

ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITA' DI BOLOGNA
SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A CESENA

CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA
Classe 10

Sede di Forlì

ELABORATO FINALE DI LAUREA

In Macchine

MODALITA' DI COMBUSTIONE PER LA
RIDUZIONE DELLE EMISSIONI DEGLI NO_x

CANDIDATO

Matteo Gambacorta

RELATORE

Prof. Ing. Enrico Corti

Anno Accademico 2011-2012

Sessione III

A mia madre, la mia stella polare

A mio padre, un modello di vita

INDICE

1.	Introduzione	1
2.	Le combustioni di tipo HCCI	8
2.1	Le combustioni a bassa temperatura (LTC)	8
2.2	La combustione HCCI	11
2.3	La combustione PCCI	17
2.4	Vantaggi del sistema di combustione HCCI	20
2.5	Svantaggi della combustione HCCI	22
3.	Fattori che influenzano la combustione HCCI	24
3.1	Caratteristiche del combustibile	24
3.2	Temperatura all'aspirazione	28
3.3	Pressione di sovralimentazione	31
3.4	Il rapporto λ della miscela	36
4.	Strumenti che consentono la combustione di tipo HCCI	41
4.1	EGR (Exhaust Gas Recirculation)	41
4.2	Azionamento variabile delle valvole (VVA)	56
4.3	La tecnologia SKYACTIV-D	62
4.4	Confronto tra strategie di azionamento variabile delle valvole applicate a casi di combustione SI e HCCI	65
4.5	Cenni sulla combustione TSC	78
	Conclusioni	84
	Bibliografia	86
	Ringraziamenti	89

Introduzione

L'obiettivo di questa tesi è quello di effettuare una panoramica sulla ricerca e lo sviluppo attuale della combustione di tipo HCCI.

La maggior parte dell'energia utilizzata dalla società industriale viene attualmente prodotta attraverso l'utilizzo di combustibili fossili negli impianti termici, anche i motori a combustione interna sfruttano questo tipo di energia. Essi aspirano aria dall'atmosfera scaricandovi poi i prodotti della combustione che alterano la sua composizione naturale.

Gli inquinanti prodotti si possono sinteticamente dividere in :

1. Prodotti di *incompleta combustione* (ossido di carbonio, incombusti, perossidi, aldeidi, ecc.), tossici e capaci di produrre danni fisiologici;
2. Prodotti di *ossidazione completa* di sostanze presenti nel combustibile (come lo zolfo) e/o nell'aria utilizzata nella combustione (ad esempio: l'azoto) che sono nocivi per ogni forma di vita animale e vegetale;
3. Prodotti di *ossidazione completa* che sono già presenti nell'atmosfera (anidride carbonica e vapore acqueo), i quali però contribuiscono alla modifica del bilancio tra l'energia assorbita e quella irradiata dalla terra (*effetto serra*).

I motori montati sui mezzi di trasporto costituiscono i principali imputati per l'inquinamento atmosferico delle aree urbane. Nei gas da essi scaricati sono presenti: ossido di carbonio (CO), ossidi di azoto (NO_x), una grande varietà di idrocarburi derivanti dalla combustione o decomposizione parziale del combustibile (HC), particelle solide portate in sospensione dai gas derivate dall'ossidazione incompleta del combustibile o da composti metallici ed additivi in esso presente (particolato - PM), prodotti di ossidazione di impurità del combustibile (zolfo - SO_2 , SO_3), e anidride carbonica (una delle cause dell'effetto serra).

La Tabella 1 fornisce alcune indicazioni sulla serietà del problema, riportando per ciascun inquinante l'effetto principale prodotto, ed il contributo dato dai mezzi di trasporto rispetto alle fonti globali di inquinamento.

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

Tabella 1 - Contributo dei mezzi di trasporto all'inquinamento atmosferico. [1]

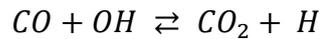
Negli ultimi anni, la riduzione dell'impatto ambientale dei moderni motori a combustione interna è diventata una vera e propria necessità a causa dell'introduzione di sempre più restrittive norme antinquinamento. Queste norme colpiranno più severamente il motore ad accensione per compressione o Diesel, accusato di produrre allo scarico valori eccessivi di particolato e di ossidi di azoto. Le polveri sottili, in particolare, sono considerate un'insidiosa forma di inquinamento nei grandi centri urbani. Il motore ad accensione per compressione, a differenza del motore ad accensione comandata, per il suo particolare tipo di combustione, è uno dei principali produttori di particolato. Negli ultimi anni tale problema è diventato sempre più rilevante a causa dell'enorme presenza di automobili con motore ad accensione per compressione nel mercato europeo. Basti pensare che attualmente in Italia il Diesel ha raggiunto e superato quote di mercato superiori al 50%. Quindi, le attuali e future norme antinquinamento che pongono severe limitazioni alle emissioni, costituiscono e costituiranno un problema tecnologico soprattutto per questa tipologia di motore.

Le sostanze rilevabili allo scarico di maggiore interesse in termini di impatto ambientale sono:

- HC idrocarburi incombusti;
- CO monossido di carbonio;
- NO_x ossidi di azoto;
- Particolato.

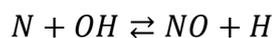
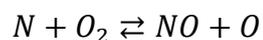
Il monossido di carbonio (CO) è un gas altamente tossico, che si forma rapidamente nella zona di reazione, in quanto costituisce uno dei prodotti

principali di ossidazione degli idrocarburi. Il fenomeno è controllato dalla cinetica della reazione:



La rapida diminuzione della temperatura nella fase di espansione (dell'ordine di 100 K/ms) ne provoca il “congelamento”, impedendo l'ulteriore ossidazione del CO. In pratica l'unica variabile motoristica che influenza sensibilmente la concentrazione di CO nei gas di scarico il rapporto aria/combustibile. Come soluzione si può operare in magro, ma ciò porta all'aumento degli ossidi di azoto. Anche gli HC sono il risultato di una reazione incompleta, dovuta ad un rapporto superficie/volume del combustibile troppo elevato, nel senso che le gocce di combustibile presenti in camera di combustione sono troppo grandi per essere bruciate completamente nella fase di ossidazione. Tra le cause scatenanti c'è l'utilizzo di miscele o troppo magre o troppo ricche che impedisce la corretta diffusione della fiamma in tutta la camera di combustione. Gli HC si formano anche a causa delle basse temperature (partenze a freddo) e anche a causa di incrostazioni e trafilamenti di lubrificante verso la camera.

Gli ossidi di azoto NO_x si formano, invece, a causa delle alte temperature e sono anch'essi piuttosto pericolosi. Fra gli ossidi di azoto che si formano in camera, il monossido si trova in percentuale ampiamente predominante (circa il 98%), ma una volta emessi in atmosfera le percentuali si invertono perché il NO si ossida rapidamente con l'ossigeno presente nell'aria. Durante la combustione, la principale causa che porta alla formazione degli NO_x è costituita dall'ossidazione dell'azoto presente nell'aria usata per il processo, secondo il seguente meccanismo (meccanismo di Zeldovich):



Tale meccanismo presuppone la dissociazione delle molecole di N_2 ed O_2 in atomi, in seguito alle elevate temperature raggiunte (oltre i 2000 K). Quindi, anche le emissioni di NO_x sono controllate dalla cinetica delle reazioni chimiche, infatti durante la fase di espansione, le reazioni di dissociazione dell'NO sono “congelate” dalla rapida diminuzione di temperatura.

Il particolato (spesso indicato con la sigla PM = *Particulate Matter*), emesso dal motore Diesel, è costituito principalmente da particelle di carbonio (*soot*)

formatesi a seguito di una combustione incompleta e portate in sospensione dai gas di scarico. Il particolato inizia a formarsi durante il processo di combustione nel cilindro del motore e prosegue il suo sviluppo fino allo scarico in atmosfera, cambiando continuamente aspetto morfologico e composizione chimica. Le dimensioni delle particelle sono piuttosto ridotte (5-10 μm), per cui facilmente trasportabili e assorbibili dai polmoni. Anche in questo caso la soluzione può essere quella di operare in magro, ma ciò provoca un incremento notevole degli ossidi di azoto. E' importante sottolineare l'esistenza di una sorta di *trade-off* tra NO_x e particolato perché esso costituisce la spina nel fianco dei motori ad accensione per compressione.

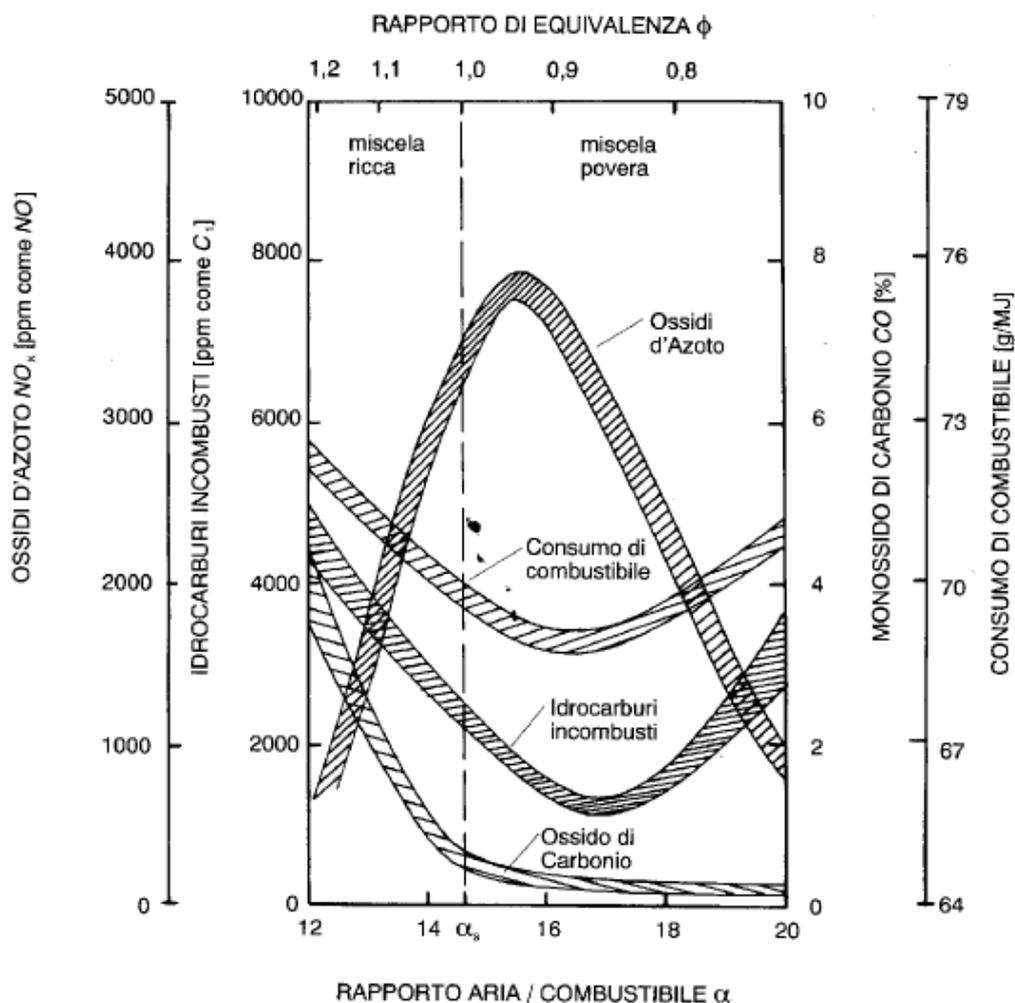


Figura 1 - Influenza del rapporto di miscela sulla concentrazione degli inquinanti. [1]

La principale sfida tecnologica del motore ad accensione per compressione è oggi rappresentata dal rispetto dei limiti imposti alle emissioni di sostanze inquinanti.

Nei paesi dell'Unione Europea, entrerà in vigore dal primo settembre 2014 la normativa EURO VI, relativa alle nuove limitazioni sulle emissioni di agenti inquinanti allo scarico di veicoli stradali ed in particolare di quelli leggeri (peso superiore ai 400 kg e inferiore alle 3.5 t) destinati al trasporto di persone.

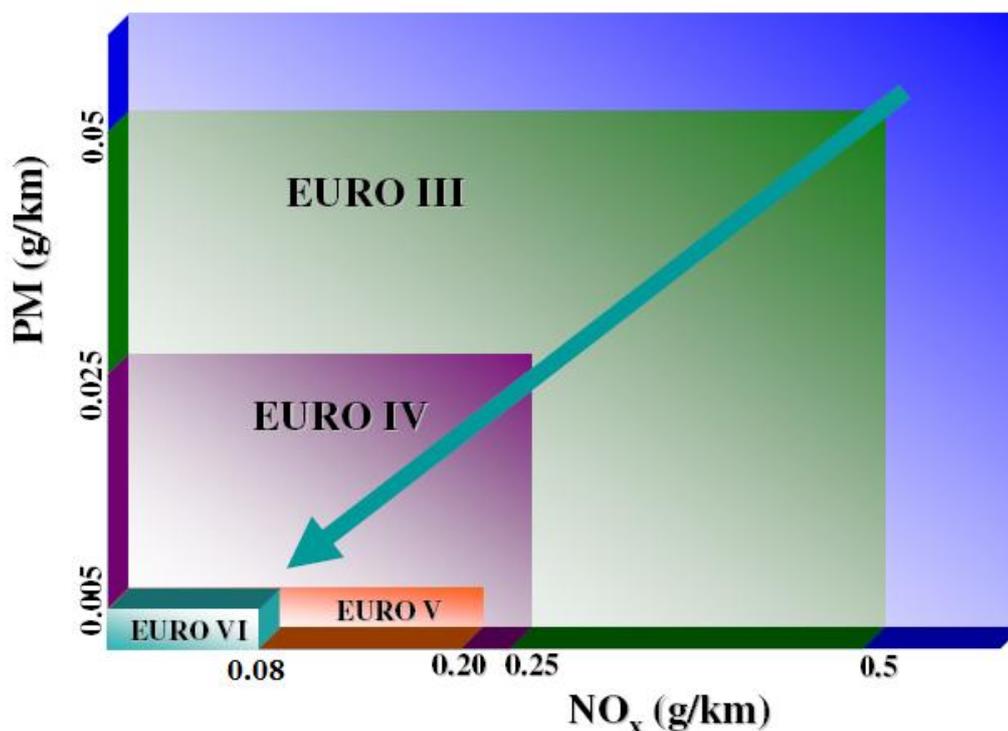


Figura 2 - Valori ammessi per le concentrazioni di particolato e ossidi di azoto per le normative EURO III, IV, V, VI [4]

Normativa	Data	CO	HC	HC + NO _x	NO _x	PM
EURO 1	07.1992	2.72	-	0.97	-	0.14
EURO 2, IDI	01.1996	1.00	-	0.70	-	0.08
EURO 2, DI	01.1996	1.00	-	0.90	-	0.10
EURO 3	01.2000	0.64	-	0.56	0.50	0.05
EURO 4	01.2005	0.50	-	0.30	0.25	0.025
EURO 5 a	09.2009	0.50	-	0.23	0.18	0.005
EURO 5 b	09.2011	0.50	-	0.23	0.18	0.005
EURO 6	09.2014	0.50	-	0.17	0.08	0.005

Tabella 2 - Limiti europei emissioni per autovetture Diesel. Limiti per autovetture della categoria M fino a 6 posti e massa fino a 2500 kg (fuoristrada esclusi), valori espressi in [g/km]

Come si può vedere dalla Tabella 2 e dalle Figura 2 e Figura 3, ad ogni fase successiva della normativa sono stati operati dei tagli, spesso drastici, abbassando

progressivamente i livelli di emissioni inquinanti tollerati. In particolare si osserva un notevole riduzione dei limiti ammessi nei confronti del motore ad accensione per compressione. Si può notare come, mentre la normativa EURO V è stata emanata con l'obiettivo di ridurre soprattutto le emissioni di particolato, la normativa EURO VI si concentra in particolare sulla riduzione delle emissioni di NO_x di oltre il 50% rispetto alla normativa precedente. Questo ha portato le case automobilistiche e le compagnie petrolifere ad un imponente lavoro di ricerca che ha permesso di immettere sul mercato via via nuovi motori e combustibili, capaci di ridurre le emissioni nocive.

Ancora per diversi anni non sarà possibile separarsi dai combustibili tuttora utilizzati derivati dal petrolio, cioè benzina e gasolio; quindi la vera sfida a breve termine è quella di trovare una soluzione che non stravolga gli attuali sistemi di combustione, ma che consenta allo stesso tempo di abbattere le emissioni di NO_x e di particolato. Questi sono i motivi che stanno spingendo diverse case costruttrici ad investire nella ricerca di una nuova tecnologia di combustione. Tale tecnologia prende il nome di HCCI, *Homogeneous Charge Compression Ignition*. Come si vedrà meglio nei prossimi capitoli, si tratta di una combustione per compressione di una carica omogenea e tale tecnologia consente ottimi risultati in termini di prestazioni e consumi e soprattutto una decisa diminuzione delle emissioni di NO_x e di particolato.

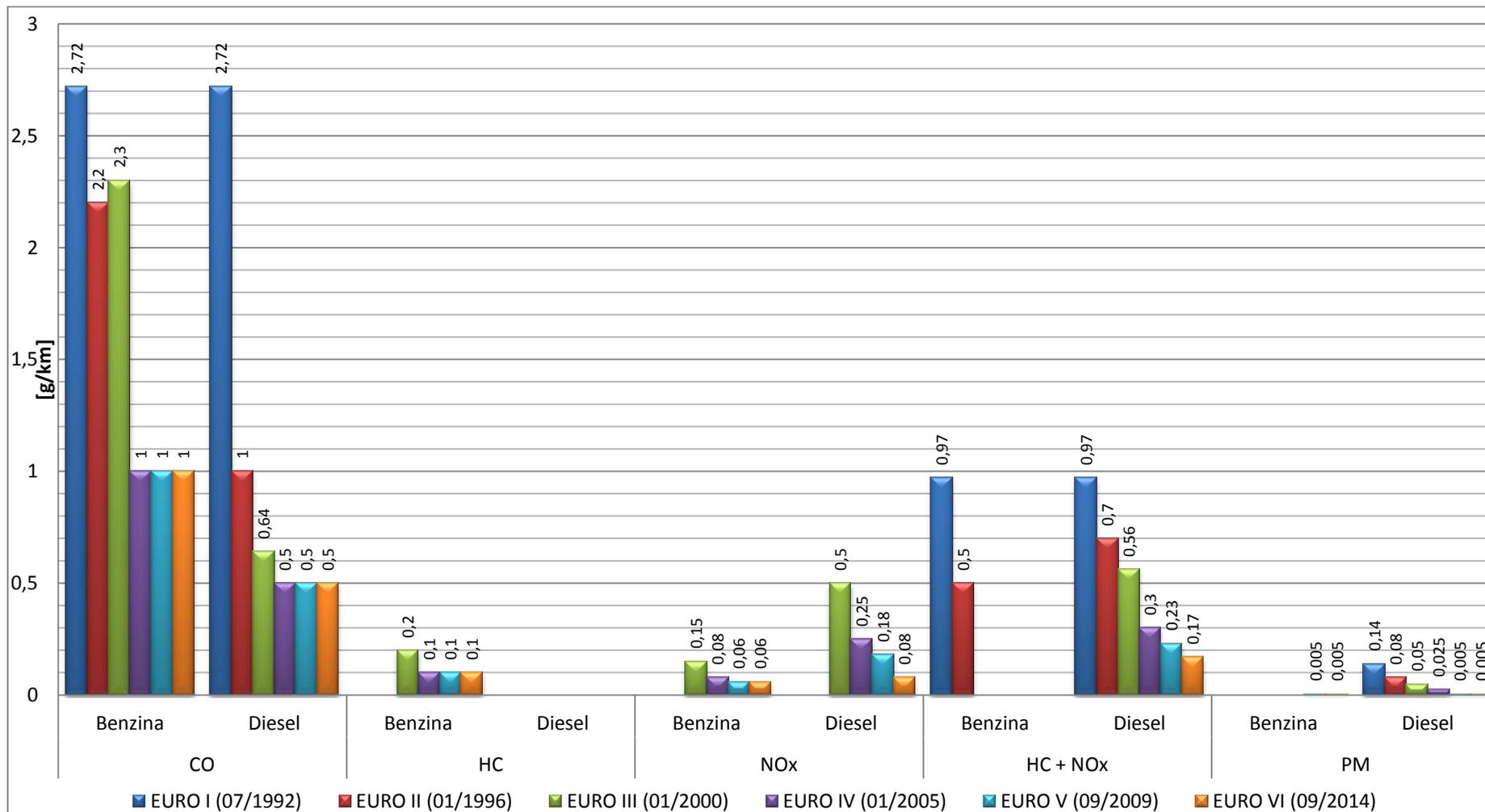


Figura 3 - Limiti delle emissioni inquinanti da motori per autovettura (normativa UE) [4]

2 La combustione di tipo HCCI

2.1 Le combustioni a bassa temperatura (LTC)

L'aumento del costo dei carburanti e la maggiore attenzione rivolta alla riduzione dei gas serra, ha portato la necessità di aumentare l'efficienza dei motori a combustione interna.

Questa esigenza ha posto sotto i riflettori dei ricercatori i motori Diesel o ad accensione per compressione (CI) grazie alla loro migliore efficienza nei consumi rispetto ai motori alimentati a benzina o ad accensione comandata (SI).

Tuttavia, nelle regioni di funzionamento caratteristiche dei diesel convenzionali, all'interno della camera di combustione si formano elevate quantità di NO_x e particolato (Soot) nel caso in cui si operi ad elevate temperature e in condizioni di regime ricco o magro rispettivamente.

Recentemente sono stati sviluppati diversi dispositivi di post-trattamento in grado di eliminare, o di ridurre notevolmente, le emissioni di NO_x e Soot. Tuttavia questi dispositivi causano un incremento dei consumi di carburante o il consumo di un agente riduttivo secondario (es. urea).

Quindi, per massimizzare il rendimento complessivo del motore diesel, è necessario ridurre il più possibile le emissioni inquinanti attraverso sistemi di post-trattamento. Di conseguenza, la riduzione di NO_x e Soot all'interno del cilindro è stata studiata da molti ricercatori.

La maggior parte delle strategie attuali possono essere concentrate nella categoria delle combustioni premiscelate a bassa temperatura (LTC).

Le combustioni a bassa temperatura comportano la riduzione dei NO_x a causa dell'elevata energia di attivazione necessaria per la reazione di formazione delle molecole di NO. Inoltre, l'utilizzo di lunghi tempi di ritardo dell'accensione consentono un periodo più adeguato per la miscelazione prima dell'inizio della combustione; così facendo, le regioni localmente ricche vengono ridotte impedendo la formazione di Soot.

Molti ricercatori hanno mostrato che l'accensione per compressione di una carica omogenea (HCCI) e l'accensione per compressione di una carica premiscelata

(PCCI) sono concetti promettenti per la simultanea riduzione delle emissioni di NO_x e Soot.

Oltre alla significativa riduzione delle emissioni di NO_x e Soot, con un adeguato controllo della fase di combustione, le operazioni LTC premiscelate possono portare al miglioramento dell'efficienza della combustione rispetto alla miscelazione convenzionale o alle strategie di diffusione controllata.

Questo vantaggio sul consumo del carburante è dovuto principalmente a due fattori:

- I. Le combustioni di tipo LTC spesso operano in condizioni altamente diluite, usando elevati livelli di ricircolo di gas combusti (EGR) oppure utilizzando un'elevata pressione di aspirazione. Operando in condizioni molto diluite, la temperatura di fiamma viene ridotta e le perdite di trasferimento del calore possono essere minimizzate.
- II. Il rendimento complessivo può essere incrementato grazie al miglioramento dei tempi di inizio (SOC) e di fine della combustione (EOC). Il processo di combustione nell'LTC premiscelato è quasi interamente dominato dalla cinetica chimica, quindi la durata della combustione può essere notevolmente più breve rispetto al processo di miscelazione o ai processi di diffusione limitata.

La possibilità di poter ottenere un elevato rendimento contemporaneamente a una combustione con bassi livelli di NO_x e Soot fa delle strategie di accensione per compressione premiscelato un'attrazione.

Tutto ciò è in contrasto con quello che avviene nella miscelazione controllata nella combustione di un motore Diesel convenzionale, infatti in questo caso, l'iniezione non può essere più utilizzata per controllare l'inizio di rilascio del calore. Inoltre, visto che la combustione LTC premiscelata è un processo controllato cinematicamente, la fase di combustione è molto sensibile alla temperatura della carica gassosa.

In laboratorio, dove la temperatura di aspirazione e i livelli di EGR possono essere controllati con precisione, la combustione LTC premiscelata, utilizzata con un solo combustibile, ha dimostrato risultati molto promettenti. Invece, nella pratica, la temperatura della carica gassosa dipende da molti fattori e varia con la velocità, il carico e l'ambiente operativo.

Per comprendere meglio le motivazioni che hanno portato allo studio della miscelazione del combustibile all'interno del cilindro, la Figura 4 mostra, a volume costante, i ritardi dell'accensione calcolati usando il meccanismo PRF (Primary Reference Fuel) per il puro iso-ottano, il n-ettano, e per una miscela 50-50 di iso-ottano e n-ettano (PRF 50). Tale simulazione è stata effettuata utilizzando una pressione iniziale di 70 bar e un rapporto di equivalenza di 0,5. La zona ombreggiata rappresenta le temperature e i ritardi all'accensione vicini al PMS di un tipico motore a combustione interna.

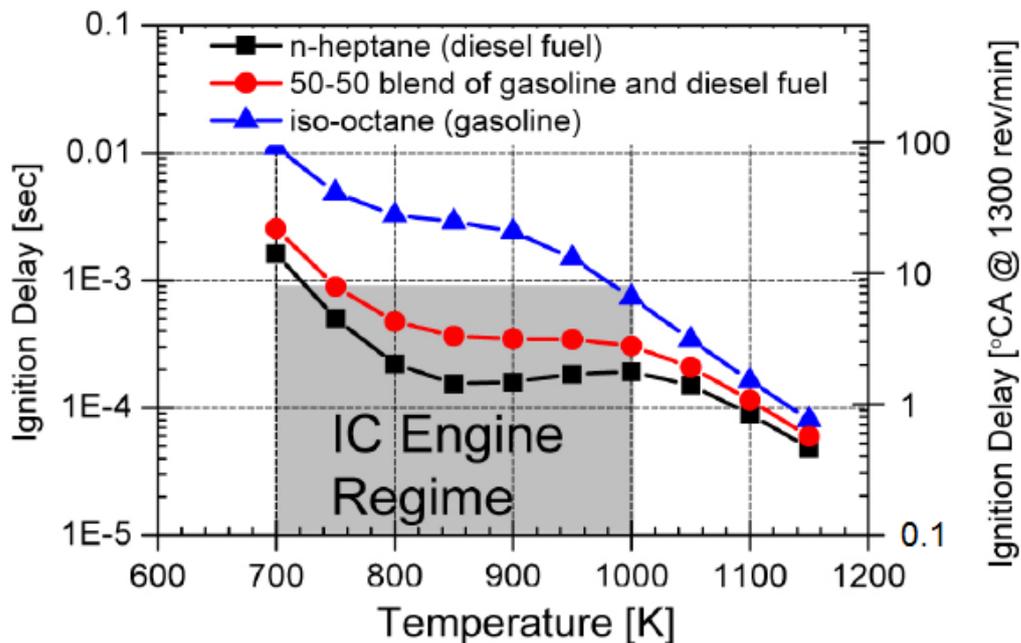


Figura 4 - Ritardi all'accensione a volume costante per il n-ettano, l'iso-ottano e il PRF 50

Per un'ottimale efficienza termica, la fase di combustione deve essere controllata con precisione e il motore deve essere in grado di accogliere i cambiamenti delle condizioni operative (come ad esempio, la variazione della temperatura della carica) mantenendo allo stesso tempo un'ottimale fase di combustione.

La Figura 4 mostra che poiché ciascun combustibile ha un'unica curva di ritardo dell'accensione-temperatura, ogni combustibile ha una ristretta zona operativa in cui il picco di rendimento può essere raggiunto.

Ad esempio, se viene considerata una temperatura di 750 K e il ritardo all'accensione richiesto per ottenere un'ottimale fase di combustione fosse di 40 gradi di manovella (40 CA), il combustibile Diesel fornirebbe un'ottima reattività per ottenere il picco di rendimento.

Tuttavia, se le condizioni operative venissero cambiate in modo da far aumentare la temperatura a 800 K, il combustibile Diesel risulterebbe in una fase di combustione troppo avanzata, aumentando le perdite di trasferimento del calore, e riducendo l'efficienza termica.

Invece, se viene utilizzato all'interno del cilindro una miscela di combustibili diversi, il picco di rendimento potrebbe essere conservato utilizzando al posto del Diesel una miscela 50-50 di Diesel e benzina.

In base a studi precedenti, i ricercatori hanno proposto il concetto di combustione con accensione per compressione di combustibile con reattività controllata (RCCI) utilizzando all'interno del cilindro una miscela di due combustibili con caratteristiche e reattività differenti. I risultati hanno dimostrato un elevato livello di controllo sul processo di combustione.

2.2 La combustione HCCI

Negli ultimi anni si sono sperimentate diverse forme innovative di processi di combustione, al fine di cercare di conservare i pregi dei tradizionali motori Otto e Diesel ed, allo stesso tempo, eliminare per quanto possibile i loro difetti.

Da qui è nata l'idea di mettere a punto motori ad accensione per compressione che brucino il combustibile premiscelato con l'ossidante, sotto forma di carica omogenea. Questi motori innovativi sono indicati con l'acronimo inglese HCCI (*Homogeneous Charge Compression Ignition*).

