

**ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA**

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
- Sede di Forlì -

CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA
Classe: L-9

ELABORATO FINALE DI LAUREA
In Macchine

Sistemi per la realizzazione di
combustioni ad accensione per
compressione mediante il controllo della
reattività

CANDIDATO

Miniutti Giacomo Francesco

RELATORE

Prof. Ing. Enrico Corti

Anno Accademico 2012-2013
Sessione III

Indice

1 Introduzione.....1

- 1.1 Motori diesel.....4
- 1.2 Descrizione del ciclo ideale e reale.....4
- 1.3 Parametri fondamentali del motore diesel.....7
- 1.4 La combustione diesel.....10

2 La combustione RCCI.....12

- 2.1 Confronto della combustione RCCI con metanolo e benzina.....13
- 2.2 Confronto delle prestazioni diesel con il caso benzina più additivo.....20
- 2.3 Caso E85-diesel.....25
- 2.4 la combustione ai bassi carichi.....29

3 Effetto della forma della camera di combustione sull'efficienza e sulle emissioni in una combustione RCCI.....38

- 3.1 Effetto dell'abbassamento del rapporto di compressione.....38
- 3.2 Differenza tra i motori leggeri e i motori pesanti.....40
- 3.3 Progettazione del pistone RCCI per un motore leggero.....45
- 3.4 Confronto dell'emissioni.....48
- 3.5 Effetto della geometria e del rapporto di compressione sull'efficienza.....49
- 3.6 Effetto della geometria del *bowI* nella strategia dual-fuel RCCI nei casi benzina-diesel e metanolo-diesel.....55

<i>4 Iniezione per la combustione RCCI.....</i>	<i>62</i>
4.1 Confronto di iniettori ad alta e bassa pressione.....	62
4.2 Utilizzo della geometria modificata.....	64
4.3 Iniezione ai bassi carichi.....	66
4.4 Effetto dell'iniezione indiretta.....	70
4.5 Effetto della proporzione benzina-diesel.....	72
<i>5 Confronto della combustione RCCI benzina-diesel con la combustione diesel classica</i>	<i>74</i>
5.1 Confronto per punti fissi di carico e velocità.....	74
5.2 Comportamento durante il transitorio.....	75
<i>6 Sistema di post trattamento dei gas di scarico</i>	<i>80</i>
<i>Conclusioni.....</i>	<i>85</i>
<i>Bibliografia.....</i>	<i>87</i>
<i>Ringraziamenti.....</i>	<i>90</i>

1 Introduzione

Al giorno d'oggi, nella nostra società, la maggior parte dell'energia proviene dall'utilizzo di combustibili fossili. Essi sono utilizzati in parte (circa il 20%) nei motori a combustione interna i quali aspirano aria dall'ambiente e rilasciano prodotti che vanno a modificare i parametri chimico fisici dell'atmosfera, variano i rapporti di quantitativi di sostanze già presenti in essa e introducono composti estranei e deleteri per la salute.

Gli inquinanti possono riassumersi in:

- _ prodotti di incompleta combustione (ossido di carbonio, perossidi, incombusti)
- _ prodotti di ossidazione completa di sostanze presenti nel combustibile (zolfo) e/o presenti in atmosfera (es: azoto)
- _ prodotti di ossidazione completa che sono già presenti in atmosfera (biossido di carbonio e vapore) i quali però non sono definiti propriamente inquinanti ma climalteranti poiché vanno a modificare il bilancio tra l'energia assorbita dalla terra e quella irradiata (effetto serra).

I motori a combustione interna sono i responsabili principali dell'inquinamento urbano (Secondo l'Organizzazione mondiale della sanità i morti per inquinamento atmosferico raggiungono la cifra annua dei 2.4 milioni.) poiché nei loro gas di scarico sono presenti molti inquinanti e climalteranti (come la CO e NO_x, CO₂, ecc.), molti idrocarburi e particelle solide generati dalla combustione incompleta del combustibile.

Poiché questi prodotti sono nocivi per la salute e per l'ambiente, negli ultimi anni sono entrate in vigore norme sempre più restrittive riguardanti le emissioni.

In Europa vengono applicati gli standard europei sulle esalazioni inquinanti che impongono limiti sulle emissioni dei veicoli venduti negli stati membri della UE.

Per quanto riguarda i motori ad accensione per compressione la normativa EURO VI, che entrerà in vigore il 1° settembre 2014,

rispetto alla normativa EURO V impone un drastico abbattimento delle emissioni di NO_x (tabella 1-1) passando da 180mg/km a 80mg/km quindi, le compagnie automobilistiche si sono dovute muovere adottando sistemi per ridurre le emissioni degli ossidi di azoto (sistemi di post trattamento come l'SCR o combustioni a basse temperature).

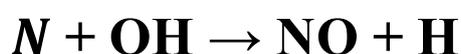
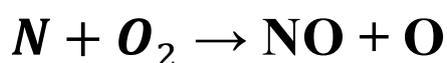
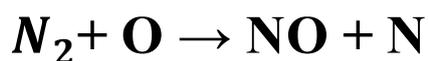
Normativa	Data	CO	HC	HC + NO _x	NO _x	PM
EURO 1	07.1992	2.72	-	0.97	-	0.14
EURO 2, IDI	01.1996	1.00	-	0.70	-	0.08
EURO 2, DI	01.1996	1.00	-	0.90	-	0.10
EURO 3	01.2000	0.64	-	0.56	0.50	0.05
EURO 4	01.2005	0.50	-	0.30	0.25	0.025
EURO 5 a	09.2009	0.50	-	0.23	0.18	0.005
EURO 5 b	09.2011	0.50	-	0.23	0.18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

Tabella 1-1: tabella di raffronto delle normative da EURO I a EURO VI.

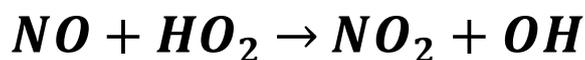
Il bisogno di abbattere i livelli di NO_x nasce dal fatto che gli ossidi di azoto causano danni gravi alle vie respiratorie e sono i responsabili dell'inquinamento fotochimico.

Le particelle percentualmente più emesse sono l'ossido di azoto (NO) e il biossido di azoto (NO₂) entrambi tossici ma il secondo possiede un fattore di tossicità cinque volte superiore al primo.

Le reazioni che influiscono sulla formazione degli ossidi di azoto sono:



Da queste relazioni si osserva che, il monossido di azoto si forma dall'ossidazione dell'azoto presente nell'atmosfera il quale, favorito dalle alte temperature, può ossidare ulteriormente formando il biossido di azoto.



È risultato chiaro che, se si stesse ad una temperatura di combustione inferiore ai 2000° K la formazione di NOx calerebbe drasticamente (come mostrato in figura 1-1) fino a raggiungere livelli praticamente nulli.

Un ulteriore problema legato al motore Diesel è il particolato, il quale è un agglomerato di fibre, particelle carboniose (*soot*), metalli, silice, inquinanti liquidi e/o solidi, che sospeso in aria entra nelle vie respiratorie degli esseri viventi.

Il PM è particolarmente pericoloso in quanto è responsabile di diverse patologie respiratorie, inoltre è un agente cancerogeno e come secondo effetto ha quello di ridurre la visibilità, ovvero favorisce la formazione di smog e nebbie.

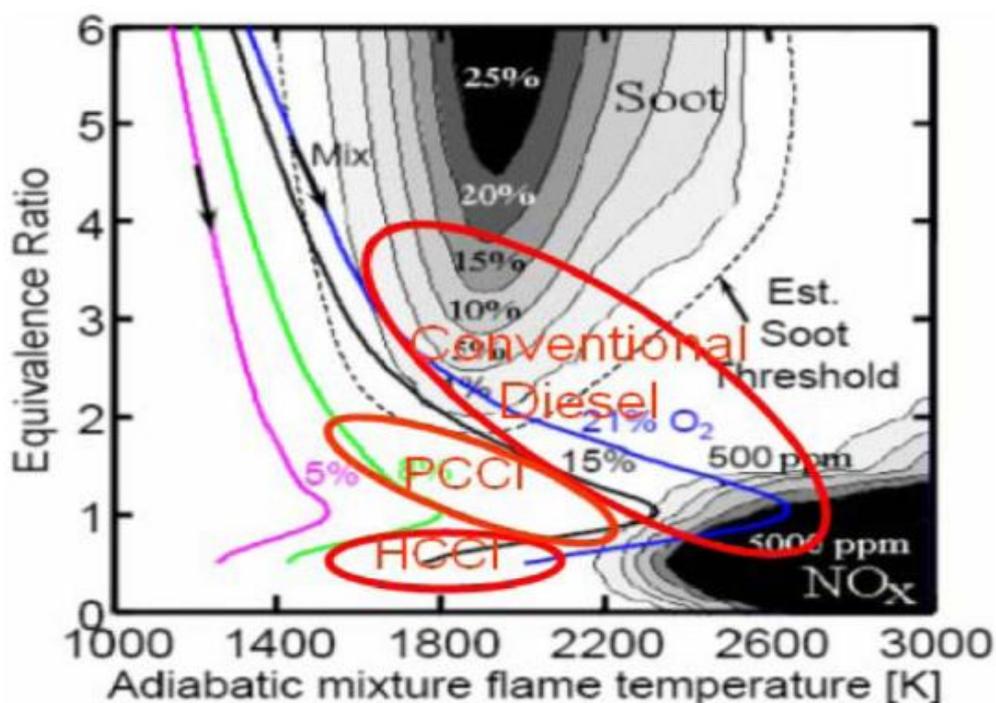


Figura 1-1: Confronto tra i percorsi di combustione sul piano rapporti di equivalenza-temperature di un elemento di combustibile che brucia prima di essere diluito con aria ed uno che brucia dopo essere stato diluito.

Da diversi anni le case automobilistiche stanno svolgendo ricerca nel tentativo di ridurre al minimo le emissioni di inquinanti utilizzando sistemi di post trattamento dei gas di scarico oppure intervenendo direttamente sulla combustione.

Una strategia di intervento sulla combustione è la RCCI (*Reactivity Controlled Compression Ignition*) la quale inserisce in camera di combustione, tramite un'iniezione indiretta, un combustibile a bassa reattività e, tramite l'iniezione diretta, un combustibile ad alta reattività.

Mescolando i due carburanti si riesce ad abbassare la temperatura di combustione in modo da avere meno perdite per trasferimento di calore e meno dispersione di NOx.

Questa tecnologia riduce anche i gas serra perché coinvolge più aria che nella combustione standard e quindi diventa più probabile che il carbonio reagisca con l'ossigeno in modo da formare CO₂ piuttosto che *soot* e residui di carbonio.

1.1 Motori diesel

I motori diesel sono dispositivi a combustione interna utilizzati per generare potenza meccanica nei quali l'accensione dei fluidi all'interno della camera di combustione è data dalle pressioni e dalle temperature molto elevate. Questi possono essere applicati in vari ambiti, come ad esempio, l'autotrazione di veicoli leggeri e pesanti.

1.2 Descrizione del ciclo ideale e reale

Il ciclo termodinamico ideale diesel è così composto:

_ fase di aspirazione (0-1): in seguito all'apertura istantanea della

valvola di aspirazione si ha l'immissione di aria nella camera di combustione mentre il pistone passa dal PMS al PMI; la trasformazione risulta isobara in quanto abbiamo supposto che la valvola di aspirazione non generi cadute di pressione;

_ fase di compressione (1-2): ipotizzando una trasformazione isoentropica reversibile e la macchina adiabatica, il pistone passa dal PMI al PMS mentre le valvole rimangono chiuse;

_ combustione (2-3): considero la combustione ideale isobara;

_ fase di espansione (3-4): l'espansione, come la compressione, avviene idealmente in un sistema chiuso e segue ancora un andamento isentropico;

_ scarico (1-0): lo scarico è composto da due fasi: la prima è l'apertura istantanea delle valvole di scarico, la pressione interna nella camera di combustione tracolla fino a raggiungere istantaneamente la pressione atmosferica (4-1). Durante la seconda fase (0-1) il pistone si riporta al PMS permettendo l'uscita dei gas di scarico (figura 1.2-1).

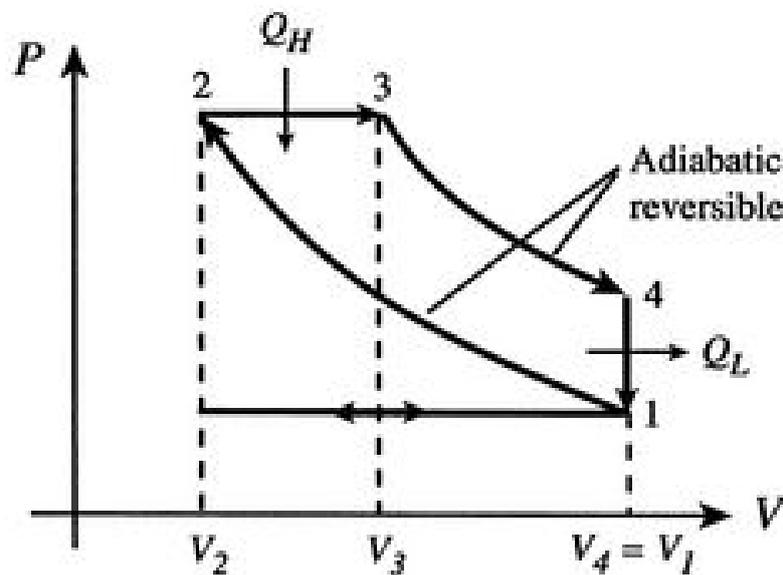


Figura 1.2-1: ciclo diesel ideale. [16]

In questa situazione abbiamo considerato il fluido come se fosse ideale (ovvero i calori specifici costanti) e la macchina ideale (adiabatica, priva di perdite di carico e con le valvole ad apertura istantanea), condizioni evidentemente non verificate in una

situazione effettiva. Per quanto riguarda un fluido reale esso avrà i calori specifici variabili, crescenti con la temperatura e ciò comporta una diminuzione della pressione registrabile in camera di combustione; inoltre il fluido partecipa a diverse reazioni chimiche che ne riducono il lavoro ottenibile. Nella realtà il motore non può essere considerato adiabatico, infatti, durante il ciclo si verificano continui scambi di calore con l'ambiente perché la temperatura interna è molto più alta di quella esterna. Questo comporta che le trasformazioni prima considerate isoentropiche ($P \cdot V^K = cost.$) risultino ora politropiche con un coefficiente K minore. In una macchina reale si verificano perdite di carico dovute alla geometria dei condotti, dai componenti e dal mutare della velocità dei fluidi che variano con la velocità di rotazione del motore. La fase di aspirazione e di scarico non avvengono a pressione ambientale, in particolare durante l'aspirazione la pressione risulta essere inferiore rispetto a quella ambiente, mentre durante lo scarico, a causa delle perdite di carico date dall'apertura non istantanea delle valvole, si presenta una pressione più alta rispetto a quella ambiente. Nella situazione reale, quindi, si viene a creare un ciclo di pompaggio con verso di percorrenza antiorario che genera lavoro negativo che penalizza il lavoro utile di espansione. Durante la compressione il fluido entrante ha una temperatura inferiore rispetto alle pareti del cilindro e si ha una cessione di calore ma, più il pistone si sposta verso il PMS più la temperatura del fluido cresce fino a che lo scambio si inverte. Il calore passa dal fluido alle pareti del cilindro andando a penalizzare la pressione di fine compressione abbassandola. Le valvole non presentano nella realtà una apertura e chiusura istantanea poiché significherebbe accelerazioni e forze infinite. La combustione, infine, non avviene né a volume costante né a pressione costante portando ad una diminuzione del rendimento termodinamico del fluido. Il diagramma di indicatore reale risulta in figura 1.2-2

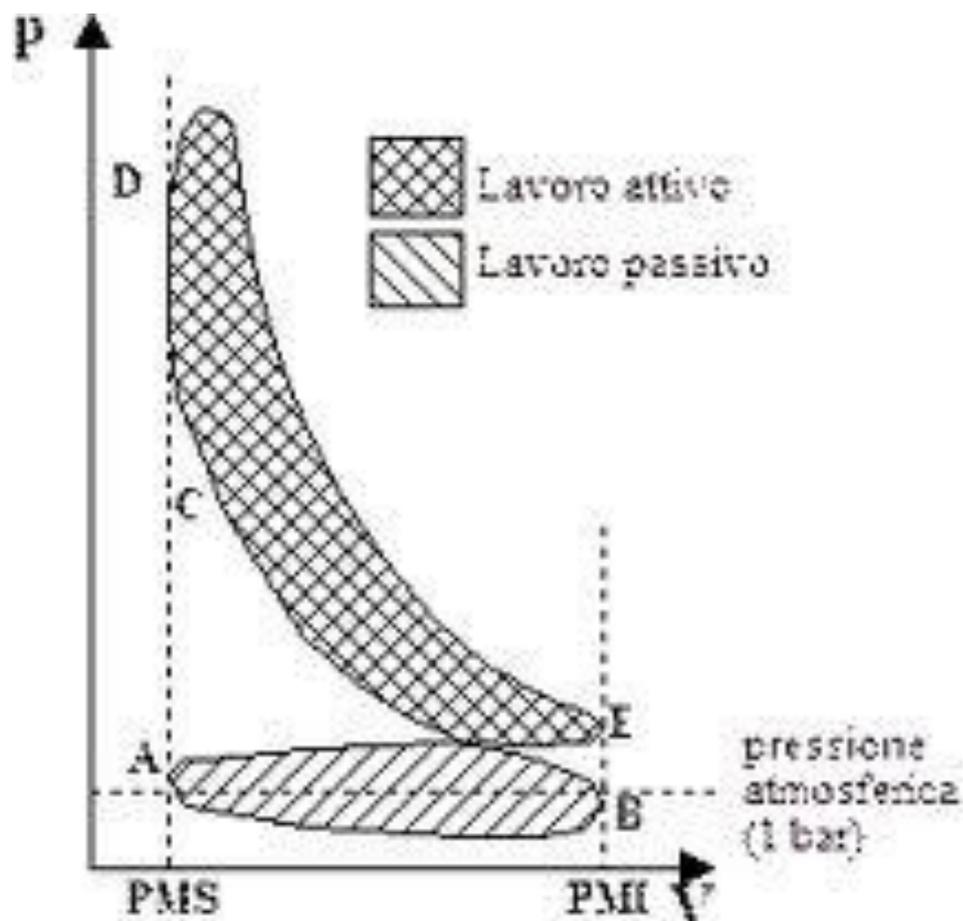


Figura 1.2-2: diagramma di indicatore reale. [17]

1.3 Parametri fondamentali del motore diesel

Nei motori diesel l'accensione avviene perché il combustibile viene iniettato in un ambiente ad alta temperatura e pressione che ne permettono l'autoaccensione. La fase di combustione viene gestita dal tempo di iniezione mentre le alte temperature si ottengono agendo in fase di progetto sul rapporto di compressione γ . Esso è definito come rapporto tra il volume della camera di combustione quando il pistone si trova al PMI e il volume di quest'ultima quando si trova al PMS.

$$\gamma = \frac{V_0 + V_c}{V_0}$$

Dove V_0 è il volume della camera di combustione quando il pistone si trova al PMS e $V_c = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S$ è la cilindrata considerata

come superficie del pistone per la corsa "S".

Il rendimento termodinamico e la temperatura di fine compressione sono influenzati da tale parametro e all'aumentare del rapporto di compressione entrambi aumentano quindi, in linea teorica risulta conveniente mantenere tale valore elevato.

$$\eta_{th} = \frac{LAVORO}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

Considerando un fluido ideale nel quale non variano con la temperatura i calori specifici si ottiene:

$$Q_H = c_p(T_3 - T_2)$$

$$Q_L = c_v(T_4 - T_1)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{K(T_3 - T_2)}$$

Indicando con "K" il rapporto tra i calori specifici a pressione e volume costante.

Ricercando la dipendenza della temperatura dalle condizioni geometriche e ambientali si ottiene:

$$\begin{cases} P \cdot v^k = cost \\ P \cdot v = R \cdot T \end{cases} = R \cdot T \cdot v^{k-1} = cost \Rightarrow T \cdot v^{k-1}$$

$$\begin{cases} T \cdot V^{k-1} = cost \\ m = cost \end{cases}$$

$$T_1 \cdot V_1^{k-1} = T_2 \cdot V_2^{k-1}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \gamma^{k-1}$$

Si evidenzia la dipendenza della temperatura di fine compressione dal rapporto di compressione ed essa risulta crescere all'aumentare di γ , quindi compatibilmente alla resistenza dei materiali e alle sollecitazioni conseguenti, è necessario innalzare tale valore.

