovrà adeguarsi di conseguenza.

Ai bassi carichi, inoltre, una carica completamente omogenea non è desiderabile, in quanto la miscela può risultare troppo povera per poter bruciare completamente.

MULDIC

Al fine di incrementare il range di carico del sistema PREDIC, è stato previsto un ulteriore iniettore centrale.

Dalla figura 12 si nota come il sistema MULDIC sia l'unione del sistema PREDIC (lean premixed combustion) e della combustione diesel tradizionale (con la fiamma diffusiva). La sigla MULDIC sta per MULTiple stage Diesel Combustion. L'iniettore centrale è utilizzato ai carichi elevati per estendere il range di carico cercando di promuovere sempre la combustione premiscelata, evitando quella diffusiva, cercando di iniettare quanto più combustibile possibile dagli iniettori laterali.

Siccome la seconda iniezione è fasata come una diesel tradizionale, le emissioni di soot e NOx saranno maggiori rispetto alla PREDIC.

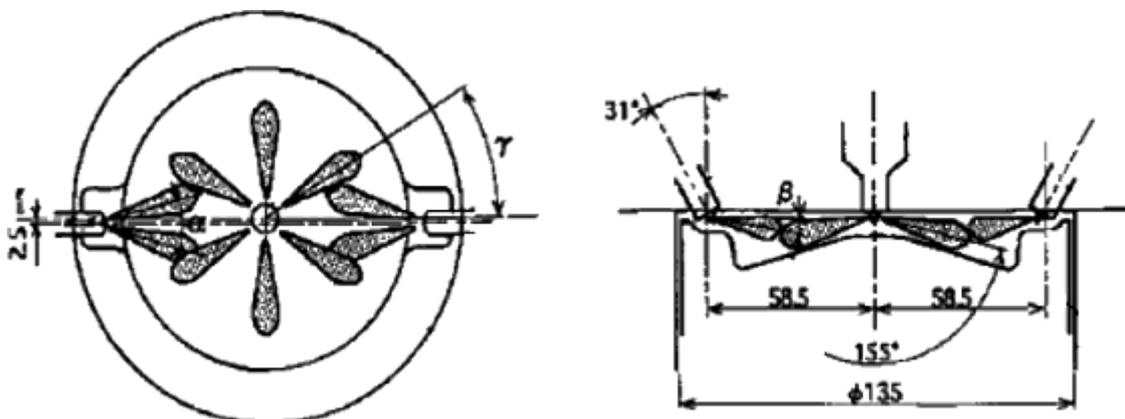


Figura 12: Sistema di combustione MULDIC

Adottando il 25% di EGR a pieno carico con $\lambda=1.4$, le emissioni di NOx saranno ridotte massimo di 200 ppm con l'approccio MULDIC. Circa il 50% del combustibile sarà iniettato con gli iniettori laterali, e la restante parte verrà immessa al punto morto superiore con l'iniettore centrale. I consumi di combustibile a pieno carico saranno confrontabili con quelli della combustione convenzionale.

PCI

La combustione PCI (Premixed Compression Ignition) è stata sviluppata da Mitsubishi, usando un iniettore diesel tradizionale, uno start of injection molto anticipato ed un ridotto rapporto di compressione. L'iniettore di questa applicazione è stato appositamente disegnato per garantire bassi NOx, senza eccessive penalizzazioni in termini di HC. Si utilizza una iniezione singola fasata intorno ai 60-40° bTDC. Tuttavia tale soluzione comportava ingenti emissioni di soot, a causa dell'eccessiva penetrazione dello spray. Per ovviare a questo problema l'iniettore è stato ridisegnato al fine di limitare la penetrazione dello spray migliorando la formazione della miscela. Questo ha garantito l'abbattimento delle emissioni di soot.

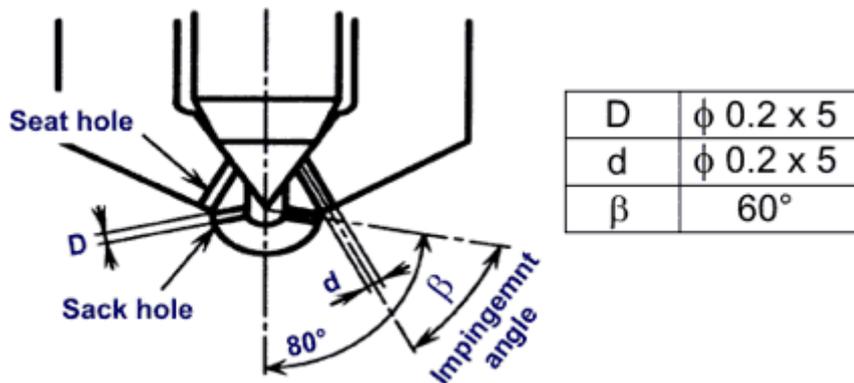


Figura 13: Iniettore PCI

Le emissioni di idrocarburi incombusti del sistema PCI sono elevate, ma mediante l'uso di un catalizzatore ossidativo si riescono a raggiungere tail pipe le emissioni di un diesel tradizionale.

Il range di carico della PCI può essere esteso usando una split injection. Con questa soluzione le emissioni di NOx e soot risultano più basse di quelle di un diesel tradizionale, ma si attenua il rumore di combustione agli alti carichi rispetto alla PCI con iniezione singola.

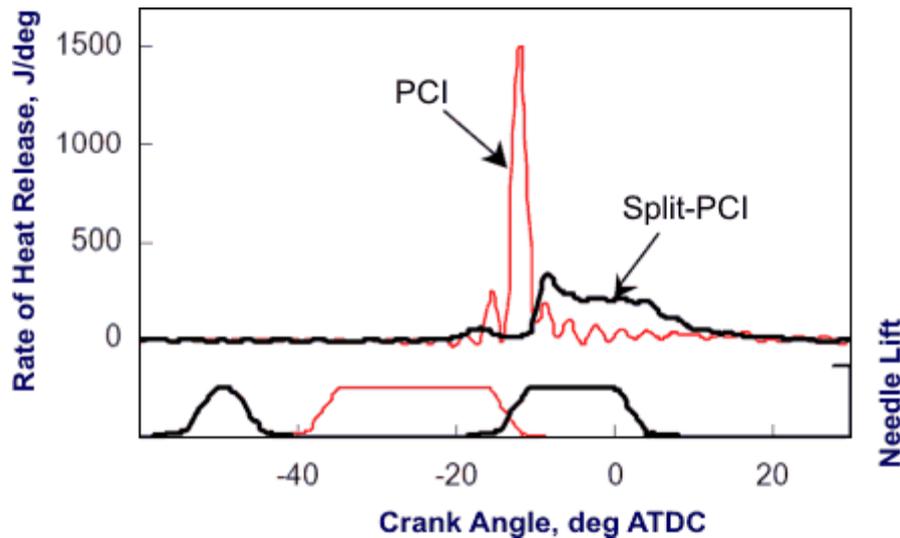


Figura 14: HRR PCI

Uno dei principali limiti di questa applicazione è che l'iniettore modificato appositamente per la PCI mal si adatta alla combustione tradizionale. Ciò limita il massimo carico del motore.

UNIBUS

Il sistema UNIBUS (UNIform BUIky combustion System) è stato sviluppato da Toyota. E' un'importante modalità LTC in quanto ha trovato applicazioni commerciali.

Il primo sistema UNIBUS prevedeva l'uso di un singolo iniettore a bassa pressione (~50 MPa). La fasatura dell'iniezione è intorno ai 60°BTDC. Si riusciva, con tali sistemi, a garantire bassa emissioni di soot e NOx. Tuttavia il range operativo era molto limitato, e il minimo valore di dosatura ottenibile è $\lambda = 3.3$. Infatti aumentando il combustibile iniettato la combustione si sviluppa troppo in anticipo rispetto al PMS.

Per migliorare l'efficienza l'iniezione singola è stata frazionata in iniezioni multiple molto brevi (tutte prima dei 60°BTDC). Questa strategia ha consentito anche di incrementare leggermente la p_{me} .

Per quanto riguarda l'EGR, tale approccio prevede un ricircolo di circa il 50%.

Le ipotesi di funzionamento del sistema UNIBUS prevedono che l'evento di iniezione sia tale da atomizzare il combustibile in piccole goccioline che si disperdono in camera formando piccole sacche ricche. La distribuzione di queste sacche ricche ha impatti sul profilo dell'heat release rate. Se le sacche sono sufficientemente distanti, il calore generato durante la prima combustione a bassa temperatura (low temperature heat release (LTHR)) durante la corsa di compressione non sarà sufficiente per impattare le sacche ricche adiacenti, cosicché la fase LTHR sarà seguita da una pausa, prima che il resto del combustibile bruci. Poi un secondo più rapido rilascio di calore (high temperature release rate HTHR) si manifesterà idealmente in prossimità del punto morto superiore. Tale HTHR è una combustione idealmente magra che non produce NOx e soot.

Tuttavia se le sacche ricche non sono adeguatamente distanziate, le zone di influenza della LTHR si sovrapporranno portando ad un incremento della temperatura. Questo porta alla formazione di NOx e soot.

Dunque in tale combustione la fasatura dell'iniezione è fondamentale e determina la bontà del processo di combustione.

NADI

La combustione NADI (Narrow Angle Direct Injection) è stata sviluppata da Institut Français Du Pétrole (IFP).

In tale sistema la geometria dell'iniettore e la forma della bowl sono state ottimizzate per permettere l'uso dell'iniezione di combustibile molto anticipata per ottenere la Low Temperature Combustion per carichi medio bassi. La modalità di combustione viene commutata in un diesel tradizionale a full load.

Questa soluzione richiede alcuni trade off per quanto riguarda la camera di combustione, per operare nelle due diverse modalità. In particolare il sistema NADI prevede due caratteristiche principali. Iniettori disegnati per permettere l'iniezione del combustibile in anticipo rispetto al PMS durante la corsa di compressione, quando la temperatura e la densità dell'aria in camera sono relativamente basse, con conseguente rischio di impingement. Anche la bowl è stata ridisegnata per contenere il combustibile liquido e minimizzare l'impingement sul liner del cilindro.

Uno dei principali inconvenienti di tale sistema hardware è la difficoltà di sfruttare l'aria in camera per garantire un corretto mescolamento.

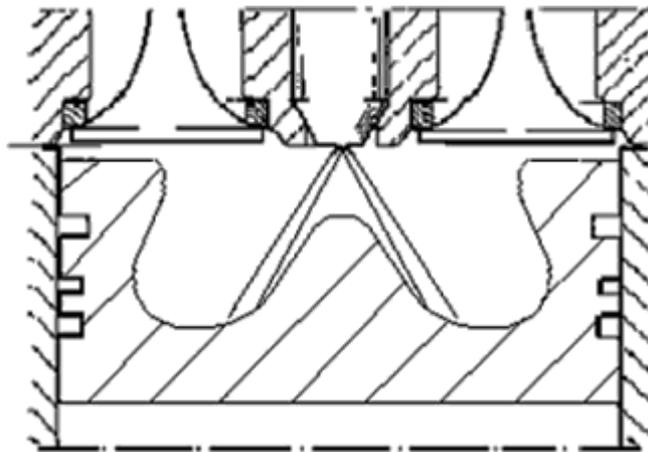


Figura 15: Camera di combustione NADI

Nel sistema NADI per controllare l'ignition delay si usano ingenti quantitativi di EGR (50% o più). Ciò contribuisce al limitare il range di carico a cui è possibile operare. Si può ricorrere ad un sistema in grado di variare il rapporto di compressione nelle differenti condizioni operative, ma ciò necessita di un sistema che permetta di variare l'istante di chiusura delle valvole di aspirazione.

SET UP SPERIMENTALE

I test sperimentali sono stati svolti presso il banco prova motore dell'ICEAL (Internal Combustion Engine Advanced Laboratory), del Dipartimento di Energia del Politecnico di Torino.

La cella permette di realizzare prove dinamiche valutando, nelle diverse condizioni di funzionamento del motore, le emissioni inquinanti nonché i consumi e l'efficienza del motore.

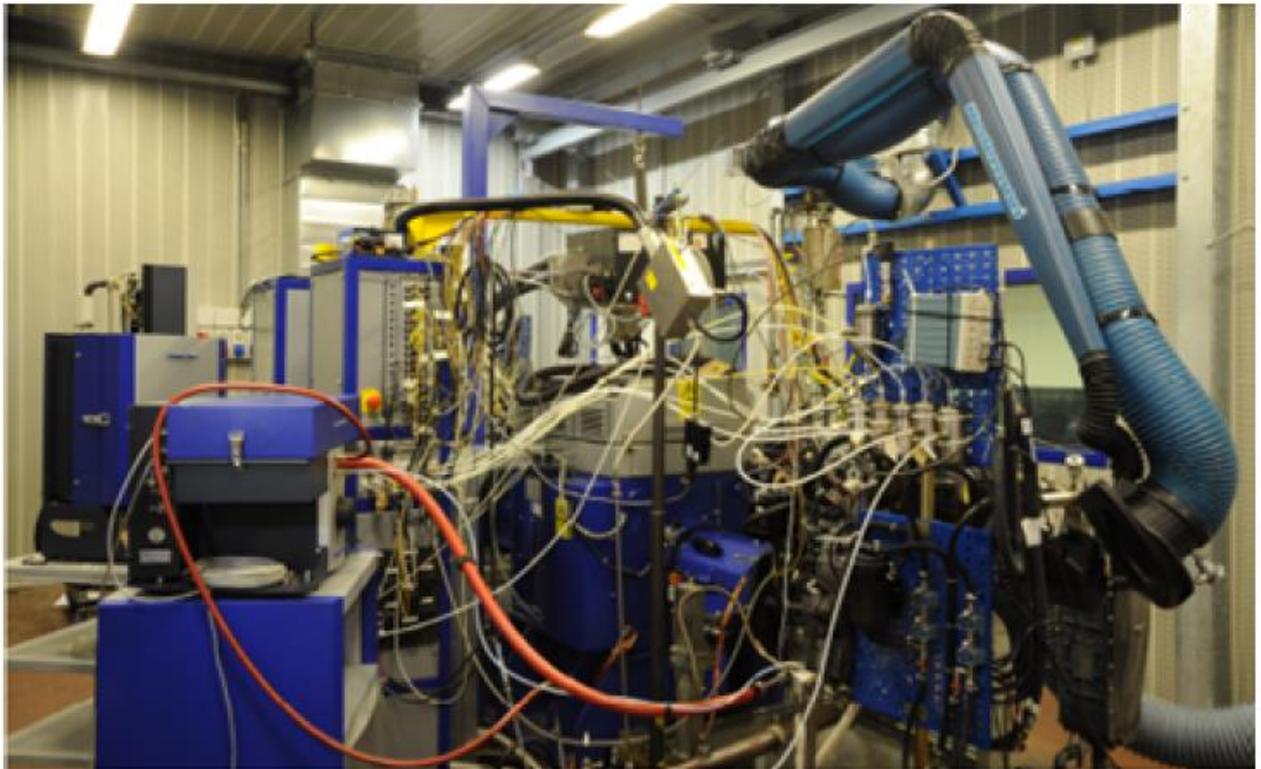


Figura 16: Banco prova dinamico

La figura 17 riporta lo schema hardware della cella, comprensivo di tutta la sensoristica necessaria per lo svolgimento delle prove (figura 18).