Essi praticamente cercano di aggiungere al motore Diesel il principale vantaggio del motore Otto: essere alimentato con una miscela aria/combustibile omogenea (per omogenea si intende che tale miscela presenta lo stesso valore di rapporto $\lambda = A/F$ sia localmente che globalmente all'interno del cilindro), in modo da evitare la produzione di particolato e ridurre sensibilmente quella di ossidi di azoto. In sostanza la miscela intrappolata è omogenea, come nel caso di un motore ad accensione comandata tradizionale, ma non è necessariamente stechiometrica, anzi, essa è tendenzialmente spostata verso valori di magro.

In un motore Diesel tradizionale, l'elemento di combustibile che si trova nella zona centrale del getto, viene scaldato dal processo di combustione in forte difetto

di ossigeno (rapporto di equivalenza $\phi = 2 \div 3$) e portato alla temperatura di fiamma. Tale temperatura dipende da ϕ (dove $\phi = \frac{1}{\lambda}$) e diminuisce al ridursi della quantità di ossigeno presente nella carica, che scende al crescere della massa di gas combusti ricircolata.

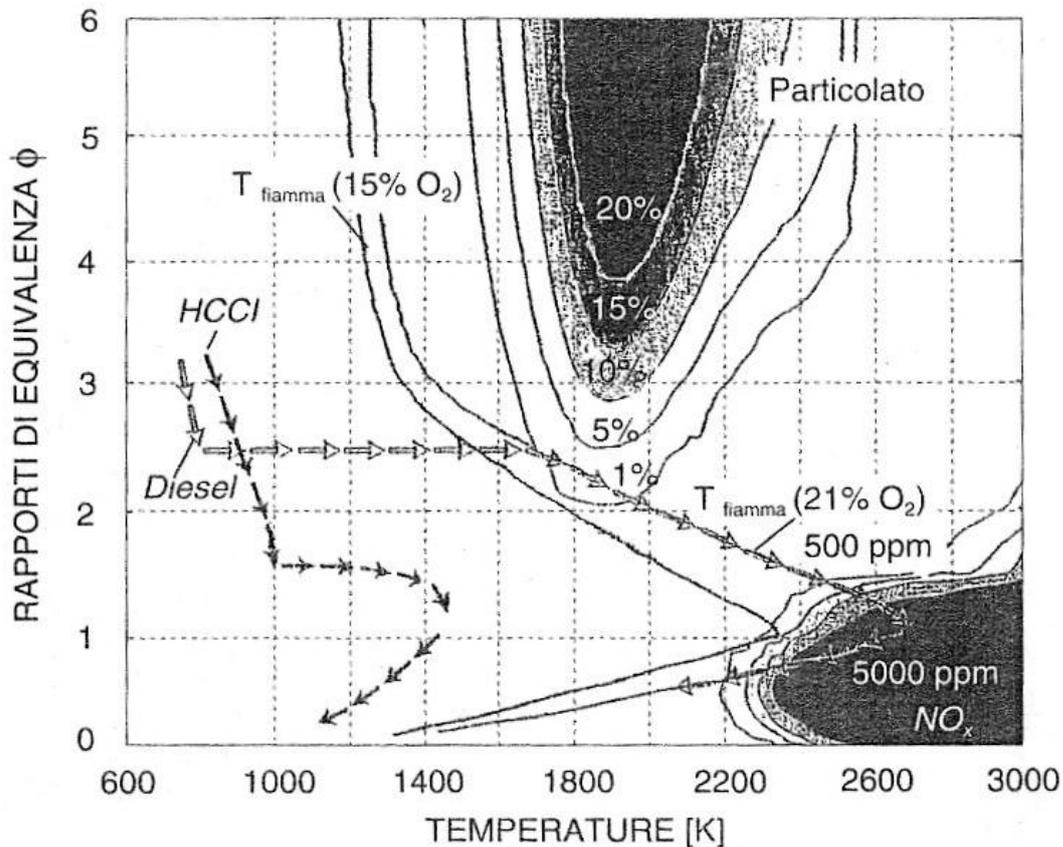


Figura 5 – Confronto tra i percorsi di combustione sul piano rapporti di equivalenza-temperature di un elemento di combustibile che brucia prima di essere diluito con aria ed uno che brucia dopo essere stato diluito. [1]

Nel diagramma in Figura 5, sono rappresentate due curve tipiche di temperatura di fiamma come esempio: una relativa al 21% di ossigeno (aria pura) e una relativa al 15% di ossigeno (caso con 30% di EGR).

Dato che nel caso del Diesel tradizionale il combustibile viene scaldato fino alla temperatura di fiamma prima di essere diluito, vi è un'elevata probabilità che si formi particolato. Successivamente, quando i vapori di combustibile vengono diluiti con aria (fino a $\phi \approx 1$), la temperatura localmente ha ormai raggiunto valori così elevati ($T \geq 2500$ K) da portare ad un'abbondante produzione di NO_x .

I processi di combustione di tipo HCCI si propongono, invece, di preparare sostanzialmente nel cilindro del motore una carica formata da vapori di combustibile fortemente diluiti e miscelata con aria e gas combusti riciclati.

Questa miscela viene poi compressa, e man mano che il pistone procede nella sua corsa verso il punto morto superiore (TDC *Top Dead Center*), esso impone sulla miscela una trasformazione termodinamica che provoca un incremento di pressione e, conseguentemente, di temperatura. Quando queste grandezze superano un valore limite, che dipende, come è noto, dalle caratteristiche chimiche del combustibile, la carica si autoaccende spontaneamente.

Le condizioni di autoaccensione vengono raggiunte nello stesso istante in un elevato di siti all'interno della camera di combustione, tanto che è possibile affermare, che la combustione HCCI è una reazione caratterizzata dalla partecipazione contemporanea di tutta la carica. Di conseguenza, la reazione che ne scaturisce non sarà di tipo diffusivo, ma di tipo massico-esplosivo.

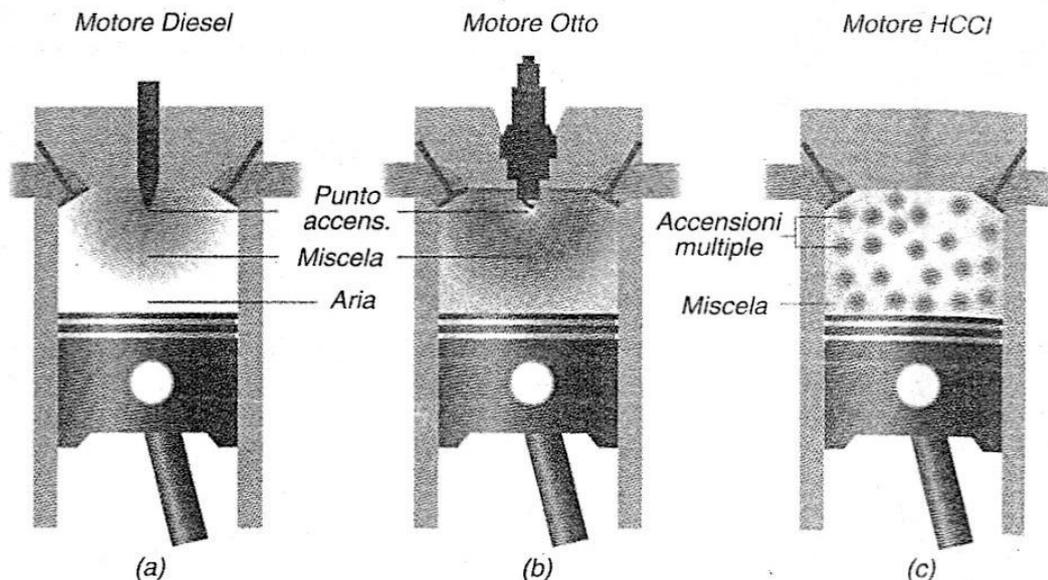


Figura 6 - Diversi modi di avviare il processo di combustione: (a) motore ad accensione per compressione; (b) motore ad accensione comandata; (c) motore HCCI ad autoaccensione contemporanea della carica in diversi punti della camera di combustione. [1]

La Figura 6 mette a confronto schematicamente la combustione di tipo HCCI con quella Diesel, dove l'avvio e lo sviluppo del processo di combustione sono controllati dall'iniezione del combustibile nella camera di combustione, e con quella del motore Otto, dove l'avvio della combustione è dato dalla candela di accensione ed il rilascio di energia è graduato da un fronte di fiamma.

Si può notare come la preparazione della miscela durante il funzionamento HCCI sia analoga a quella di un motore ad accensione comandata, mentre il processo di combustione è diverso.

La combustione di tipo HCCI si sviluppa attraverso la successione di 3 fasi: una prima parte caratterizzata da un ciclo fortemente isotermico, seguito da una fase intermedia di accumulo di molecole di H_2O_2 caratterizzata da una diminuzione nel rilascio di calore, ed infine una reazione di tipo esplosivo coincidente con la decomposizione di tali molecole in radicali OH.

Nella Figura 7 è rappresentato l'andamento del rilascio e del tasso di rilascio del calore per una combustione di tipo HCCI di n-ettano.

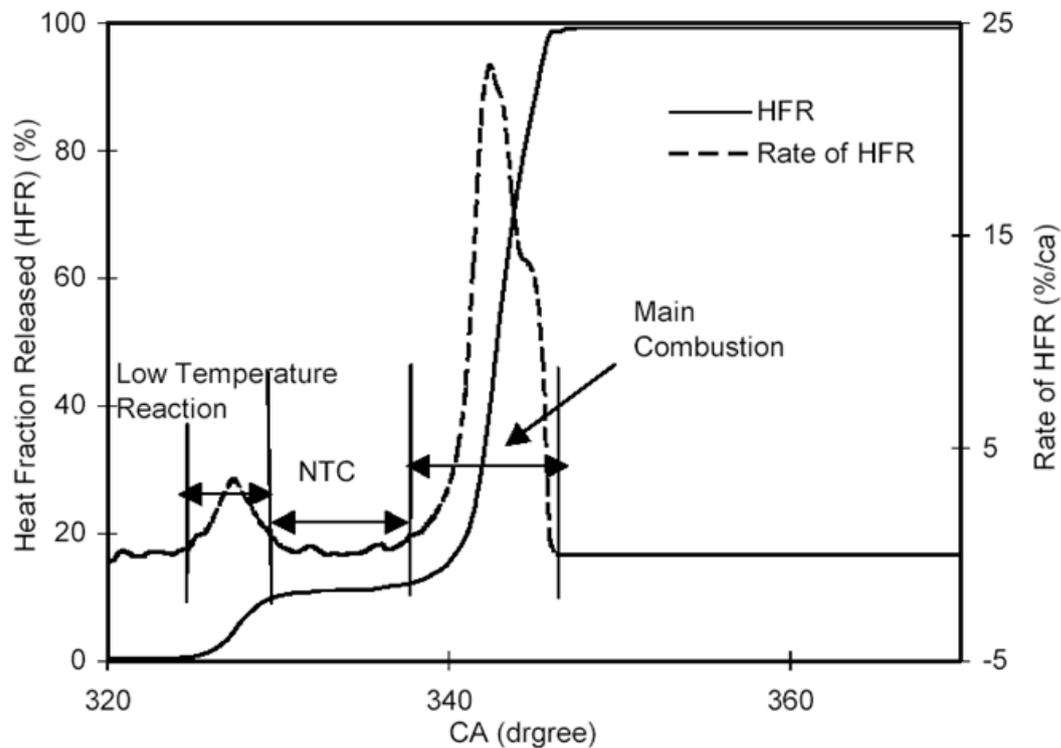


Figura 7 – Combustione in due fasi di tipo HCCI di n-ettano con $\lambda = 5.9$, $n = 1500$ rpm, $r = 18:1$, $\%EGR = 0$, $T_{aspirazione} = 105^{\circ}C$.

La prima fase, cioè il ciclo fortemente esotermico, è indicata con LTHR (*Low Temperature Heat Release*), ed è caratterizzata, com'è facilmente intuibile, da un basso valore di temperatura massima raggiunta (tra 750 K e 850 K). Essa funge in un certo senso da innesco per la reazione principale. Maggiore è la quantità di calore liberata in questa fase, più la combustione tende ad anticipare la sua fase, perché verranno superati con più facilità i valori di soglia delle reazioni

successive. L'intensità di questa prima fase di rilascio del calore dipende principalmente dalle caratteristiche del combustibile adottato.

La fase iniziale è spesso indicata anche con il nome *Cool Flame*, proprio perché essa avviene a temperature decisamente inferiori rispetto a quelle delle combustioni tradizionali.

La seconda fase della combustione di tipo HCCI consiste nel secondo ciclo esotermico in cui si ha la formazione di Olefine e molecole di H_2O_2 . Durante questa fase si osserva un calo del tasso di reattività del processo globale perché si ha una riduzione del calore rilasciato in quanto la reattività è inversamente proporzionale all'andamento della temperatura che continua comunque a crescere. Questa fase intermedia viene indicata con NTC (*Negative Temperature Coefficient*), caratterizzata principalmente dall'accumulo di H_2O_2 per le reazioni successive.

Infine si ha la combustione principale, detta anche HTRT (*High Temperature Heat Release*). Si tratta di una reazione di tipo esplosivo, estremamente veloce e con picchi di pressione e temperatura elevati, caratterizzata dalla decomposizione pressoché istantanea delle molecole di H_2O_2 in gruppi di radicali OH che a loro volta aggrediscono tutto il combustibile rimasto. Durante questa fase si rilascia la maggioranza del calore disponibile, almeno l'80%.

Per evitare equivoci è giusto chiarire che la presenza della fase Low Temperature NON è condizione necessaria e sufficiente per realizzare la combustione di tipo HCCI. Semplicemente è possibile imbattersi in essa quando si vuole ottenere una combustione per compressione di una carica omogenea operando in determinate condizioni e impiegando determinati combustibili.

Concetto opposto, invece, per HTHR: anche dove non si manifesta la fase LTHR, la combustione di tipo HCCI presenta SEMPRE una combustione principale di tipo esplosivo, preceduta magari da una fase di ritardo dell'accensione in cui si accumulano molecole di H_2O_2 .

Quindi si può concludere che accendendo per compressione una miscela omogenea di aria e combustibile intrappolata nella camera di combustione, si ottiene una reazione esotermica caratterizzata, in primo luogo, dalla partecipazione contemporanea di tutta la carica e quindi dall'assenza di un fronte

di propagazione di fiamma e, in secondo luogo, da un'elevatissima velocità con cui si sviluppa il processo.

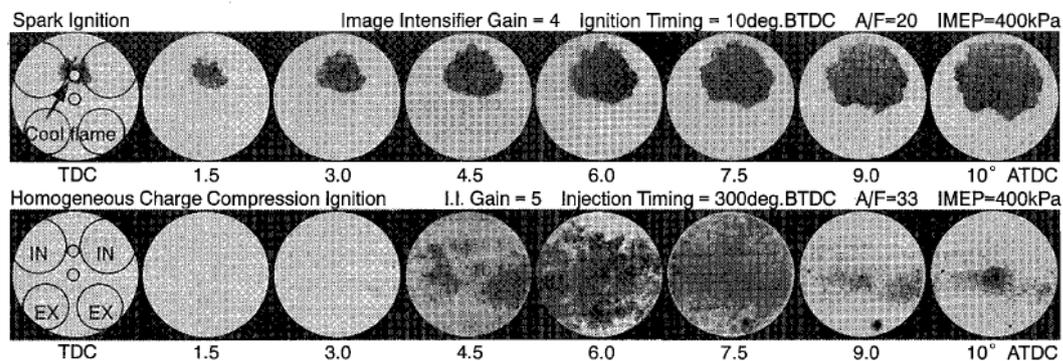


Figura 8 - Diffusione della combustione in relazione al tipo di processo.

A conferma di quanto detto, la Figura 8 mostra le immagini scattate a partire dal TDC durante la fase di espansione successiva all'accensione secondo il processo di combustione SI (*Spark Ignition*) e quello di tipo HCCI.

Nel caso SI, la reazione inizia nella regione in prossimità della candela e si diffonde nel resto della camera di combustione seguendo un fronte di fiamma irregolare. Invece nel caso HCCI, l'accensione della miscela avviene in una regione molto ampia della camera, coinvolgendo una grossa quantità della carica. Inoltre si può osservare la velocità con la quale si sviluppa la combustione: essa occupa solo 3 CA (*Crank Angle*).

È ben chiaro che il principale problema delle combustioni di tipo HCCI è quello di non essere caratterizzato da uno start esterno che ne influenzi l'inizio del processo di combustione e la modalità con cui la combustione stessa si evolve, quindi vi è una notevole difficoltà nel controllo del processo di combustione.

Nei motori che utilizzano la combustione di tipo HCCI, l'inizio della combustione dipende soprattutto dallo sviluppo delle condizioni termodinamiche e dalle caratteristiche della miscela aria/combustibile durante le fasi di aspirazione e di compressione; questo significa che non solo sono influenti le condizioni termochimiche della miscela all'interno del cilindro (come la pressione, la temperatura, i rapporti locali aria/combustibile, ecc.), ma anche le interazioni tra la miscela stessa e il sistema in cui evolve; condizioni al contorno quali la temperatura delle pareti del cilindro e lo scambio termico, sono parametri che possono influenzare significativamente le condizioni della miscela e di

conseguenza il processo stesso di autoaccensione, provocando grandi variazioni in termini di prestazioni ed emissioni inquinanti del motore.

Tornando al problema della formazione degli inquinanti, si può osservare che, dato che nella combustione di tipo HCCI il combustibile viene premiscelato con l'ossidante, la combustione inizia a bassa temperatura in una miscela ben diluita, quindi senza il pericolo di formazione di particolato. Inoltre, a causa dei bassi rapporti di miscela ϕ , durante il completamento del processo di combustione, le temperature medie delle masse che reagiscono sono nettamente più basse di quelle che si hanno localmente nel caso di fiamma diffusiva, quindi viene evitato anche il pericolo di produzioni di ossidi di azoto NO_x .

Tuttavia, si può formare una certa quantità di idrocarburi incombusti (HC) e di ossidi di carbonio (CO) a causa delle basse temperature di combustione e della miscela fortemente diluita. Tali emissioni inquinanti possono però essere ridotte entro i limiti fissati dalle normative antinquinamento, attraverso il loro post-trattamento in un convertitore catalitico ossidante; oppure attraverso l'utilizzo dell'SCR (Selective Catalytic Reduction).

2.3 La combustione PCCI

È importante sottolineare come la combustione di tipo HCCI si possa applicare sia ai motori ad accensione comandata che a quelli ad accensione per compressione. Tuttavia per i motori Diesel, l'applicazione di strategie di combustione HCCI risulta presentare alcune difficoltà dovute soprattutto alla natura del combustibile. Infatti la poca volatilità del gasolio risulta essere di ostacolo alla formazione di una miscela omogenea all'interno del cilindro; i tempi per una completa vaporizzazione del gasolio e di una sua miscelazione con il comburente risulterebbero troppo lunghi tanto da richiedere nei sistemi ad iniezione diretta iniezioni molto anticipate o anche iniezioni direttamente nel condotto di aspirazione.

In entrambi i casi, problemi come l'impatto del getto sulla parete della camera di combustione e la formazione di un film liquido di combustibile all'interno del

condotto di aspirazione provocherebbero enormi svantaggi in termini di consumi specifici, emissioni di incombusti e formazione di particolato.

Per questo motivo, l'attenzione dei centri di ricerca e delle case automobilistiche si è concentrata anche su un modello di combustione che si pone a metà strada tra l'HCCI e la combustione Diesel convenzionale: tale sistema di combustione noto in letteratura come *Premixed Charge Compression Ignition* (PCCI) consiste nell'accensione per compressione di una carica premiscelata fortemente diluita con inerti.

In questa condizione di funzionamento non è richiesta l'omogeneità della miscela ma solo la riduzione, grazie ad una sufficiente fase di premiscelazione, dell'estensione delle zone con un rapporto aria/combustibile ricco.

Inoltre è chiaro come la diluizione con gas inerti favorisce l'abbassamento delle temperature di combustione con conseguente riduzione delle velocità di formazione degli ossidi di azoto.

Se a ciò si aggiunge che la combustione premiscelata permette angoli di combustione ridotti, con conseguente maggiore efficienza del motore, è facile intuire come la strategia di combustione PCCI rappresenti il futuro per le motorizzazioni alimentate a gasolio.

La combustione di tipo PCCI, come tutte le combustioni della famiglia LTC, è caratterizzata dall'assenza di un evento esterno al quale è legato l'inizio della fase di combustione; quindi fattori come la temperatura e la pressione della carica all'inizio della fase di compressione, la composizione della miscela e le condizioni termiche operative contribuiscono alla determinazione dell'istante in cui avviene l'accensione; di conseguenza la variazione di tali fattori possono influenzare pesantemente le prestazioni del motore.

È evidente che uno degli obiettivi della combustione premiscelata a bassa temperatura è il controllo robusto dell'inizio della fase di combustione per evitare fenomeni di detonazione della miscela (combustione molto anticipata) o di mancata accensione o instabilità della combustione (combustione molto ritardata).

Il controllo risulta essere importante nell'ambito di un'applicazione a bordo veicolo tra cilindro e cilindro, per evitare che la complessa termodinamica che caratterizza i moderni motori Diesel, determini in ciascun cilindro differenti condizioni operative, provocando una forte disomogeneità di funzionamento inaccettabile.

Inoltre, come per la combustione di tipo HCCI, la strategia di combustione di tipo PCCI ha un range di funzionamento limitato ai carichi medio-bassi. Ciò è chiaro se si considera la miscelazione del combustibile con l'aria un evento dominante e distintivo delle prestazioni del motore.

Tuttavia non si deve perdere di vista la necessità di realizzare un processo di combustione efficiente; quindi la sua fasatura rispetto al PMS e la sua durata devono tenere conto di problematiche come il consumo specifico e le emissioni di incombusti non trascurabili.

Per tali motivi, la realizzazione di un bilancio tra grado di premiscelazione, efficienza di combustione e riduzione delle emissioni di particolato e ossidi di azoto risulta essere notevolmente complesso.

La Figura 9 mostra le zone di funzionamento delle combustioni di tipo HCCI, PCCI e Diesel tradizionale in un diagramma $\phi - T$ dove sono state evidenziate le zone di produzione del particolato e degli ossidi di azoto. È evidente come le combustioni di tipo HCCI e PCCI si allontanino notevolmente dalle zone di formazione del particolato e del NO_x grazie ad un minore rapporto di equivalenza e ad una temperatura di combustione che non supera i 2200 K.

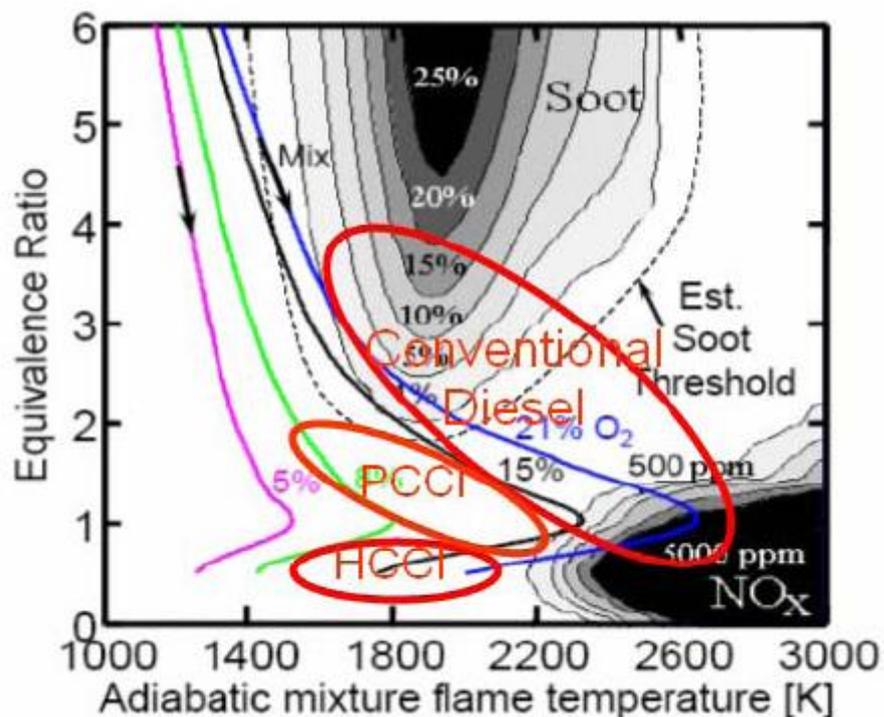


Figura 9 – Zone di funzionamento delle combustioni di tipo HCCI, PCCI e Diesel tradizionale in un diagramma $\phi - T$. [6]

2.4 Vantaggi del sistema di combustione HCCI

Il sistema di combustione HCCI può raggiungere un rendimento complessivo superiore del 12% rispetto ad un motore ad accensione comandata tradizionale. Di conseguenza, a parità di condizioni di funzionamento, il consumo specifico risulterà inferiore.

In generale, valutando le principali caratteristiche della combustione di tipo HCCI, si possono elencare i seguenti vantaggi:

- Elevati rendimenti termodinamici
- Aumento del rapporto di compressione
- Assenza perdite di pompaggio
- Riduzione emissioni NO_x e Particolato

Il rendimento migliora anche grazie ad una fase di combustione molto rapida. Infatti, dal punto di vista teorico, la combustione di tipo HCCI può essere paragonata al ciclo Otto ideale. Ciò dipende, in prima approssimazione, dal fatto che si può considerare la combustione a volume costante poiché tale processo avviene in uno spazio temporale molto breve. Questa caratteristica consente di dissipare meno energia rispetto ad un motore convenzionale, con notevoli vantaggi sul consumo specifico. Un ulteriore fattore che influenza il miglioramento del rendimento è l'utilizzo di una miscela molto magra.

In termini di rapporto di compressione, si nota una grande differenza tra il funzionamento HCCI ed il motore ad accensione comandata. Il motore Otto ha tipicamente un rapporto di compressione compreso tra 8 e 12, valori inferiori rispetto al motore Diesel.

Invece il motore che sfrutta la combustione di tipo HCCI ha bisogno di condizioni che portano alla formazione di autoaccensioni. Se il rapporto di compressione è basso c'è difficoltà a raggiungere quei livelli di pressione e di temperatura necessari a provocare l'autoaccensione della miscela; quindi c'è il rischio di incorrere in mancate accensioni, fenomeno conosciuto con il termine di *misfire*. Di conseguenza, diventa indispensabile utilizzare elevati rapporti di compressione

per il funzionamento HCCI, valori simili a quelli tipici del motore ad accensione per compressione ($r \approx 18$). Ma se si eccede nella scelta del rapporto di compressione, si rischia di realizzare combustioni instabili agli alti carichi. Quindi non si può aumentare eccessivamente r senza avere problemi durante la fase di combustione, ma la possibilità di incrementare il rapporto di compressione dà notevoli benefici in termini di prestazioni e di efficienza del motore, grazie ad un migliore rendimento termodinamico soprattutto rispetto al motore ad accensione comandata.

Il lavoro di pompaggio è il lavoro dissipato nelle fasi di aspirazione e scarico. Da una parte si crea una perdita di energia nel passaggio attraverso le valvole, sia nella fase di aspirazione che in quella di scarico; dall'altra parte vi è un'ulteriore perdita a causa della strozzatura realizzata dalla valvola a farfalla, che in un motore ad accensione comandata è indispensabile per la regolazione. Infatti, nel motore Otto la regolazione avviene "*per quantità*": ai carichi intermedi bisogna ridurre sia la quantità di comburente che di combustibile aspirate, mantenendo costante il rapporto aria/combustibile λ . In un motore con funzionamento HCCI è possibile eliminare la valvola a farfalla perché la regolazione è simile a quella di un motore Diesel. Difatti la regolazione avviene "*per qualità*" riducendo il quantitativo di combustibile immesso e mantenendo invariata la quantità di aria aspirata, senza strozzare il collettore di aspirazione. Quindi, non essendovi perdite di pompaggio, il rendimento si mantiene buono anche ai carichi molto parzializzati.

Per concludere, nella combustione di tipo HCCI, il combustibile brucia dopo essere stato premiscelato con il comburente in una miscela omogenea (come avviene nel motore Otto tradizionale), evitando la produzione di particolato e riducendo sensibilmente la formazione di ossidi di azoto. Infatti, la combustione di tipo HCCI è allettante per i motori diesel poiché consente la riduzione sia di NO_x che di soot, mentre per i motori SI, l'interesse riguarda invece l'effetto sulla riduzione dei consumi.

2.5 Svantaggi della combustione HCCI

In generale, valutando le principali caratteristiche del motore con funzionamento HCCI e confrontandolo con i motori tradizionali Otto e Diesel, si possono elencare i seguenti svantaggi:

- Difficoltà nel controllo
- Bassi valori PME
- Potenza massima limitata
- Limite ristretto del campo operativo
- Difficoltà nelle partenze a freddo
- Incremento delle emissioni di CO e HC

In primo luogo, il motore con funzionamento HCCI è più difficile da controllare rispetto ai motori tradizionali, perché solo una complessa cinetica chimica controlla l'istante in cui avviene l'autoaccensione della carica in diversi punti nella camera di combustione. Inoltre la combustione è influenzata dalla composizione chimica del combustibile utilizzato, dal rapporto aria/combustibile e dallo stato termodinamico della miscela.

In secondo luogo, rispetto ad un motore ad accensione comandata (o per compressione) con le stesse caratteristiche, il valore della PME ottenibile è inferiore a causa dell'elevata temperatura dell'aria in ingresso e dell'elevato rapporto aria/combustibile della carica.

La potenza massima ottenibile è limitata da un rilascio di energia (e quindi un aumento di pressione), così rapido che occorre contenere il rapporto di equivalenza ϕ per evitare forme di detonazione pericolose per l'integrità del motore come visibile nella Figura 10.