Definito "a" come:

$$a = \frac{T_3}{T_2}$$

Si ottiene:

$$T_3 = aT_2 = aT_1\gamma^{k-1}$$

Dalla precedente relazione isoentropica:

$$T_3 V_3^{k-1} = T_4 V_4^{k-1}$$

$$T_4 = T_3 \frac{V_3^{k-1}}{V_4^{k-1}}$$

Il parametro V_3 può essere ricavato dalla trasformazione isobara (2-3):

$$\frac{V_2}{T_2} = \frac{V_3}{T_3}$$

$$V_3 = \frac{V_2}{T_2} T_3 = aV_0$$

Andando a sostituire nella precedente espressione:

$$T_4 = T_3 \frac{(aV_0)^{k-1}}{V_4^{k-1}} = aT_1\gamma^{k-1} a^{k-1} \left(\frac{V_0}{V_0 + V_c} \right)^{k-1} = a^k T_1$$

Di conseguenza il rendimento:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{a^k T_1 - T_1}{k(aT_1\gamma^{k-1} - T_1\gamma^{k-1})} = 1 - \frac{a^k - 1}{\gamma^{k-1} k(a - 1)}$$

Si può notare che il rendimento aumenta con il rapporto di compressione ma bisogna precisare che esso non può essere scelto a piacimento, è necessario considerare le sollecitazioni date dalle elevate pressioni e che il prodotto tra il rendimento termodinamico ed organico in funzione del rapporto di compressione presenta un massimo; infatti sebbene all'inizio l'aumento del rapporto di compressione porti un aumento significativo del rendimento organico, dopo un certo valore le forze di attrito fanno sì che tale rendimento cali molto più rapidamente dell'aumento del rendimento termodinamico causando una riduzione del rendimento totale. Un parametro fondamentale per la caratterizzazione del motore è la pressione media effettiva MEP (mean effective pressure) definita come:

$$MEP = \frac{L_0}{V_c}$$

Ovvero definita come il rapporto del lavoro organico e la cilindrata. Il lavoro organico è il lavoro considerato al netto delle

perdite per attrito. La MEP è molto importante perchè permette il confronto di motori che hanno differenti cilindrata. Essa può essere espressa anche come:

$$MEP = \frac{M_0}{V_c} \pi \tau$$

Dalla quale si può ottenere :

$$P_0 = L_0 \frac{2n}{\tau} = MEP V_c \frac{2n}{\tau} = M_0 2\pi n$$

1.4 La combustione diesel

La combustione per motori ad accensione spontanea è detta diffusiva. Diversamente da quanto accade in un motore ad accensione comandata, il carburante viene spruzzato direttamente in camera di combustione tramite iniettori sottoforma di gocce molto piccole. Si parla di diffusione perchè la reazione è legata alla velocità delle gocce nell'evaporare e miscelarsi in proporzioni adeguate al comburente per permettere la combustione. Le gocce iniettate devono essere tenute più fini possibili per facilitarne l'evaporazione e devono essere iniettate in camera di combustione quando la temperatura e la pressione consentono l'autoaccensione. Una volta partita la combustione la temperatura aumenta e ciò consente di accelerare il processo di evaporazione dopodichè la velocità con cui progredirà la combustione dipenderà dalla facilità per il combustibile di trovare sufficiente comburente. La combustione diffusiva può essere suddivisa in quattro parti (figura 1.4-1):

- _ ritardo dell'accensione: fase che va dall'iniezione di combustibile all'inizio della combustione;
- _ combustione premiscelata: è caratterizzata da una veloce propagazione della combustione a tutta la carica premiscelata formatasi durante il ritardo di accensione, provocando un forte incremento di calore rilasciato e pressione;

- _ combustione controllata (o diffusiva): si ha la combustione regolata dai processi di diffusione del combustibile rimanente, essa può essere controllata tramite l'iniezione di altro carburante per limitare pressioni e temperature troppo elevate;
- _ completamento della combustione: la combustione viene terminata coinvolgendo solo il carburante rimanente.

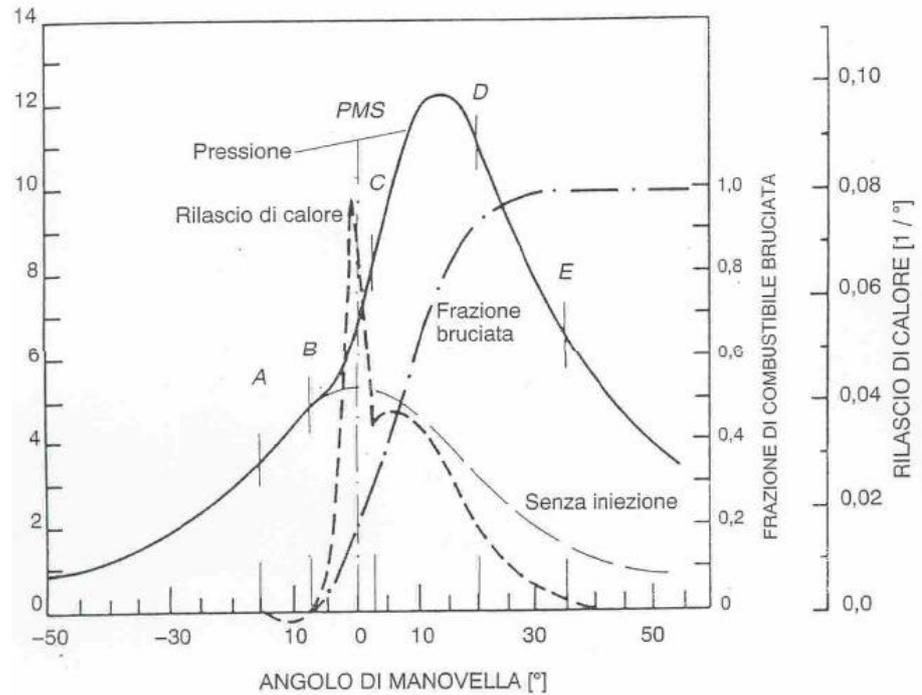


Figura 1.4-1: diagramma della pressione, del rilascio di calore e della frazione di combustibile bruciata in funzione dell'angolo di manovella. [18]

2 La combustione RCCI

Il motore a combustione interna è diventato uno strumento indispensabile per la società e la sua possibilità di fornire energia sia in movimento che in postazioni fisse ha fatto sì che venisse prodotto su larga scala. Tuttavia il suo utilizzo in materia di consumi ed emissioni è diventato un problema economico, politico e sociale. Sebbene siano state cercate molte soluzioni, la maggior parte di esse possono essere raggruppate sotto la categoria di LTC, combustioni a bassa temperatura. Per mantenere degli alti rendimenti i motori che sono coinvolti sono quelli ad accensione per compressione, tuttavia a differenza dei motori diesel convenzionali, i motori LTC possono ridurre le emissioni utilizzando lunghi tempi di accensione quindi abbassando i rapporti di equivalenza locali e le temperature. Ciò permette di ridurre le emissioni di NO_x e *soot*. Storicamente le strategie di LTC sono state effettuate solo a carichi medi e bassi a causa delle vibrazioni di combustione e alle difficoltà di controllo. Tuttavia recenti studi hanno dimostrato che migliorando le caratteristiche del carburante è possibile effettuare combustioni LTC anche ad alti carichi. Al fine di aumentare il rapporto di pressione si può utilizzare una strategia di miscelazione di combustibili diversi all'interno del cilindro. La strategia consiste nell'iniettare direttamente in camera il combustibile più reattivo (es. diesel) e nell'iniezione indiretta usare un combustibile meno reattivo (es. benzina, etanolo). L'utilizzo di questa ha permesso di ottenere minori velocità di aumento di pressione e una maggiore efficienza termica ed è chiamata RCCI (reactivity controlled compression ignition). Il gradiente di reattività può essere ottenuto utilizzando diversi combustibili quindi bisogna

verificare sperimentalmente quale combinazione risulti ottimizzare le emissioni e le prestazioni del motore. Nonostante ciò bisogna anche considerare che per un'applicazione reale di tale tecnologia i carburanti più facilmente reperibili sono la benzina (combustibile a bassa reattività) e il diesel (combustibile ad alta reattività); le altre combinazioni possono essere tenute in considerazione come direzioni per sviluppi futuri.

2.1 Confronto della combustione RCCI con etanolo e benzina

Per analizzare l'andamento delle emissioni di NO_x e PM ai carichi medio alti, è stato scelto [2] un motore pesante 2.44 L Caterpillar 3401 Single-Cylinder testandolo iniettando indirettamente etanolo E85, benzina o in iniezione diretta benzina più 1.75% di DTBP (Di-*tert*-butyl peroxide). Il DTBP è un additivo che aumenta la reattività del combustibile quindi miscelandolo con la benzina si possono ottenere caratteristiche simili a quelle del gasolio. Il primo caso di studio è iniettare indirettamente benzina e direttamente diesel. Tutti i carichi testati sono visibili nella tabella 2.1-1, mentre il CA50 viene variato in modo che non si superi il PRR di 10 bar/deg e un picco massimo di pressione nel cilindro di 150 bar. In figura 2.1-1 sono visibili l'andamento della pressione e del calore apparente scambiato in presenza e senza EGR e con una temperatura in ingresso di 32°.

Engine gross IMEP (bar)	5.2	9.6	11.6	13.6	14.5
Total fueling (kg/hr)	2.34	3.97	4.73	6.00	6.26
Port fuel percentage mass and energy (%)	68	78	87	83	90
EGR rate (%) [‡]	0	37	37	57	57
Equivalence ratio (-)	0.253	0.757	0.844	1.00	0.975
Absolute intake pressure (kPa)	137.8	174.3	191.6	219.1	234.3
Intake Temperature (°C)	40	32	32	32	32
Absolute exhaust pressure (kPa)	144.7	184.7	201.9	235.7	251.5
Exhaust Temperature (°C)	195	271	333	344	361
Camshaft IVC timing (°ADTC)	-143	-85	-85	-85	-85

Tabella 2.1-1: parametri di funzionamento nel caso di iniezione di benzina. [2]

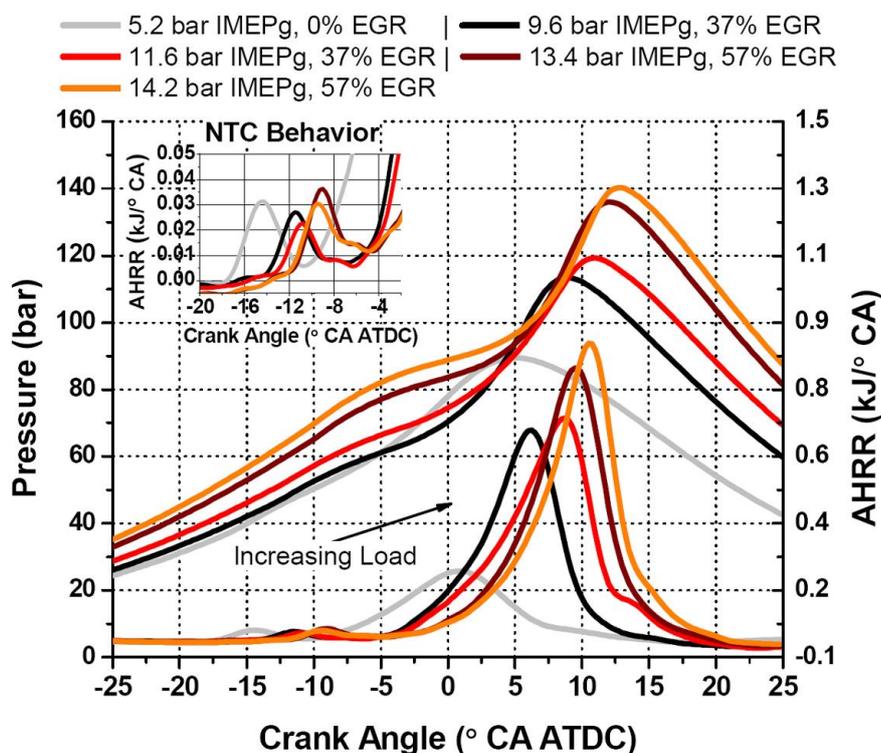


Figura 2.1-1: andamento della pressione e del calore rilasciato per i diversi carichi e quantità di EGR nel caso di iniezione di benzina. [2]

Nel secondo caso di studio viene utilizzato E85 nell'iniezione indiretta mantenendo i limiti imposti precedentemente con la benzina ma utilizzando una temperatura di aspirazione di 42° senza EGR e 45° con EGR. E' stata utilizzata una temperatura più alta in aspirazione rispetto al caso benzina poiché si è voluto

tenere conto della maggiore entalpia di vaporizzazione dell'etanolo rispetto alla benzina. La pressione nel cilindro e la AHRR sono visibili in figura 2.1-2 mentre la tabella 2.1-2 mostra la variazione di EGR e di percentuale di iniezione indiretta nei diversi carichi.

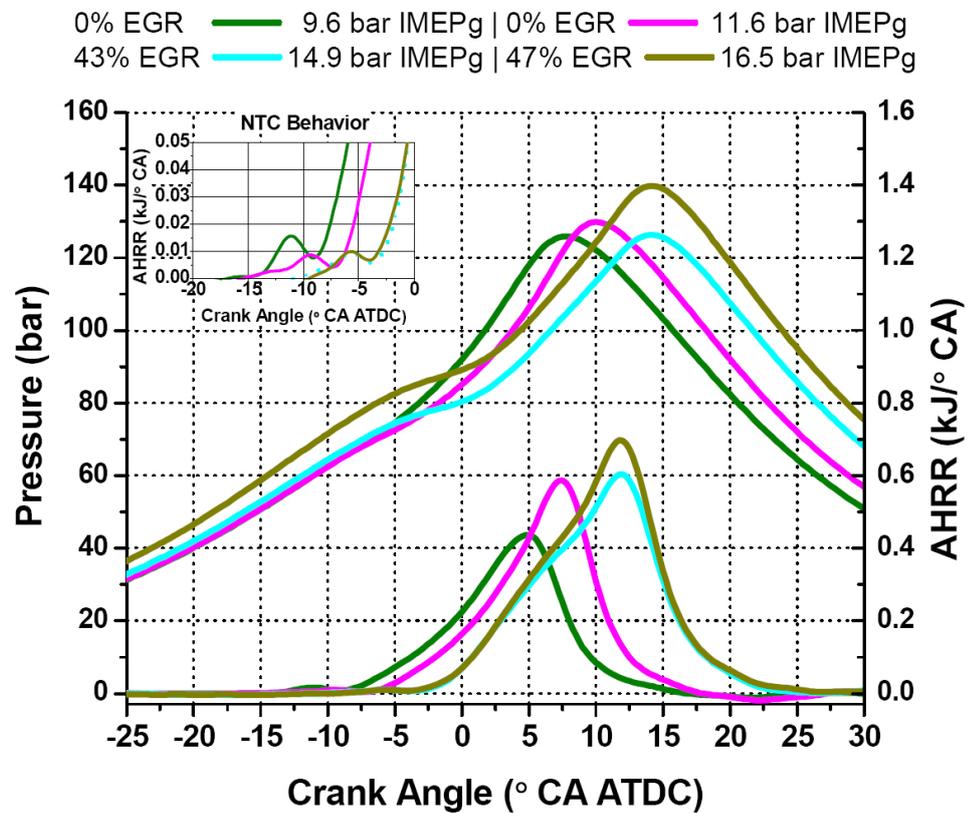


Figura 2.1.1-2: andamento della pressione e del calore rilasciato per i diversi carichi e quantità di EGR nel caso di iniezione di etanolo. [2]

Engine gross IMEP (bar)	9.6	11.6	14.9	15.5	16.5
Total fueling (kg/hr)	4.81	6.16	8.52	8.98	9.57
Port fuel mass percentage (%)	79	82	82	83	83
Port fuel energy percentage (%)	72	75	75	77	77
EGR rate (%)	0	0	44	43	47
Equivalence ratio (-)	0.285	0.360	0.838	0.867	0.898
Absolute intake pressure (kPa)	201.9	204.7	220.5	224.0	246.0
Intake Temperature (°C)	42	42	45	45	45
Absolute exhaust pressure (kPa)	212.2	215.0	231.5	234.3	256.4
Exhaust Temperature (°C)	282	341	372	386	396
Camshaft IVC timing (°ADTC)	-85	-85	-85	-85	-85

*Tabella 2.1.1-2: parametri di funzionamento nel caso di iniezione di etanolo.
[2]*

In figura 2.1-3 si può vedere il confronto tra il caso E85-diesel e benzina-Diesel dove sono stati inseriti nel grafico i casi ai carichi più alti e più bassi. Il caso benzina-diesel ha un più breve rilascio di calore ad alta temperatura con un andamento a campana, mentre il caso E85-diesel ha un andamento più triangolare con un rapido passaggio da rilascio di calore da bassa temperatura ad alta temperatura.

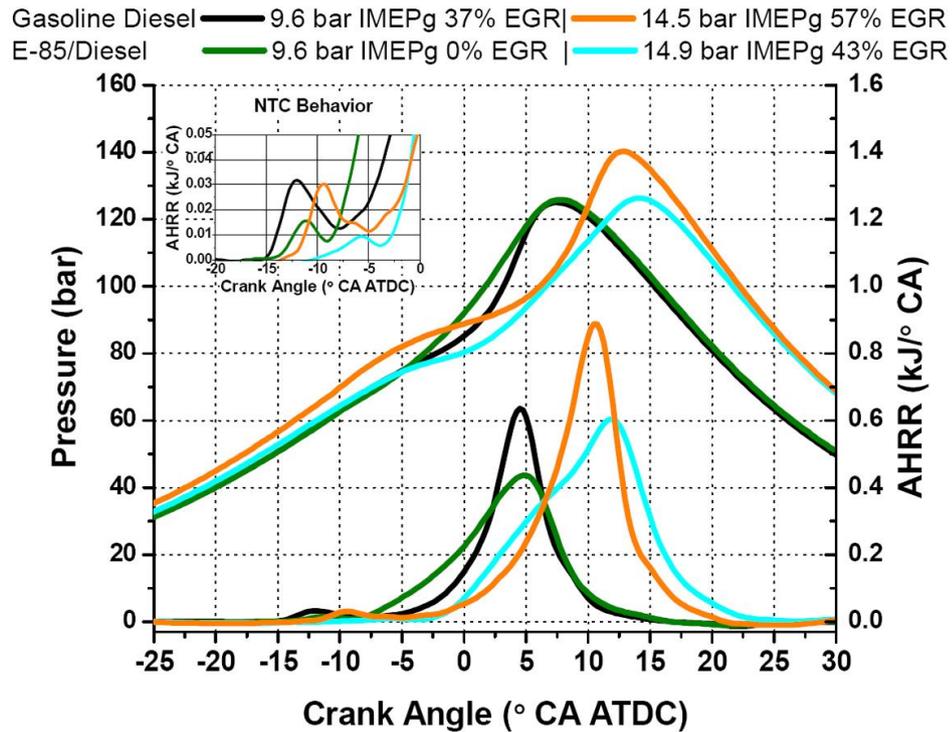


Figura 2.1-3: confronto della combustione benzina-diesel e E85-diesel. [2]

Si constata che al carico più alto il caso benzina-diesel raggiunge pressioni di picco più elevate rispetto al secondo caso; inoltre la combinazione E85-diesel a 14.9 bar IMEP ha una combustione più lenta e il picco di pressione è spostato in avanti di circa 5°CA rispetto al caso precedente; le pressioni ai carichi inferiori, invece, risultano pressoché identiche.

La pressione e il calore rilasciato del caso benzina-benzina+DPBT e le condizioni di carico, sono visualizzati nella figura 2.1-4 e tabella 2.1-3 sempre avvalendosi delle premesse precedenti. Si nota che l'andamento del AHRR è piuttosto simile al caso benzina-diesel ma comunque l'andamento LTHR è diverso per tutti e tre i casi.

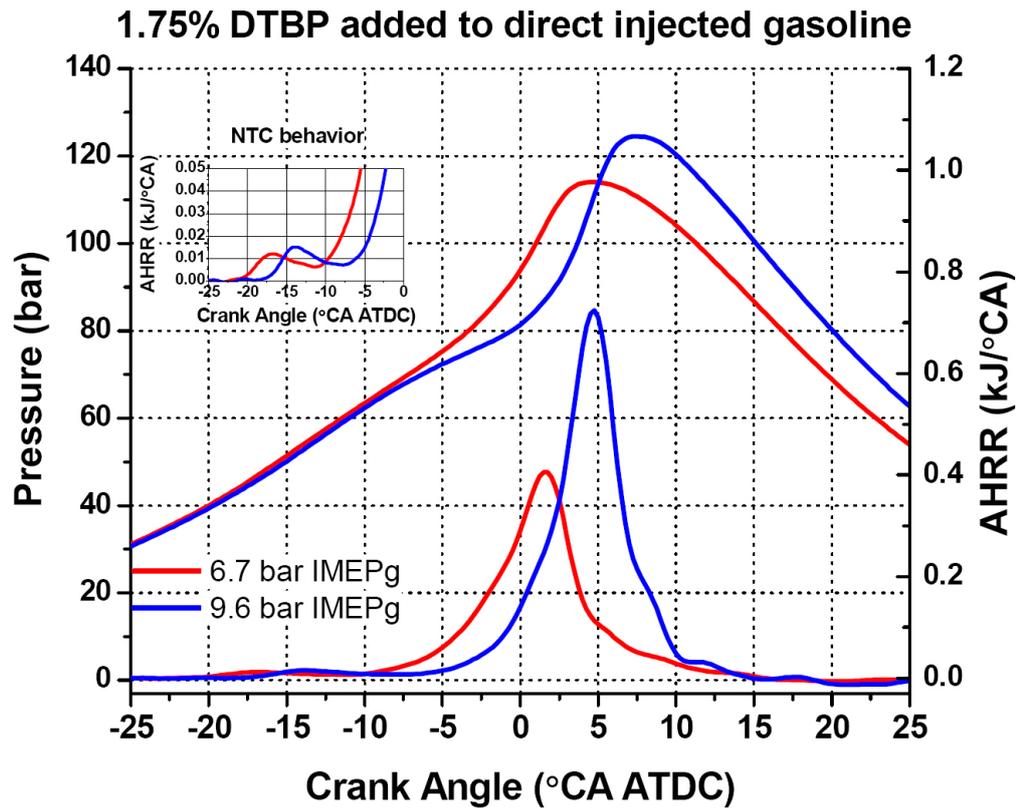


Figura 2.1-4: pressione e calore rilasciato nel caso benzina-benzina+DTBP.

[2]

Engine gross IMEP (bar)	6.7	9.5
Total fueling (kg/hr)	2.67	3.65
Port fuel mass percentage (%)	90	90
EGR rate (%)	0	43
Equivalence ratio (-)	0.208	0.544
Absolute intake pressure (kPa)	174.3	174.3
Intake Temperature (°C)	40	32
Absolute exhaust pressure (kPa)	184.0	184.0
Exhaust Temperature (°C)	199	307
Camshaft IVC timing (°ADTC)	-143	-143

Tabella 2.1-3: parametri di funzionamento nel caso benzina-benzina+DTBP.