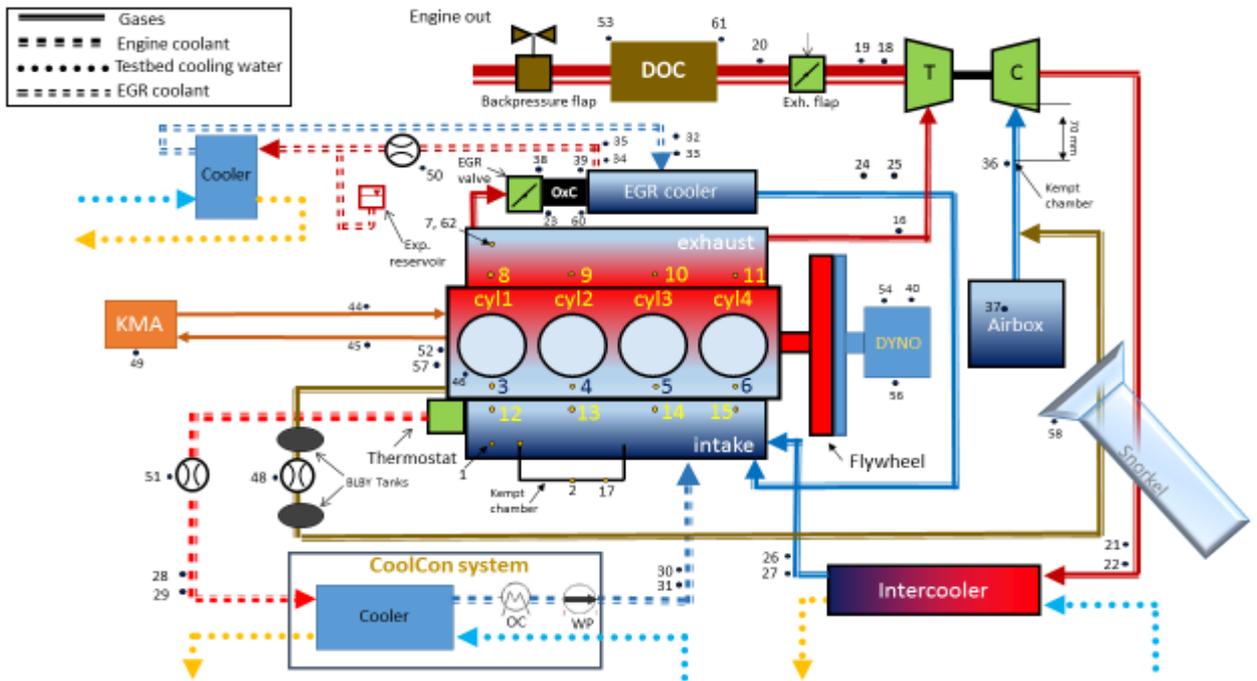


Figura 17: Schema cella

FPT name	PolTo name	pos.	Sensor type	Measure range	Accuracy	Description	
	PMAN1	1	Kistler 4007C005FD51 - 2.0	0 - 5 [bar] A	±1% FS	Intake manifold HF pressure	Indicom channel 5
0021 p intake manif.	p_MAP	2	Druck PTX 611 PW PTX Ex-0129	-1 - 4 [bar] G 4 - 20 [mA]	±0.08% FS	Intake manifold LF pressure	PUMA from FEM 6x1
	PCYL1	3	Kistler 6058A42 SN 4547339	0 - 250 [bar] G	±0.3% FS	Cylinder 1 pressure	Indicom channel 1
	PCYL2	4	Kistler 6058A42 SN 4547330	0 - 250 [bar] G	±0.3% FS	Cylinder 2 pressure	Indicom channel 2
	PCYL3	5	Kistler 6058A42 SN 4547331	0 - 250 [bar] G	±0.3% FS	Cylinder 3 pressure	Indicom channel 3
	PCYL4	6	Kistler 6058A42 SN 4547362	0 - 250 [bar] G	±0.3% FS	Cylinder 4 pressure	Indicom channel 4
	PEXH1	7	Kistler 4049B10DS1 - 2.0 SN 4676631	0 - 10 [bar] A	±0.3% FS	Exhaust manifold HF pressure	Indicom channel 6
	T_ExRun1	8	Thermocouple type K Ø3	0 / 1100 °C	Classe 1 ±0.004 x t	Cylinder 1 exhaust temperature	PUMA from FEM 10x5
	T_ExRun2	9	Thermocouple type K Ø3	0 / 1100 °C	Classe 1 ±0.004 x t	Cylinder 2 exhaust temperature	PUMA from FEM 10x6
	T_ExRun3	10	Thermocouple type K Ø3	0 / 1100 °C	Classe 1 ±0.004 x t	Cylinder 3 exhaust temperature	PUMA from FEM 10x7
	T_ExRun4	11	Thermocouple type K Ø3	0 / 1100 °C	Classe 1 ±0.004 x t	Cylinder 4 exhaust temperature	PUMA from FEM 10x8
	T_Run1	12	Thermocouple type T Ø3	-185 / +300 °C	Classe 1 ± 0.5 °C	Cylinder 1 intake temperature	PUMA from FEM 10x1
	T_Run2	13	Thermocouple type T Ø3	-185 / +300 °C	Classe 1 ± 0.5 °C	Cylinder 2 intake temperature	PUMA from FEM 10x2

FPT name	PolTo name	pos.	Sensor type	Measure range	Accuracy	Description	
	T_Run3	14	Thermocouple type T Ø3	-185 /+300 °C	Classe 1 ± 0.5 °C	Cylinder 3 intake temperature	PUMA from FEM 10x3
	T_Run4	15	Thermocouple type T Ø3	-185 /+300 °C	Classe 1 ± 0.5 °C	Cylinder 4 intake temperature	PUMA from FEM 10x4
0023 p a engine	p_ExtTC	16	Druck PTX611 PN PTX Ex-0129	0 - 5 [bar] G 4 - 20 [mA]	±0.08% FS	Exhaust pressure before TC	PUMA from FEM 6x15
Intake emissions		17				Sampling point for intake gas	PUMA from AMA
0025 p a turbine	p_ExtTC (p sensor M)	18	Druck UNIK 5000 PN X5072-TB-A1-CA-H1-PA SN 3839371	-1 - 1,6 [bar] G 4 - 20 [mA]	±0.2% FS	Exhaust pressure after turbine	PUMA from FEM 6x16
0026 T a turbine	T_ExtTC	19	Thermocouple type K Ø3	0 / 1100 °C	Classe 1 ±0.004 x t	Exhaust temperature after turbine	PUMA from FEM 10x12
Engine Out Emissions		20				Sampling point for exh. emissions	PUMA from AMA
0028 p b Intercooler	p_AbIC (p2/Abic)	21	MEAS US200 PN US341-000002-005BA	0 - 5 [bar] A 1 - 5 [V]	±0.1% FS	Air pressure before intercooler	PUMA from FEM 6x2
0029 T b Intercooler	T_AbIC	22	PT100	-50 / +500 °C		Air temperature before intercooler	PUMA from FEM 6x9
	T_ExhSy1	23	Thermocouple type K Ø3	0 / 1100 °C	Classe 1 ±0.004 x t	Exh. Temperature downstream EGR vlv	PUMA from FEM 10x9
0364 T a EGRCooler	T_ExhSy2	24	Thermocouple type K Ø3	0 / 1100 °C	Classe 1 ±0.004 x t	Exhaust T downstream EGR cooler	PUMA from FEM 10x10
0363 p a EGRCooler	p_ExhSy2	25	DSPM Industrie M2108-48-G1/4-4-D2-PI-0.25%-S	0 - 4 [bar] G 4 - 20 [mA]	±0.25% FS	Exhaust p downstream EGR cooler	PUMA from FEM 6x14
0677 p a IC	p_AaIC (p5/Abic)	26	MEAS US200 PN US341-000002-005BA	0 - 5 [bar] A 1 - 5 [V]	±0.1% FS	Air pressure after intercooler	PUMA from FEM 6x3
0678 T a IC	T_AaIC	27	PT100	-50 / +500 °C		Air temperature after intercooler	PUMA from FEM 6x10
0211 p H2O b pump	p_CWCIn (p16/Abic)	28	MEAS US200 PN US341-000002-005BA SN 8-062507027	0 - 5 [bar] A 1 - 5 [V]	±0.1% FS	Coolant pressure engine-in	PUMA from FEM 6x4
FPT name	PolTo name	pos.	Sensor type	Measure range	Accuracy	Description	
0012 T H2O b pump pri	T_CWCIn	29	PT100	-50 / +500 °C		Coolant temperature engine-in	PUMA from FEM 6x11
0213 p H2O a eng	p_CWCout (p17/Abic)	30	MEAS US200 PN US341-000002-005BA SN 8-010911F078	0 - 5 [bar] A 1 - 5 [V]	±0.1% FS	Coolant pressure engine-out	PUMA from FEM 6x5
0013 T H2O a eng pri	T_CWCout	31	PT100	-50 / +500 °C		Coolant temperature engine-out	PUMA from FEM 6x12
0552 p H2O b EGRCool	p_CWEgrI	32	DSPM Industrie M2108-328-G1/4-4-DL-PI-0.25%-S SN 2011040163	0- 10 [bar] G 4 - 20 [mA]	±0.25% FS	Coolant pressure EGR cooler - in	PUMA from FEM 7x1
0365 T H2O b EGRC 1	T_CWEgrI	33	PT100	-50 / +500 °C		Coolant temperature EGR cooler-in	PUMA from FEM 10x13
0540 p H2O a EGRCool	p_CWEgrO	34	DSPM Industrie M2108-328-G1/4-4-DL-PI-0.25%-S SN 2011040161	0- 10 [bar] G 4 - 20 [mA]	±0.25% FS	Coolant pressure EGR cooler - out	PUMA from FEM 7x2
0366 T H2O a EGRCool	T_CWEgrO	35	PT100	-50 / +500 °C		Coolant temperature EGR cooler-out	PUMA from FEM 10x14
0016 p b AFM	p_AbTC1 (p sensor P)	36	Druck UNIK 5000 PN X5072-TB-A1-CA-H1-PA SN 3803645	-1 - 1,6 [bar] G 4 - 20 [mA]	±0.2% FS	Air pressure before TC	PUMA from FEM 7x3
0020 T b compr	T_AbTC1	37	Thermocouple type T Ø3	-185 /+300 °C	Classe 1 ± 0.5 °C	Air temperature before TC	PUMA from FEM 10x15
3937 p b EGRCooler	p_exSy1 (p sensor R)	38	Druck UNIK 5000 PN X5072-TB-A1-CA-H1-PA SN 3889646	0 - 6 [bar] G 4 - 20 [mA]	±0.2% FS	Exhaust p downstream EGR vlv	PUMA from FEM 7x15
3938 T b EGRCooler	TaOxCEGR	39	Thermocouple type K Ø3	0 / 1100 °C	Classe 1 ±0.004 x t	Air temperature before EGR cooler	PUMA from FEM 7x14
0003 M dyno	TORQUE	40				Engine torque from testbed	PUMA from Testbed
0037 p baro	p_Cabin	41	p_BARO	0,8 - 1,2 [bar] A 4 - 20 [mA]		Test cell ambient pressure	PUMA from Testbed FEM 7x4
	T_Cabin	42		0 / 50°C 0 - 10 [V]		Test cell ambient temperature	PUMA from Testbed FEM 7x7

FPT name	PolITO name	pos.	Sensor type	Measure range	Accuracy	Description	
0014 p crank case	p_CcBbY1	43	Druck UNIK 5000 PTX PN X5072-T8-A1-CA-H1-PA SN 3843323	0 – 5 [bar] A	±0.2% FS	Crankcase pressure	PUMA from FEM 6x13
	p_FuSup (p18 (Abs))	44	Druck UNIK 5000 PTX PN PTX5012 SN 3931545	0 – 10 [bar] G 4 - 20 [mA]	±0.2% FS	Fuel supply pressure	PUMA from FEM 6x6
0417 p fuel retrn tank	p_FuRet (p19 (Abs))	45	MEAS U5200 PN U5341-000002-0058A	0 – 5 [bar] A 1 – 5 [V]	±0.1% FS	Fuel backflow pressure	PUMA from FEM 6x7
	INU1	46	Tecktronix TCP305+TCA		±1%	Injector current signal	IndiCom channel 7
0010 T oil	T_OilGal	47	Thermocouple type K Ø3	0 / 1100 °C	Classe 1 ±0.004 x[t]	Oil temperature at oil gallery	PUMA from FEM 7x16
0066 qv blowby@40C	:BLBY	48	FEV BMR 75 D-10V			Volumetric flow rate through the blowby	PUMA from FEM 7x12
0129 qm fuel	FB_VAL	49				Fuel flow rate	PUMA from KMA
0367 qv H2O EGRcooler	FlowCegr	50	Yologawa AXF Ø32 SN 33R303311	0-2500 [l/h] 4-20 [mA]	±0.35%	EGR coolant flow rate	PUMA from FEM 7x9
0057 qv H2O eng pri	FlowCW	51	Yologawa AXF Ø15 SN D1R301241	0-12000 [l/h] 4-20 [mA]	±0.35%	Coolant flow rate	PUMA from FEM 7x8
	N_ENGINE	52				Engine angular velocity from encoder	Indicom
	T_ExaDOC	53	Thermocouple type K Ø3	0/1100 °C		Exh. Temperature after DOC	PUMA from FEM 7x10
0002 P dyno	P	54				Engine Power from testbed (dyno)	PUMA from Testbed
0009 p oil	p_oilGal (P sensor Q)	55	Druck UNIK 5000 PTX PN X5072-T8-A1-CA-H1-PA SN 3978037	0-10 [bar] G 4 - 20 [mA]	±0.2% FS	Oil pressure at oil gallery	PUMA from FEM 6x8

FPT name	PolITO name	pos.	Sensor type	Measure range	Accuracy	Description	
0001 n engine	SPEED	56				Engine rotational speed from testbed (dyno)	PUMA from FEM
	SPEEDENC	57				Engine angular velocity from encoder	PUMA from FEM
0225 T H dry	T_AirSno	58	PT100	0-50 °C 0 – 10 [V]	Da modulo di conversione	Air temperature at the snorkle outlet	PUMA from FEM 7x13
	paOxCEGR	60	Druck UNIK 5000 PTX 5012-TA-A2	0 – 10 [bar] 4 – 20 [mA]		Pressure after CEGR	PUMA from FEM 10x16
T_ExbDOC	T_ExbDOC	61	Thermocouple type K Ø3	0 / 1100 °C		Exh. Temperature before DOC	PUMA from FEM 7x5
	TExKist	62				Exh. Temperature kist sensor	PUMA from FEM 10x11

Figura 18: Sensori cella

Si descrivono ora i principali hardware della cella.

MOTORE:

L'attività sperimentale della presente tesi è stata condotta sul motore F1C PCCI, fornito da FPT Industrial R&D di Arbon (Svizzera).

Tale motore è il risultato delle modifiche effettuate sul motore diesel convenzionale F1C, il quale è un propulsore 4 cilindri in linea, 4 valvole per cilindro di 3 litri di cilindrata,

sovralimentato, omologato EURO VI e progettato per operare in condizioni di combustione diesel tradizionale.

Il motore F1C PCCI è stato modificato appositamente per la combustione PCCI. In seguito a test preliminari sul motore convenzionale si è visto che questo poteva operare in condizioni di combustione PCCI solo fino ad un massimo di 2 bar di p_{me} . [13]. Tale valore è evidentemente troppo basso. Dunque, in base ai risultati preliminari e mediante modelli di combustione CFD 3D, alcune parti del motore sono state riprogettate [14], al fine di estendere la Low Temperature Combustion fino a 8.4 bar di p_{me} .

In particolare il rapporto di compressione è stato ridotto da 17.5 a 14.6, al fine di ridurre la temperatura di fine compressione, e la temperatura di picco durante la combustione (a cui è imputabile l'emissione degli NOx engine-out). Inoltre la camera di combustione è stata modificata ottimizzandone la bowl per facilitare il mescolamento aria-combustibile ed evitare il wall wetting, compatibilmente con gli anticipi di iniezione molto spinti della early injection strategy.

Anche il sistema di ricircolo dei gas combusti ha subito modifiche: l'EGR cooler è stato sostituito con uno più grande per smaltire le elevate portate della PCCI e la valvola EGR a fungo del motore originale è stata sostituita con una valvola di tipo flap, per aumentare l'area di passaggio.

Infine, si utilizza un turbo gruppo più piccolo per avere gradi di sovralimentazione più elevati ai carichi più bassi.

Il sistema di aftertreatment è composto da un DOC.

Le principali caratteristiche del motore F1C PCCI sono riportate nella tabella 6.

Rapporto di compressione	14.6	-
Alesaggio	95.8	mm
Corsa	104	mm
biella	160	mm
cilindrata	2.999	l
intake valve opening	24	°bTDC
intake valve closing	26	°aBDC
exhaust valve opening	70	°bBDC
exhaust valve closing	24	°aTDC

Tabella 6: Caratteristiche motore F1C PCCI

FRENO DINAMOMETRICO

Il banco prova è equipaggiato con un freno dinamometrico AVL APA 100, il quale è una macchina elettrica reversibile a correnti parassite che può avere due funzionamenti.

Funzionamento da freno: il sistema riproduce una coppia resistente, ad una determinata velocità di rotazione, fornendo un carico al motore.

Funzionamento da motore: la macchina elettrica può trascinare il motore termico a cui è collegato, permettendo di valutarne le perdite organiche.

Il freno, inoltre, ha un doppio output, cioè in cella possono essere installati due differenti motori, i quali sono alternativamente connessi al medesimo albero del freno per mezzo di un giunto imbullonato.

Le caratteristiche principali del freno, sono riportate nella tabella 7.

Potenza Massima	200	<i>kW</i>
Coppia Massima	525	<i>N · m</i>
Velocità di Rotazione Massima	12000	<i>rpm</i>
Momento di Inerzia	0.32	<i>kg · m²</i>

Tabella 7: Caratteristiche freno dinamometrico

La figura riporta una vista del freno.



Figura 19: Freno dinamometrico

SISTEMI DI RAFFREDDAMENTO

Motore

Quando il motore viene installato su vettura, è provvisto di un radiatore aria-acqua per il raffreddamento.

Per l'installazione in cella, il sistema di raffreddamento previsto è di tipo acqua-acqua e prende il nome di CoolCon.



Figura 20: Sistema CoolCon

L'impianto è costituito da una pompa la cui prevalenza viene variata in funzione della velocità di rotazione del motore, da una valvola termostatica, da uno scambiatore acqua-acqua, e da un riscaldatore elettrico per velocizzare il warm up del motore in avviamento e ai bassi carichi. Il liquido di raffreddamento motore (composto da una miscela di acqua e glicole), viene immesso nel circuito CoolCon per essere raffreddato. Entrato nello scambiatore, il liquido motore cede calore all'acqua dell'acquedotto la cui portata è regolata tramite un sistema proporzionale-integrativo-derivativo (PID) che agisce sull'elettrovalvola.

Il circuito è provvisto di sistemi di sfiato (degasatori) per espellere eventuali bolle d'aria.

Per garantire una buona ripetibilità delle prove, tale sistema è fondamentale in quanto si deve garantire una temperatura costante dell'acqua motore, avendo questa incidenza diretta su consumi ed emissioni.

EGR Cooler



Figura 21: EGR cooler

Poiché il motore F1C PCCI è di tipo sperimentale, non esiste un cooler di serie per elaborare le ingenti portate di gas esausti riciccolati. Dunque si è installato un intercooler sovradimensionato per gestire la temperatura dei gas riciccolati, facendo sì che questa oscilli in un range quanto più contenuto possibile all'aspirazione del motore.