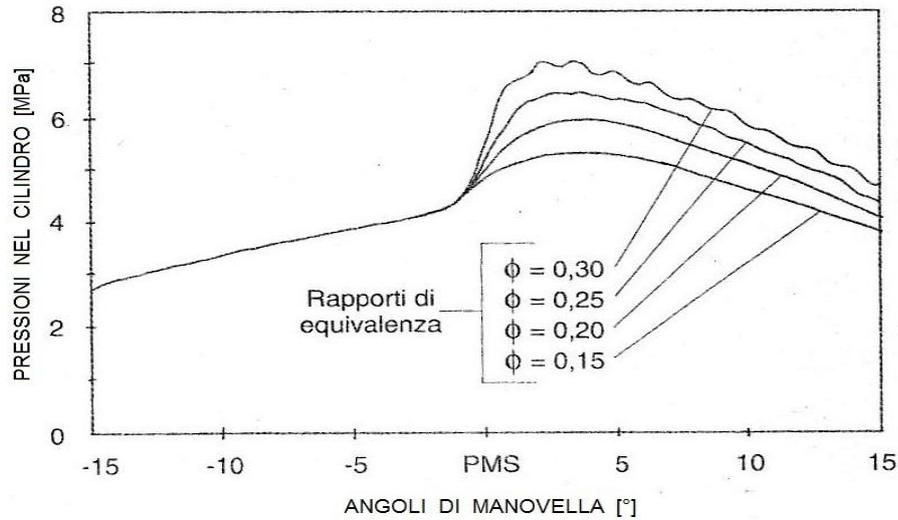


Figura 10 - Sviluppo della pressione nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella al crescere del rapporto di equivalenza fino all'apparire della detonazione.

Per questo motivo, all'aumentare del carico, diventa sempre più difficile controllare e gestire la fase di accensione con il rischio di danneggiare in maniera grave il motore. Di conseguenza, il range nel quale la combustione di tipo HCCI è gestibile con sicurezza è limitato ai carichi medio-bassi.

Nelle partenze a freddo, la temperatura della miscela è molto bassa perché non può ricevere alcun preriscaldamento, essendo il motore spento fino a poco prima, inoltre, tende a cedere calore con grande facilità alle superfici ancora fredde della camera di combustione. Senza l'utilizzo di un meccanismo che compensi questo deficit della temperatura, l'autoaccensione non può innescarsi. In molti casi, risulta necessario far avviare il motore con il processo di combustione di tipo SI per poi passare gradualmente al funzionamento di tipo HCCI.

Infine, durante la combustione di tipo HCCI, si formano prodotti di ossidazione incompleta del combustibile (CO e HC) da ridurre entro i limiti accettabili con un intervento di post-trattamento dei gas combusti, effettuato dopo che essi sono usciti dal cilindro.

3 Fattori che influenzano la combustione HCCI

Nel capitolo precedente, attraverso un'analisi approfondita del processo, è stata descritta la combustione di tipo HCCI, al fine di ricavarne i pregi e i difetti rispetto alle combustioni di tipo SI e CI.

In questo capitolo verranno elencati quei fattori operativi (proposti dai vari autori) che influenzano in maniera più o meno drastica la combustione di tipo HCCI.

Si tratta sostanzialmente di variabili di controllo tipiche di un motore a combustione interna, che permettono di influenzare la composizione della miscela e il suo stato termodinamico alla fine della fase di compressione.

I fattori considerati saranno:

- Le caratteristiche del combustibile
- La temperatura all'aspirazione
- La pressione di sovralimentazione
- Il rapporto λ della miscela

Per ciascuno di questi fattori si analizzerà l'influenza che esercitano, al loro variare, sul processo di combustione HCCI, sulla stabilità del processo e sul range operativo.

3.1 Caratteristiche del combustibile

Innanzitutto va ricordato che la combustione di tipo HCCI può essere concettualmente innescata impiegando qualsiasi tipo di combustibile.

Il fatto interessante è il diverso comportamento mostrato da ciascun combustibile sottoposto al processo di combustione HCCI, causato principalmente dal diverso valore della resistenza all'accensione spontanea e dalla diversa volatilità di ciascun combustibile.

La Figura 11 riassume l'effetto della variazione del combustibile sul processo.

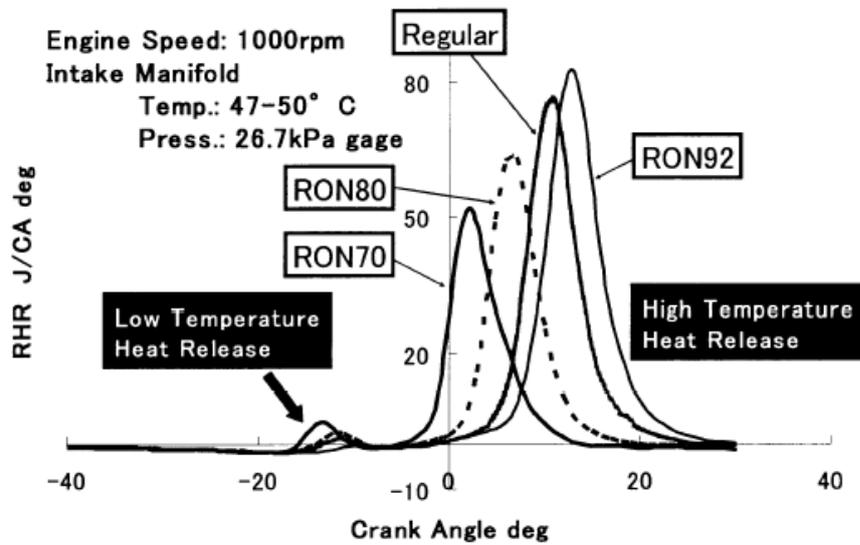


Figura 11 – Grado di rilascio del calore al variare del tipo di combustibile

I combustibili che presentano un elevato valore di RON (*Research Octane Number*), cioè un'alta resistenza all'autoaccensione, sono caratterizzati da una forte presenza di composti aromatici, i quali, sono ancora piuttosto stabili ai 750-850 K, soglia durante la quale si innesca la fase LHTR, per questo motivo la reazione caratterizzata da fiamma fredda è decisamente contenuta per i combustibili con elevato RON. Viceversa, i composti che presentano una maggiore reattività alle basse temperature sono le paraffine, molto presenti nelle miscele a basso numero di ottano come il n-ettano e il gasolio.

Sempre dalla Figura 11 si può notare come aumentando il numero di Ottano (per "Regular" si intende il RON=90), aumenti il grado di calore rilasciato a causa dell'assenza della fase LHTR, mentre al diminuire di RON si ha un'anticipazione della fase di combustione principale che si avvicina al TDC. Va notato però, che per quanto riguarda i combustibile con un RON>90 il grado di rilascio di calore nella realtà è inferiore agli altri casi perché, dato che la fase di combustione si sposta a valle del punto morto superiore, essa avviene durante la fase di espansione, quando cioè diminuiscono pressione e temperatura in camera di combustione.

Le miscele di idrocarburi caratterizzate da un elevato RON, quindi per loro natura altamente resistenti all'accensione spontanea, ovviamente non favoriscono l'innesco della reazione, viceversa per le miscele con alto contenuto paraffinico.

D'altra parte, un'eccessiva facilità di accensione può portare più facilmente ad un comportamento instabile della reazione di combustione.

Per quanto riguarda il range operativo, una sostanza caratterizzata da un basso numero di Ottano, risentirà poco del problema del *misfire* ai bassi carichi. Per contro si incontreranno problemi di stabilità al crescere del carico, in quanto si instaureranno fenomeni di tipo detonante. Viceversa per quanto riguarda i combustibili con elevata resistenza all'accensione spontanea.

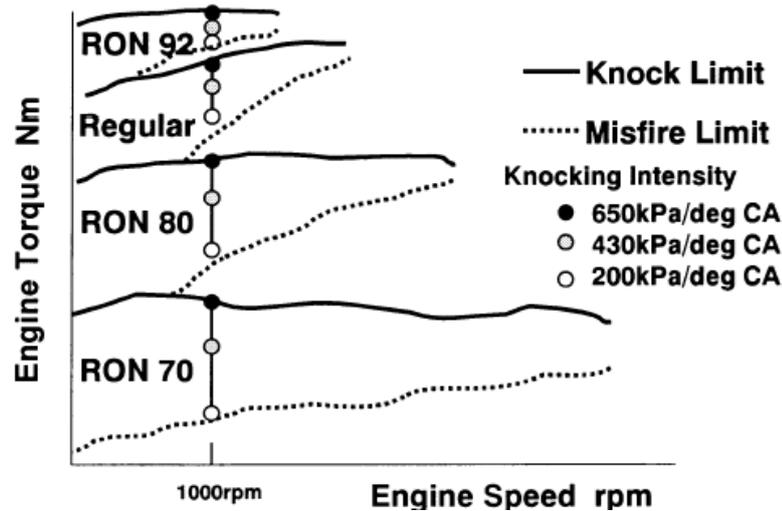


Figura 12 - Variazione del campo operativo in funzione del tipo di combustibile

La Figura 12 riassume quanto già detto, mostrando come al crescere del RON si spostano verso l'alto sia la soglia inferiore, *misfire*, che quella superiore, detonazione, del campo di funzionamento stabile della combustione di tipo HCCI. Quindi con le benzine si possono raggiungere carichi elevati grazie alla loro maggiore resistenza alla detonazione, ma si hanno problemi ai bassi carichi. Viceversa, con il gasolio si opera egregiamente ai bassi carichi, per via del basso numero di Ottano, ma questo causa instabilità all'aumentare del carico.

Infine, per quanto riguarda le emissioni di ossidi di azoto, dobbiamo considerare l'esperimento condotto in [8], nel quale combustibili con diversi numeri di Ottano e di Cetano sono stati testati in un motore da ricerca a singolo cilindro con quattro valvole, 0.537 l. di cilindrata e un rapporto di compressione di 16:1 a parità di condizioni di funzionamento.

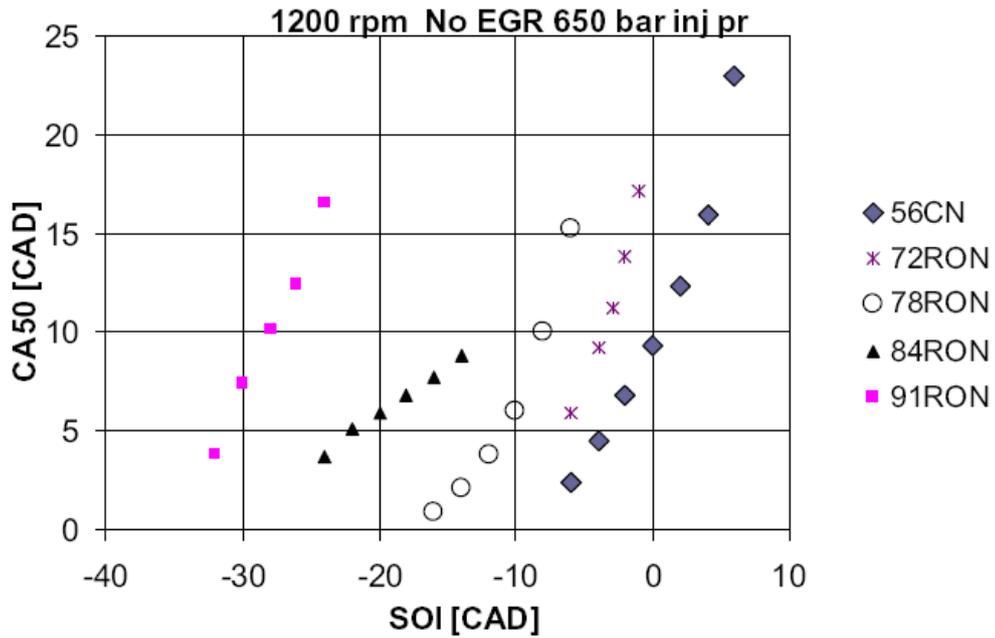


Figura 13 - CA50 in funzione dell'inizio dell'iniezione

Nelle condizioni operative di 1200 rpm, pressione di aspirazione fissata a 1.1 bar assoluta, senza l'utilizzo dell'EGR, con un IMEP fissato a 4 bar e con un $\lambda = 2.6 \div 2.8$, la Figura 13 mostra come combustibili con un più alto numero di Ottano necessitano di un'iniezione più anticipata rispetto agli altri combustibili per ottenere lo stesso CA50, quindi avranno più tempo a disposizione per potersi miscelare con il comburente prima che la fase di combustione abbia inizio.

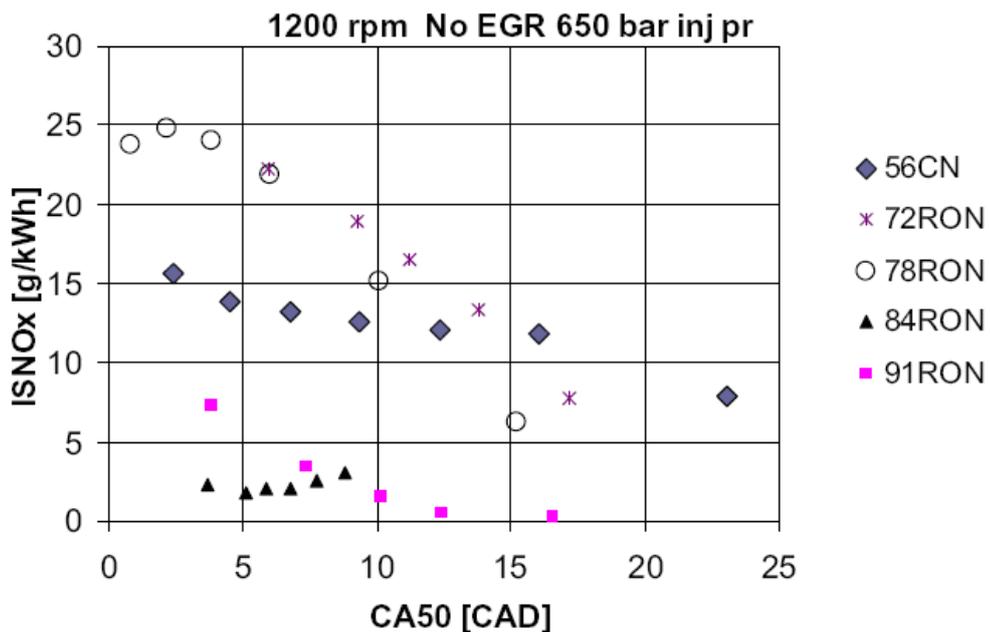


Figura 14 - ISNOx in funzione del CA50

La Figura 14 mostra l'emissione specifica indicata di NO_x rispetto al CA50 per diversi combustibili. La variazione delle emissioni di ossidi di azoto può essere spiegata dalla differenza nel ritardo della combustione per i diversi combustibili $CD = CA50 - SOI$; quindi un elevato RON (o un basso CN), che indica un'elevata resistenza all'autoaccensione, comporta un elevato CD, il che vuol dire maggior tempo per miscelare il combustibile con il comburente. Tale grado di miscelazione porta ad una diminuzione delle emissioni di ossidi di azoto.

3.2 Temperatura all'aspirazione

Alterando la temperatura della portata aspirata si sortiscono contemporaneamente due effetti sulla carica intrappolata.

In primo luogo, questo consente di ottenere più facilmente una miscela omogenea. Si osserva infatti che, sia che si inietti nel collettore di aspirazione che direttamente in camera di combustione, una temperatura più elevata favorirà l'evaporazione del combustibile che, di conseguenza, si distribuirà in modo più omogeneo nel comburente. Tale effetto è adottabile nei motori che utilizzano la combustione HCCI alimentati con combustibili a bassa volatilità, come il diesel, per garantire una più intima miscelazione con l'aria a vantaggio delle emissioni e del rendimento di combustione.

In secondo luogo, il riscaldamento della portata aspirata provoca un incremento della temperatura della carica all'interno del cilindro. Questo incentiva il raggiungimento delle condizioni termodinamiche che portano all'autoaccensione, normalmente indotta dal moto di compressione del pistone. Ciò consentirà di anticipare l'accensione della carica, pertanto è impiegabile quando si riscontra che la combustione avviene troppo oltre il TDC, quindi quando è già iniziata la corsa di espansione. Inoltre viene anticipato il superamento delle temperature limite delle varie fasi del processo di combustione. Pertanto sarà minore la quantità di energia rilasciata durante la fase iniziale mentre sarà più intensa la fase principale.

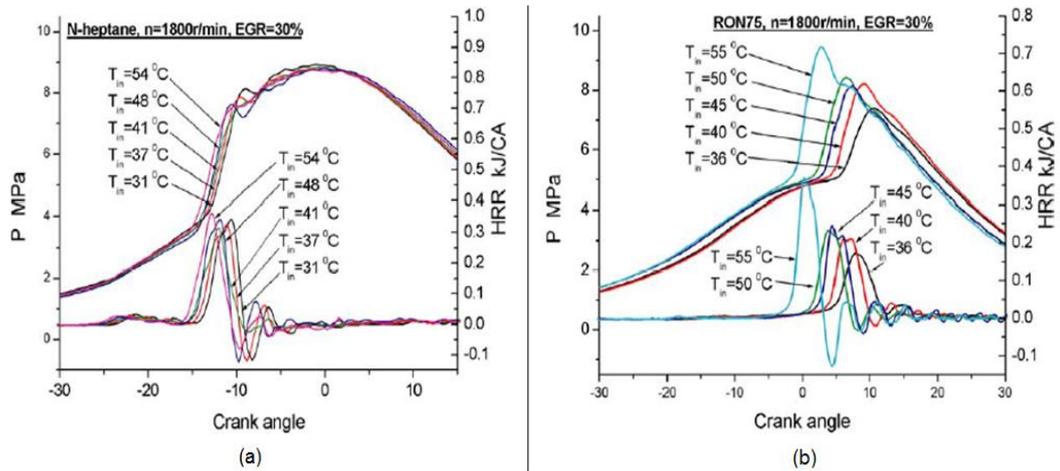


Figura 15 - Andamento curva di pressione e grado di rilascio calore. Diagrammi tracciati per combustioni di tipo HCCI che avvengono alle stesse condizioni operative, ma con combustibili diversi: a) n-ettano; b) miscela a RON=75.

Nella Figura 15 vengono mostrati gli andamenti delle curve di pressione e di grado di rilascio del calore al variare della temperatura all'aspirazione per due diversi combustibili. Dato che questi diagrammi sono stati tracciati a partire dai segnali di pressione rilevati da un motore operante in HCCI in condizioni operative fissate, le increspature a valle della fase principale di rilascio del calore sono dovute a problemi di filtraggio del segnale e non all'instabilità della reazione.

Nelle curve relative alla combustione di n-ettano, oltre ad una fase LTHR più marcata e ad un'accensione a monte del TDC, si nota una minore sensibilità alla variazione di temperatura: variazioni modeste che comunque confermano la tendenza all'anticipo (qualsiasi combustibile venga utilizzato, l'incremento della temperatura in aspirazione comporta un anticipo della fase di combustione più o meno marcato). Nel caso del RON 75, l'influenza della temperatura all'aspirazione è decisamente maggiore, inoltre, all'aumentare della temperatura si ha una minore durata della combustione con conseguente riduzione delle dissipazioni termiche. Il motivo della differenza tra i due grafici risiede nelle caratteristiche del combustibile.

Quindi, se da una parte il riscaldamento della portata aspirata favorisce l'accensione della carica, dall'altra spinge la combustione verso la detonazione. In particolare questo effetto è molto più critico nel caso di combustibili con una bassa resistenza all'accensione spontanea.

Inoltre va osservato che, al crescere della temperatura della portata aspirata, tende a diminuire il massimo valore del rapporto di equivalenza ϕ con il quale realizzare la miscela per poter ottenere una combustione HCCI stabile.

Per valori di temperatura bassi, non è possibile realizzare una combustione di tipo HCCI stabile utilizzando un combustibile caratterizzato un'elevata resistenza all'accensione ($RON = 95$), perché si tende ad andare incontro a fenomeni di *misfire*.

Per quanto riguarda le emissioni inquinanti, da un lato, operare con temperature più elevate comporta un miglioramento del completamento del processo di ossidazione e quindi una riduzione delle emissioni di CO e HC, dall'altro, provoca un incremento delle emissioni di NO_x .

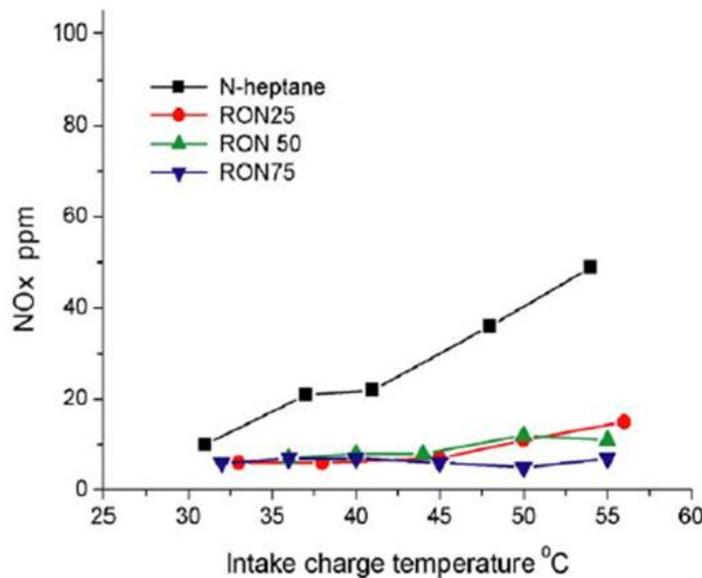


Figura 16 - Andamento delle emissioni di NO_x al variare della temperatura all'aspirazione. Confronto fatto tra combustibili con proprietà diverse.

Concentrandosi più sugli ossidi di azoto, come si può osservare dalla Figura 16, per i combustibili con elevato numero di Ottano, l'influenza rispetto alla temperatura all'aspirazione è abbastanza contenuta, solo a partire dai 45°C si ha un leggero incremento. Per il n-ettano invece la sensibilità verso la temperatura all'aspirazione è molto più marcata. Infatti, con questo combustibile l'innesco della reazione avviene sempre e comunque, per cui, riscaldare la portata all'aspirazione provoca principalmente il raggiungimento di maggiori temperature durante la combustione, con conseguente peggioramento delle emissioni di NO_x .

Infine, la Figura 17 tratta dall'articolo [9] mostra l'andamento delle emissioni di NO_x al variare della temperatura di aspirazione. Tale risultato è stato ottenuto simulando le condizioni operative di $r = 16.8:1$; 1000 rpm ; $P_{inlet} = 1 \text{ bar}$ e utilizzando come combustibile il PRF 60, mantenendo costante il rapporto aria/combustibile $\lambda = 2.38$ ($\phi = 0.42$) e facendo variare la temperatura all'aspirazione (T_{inlet}) da 310 a 326 K. Anche qui si può notare come un leggero aumento della temperatura all'aspirazione produce un sensibile aumento delle emissioni di azoto.

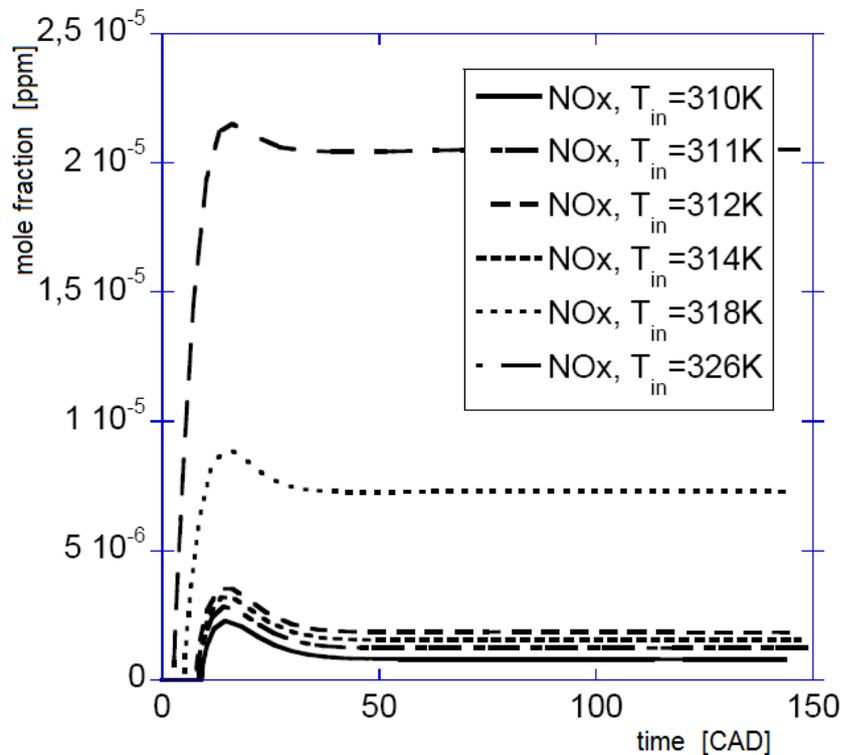


Figura 17 - Livelli dei NO_x in funzione della temperatura all'aspirazione. [9]

3.3 Pressione di sovralimentazione

L'effetto della sovralimentazione è in generale quello di innalzare il contenuto energetico della carica intrappolata attraverso l'incremento della pressione.

Quindi, è ovvio aspettarsi che l'aumento della pressione di sovralimentazione favorisca l'innesco della reazione, facilitando il superamento delle condizioni di soglia, in maniera analoga a quanto visto con il riscaldamento della carica

aspirata. Ma allo stesso tempo la sovralimentazione, se non viene supportata da un corrispondente aumento del combustibile introdotto, causa un aumento della diluizione della carica attraverso l'aspirazione di una maggiore quantità di aria, provocando l'effetto di ritardare l'innesco della reazione di combustione.

Lo scopo della sovralimentazione, oltre ad aumentare la pressione all'interno della camera di combustione, è soprattutto quello di permettere il raggiungimento di carichi maggiori.

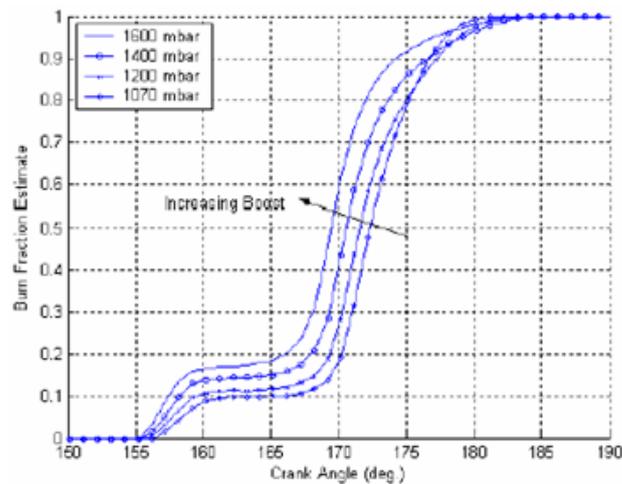


Figura 18 - Rilascio di calore in funzione della pressione di sovralimentazione. [15]

Nella Figura 18 si osserva quanto affermato precedentemente: si è fatto variare la pressione di sovralimentazione da 1,07 bar a 1,6 bar assoluti, mantenendo costanti la velocità di rotazione e il valore di IMEP agendo opportunamente sulla portata di combustibile introdotto. Il risultato è un leggero anticipo della combustione al crescere della pressione di sovralimentazione e un aumento del calore rilasciato nella fase LTHR, dovuto ad una maggiore densità della carica aspirata che provoca una maggiore temperatura media all'interno del cilindro.

A conferma di quanto detto, consideriamo la Figura 19, la Figura 20 e la Figura 21 tratte dall'articolo [10]. In questo caso la pressione di sovralimentazione viene indicata con “*IVC pressure*” cioè la pressione all'interno del cilindro nell'istante in cui si chiudono le valvole di aspirazione (*Intake Valve Closing*).

La Figura 19 mostra la pressione nel cilindro e il tasso di rilascio del calore per diversi valori della pressione di sovralimentazione, mentre la Figura 19 mostra gli effetti di tale pressione sulle prestazioni del motore.

In questo studio sono state effettuate diverse simulazioni utilizzando come motore una versione a singolo cilindro di un GM 1.9 L con una cilindrata di 0,4774 L e un rapporto di compressione di 16.5:1. Nel nostro caso in particolare, sono stati utilizzati come parametri: SOLI (*Start of Late Injection*) di 2.89°ATDC (*After Top Dead Center*), pressione di sovralimentazione di 1.74 bar, 36% di combustibile premiscelato, 54% di EGR utilizzato e un IVC (*Intake Valve Closing*) di -151.1°ATDC . Gli obiettivi della simulazione sono quelli di ottenere una riduzione delle emissioni inquinanti, dei consumi e del tasso di aumento della pressione.