[2]

A differenza delle strategie dual fuel l'andamento del LTHR nel caso single fuel ha un andamento totalmente diverso; il picco di

calore si verifica prima ed è di minor grandezza. È evidente che un minor picco di LTHR ha un effetto positivo per il motore in quanto limita la pressione nel cilindro andando a migliorare l'efficienza del ciclo. Sebbene la strategia E85-diesel abbia un basso picco di LTHR ha però una variazione nel HTHR molto veloce e questo inibisce l'effetto positivo precedente ma compensa queste perdite raggiungendo pressioni di picco superiori agli altri casi nel punto 5°CA. Questo si traduce in un aumento di circa il 17% di lavoro rispetto al caso benzina (figura 2.1-4; 2.1-5).

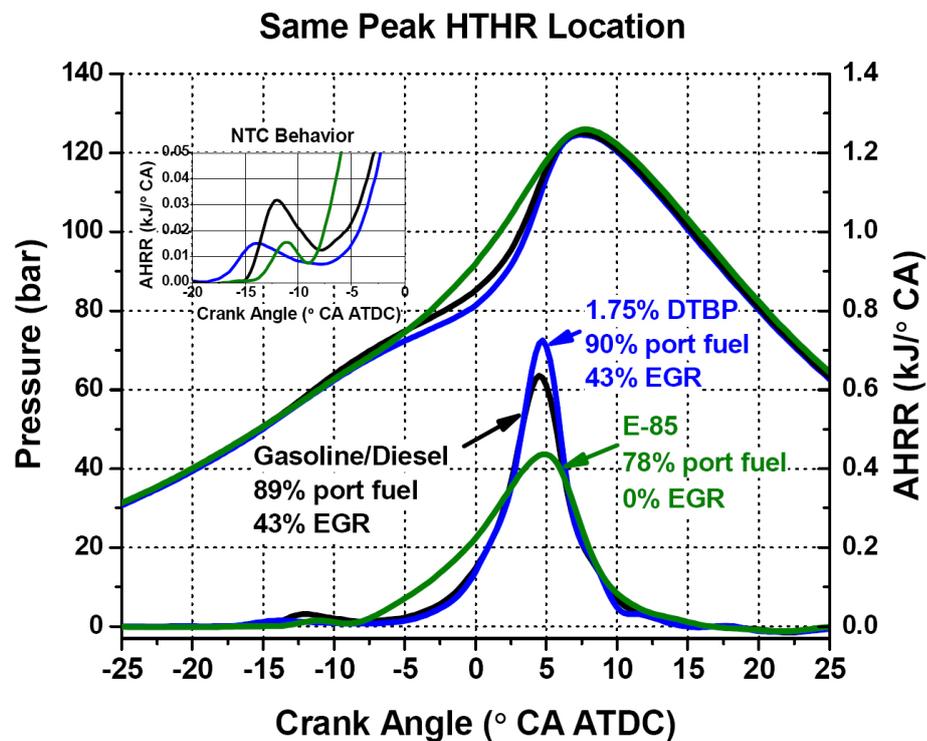


Figura 2.1-4: confronto per le tre strategie delle pressioni e dei rilasci di calore ad alta e bassa temperatura. [2]

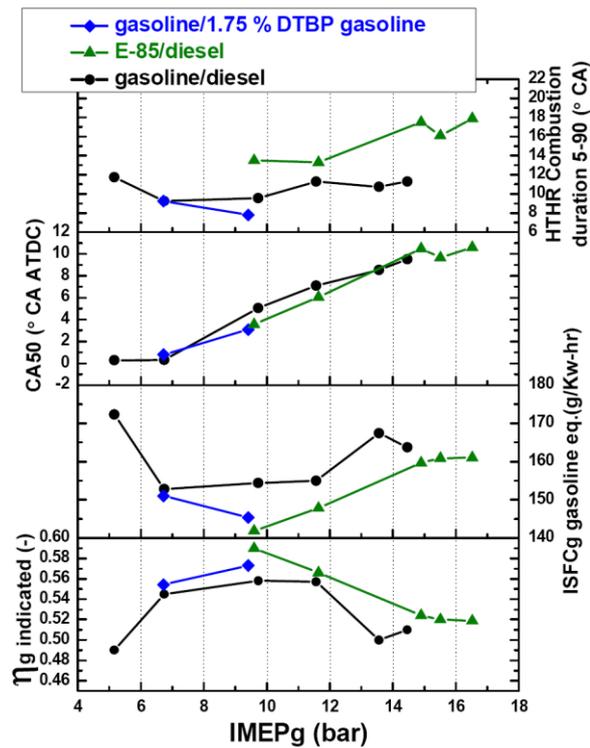


Figura 2.1-5: rilascio del calore, timing di combustione, consumo specifico ed efficienza per i tre casi. [2]

Per quanto riguarda le emissioni di NO_x esse rimangono piuttosto limitate per tutti i casi studiati e per tutti i differenti carichi; lo stesso vale per le emissioni di PM fatta eccezione del caso diesel-benzina al carico più elevato. Le emissioni di CO e HC decrescono con il carico. Questo avviene perché aumentano le temperature superficiali e quindi viene facilitata l'ossidazione. È chiaro, inoltre, che il caso E85 rispetto al caso benzina non richiede l'utilizzo di EGR contro il 40% del secondo caso e ciò si traduce in un aumento di efficienza (figura 2.1-6).

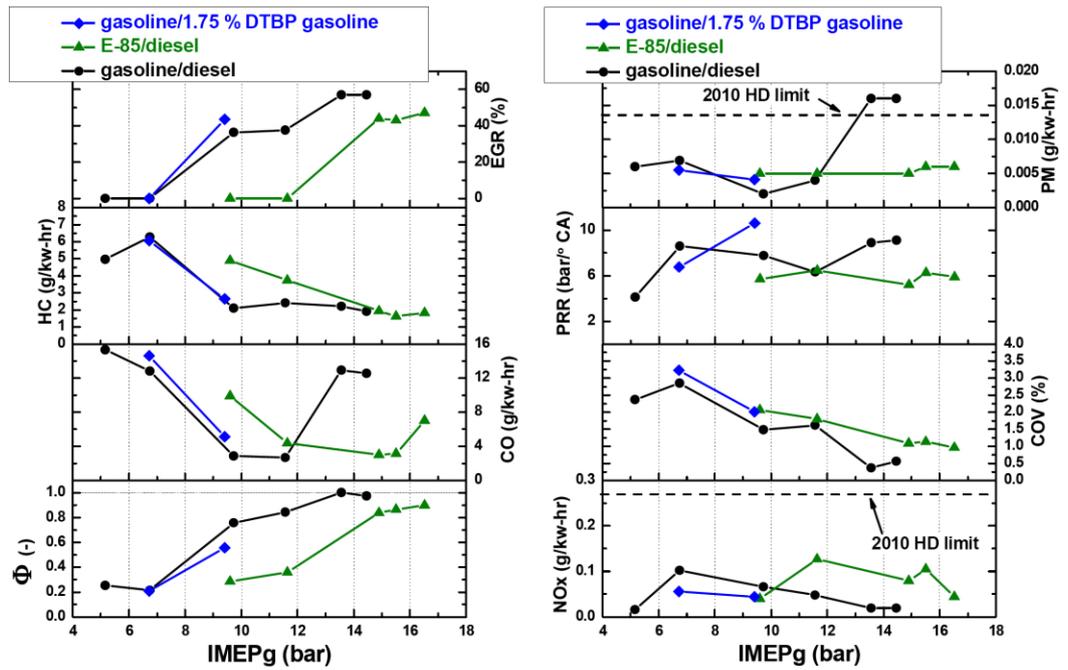


Figura 2.1-6: emissioni dei tre casi. [2]

2.2 Confronto delle prestazioni diesel con il caso benzina più additivo

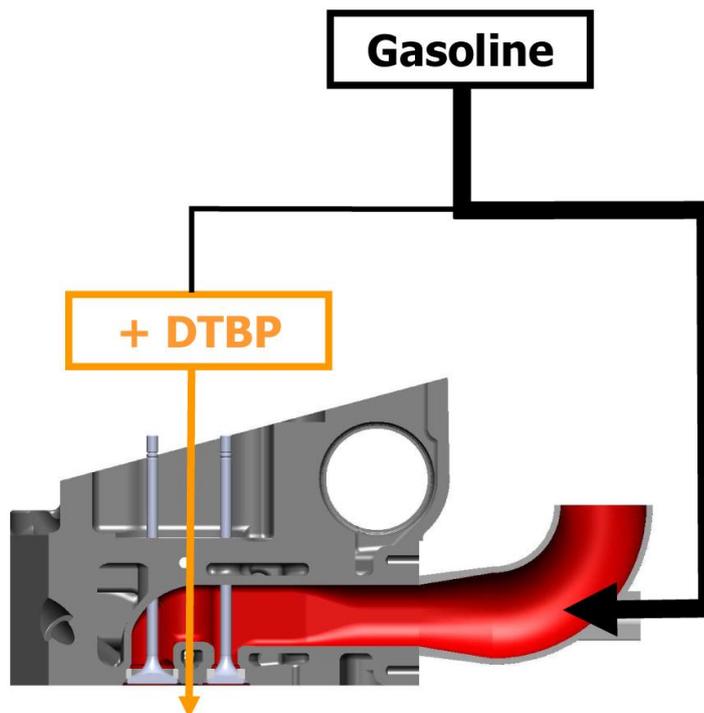


Figura 2.2-1: sistema di iniezione benzina-benzina+DTBP. [4]

Diversamente dal caso benzina-diesel si è pensato [4] di ottenere il gradiente di reattività utilizzando un solo combustibile (benzina) il quale viene iniettato sia indirettamente che direttamente miscelandolo con un piccolo quantitativo di DBTP, additivo che ne aumenta la reattività. Si è riscontrato che la benzina così modificata ha un comportamento simile al diesel rendendo così possibile un'efficiente combustione RCCI. Viene testato il comportamento della combustione al variare del carico e della percentuale in massa dell'additivo rispettivamente di 3.5%, 1.75% e 0.75%. Alle prime condizioni di carico, 6 bar di pressione media effettiva, è stato possibile ottenere una combustione RCCI per tutte e tre le percentuali di additivo nell'iniezione diretta, raggiungendo al massimo un PRR di 10 bar/°. In questa situazione, diminuendo la percentuale di additivo, si nota che la combustione parte sempre più in ritardo; inoltre il gradiente di reattività decresce col calare della percentuale di additivo.

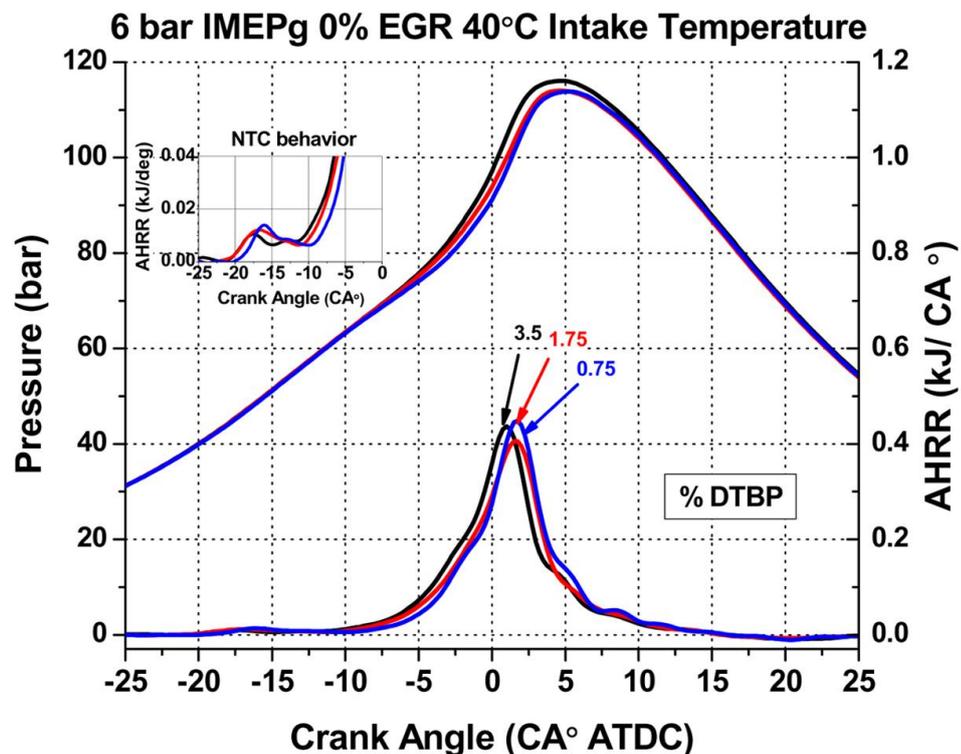


Figura 2.2-2: esempio di andamento della pressione e del calore rilasciato in funzione della percentuale di additivo. [4]

Nel caso di 9 bar di IMEP si è confrontato, al variare della percentuale di additivo e della percentuale di combustibile iniettato indirettamente, l'andamento della pressione e del calore rilasciato rispetto al caso benzina-diesel.

Con la percentuale di 3,5% di DPBT il calore rilasciato e la fase risultano simili sia nel caso dual fuel che nel single fuel ma appaiono diverse le basse temperature di rilascio del calore, più basse nel caso single fuel che portano ad un aumento di efficienza del ciclo (figura 2.2-3).

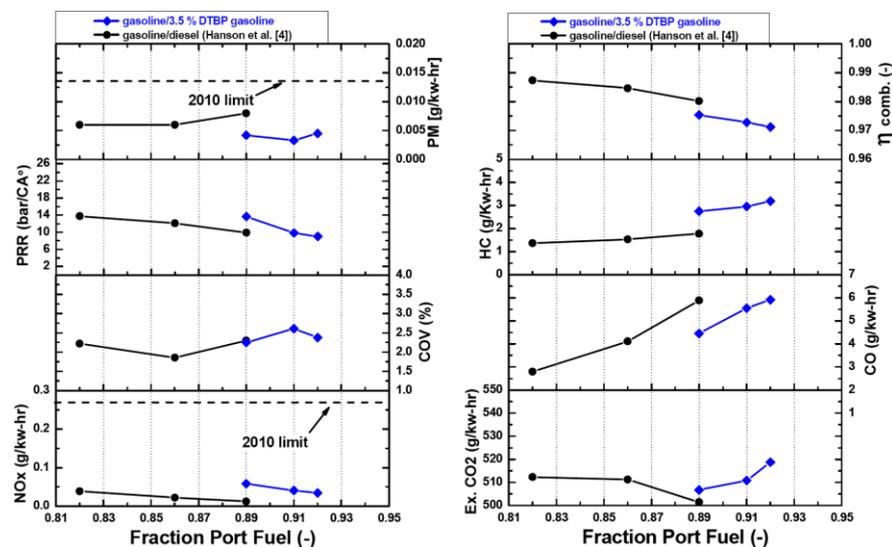


Figura 2.2-3: confronto emissioni e prestazione tra il caso diesel classico e benzina+DTBP. [4]

Nel caso 1,75% la diminuzione di additivo ha avuto un effetto piuttosto limitato sia sul tempo di rilascio del calore a bassa ed alta temperatura che nella quantità. L'unica differenza significativa emerge nel rilascio di calore principale che è più pronunciato e si ha un passaggio di calore da bassa ad alta temperatura leggermente lento (figura 2.2-4).

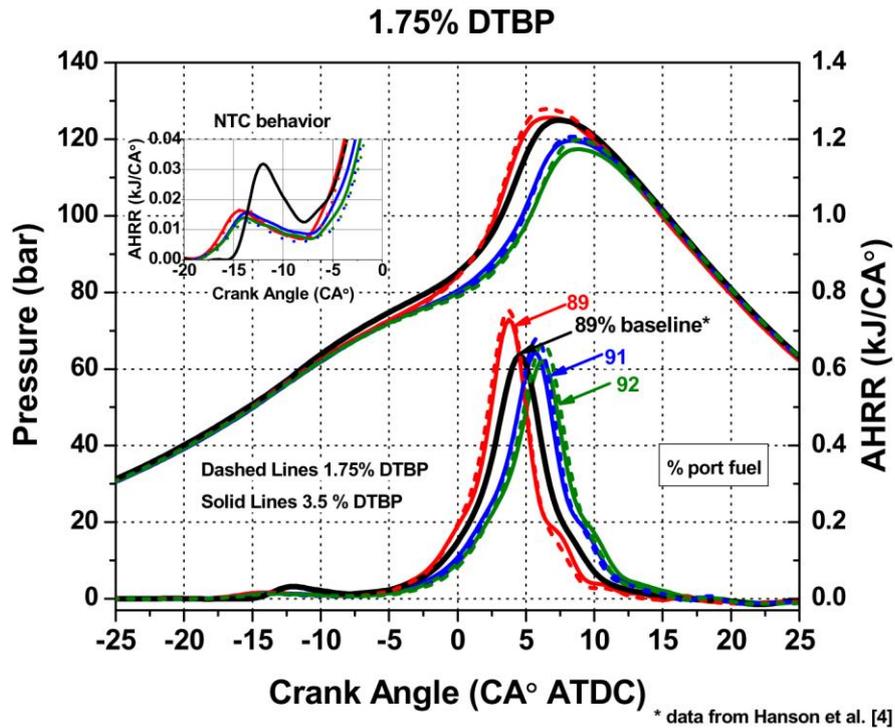
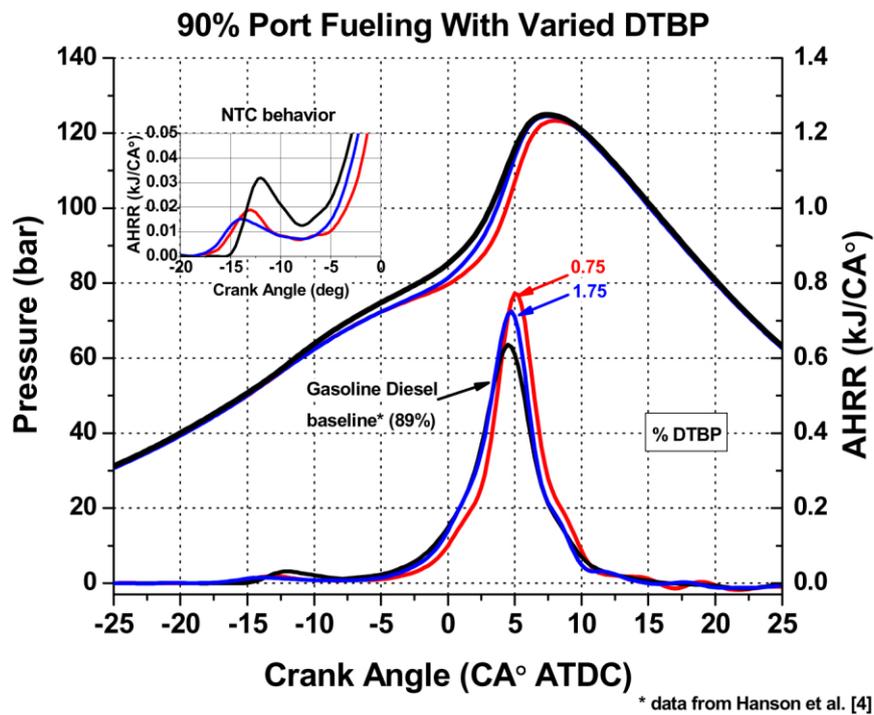
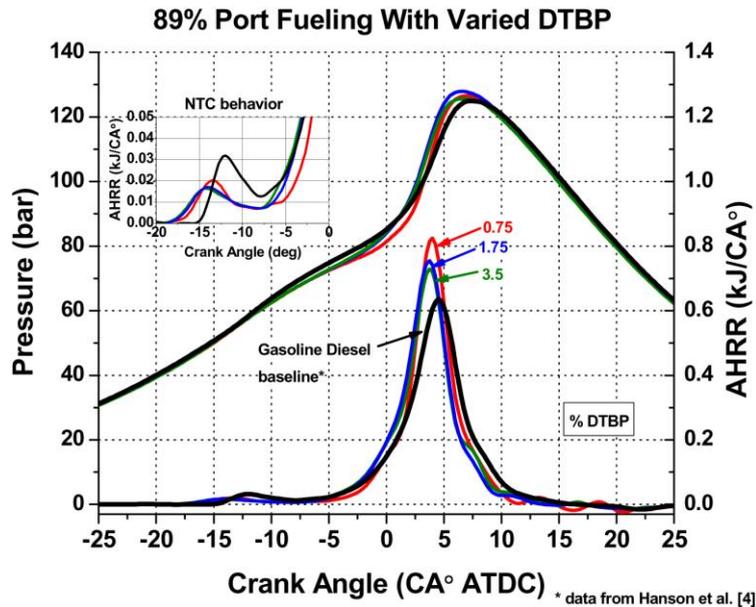


Figura 2.2-4: caso benzina+1.75% DTBP. [4]

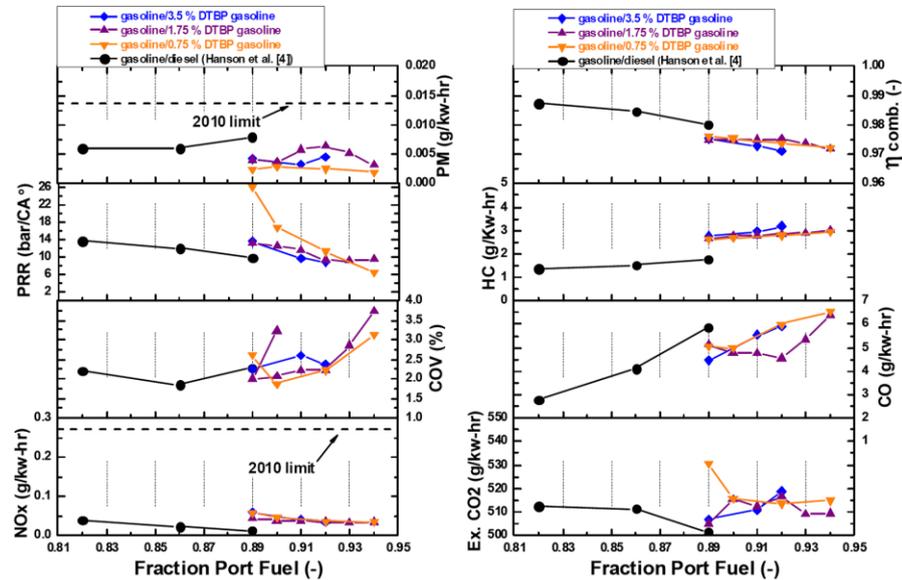
Riducendo ulteriormente la percentuale di additivo a 0,75% si notano differenze più marcate. La curva di rilascio del calore diviene più pronunciata con l'aumentare della percentuale dell'iniezione indiretta e la durata della combustione diviene più breve. La figura 2.2-5 mostra il confronto, a parità di percentuale iniettata e al variare della percentuale di additivo, l'andamento della pressione e del rilascio di calore.