Infatti una variazione di temperatura all'aspirazione del motore comporta una variazione dell'ignition delay, in quanto la velocità delle pre-reazioni è fortemente influenzata dalla temperatura che, aumentando, dà una spinta alla cinetica chimica riducendo il tempo di induzione τ , con conseguente variazione dell'inizio della combustione e del suo successivo sviluppo.

Lo scambiatore di calore dell'EGR è di tipo aria-acqua, in cui i gas riciccolati vengono raffreddati scambiando calore con il liquido refrigerante di un circuito di refrigerazione ausiliario, il quale comunica a sua volta con l'acqua dell'acquedotto.

Il controllo di tale cooler è affidato ad un sistema proporzionale-integrativo-derivativo (PID) gestito da Puma, che permette di fissare la T dei gas riciccolati in uscita dal cooler a una T fissa pari a 85°C.

Intercooler dopo Turbocompressore



Figura 22: Intercooler dopo compressore

Il motore prevede la sovralimentazione tramite un turbo-gruppo costituito da turbocompressore centrifugo e turbina a geometria variabile.

Dunque si rende necessario uno scambiatore di calore dopo il turbocompressore, per riportare l'aria compressa in condizioni termodinamicamente più favorevoli.

Tale scambiatore è di tipo aria-acqua e scambia calore con la condotta idrica dell'acquedotto.

MISURA DELLE EMISSIONI

Per la valutazione delle specie nei gas di scarico, la cella è dotata del sistema AVL AMA i60, il quale misura NO_x, HC, CO, CO₂ e O₂ tramite i seguenti strumenti:

- HFID: Heated Flame Ionization Detector. Consente la misurazione degli idrocarburi incombusti totali (THC) e di quelli metanici (MHC)
- HCLD: Heated Chemiluminescence Detector. Misura gli NO_x
- NDIR: Nondispersive Infrared Detector. Misura le concentrazioni di CO e CO₂
- POD: Paramagnetic Oxygen Detector. Misura la concentrazione di ossigeno.

Sono previste tre linee: a monte e a valle dell'ATS (dotate di HFID, HCLD, NDIR e POD) più una terza linea nel condotto di aspirazione (provvista di NDIR, per valutare il tasso di EGR del motore).

All'inizio della giornata, tutti gli strumenti presenti nell'AMA vengono ricalibrati in termini di zero e fondo scala, mediante bombole con concentrazioni note.



Figura 23: Sistema AVL AMA i60

Per quanto concerne la misura del consumo di combustibile e per il controllo della Temperatura dello stesso si utilizza il sistema AVL KMA 4000. Tale strumento sfrutta l'effetto Coriolis per fornire al motore una portata nota di combustibile ad una temperatura controllata.

SISTEMI DI CONTROLLO E MONITORAGGIO



Figura 24: Sala di controllo banco prova

PUMA

Il Sistema PUMA Open 1.3.2, sovrintende e coordina la gestione dell'intero banco prova. Mediante un computer posto nella sala di controllo, è possibile controllare i sensori e le varie unità hardware presenti in cella.

Tramite Puma si può anche controllare il sistema PID per la gestione del sistema di raffreddamento acqua degli scambiatori di calore.

INDICOM

Grazie ad INDICOM è possibile ottenere in tempo reale una descrizione accurata del processo di combustione. Tale software, infatti, gestisce i sensori di pressione in camera di combustione. Dai segnali di tali sensori ad alta frequenza è possibile ottenere on-line, oltre ovviamente alle tracce di pressione in camera, anche il tasso di rilascio termico (HRR), il baricentro della combustione (MFB50), e il rumore di combustione.

INDICOM è inoltre fondamentale in caso di anomalie di funzionamento, quali ad esempio il misfire, in quanto, prestando sempre attenzione agli andamenti di pressione e HRR durante lo svolgimento della prova, è possibile interrompere prontamente il test evitando danni al motore.

INCA

INCA è il software dedicato al controllo ECU. Grazie ad INCA è possibile controllare e modificare le mappe della centralina motore, impostando la calibrazione ottimale per ogni punto di funzionamento, gestendo gli hardware di controllo in cella. Nello specifico, durante lo svolgimento delle prove, tramite INCA si impostano i valori di SOI, Exhaust

- Start of injection: il controllo del SOI dell'unica iniezione è fondamentale per l'implementazione della PCCI mediante early injection strategy.
- Exhaust Flap: a valle della VGT è presente una ulteriore valvola di regolazione, la quale può essere parzializzata nel caso in cui la differenza di pressione tra scarico e aspirazione (che è la driving force per l'EGR) non sia sufficiente a garantire l'elevato tenore di gas combusti ricircolati.
- p_{rail} : pressione nel rail. In generale la pressione nel rail sarà più alta rispetto alla combustione tradizionale. Infatti nella PCCI il combustibile dovrà essere evaporato e già sufficientemente mescolato con l'aria prima dell'accensione. Le goccioline di combustibile che sopravvivono all'inizio delle reazioni bruceranno in fiamma diffusiva e ciò porterà ad un incremento nella produzione di soot e NOx
- Valvola di controllo per l'EGR (di tipo Flap). Tramite la parzializzazione del condotto di ricircolo dei gas combusti è possibile regolarne la portata. Tale valvola è mantenuta quasi sempre spalancata, poiché la combustione PCCI, ed in generale tutte le Low Temperature Combustion, prevedono un ingente ricircolo dei gas di scarico.

RISULTATI SPERIMENTALI

Nel seguito vengono presentati i risultati sperimentali ottenuti sul motore prototipale F1C PCCI.

E' stata esplorata una porzione di piano quotato corrispondente a 17 punti di funzionamento, valutati in condizioni stazionarie.

L'ottimizzazione per le diverse condizioni di funzionamento è basata sull'approccio "one-factor-at-a-time" OFAT [15]. Tale metodo consiste nello scegliere la condizione di ottimo per ogni punto mediante l'uso di una funzione obiettivo, allo scopo di ottenere il miglior compromesso per la riduzione di NO_x, SOOT, e bsfc.

PUNTI DI OTTIMO

Si riporta di seguito una tabella con i dati dei punti di funzionamento ottimizzati:

n [rpm]	p _{me} [bar]	SOI [°bTDC]	p _{rail} [bar]	EGR [%]	λ [-]	ID [°CA]	IDW [°CA]	MFB50 [°CAaTDC]	p _{max} [bar]	$\left(\frac{dp}{d\theta}\right)_{max}$ [bar/°CA]
1000	4.0	22	1000	51.2	1.25	7.8	4.6	-3.12	68.9	10
1400	3.0	28	650	55.5	1.44	12.8	8.2	0.37	61.1	5.8
1400	4.4	28	1000	49.7	1.25	11.5	6.8	-2.49	75.2	10.4
2000	2.3	22	1000	54.6	1.81	10.5	5.7	2.62	61	5
2000	5.0	35	1100	52.4	1.18	16	9	1.29	83.3	9.7
2000	6.7	34	1400	49.5	1.13	15.3	7.9	-4.19	109.7	16.2
2500	2.3	26	1000	53.2	1.82	12.8	6.7	3.25	63.1	4.6
2500	5.0	34	1400	51.6	1.36	16	8.9	-1.91	96.6	10.2
2500	6.7	40	1600	54.1	1.15	19.2	10.8	-4.32	121.3	15.4
3000	2.3	26	1400	53.8	1.76	12.3	6.4	2.99	71.2	5.2
3000	5.0	35	1800	48.7	1.21	17.3	9.5	2.35	89.1	8.9
3000	6.4	44	1800	52.5	1.16	21.5	11.8	-4.61	124.8	15.3
2000	7.5	32	1600	46.3	1.13	13.5	6.3	-6.24	118.3	19
2000	8.4	32	1600	43.6	1.13	13	4.7	-7.57	128.5	21.1
2500	7.5	38	1600	48.1	1.18	16.5	7.1	-7.12	128.6	18.3
2500	8.4	44	1600	46.4	1.09	20	9.3	-8.95	141	21.1
3000	7.5	46	1800	47.4	1.10	21.1	10.2	-7.63	136.3	18.5

Per i punti di ottimo si riporta il profilo di:

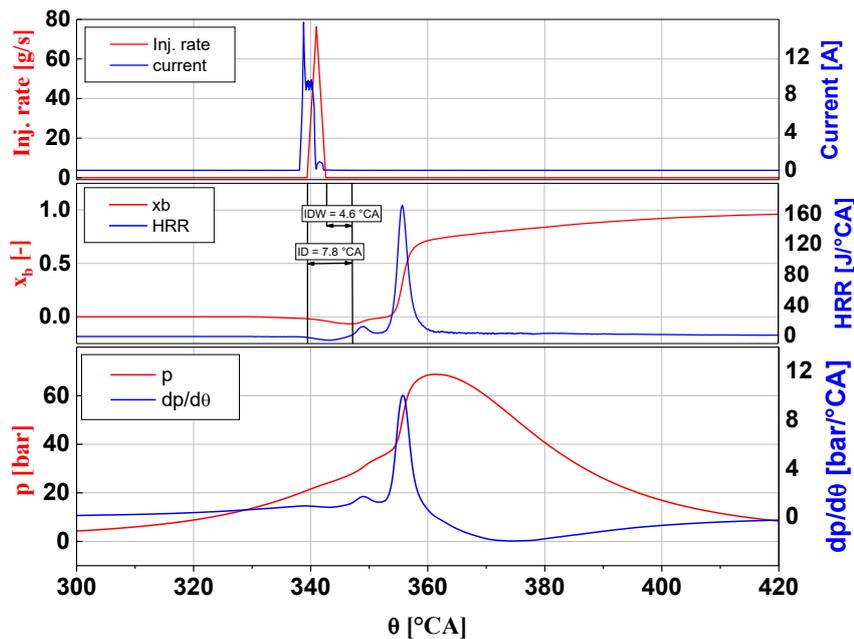
- Pressione
- Gradiente di pressione
- Heat Release Rate
- Frazione di massa bruciata x_b
- Corrente di eccitazione dell'iniettore
- Portata di combustibile iniettata (supposta triangolare)

Il segnale di pressione in camera è ottenuto filtrando il segnale dei sensori di pressione ad alta frequenza ottenuto da INDICOM. Si considera la media ensemble su un campione di 100 cicli. Il filtro utilizzato è un filtro passa basso con frequenza di cut off a 5kHz.

Il profilo di HRR è ottenuto mediante un modello termodinamico implementato su AVL CONCERTO.

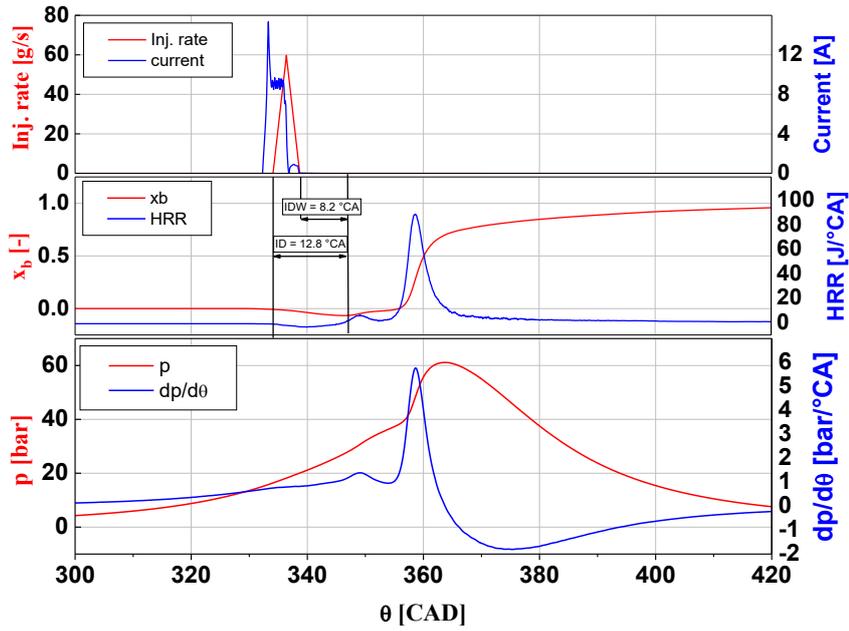
Nei grafici si evidenzia il valore di Ignition Delay e di Ignition Dwell in termini angolari. Per la valutazione di questi parametri si considera che la combustione inizi nel primo punto in cui l'HRR diventa maggiore di zero.