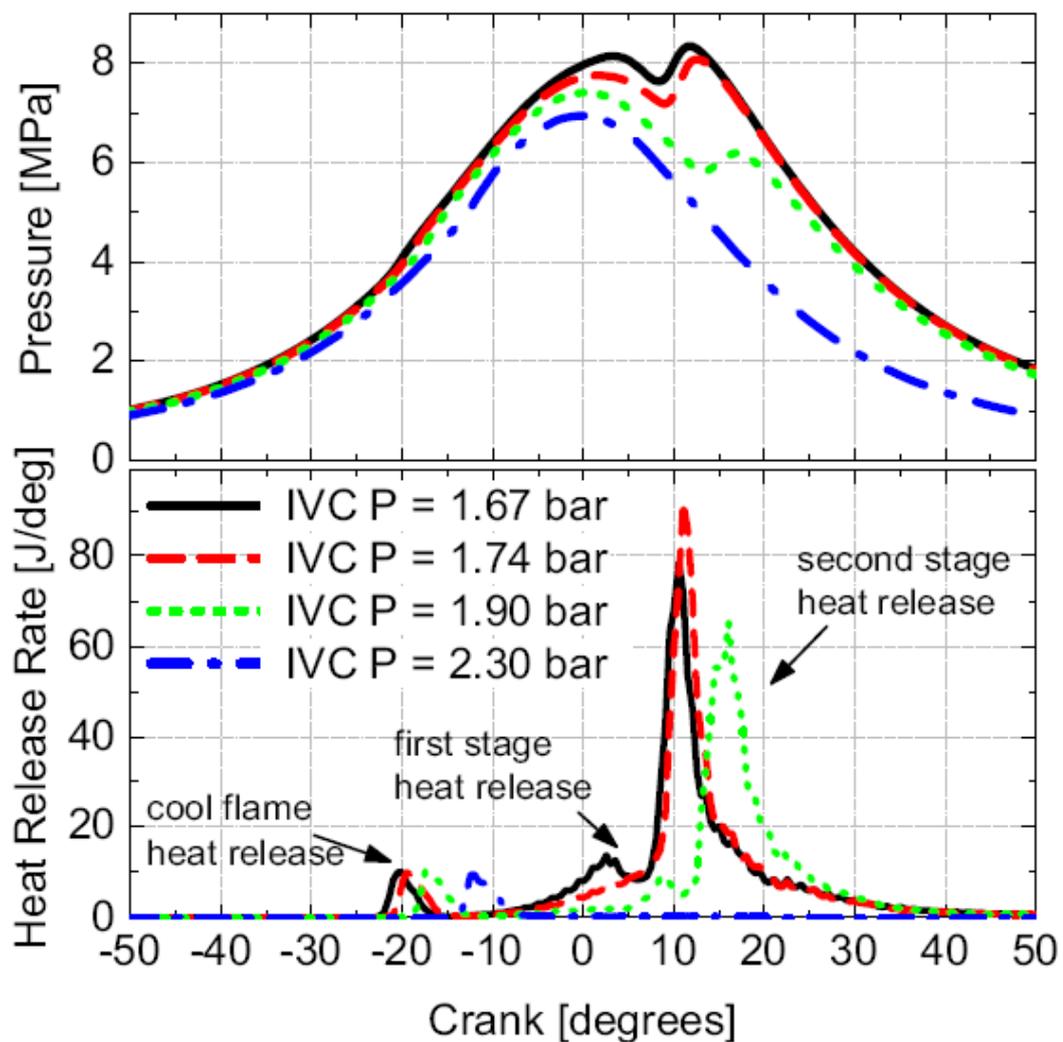


Figura 19 - Pressione e rilascio del calore per diverse pressioni di sovralimentazione.

Quando la pressione di sovralimentazione aumenta oltre il punto ottimale (in questo caso 1.74 bar), la temperatura inferiore durante la fase di compressione causa il ritardo della reazione “cool flame” e anche del processo principale di rilascio del calore: tale fenomeno è possibile poiché, al variare della pressione di

sovralimentazione, viene intrappolata la stessa quantità di massa all'interno del cilindro facendo variare l'istante di chiusura della valvola di aspirazione, non sfruttando completamente tutta la corsa di compressione e il relativo rapporto di compressione. In questo modo è stata creata una relazione tra la fasatura di chiusura della valvola di aspirazione e la pressione di sovralimentazione come si può notare nella Figura 20.

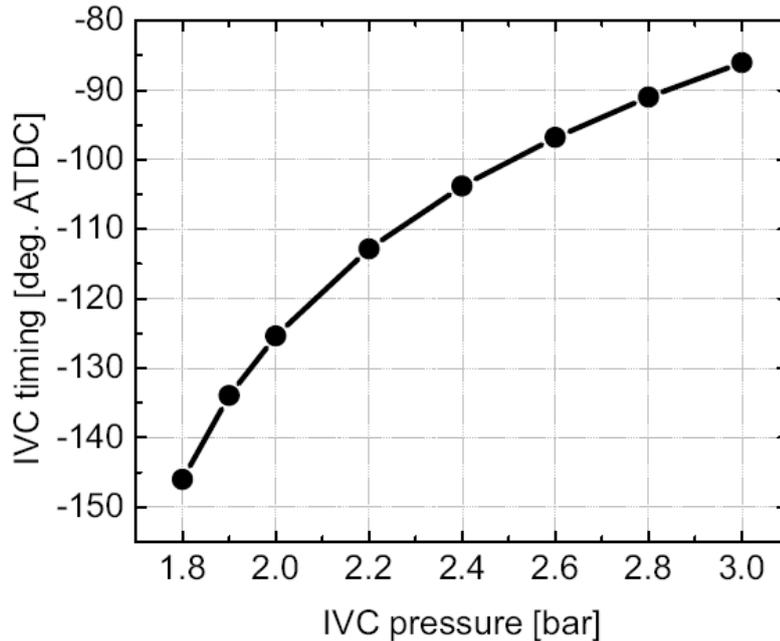


Figura 20 – Relazione tra pressione di sovralimentazione e istante di chiusura della valvola di aspirazione

Normalmente infatti, l'incremento della pressione di sovralimentazione comporta un relativo aumento della temperatura.

In particolare quando la pressione di sovralimentazione viene incrementata da 1.74 a 1.90 bar, il punto in cui si ha il rilascio del 50% del calore CA50 si sposta da 12.5°ATDC a 17.5°ATDC. Il ritardo della fase di combustione provoca un peggioramento del rendimento di combustione e un sostanziale incremento dei consumi specifici (ISFC – *Indicated Specific Fuel Consumption*) e delle emissioni di CO e HC.

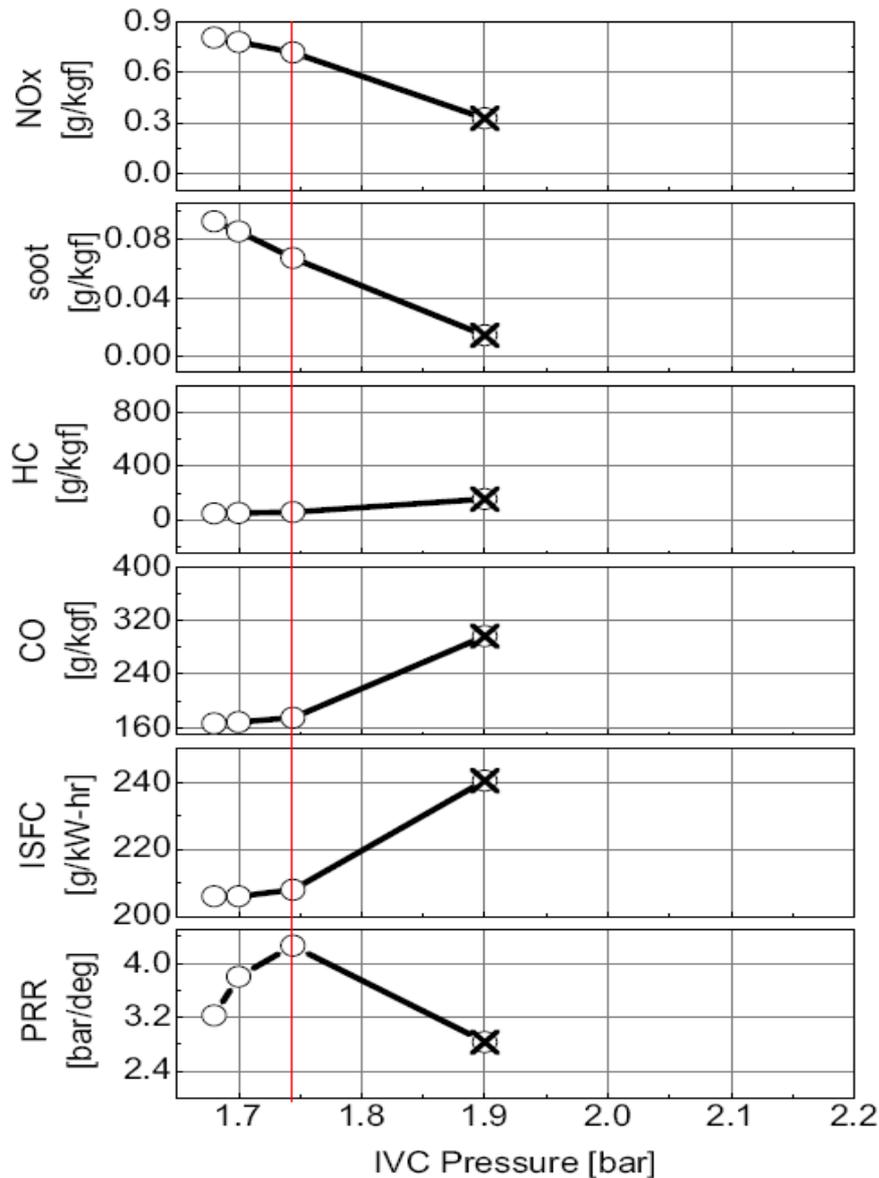


Figura 21 - Effetti della pressione di sovralimentazione sulla performance del motore. La linea rossa indica il punto di ottimo ottenuto dalla simulazione (1.74 bar). Inoltre, la X indica il misfire che avviene quando la pressione è stata incrementata oltre 1.9 bar.

Inoltre, i risultati mostrano che riducendo la pressione di sovralimentazione al di sotto di 1.74 bar, si riduce significativamente il tasso di aumento della pressione (PRR) e si riducono leggermente i consumi specifici e le emissioni di CO e HC.

Tuttavia, la riduzione della pressione di sovralimentazione provoca un incremento delle emissioni di NO_x e di particolato.

La riduzione del tasso di aumento della pressione è il risultato dell'aumento della temperatura durante la fase di compressione, ciò comporta che una quantità superiore di combustibile premiscelato verrà bruciata nella prima fase di rilascio del calore, riducendo l'importanza della seconda fase di rilascio del calore.

Tuttavia, l'aumento del calore rilasciato nella prima fase provoca un aumento della temperatura durante la seconda fase della combustione e una riduzione del ritardo all'accensione del combustibile iniettato in ritardo. La riduzione del ritardo all'accensione riduce a sua volta il tempo a disposizione per la miscelazione, in queste condizioni il combustibile iniettato in ritardo brucerà a più elevate temperature e rapporti di equivalenza provocando l'aumento delle emissioni di NO_x e particolato come osservato in Figura 21.

Da notare come nella Figura 21 non si vada oltre una pressione di sovralimentazione di 1.90 bar, perché in queste determinate condizioni, aumentando ulteriormente la pressione di sovralimentazione si incorre nel fenomeno del *misfire*. Tale mancata accensione è visibile anche nella Figura 19 dove viene considerato anche il caso di una pressione di sovralimentazione di 2.30 bar: si può notare, oltre ad un ulteriore ritardo nella reazione *cool flame*, l'assenza della fase principale di rilascio del calore.

3.4 Il rapporto λ della miscela

Questo è sicuramente uno dei parametri principali non solo della combustione di tipo HCCI ma di qualsiasi processo endotermico, poiché determina direttamente il carico applicato al motore e quindi la potenza ottenibile.

La variazione del rapporto di miscela influisce drasticamente sulla composizione chimica della carica e determina la quantità di energia disponibile per il processo di combustione.

Incrementare la quantità di combustibile significa fornire alla combustione maggiore energia chimica per la reazione e quindi permettere al propulsore di sviluppare maggiori potenze specifiche.

Come è stato detto in precedenza, la reazione di combustione è innescata nel momento in cui si superano i valori limite di pressione e temperatura all'interno del cilindro, oltre i quali si ha l'accensione spontanea della carica. Arricchire la miscela (cioè diminuire il valore di λ), vuol dire aumentare il numero di siti disponibili in camera di combustione per l'innescò del processo, quindi si favorisce l'accensione.

Inoltre, è stato detto che la combustione di tipo HCCI è caratterizzata dalla partecipazione contemporanea di tutta la carica, ovvero dall'accensione simultanea di tutta la miscela intrappolata nella camera di combustione. La disponibilità di una maggiore quantità di combustibile per alimentare la reazione, oltre a consentire lo sviluppo di una maggiore quantità di energia, permetterà di raggiungere più in fretta le soglie di temperatura delle fasi intermedie e quindi di realizzare una combustione più rapida.

Per contro, l'impiego di miscele magre inibisce l'accensione all'interno della camera di combustione, in quanto diminuiscono e si fanno più radi i siti disponibili per l'innesco del processo di combustione.

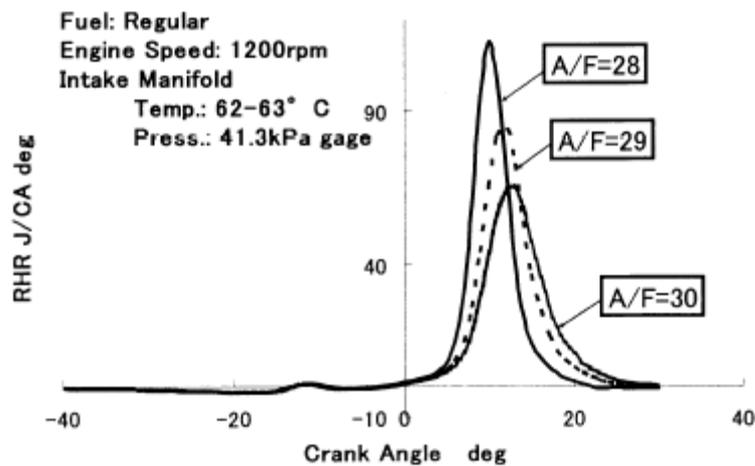


Figura 22 - Fasatura combustione al variare di A/F.

Nella Figura 22 viene illustrato l'andamento delle curve del grado di rilascio del calore al variare di λ , utilizzando un combustibile con $RON = 90$. Si può notare come l'arricchimento della miscela realizza un leggero anticipo della fase esplosiva della reazione di combustione. La quantità di calore rilasciato è ovviamente aumentata poiché è disponibile più energia termica.

Inoltre, confrontando l'inizio della fase LTHR e quello dell'inizio della fase esplosiva della combustione (HTHR), si può dedurre che globalmente la reazione si sviluppa più rapidamente. È necessario sottolineare che, maggiore è la velocità della combustione, minore sono le perdite di energia, quindi si ha un effetto benefico sul rendimento termodinamico.

L'arricchimento della miscela, per quanto riguarda la fase LTHR, influisce più sulla fasatura che sul tasso di calore rilasciato ma il valore dell'anticipo è talmente

contenuto che nella Figura 22 le curve, dei tre casi considerati, durante la fase LHTR, sono praticamente sovrapposte.

Come visto, l'utilizzo di una miscela ricca provoca contemporaneamente l'incremento della velocità di reazione e l'aumento del calore rilasciato e rendimenti termodinamici migliori; ma d'altra parte, maggiore energia sviluppata in minore tempo significa aumento del gradiente di temperatura e pressione della combustione, cioè si tende ad andare incontro a comportamenti instabili di tipo detonante.

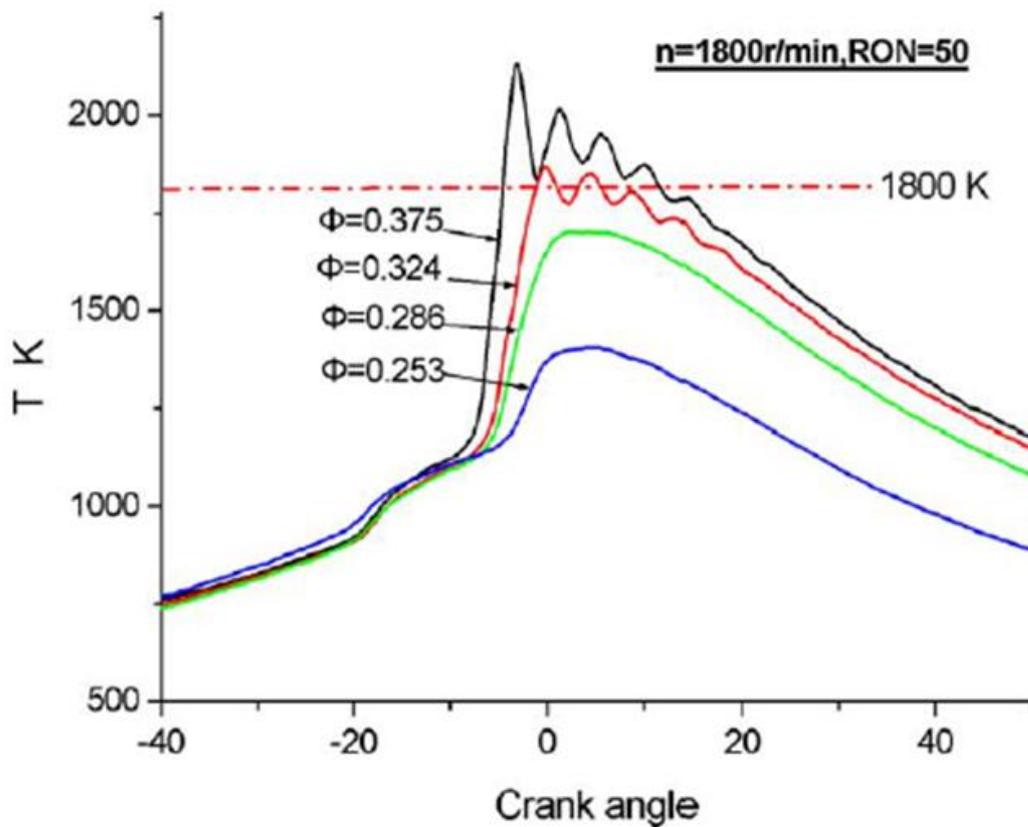


Figura 23 - Curve di temperatura al variare del rapporto di equivalenza.

La Figura 23 mostra l'andamento della curva di temperatura per diversi valori di $\phi = 1/\lambda$. Si osserva che utilizzando miscele sempre più ricche si raggiungono valori di temperatura molto elevati, e la traccia stessa della curva diventa increspata a segnalare la presenza della detonazione.

Bisogna sottolineare che l'influenza di tale fenomeno dipenderà in larga parte dalle caratteristiche antidetonanti del combustibile.

Invece, diminuendo il valore di λ , si ha l'effetto opposto: infatti diminuisce il contenuto energetico della miscela utilizzata per cui la reazione di combustione subisce un ritardo e un rallentamento nel suo sviluppo. Se vengono utilizzate miscele troppo magre, il rischio è quello di incorrere in fenomeni di *misfire*.

Per quanto riguarda le emissioni inquinanti, quando si opera ai bassi carichi, l'energia sviluppata è talmente poca da non consentire il corretto completamento dell'ossidazione della carica, quindi si ottengono valori di emissioni di CO e HC elevati. Invece, agli alti carichi, si sviluppano elevate quantità di calore che, se da una parte favoriscono il completamento dell'ossidazione della carica, dall'altra causano un sensibile aumento degli ossidi di azoto come si può vedere dalla Figura 24 per diversi tipi di combustibili.

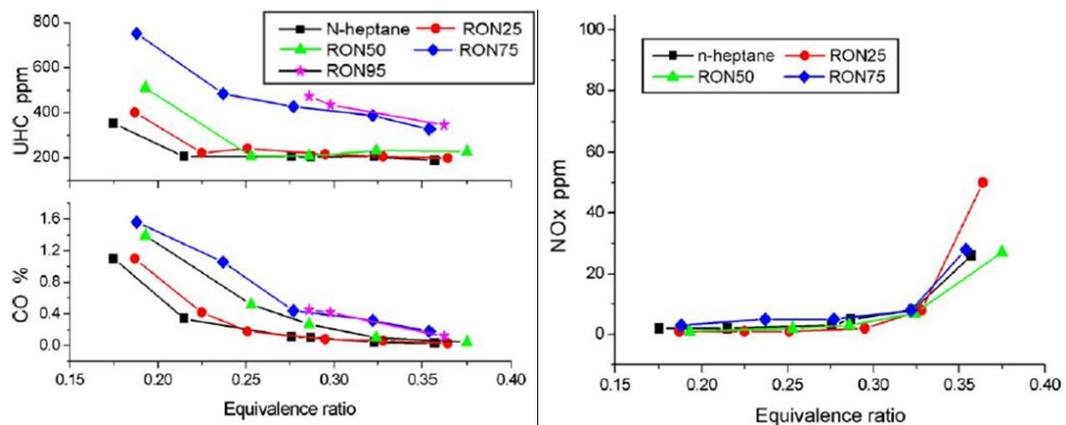


Figura 24 – Andamento delle emissioni inquinanti in funzione del rapporto di equivalenza.

In particolare, per quanto riguarda le emissioni di ossidi di azoto, la Figura 25, tratta dall'articolo [9] presente nella bibliografia, mostra l'andamento delle emissioni di NO_x in funzione di λ . Tale grafico è stato ottenuto simulando le seguenti condizioni operative: rapporto di compressione di 16.8:1, 1000 rpm, pressione all'aspirazione di 1 bar, temperatura di aspirazione di 310 K, utilizzando come combustibile il PRF 60 e facendo variare il rapporto aria/combustibile $\lambda = 2.38 - 2.08$ ($\phi = 0.42 - 0.48$).

Come diminuisce il valore di λ , aumenta la quantità di combustibile presente in camera, così come la massima temperatura raggiunta durante la combustione. Naturalmente questo influenza pesantemente i livelli delle emissioni di NO_x come si può ben vedere dalla Figura 25.

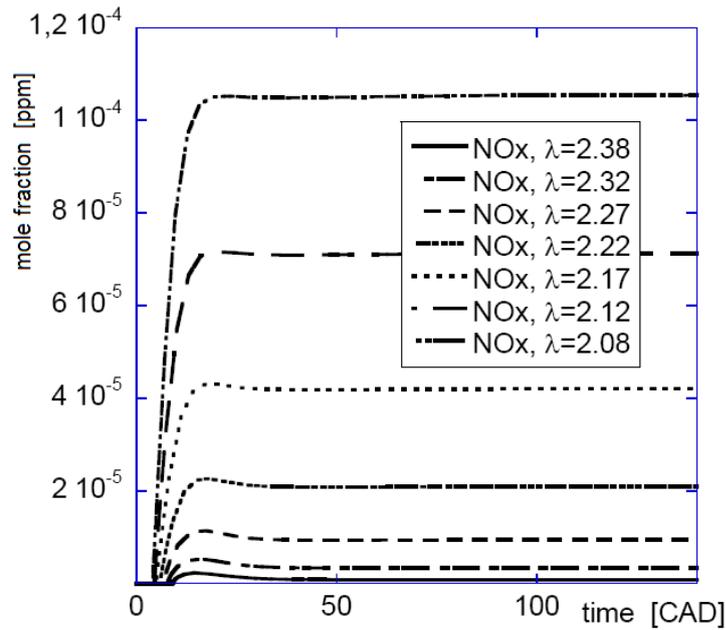


Figura 25 - Livelli di NOx per diversi valori di λ . [9]

Infine, nel grafico presente nella Figura 26 viene mostrato l'andamento delle emissioni degli ossidi di azoto in funzione di λ , all'interno del quale sono inoltre raffigurate le zone di funzionamento di combustibili con diverse caratteristiche.

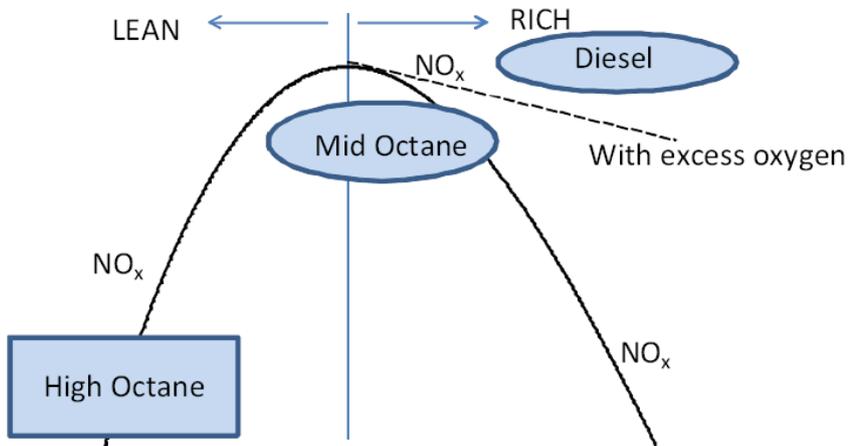


Figura 26 - Variazione delle emissioni di NOx in funzione di λ .

4 Strumenti che consentono la combustione di tipo HCCI

4.1 EGR (*Exhaust Gas Recirculation*)

Il ricircolo dei gas di scarico, EGR, è il metodo più utilizzato per limitare le emissioni di ossidi di azoto nei moderni motori.

Nei motori che sfruttano la combustione di tipo HCCI, oltre a sfruttare questa capacità di riduzione delle emissioni, si può utilizzare l'EGR per controllare il processo di combustione.

Probabilmente l'EGR è uno degli strumenti su cui si è più investigato, ciò è dovuto al fatto che, la combustione di tipo HCCI ha bisogno di operare con un certo grado di diluizione della carica per evitare l'insorgere di problemi di instabilità che portano alla detonazione. Il ricircolo dei gas di scarico è in questo modo diventato una pratica talmente diffusa per realizzare la combustione HCCI da essere molto spesso indicata come uno dei connotati del processo stesso.

L'applicazione dell'EGR su motori che utilizzano la combustione di tipo HCCI, crea molteplici effetti sulla composizione e sullo stato termodinamico della carica intrappolata e quindi sul processo di combustione e sulle emissioni. Tali effetti possono essere riassunti:

1. Effetto preriscaldante
2. Effetto diluente
3. Effetto sulla tonalità termica
4. Effetto chimico

In primo luogo, è possibile controllare la temperatura dell'aria all'ingresso della camera di combustione, attraverso la diversa temperatura dei gas di scarico in ricircolo che si mescolano in fase di aspirazione. L'EGR può essere utilizzato, in questo caso, sia per riscaldare che per raffreddare l'aria in entrata. Facendo variare la quantità di EGR utilizzata, è possibile effettuare un controllo continuo sulla

temperatura all'aspirazione. Ciò è molto importante per il funzionamento HCCI perché influenza sia il momento dell'accensione della carica che il processo stesso di combustione.

In secondo luogo, la creazione di una miscela di aria e gas di scarico, limita la concentrazione di ossigeno, influenzando sia la combustione che la produzione di NO_x allo scarico. Infatti, gli ossidi di azoto si formano in presenza di ossigeno, se tale componente viene a mancare si riesce a limitare questo tipo di emissioni.

Inoltre, l'apporto di gas già combusti, consente di ridurre la tonalità termica della miscela in ingresso. In questo modo si limita l'efficacia del processo stesso, limitando la formazione di ossidi di azoto abbassando i valori di temperatura e pressione durante la combustione. Così facendo, durante la combustione HCCI, è possibile ridurre il rischio di incorrere nella detonazione.

Il tasso di EGR è tipicamente calcolato a partire dalla misurazione della concentrazione di anidride carbonica CO_2 nei condotti di aspirazione e di scarico:

$$EGR \% = 100 \cdot \frac{CO_2 \text{ intake}}{CO_2 \text{ exhaust}}$$

L'effetto dell'utilizzo dell'EGR sulla combustione dipende da come esso è realizzato. Come noto, infatti, si hanno due modalità per effettuare il ricircolo dei gas di scarico: EGR esterno o interno.

Per quanto riguarda l'EGR esterno, dal punto di vista tecnico, non vi sono sostanziali differenze in sede di progettazione di un impianto di EGR in un motore a combustione HCCI soprattutto rispetto ad un motore ad accensione per compressione. Si realizza un collegamento tra lo scarico e l'aspirazione tramite un condotto di by-pass dove parte dei gas combusti ritorna indietro, immettendosi in aspirazione nel ciclo successivo. Il passaggio verso il condotto di aspirazione avviene spontaneamente a causa della maggiore pressione presente allo scarico. Durante la circolazione nel condotto esterno, tali gas subiscono un raffreddamento naturale oppure coercitivo se fatti passare, ad esempio, attraverso uno scambiatore di calore. Inoltre, il by-pass è regolato da una valvola, gestita dalla centralina di controllo del motore: in questo modo si può regolare la quantità di EGR utilizzata, in funzione delle diverse condizioni di funzionamento del motore stesso.

Un'ulteriore classificazione dell'EGR esterno è legata al percorso che seguono i gas combusti per tornare nel cilindro che può essere:

- Lungo (*long route EGR*) o a bassa pressione (*low pressure EGR*), quando i gas combusti sono prelevati alla fine del sistema di scarico, dopo il gruppo di post-trattamento ed inviati nel condotto di aspirazione a monte del compressore. Presenta il vantaggio di rendere disponibile (anche nelle condizioni più critiche del motore) l'intera portata di gas combusti nella turbina di sovralimentazione, di richiedere l'asportazione di una ridotta quantità di calore nello scambiatore EGR e di assicurare una buona miscelazione del flusso EGR con l'aria;

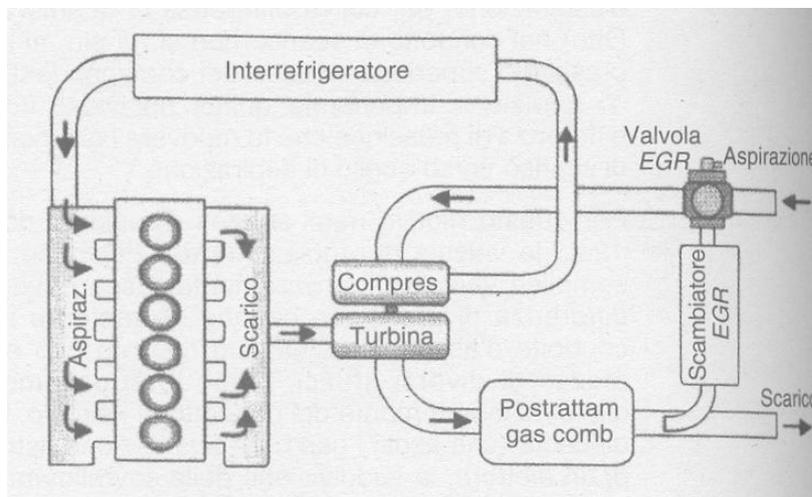


Figura 27 - Rappresentazione schematica di un impianto di ricircolo dei gas combusti, a bassa pressione e di lungo percorso (*long route EGR*). [1]

- Corto (*short route EGR*) o ad alta pressione (*high pressure EGR*), quando i gas combusti appena usciti dal cilindro sono subito riportati nel condotto d'aspirazione a valle del compressore. Presenta il vantaggio di ridurre l'energia spesa per la compressione della nuova carica (perché evita l'inutile espansione dei gas combusti) e di eliminare i rischi di condense acide e di sporcare l'interrefrigeratore.