2.2-6 a-b: andamento della pressione e del rilascio di calore al variare della percentuale di carburante iniettato indirettamente e della percentuale di additivo. [4]

Il dimezzamento della percentuale di additivo da 1,75% a 0,75% ha un effetto molto più marcato rispetto alla riduzione di percentuale precedente. Si evince che il comportamento della combustione, utilizzando strategia *single-fuel*, è piuttosto simile alla *dual-fuel* raggiungendo prestazioni analoghe; anche le relative emissioni risultano comparabili e comunque piuttosto

ridotte (figura 2.2-7). Questo dimostra che una piccola percentuale di additivo può aumentare la reattività del combustibile così da poter utilizzare un solo serbatoio di carburante a bassa reattività.



2.2-7: emissioni e prestazioni variando la percentuale di additivo. [4]

2.3 Caso E85-diesel

Consideriamo ora un motore diesel automobilistico multi cilindrico General Motors (GM) 1.9L four-cylinder diesel con un rapporto di compressione di 17.5:1 common rail. La strategia consiste nell'iniettare indirettamente E85 e direttamente diesel [5]. Confrontiamo i risultati di efficienza e di emissioni dell'E85 con il caso benzina-diesel e con il caso di combustione diesel classica.

Osserviamo che l'efficienza termica a 1500 rpm e a 1 bar di pressione media effettiva del caso E85-diesel è inferiore dell'11% al caso diesel e dell'1% inferiore a 2000 rpm e 2.0 bar di BMEP, mentre è pressoché identica a 1500 rpm 2.6 BMEP. Nel caso di 2300 rpm 4.2 bar è invece più alta di circa il 2.2 %. Il caso E85 al carico minore risulta meno efficiente del caso benzina-diesel mentre mostra un graduale aumento incrementando i carichi superando l'efficienza del diesel classico nei casi di 2300 rpm 4.2

bar e 2600 rpm 8.8 bar come mostrato in figura 2.3-1.

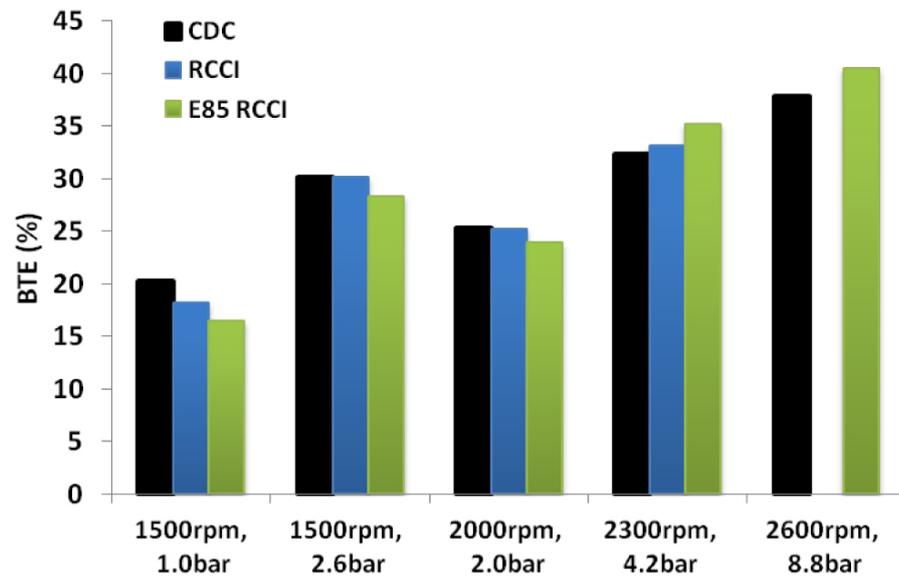


Figura 2.3-1: confronto dell'efficienza al variare dei carichi tra i casi diesel classico, benzina-diesel e E85-diesel. [5]

Per quanto riguarda le emissioni di NO_x, come esposto in figura 2.3-2, ai carichi più bassi le emissioni sono pressoché uguali per tutti e tre i casi, ma arrivando a 2300 rpm le emissioni di NO_x della combustione diesel classica, risultano molto più elevate rispetto alle altre due combinazioni arrivando infine al caso di 2600 rpm 8.8 bar in cui le emissioni del CDC sono di 744 ppm contro le 66 ppm del caso E85-diesel.

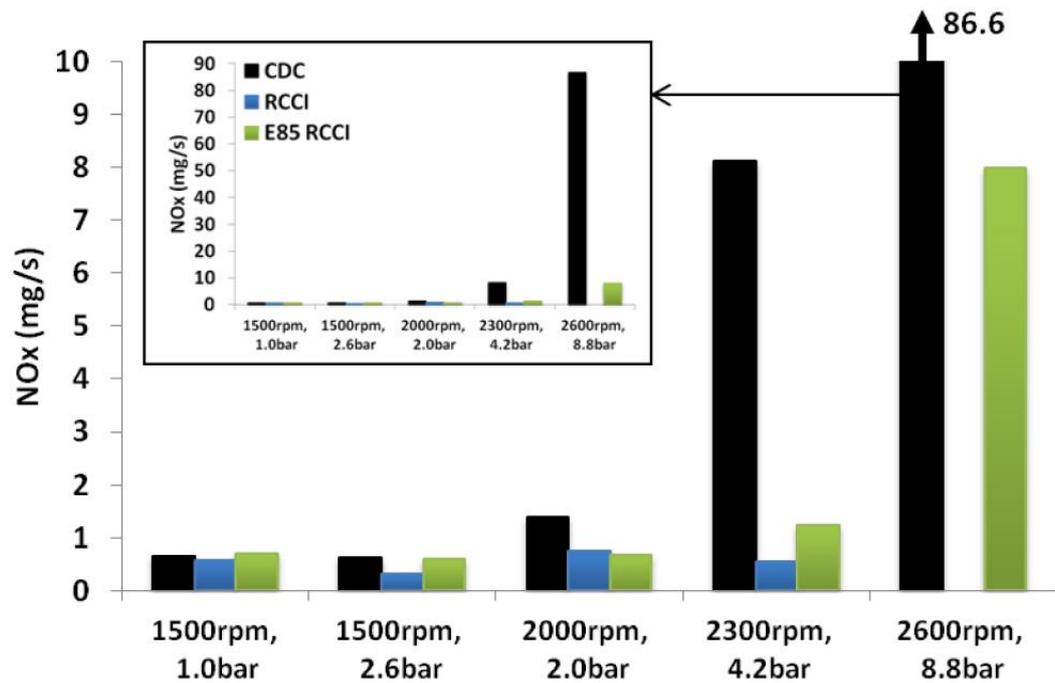


Figura 2.3-2: emissioni di NOx. [5]

Le emissioni di PM risultano quasi nulle per tutti i carichi per le combinazioni benzina-diesel ed E85-diesel, mentre la combustione diesel classica ha un picco di 1,2 mg/s a 2300 rpm 4.2 bar (figura 2.3-3)

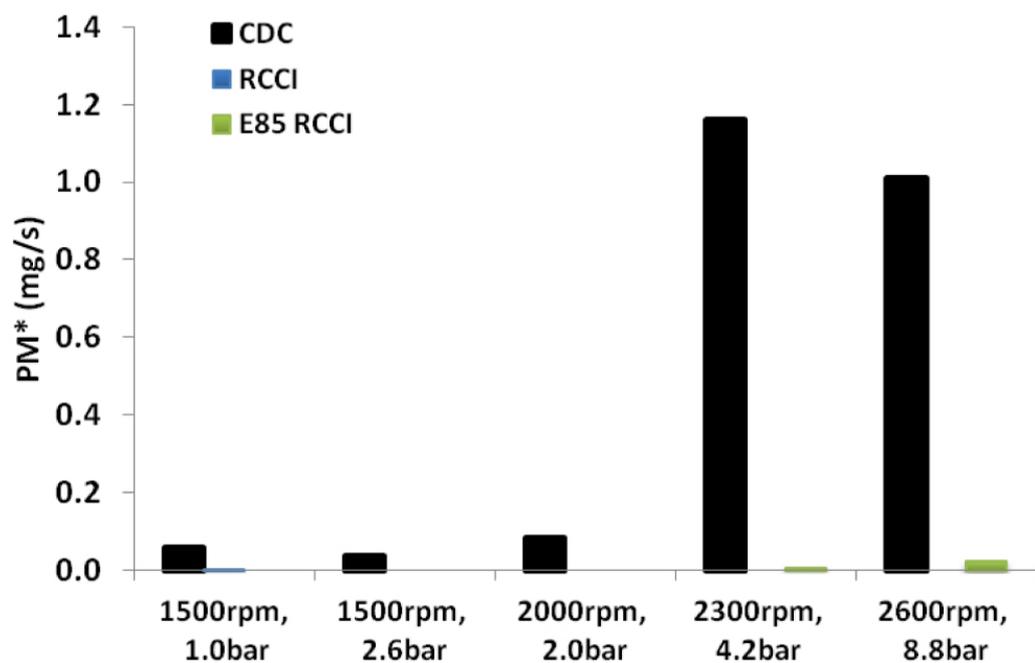


Figura 2.3-3: emissioni di PM. [5]

Analizzando le emissioni di CO e di HC risulta evidente che una diminuzione di temperatura di combustione comporta la formazione elevata di idrocarburi e monossido di carbonio; infatti in ogni situazione di carico le emissioni di HC e CO risultano elevate per la combinazione benzina-diesel e per l'E85-diesel mentre risultano piuttosto basse per il caso CDC (figura 2.1.3-4 a-b).

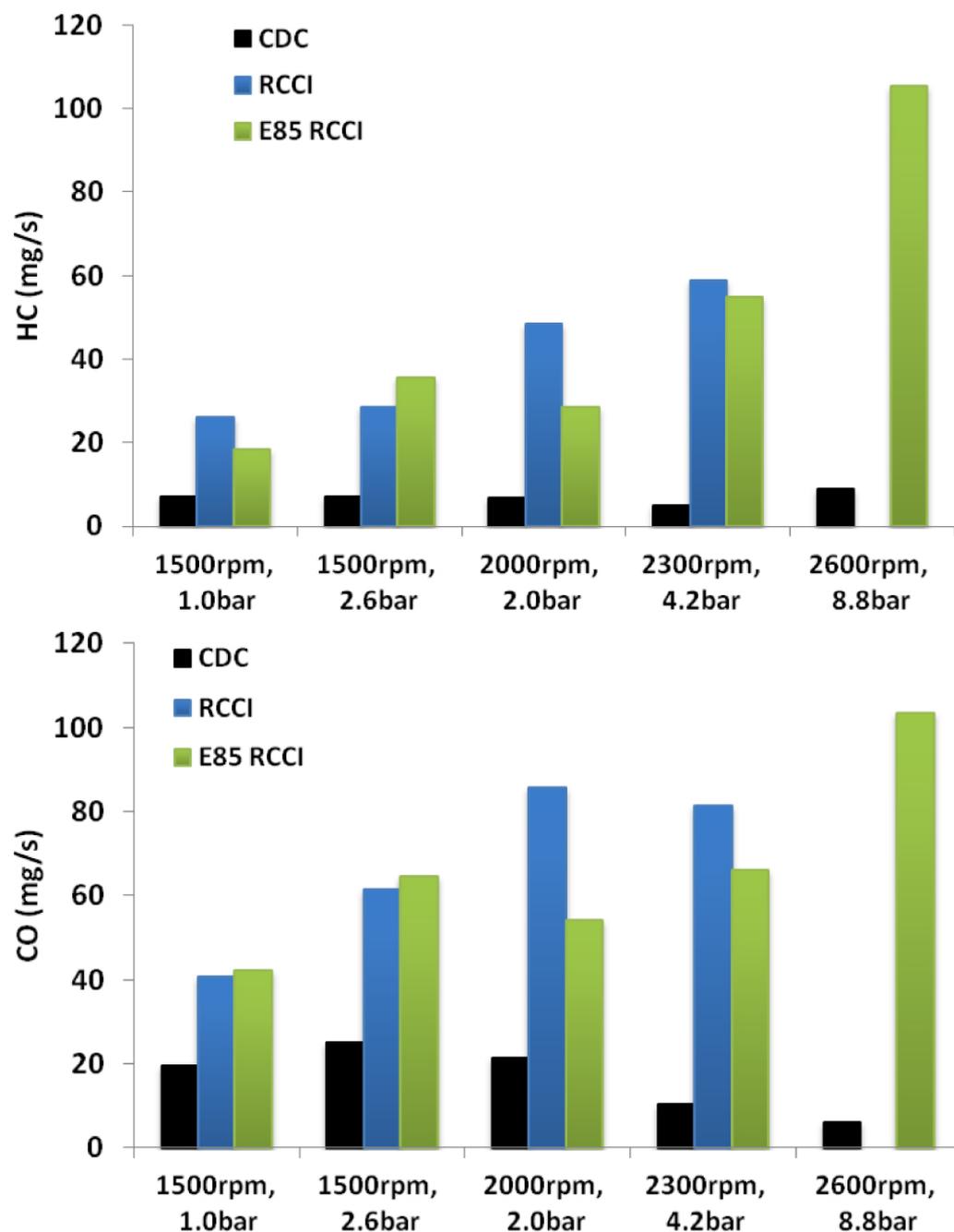


Figura 2.1.3-4 a-b: emissioni di CO e HC. [5]

Ciò significa che comunque saranno necessari sistemi di post

trattamento dei fumi per ossidare la CO e l'HC utilizzando catalizzatori e migliorando la geometria del pistone.

2.4 La combustione ai bassi carichi

La combustione RCCI è stata studiata precedentemente ai carichi medi e alti, ora si analizza il funzionamento e le emissioni di un motore leggero a carichi di 2 e 4.5 bar IMEP e fra 800 e 1700 rpm (figura 2.4-1) [1].

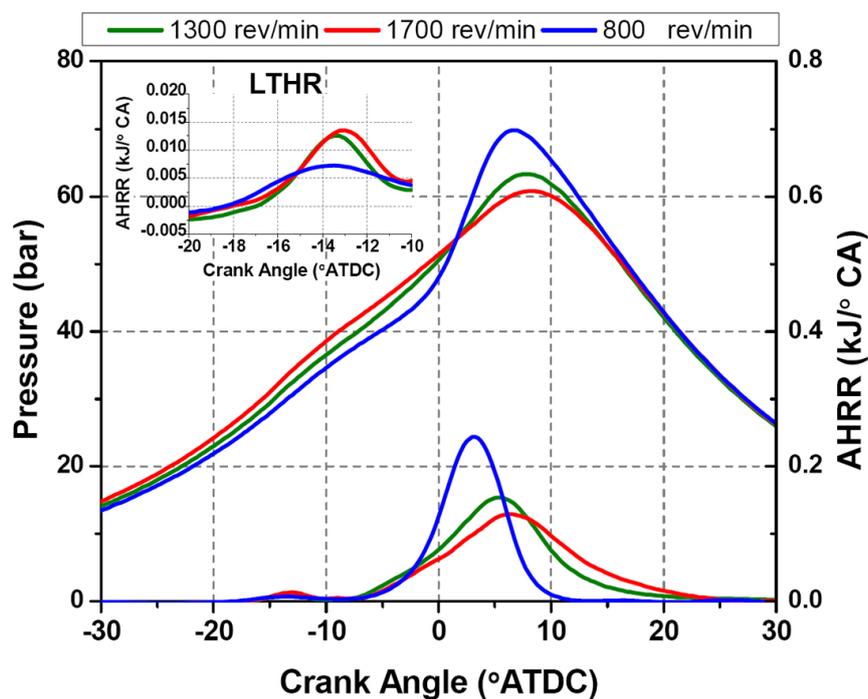


Figura 2.4-1: pressione e rilascio del calore per 800 rpm, 1300 rpm e 1700 rpm. [1]

Si può constatare dall'immagine che alla velocità più elevata del motore si ha il minimo calore rilasciato; inoltre la LTHR per le

velocità 1300 e 1700 rpm è circa la stessa. Diversamente l'HTHR nel caso 800 rpm è molto più veloce. Si è variato il rapporto tra le quantità di combustibile iniettate direttamente e indirettamente in modo da mantenere il tempo di CA50 di 5° ATDC. È stato necessario variare il rapporto di reattività poiché aumentando la velocità il ritardo di accensione deve essere diminuito per mantenere costante il CA50 per questo motivo è stato necessario aumentare la quantità di carburante iniettato direttamente. All'aumentare di tale quantità varia l'andamento delle emissioni: quelle di NOx aumentano mentre decrescono quelle di HC e CO. La causa potrebbe essere l'aumento del rapporto di equivalenza che eleva le temperature di combustione e di conseguenza aumenta la velocità di ossidazione degli idrocarburi e del monossido di carbonio. La fase di combustione ha inoltre un grande effetto sull'efficienza, ritardandola cala il rendimento. È interessante evidenziare che nel caso di 1700rpm il rendimento è inferiore rispetto agli altri casi. Nonostante la velocità permetta di disperdere meno calore, in questo caso aumentano anche le perdite di efficienza di combustione e di pompaggio e il loro effetto supera il beneficio dato dal minor trasferimento di calore, anche se comunque in tutti i casi l'efficienza rimane prossima al 50% (figura 2.4-2; 2.4-3).

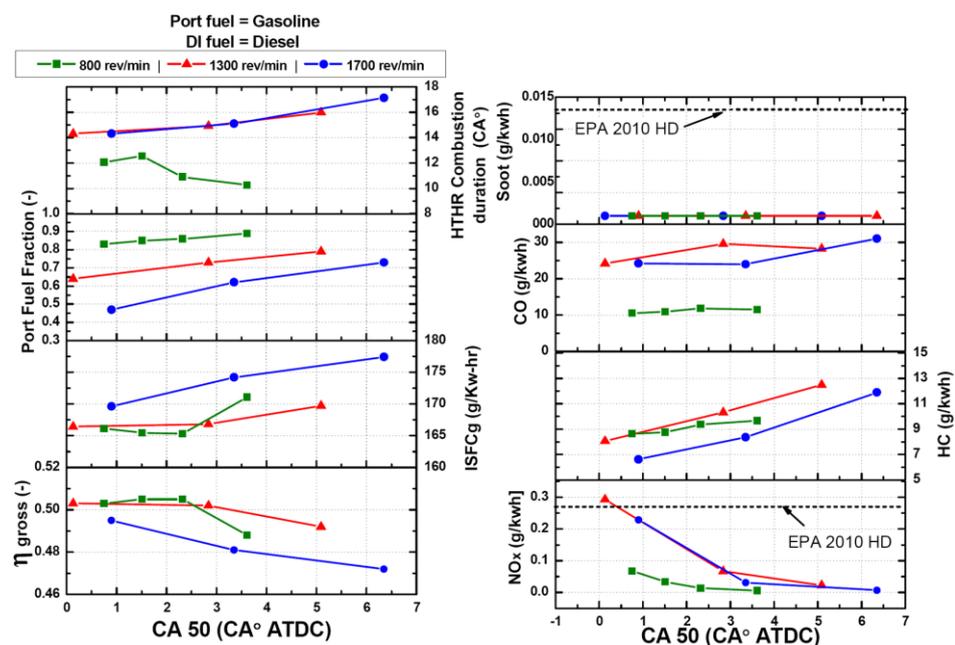


Figura 2.4-2: prestazione ed emissioni per le velocità selezionate. [1]

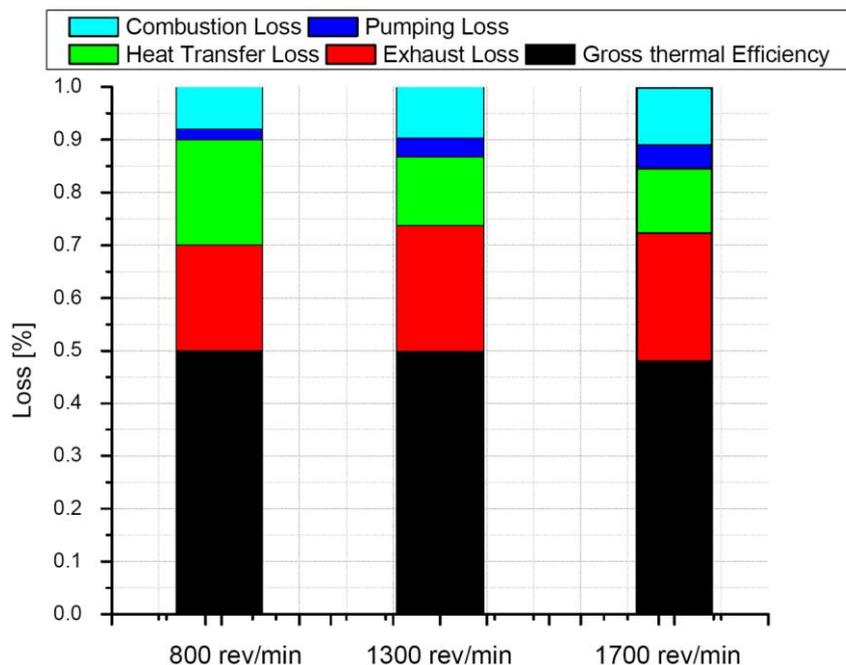


Figura 2.4-3: efficienza e perdite di efficienza. [1]

È stata poi valutata, nelle stesse condizioni di carico, la strategia single fuel iniettando benzina direttamente in camera di combustione con il 3.5% di 2-EHN. Come nel caso precedente la fase di combustione è controllata dalla percentuale di carburante iniettato direttamente. Si sottolinea che la velocità di combustione è leggermente più elevata rispetto al caso dual fuel. Questo potrebbe essere dovuto dal fatto che la benzina con l'aggiunta di 2-EHN ha una reattività maggiore rispetto al diesel. Per valutare l'effetto della velocità sulla combustione nella strategia single fuel si è modificata da 800 a 1700 rpm. Si deve inoltre rimarcare che per entrambe le strategie fissate, per le condizioni di carico del motore e il tempo di combustione, il rapporto di equivalenza non rimane costante con la velocità e questo s'intuisce dal picco di pressione di compressione raggiunto che cresce all'aumentare della velocità. La spiegazione potrebbe essere il più alto rendimento volumetrico o il minor tempo per trasferire massa e calore nelle zone interstiziali. Come nel caso precedente la combustione più rapida si ha per la velocità di 800 rpm mentre risulta essere molto simile per le velocità di 1300 rpm e 1700 rpm

(figura 2.4-4).