1000rpm x 4 bar



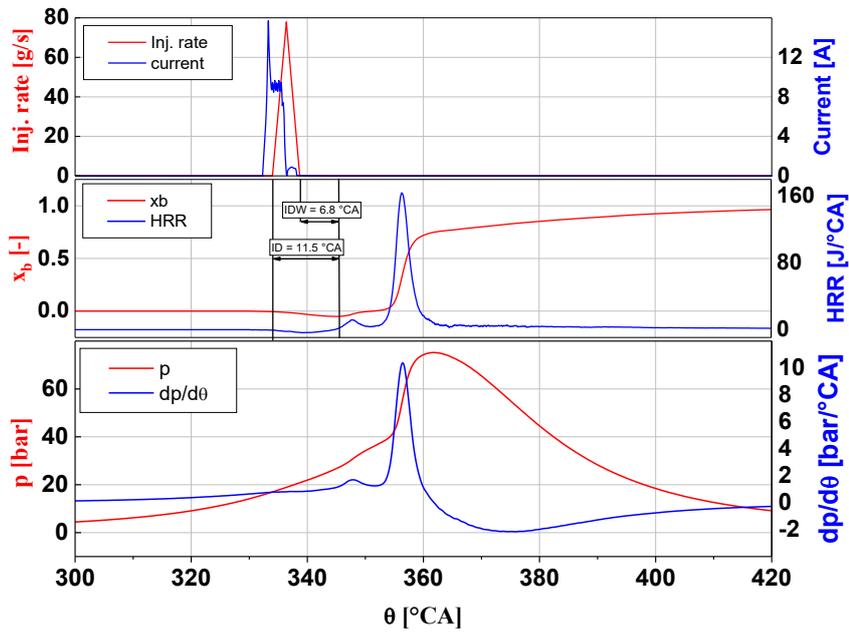
1

1400rpm x 3 bar



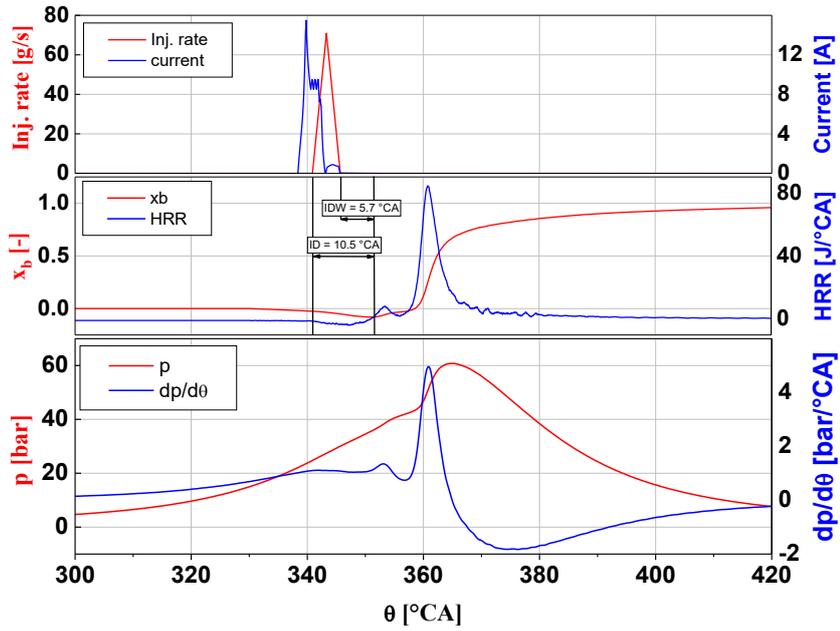
1

1400rpm x 4.4 bar



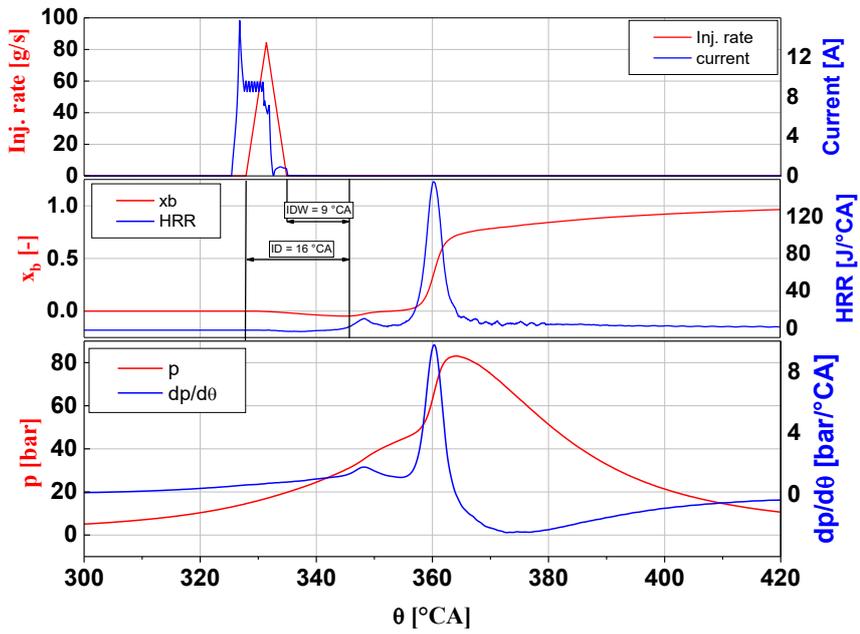
1

2000rpmx2.3 bar



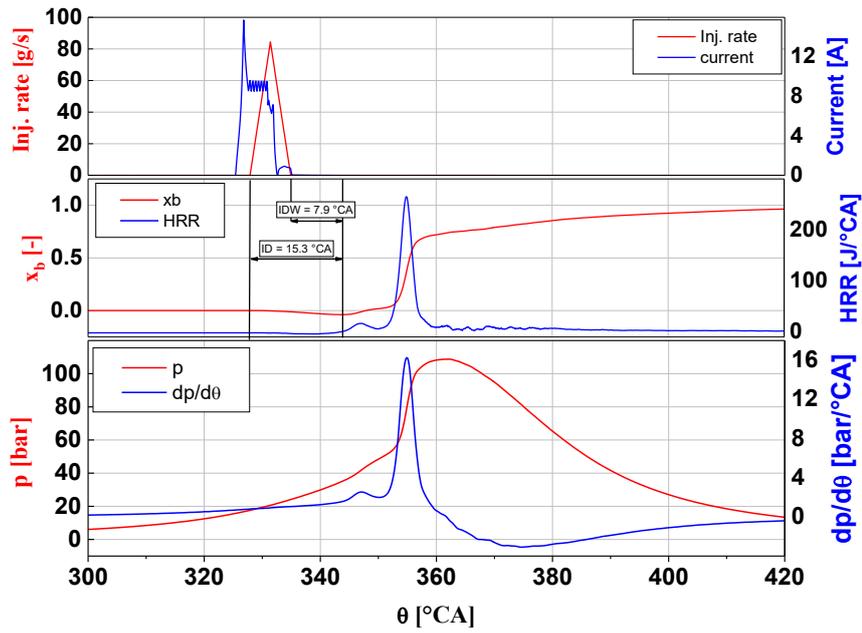
1

2000rpmx 5 bar



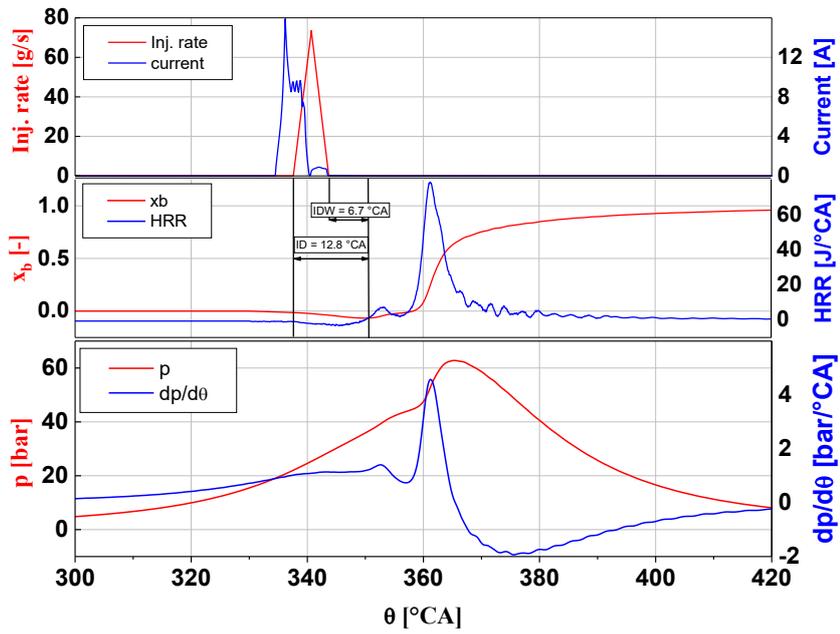
1

2000rpm 6.7 bar



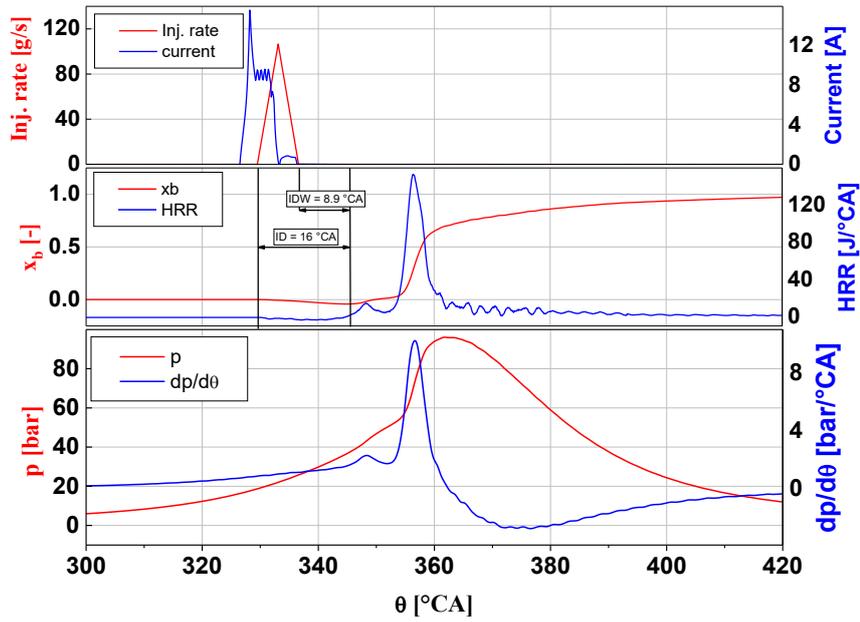
1

2500rpm 2.3 bar



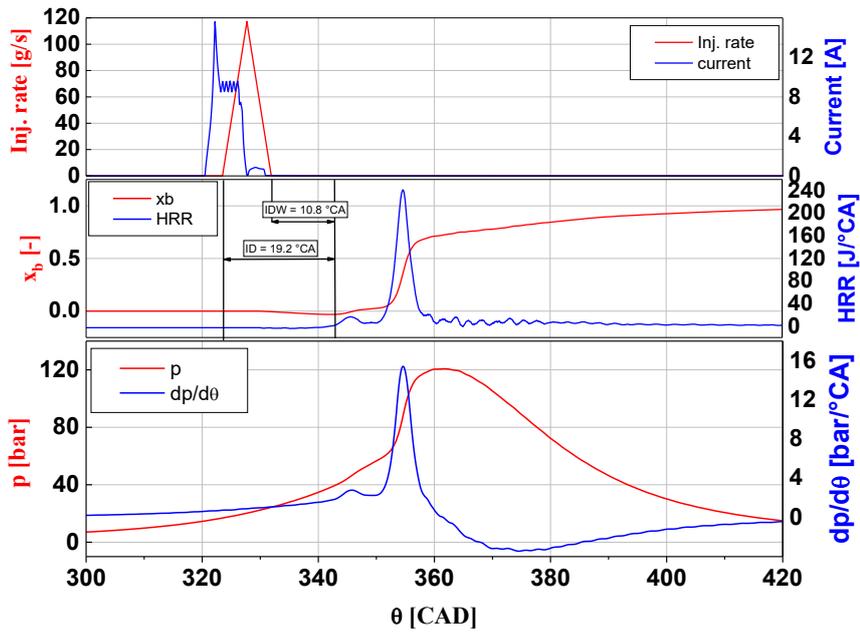
1

2500rpmx5 bar



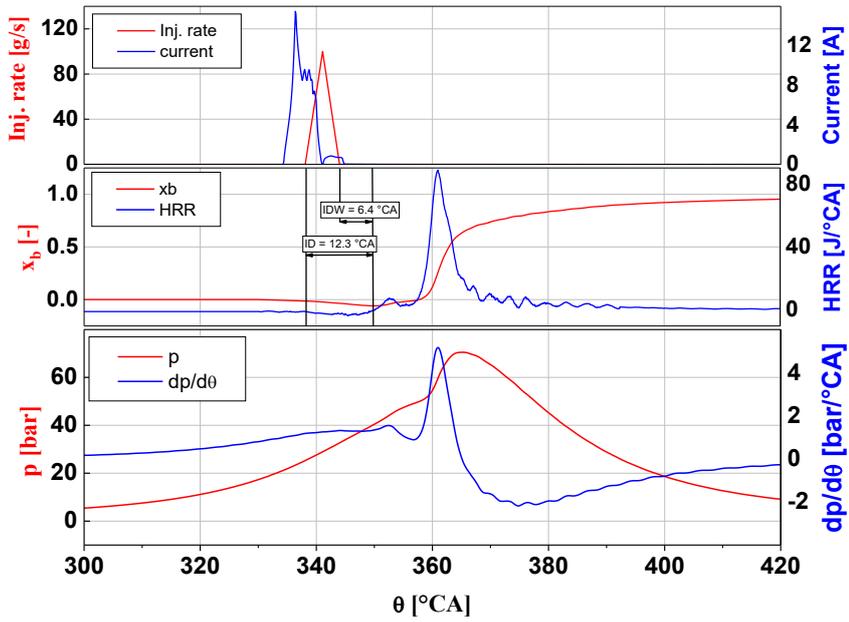
1

2500rpmx 6.7 bar



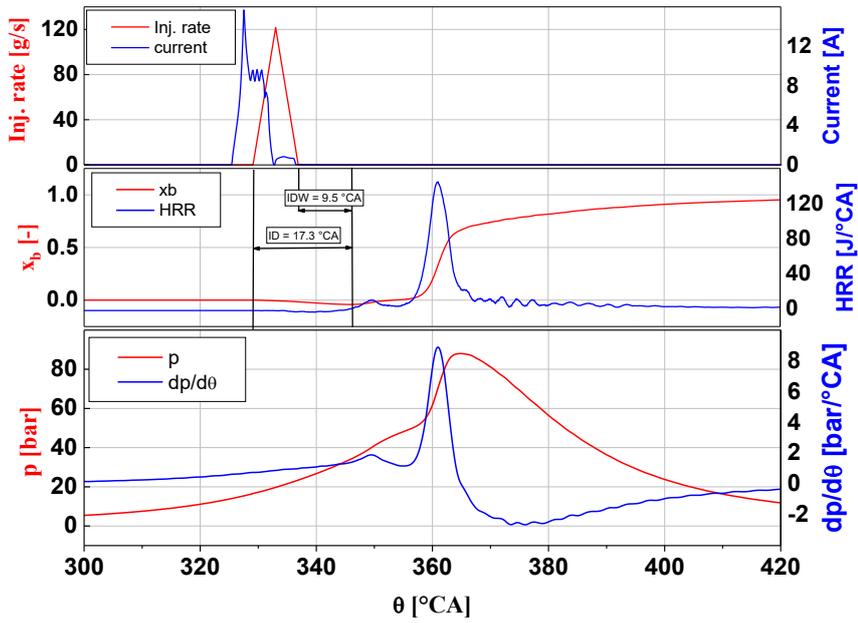
1

3000rpmx 2.3 bar



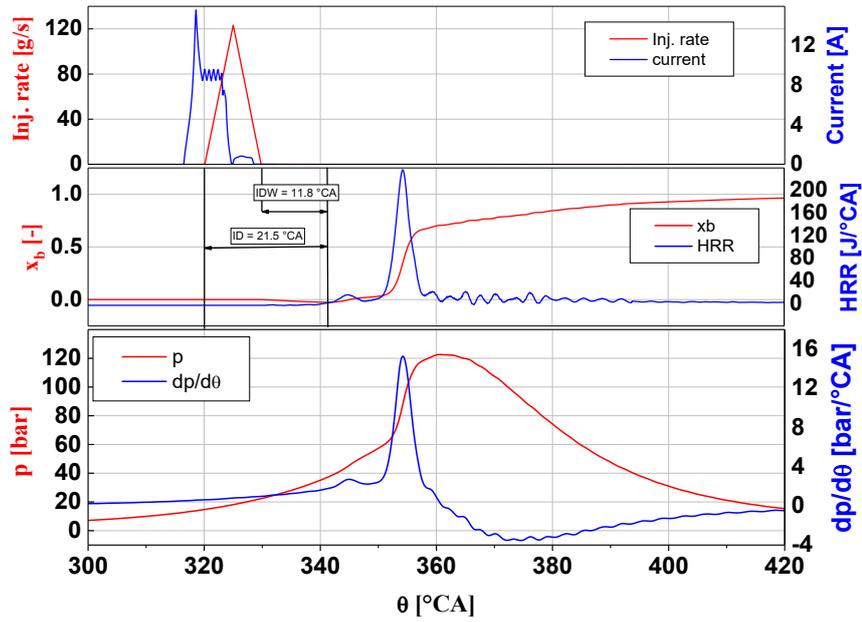
1

3000rpmx 5 bar



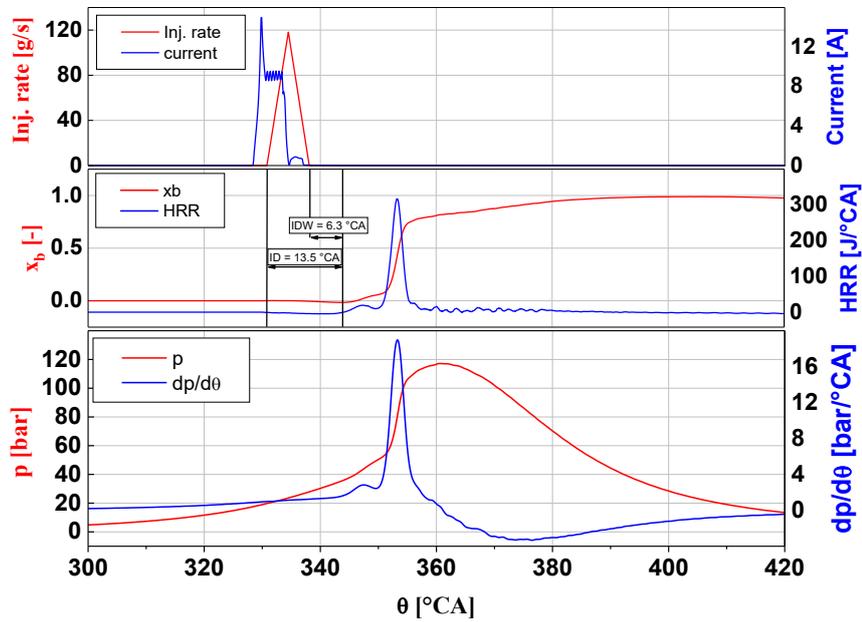
1

3000rpmx 6.4 bar



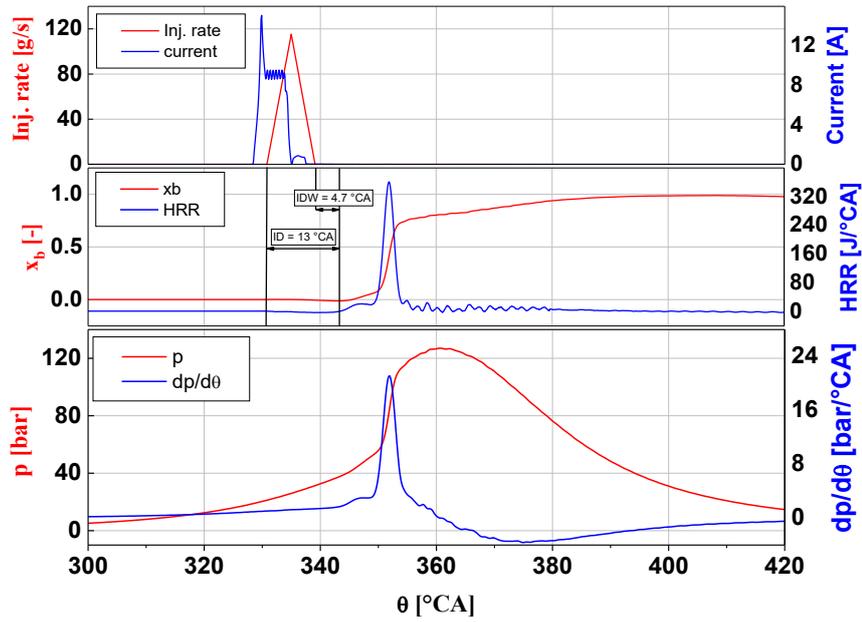
1

2000rpmx7.5 bar



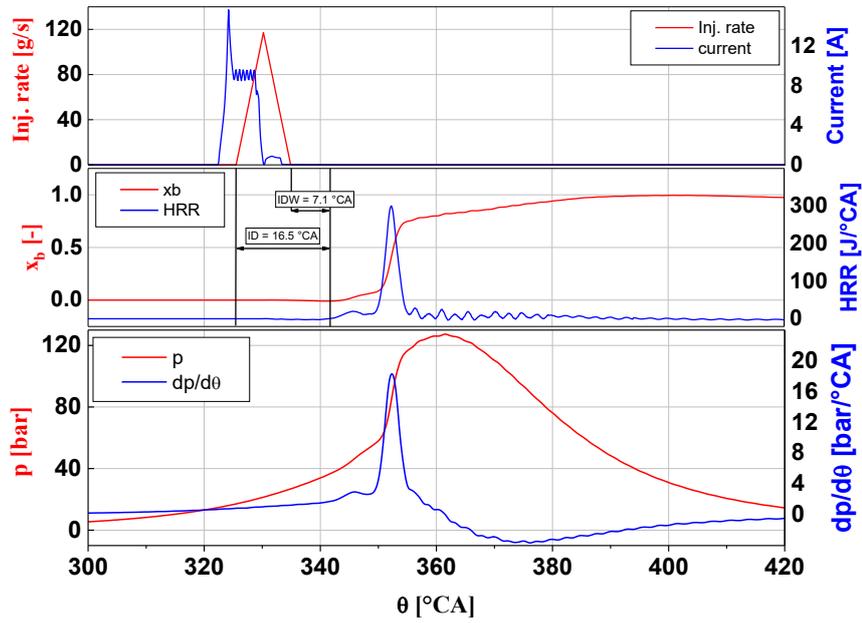
1

2000rpm x 8.4 bar



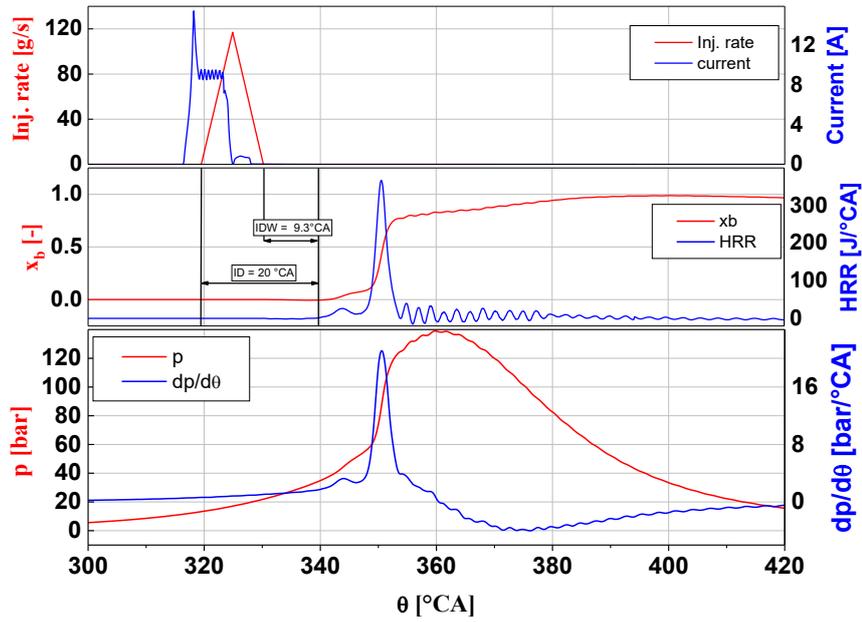
1

2500rpm x 7.5 bar



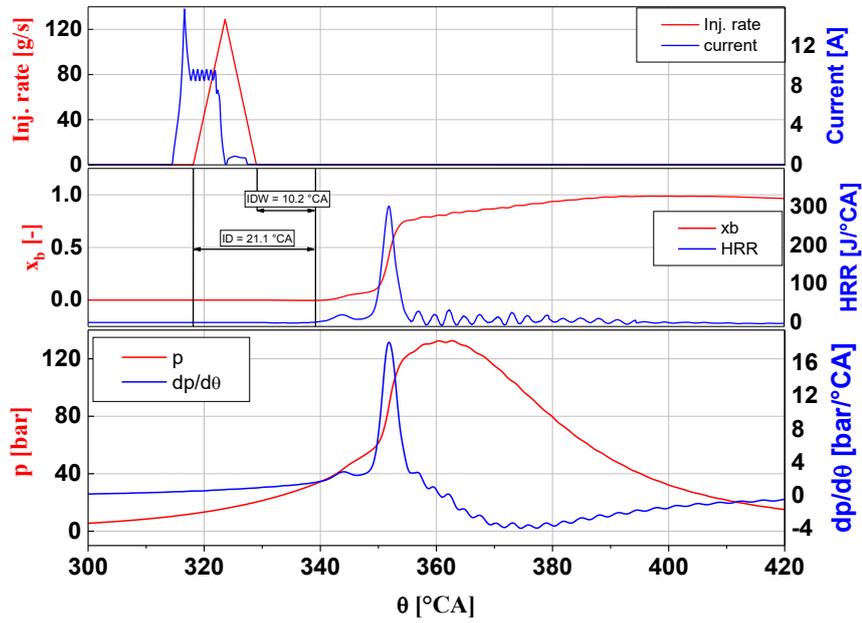
1

2500rpm x 8.4 bar



1

3000rpm x 7.5 bar



LIMITE PCCI AD ALTO CARICO

E' stato rilevato sperimentalmente come la combustione PCCI sia praticabile fino ad un carico che non superi una p_{me} di 8,4 bar. Tale risultato è notevole se confrontato con il funzionamento del motore di serie F1C, che in PCCI non poteva superare i 2 bar di p_{me} [13].

Tuttavia, per carichi superiori a $p_{me} = 8.4$ bar bisognerà commutare verso una condizione di funzionamento che preveda la combustione tradizionale.

A limitare superiormente il valore di massimo carico ottenibile contribuiscono tre fenomeni:

- 1) Peak Firing Pressure e rumore di combustione
- 2) Valori di λ prossimi all'unità
- 3) Aumento dei consumi

1) Peak Firing Pressure e rumore di combustione:

La combustione PCCI, per sua natura, comporta picchi di pressione maggiori rispetto alla combustione tradizionale, dato che il passaggio da energia chimica ad energia termica avviene in maniera quasi isocora, con un repentino rilascio termico.

Quando il carico aumenta il problema del picco di pressione si fa sentire maggiormente. La figura 26 riporta il valore massimo di pressione per i vari punti esplorati.

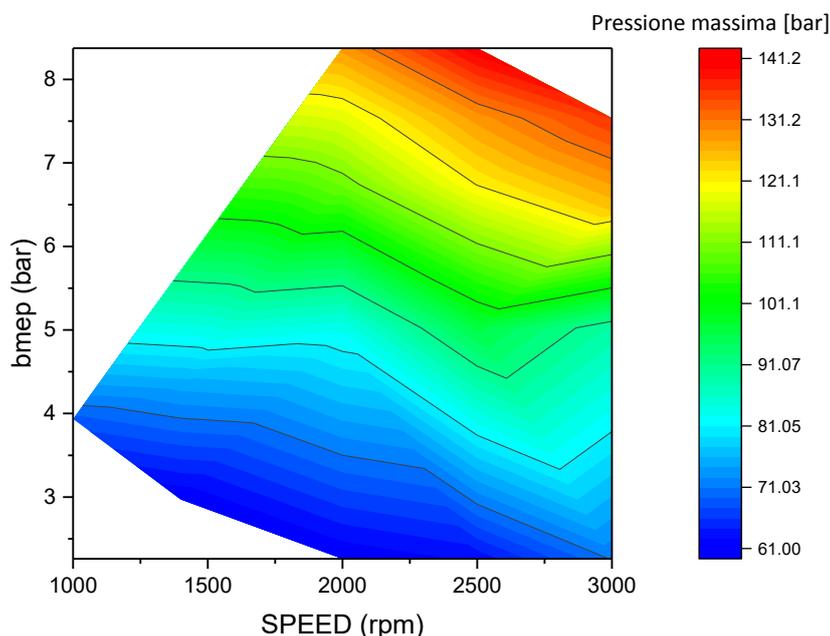


Figura 26: Mappa p max