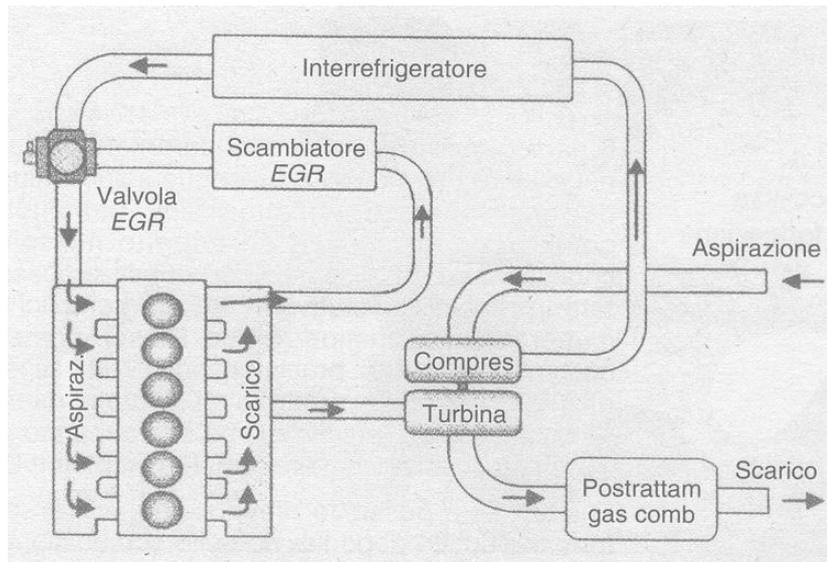


Figura 28 - Rappresentazione schematica di un impianto di ricircolo esterno dei gas combusti, ad alta pressione e di breve percorso (*short route EGR*). [1]

A causa dei limiti di stabilità dai quali è caratterizzata la combustione di tipo HCCI, è necessario diluire la carica con gas inerti caratterizzati da un'elevata capacità termica al fine di limitare l'incremento di temperatura e conseguentemente di pressione. Impiegando l'EGR esterno, si realizza una sorta di zavorra per cautelarsi sia dalla formazione di ossidi di azoto, evitando il raggiungimento di alte temperature, sia soprattutto dall'insorgere di instabilità di tipo detonante.

L'EGR interno, nel corso degli anni, è andato assumendo un'importanza via via crescente, arrivando ad integrare od anche a sostituire quello esterno. La tecnica consiste, semplicemente, nell'intrappolamento di parte dei gas combusti all'interno del cilindro; i gas rimasti in camera, si miscelano successivamente con l'aria fresca proveniente dalla valvola di aspirazione nel ciclo successivo.

Esso può avvenire attraverso la valvola di aspirazione, richiamando nel cilindro la massa di gas combusti trasferita nel collettore d'aspirazione nel periodo di contemporanea apertura delle valvole, oppure attraverso la valvola di scarico riaspirando nel cilindro (dopo la loro fuoriuscita) i gas combusti del ciclo precedente.

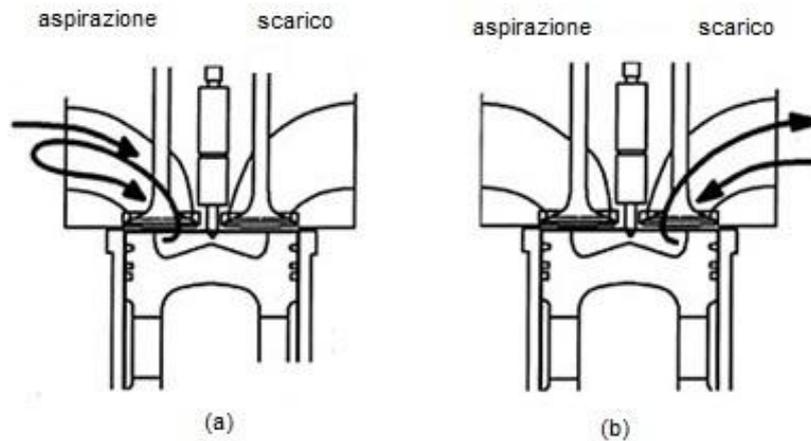


Figura 29 - Rappresentazione schematica del ricircolo interno al cilindro dei gas combusti: a – attraverso la valvola d’aspirazione; b – attraverso la valvola di scarico. [1]

In verità, andrebbe aggiunta una terza possibilità alle due appena descritte, che prevede di evitare l’uscita dal cilindro dei gas da riutilizzare. In ogni caso, la massa di gas combusti ricircolata può essere controllata con precisione, grazie alle potenzialità offerte dai gruppi di attuazione delle valvole completamente variabili in termini sia di alzata che di fasatura (che verranno descritte nel paragrafo successivo), che consentono di realizzare idonee leggi di apertura:

- a) Anticipare l’apertura della valvola di aspirazione rispetto al PMS, in modo da trasferire la massa di gas combusti che si vuole ricircolare nel collettore d’aspirazione, da cui viene poi richiamata nel cilindro insieme alla carica fresca;
- b) Ritardare la chiusura della valvola di scarico rispetto al PMS, in modo da riaspirare all’inizio della corsa di aspirazione dal collettore di scarico la massa di gas combusti richiesta;
- c) Riaprire la valvola di scarico durante la corsa di aspirazione, in modo da riaspirare dal collettore di scarico la massa di gas combusti nella parte finale della corsa di aspirazione;
- d) Trattene nel cilindro la massa di gas combusti da ricircolare, anticipando la chiusura della valvola di scarico e ritardando l’apertura di quella d’aspirazione (per lasciare espandere i gas combusti trattenuti, che sono stati compressi verso la fine della corsa di scarico).

L'impiego di EGR interno risponde a esigenze diverse rispetto all'EGR esterno. Il ricircolo interno dei gas di scarico è impiegato, oltre che per diluire la carica, soprattutto per accumulare energia termica ed eventualmente specie chimiche attive che favoriscano l'accensione spontanea.

Il problema dell'EGR interno applicato alla combustione di tipo HCCI è che, per poter impiegare tale tecnica, occorre disporre di un sistema di distribuzione molto flessibile, con valvole a fasatura variabile sia in aspirazione che allo scarico, che permettano di sfruttare tecniche come il *Negative Valve Overlap* (NVO) o il *rebreathing* (tecniche che verranno descritte più approfonditamente nel prossimo paragrafo). Pertanto, occorre una complicazione strutturale non indifferente.

È bene sottolineare ulteriormente che i due metodi di ricircolo dei gas di scarico (ovvero interno ed esterno) sortiscono effetti abbastanza diversi. Nel caso di EGR esterno (specie se di tipo *low pressure*), si realizza una zavorra in grado di assorbire il calore sprigionato dalla combustione per evitare l'instaurarsi di comportamenti instabili, come la detonazione. Tale strumento sarà utilizzato nel caso di un motore a combustione HCCI alimentato con combustibili ad elevata accendibilità, proprio per cercare di aumentare il carico senza incorrere nella detonazione.

L'EGR interno invece, serve principalmente per apportare calore e quindi favorire l'innescamento della combustione e anche come diluzione della miscela. Tale azione ha luogo a temperature basse, cioè quando non si è ancora innescata la combustione; l'effetto zavorra, tuttavia, rimane una volta che la combustione è innescata. È logico aspettarsi che tale strumento venga invece applicato con combustibili con elevato numero di Ottano, cioè ad alta resistenza all'accensione spontanea.

Naturalmente, è possibile affiancare all'EGR interno un sistema di EGR esterno. In questo modo si realizza un controllo della fase di accensione della miscela molto efficace, potendo scaldare o raffreddare l'aria in ingresso, con, rispettivamente, EGR interno ed esterno, al variare delle condizioni di funzionamento del motore.

Nella Figura 30 si riporta un esempio di fasatura delle valvole, in modo da realizzare un EGR interno di entità consistente. In rosso è evidenziata la zona durante la quale, entrambe le valvole sono chiuse.

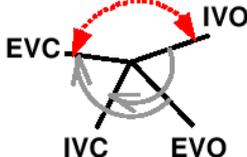
4-Cylinder Engine (L4 : 4-Stroke)	
Bore x Stroke	89 x 80.3 mm
Displacement	1998 cm ³
Compression Ratio	12
Fuel Supply System	Direct Injection
Spray Cone Angle	80deg(Asymmetry)
Intake Air Temp.	30 °C
Fuel	Gasoline (RON=91)
Valve Timing at the Experiment	
	EVO 130 deg. ATDC EVC 275 deg. ATDC IVO -290 deg. ATDC IVC -138 deg. ATDC

Figura 30 - Esempio fasatura valvole per realizzare un sistema EGR interno. [2]

A seconda della modalità con la quale si realizza il ricircolo dei gas combusti, che sia esso interno o esterno, si otterrà, in base a quanto affermato precedentemente, una diversa influenza sul processo di combustione.

Come già detto, per quanto riguarda l'EGR interno, l'effetto sulla combustione è duplice: da una parte, esso fornisce l'energia termica per favorire l'accensione, dall'altra realizza la diluizione necessaria per evitare un rilascio termico troppo brusco che porterebbe all'instabilità per detonazione della combustione.

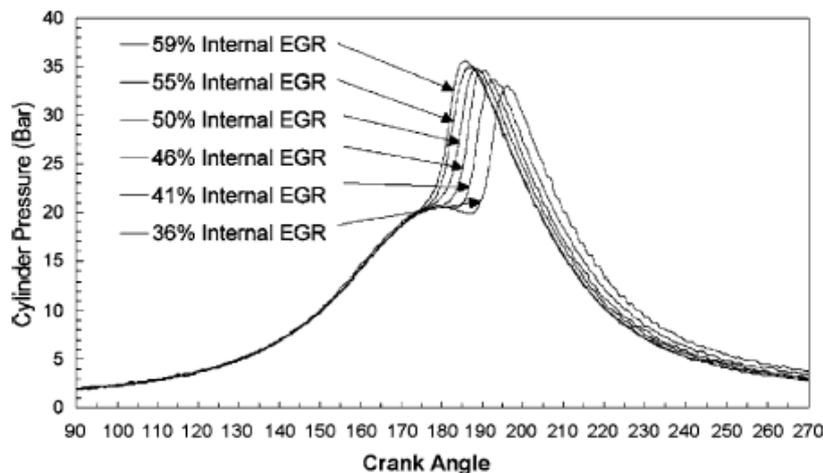


Figura 31 - Effetto EGR interno sulla pressione all'interno del cilindro. [14]

In Figura 31 è illustrato un diagramma in cui sono tracciate le curve di pressione ricavate da una simulazione numerica. Il combustibile, di cui si è simulata la

combustione, è metano, a conferma del fatto che l'EGR interno è impiegato in presenza di combustibili ad elevata resistenza all'accensione spontanea.

Si può osservare quanto già detto in precedenza: il ricircolo interno ha l'effetto di favorire l'accensione della carica presente in camera di combustione apportando energia termica in aspirazione.

Per quanto concerne il ricircolo esterno dei gas di scarico, questa tecnica di diluizione realizza una sorta di zavorra alla reazione esotermica. I gas inerti reintrodotti in camera di combustione possono subire un raffreddamento attivo, se attraversano uno scambiatore di calore, o passivo, nel caso di semplice cessione di calore nell'ambiente circostante. In pratica, in camera è presente una miscela di gas inerti ad elevata capacità termica in grado di assorbire parte del calore rilasciato dalla combustione in modo da limitare l'incremento di pressione e di temperatura.

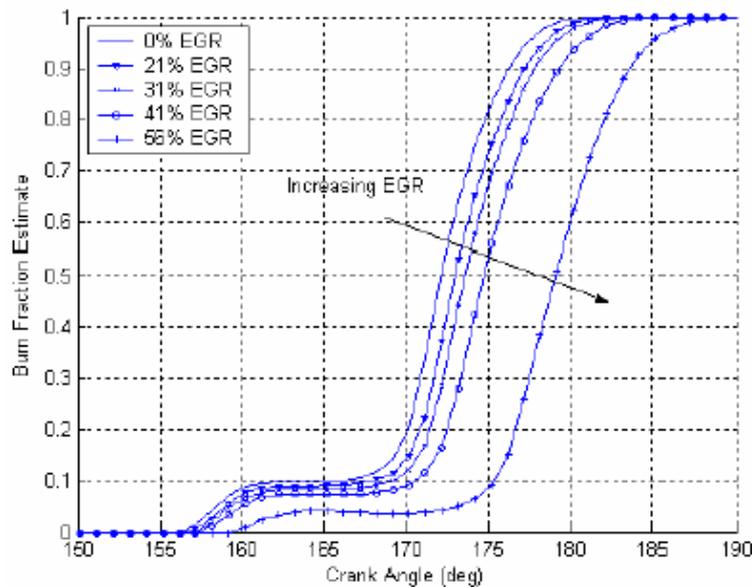


Figura 32 - Effetto dell'EGR esterno (non raffreddato). Dati ricavati da combustione HCCI realizzata con n-ettano. [15]

La Figura 32 mostra l'effetto dell'EGR esterno non raffreddato sulla reazione di combustione di tipo HCCI. L'incremento della diluizione con EGR esterno non raffreddato sortisce un effetto inibitore sulla reazione che pertanto viene ritardata. Molto interessante il fatto che, come mostrano i due flessi della curva di rilascio del calore, il grafico si riferisce a una combustione HCCI di n-ettano. Il ritardo di accensione provocato dal ricircolo esterno, infatti, può essere utilizzato per

smorzare la facilità di accensione dei combustibili a bassa resistenza alla detonazione, come appunto il gasolio, per poter spostare la combustione verso il punto morto superiore, dove è più efficace.

Si registra anche una diminuzione della fase a bassa temperatura. Questo è un altro effetto del potere ritardante della miscela ad elevata capacità termica. Spostando la reazione verso il PMS, essa si sviluppa nel dominio di angoli di manovella caratterizzato dalle condizioni di pressione e temperatura maggiori, per cui la durata delle fasi preliminari, che portano in seguito alla fase esplosiva (HTRT), sarà anche leggermente più breve in quanto si raggiungono più in fretta i valori termodinamici di soglia.

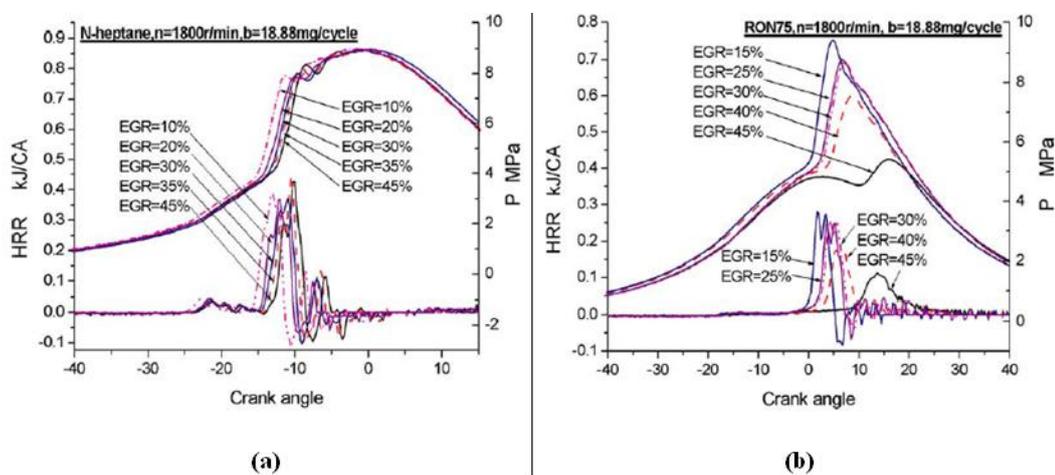


Figura 33 - Curve di pressione e grado di rilascio del calore al variare del tasso di EGR esterno raffreddato. (a) n-ettano; (b) miscela RON = 75. [16]

In Figura 33 sono tracciate le curve di pressione e di grado di rilascio del calore per combustioni di tipo HCCI dove, nel primo caso viene utilizzato n-ettano, mentre nel secondo una miscela con RON=75, al variare del tasso di EGR esterno raffreddato. Si osserva che l'effetto inibitorio è molto più pesante nel caso di combustibile ad elevata resistenza all'accensione spontanea. Come si può notare, in questo caso, la combustione è innescata all'altezza del punto morto superiore, quindi un ritardo implica spostarsi nella corsa di discesa del pistone, caratterizzata dalla riduzione della temperatura e della pressione; per cui si registra uno spostamento ed un abbassamento del picco di pressione molto consistenti, come indicato dal diagramma.

Alla luce di quanto visto a proposito dell'influenza sulla fasatura, è logico aspettarsi due effetti distinti del ricircolo dei gas di scarico sul campo operativo della combustione di tipo HCCI, a seconda della modalità con la quale si realizza. L'EGR interno, come detto precedentemente, favorisce l'accensione della miscela ed è per questo motivo che è indicato quando vengono utilizzati combustibili con elevato RON. Si può immaginare che l'impiego di questa tecnica abbia consentito di estendere il campo operativo della combustione HCCI di tali combustibili verso carichi più bassi e verso velocità di rotazione maggiori, cioè oltre le soglie di instabilità per mancata accensione.

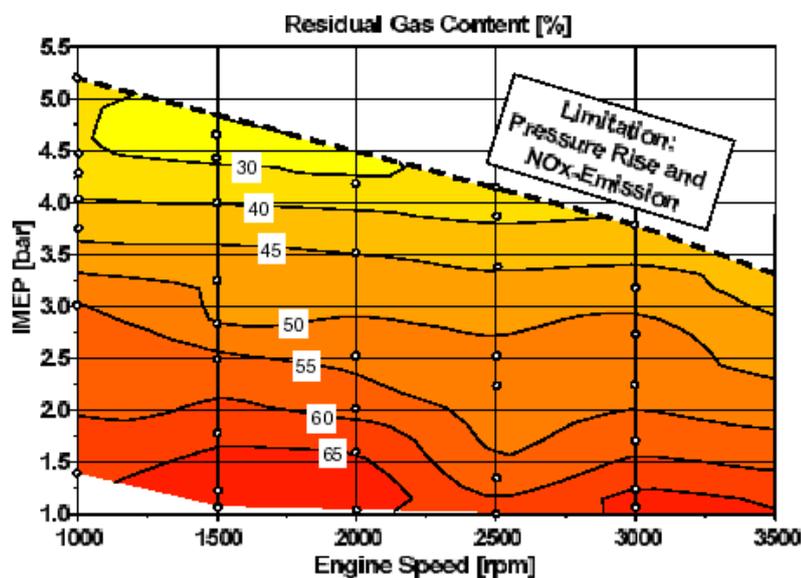


Figura 34 - Campo operativo combustione HCCI con EGR interno utilizzando benzina commerciale europea. Le curve indicate sono iso-%EGR. [17]

Nella Figura 34 è rappresentato il range operativo della combustione HCCI realizzata con benzina commerciale europea (RON = 95), attraverso la tecnica del ricircolo interno dei gas di scarico. Si può osservare come l'impiego di massicce quantità di EGR interno, oltre il 55%, consente di realizzare una combustione stabile ai bassi carichi e con regimi di rotazione elevati.

Il ricircolo esterno dei gas di scarico è stato descritto come una tecnica che ritarda l'accensione della carica e che, allo stesso tempo, riduce i picchi di pressione e temperatura all'interno della camera di combustione. Si può immaginare che venga utilizzato per ampliare il campo operativo oltre i limiti imposti dall'instaurarsi di processi destabilizzanti come la detonazione.

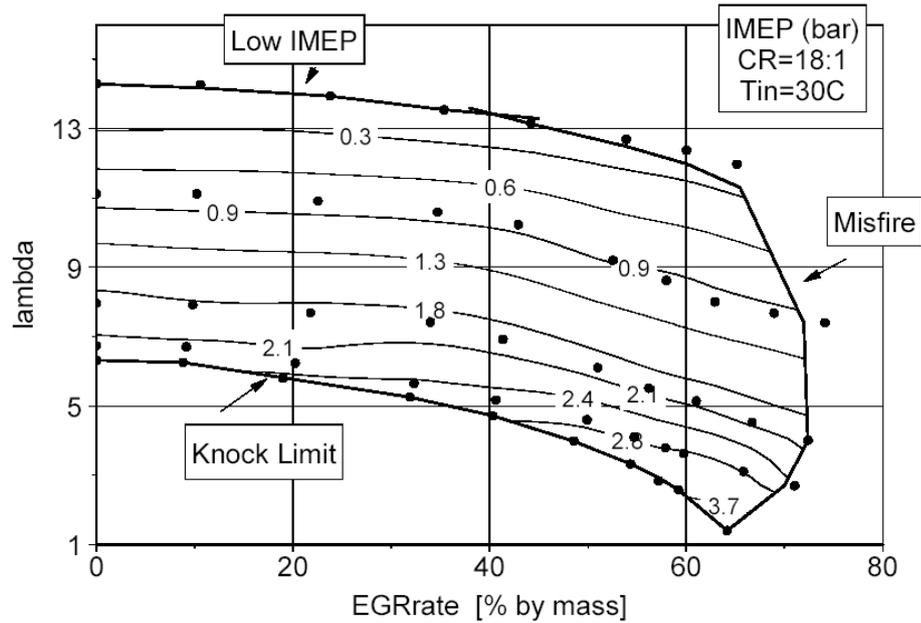


Figura 35 - Campo operativo combustione HCCI di n-ettano con EGR esterno raffreddato. Sono indicate le curve iso-IMEP. [18]

Nella Figura 35 viene mostrato il contorno del range operativo della combustione di tipo HCCI di n-ettano in funzione del tasso di EGR esterno raffreddato e di λ . Il diagramma mostra in maniera chiara come sia possibile ottenere valori di IMEP consistenti per una combustione HCCI o in generale, come sia possibile operare in condizioni vicine allo stechiometrico impiegando un tasso elevato di EGR.

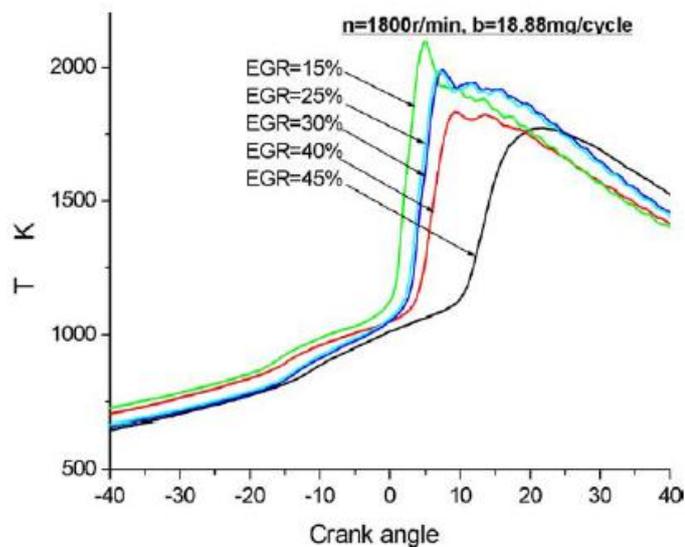


Figura 36 - Andamento della temperatura al variare dell'EGR esterno raffreddato. [17]

Nella Figura 36 è rappresentato l'effetto zavorra dell'EGR esterno raffreddato sulla temperatura in camera di combustione. Si osserva la graduale diminuzione del picco raggiunto al crescere del tasso di ricircolo dei gas combusti. In particolare è interessante notare la scomparsa delle oscillazioni tipiche di instabilità detonante.

Per quanto riguarda l'effetto dell'EGR sulle emissioni inquinanti e sulle prestazioni del motore, consideriamo ancora le simulazioni effettuate nello studio tratto dall'articolo [10] (già utilizzate nel paragrafo 3.3).

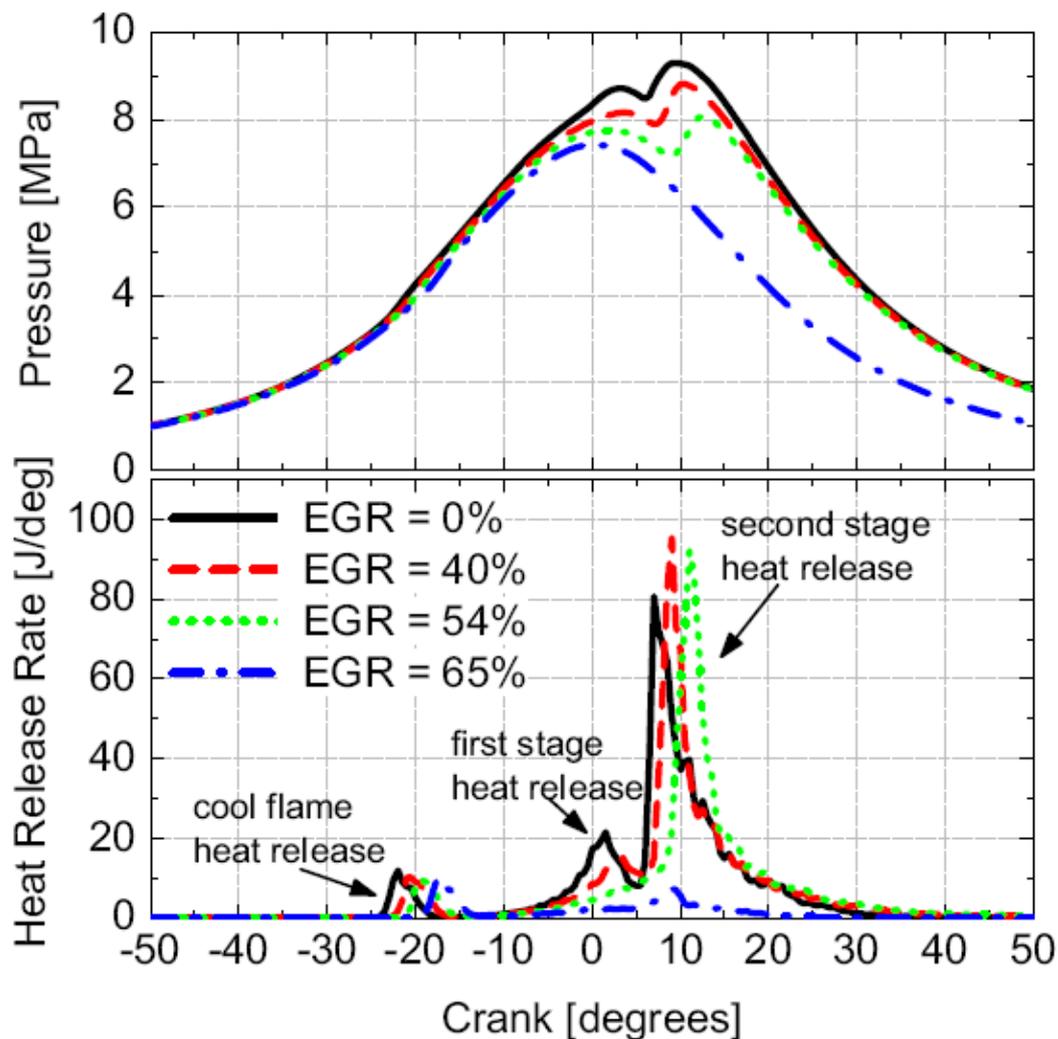


Figura 37 - Pressione e rilascio del calore per diversi valori del tasso di EGR. [10]

Nella Figura 37 si può osservare come l'aumento del tasso di EGR provochi un ritardo nella reazione "cool flame", una minore entità della prima fase di rilascio del calore e un ritardo della seconda fase di rilascio del calore.

Aumentando il tasso dell'EGR dallo 0% al 50%, il ritardo del rilascio di calore e l'aumento della capacità termica della miscela, causa la diminuzione della temperatura e la conseguente diminuzione delle emissioni di ossidi di azoto.

L'utilizzo dell'EGR, come già accennato, riduce la concentrazione di ossigeno all'interno della carica, in questo modo si spiega l'aumento delle emissioni di soot (anche se di lieve entità), HC e CO.

L'incompleta combustione e il rilascio di calore ritardato sono invece i responsabili dell'aumento del consumo specifico (ISFC).

Il tasso di aumento della pressione (PRR – *Pressure Rise Rate*), invece, rimane relativamente costante per valori di EGR non superiori al 40%.