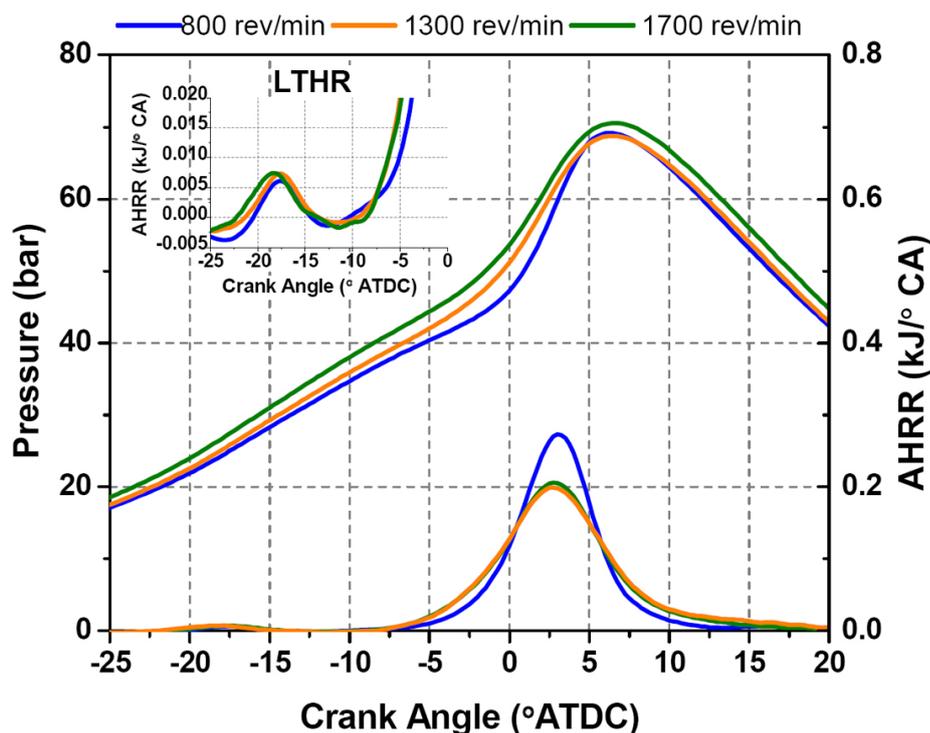


Figura 2.4-4: andamento della pressione e del calore rilasciati per le velocità sopracitate. [1]

La strategia single fuel mostra un andamento delle emissioni di NO_x, HC e CO simile a quello della strategia dual fuel; in entrambe le situazioni, ritardando la combustione aumentano le emissioni di HC e CO, mentre calano le emissioni di NO_x (figura 2.4-5); inoltre le emissioni di PM sono molto limitate in ambo i casi. L'efficienza migliora all'aumentare della velocità in quanto si ha un minor calore disperso alle pareti anche se aumentano le perdite di pompaggio e di calore allo scarico (figura 2.4-6). Le emissioni di NO_x e PM sono accettabili contrariamente alle emissioni di HC e CO che per essere ridotte richiedono l'uso di un catalizzatore ossidante adatto.

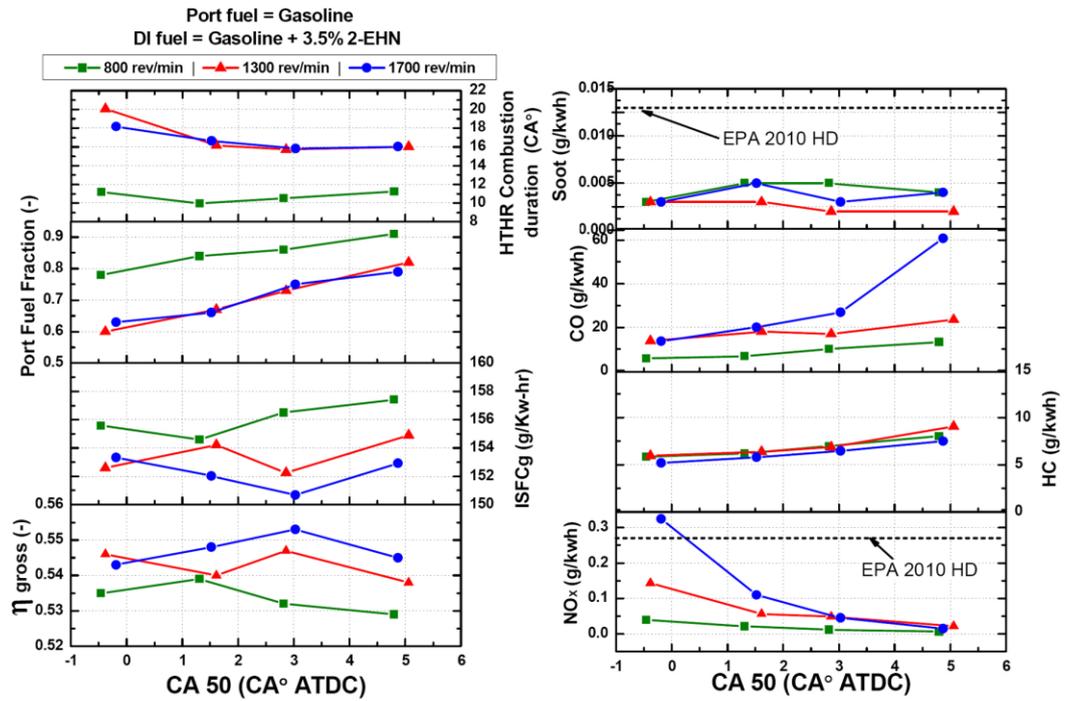


Figura 2.4-5: emissioni e prestazioni in funzione della velocità di combustione.

[1]

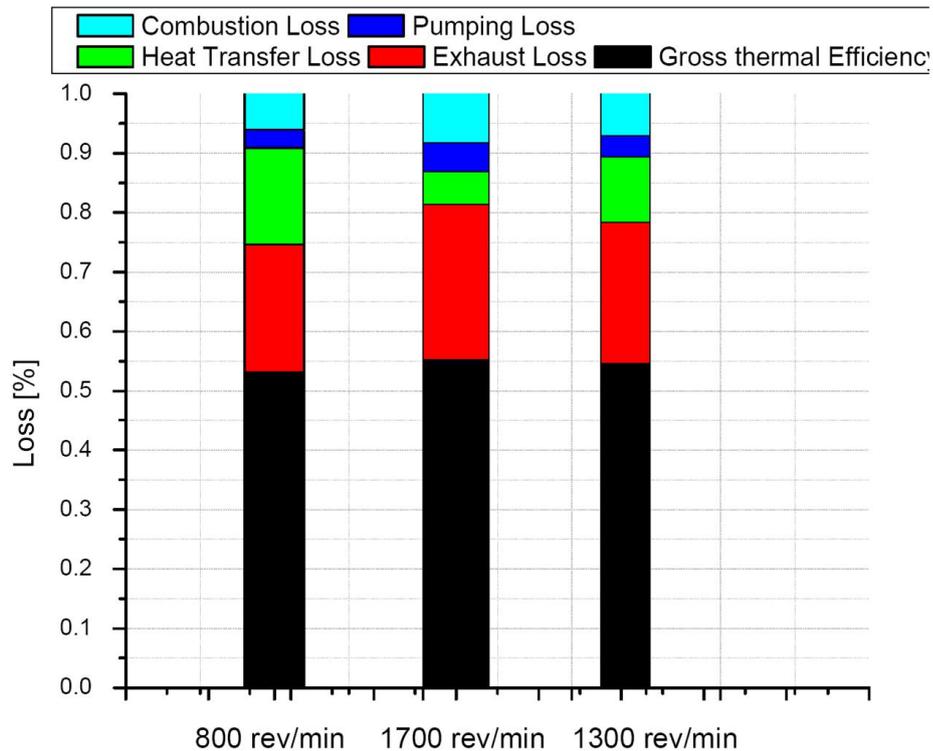


Figura 2.4-6: perdite di efficienza per le diverse velocità. [1]

Poiché le strategie premiscelate sono molto sensibili alle condizioni iniziali, è stato analizzato l'effetto della temperatura in ingresso sulla combustione. All'incremento della temperatura in

ingresso la durata di combustione si accorcia; questo probabilmente perché volendo mantenere costante la fase di combustione si deve aumentare il rapporto di iniezione indiretta.

1300 (rev/min) 4.5 bar IMEPg Intake Temp. Sweep (G/D)

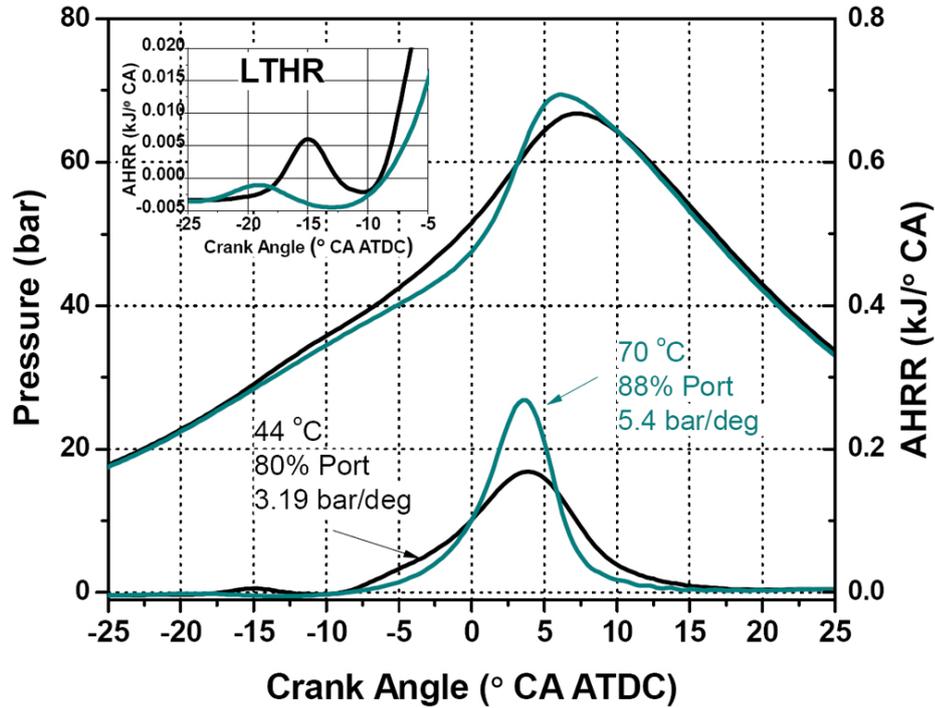


Figura 2.4-7: calore rilasciato e pressione in camera per la variazione di temperatura in ingresso e percentuale di iniezione indiretta. [1]

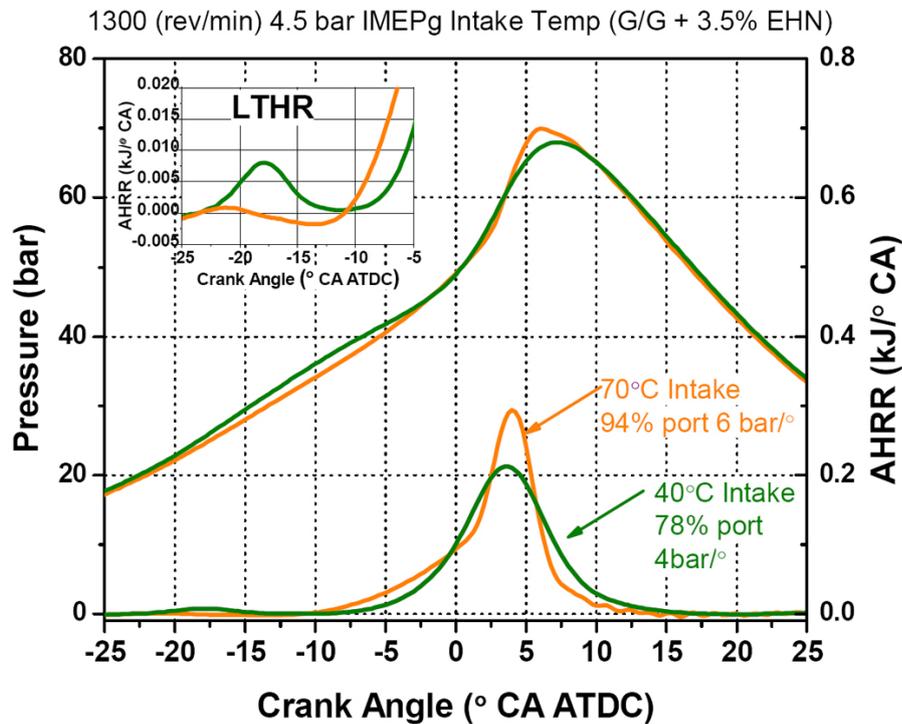


Figura 2.4-8: calore rilasciato e pressione in camera per la variazione di temperatura in ingresso e percentuale di iniezione indiretta. [1]

Le emissioni di HC e CO risultano inferiori nel caso single fuel rispetto al caso dual fuel arrivando ad ottenere un'efficienza termica migliore al crescere della temperatura figura (2.4-9).

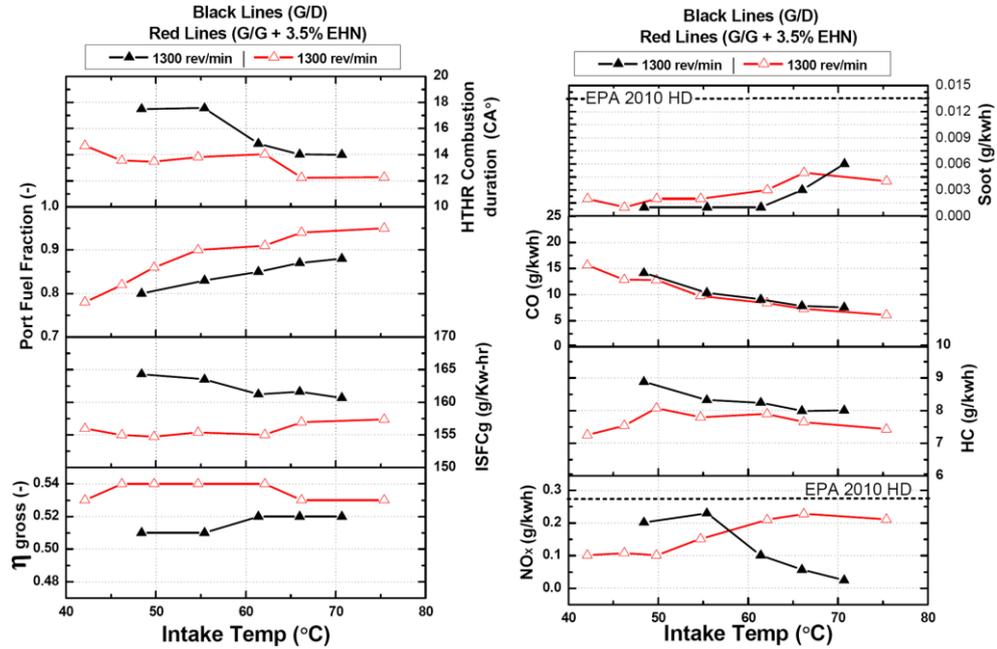


Figura 2.4-9: prestazioni ed emissioni per le due strategie di combustione. [1]

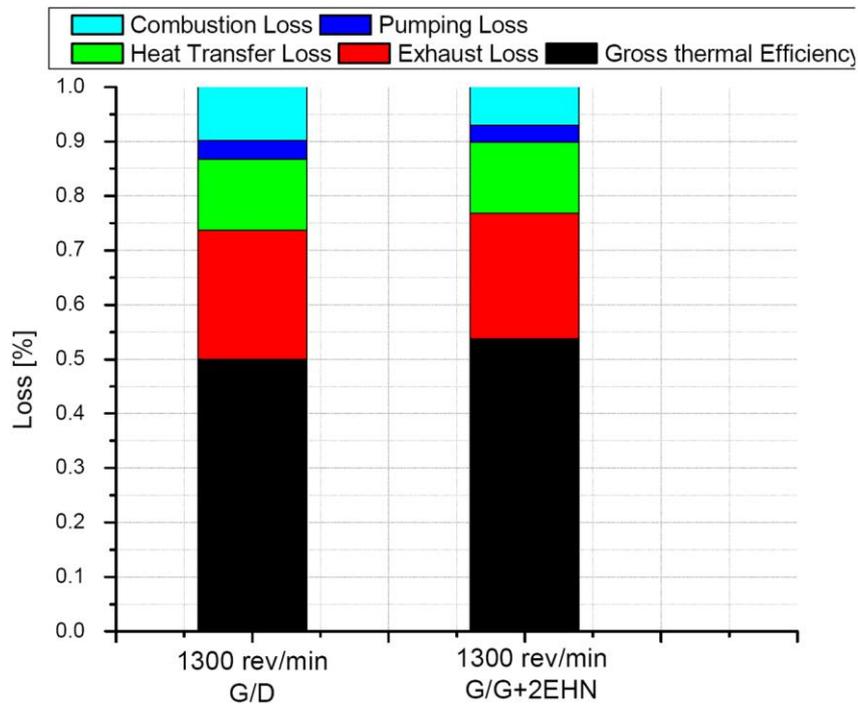


Figura 2.4-10: perdite per le due strategie di combustione. [1]

Le perdite per pompaggio e di calore allo scarico sono simili in entrambe le strategie ma nel caso dual fuel le perdite di

combustione risultano maggiori e quindi penalizzano l'efficienza termica (figura 2.4-10). Le emissioni di PM sono simili in entrambi i casi, comunque, l'andamento della formazione di NO_x è opposto per le due combinazioni dove l'aumento di temperatura comporta un incremento di NO_x nella strategie single fuel e una riduzione in quella dual fuel. La spiegazione nel primo caso è data dalla diminuzione della quantità di carburante iniettato direttamente mentre nel secondo, l'aumento potrebbe essere dato dal 2-EHN oppure dalla grande differenza di HRR con una PFI superiore al 90% alle temperature più alte. Infine sono stati attuati i test alle condizioni di carico di 2 bar IMEP e con range di velocità fra 800 e 1300 rpm (figura 2.4-11). Dalla condizione di 4.5 bar è risultato che bisogna tenere il rapporto di equivalenza superiore a 0.3 onde evitare la formazione di zone troppo magre le quali sono responsabili della formazione di CO e HC, che possono diminuire drasticamente l'efficienza termica e risulterebbero difficilmente ossidabili. Nel caso 2 bar le temperature dei gas di scarico variano dal 150 a 215 gradi e per aumentare il rapporto di equivalenza la pressione in aspirazione viene ridotta. Testando il motore a 800 e 1300 rpm si nota che l'andamento delle emissioni di HC, CO e NO_x è simile al caso 4.5 bar. Vi è invece una grande differenza di rendimento termico fra le due velocità dovuta probabilmente al maggior calore disperso con la più bassa.

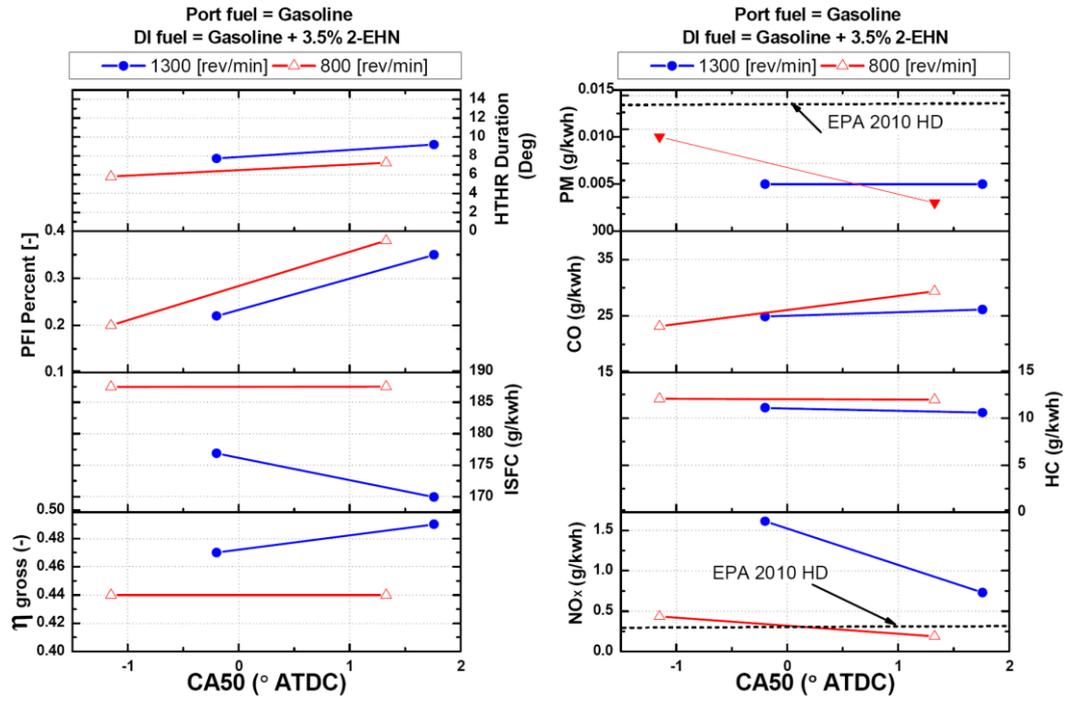


Figura 2.4-11: prestazioni ed emissioni per la strategia g/g+3.5% 2EHN. [1]

3 Effetto della forma della camera di combustione sull'efficienza e sulle emissioni in una combustione RCCI

I motori convenzionali diesel sono progettati per la combustione di carburanti non premiscelati quindi la forma del pistone è ottimizzata in modo da poter avere una migliore miscelazione di carburante/aria ed assicurare la completa combustione. La combustione RCCI pone minori vincoli sulla necessità di un rapido miscelamento poiché, la prima iniettata ha il tempo necessario di miscelarsi completamente, di conseguenza, un cilindro dedicato alla combustione RCCI richiede una modifica della forma della tazza ricavata sul pistone e del conseguente rapporto di compressione al fine di realizzare pienamente i benefici di questa strategia [14].