All'aumentare del picco di pressione, aumenterà anche la derivata prima della pressione rispetto all'angolo di manovella, come mostra la figura 27. Si arriva fino a valori pari a

$$\left(\frac{dp}{d\theta}\right)_{max} = 21 \text{ bar}/^{\circ}CA.$$

Tale valore è molto maggiore rispetto al motore di serie che arrivava al massimo a

$$\left(\frac{dp}{d\theta}\right)_{max} = 5 \text{ bar}/^{\circ}\text{CA}.$$

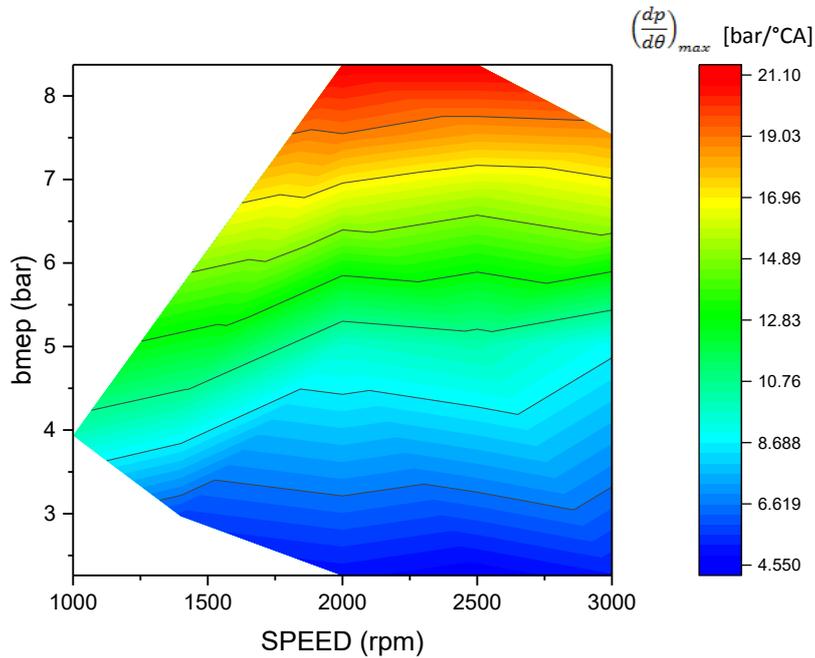


Figura 27: Mappa derivata pressione

Questo comporta un insostenibile rumore di combustione.
 Si riporta l'incremento di rumore rispetto al motore F1C operante in combustione tradizionale.

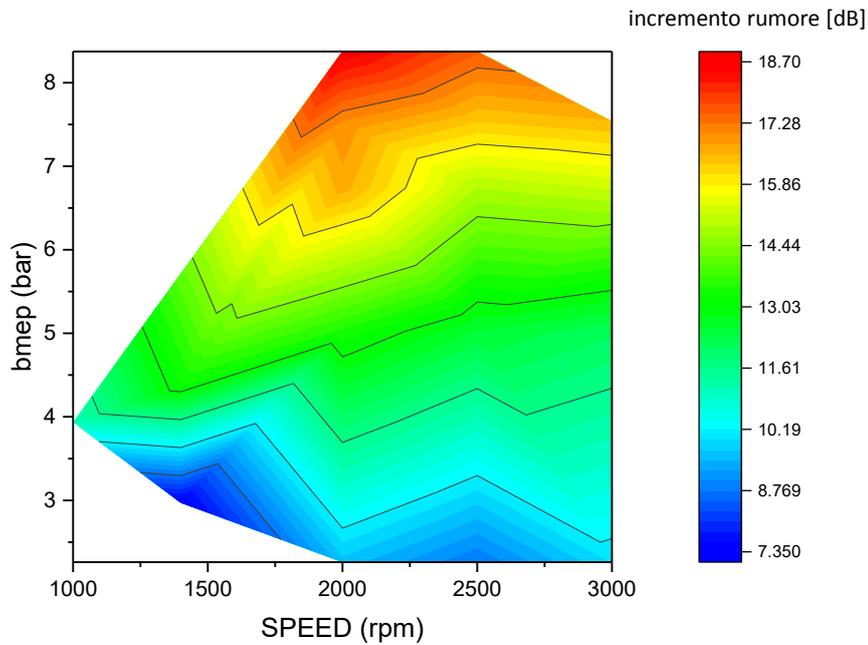


Figura 28: Mappa incremento rumore rispetto a F1C

Il brusco incremento di pressione è esacerbato agli alti carichi. Oltre a bruciare una minore quantità di gasolio, infatti, per $p_{me} < 4\text{bar}$ la PFP si ottiene durante la fase di espansione con attenuazione del valore massimo di pressione.

Ai carichi più elevati, invece, non solo la frazione di combustibile che brucia è maggiore, ma la combustione si sviluppa durante la corsa di compressione, aumentando il fenomeno del rumore.

Questo è dovuto al fatto che la calibrazione del motore dovrà in ogni caso rispettare il fenomeno fisico di combustione. Dunque si rende necessario anticipare sempre più l'iniezione per dare il tempo sufficiente al maggior combustibile iniettato di premiscelarsi con l'aria.

2500 rpm sweep di carico

Per la valutazione della PFP, si considerino i seguenti punti di ottimo: velocità di rotazione pari a 2500rpm, sweep di carico.

Velocità [rpm]	p_{me} [bar]	SOI [°CA bTDC]	p_{rail} [bar]	EGR rate [%]	λ [-]
2500	2.3	26	1000	53.2	1.82
2500	5	34	1400	51.6	1.36
2500	6.7	38	1600	54.1	1.15
2500	7.5	40	1600	48.1	1.18
2500	8.4	44	1600	46.4	1.09

Tabella 8: punti a 2500 rpm, sweep di carico

Con riferimento ai punti riportati nella tabella 8, nella figura 30 si riporta l'andamento di pressione in camera.

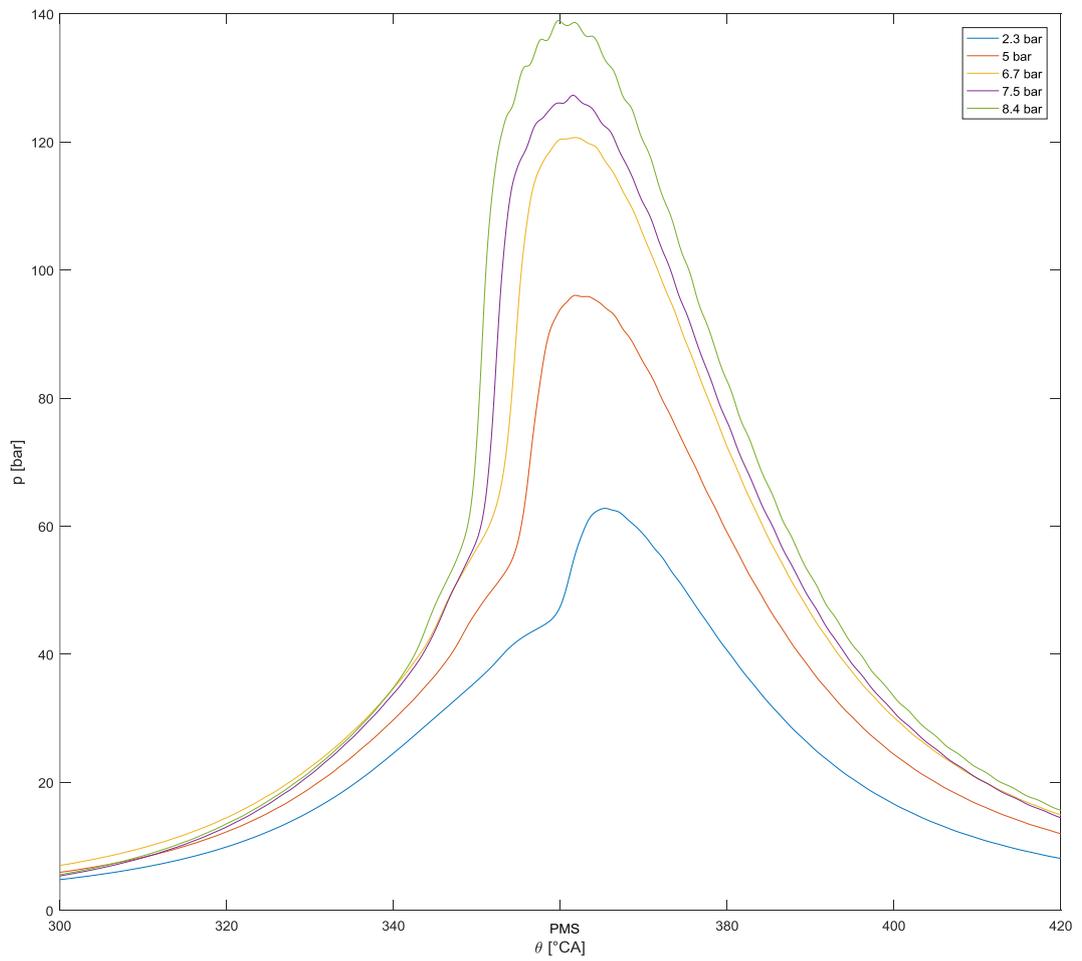


Figura 29: Profili pressione in camera 2500 rpm, sweep di carico

Si riporta l'andamento della derivata prima della pressione rispetto all'angolo di manovella.