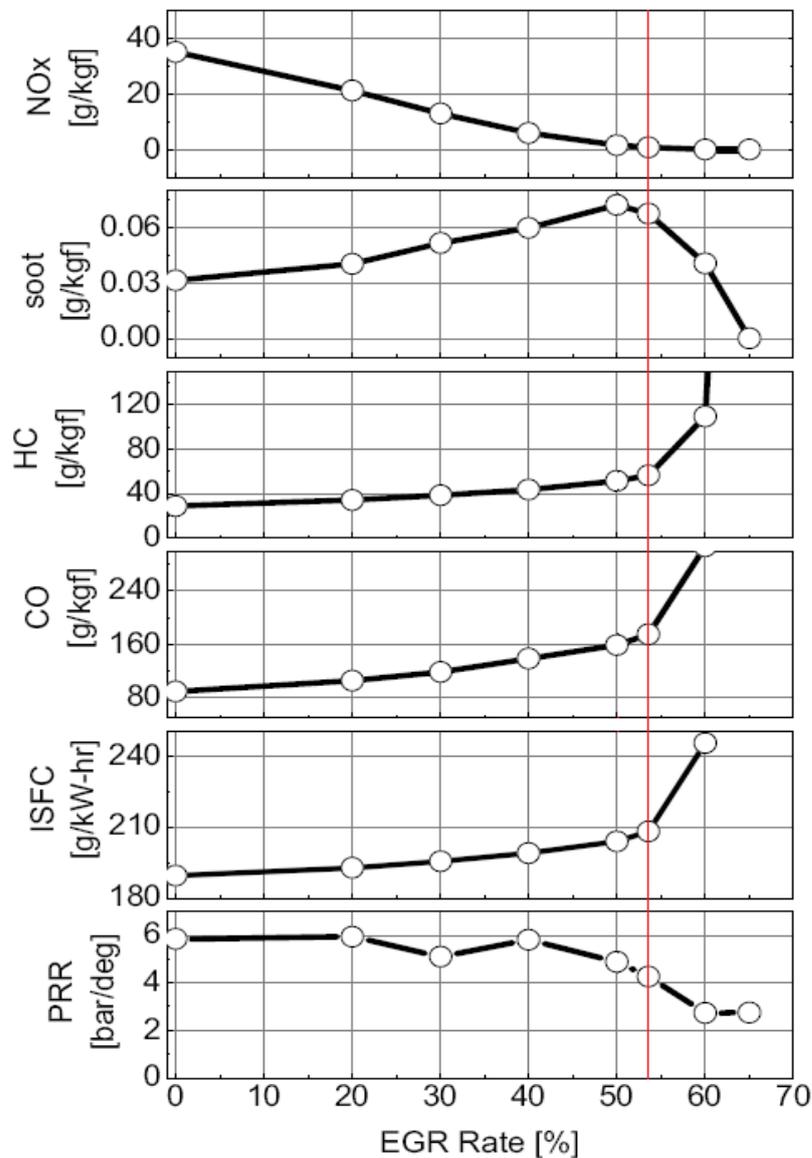


Figura 38 - Effetti del tasso di EGR sulla performance del motore. La linea rossa indica il punto di ottimo ottenuto dalla simulazione (54%). [10]

Aumentando il tasso di EGR oltre il 50% si osserva un'ulteriore diminuzione delle emissioni di NO_x e del tasso di aumento della pressione. Anche le emissioni di soot diminuiscono al diminuire della temperatura: evidentemente, l'aumento dell'EGR oltre il 50%, ha provocato lo spostamento al di fuori della regione di formazione del soot sul piano ϕ -T (vedi Figura 9).

Tuttavia, la riduzione della temperatura provoca un incremento notevole delle emissioni di HC, CO e del consumo specifico, come si può notare nella Figura 38.

L'algoritmo genetico utilizzato nella simulazione ha selezionato come valore di ottimo per il tasso di EGR il 54%: tale valore rappresenta un compromesso tra basse emissioni di NO_x, basso PRR ed una buona efficienza della combustione.

Interessanti sono anche le immagini tratte dall'articolo [8], nel quale sono stati riportati i risultati di esperimenti effettuati su un motore da ricerca a singolo cilindro a 4 valvole, con dimensioni riportate nella Tabella 3, dove sono stati impiegati diversi combustibili in diverse condizioni di carico e di velocità di rotazione.

Compression ratio	16:1
Displacement	0.537 l
Bore	88 mm
Stroke	88.3 mm
Connection rod length	149 mm
IVO	362 CAD
IVC	595 CAD
EVO	143 CAD
EVC	385 CAD

Tabella 3 – Principali dimensioni e caratteristiche del motore da ricerca [8]

In questo studio è stato impiegato un compressore d'aria esterno per simulare le condizioni di sovralimentazione, mentre la temperatura dell'aria in ingresso è stata mantenuta costante a 60°C per tutti gli esperimenti.

Nel momento in cui viene utilizzato anche il sistema EGR, la pressione allo scarico viene impostata 0.2 bar superiore rispetto alla pressione presente nel collettore d'aspirazione. I gas riciclati vengono poi raffreddati alla stessa temperatura dell'aria aspirata (60°C). Nei vari casi sperimentati è stata sempre utilizzata una singola iniezione.

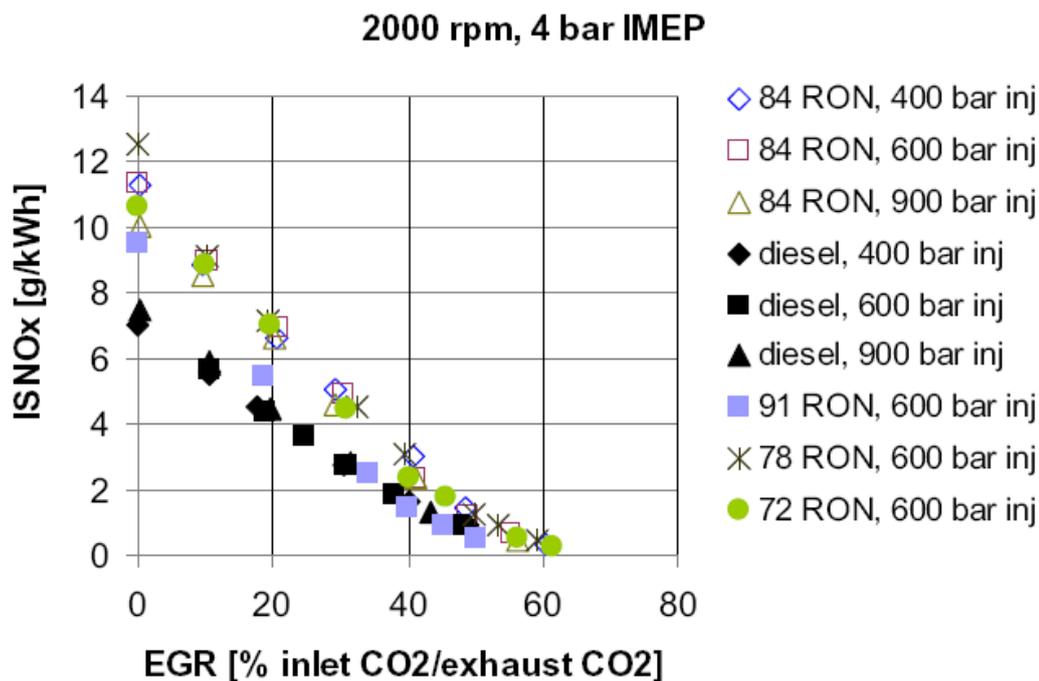


Figura 39 - ISNO_x in funzione del tasso di EGR per diversi combustibili e diverse pressioni di iniezione a 2000 rpm e IMEP di 4 bar. [8]

Il grafico presente nella Figura 39 mostra l'andamento delle emissioni specifiche indicate di NO_x al variare del tasso di EGR per diversi combustibili e per diverse pressioni di iniezione. La velocità di rotazione è di 2000 rpm, mentre la portata di combustibile viene fissata in modo tale da ottenere un IMEP di 4 bar. La pressione all'aspirazione è di 2 bar e il CA50 è fissato a 11 CAD ATDC.

Si può notare dal grafico come, la variazione della pressione di iniezione da 400 a 900 bar non ha alcuna influenza sul rapporto tra le emissioni di NO_x e il tasso di EGR per il diesel e il RON 84. Inoltre per elevati valori di EGR, le emissioni di NO_x sono simili per tutti i tipi di combustibili considerati. Per mantenere le emissioni di ossidi di azoto al di sotto di 0.3 g/kWh bisogna utilizzare un tasso di EGR del 55% circa.

Questo comportamento è confermato anche nel caso in cui si operi con elevati carichi, come si può vedere nella Figura 40. In questo caso, si è mantenuta costante anche la pressione di iniezione a 900 bar per tutti i combustibili mentre la IMEP è stata aumentata da 4 a 10 bar mantenendo costante la velocità di rotazione a 2000 rpm. In queste condizioni il tasso di EGR necessario per mantenere le emissioni di NO_x al di sotto di 0.3 g/kWh è del 45%.

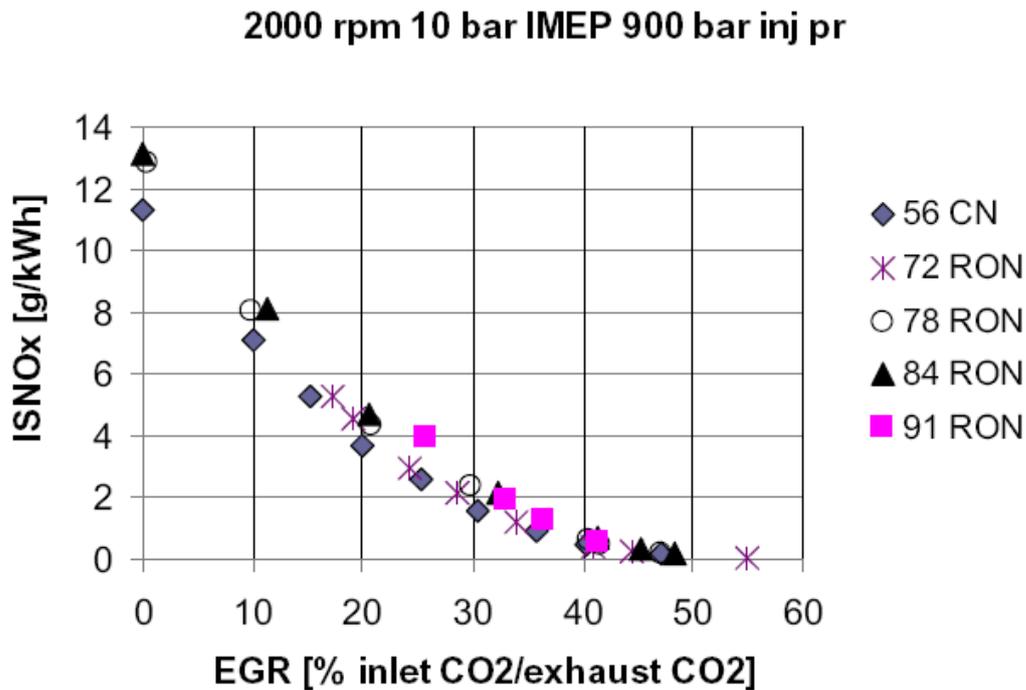


Figura 40 - ISNO_x in funzione del tasso di EGR per diversi combustibili. [8]

4.2 Azionamento variabile delle valvole (VVA)

L'autoaccensione di una carica omogenea è molto sensibile alle diverse condizioni operative. Come più volte sottolineato, il ricircolo dei gas combusti assume un ruolo fondamentale nella combustione di tipo HCCI. Il processo di combustione dipende in maniera significativa dalle condizioni fisiche e chimiche all'interno del cilindro.

Per ottenere un funzionamento stabile, è necessaria una fase di controllo affidabile e allo stesso tempo rapida nella risposta. Un modo per controllare la fase di combustione è utilizzare un sistema variabile di controllo delle valvole.

Nei motori tradizionali le leggi di apertura e chiusura delle valvole, sia in termini di angoli (fasature) che di alzate, si mantengono fisse al variare dei giri e del carico del motore. Esse infatti sono determinate dalla geometria degli eccentrici e delle interposte catene cinematiche, che comandano le valvole. Nei motori di uso comune si è scelto di conservare invariata la forma di tutti questi elementi per ragioni di semplicità costruttiva e di affidabilità.

I vantaggi offerti, però, da un azionamento variabile delle valvole in termini di: incremento delle prestazioni, riduzione dei consumi e controllo della qualità dei gas di scarico, appaiono molto interessanti, soprattutto per i motori destinati alla trazione stradale che lavorano su un ampio campo di numero di giri e di carichi.

Molti costruttori stanno quindi da tempo cercando di sfruttare le nuove possibilità offerte dalle più avanzate tecnologie (nel campo della meccanica, idraulica, elettronica, elettromagnetismo, ecc.) per realizzare l'obiettivo di comandare l'apertura e la chiusura delle valvole nella misura e nell'istante ottimale per ogni condizione di funzionamento del motore. Avere la possibilità da ciclo a ciclo di poter variare l'istante di apertura e chiusura delle valvole di aspirazione e di scarico, significa poter creare da ciclo a ciclo, le condizioni più favorevoli per la combustione di tipo HCCI, al variare delle condizioni di funzionamento del motore.

Lo sforzo di innovazione è stato inizialmente rivolto alla messa a punto di ingegnosi sistemi idraulici, chiamati variatori di fase di prima generazione, capaci di variare (nelle prime versioni in modo discreto, mentre in quelle successive con continuità) la sola fasatura in funzione del regime e/o del carico del motore.

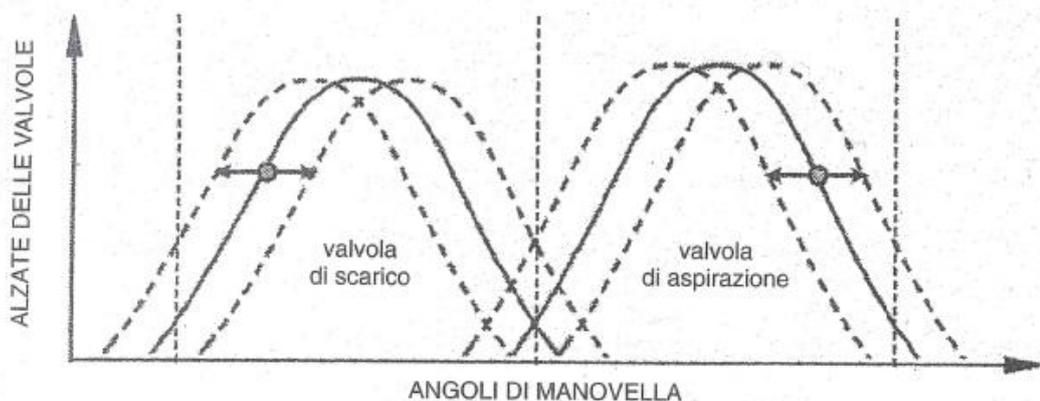


Figura 41 - Esempio di variatore di fase di prima generazione. Le curve tratteggiate delimitano il campo di variabilità delle fasature delle valvole di scarico e di aspirazione, che possono essere ottenute montando due variatori di fase continui sui rispettivi assi a camme separati (nel caso di un motore con due distinti assi a camme). [1]

Si possono così ottimizzare su tutto il campo di funzionamento del motore gli angoli di apertura e di chiusura delle valvole (per ottimizzare il riempimento dei cilindri e quindi la curva di coppia), sia il ricircolo dei gas combusti interno ai cilindri (per controllare la qualità dei gas di scarico).

I sistemi successivi (di seconda generazione) hanno introdotto la possibilità di modificare, oltre alla fase, anche l'alzata della valvola.

Attualmente sono in fase di pieno sviluppo sistemi di terza generazione, capaci di sfruttare pienamente il potenziale di innovazione insito nel concetto di azionamento variabile, con un totale e flessibile controllo delle leggi di moto delle valvole in funzione del regime e del carico del motore.

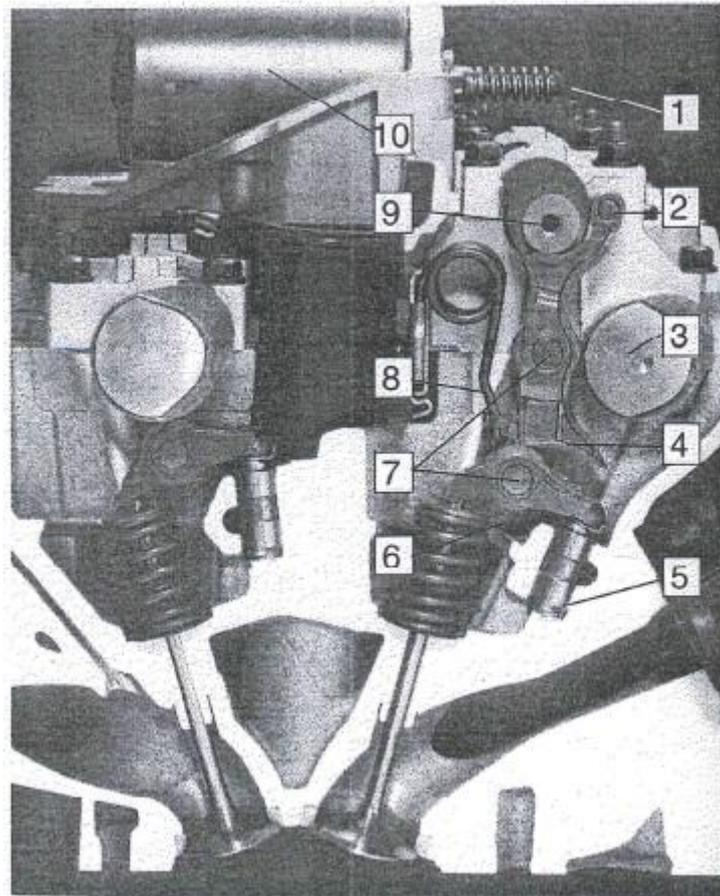


Figura 42 - Dispositivo di tipo meccanico di attuazione variabile della valvola: 1) vite-ruota dentata; 2) perno; 3) camma; 4) cedente; 5) recupero dei giochi; 6) bilanciere; 7) rullini; 8) molla; 9) eccentrico oscillante; 10) motore elettrico. [1]

La Figura 42 mostra un esempio di dispositivo di tipo meccanico dove la camma (3) non agisce direttamente sul bilanciere (6) di comando della valvola, ma lo aziona attraverso un cedente sagomato (4), che è mantenuto in contatto con la camma dalla molla (8). Il motore elettrico (10), muovendo un eccentrico oscillante (9) per mezzo di una coppia vite senza fine-ruota dentata(1), cambia la posizione del cedente (facendolo ruotare attorno al perno (2) posto al suo estremo superiore) rispetto alla camma, in modo che la massima alzata, trasmessa allo stelo della

valvola, è ridotta con continuità dal suo massimo valore fino a circa un decimo. Due rullini (7) evitano lo sfregamento con le superfici di contatto, riducendone l'usura ed il rumore prodotto. Infine un gruppo idraulico (5) permette di recuperare i giochi meccanici, necessari per consentire a ciascun componente di dilatarsi liberamente per effetto termico.

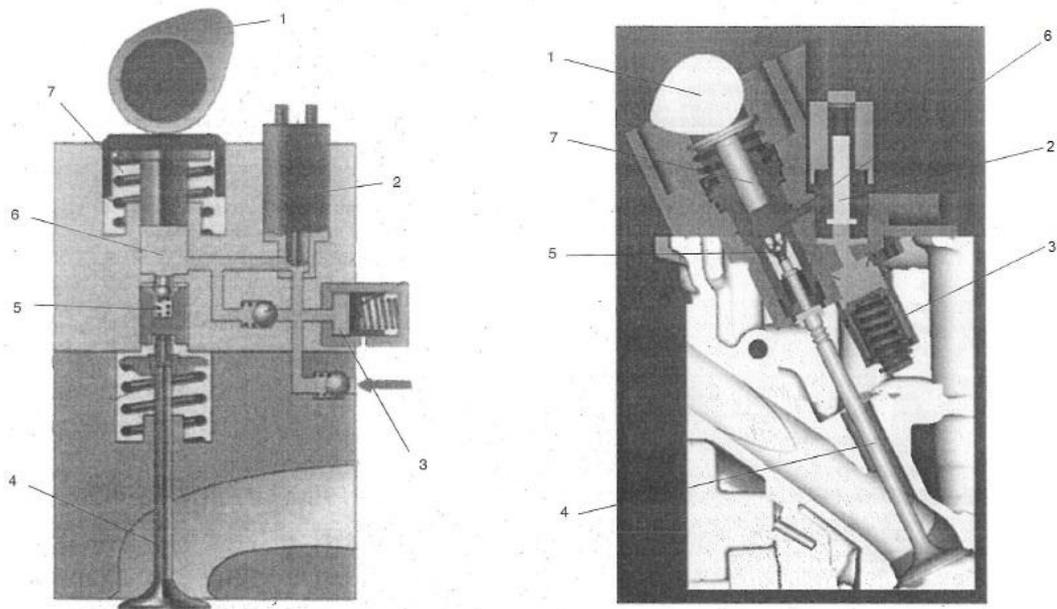


Figura 43 - Schema e rappresentazione tridimensionale di un tipico esempio di sistema di azionamento variabile delle valvole di terza generazione di tipo idraulico: 1) camma; 2) elettrovalvola; 3) accumulatore; 4) valvola a fungo; 5) circuito idraulico ausiliario; 6) circuito idraulico principale; 7) pistone pompa. [1]

Un tipico dispositivo di tipo idraulico è poi illustrato nella Figura 43 dove una camma (1) agisce sul pistone-pompa (7) producendo un brusco incremento di pressione nel circuito idraulico principale (6) di comando della valvola. I tempi e la durata della sua effettiva azione (che determina la fasatura e la legge di alzata della valvola) sono ottimizzate in funzione dei giri e del carico del motore grazie all'intervento di un'elettrovalvola (2) che controlla il riflusso dell'olio in pressione dal circuito. Il comando viene poi trasmesso alla punteria della valvola a fungo attraverso un circuito idraulico ausiliario (5), le cui caratteristiche permettono di regolare la legge di apertura e di chiusura.

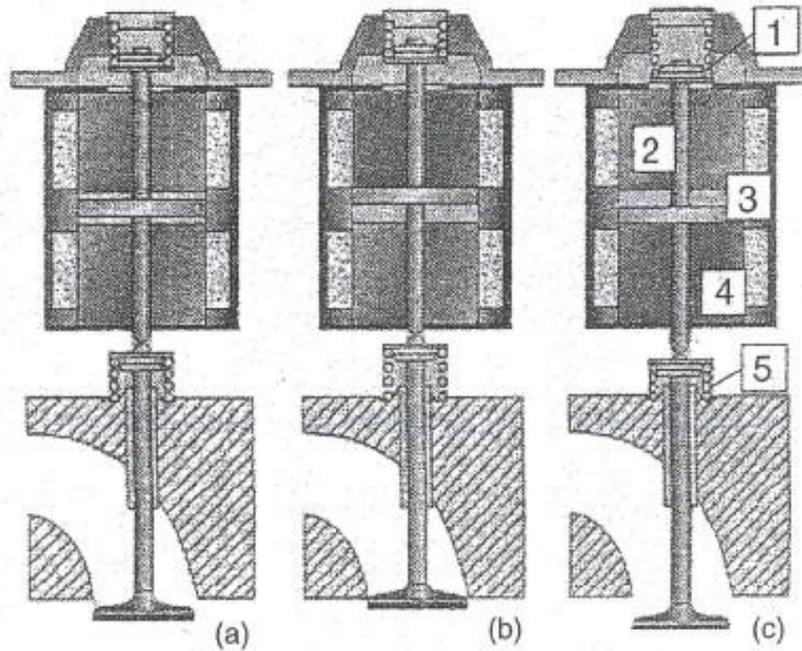


Figura 44 - Dispositivo di tipo elettro-magnetico di attuazione variabile della valvola: a – parzialmente chiusa; b – chiusa; c – aperta. 1) molla; 2) attuatore; 3) guida; 4) bobina; 5) molla. [1]

La Figura 44 mostra lo schema di funzionamento di un dispositivo di tipo elettromagnetico, che permette di eliminare completamente l'asse a camme perché è in grado di comandare l'apertura delle valvole con singoli attuatori che agiscono direttamente su ciascuna di esse. Infatti, nel momento in cui viene eccitata la bobina inferiore di apertura (4), l'attuatore (2) viene attratto dal campo magnetico generato, provocando l'apertura della valvola. La chiusura della valvola, invece, è comandata dall'eccitazione della bobina superiore, che inverte il moto dell'attuatore, e dall'azione delle molle (1 e 5) di richiamo e di sicurezza. Questa soluzione presenta potenzialità di grande interesse, ma presenta dei limiti al suo sviluppo concreto dovuti ai grandi pesi ed ingombri per unità di potenza messi in gioco, e al rischio di interferenza tra pistoni e valvole nel caso di malfunzionamento.

Riassumendo i vantaggi offerti dai sistemi di azionamento totalmente variabile delle valvole (in termini sia di fasature che di alzate):

1. È possibile ottimizzare il riempimento su tutto il campo di funzionamento del motore, migliorandone le prestazioni (in termini di coppia e di

- potenza) e la prontezza di risposta durante i transitori (con conseguente miglioramento della guidabilità del veicolo);
2. Si può regolare il carico del motore controllando direttamente la massa d'aria aspirata per ogni ciclo da ciascun cilindro. Rispetto ad un motore ad accensione comandata si eliminano le perdite di energia dovute al ciclo di pompaggio;
 3. È permesso controllare il processo di combustione (generando nel cilindro movimenti turbolenti per mezzo di diverse leggi di moto delle valvole d'aspirazione di ciascun cilindro) e la qualità dei gas di scarico (ottimizzando il ricircolo dei gas combusti interno al cilindro ed il procedere della stessa combustione).

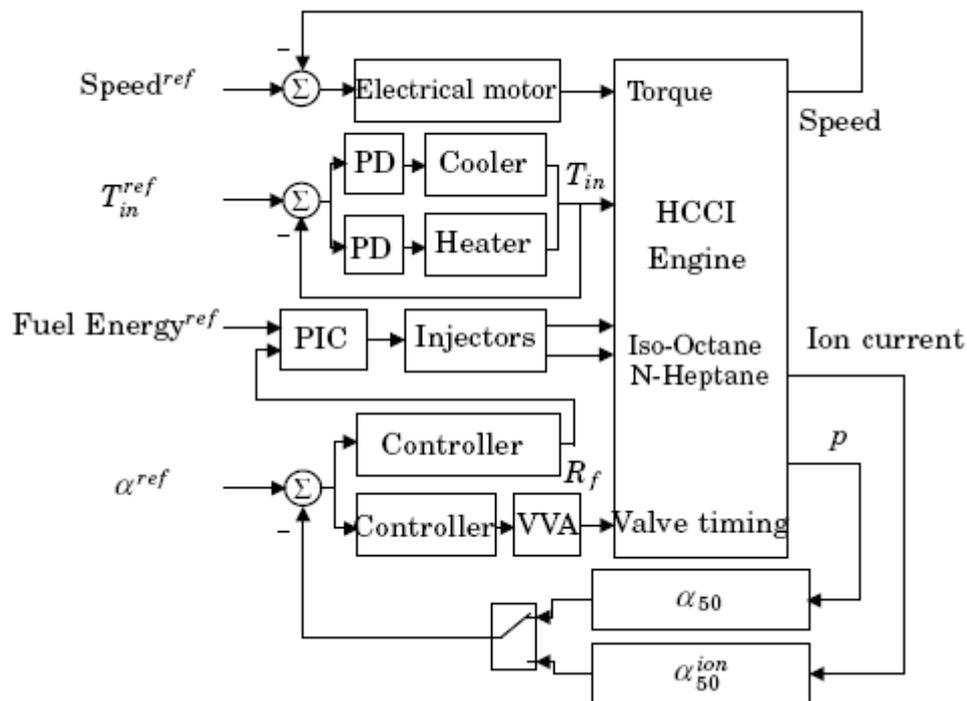


Figura 45 – Esempio di sistema di controllo [5]

In Figura 45 è rappresentato un esempio di schema del setup del sistema di controllo che si utilizza per applicazioni da laboratorio. Si può notare come il controllo delle valvole sia gestito in retroazione utilizzando il CA50 (qui indicato con il simbolo α_{50}) come riferimento, utilizzando sensori di pressione presenti in camera di combustione.

Per quanto concerne la logica del controllo, esistono tre diverse metodologie di controllo applicabili al sistema VVA. Un controllo proporzionale integrale derivativo (PID), consente essenzialmente di esprimere i parametri in funzione del tempo attraverso un algoritmo numerico. L'equazione che caratterizza questo tipo di controllo può essere scritta come:

$$u(t) = K(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau - T_d \frac{dy}{dt})$$

dove $e = y_r - y$ è l'errore, K è la costante di guadagno, $T_{i,d}$ sono le costanti di tempo integrale e derivativo. Una tecnica dinamica di controllo può essere effettuata attraverso l'utilizzo di una linea gaussiana quadratica (LQG): in questo caso l'obiettivo è quello di ridurre al minimo il divario tra la funzione descrittiva del modello e ciò che accade realmente. Infine si può utilizzare un modello di controllo predittivo (MPC), che permette di dare un orizzonte, in istanti ben definiti, sui vari parametri.

4.3 La tecnologia SKYACTIV-D

Un esempio concreto dei vantaggi offerti dall'utilizzo di un sistema VVA è la tecnologia SKYACTIV creata dalla Mazda e applicata sia ai motori Diesel che ai motori benzina. In pratica, i ricercatori, hanno creato un motore Diesel con un rapporto di compressione di 14:1, molto inferiore al rapporto di compressione tipico di un tradizionale motore Diesel. Tale valore permette di migliorare il rendimento poiché l'iniezione e la combustione avvengono molto più in prossimità del punto morto superiore rispetto al classico Diesel, dove invece l'iniezione avviene dopo il PMS (per limitare le emissioni di NO_x). Questo comporta una maggiore quantità di lavoro ottenuto nella fase utile di espansione, come si può vedere nella Figura 46.