3.1 Effetto dell'abbassamento del rapporto di compressione

La combustione RCCI fa parte delle combustioni LTC che, attraverso basse temperature di combustione, minimizzano le emissioni di NO_x e *soot*. Tale temperatura può essere ridotta, oltre che mediante le strategie di iniezione e la modifica della forma del pistone, attraverso l'abbassamento del rapporto di compressione. Attraverso simulazioni si è potuto verificare l'effetto dell'abbassamento del rapporto di compressione confrontando le prestazioni e le emissioni con un motore diesel classico. (A 4 bar IMEP utilizzando la strategia in tabella 3.1-1)

<u>Design Parameter</u>			<u>Results</u>		
Premixed Gasoline	[%]	77%	NOx	[g/ikW-hr]	0.11
Diesel SOI #1	[ATDC]	-60.5	Soot	[g/ikW-hr]	0.009
Diesel SOI #2	[ATDC]	-39.2	CO	[g/ikW-hr]	4.0
Diesel in 1st Inj.	[%]	39%	UHC	[g/ikW-hr]	2.6
Diesel Inj. Press.	[bar]	1432	ISFC	[g/ikW-hr]	174.7
EGR	[%]	0%	PPRR	[bar/deg]	1.5

Tabella 3.1-1: parametri, prestazioni ed emissioni a 4 bar IMEP per la combustione diesel. [14]

Si osserva che le emissioni di NOx e soot sono molto basse, inoltre il consumo specifico e il rendimento risultano molto simili al caso in cui si usi un rapporto di compressione di 16.1:1. Per un carico medio di 9 bar IMEP (tabella 3.1-2) le emissioni di NOx e soot sono ancora molto basse, anche senza l'uso di EGR ma vi è una riduzione di efficienza rispetto al caso con un rapporto di compressione di 16.1:1 del 3%.

<u>Design Parameter</u>		CR = 11.7	CR = 16.1
Gasoline	[%]	81%	89%
Diesel SOI #1	[ATDC]	-68.0	-58.0
Diesel SOI #2	[ATDC]	-28.4	-37.0
Diesel in 1st Inj.	[%]	58%	64%
Diesel Inj. Press.	[bar]	1331	800
EGR	[%]	0.4%	43.0%

<u>Net Cycle Results</u>			
NOx	[g/ikW-hr]	0.01	0.01
Soot	[g/ikW-hr]	0.004	0.013
CO	[g/ikW-hr]	0.9	2.5
UHC	[g/ikW-hr]	1.3	3.4
ISFC	[g/ikW-hr]	166.7	157.5
η_{thermal}	[%]	50.0%	52.9%
PPRR	[bar/deg]	8.8	10.0

Tabella 3.1-2: confronto al carico di 9 bar IMEP tra la configurazione stock con rc 16.1 e la configurazione con rc 11.7. [14]

Per quanto riguarda il pieno carico le condizioni sono mostrate in tabella 3.1-3

<u>Design Parameter</u>			<u>Results</u>		
Gasoline	[%]	87%	NOx	[g/ikW-hr]	0.30
Diesel SOI #1	[ATDC]	-49.1	Soot	[g/ikW-hr]	0.093
Diesel SOI #2	[ATDC]	-4.5	CO	[g/ikW-hr]	5.8
Diesel in 1st Inj.	[%]	72%	UHC	[g/ikW-hr]	1.2
Diesel Inj. Press.	[bar]	1450	ISFC	[g/ikW-hr]	179.0
EGR	[%]	42%	PPRR	[bar/deg]	15.5

Tabella 3.1-3: parametri ed emissioni a pieno carico. [14]

Si raggiungono ancora livelli di efficienza piuttosto elevati 46.6% e bassi livelli di emissioni di NOx anche se vi è un aumento di emissioni di *soot*.

3.2 Differenze tra i motori leggeri e pesanti

In genere i test sulla combustione RCCI sono effettuati su cilindri singoli quindi potrebbe essere interessante confrontare le prestazioni di un cilindro pesante con uno di una vettura automobilistica. La figura mostra le prestazioni del motore pesante per un carico che passa da 4.6 bar a 14.6 bar IMEP. Le emissioni di NOx e *soot* (tranne il caso di 6 bar IMEP) risultano inferiori del limite imposto. La condizione più favorevole si ottiene a 9.3 bar IMEP dove l'efficienza è pari al 56% e le emissioni di NOx sono minime (figura 3.2-1).

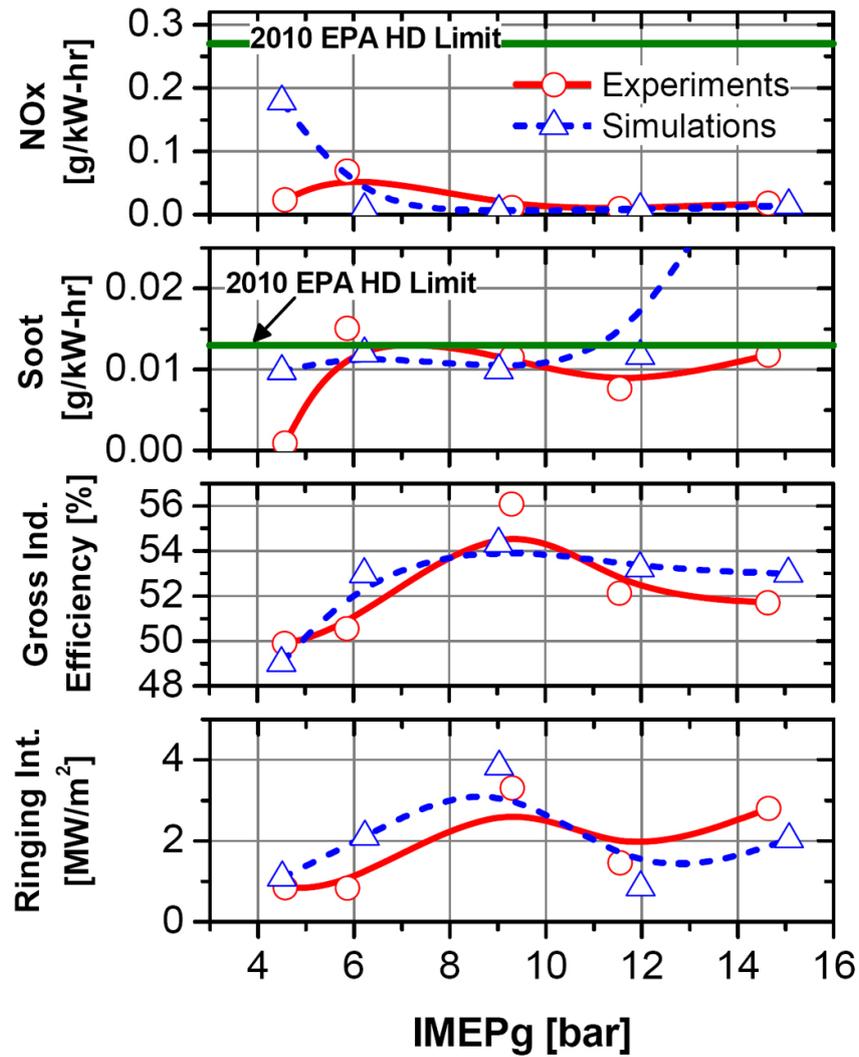


Figura 3.2-1: emissioni e prestazioni per un motore pesante a vari punti di carico. [6]

Trovato il carico che ottimizza le prestazioni del motore pesante, 9.3 bar IMEP, si cerca di confrontare tale motore con uno per uso automobilistico. I parametri di confronto sono riportati in tabella 3.2-1.

	Heavy Duty	Light Duty
Engine	CAT	GM 1.9 L
IMEP (bar)		9
Engine speed (rev/min)	1300	1900
Mean piston speed (m/s)	7.2	5.7
Total fuel mass (mg)	94	20.2
EGR (%)		41
Premixed gasoline (%)	82 to 89	81 to 84
Diesel SOI 1 (°ATDC)	-58	-56
Diesel SOI 2 (°ATDC)	-37	-35
Diesel inj. pressure (bar)	800	500
Intake pressure (bar)	1.74	1.86
Intake runner temp. (°C)	32	39
Air flow rate (kg/min)	1.75	0.46
Abs. Exhaust back pressure (bar)	1.84	1.98
Ave. Exhaust temperature (°C)	271	319
Equivalence ratio (-)	0.52	0.62
Port-injected fuel		Gasoline
Direct-injected fuel		Diesel Fuel

Tabella 3.2-1: confronto tra i parametri di funzionamento del motore pesante e del motore leggero. [6]

Note le caratteristiche del pistone pesante si è scalato i parametri per ottenere le condizioni di funzionamento del motore leggero e poter operare un confronto valido. La figura 3.2-2 compara le pressioni e i calori rilasciati per i due tipi di motore evidenziando per entrambi la facilità di controllo della fase di combustione tramite la frazione di carburante iniettato direttamente e indirettamente e che tale relazione è lineare. Le pressioni raggiunte nel motore pesante sono più elevate rispetto a quelle raggiunte nel leggero, ed inoltre la velocità di combustione del primo è più rapida rispetto a quella del secondo.

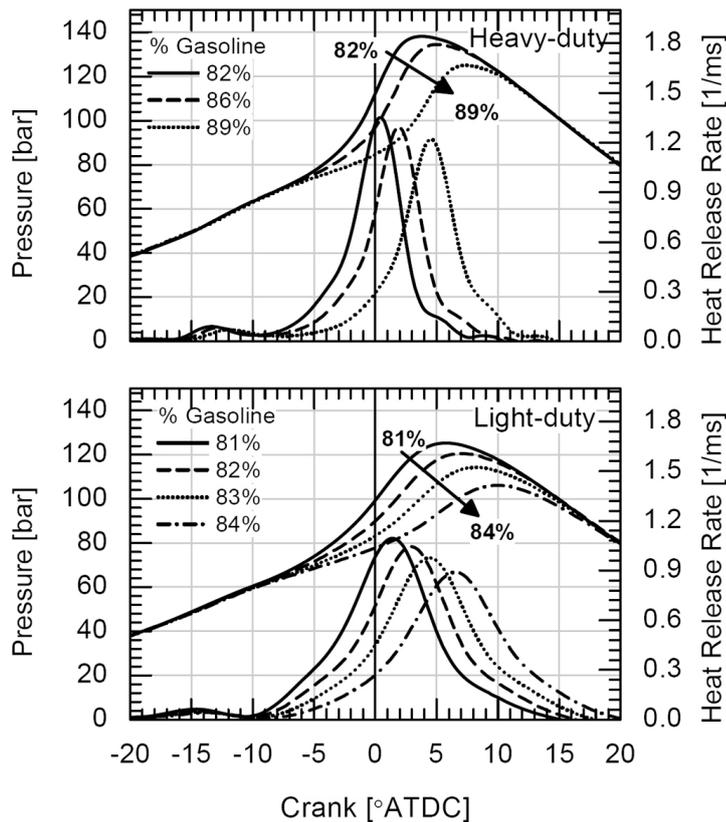


Figura 3.2-2: pressione e calore rilasciato in funzione dell'angolo di manovella e per diverse percentuali di carburante iniettato indirettamente. [6]

La figura 3.2-3 confronta le emissioni e le prestazioni dei due motori.

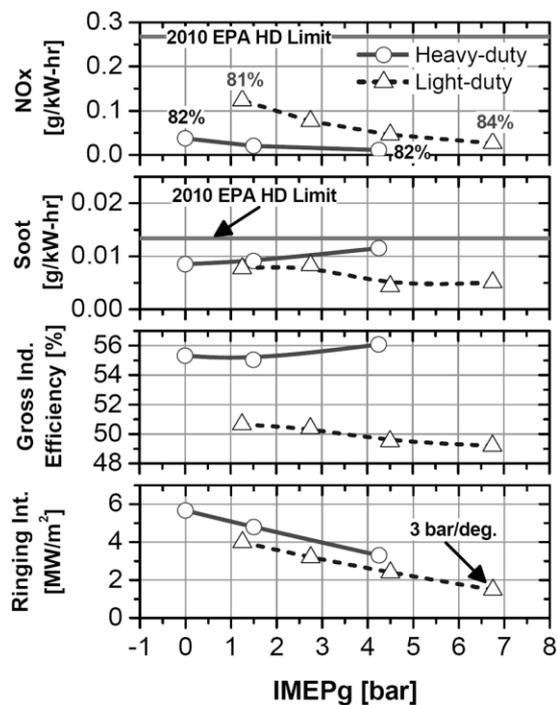


Figura 3.2-3: confronto per i due motori delle emissioni e delle prestazioni. [6]

Entrambi i motori raggiungono livelli di emissioni di NOx e *soot* accettabili; la quantità di NOx rilasciata dal motore pesante è inferiore rispetto a quella emessa dal motore leggero, viceversa succede per i *soot*. La differenza più evidente risulta l'efficienza; il motore pesante ha un rendimento del 7% superiore rispetto al motore leggero. Consideriamo le perdite di energia [6]:

$$\eta_{\text{comb loss}} = \frac{\dot{m}_{\text{CO}} LHV_{\text{CO}} + \dot{m}_{\text{HC}} LHV_{\text{fuel}}}{\dot{m}_{\text{fuel}} LHV_{\text{fuel}}}$$

Con LHV potere calorifico inferiore del monossido di carbonio e del carburante (considerando tale valore uguale per il combustibile e per gli HC), \dot{m} portata rispettivamente di CO, HC e combustibile.

Le perdite allo scarico:

$$\eta_{\text{exhaust}} = \frac{\dot{m}_{\text{exhaust}} h_{\text{exhaust}} - \dot{m}_{\text{intake}} h_{\text{intake}}}{\dot{m}_{\text{fuel}} LHV_{\text{fuel}}}$$

Dove "h" è rispettivamente l'entalpia dei gas di scarico e dell'aria in ingresso e \dot{m} la portata dei gas di scarico e di aria in ingresso.

Le perdite di calore risultano quindi:

$$\eta_{\text{Heat Loss}} = 100 - \left(\eta_{\text{GIE}} + \eta_{\text{exhaust}} + \eta_{\text{comb loss}} \right)$$

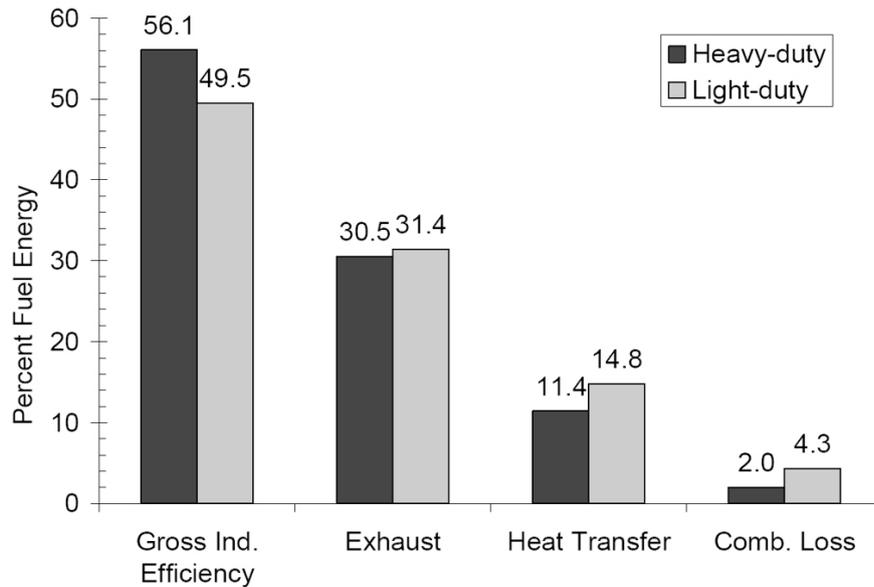


Figura 3.2-4: bilancio energetico per i due motori. [6]

È evidente che le maggiori emissioni di HC e NO del motore leggero aumentano le perdite di combustione e le perdite di calore scambiato penalizzando il rendimento termico.

Quest'ultimo è il fattore più penalizzante per il motore leggero; i principali parametri da modificare per migliorare tale valore sono: la velocità del flusso di *swirl*, la velocità del motore e la forma del pistone. L'analisi effettuata mostra che i parametri più influenti sono la velocità di *swirl* e la geometria della camera di combustione (figura 3.2-5). Passando da un rapporto di *swirl* di 2.2 a 0.7, da una velocità di 1900 rpm a 2239 rpm e scalando dalla geometria del motore pesante correttamente (modificando la cilindrata) si ottiene una riduzione delle perdite di calore del 2%. Migliorando questi parametri il motore leggero può raggiungere un'efficienza del 53 % mantenendo vicino a zero le emissioni di NOx e soot.

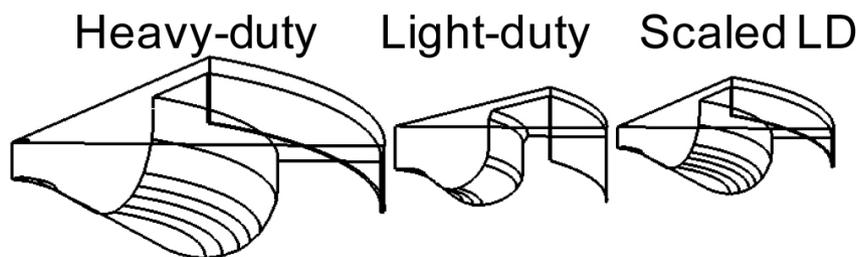


Figura 3.2-5: forma del pistone per il motore pesante, leggero e scalato correttamente. [6]

3.3 Progettazione del pistone

RCCI per un motore leggero

Il progetto della forma del pistone si basa sulla seconda generazione dei pistoni per motori RCCI sviluppati per veicoli pesanti, con rapporto di compressione di 14.88:1, attualmente usati nel motore mono-cilindro UV-Madison. Basandosi su questo disegno iniziale, sono state utilizzate le simulazioni del CFD, usando il codice KIVA, al fine di esaminare i parametri della forma della tazza, per poterne aumentare l'efficienza e ridurre le emissioni in un motore per uso automobilistico. I due parametri che variarono nel progetto del pistone sono stati il diametro della tazza e il rapporto di compressioni. Il raggio della tazza è stato fatto variare dal 49% al 98% del raggio del pistone. Per un aumento del raggio del *bowl* da 2 a 4 cm, si osserva un aumento di efficienza lorda indicata data dalla riduzione delle perdite di calore, grazie alla riduzione della superficie dello stesso e per questo motivo il raggio è stato scelto il più vicino possibile a 4 cm. La figura 3.3-1 mostra l'andamento dell'efficienza e del calore disperso in funzione del raggio della tazza.

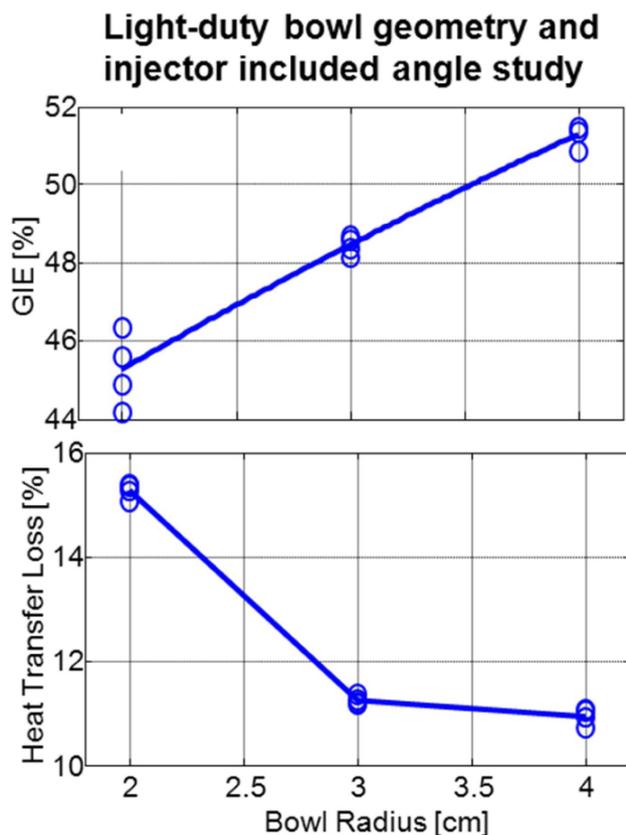


Figura 3.3-1: simulazione dell'andamento del calore disperso e dell'efficienza in funzione del raggio della tazza [10]

Dopo aver trovato il diametro della tazza ricavata sul pistone ottimale si è andati a ricercare, sempre tramite simulazione, il rapporto di compressione più idoneo. Ponendo costante la fase della combustione, variando il rapporto benzina gasolio e considerando la temperatura in ingresso di 40 ° C, si è variato il rapporto di compressione da 15.5 a 18.1. Come ci si aspetta, aumentando il rapporto di compressione aumenta l'efficienza lorda indicata. Aumentando il rapporto di compressione aumenta la temperatura in camera di combustione quindi cala la produzione di idrocarburi incombusti e aumenta la velocità di ossidazione diminuendo le emissioni di HC (figura 3.3-2).