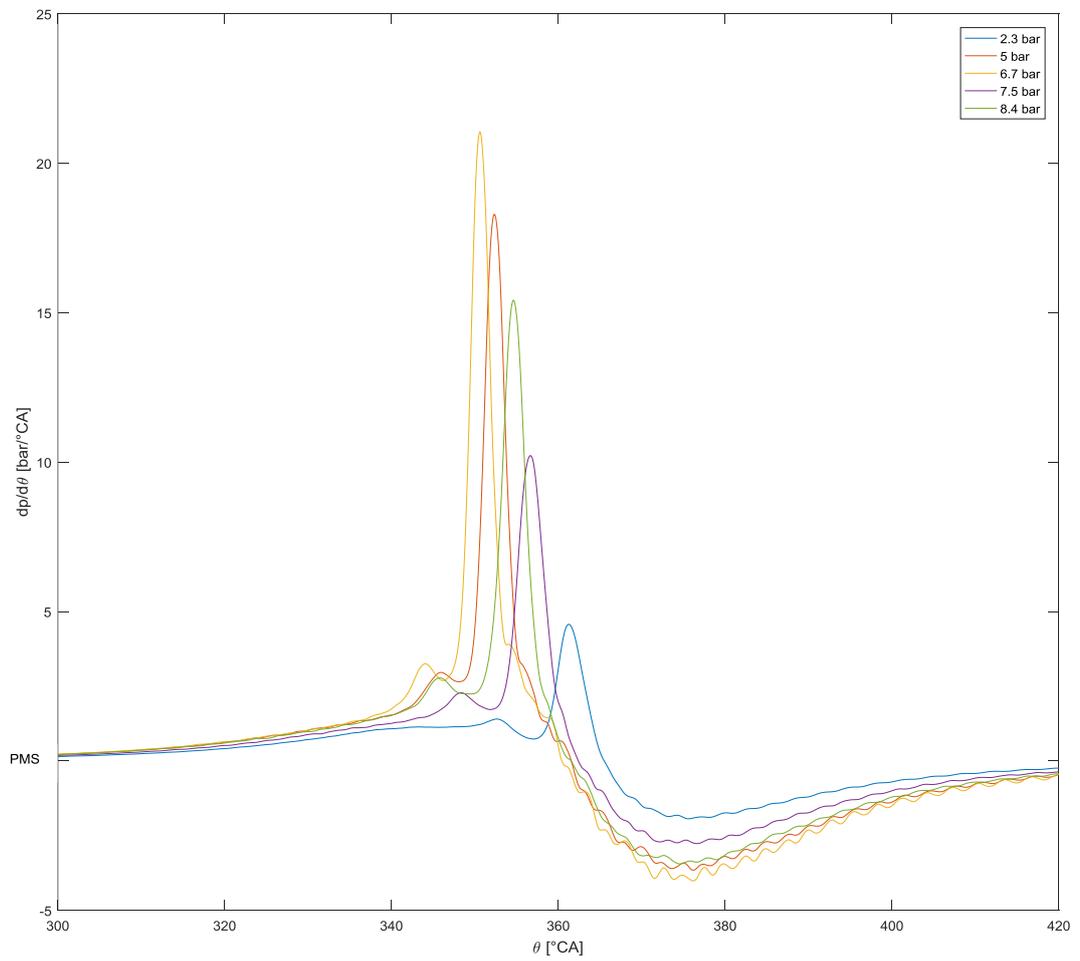


Figura 30: Profili derivata pressione in camera 2500 rpm, sweep di carico

Il rumore crescerà in conseguenza del picco di $\left(\frac{dp}{d\theta}\right)$. Si riporta l'andamento dell'incremento del rumore di combustione rispetto al motore di F1C di serie

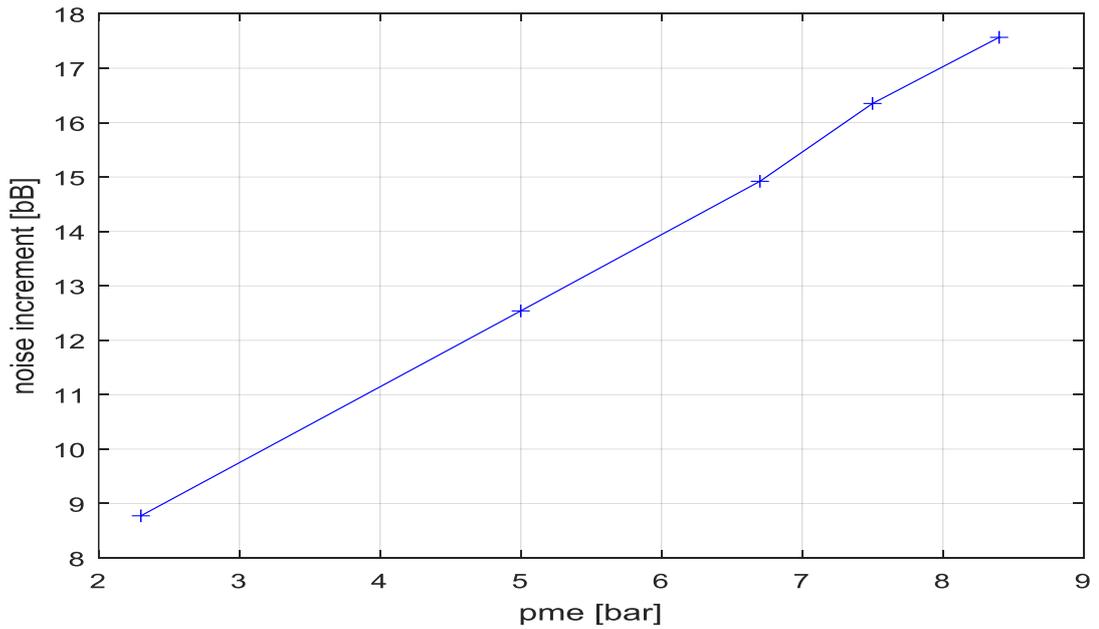


Figura 31: incremento rumore 2500 rpm, sweep di carico

Dai profili di pressione e di $\left(\frac{dp}{d\theta}\right)$ si nota come all'aumentare del carico, il picco di pressione risulti sempre più anticipato. Questo fenomeno è evidenziato dai seguenti grafici, ed è legato al sempre più anticipato Start of Injection.

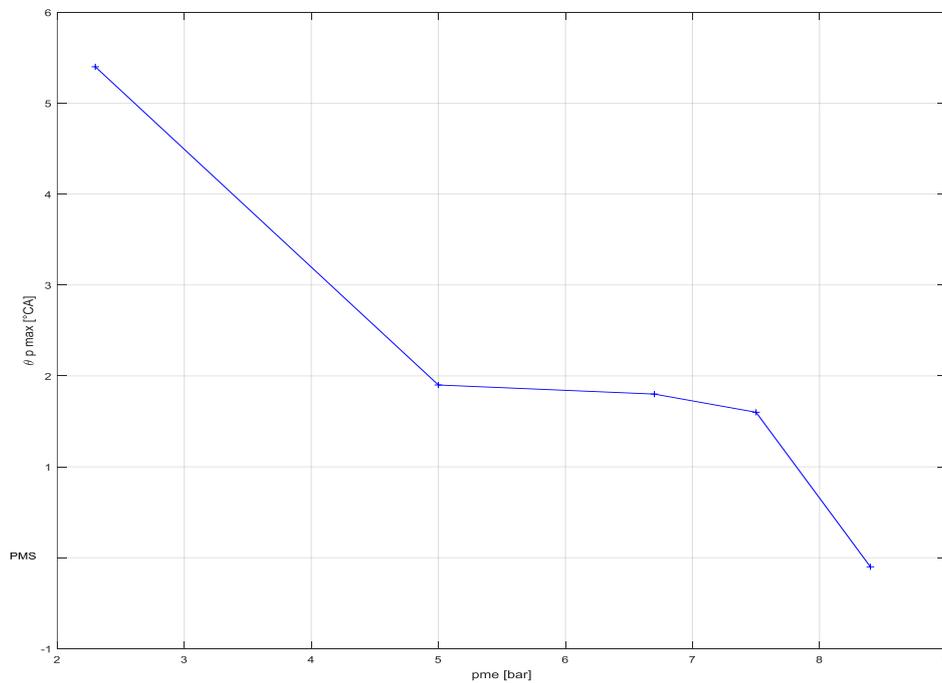


Figura 32: Angolo di manovella a cui si verifica la pressione massima. 2500rpm, sweep di carico

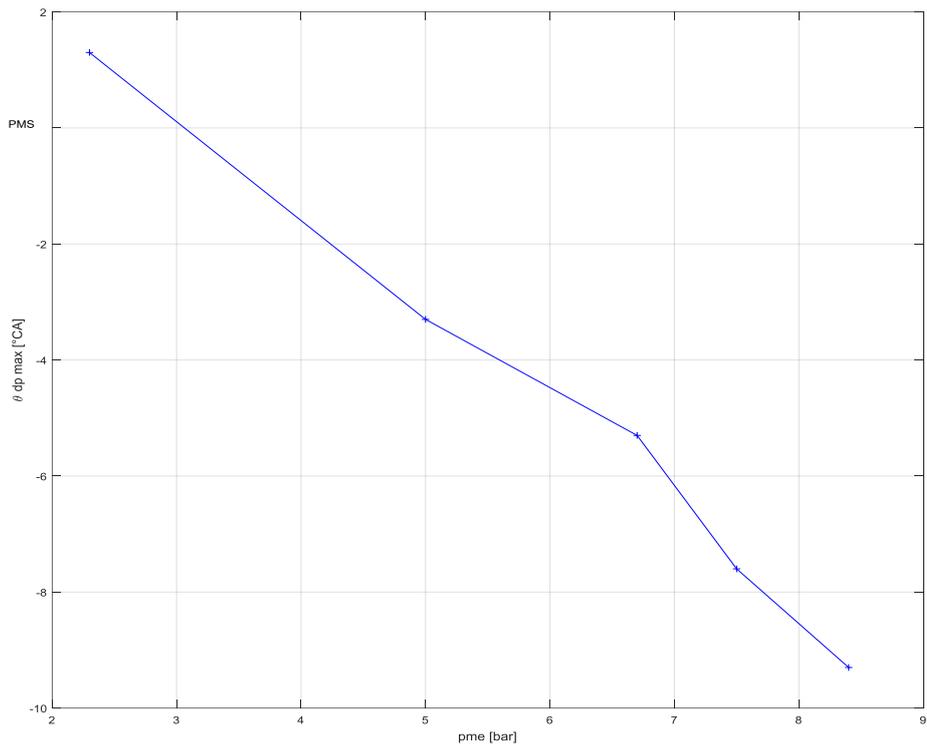


Figura 33: Angolo di manovella a cui si verifica il massimo della derivata di pressione in camera. 2500rpm, sweep di carico

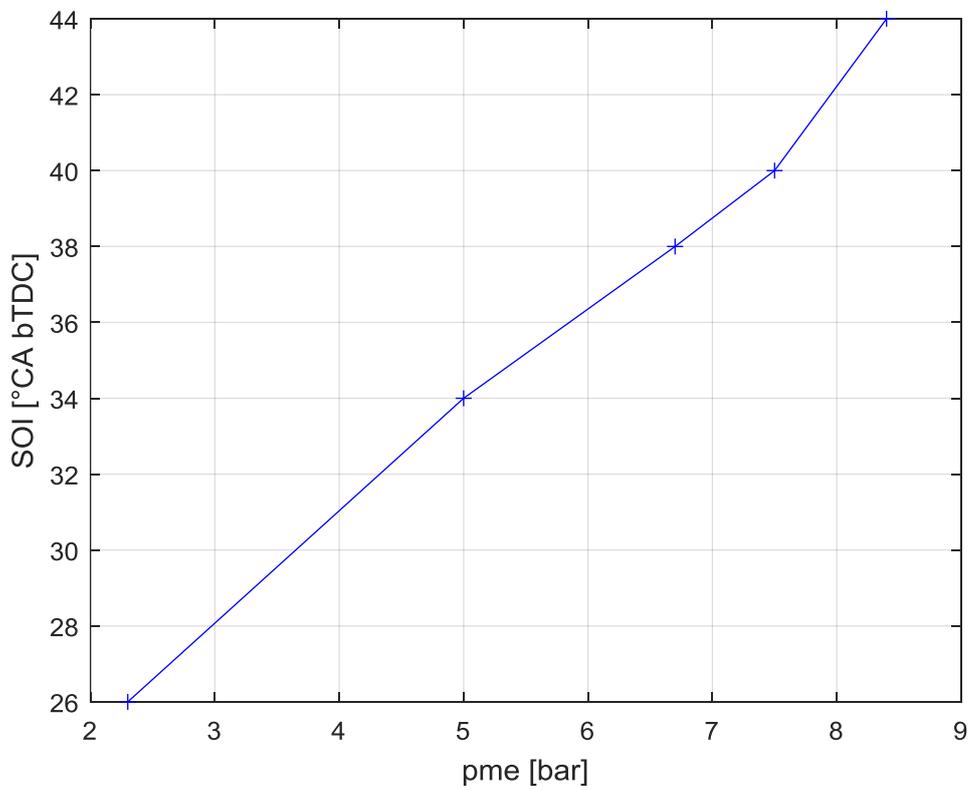


Figura 34: Start of Injection. 2500 rpm, sweep di carico

2) Valori di λ prossimi all'unità

Nelle prove sono stati esplorati dei punti in condizioni stazionarie, settando da prima il valore desiderato di coppia e velocità angolare. La portata di combustibile iniettato sarà conseguentemente determinata, al fine di ottenere una data p_{me} .

Dunque all'aumentare del carico aumenterà il gasolio iniettato, e il valore di lambda diventerà sempre più basso avvicinandosi al valore stechiometrico. La figura 36 riporta i valori di lambda ottenuti per i vari punti di ottimo.

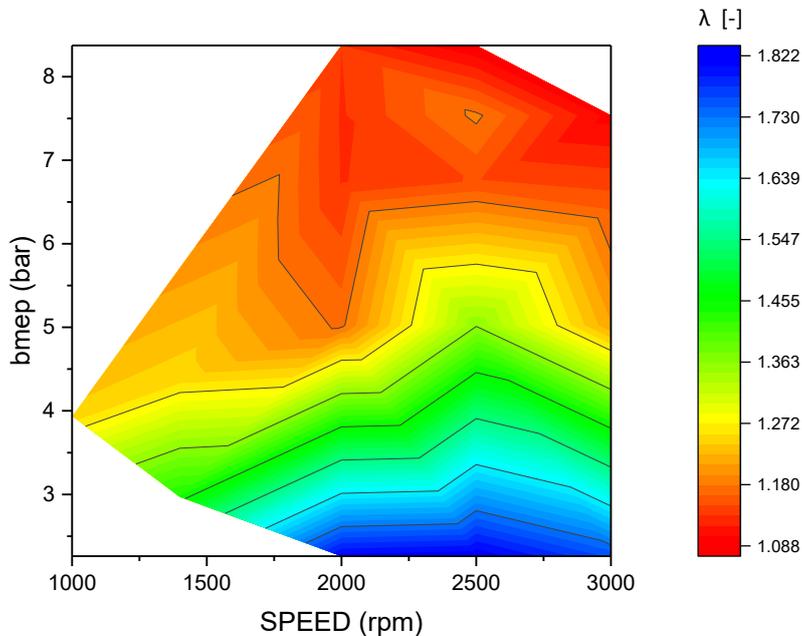


Figura 35: Mappa λ

Si nota come i valori di λ aumentino quando diminuisce il carico.

Si analizza anche la percentuale di gas combusti ricircolati.

Il seguente grafico riporta la percentuale di EGR per le diverse condizioni operative. Agli alti carichi il motore può tollerare minori quantitativi di EGR dato che la combustione comincia a diventare instabile (si verifica un incremento della variazione ciclo a ciclo e cilindro a cilindro fino ad arrivare al misfire) con un incontrollato aumento di CO e HC [13]. All'aumentare del carico, dunque, per stabilire il valore di dosatura voluto (espresso in figura) bisogna aprire il flap per far diminuire il Δp tra intake e exhaust, inibendo il

ricircolo di EGR e aumentando il flusso di aria.

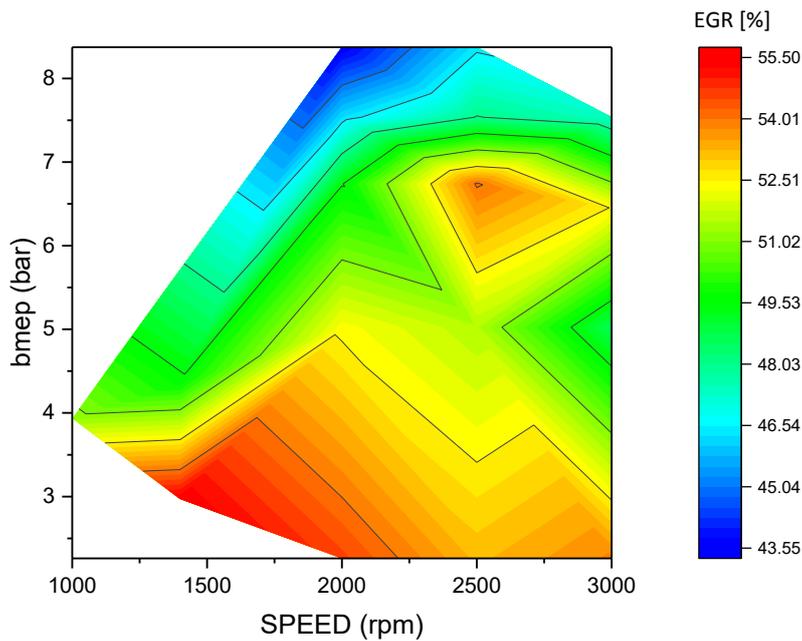


Figura 36: Mappa EGR

Analisi del punto 2000 rpm x 7.5 bar

A titolo esemplificativo per i punti ad alto carico, si riportano le considerazioni che hanno condotto alla definizione del valore di dosatura ottimale per il punto 2000 rpm x 7.5 bar.

In tale punto il valore di ottimo per λ è pari a 1.13.