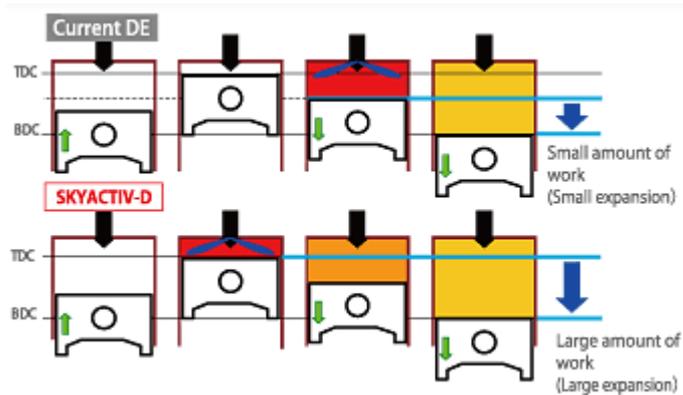


Figura 46 - Aumento del rapporto di espansione causato da un minore rapporto di compressione. [12]

Un basso rapporto di compressione provoca un abbassamento della temperatura e della pressione durante la fase di compressione, di conseguenza la combustione richiederà più tempo, anche quando il combustibile viene iniettato vicino al PMS. Ciò permetterà un miglior grado di miscelazione tra aria e combustibile riducendo, di conseguenza, le emissioni di NO_x e soot.

Inoltre, a causa del basso rapporto di compressione, la massima pressione nel cilindro durante la combustione nello SKYACTIV-D (così è stato chiamato il motore Diesel della Mazda che sfrutta tale tecnologia) è inferiore rispetto al classico motore Diesel. Quindi è stato possibile apportare dei miglioramenti strutturali come l'utilizzo dell'alluminio come materiale per il blocco del cilindro risparmiando circa 25 kg rispetto al Diesel; oppure la riduzione del diametro dell'albero a gomiti da 60mm a 52mm riducendo il peso del 25% rispetto al Diesel. Il risultato di queste ottimizzazioni strutturali è una forte riduzione degli attriti meccanici, come si può osservare dalla Figura 47.

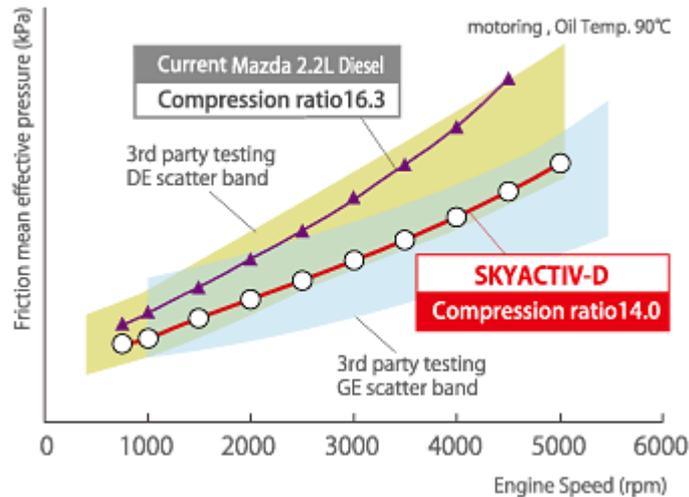


Figura 47 – Pressione media effettiva dell’attrito in funzione della velocità di rotazione del motore. Si può notare come la riduzione del rapporto di compressione provochi una diminuzione dell’attrito. [12]

Ci sono principalmente due problemi dovuti all’utilizzo di un rapporto di compressione così basso. In primo luogo, quando la pressione di compressione viene ridotta, la temperatura, durante le operazioni a freddo, all’interno della camera di combustione, è troppo bassa per provocare la combustione causando il mancato avviamento del motore all’accensione. In secondo luogo, sempre a causa di pressione e temperatura troppo basse, durante le operazioni a freddo, sarà molto probabile incorrere in fenomeni di *misfire*.

Il problema del mancato avviamento è stato risolto attraverso l’utilizzo di piezo-iniettori multi foro che, con un massimo di 9 iniezioni per fase di combustione, variabili a seconda delle condizioni di funzionamento, garantiscono un miglior grado di miscelazione. I fenomeni di *misfire* che avvengono durante le operazioni a freddo, subito dopo l’avviamento del motore, sono stati eliminati grazie all’utilizzo di un sistema VVA ad alzata variabile, applicato alle valvole di scarico.



Figura 48 – Valvola ad alzata variabile. [12]

Durante la fase di compressione, le valvole di scarico vengono aperte leggermente permettendo ai gas di scarico, del ciclo precedente, di poter essere riaspirati all'interno del cilindro, aumentando la temperatura dell'aria. In questo modo la temperatura durante la fase di compressione aumenterà stabilizzando il processo di combustione.

Riassumendo, secondo i ricercatori di Mazda, i principali vantaggi dello SKYACTIV-D sono:

- miglioramento del 20% del rendimento indicato grazie all'utilizzo di un rapporto di compressione di 14:1;
- ottemperanza delle normative globali sulle emissioni inquinanti (EURO 6 per l'Europa, Tier2Bin5 per il nord America) senza l'ulteriore utilizzo di sistemi di post-trattamento per i NO_x (SCR).

5.4 Confronto tra strategie di azionamento variabile delle valvole applicate a casi di combustione SI e HCCI

Di particolare interesse è l'articolo [13] presente in bibliografia. In questo studio, gli autori, hanno eseguito dei confronti tra la combustione SI e la combustione di tipo HCCI ai quali sono stati applicate diverse strategie di azionamento variabile delle valvole.

Gli esperimenti sono stati eseguiti su un singolo cilindro del motore light-duty Volvo D5, equipaggiato, appunto, con un sistema di azionamento valvole completamente variabile. Le principali caratteristiche del motore sono elencate nella Tabella 4.

Displacement (one cylinder)	0.48 Liters
Bore	81 mm
Stroke	93.2 mm
Compression ratio	16.5:1
Combustion chamber	Pancake cylinder head, modified piston crown
Valve timings	Fully flexible
Maximum valve lift	5 mm
Fuel	Gasoline (RON95), port-fuel injected

Tabella 4 – Caratteristiche motore. [13]

Il combustibile utilizzato è la benzina commerciale (RON 95) e, come si può vedere dalla Figura 49, la corona del pistone è stata modificata in modo tale da poter essere installata sulla testa del pistone usato nel motore Volvo D5.

Inoltre, non è stato utilizzato il sistema EGR esterno raffreddato.



Figura 49 – Corona del pistone modificata. [13]

In questo studio sono state confrontate tre diverse strategie di azionamento delle valvole per la combustione SI e quattro diverse strategie per la combustione di tipo HCCI.

Per quanto riguarda i casi SI, la combustione è stechiometrica. La fase di combustione è controllata dalla candela mentre il carico è regolato dalla farfalla (caso standard o *throttle* – vedi Figura 50) oppure attraverso la fasatura dell'IVC (*Intake Valve Closing*) come nel caso SI LIVC (*Late Intake Valve Closing* – vedi Figura 51) e nel caso SI EIVC (*Early Intake Valve Closing* – vedi Figura 52). Questi ultimi due casi sono stati definiti *unthrottled* poiché, avvengono con la farfalla completamente aperta, e sia il carico che la fase di combustione sono entrambi controllati dalla fasatura delle valvole.

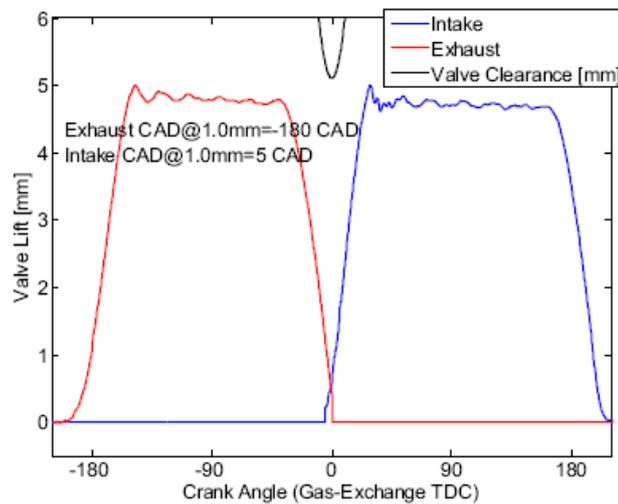


Figura 50 – Curve alzata valvole standard per il caso SI throttle. [13]

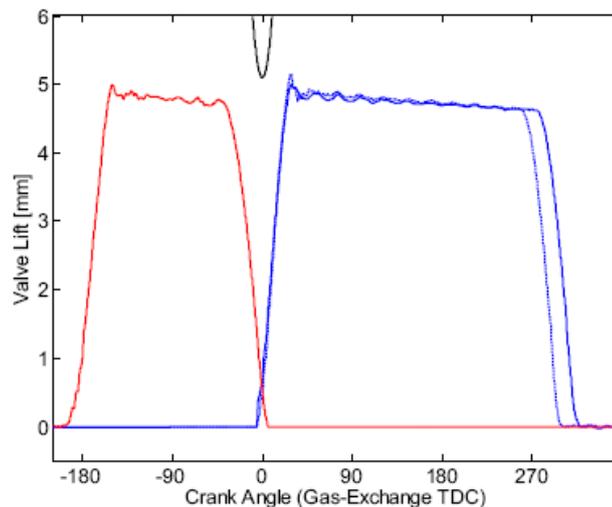


Figura 51 – Curve alzata valvole per il caso SI LIVC. [13]

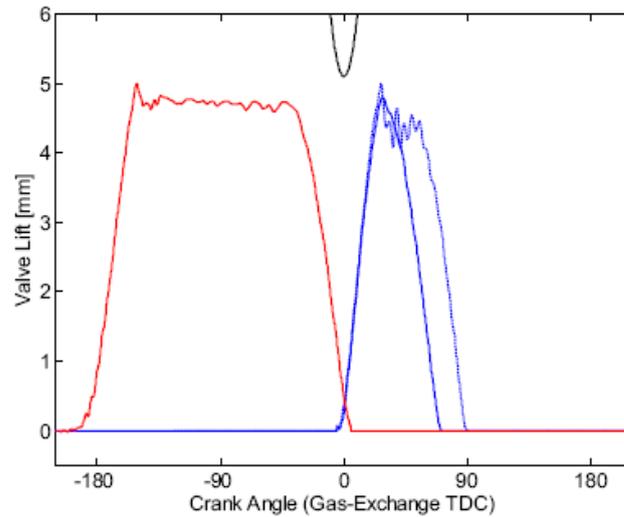


Figura 52 – Curve alzata valvole per il caso SI EIVC. [13]

Per tutti i casi HCCI valutati e confrontati, la combustione è magra. E' stato considerato un caso HCCI NVO (*Negative Valve Overlap*): come si può osservare dalla Figura 53, è stato realizzato un notevole anticipo della chiusura delle valvole di scarico e un altrettanto notevole ritardo dell'apertura di quelle di aspirazione. In questo modo, una certa quantità di prodotti di combustione rimane intrappolata durante la fase di scarico e subisce una ri-compressione da parte del pistone che sta terminando la sua corsa di salita. In questo caso la fase di combustione è controllata dalla fasatura di chiusura delle valvole di scarico

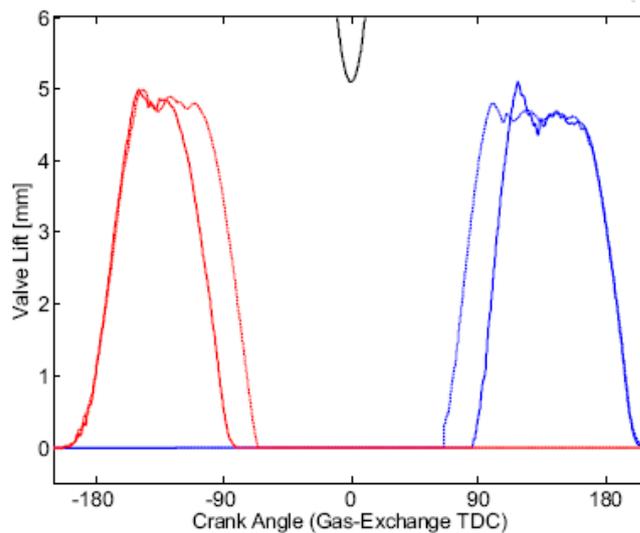


Figura 53 – Curve alzata valvole per il caso HCCI NVO. [13]

Inoltre, sono stati considerati due casi di ri-aspirazione di gas combusti (*rebreathing*). Nel primo caso, denominato HCCI Reb1, come si può vedere dalla Figura 54, la ri-aspirazione in camera dei gas di scarico è stata effettuata ritardando la chiusura delle valvole di scarico. In questo caso la fase di combustione è controllata dalla fasatura di chiusura delle valvole di scarico.

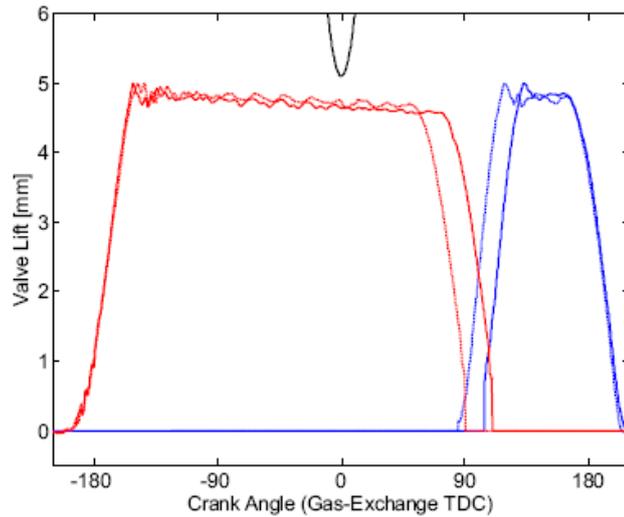


Figura 54 – Curve alzata valvole per il caso HCCI Reb1. [13]

Nel secondo caso, denominato HCCI Reb2, come si può osservare dalla Figura 55, la ri-aspirazione in camera dei gas combusti, avviene attraverso una seconda apertura delle valvole di scarico durante la fase di aspirazione. Come già visto, questa è la strategia adottata dalla Mazda per la tecnologia SKYACTIV-D. In questo caso, il controllo della fase di combustione avviene attraverso la fasatura dell'apertura delle valvole di scarico.

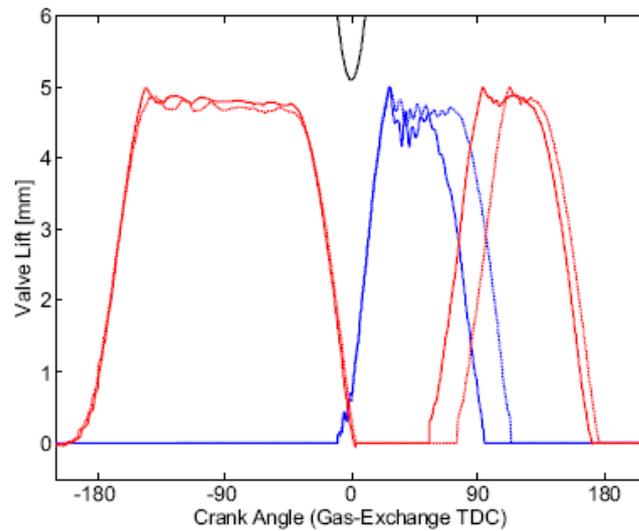


Figura 55 – Curve alzata valvole per il caso HCCI Reb2. [13]

L'ultima strategia considerata è il caso HCCI *heater*. In questo caso, viene utilizzato un riscaldatore di aria in ingresso e, come nel caso SI throttle, viene utilizzato la fasatura standard di alzata valvole rappresentata nella Figura 50.

Il controllo della fase di combustione, in questo caso, è controllata manualmente variando la temperatura dell'aria aspirata.

Il motore è stato fatto operare a 1500 rpm e a 2000 rpm per tutte le strategie. Solo il caso HCCI Reb2 non è stato considerato a 2000 rpm perché, con questa velocità di rotazione non c'è tempo sufficiente per controllare in maniera stabile la seconda apertura della valvola di scarico.

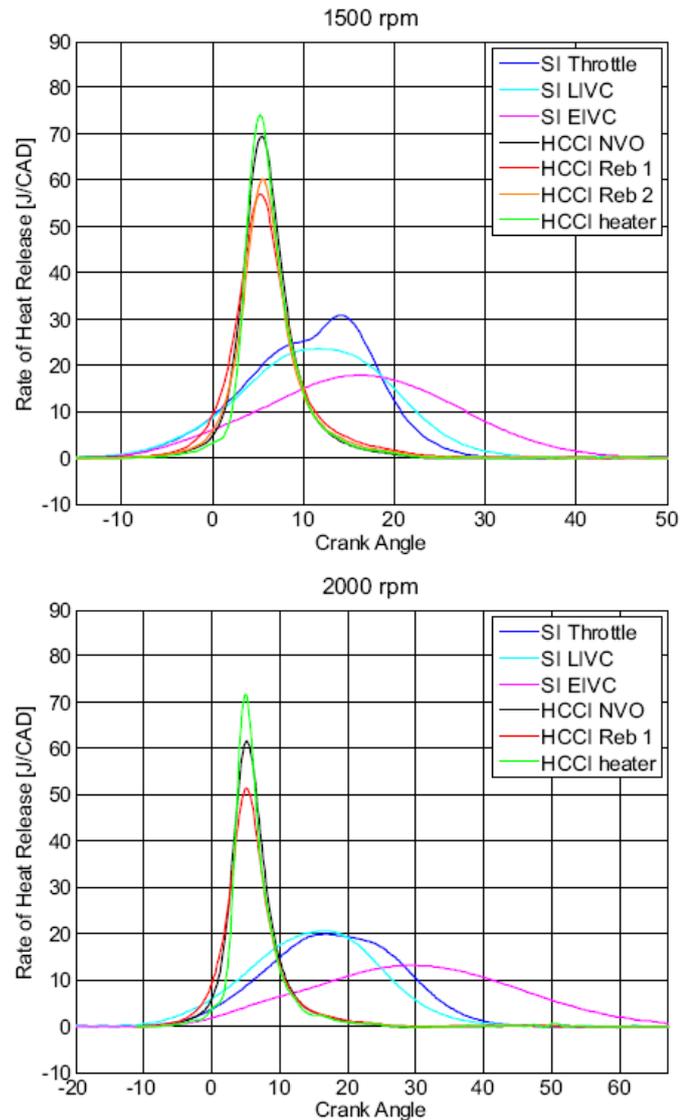


Figura 56 – Grado di rilascio di calore a 1500 rpm e 2000 rpm.

Nella Figura 56, sono rappresentate le curve di rilascio del calore ottenute dalla media di 500 cicli consecutivi nelle condizioni operative di $IMEP_{net} = 3.5$ bar a 1500 rpm e 2000 rpm. Come si può osservare, la durata della combustione è molto più lunga nei casi SI rispetto ai casi HCCI. Questo è dovuto a un basso grado di turbolenza all'interno del cilindro che causa una più lenta propagazione del fronte di fiamma. Fronte di fiamma che appunto non c'è nei casi HCCI dove la combustione è più rapida e coinvolge, come già detto, tutta la carica presente in camera in una combustione di tipo esplosivo. Ecco come si giustificano i picchi così elevati di grado di rilascio di calore, soprattutto nel caso HCCI heater (74/72 J/CAD). Questo comportamento è confermato dalla Figura 57 dove sono rappresentate le curve di durata della combustione (CA90 – CA10). Inoltre, va

osservato come non ci siano grandi differenze nel grado di rilascio del calore nei casi HCCI passando da 1500 rpm a 2000 rpm.

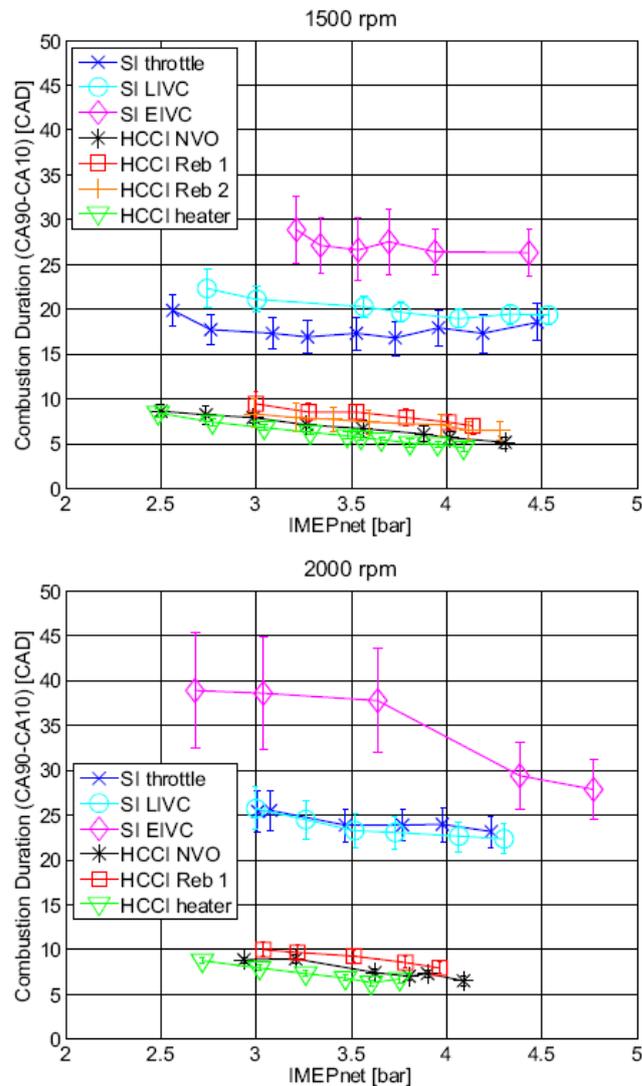


Figura 57 – Durata della combustione (CA90 – CA10). Le barre di errore mostrano uno scostamento superiore e inferiore che indicano una maggiore variazione da ciclo a ciclo nei casi SI rispetto ai casi HCCI. [13]

Osservando la Figura 57, si può notare come la durata di combustione sia di gran lunga maggiore nei casi SI (40 CAD nel caso SI EIVC) rispetto ai casi HCCI, dove, in tutti i casi, non si superano i 10 CAD.

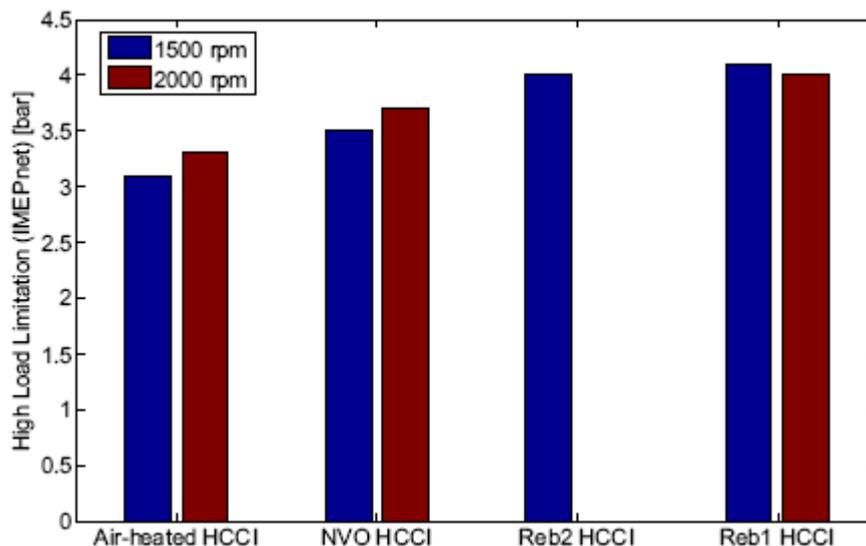


Figura 58 – Limitazione agli alti carichi per i casi HCCI. [13]

La Figura 58 mostra la limitazione agli alti carichi per i casi HCCI. Tale limitazione è provocata dalle maggiori pressioni presenti all'interno della camera di combustione rispetto a quanto accade nella combustione SI. Dall'istogramma si osserva un leggero vantaggio dei casi HCCI Reb rispetto agli altri.

La Figura 59 mostra il coefficiente λ in funzione dell'IMEPnet. E' molto interessante osservare la differenza nei casi HCCI: il caso HCCI heater ha un λ maggiore rispetto agli altri casi, ciò è dovuto a un miglior grado di diluizione grazie all'aria pre-riscaldata in aspirazione. Invece negli altri casi HCCI una frazione di gas di scarico viene intrappolata o reintrodotta durante la corsa di aspirazione. La quantità di aria fresca aspirata ciclo per ciclo quindi si riduce causando una diminuzione del rapporto aria/combustibile.

Inoltre, si osserva come, all'aumentare del carico, λ diminuisce più velocemente per il caso HCCI heater rispetto agli altri casi HCCI. Il motivo è che all'aumentare del carico, aumenta la temperatura dei gas di scarico intrappolati o riaspirati e allo stesso tempo la loro quantità diminuisce per mantenere una fase di combustione costante. Contemporaneamente la quantità di aria aspirata in camera aumenta con l'aumentare del carico, il che provoca una diminuzione di λ meno accentuata rispetto al caso HCCI heater.

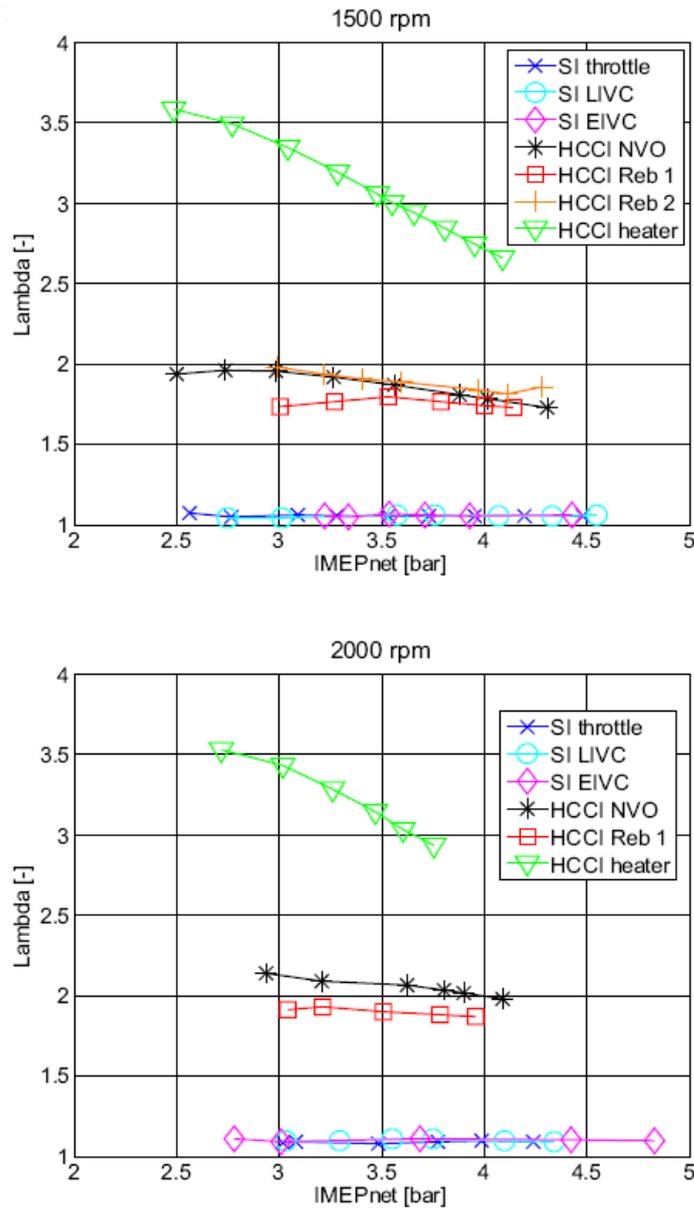


Figura 59 – Lambda in funzione del carico. [13]

In Figura 60, sono illustrate le emissioni indicate nette specifiche di NO_x calcolate solo per i casi HCCI. La formazione degli NO_x è governata dalle temperature elevate e dall'alta concentrazione di ossigeno. Si può osservare come le emissioni di NO_x crescono esponenzialmente con l'aumentare del carico e che le differenze tra i vari casi HCCI sono minime (ricordando che il limite agli alti carichi per i casi HCCI è di circa 4 bar).

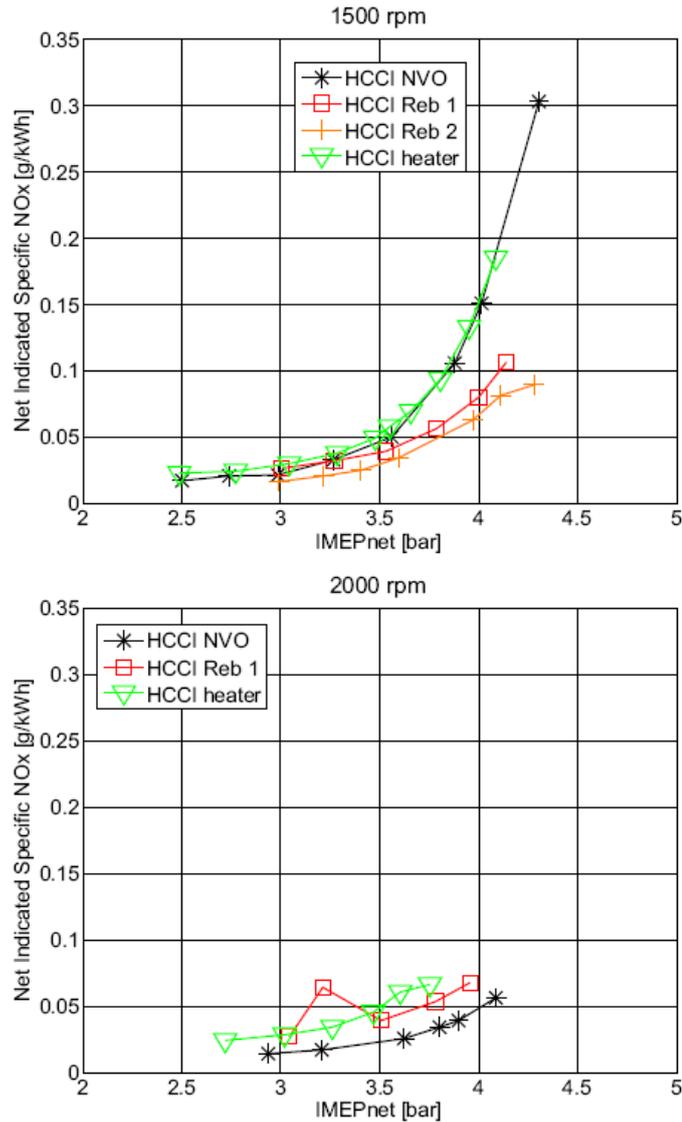


Figura 60 – Emissioni di NO_x in funzione del carico per i casi HCCI. [13]

La temperatura allo scarico, come si può osservare dalla Figura 61, dei casi SI (da 600°C a quasi 700°C) è circa il doppio di quella dei casi HCCI (da 250°C a circa 350°C). Ciò è dovuto al fatto che, i casi SI rispetto ai casi HCCI, hanno una maggior durata della combustione, un minore rapporto di espansione, un grado di diluizione minore della carica e una temperatura di fiamma superiore.