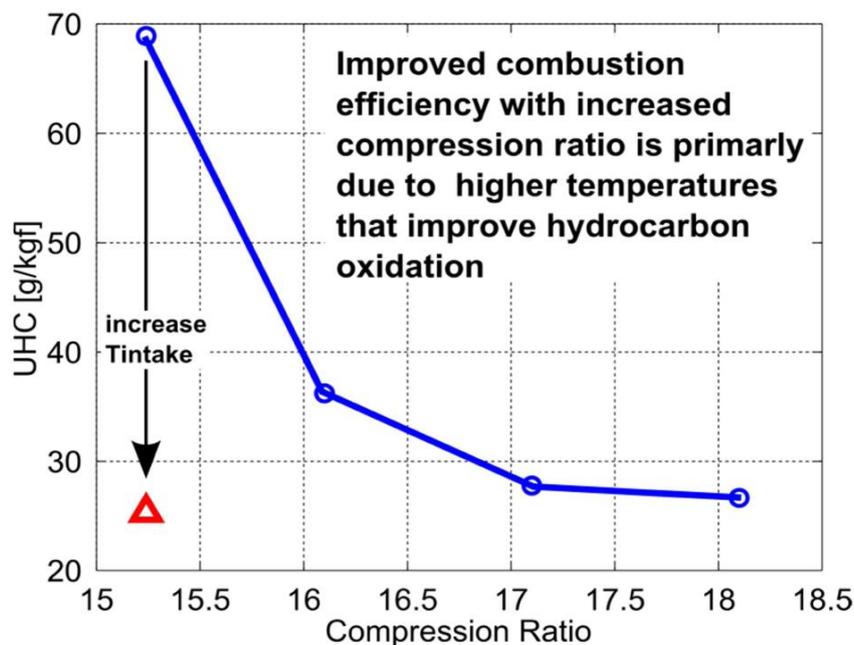


Figura 3.3-2: idrocarburi incombusti in funzione del rapporto di compressione a temperatura in ingresso costante [10]

L'aumento del rapporto di compressione porta anche all'aumento dell'efficienza del ciclo, incrementando il lavoro fornito e di conseguenza l'efficienza lorda indicata. La figura 3.3-2 mostra che ai bassi rapporti di compressione le emissioni di HC possono essere ridotte aumentando la temperatura in ingresso da 40°C a 55°C. Ciò considerato, si è scelto un rapporto di compressione di 16.1:1 considerando che i veicoli leggeri funzionano prevalentemente a bassi carichi e così facendo non viene compromesso eccessivamente il funzionamento ad alti carichi. Inoltre, questo rapporto di compressione consente l'utilizzo di temperature in ingresso dai 40°C ai 60°C. Avendo stabilito il raggio del *bowl* e il rapporto di compressione si è andati a modificare il profilo del pistone basandosi sui risultati del precedente pistone RCCI con rapporto di compressione di 14.88:1. Si è scelto il raggio del *bowl* pari a 3.721 cm per mantenere una distanza tra l'anello di tenuta più alto e la testa del pistone di 0.761 cm come mostrato in figura 3.3-3.

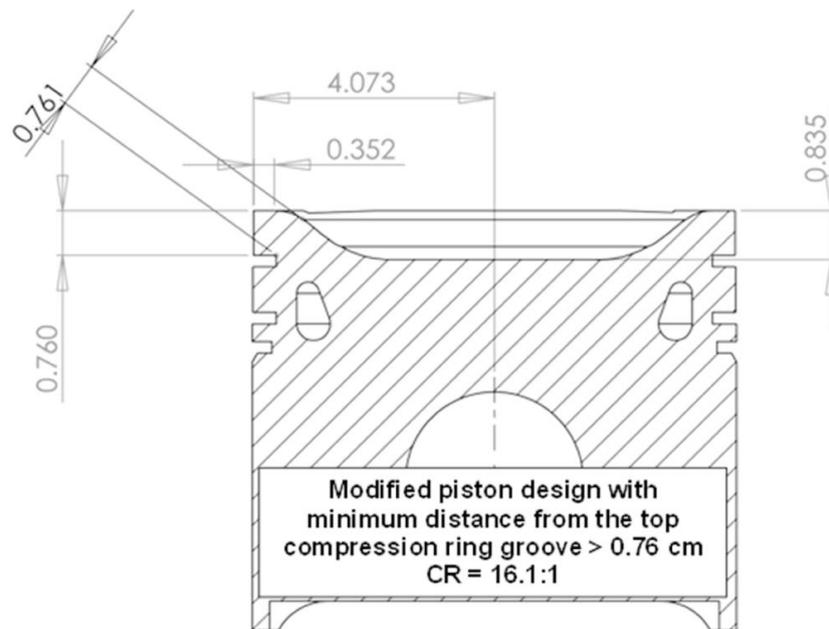


Fig.3.3-3: Dimensioni del cilindro RCCI modificato [10]

3.4 Confronto delle emissioni

Ora è interessante verificare le differenze di emissioni fra il caso di combustione diesel classica, il caso di combustione RCCI con pistone stock e combustione RCCI con pistone modificato. Come ci si può aspettare, e mostrato in figura 3.4-1, le emissioni di HC e CO nei casi RCCI risultano molto superiori rispetto al caso diesel classico, mentre si ha una riduzione di emissioni di PM e NOx. L'aumento delle emissioni di CO e HC è probabilmente causato dalle temperature più basse e dai volumi interstiziali più grandi, i quali possono trattenere UHC dell'iniezione indiretta. Il pistone RCCI modificato è stato studiato per diminuire le emissioni di HC rispetto ad un pistone diesel, ma ciò non è avvenuto risultando evidente, a questo punto, che l'area di *squish* non è la principale fonte di produzione di HC; inoltre, a differenza delle emissioni di CO, le emissioni di HC non risultano particolarmente sensibili alle variazioni di temperatura (figura 3.4-1).

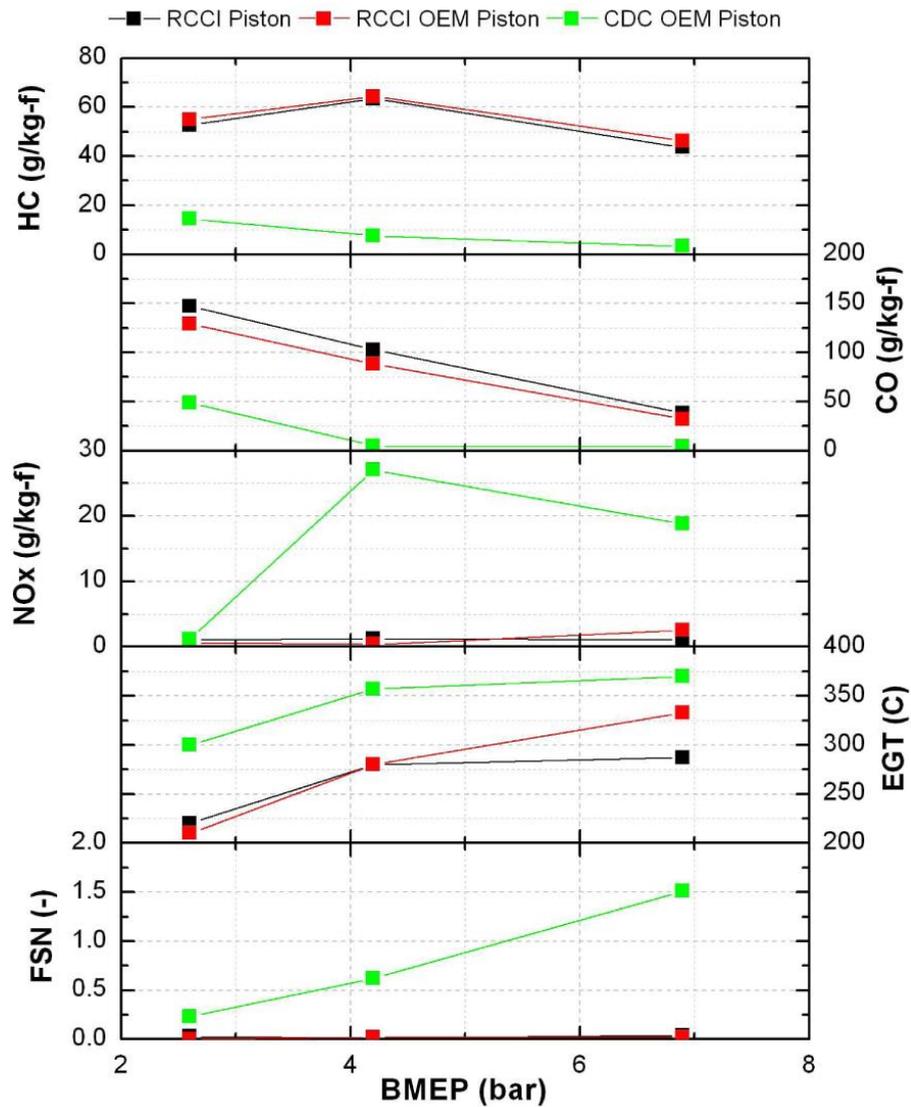


Figura 3.4-1: emissioni del motore per tutte le condizioni di funzionamento. [10]

3.5 Effetto della geometria e del rapporto di compressione sull'efficienza

Si è notato che la geometria della camera di combustione non ha una particolare influenza sulle emissioni di *soot* e NOx ma ha un effetto più marcato sull'efficienza termica. Consideriamo un motore diesel per veicoli pesanti, in figura 3.5-1 si può osservare la dipendenza dell'efficienza indicata dalla profondità della tazza

ricavata sul pistone.

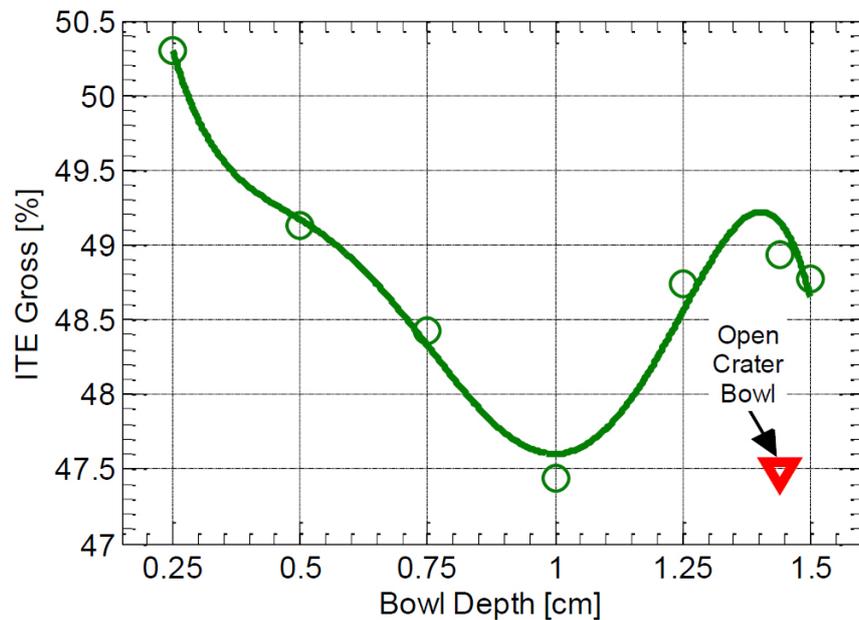


Figura 3.5-1: dipendenza dell'efficienza rispetto alla profondità della tazza. [11]

Si può notare che l'efficienza risulta massima alla minima profondità considerata, decrescendo fino ad un minimo per la profondità di 1 cm per poi raggiungere un picco per 1.25 cm, rimanendo quasi costante fino ad 1.44 cm per poi decrescere nuovamente. Considerando la fase di combustione e le condizioni di carico costanti, l'andamento della curva può essere influenzato solo da due fattori: l'efficienza della combustione e il calore perso. Possiamo osservare in figura 3.5-2 l'andamento delle perdite di calore e le perdite di efficienza di combustione in funzione della profondità della tazza.

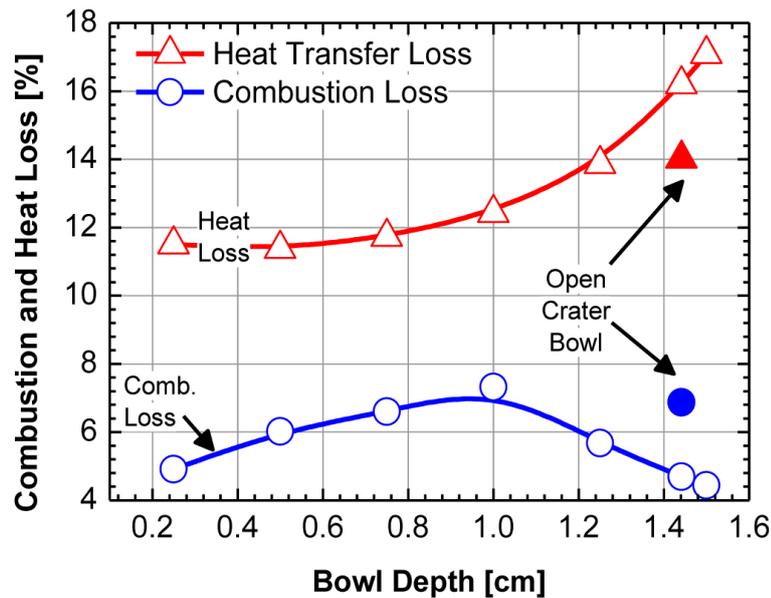


Figura 3.5-2: Perdite di combustione e perdite di calore in funzione della profondità della tazza [11]

Il calore disperso diminuisce sensibilmente con la diminuzione della profondità del *bowl* e l'aumento dell'altezza di *squish*; questo è dato dal fatto che il rapporto superficie-volume è dipendente dalla profondità del *bowl* e diminuisce al diminuire di tale misura. Dalla figura precedente si osserva che le perdite di efficienza di combustione risultano minime per la profondità di 0.25 cm raggiungendo un massimo ad 1 cm per poi decrescere nuovamente fino ai livelli minimi a 1.5 cm. Per comprendere meglio la dipendenza spaziale dell'efficienza e delle perdite di combustione si può osservare la figura 3.5-3 che mostra la distribuzione della frazione di massa degli UHC a 40° ATDC rispetto alle diverse profondità di *bowl*.

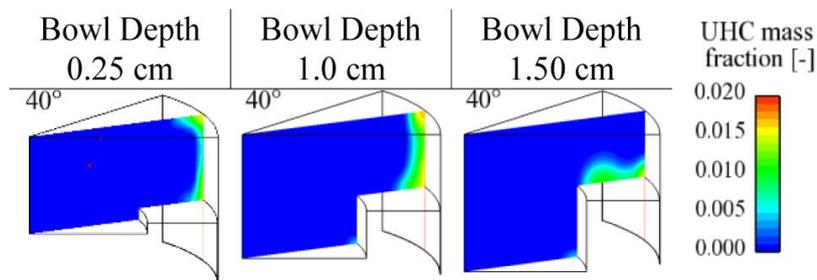


Figura 3.5-3: quantità di UHC in formazione. [11]

All'aumentare della profondità del *bowl* la generazione di

incombusti si sposta dal FIREDECK alla superficie del pistone e per il minimo dell'efficienza di combustione la distribuzione degli UHC è circa uguale tra le due zone. Sembra che la formazione di incombusti sia dipendente dalla forza e dal verso del flusso di *squish* quindi, aumentando la profondità del *bowl* e diminuendo l'altezza di *squish*, il flusso trasporta gli UHC lontano dalla parete del cilindro. Da qui si può pensare che la formazione di incombusti possa essere funzione del volume di *squish* e della profondità del *bowl* come possiamo osservare in figura 3.5-4.

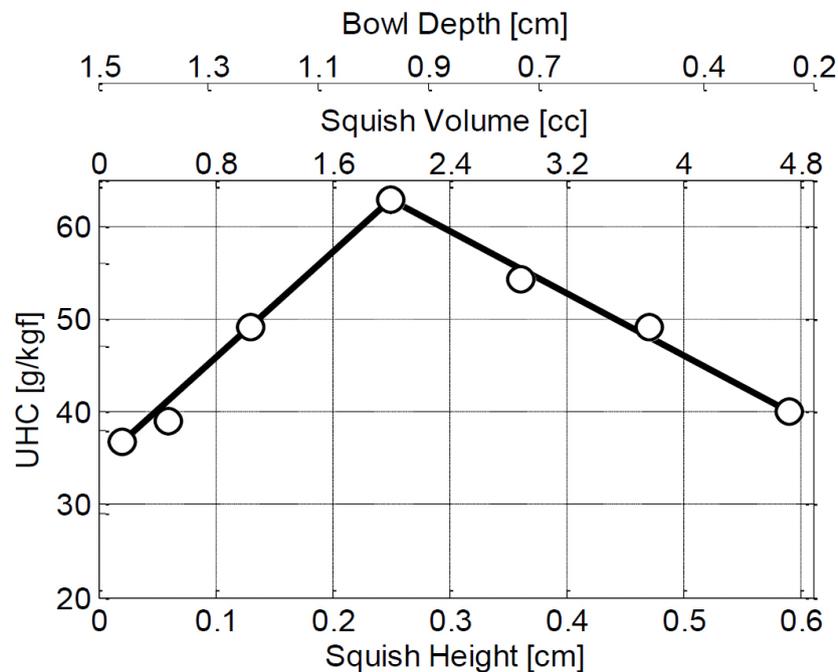


Figura 3.5-4: UHC in funzione della profondità della tazza e volume di *squish*. [11]

Si evince dalla figura che al minimo del volume di *squish* e massima profondità di *bowl* si ha la minima formazione di UHC; aumentando e rispettivamente diminuendo tali misure si raggiunge un massimo per 1 cm di profondità di *bowl* oltre il quale l'andamento è decrescente. L'andamento della formazione di UHC in funzione della geometria della camera di combustione è più comprensibile se si osserva come varia la temperatura nei casi di studio mostrati in figura 3.5-5. È evidente che il flusso di

alta temperatura penetra più profondamente nella regione di *squish* nel caso in cui si ha la maggiore altezza di *squish*.

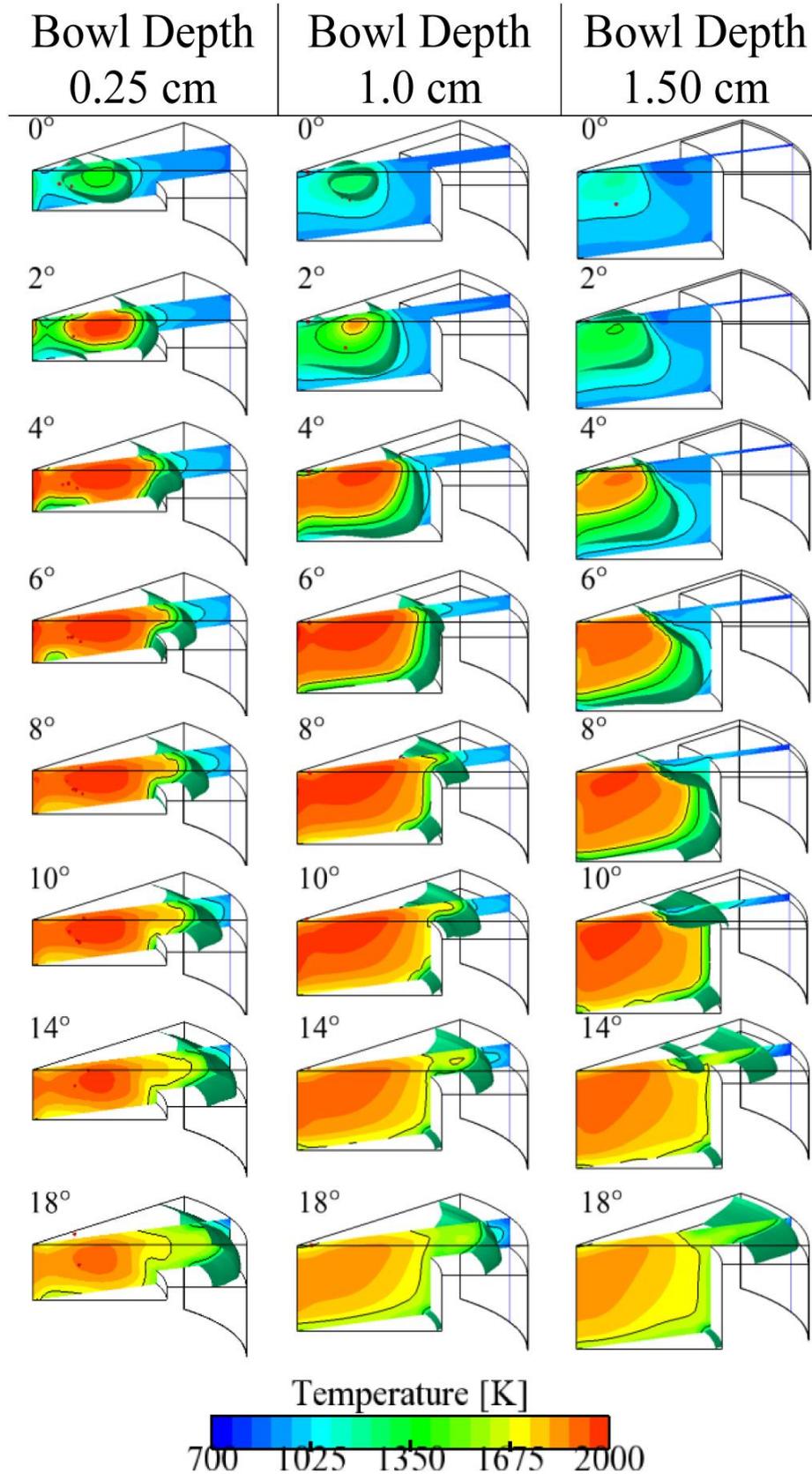


Figura 3.5-5: Temperatura all'interno della camera di combustione [11]

La formazione degli UHC è dipendente anche dalla concentrazione di carburante reattivo quindi, avendo a disposizione una distanza di *squish* sufficientemente elevata da permettere la penetrazione del carburante reattivo nella zona di *squish* e, aumentando la temperatura dei gas si può ottenere una riduzione di formazione di incombusti. Basandosi su questi risultati si ottiene una geometria del pistone che minimizza le perdite attraverso una piccola profondità della tazza e una grande altezza di *squish*. Trovata la geometria ottimale si è confrontato il cilindro modificato per la combustione RCCI a diversi carichi con altre tipologie di pistoni nel caso diesel classico. In figura 3.5-6 e tabella 3.5-1 sono riportate le geometrie e le caratteristiche delle cinque tipologie di pistoni utilizzati per la simulazione.