Il grafico riporta tre acquisizioni: mantenendo costanti SOI, p_{rail} , e VGT si è operato uno sweep di EGR, agendo sull'exhaust flap.

n [rpm]	p_{me} [bar]	SOI [°CA bTDC]	VGT [%]	p_{rail} [bar]	FLAP [%]	EGR rate [%]	λ [-]	PM/PM _{lim} [-]	NOx/NOx _{lim} [-]
2000	7.5	32	25	1600	49	45	1.132	0.09	0.8
2000	7.5	32	25	1600	51	46	1.156	0.05	1
2000	7.5	32	25	1600	54	47	1.175	0.04	1.175

Tabella 9: sweep di EGR sul punto 2000 rpm x 7,5 bar

Sono stati acquisite le emissioni di NOx e SOOT, che vengono adimensionalizzate

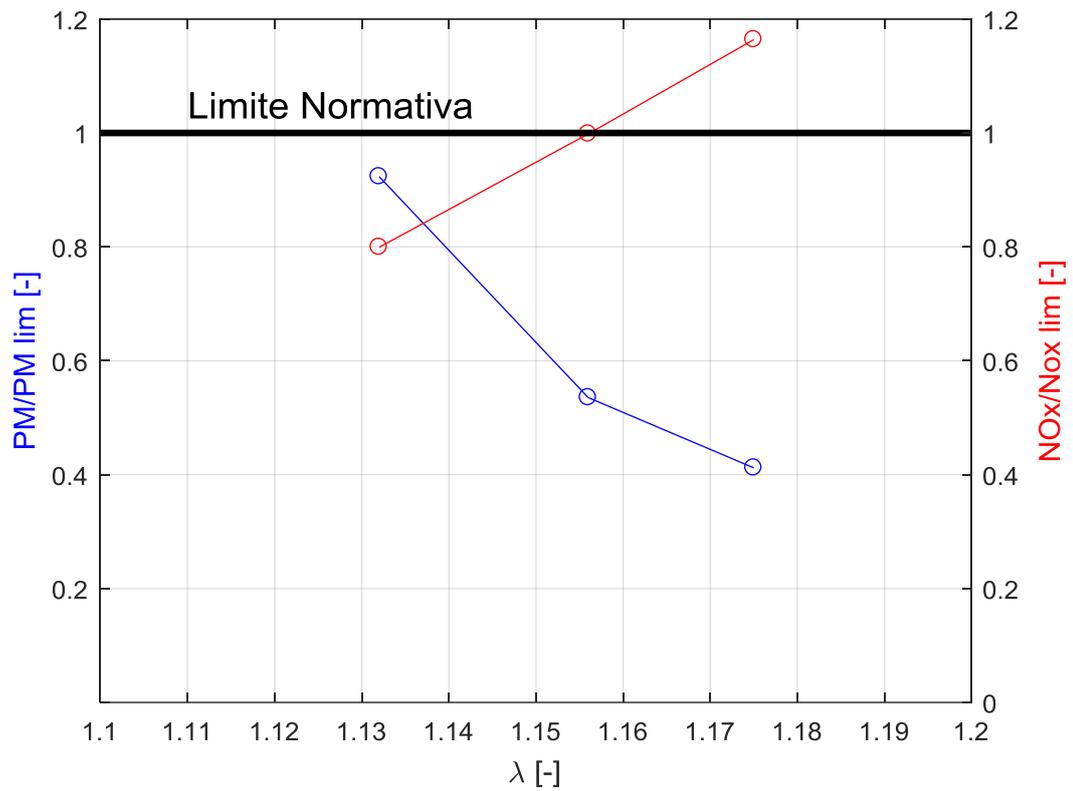


Figura 37: Emissioni NOx e SOOT : sweep di EGR sul punto 2000 rpm x 7,5 bar

Si evidenzia sul grafico il limite della normativa di riferimento:

Si evince come la finestra di funzionamento sia molto stretta in termini di dosatura utilizzabile per avere emissioni accettabili.

$\lambda = \lambda_{opt}$	Il valore ottimale (per ottenere condizioni in linea con le performance PCCI in termini di bsfc, NOx e soot) è $\lambda = 1.13$. Discostandovisi, le emissioni incrementeranno
$\lambda > \lambda_{opt}$	Aumentando la dosatura rispetto al valore ottimale, si incorre in un aumento di ossidi di azoto data la maggior disponibilità di ossigeno
$\lambda < \lambda_{opt}$	Chiudendo maggiormente l'exhaust flap aumenta la contropressione allo scarico, dunque aumenta il Δp tra exhaust ed intake che è la driving force del ricircolo di EGR. All'aumentare della percentuale di gas ricircolati la dosatura diminuisce. Aumentano le zone localmente ricche in camera e il fumo aumenta.

Tabella 10: Effetti della dosatura sulla scelta dell'ottimizzazione del punto 2000 rpm x 7,5 bar

Dunque ad alto carico il range di λ in cui è possibile lavorare è molto stretto e anche minime variazioni nei parametri di input (flap, VGT, p_{rail} , SOI) portano a significative variazioni negli output considerati.

Il SOI deve essere anticipato, rispetto alla combustione diesel tradizionale, affinché il combustibile abbia il tempo necessario per premiscelarsi con l'aria circostante, ma se si prova ad anticipare ulteriormente lo start of injection allora i valori di HC e di bsfc diventano inaccettabili.

Per operare in condizioni di PCCI fino a $p_{me} = 8.4$ bar occorre garantire un'adeguata premiscelazione, ottenuta anticipando l'evento di iniezione.

3) AUMENTO DEI CONSUMI:

La combustione PCCI comporta un incremento di consumi da un 3% a basso carico, fino all'11% ad alto carico rispetto al motore tradizionale.

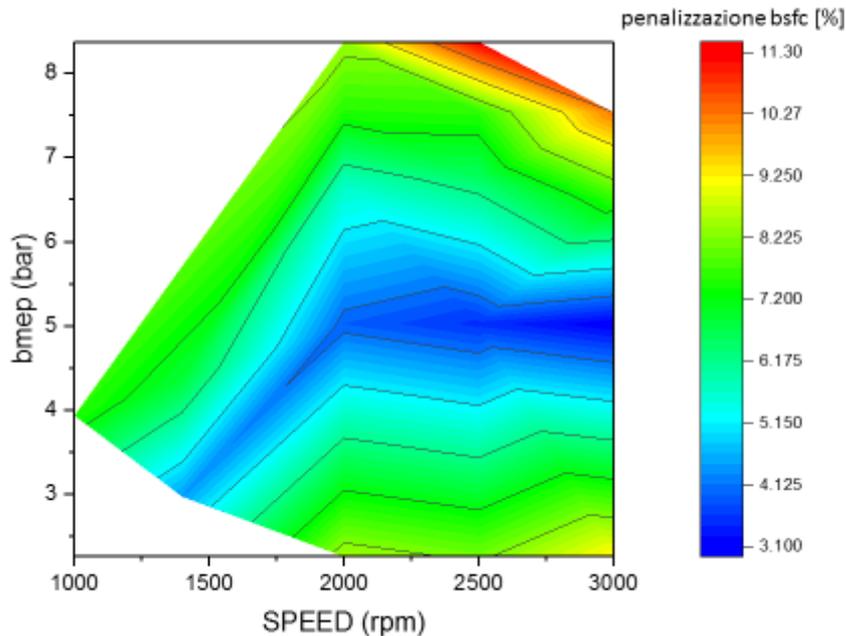


Figura 38: Mappa penalizzazione bsfc

Questo effetto è dovuto a tre fattori:

- a) modifiche effettuate sull'hardware del motore
 - b) fasatura non ottimale della combustione
 - c) contropressione allo scarico dovuta all'exhaust flap
- a) Il ridotto rapporto di compressione è un vantaggio dal punto di vista dell'abbattimento delle temperature di picco in camera, ma comporta un deterioramento dell'efficienza. [14].
- b) La penalizzazione agli alti carichi è maggiormente marcata dato che i valori di SOI molto anticipati comportano uno sviluppo della combustione non ottimale, con MFB50 ancora nella corsa di compressione.

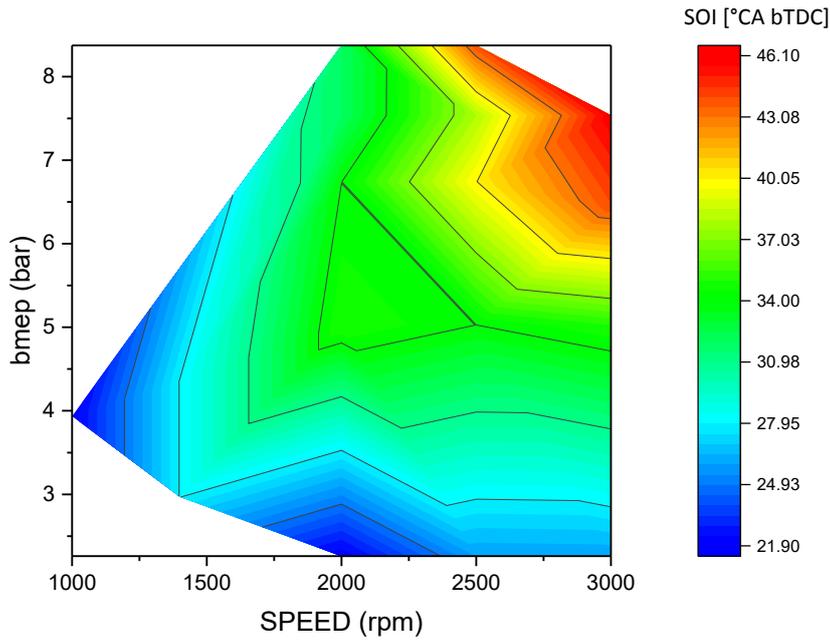


Figura 39: Mappa SOI

I valori di SOI nelle calibrazioni sono compresi in un range tra 22 e 46 °CA bTDC e generalmente aumentano con il carico e la velocità. L'anticipo del SOI comporta l'anticipare l'MFB50 che si verifica prima del PMS per elevati carichi nella PCCI, dato che la combustione si svilupperà già nell'ultima parte della corsa di compressione.

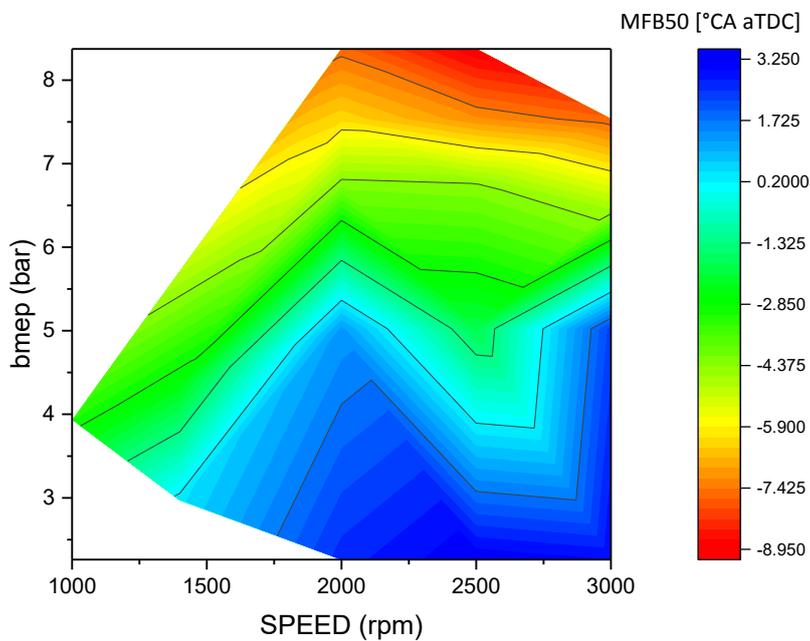


Figura 40: Mappa MFB 50

c) Infine gioca un ruolo ulteriormente negativo sui consumi la posizione dell'exhaust flap che determina una contropressione allo scarico.

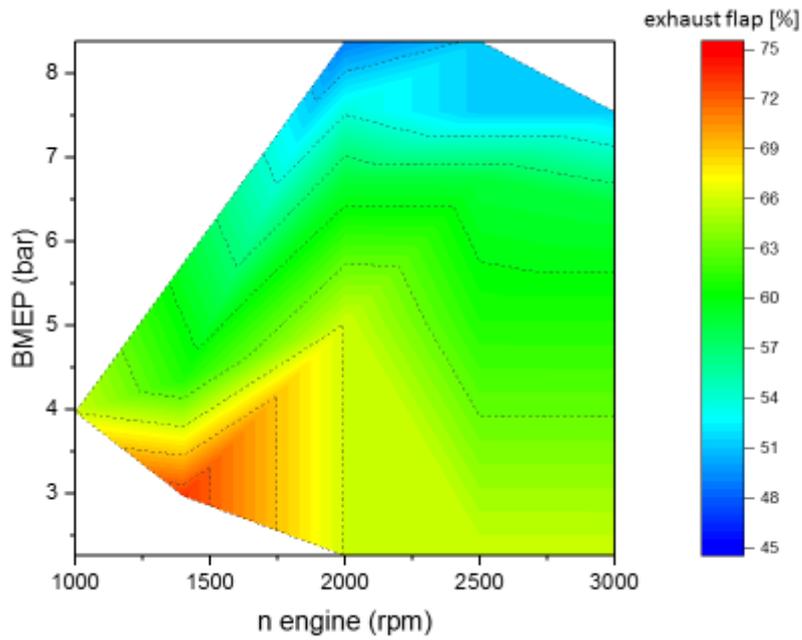


Figura 41: Mappa posizione exhaust flap

CONFRONTO TRA LE EMISSIONI DEL MOTORRE F1C e F1C PCCI

Per quanto riguarda le emissioni, per evidenziare le potenzialità ed i limiti della combustione PCCI, viene fatto un confronto tra i dati relativi alle emissioni del motore di serie F1C, operante in condizioni di combustione tradizionale, e i risultati delle prove eseguite sul motore modificato F1C PCCI. In tal modo risulteranno evidenti le condizioni di funzionamento in cui l'implementazione della combustione PCCI può portare benefici, e le zone in cui non è vantaggioso utilizzare questa tipologia di combustione.

VANTAGGI

Grazie alla PCCI è possibile ridurre simultaneamente le emissioni di ossidi di azoto e di particolato, come si può osservare dalle seguenti mappe che riportano la riduzione delle specie inquinanti rispetto al motore convenzionale F1C.

NO_x

Le riduzioni di ossidi di azoto sono notevoli nei punti testati. Si arriva fino ad abbattimenti quasi del 100%. Questo è imputabile alla minore presenza di ossigeno nella PCCI e alla riduzione delle massime temperature (ottenute con l'uso di EGR).

Le emissioni di NO_x si assestano già engine-out su valori inferiore ai limiti WHSC.

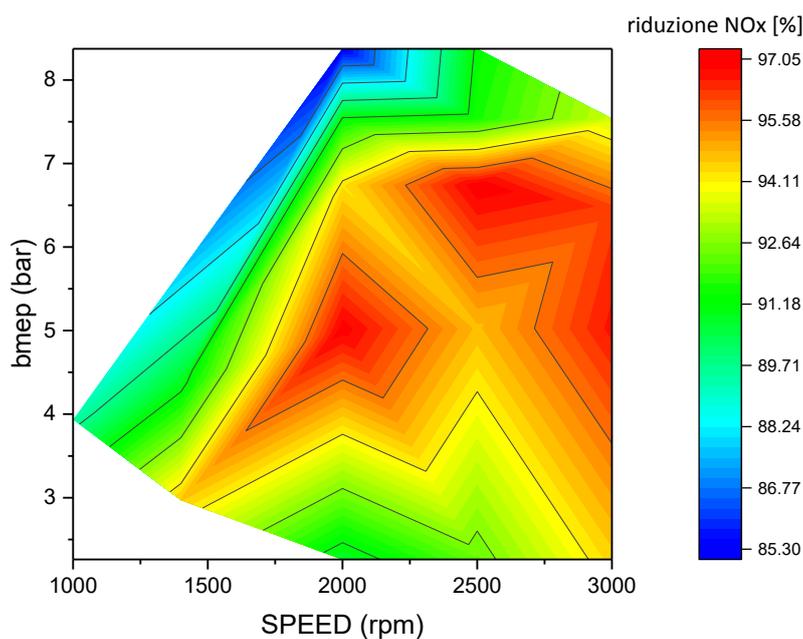


Figura 42: Mappa riduzione NOx

PM

La riduzione di emissioni di soot rispetto al motore FIC è notevole e va dall'85% ad alti carichi fino al 100% ai carichi bassi. Infatti nella PCCI la miscela è omogenea e vengono meno le zone di miscela ricca che nella combustione diesel tradizionale portano al particolato.

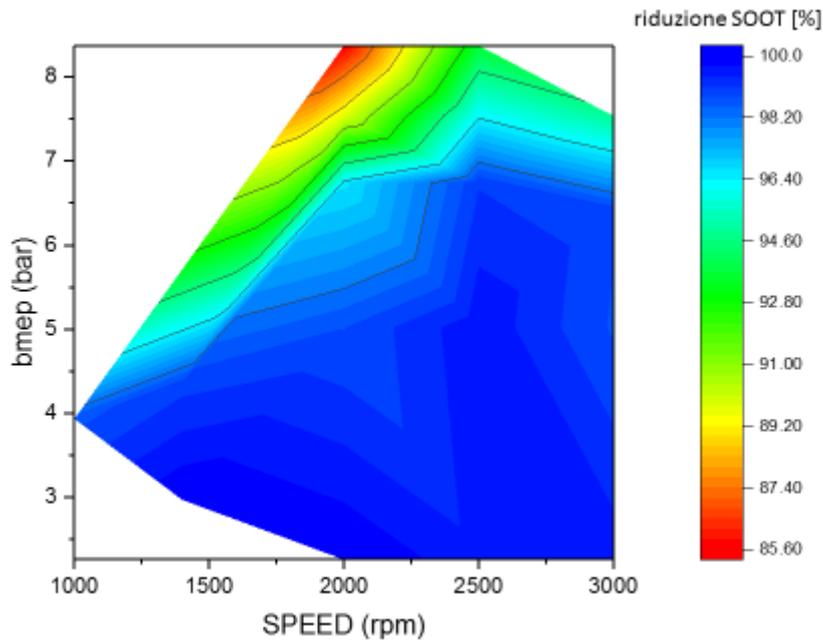


Figura 43: Mappa riduzione SOOT

1

SVANTAGGI

Si ha un incremento delle emissioni inquinanti di CO e HC, rispetto al motore di serie FIC. I valori sono misurati engine out, prima del sistema di aftertreatment.

CO

L'incremento di CO è imputabile alla minor presenza di ossigeno dovuta all'EGR, e alle temperature mediamente più basse rispetto alla combustione convenzionale.