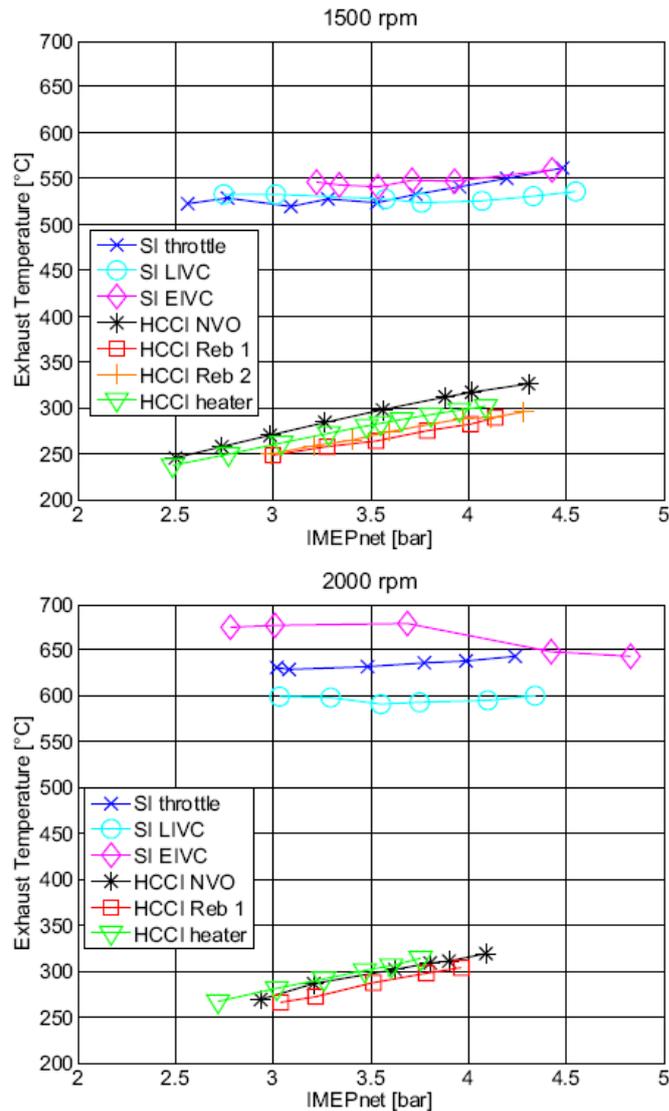


Figura 61 – Temperatura allo scarico. [13]

Per quanto riguarda i rendimenti, va detto che per quanto riguarda il rendimento di combustione, i casi SI hanno il rendimento maggiore (circa il 96%), grazie a una combustione stechiometrica. Tra i casi HCCI il migliore è il caso HCCI Reb1 (circa il 94%) poiché ha un minore valore di λ rispetto agli altri casi, mentre il peggiore è il caso HCCI heater.

I casi HCCI hanno un miglior rendimento termodinamico (circa il 45%) che si spiega grazie ad un maggior rapporto di espansione rispetto ai casi SI. C'è una minima differenza tra le varie strategie HCCI in termini di rendimento termodinamico, ciò si spiega in parte con le variazioni del tasso di calore specifico delle differenti frazioni di gas di scarico presenti in camera. E' importante sottolineare che, nell'articolo [13], questo valore viene indicato con il termine

thermodynamic efficiency, che non corrisponde a quello che solitamente indichiamo col rendimento termodinamico, ma indica un termine che tiene già conto delle perdite di calore a parete.

Nella Figura 62 sono illustrate le curve del rendimento indicato netto calcolato come:

$$\eta_{net} = \eta_{combustion} \cdot \eta_{therm} \cdot \eta_{ge}$$

Nell'equazione compare il termine η_{ge} , cioè il rendimento di scambio gassoso definito come il rapporto tra il lavoro indicato netto e il lavoro indicato lordo durante un ciclo completo. Condizioni operative con elevati lavori di pompaggio provocano un basso rendimento di scambio gassoso.

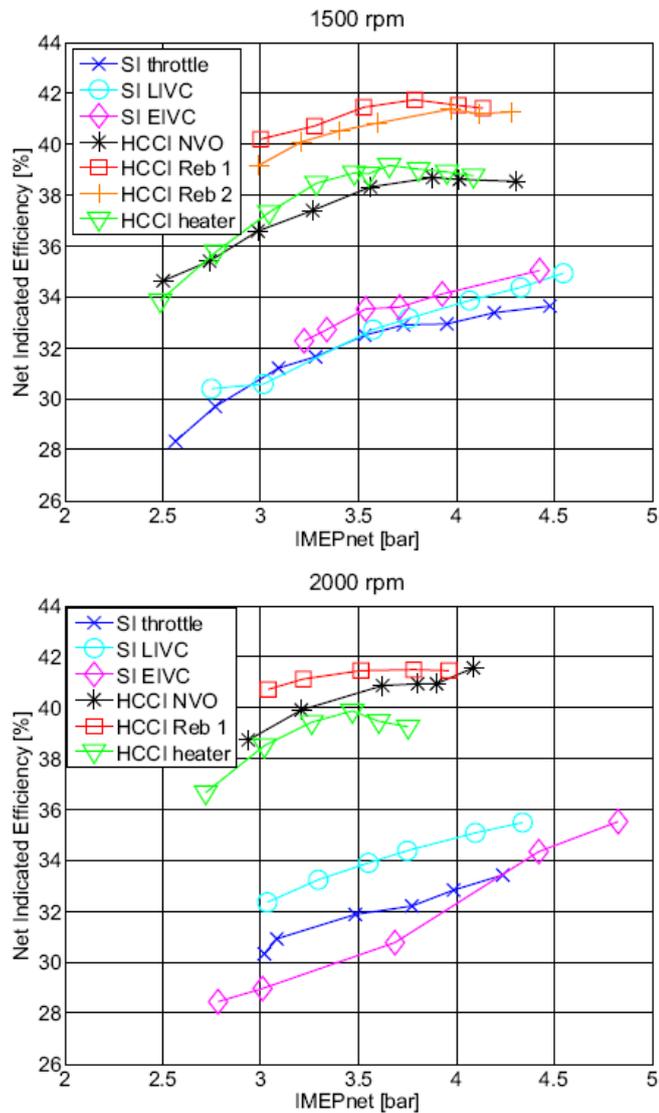


Figura 62 – Rendimento indicato netto. [13]

Come si può osservare dalla Figura 62, la strategia con il maggior rendimento indicato netto è l'HCCI Reb1. Questo risultato è giustificato dal fatto che il caso HCCI Reb1 ha il miglior rendimento termodinamico rispetto a tutti i casi considerati e il miglior rendimento di combustione rispetto a tutti i casi HCCI.

A 1500 rpm il rendimento indicato netto del caso HCCI Reb1 è circa il 20% migliore rispetto al caso SI EIVC; mentre a 2000 rpm il rendimento indicato netto del caso HCCI Reb1 è circa il 20% migliore del caso SI LIVC.

Infine, nella Figura 63, si può osservare come la strategia HCCI Reb1 sia la migliore anche in termini di consumo netto specifico di carburante, rispetto a tutti i casi considerati.

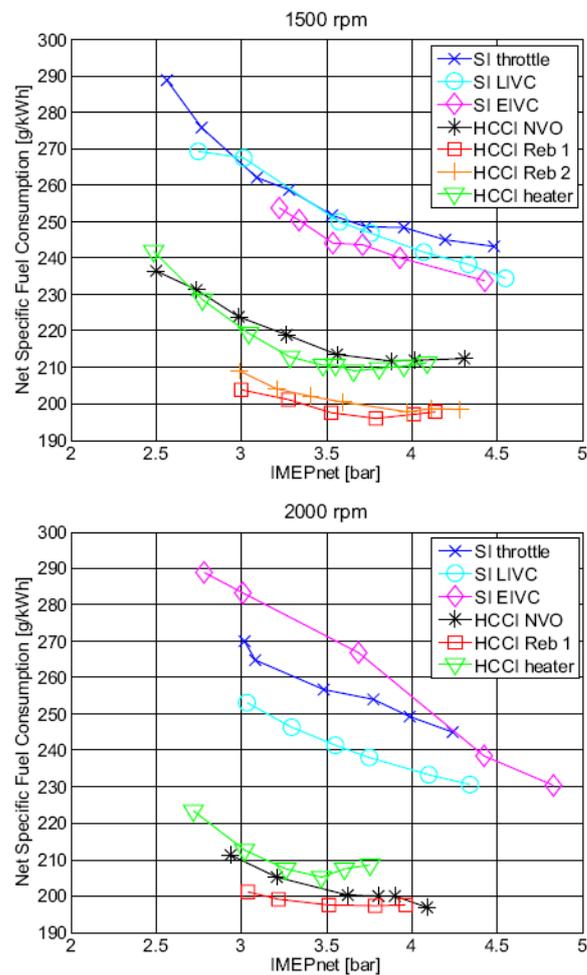


Figura 63 – Consumo netto specifico di carburante. [13]

4.5 Cenni sulla combustione TSC

Come ultimo argomento, è interessante accennare al processo di combustione TSC (*Two Stage Combustion*). Questo concetto è descritto nell'articolo [10], già preso in considerazione durante l'illustrazione degli effetti della pressione di sovralimentazione e dell'EGR sulla performance del motore.

La prima fase della combustione è una combustione di tipo HCCI, la seconda fase è una combustione di tipo diffusiva ad elevata temperatura e bassa concentrazione di ossigeno.

Va ricordato che in questo studio sono state fatte delle simulazioni su una versione monocilindrica di un motore GM 1.9 L.

L'obiettivo di questo tipo di combustione è quello di ridurre contemporaneamente il rumore della combustione e le emissioni inquinanti.

Inizialmente è stato effettuato uno studio preliminare per verificare l'effetto della percentuale di combustibile premiscelato su pressione all'interno del cilindro, rilascio del calore, e performance del motore.

Nella Tabella 5, sono elencate le condizioni operative dello studio preliminare.

Engine speed.....	2000 rpm
IMEP.....	5.5 bar
Total fuel quantity.....	14.9 mg/stroke
Late injection timing.....	TDC
Inlet oxygen concentration.....	21 %
Average equivalence ratio	0.26
IVC temperature	350 K
IVC pressure	1.91 bar

Tabella 5 – Condizioni operative studio preliminare. [10]

La Tabella 6 mostra la percentuale di combustibile premiscelato, la relativa massa premiscelata, la massa di combustibile iniettata, la durata dell'iniezione e il rapporto di equivalenza della massa premiscelata.

Premixed fuel (%)	Premix mass (g)	Injected mass (g)	Inj. dur. (CA _d)	Premixed phi (-)
100	0.0149	0	0	0.26
90	0.01341	0.00149	2.769	0.24
80	0.01192	0.00298	3.916	0.21
70	0.01043	0.00447	4.447	0.18
60	0.00894	0.00596	5.336	0.16
50	0.00745	0.00745	5.415	0.13
40	0.00596	0.00894	6.49	0.11
30	0.00447	0.01043	6.807	0.079
20	0.00298	0.01192	7.515	0.052
10	0.00149	0.01341	8.137	0.026
0	0	0.0149	8.763	0

Tabella 6 – Quantità di combustibile premiscelato e durate delle iniezioni. [10]

La Figura 64, mostra la pressione all'interno del cilindro e il tasso di rilascio del calore per ogni caso. Come la quantità di combustibile che partecipa alla fase di combustione HCCI diminuisce rispetto al caso puro HCCI, si osserva una diminuzione del picco di pressione. La diminuzione del combustibile premiscelato comporta, inoltre, un ritardo della prima fase della combustione.

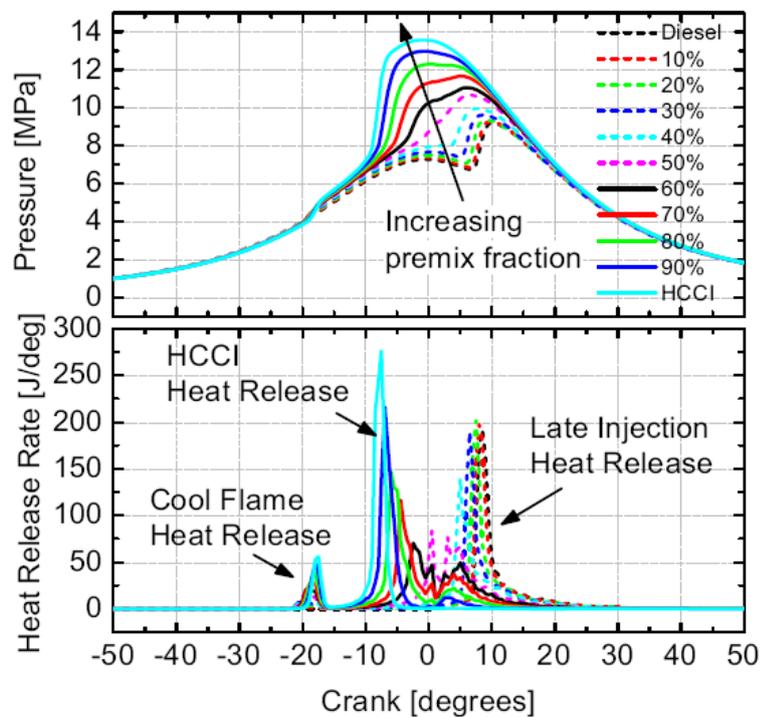


Figura 64 – Pressione all'interno del cilindro e tasso di rilascio del calore per ciascun caso. Le percentuali mostrano la frazione di combustibile premiscelato. [10]

La Figura 65 mostra come la percentuale di combustibile premiscelato influenzi le performance del motore.

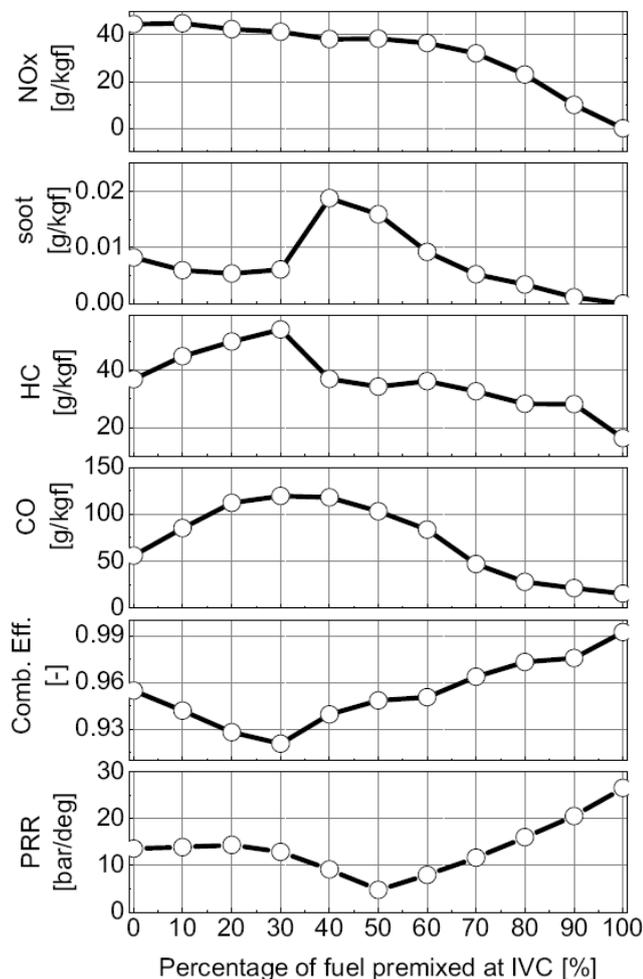


Figura 65 – Effetti della frazione di combustibile premiscelato nell’istante di chiusura delle valvole di aspirazione sulle emissioni di NOx, soot, HC, CO, rendimento di combustione e picco del tasso di aumento di pressione (PRR). [10]

Si può osservare, dalla Figura 65, che una combustione HCCI pura potrebbe produrre emissioni inquinanti molto basse, un elevato rendimento di combustione ma anche un estremo aumento del gradiente di pressione con conseguente aumento del rumore della combustione. Man mano che il combustibile viene rimosso dalla prima fase di combustione e spostato nell’iniezione ritardata (che rappresenta la seconda fase della combustione), il tasso di aumento della pressione si riduce; tuttavia, ne soffrono le emissioni inquinanti e il rendimento di combustione. Il minimo PRR corrisponde al caso dove il 50% del combustibile

totale viene premiscelato, con il rimanente combustibile che viene bruciato attraverso una combustione diffusiva. Quando la quantità di combustibile premiscelato viene diminuita al di sotto del 50%, il risultato è un più lungo ritardo all'accensione e un aumento del PRR.

Successivamente è stato utilizzato un codice di ottimizzazione multidimensionale NSGAI in grado di ottimizzare 6 obiettivi (NO_x , soot, CO, HC, ISFC e PRR) modificando 5 parametri (pressione di sovralimentazione, tasso EGR, frazione di combustibile premiscelato, IVC e inizio dell'ultima iniezione). Il codice NSGAI produce un insieme di soluzioni di Pareto che ottimizzano gli obiettivi, ognuno in maniera differente. Di queste soluzioni ne sono state considerate 5 come visibile nella Tabella 7.

Case	Parameters					Objectives					
	SOLI (°ATDC)	Boost (bar)	Frac (-)	EGR (%)	IVC (°ATDC)	NOx (g/kW-hr)	Soot (g/kW-hr)	HC (g/kW-hr)	CO (g/kW-hr)	ISFC (g/kW-hr)	PRR (bar/deg)
Low ISFC	-7.87	2.57	0.9	1	-96.7	0.131	1.8E-05	7.7	11.8	167	11.2
Low NOx	-9.23	2.54	0.9	43	-97.6	0.004	2.1E-05	16.8	76.0	190	5.5
Low PRR	2.89	1.74	0.36	54	-151.1	0.166	1.6E-02	12.8	39.4	208	4.3
Low HC	-3.4	1.78	0.88	53	-145.7	0.194	1.3E-03	6.2	6.8	184	12.3
Low CO	2.89	1.74	0.89	53	-151.1	0.106	2.0E-03	6.7	6.5	187	12.5
Baseline	-28.2	1.92	0	65	-130	0.014	5.1E-03	4.7	24.2	189	7.4

Tabella 7 – Parametri e risultati dei casi selezionati dalle soluzioni di Pareto prodotte dal codice NSGAI. Il caso baseline è una singola iniezione senza combustibile premiscelato. [10]

Le Figura 66 e 67 mostrano le curve di pressione, grado di rilascio del calore, emissioni di NO_x e picco di temperatura per tutti i casi selezionati.

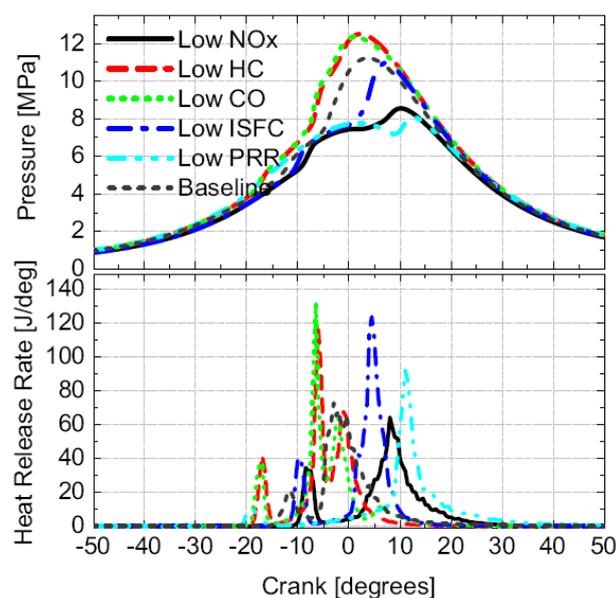


Figura 66 – Curve di pressione e tasso di rilascio del calore per ogni soluzione di Pareto selezionata e per il caso baseline. [10]

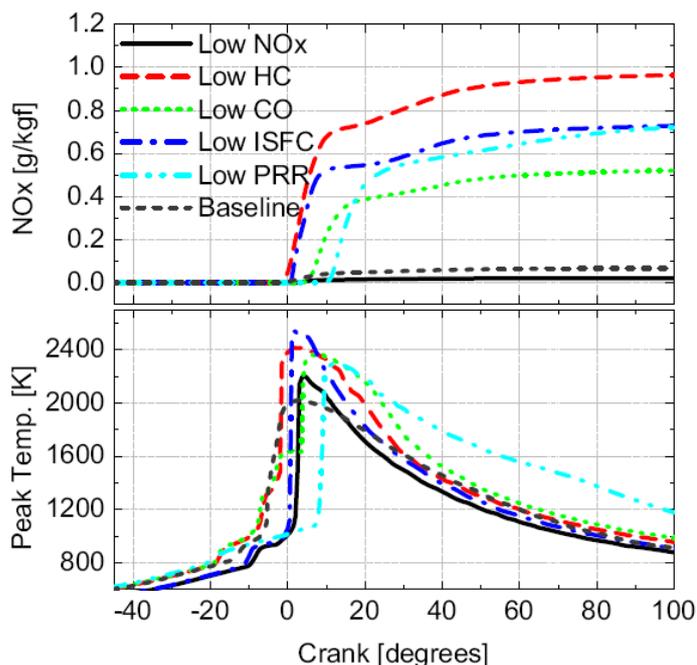


Figura 67 – Profili di emissioni NO_x e picchi di temperatura per ciascuna soluzione di Pareto selezionata e per il caso baseline. [10]

L'ottimizzazione ha mostrato che la combustione in due fasi è un concetto fattibile per la riduzione del rumore in camera di combustione mantenendo emissioni e consumi a livelli ragionevoli.

La soluzione di Pareto, scelta come miglior compromesso tra i vari obiettivi, è il caso “low NO_x and soot” che produce un tasso di aumento di pressione di soli 4.3 bar/deg. usando un elevato tasso di EGR (54%), bassa pressione di sovralimentazione (1,74 bar), premiscelando il 36% del combustibile totale e iniettando il rimanente 2.9 gradi dopo il punto morto superiore. Tuttavia, tale soluzione comporta dei “costi”: aumento dei consumi e delle emissioni di CO.

Conclusioni

L'argomento portante di questa tesi è stato quello di realizzare una panoramica sulla ricerca e lo sviluppo di particolari modalità di combustione in grado di ridurre le emissioni di ossidi di azoto. Nella prima parte è stata illustrata la normativa EURO VI, la quale ha ridotto di oltre il 50%, rispetto alla precedente normativa EURO V, i limiti di emissione di NO_x per i motori Diesel. Successivamente è stata descritta la famiglia delle combustioni a bassa temperatura (LTC), all'interno della quale rientrano la combustione di tipo PCCI e soprattutto la combustione di tipo HCCI. Nella seconda parte della tesi, ci si è concentrati in particolar modo sul processo di combustione di tipo HCCI come soluzione, a monte del processo di combustione, per poter rispettare i limiti sulle emissioni inquinanti imposti dalla normativa EURO VI. Sono stati studiati i fattori che influenzano la combustione HCCI:

- caratteristiche del combustibile;
- temperatura all'aspirazione;
- pressione di sovralimentazione;
- il rapporto λ della miscela.

Sono stati descritti gli strumenti che consentono di ottenere la combustione HCCI:

- sistema EGR;
- controllo VVA.

Infine è stato presentato un confronto tra diverse strategie di controllo delle valvole applicate a combustioni di tipo SI e di tipo HCCI, dal quale si osserva come la combustione di tipo HCCI permette di ottenere un rendimento indicato netto migliore rispetto ai casi SI, riducendo, allo stesso tempo, le emissioni di NO_x (anche se rimane il limite per i carichi elevati).

In conclusione, nonostante le case automobilistiche abbiano preferito risolvere il problema imposto dalla normativa EURO VI, intervenendo a valle del processo di combustione, inserendo una tecnologia di *riduzione selettiva catalitica* (SCR) degli NO_x nel gruppo di post-trattamento, la combustione di tipo HCCI è un argomento di forte interesse e sarà oggetto di sicuri sviluppi futuri per le sue potenzialità in termini di emissioni e di rendimento.

Bibliografia

- [1] G. Ferrari, “Motori a combustione interna” 4 ed. 2008, Edizioni Il Capitello, Torino.
- [2] D. Del Bianco, “Metodologie per la realizzazione di combustioni per compressione a carica omogenea”, tesi di laurea, 2005.
- [3] M. Forlani, “Sistemi per il controllo di combustioni per compressione a carica omogenea”, tesi di laurea, 2005.
- [4] REGOLAMENTO (CE) N. 715/2007 DEL PARLAMENTO EUROPEO E DEL CONSIGLIO del 20 giugno 2007, relativo all’omologazione dei veicoli a motore riguardo alle emissioni dei veicoli passeggeri e commerciali leggeri (Euro 5 ed Euro 6) e all’ottenimento di informazioni sulla riparazione e la manutenzione del veicolo.
- [5] J.Bengtsson, “Closed-Loop Control of HCCI Engine Dynamics”, Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, ISSN 0280-5316, novembre 2004.
- [6] R. Reitz, S. Kokjohn, R. Hanson, D. Splitter, J. Kaddatz, “Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition Combustion in Light- and Heavy-Duty Engines”, University of Wisconsin, SAE Technical Paper Series, SAE Paper 01-0357, 2011.
- [7] R. Reitz, S. Kokjohn, T. Swor, M. Andrie, “Experiments and Modeling of Adaptive Injection Strategies (AIS) in Low Emissions Diesel Engines”, Engine Research Center, University of Wisconsin – Madison, SAE Technical Paper Series, SAE Paper 01-0127, 2009.
- [8] B. Johansson, L. Hildingsson, G. Kalghatgi, N. Tait, A. Harrison, “Fuel Octane Effects in the Partially Premixed Combustion Regime in Compression Ignition Engines”, Lund University, Shell Global Solution U.K., SAE Technical Paper Series, SAE Paper 01-2648, 2009.
- [9] B. Johansson, P. Amnèus, F. Mauss, M. Kraft, A. Vressner, “NO_x and N₂O Formation in HCCI Engines”, Lund University, University of Cambridge, SAE Technical Paper Series, SAE Paper 01-0126, 2005.

- [10] R. Reitz, S. Kokjohn, "A Computational Investigation of Two-Stage Combustion in a Light-Duty Engine", Engine Research Center, University of Wisconsin-Madison, SAE Technical Paper Series, SAE Paper 01-2412, 2008.
- [11] B. Johansson, L. Hildingsson, G. Kalghatgi, A. Harrison, "Some Effects of Fuel Autoignition Quality and Volatility in Premixed Compression Ignition Engines", Lund University, Shell Global Solution U.K., SAE Technical Paper Series, SAE Paper 01-0607, 2010.
- [12] Mazda Motor Corporation.
www.mazda.com/mazdaspirit/skyactiv/engine/skyactiv-d.html.
- [13] B. Johansson, P. Borgqvist, P. Tunestål, "Investigation and Comparison of Residual Gas Enhanced HCCI using Trapping (NVO HCCI) or Rebreathing of Residual Gases", Lund University, SAE Technical Paper Series, SAE Paper 01-1772, 2011.
- [14] N. Milovanovic, R. Chen, "A computational study into the effect of exhaust gas recycling on homogeneous charge compression ignition combustion in internal combustion engines fuelled with methane", ELSEVIER, International Journal of Thermal Science 41 (2002) 805-813, 2002.
- [15] S. Midlam-Mohler, S. Haas, Y. Guezennec, M. Bargande, G. Rizzoni, H.J. Berner, "Mixed-Mode Diesel HCCI/DI with external mixture preparation", FISITA, F2004 V258, 2004.
- [16] Xing-Cai Lu, Wei Chen, Zhen Huang, "A fundamental study on the control of HCCI combustion by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 1. Effect of Operating Conditions and EGR on HCCI combustion", ELSEVIER, Fuel 84 (2005) 1084-1092, 2005.
- [17] A. Fuerhapter, W.F. Piock, G.K. Fraidl, "CSI – Controlled Auto Ignition – The Best Solution for the Fuel Consumption – Versus Emission Trade-Off?", SAE Paper 2003-01-0754, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa, 2003.
- [18] Zhijun Oeng, Hua Zhao, Nicos Ladommatos, "Effects of Air/Fuel Ratios and EGR Rates on HCCI Combustion of n-heptane, a Diesel Type Fuel", SAE Paper 2003-01-0747, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa, 2003.

Ringraziamenti

Volevo ringraziare in primo luogo, il mio relatore, il Prof. Ing. Enrico Corti per la sua disponibilità e per la sua comprensione e soprattutto per la sua pazienza.

Ringrazio tutti i ragazzi del laboratorio didattico di Macchine: Matteo, Manuel, Vittorio, Gabriele, Roberto, Marco, Michele, Federico, Domenico, Carlo, Luca per avermi sopportato durante i mesi di tirocinio e di ricerca; la loro compagnia è stata per me un forte stimolo ad andare avanti.

Ringrazio mio fratello Daniele, mio padre Carmine e tutta la mia famiglia e i miei amici perché hanno sempre avuto fiducia in me.