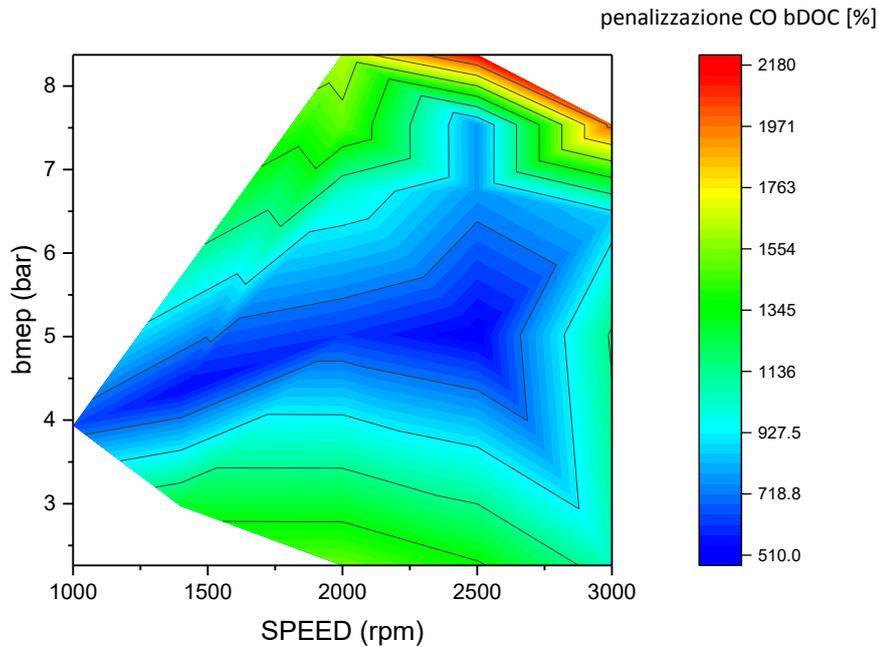


Figura 44: Mappa penalizzazione CO

HC

L'incremento di HC è imputabile al maggior mescolamento ed al wall wetting.

Soprattutto ad alto carico, per garantire un ignition dwell positivo è necessario avere durate brevi del processo di iniezione. Dunque si deve operare con pressioni di iniezione elevate, fino a $p_{rail} = 1800$ bar, che acuiscono il problema del wall wetting.

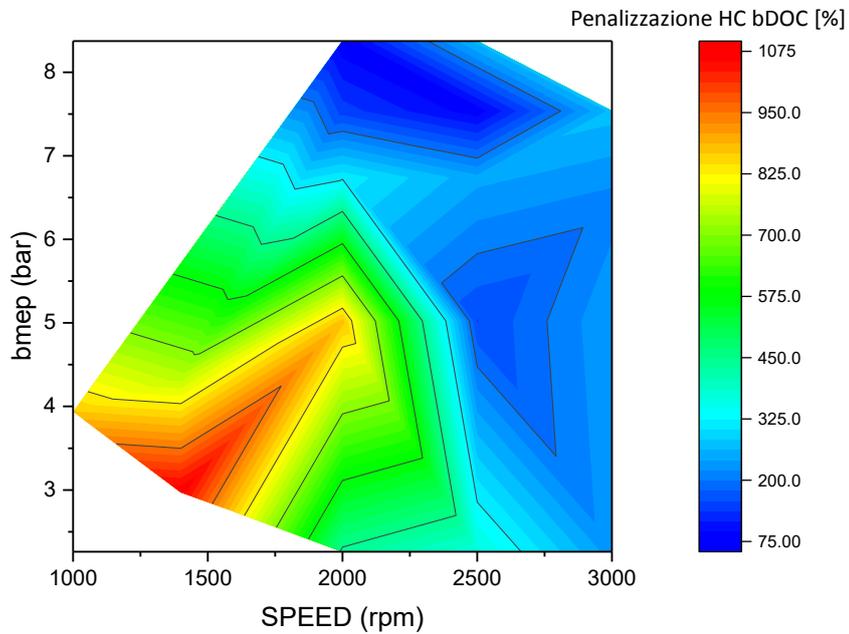


Figura 45: Mappa penalizzazione HC

DOC

L'incremento di emissioni di CO e HC è molto pericoloso specialmente nelle condizioni in cui la temperatura del catalizzatore ossidante DOC è minore della temperatura di light off.

La temperatura del DOC è funzione, oltre che della temperatura dei gas di scarico in una specifica condizione stazionaria, anche della storia temporale precedente. Infatti il DOC potrebbe funzionare con elevate efficienza di conversione anche in un punto a basso carico, in cui la temperatura dei gas di scarico è minore della temperatura di light off. Se, infatti, il motore ha lavorato in precedenza a carichi elevati, l'inerzia termica del DOC potrà garantire una temperatura del metallo del DOC maggiore della temperatura di light off.

Si riporta di seguito la mappa con la temperatura all'uscita del motore dopo l'exhaust flap (che corrisponde alla temperatura di ingresso al DOC).

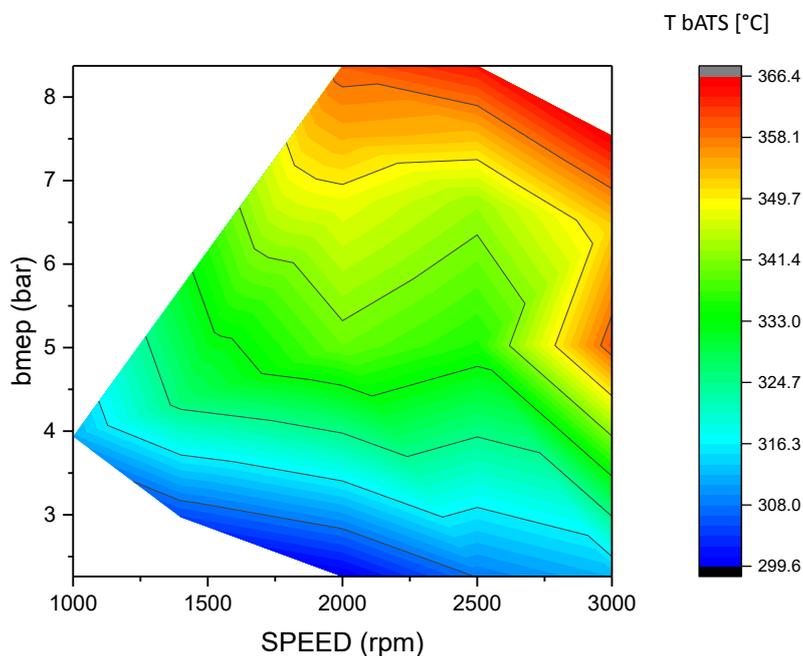


Figura 46: Mappa temperatura ingresso DOC

Dunque si valuta l'efficienza di conversione del catalizzatore ossidante considerando la differenza tra la specie inquinante all'ingresso del DOC e all'uscita, normalizzando per il valore all'ingresso. Si considera, per ogni punto di funzionamento, una condizione stazionaria in cui il DOC sia in equilibrio con la temperatura dei gas di scarico nei punti

in esame.

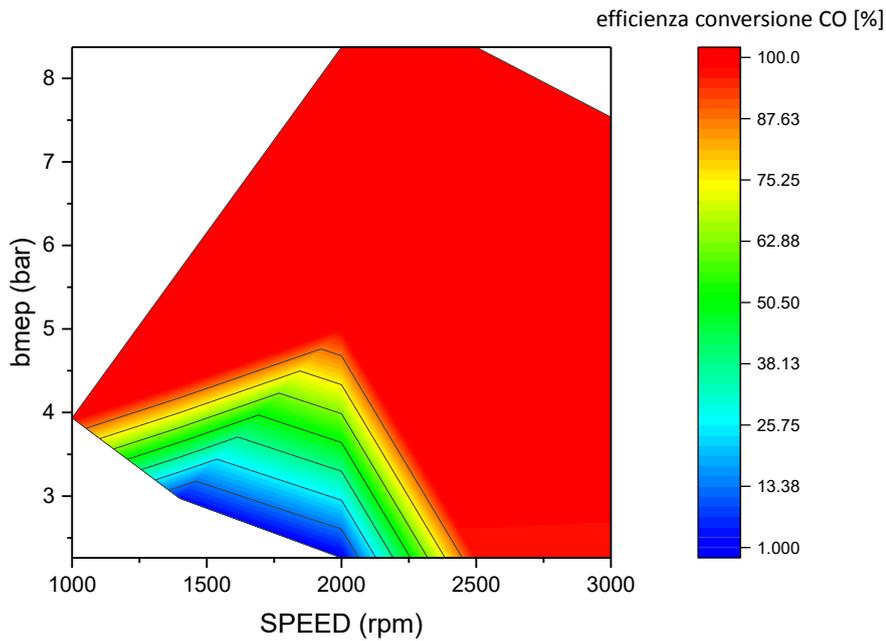


Figura 47: Mappa efficienza conversione CO

Si nota come l'efficienza di conversione degli HC sia generalmente più bassa di quella del CO.

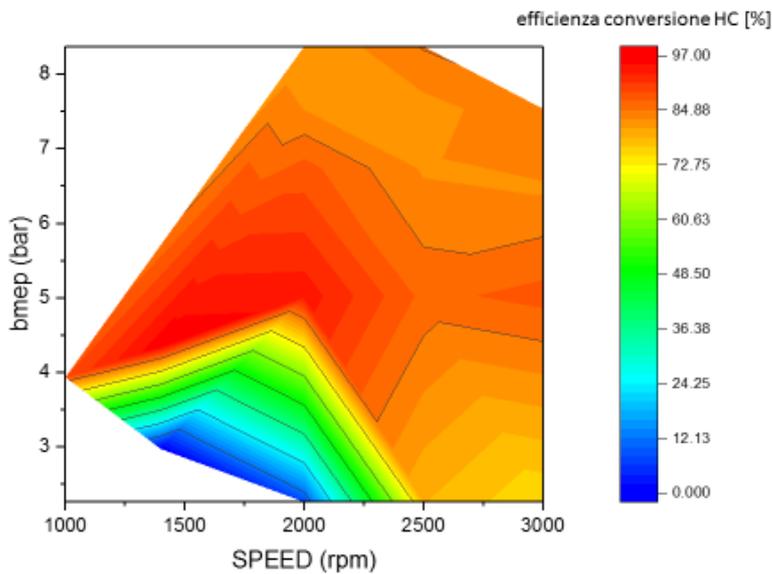


Figura 48: Mappa efficienza conversione HC

Date le ingenti emissioni di CO e HC il DOC diventa un elemento fondamentale e la temperatura dei gas allo scarico gioca un ruolo chiave nel raggiungimento della condizione di light off. Come si nota nei grafici l'efficienza del catalizzatore diventa

buona sopra i 4 bar di pme, e oltre tale soglia le emissioni risultano più basse del limite WHSC.

Ai bassi carichi, dunque, nonostante la PCCI sia ottima per la riduzione di NOx e soot, presenta criticità per CO e HC.

Nei casi in cui l'efficienza del catalizzatore sia prossima all'unità, il propulsore F1C PCCI può considerarsi sostanzialmente privo di emissioni inquinanti, in quanto gli ossidi di azoto e il particolato sono già molto bassi engine-out. Ciò può essere tenuto in considerazione, calibrando una PCCI molto spinta qualora il DOC abbia già raggiunto la sua temperatura di light off.

CONCLUSIONI

Nel presente lavoro di tesi si è discussa la realizzabilità della combustione PCCI fino ad un carico di 8,4 bar di p_{me} in un propulsore prototipale.

I risultati sperimentali ottenuti sono stati confrontati con i dati del motore di serie che dovrebbe essere sostituito dal motore PCCI.

Limiti ad alto carico:

A limitare superiormente il valore di carico ottenibile in modalità PCCI concorrono tre fattori: la Peak Firing Pressure, la dosatura ed i consumi.

In primis, il valore di pressione raggiunto in camera diventa insostenibile per $p_{me} > 8.4$ bar. All'aumentare delle pressioni in camera aumenterà il picco del gradiente di pressione e, conseguentemente, il rumore di combustione che arriva a valori fino a 18 dB maggiori del rumore del motore di serie.

Inoltre, a limitare il massimo carico realizzabile, c'è il problema legato a λ , che all'aumentare del carico diminuisce fino a sfiorare valori prossimi allo stechiometrico.

Infine, un ulteriore fattore che limita il massimo carico realizzabile in PCCI, è l'aumento di consumi. La penalizzazione diventa più severa all'aumentare del carico (fino all'11% in più di bsfc a 8,4 bar di p_{me}). Ciò è dovuto alla fasatura non ottimale del processo di combustione che deve essere sempre più anticipato per garantire il tempo sufficiente alla premiscelazione delle più ingenti quantità di combustibile iniettato. Questo porta ad avere l'MFB50 durante la corsa di compressione oltre i 4 bar di p_{me} .

Vantaggi PCCI:

I vantaggi del motore prototipale PCCI sono la riduzione simultanea di ossidi di azoto e particolato.

La combustione PCCI prevede l'abbattimento delle emissioni di NOx, grazie all'abbassamento della temperatura mediante l'uso di EGR. La riduzione di tale specie inquinante è fino al 97% in meno rispetto al motore di serie.

Anche il particolato viene abbattuto drasticamente fino al 100% rispetto al motore di serie, dato che nella combustione PCCI la miscela è parzialmente omogenea e prevede meno zone localmente ricche.

Svantaggi PCCI:

Gli svantaggi della PCCI sono l'incremento di monossido di carbonio (fino al 2000% in più del motore di serie) e di idrocarburi incombusti (fino al 1000% in più). Tale problema è sentito soprattutto ai carichi inferiori a 4 bar di p_{me} ove il DOC attualmente implementato non riesce a raggiungere la temperatura di light off, date le basse temperature dei gas di scarico. Le emissioni tail pipe risulterebbero perciò non compatibili con la normativa WHSC.

Prospettive future:

In definitiva si può concludere affermando che certamente la combustione PCCI presenta interessantissimi vantaggi in termini di riduzioni di SOOT e NOx, che permettono di rispettare la normativa WHSC già engine-out. L'aumento di bsfc del motore PCCI potrà

dunque essere in parte attenuato grazie all'assenza di penalizzazioni dei consumi dovute a sistemi di aftertreatment quali SCR o DPF.

Inoltre, per quanto un carico $p_{me} = 8,4$ bar sia un risultato interessante per una LTC, esso non è comunque sufficiente a coprire l'intero range di funzionamento. In una futura eventuale applicazione di tale motore su un veicolo di serie, bisognerà provvedere a commutare verso una combustione tradizionale, quando la coppia superi il valore limite di 200 Nm.

Infine, per migliorare le emissioni tail pipe di CO e HC sarà necessario adottare un DOC con temperatura di light off minore, compatibile con le basse temperature dei gas di scarico al di sotto dei 4 bar di p_{me} .

BIBLIOGRAFIA

- [1] Giancarlo Ferrari, Motori a combustione interna, Torino: Il capitello, 2008.
- [2] John E. Dec, A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging. SAE Technical Paper Series, 1997
- [3] Ezio Spessa, Controllo delle emissioni di inquinanti, corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino (Dispense del corso, 2017).
- [4] Ezio Spessa, combustione e gasdinamica delle macchine, corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino (Dispense del corso, 2017).
- [5] Millo F, Propulsori termici, Laurea magistrale Propulsione dei veicoli terrestri, Politecnico di Torino (Appunti del corso, 2017).
- [6] Stefano d'Ambrosio, Daniele Iemmolo, Alessandro Mancarella, Roberto Vitolo, Preliminary optimization of the PCCI combustion mode in a diesel engine through a design of experiments. ScienceDirect, 2016
- [7] Peng Zhao, Introduction to Frontier Research on Combustion <<http://www.princeton.edu/puceg/perspective/combustion.html>>
- [8] J. Dec, Partial Fuel Stratification to Control HCCI Heat Release Rates: Fuel Composition and Other Factors Affecting Pre-Ignition Reactions of Two-Stage Ignition Fuels. 2011. DOI: 10.4271/2011-01-1359
- [9] Carlucci, Ficarella, Laforgia, Control of the combustion behaviour in a diesel engine using early injection and gas addition. Elsevier, 2013
- [10] Min Xu, Yong Gui, Kang-yao Deng, Fuel injection and EGR control strategy on smooth switching of CI/HCCI mode in a diesel engine. Elsevier, 2014
- [11] M.Musculus, P.Miles, L. Pickett, Conceptual models for partially premixed low-temperature diesel combustion, Elsevier, 2013.
- [12] Hannu Jääskeläinen, LTC Applications. Dieselnet, 2013.
- [13] d'Ambrosio S., Iemmolo D., Mancarella A., Vitolo R., "Preliminary optimization of the PCCI combustion mode in a diesel engine through a design of experiments," 71st Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2016, September 14-16, 2016, Turin, Italy, Energy Procedia 101 (2016) 909 – 916, doi: 10.1016/j.egypro.2016.11.115.
- [14] Stefano d'Ambrosio, Daniele Iemmolo, Alessandro Mancarella, Performance and Emission Comparison between a Conventional Euro VI Diesel Engine and an Optimized PCCI Version and Effect of EGR Cooler Fouling on PCCI Combustion. SAE 2018
- [15] Montgomery, D. C., "Design and Analysis of Experiments, 5th Edition," (Wiley, 2000), doi:10.1002/qre.458.

RINGRAZIAMENTI

Ringrazio:

il Professor Stefano D'Ambrosio che mi ha dato l'occasione di partecipare a questo interessante progetto,

gli Ingegneri Alessandro Mancarella e Daniele Iemmolo che mi hanno sopportato durante il lavoro,

Enrico Oliva e tutto il gruppo di ricerca.