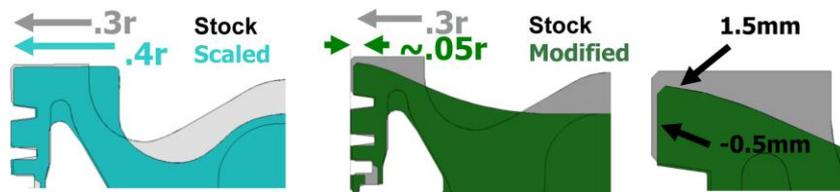


Figura 3.5-6: Forma della tazza del pistone. [11]

Piston name	Stock	Instrumented	Low Compression	Scaled	Modified
Geometric compression ratio	16.1:1	15.9:1	11.6:1	15.4:1	14.9:1
Bowl type	open crater	open crater	open crater	deep (PCCI)	bathub
Bowl Diameter (cm)	9.7	9.7	9.7	8.3	~13.0
Squish height (cm)	0.197	0.197	0.347	.277	0.347
Top ring land outside diameter (mm)	136.6	135.9	135.6	135.6	135.6

Tabella 3.5-1: Geometrie dei pistoni testati. [11]

Per analizzare gli effetti della forma del pistone sull'efficienza di combustione e termica si è utilizzata una pressione media indicata di 9 bar, un rapporto di iniezione diretta-indiretta e un tempo di iniezione simile. Il risultato del test mostra che la formazione di HC e CO non è costante per una data condizione di funzionamento ma varia a seconda della forma del pistone; inoltre si vede una chiara relazione tra la profondità di *bowl* e la sezione di *squish* con le emissioni di CO, non è altrettanto chiara la relazione con le emissioni di HC. In figura 3.1.3-8 sono visibili le

emissioni di CO, HC e l'efficienza. Si nota che il pistone modificato ha una sensibile riduzione nelle emissioni di CO e che l'aumento delle emissioni di HC varia con l'aumento degli spazi interstiziali, ma, al contrario degli altri casi, nel cilindro modificato questo non avviene. Infatti il piccolo aumento della distanza fra il pistone e il cilindro permette ai gas di miscelarsi meglio potendo amalgamare meglio gli idrocarburi incombusti con gas a temperatura più alta migliorandone l'ossidazione (figura 3.5-7).

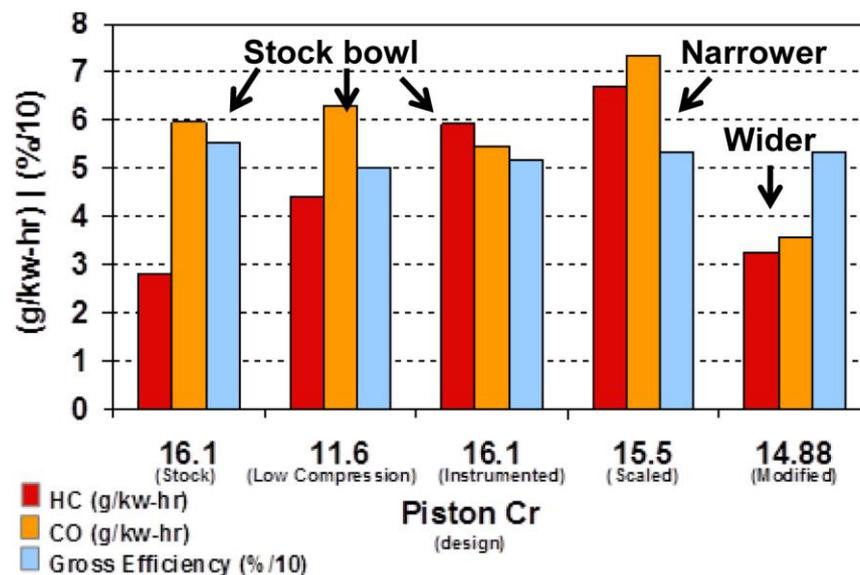


Figura 3.5-7: formazione di HC, CO e rendimento nei cinque pistoni testati. [11]

La facilità di ossidare i gas situati negli spazi interstiziali è indipendente dal volume di tali spazi ma la formazione di HC è altamente dipendente dal volume di *squish*, quindi tale volume è il responsabile dell'ossidazione dei gas intrappolati.

3.6 Effetto della geometria del bowl nella strategia dual-fuel RCCI nei casi benzina-diesel e metanolo-diesel

Si vuole osservare l'effetto che la geometria della tazza ha modificando la strategia bi fuel, confrontando il caso benzina-diesel con quello metanolo-diesel. Si è utilizzato il pistone di un motore diesel automobilistico facendo variare la velocità da 1500 a 2300 rpm e il carico da 3.5 a 17 bar IMEP. In entrambi i casi ai bassi carichi la combustione risulta poco efficiente così si è modificato il pistone, appiattendolo la testa ed eliminando quasi totalmente la zona di *squish* al fine di migliorarne l'efficienza e diminuire il calore perso. Anche a carichi elevati le modifiche consentono di avere un'efficienza più elevata rispetto al pistone non modificato anche se risultano poco rilevanti. La figura 3.6-1 evidenzia le variazioni della forma del cilindro, mostrando un aumento di ampiezza della superficie del *bowl* nel cilindro RCCI rispetto al cilindro stock. Poiché i due pistoni sono stati realizzati dallo stesso cilindro di alluminio hanno lo stesso spazio interstiziale; ciò è importante perché la dimensione di tale spazio è la causa della maggior parte degli incombusti e dell'emissioni di idrocarburi.

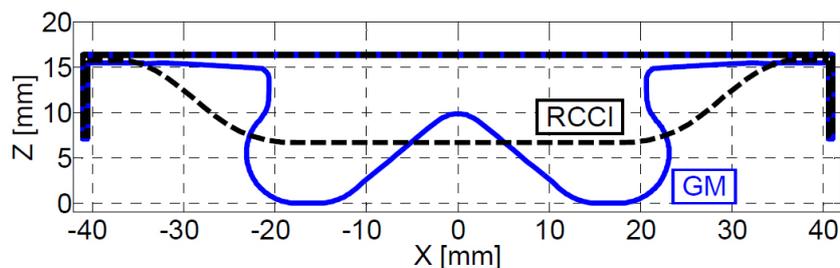


Figura 3.6-1: Confronto tra il pistone stock e il pistone RCCI. [12]

Le condizioni di funzionamento del motore sono mostrate in figura 3.6-2, i punti 1,2,4,7,8 sono stati scelti perché utilizzati nella U.S. FTP 75, i punti 3,5,6 per ampliare il range dei punti. Il punto 8 rappresenta la massima IMEP raggiungibile nel caso diesel-benzina mentre nel caso metanolo-diesel si possono raggiungere punti di funzionamento a coppia più elevata rappresentati dalle condizioni 9 e 10.

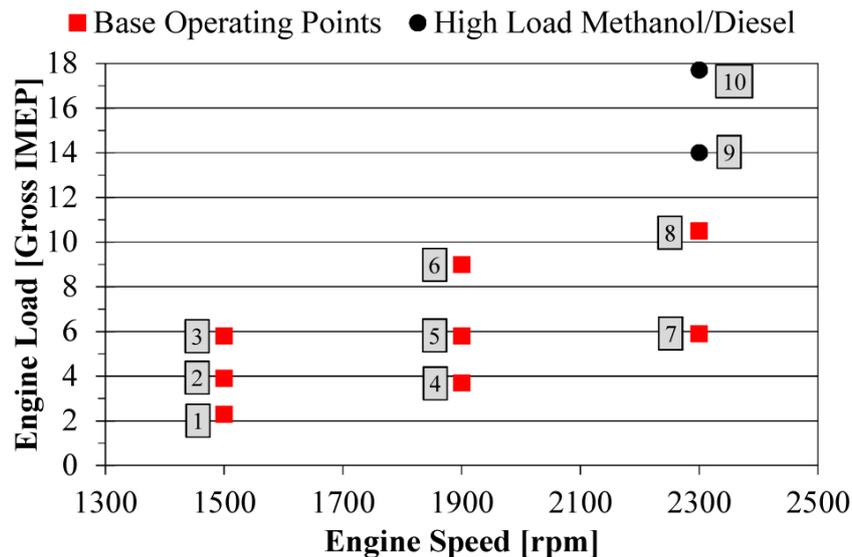


Figura 3.6-2: Punti di funzionamento del motore [12]

Analizzando prima i risultati del re-entrant piston *bow* si nota che al punto di funzionamento 1 non è necessario utilizzare benzina pertanto la strategia diesel ritorna ad essere una normale LTC. Data la maggior influenza del rapporto di reattività rispetto al tempo di iniezione sulla fase di combustione, per la fasatura verrà utilizzata quest'ultima. Una volta regolata la fase di combustione tramite il rapporto di reattività viene valutato l'effetto della strategia di iniezione, la quale deve essere ottimizzata per ogni situazione di iniezione indiretta per poter fare un paragone fra benzina e metanolo. Analizzando prima il caso benzina, per il punto di funzionamento 2, la strategia di iniezione non influisce particolarmente sulla fase di combustione. Anche l'efficienza e l'efficienza di combustione sono rimaste pressoché invariate, notando un lieve aumento con la strategia triple, ma questo ha portato all'aumento delle emissioni di CO di un ordine di grandezza, così per questo punto di funzionamento è stata scelta la strategia single. Nel punto di funzionamento 4 la strategia single raggiunge le migliori condizioni di efficienza e di emissioni e quindi anche in questo caso è stata scelta quest'ultima. Per il punto 5 la strategia triple non è stata testata, le strategie single e double hanno raggiunto circa gli stessi risultati in termini di emissioni ma è stata scelta la strategia

double per una maggior efficienza. Adesso analizziamo il caso metanolo, nel punto di funzionamento 4. Contrariamente a quello che succede nel caso benzina, il caso single risulta il meno efficiente ed emette inaccettabili quantità di NO_x e *soot*, mentre i casi double e triple risultano molto simili. Al punto di funzionamento 7 la single injection raggiunge livelli di efficienza maggiori rispetto alle altre strategie ma continua ad avere livelli inaccettabili di NO_x e *soot* prodotti quindi, anche in questo caso, sono state scelte le strategie multi injection. Dopo aver ricavato le strategie di iniezione, è possibile confrontare le geometrie dei due tipi di pistone. Nel caso del punto di funzionamento 1 in entrambi i casi bisogna utilizzare una percentuale elevata di EGR per mantenere il livello di NO_x sotto il limite di 0,2 g/kg-fuel. Si nota che in entrambi i casi si raggiungono risultati simili di calore ceduto e fase di combustione; comunque, per raggiungere il target di NO_x il caso RCCI richiede una diluizione di ossigeno maggiore rispetto al caso stock, 11,8% contro il 13,1%, e questo comporta una lieve riduzione di efficienza. Tuttavia la strategia LTC raggiunge buoni risultati anche con la geometria RCCI. Confrontando le due geometrie nel caso benzina, si nota un rilevante aumento di efficienza nel caso di geometria RCCI rispetto al caso stock come mostrato in figura 3.6-3 In gran parte questo è dato dall'aumento di efficienza di combustione ai carichi più bassi, 2.5% in più rispetto al caso stock. In oltre la geometria RCCI ha una superficie di scambio inferiore del 13% rispetto alla stock ed ha un coefficiente di trasferimento di calore inferiore, questi due fattori in aggiunta al primo consentono di avere un'efficienza indicata superiore del 3-4 % rispetto al caso precedente.

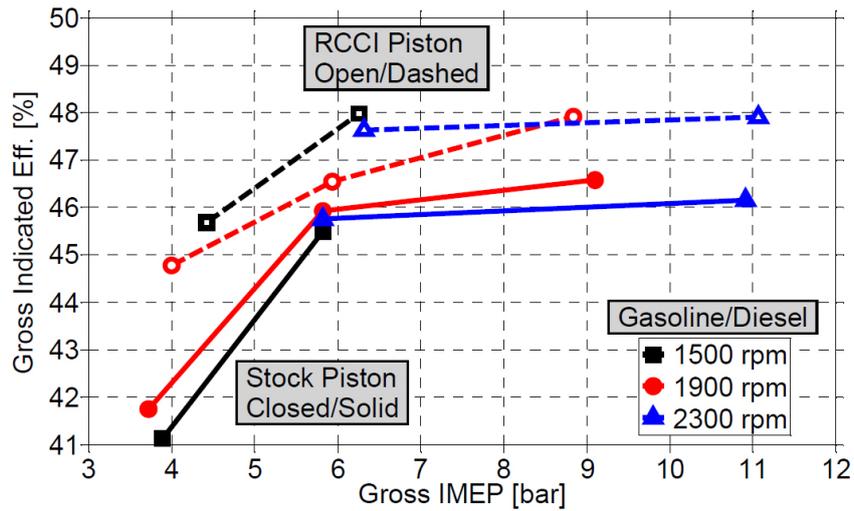


Figura 3.6-3: Andamento del rendimento in funzione della IMEP nel caso benzina-diesel [12]

La figura 3.6-4 mostra il livello di emissioni di NOx per i due casi, entrambi rimangono sotto il limite imposto anche se il caso RCCI presenta maggiori emissioni rispetto al caso stock.

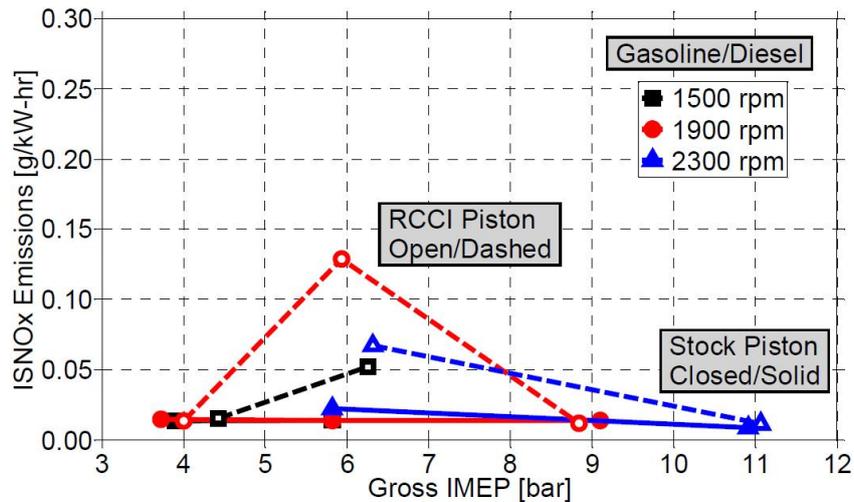


Figura 3.6-4: Andamento delle emissioni di NOx per le geometrie stock e RCCI [12]

Adesso osservando il caso metanolo si può vedere che al punto di funzionamento 2 il livello di NOx per il caso RCCI è inaccettabile ma con piccole variazioni nell' iniezione di gasolio si possono raggiungere migliori valori di emissione di NOx paragonabili a quelli del caso stock. Il ritardo nella combustione provoca una diminuzione di efficienza ma comunque rimane superiore al caso stock. La figura 3.6-5 mostra per diversi carichi l'efficienza del caso RCCI e stock con un aumento del 2 - 3.5% nel primo caso.

Bisogna notare che questo aumento è raggiunto nonostante il ritardo della combustione per diminuire gli NOx.

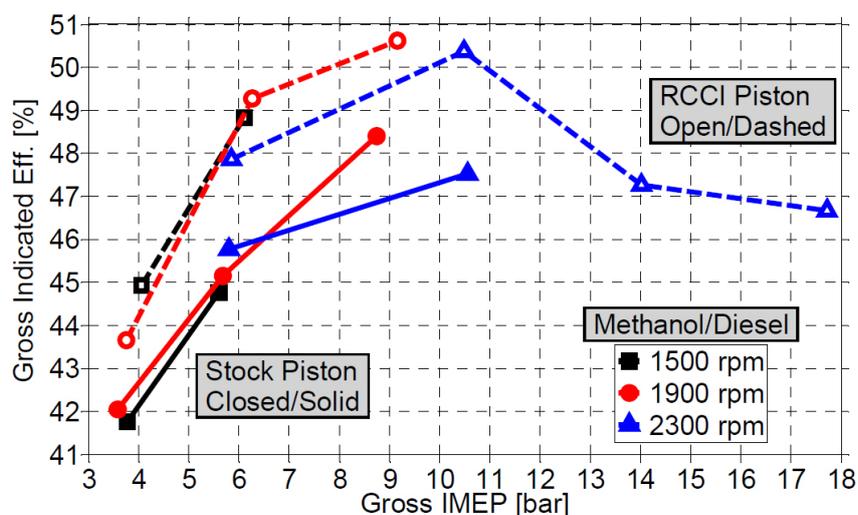


Figura 3.6-5: Efficienza in funzione della IMEP nel caso metanolo-diesel per le geometrie stock e RCCI. [12]

L'aumento di efficienza è da attribuirsi ancora all'aumento dell'efficienza di combustione. In figura 3.6-6 sono mostrate le emissioni specifiche per entrambi i casi.

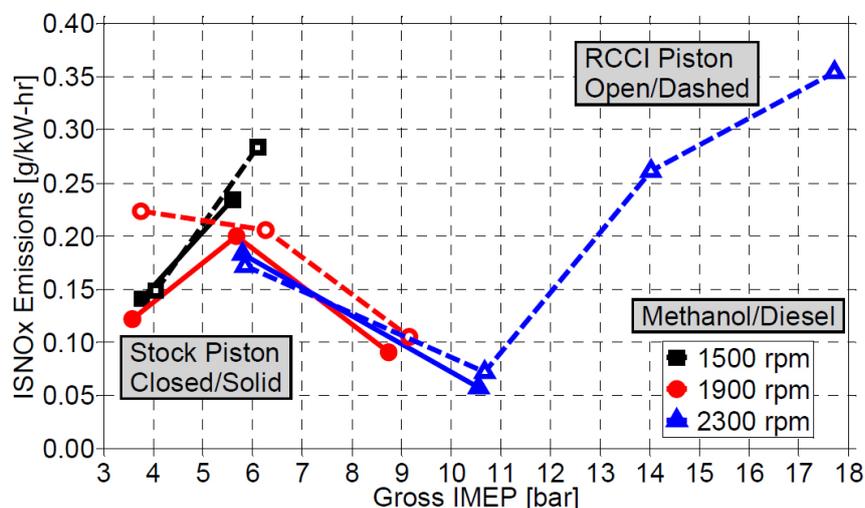


Figura 3.6-6: Emissioni specifiche di NOx nel caso metanolo-diesel per le geometrie stock e RCCI. [12]

In conclusione è necessario più metanolo rispetto al caso benzina per ottenere simili fasature di combustione. Nel caso in cui venga utilizzato il metanolo come combustibile poco reattivo, è possibile raggiungere carichi superiori ai 12 bar di IMEP senza dover fare uso di EGR a differenza del caso benzina, i quali

diminuiscono l'efficienza del ciclo; il livello di emissioni di NOx risulta superiore nel caso metanolo rispetto al caso benzina anche se utilizzando la strategia multi injection si possono raggiungere livelli accettabili. Per quanto riguarda la forma del pistone al carico più basso si utilizza la strategia LTC diesel e si possono raggiungere livelli accettabili di NOx solo con l'utilizzo di elevate quantità di EGR. La geometria RCCI, in entrambi i casi, permette di raggiungere livelli di efficienza più elevati rispetto alla geometria precedente anche se questo comporta un aumento di NOx dato dal minimo trasferimento di calore ma comunque rimanendo sotto i limiti stabiliti.

4 Iniezione per la combustione RCCI

Per ottenere una combustione RCCI bisogna iniettare direttamente in camera di combustione carburante reattivo mentre indirettamente combustibile poco reattivo in modo da creare un gradiente di reattività che permette di abbassare le emissioni di *soot* e NO_x e migliorare il rendimento; sono necessari, quindi, due sistemi di iniezione: uno per l'iniezione indiretta ed uno per l'iniezione diretta. Entrambi i sistemi possono essere ottimizzati per migliorare le prestazioni del motore e diminuire le emissioni di inquinanti.

4.1 Confronto di iniettori ad alta e bassa pressione

Solitamente la pressione di iniezione diretta è mantenuta molto elevata; in alcuni casi oltre i 500 bar soprattutto se si utilizzano sistemi common rail, e ciò permette di ottenere ottimi risultati in materia di efficienza ed emissioni, ma utilizzare una pressione inferiore potrebbe avere benefici dal punto di vista economico. Confrontando i risultati ottenuti con un sistema common rail, con quelli ottenuti con un iniettore a bassa pressione in un pistone di forma stock utilizzato per una combustione diesel classica e 6 bar IMEP, si nota che per il secondo caso vi è una diminuzione di rendimento di circa l'1% data dall'aumento delle emissioni di HC (figura 4.1-1.). Per quanto riguarda le emissioni di NO_x e *soot*, queste rimangono, per i diversi tempi di iniezione, quasi nulle. Le emissioni di CO rimangono basse per entrambe le tipologie di iniettori anche se usando una pressione di iniezione di 500 bar tali valori risultano molto elevati per un SOI minore di -75° ATDC e

maggiore di -55° ATDC.

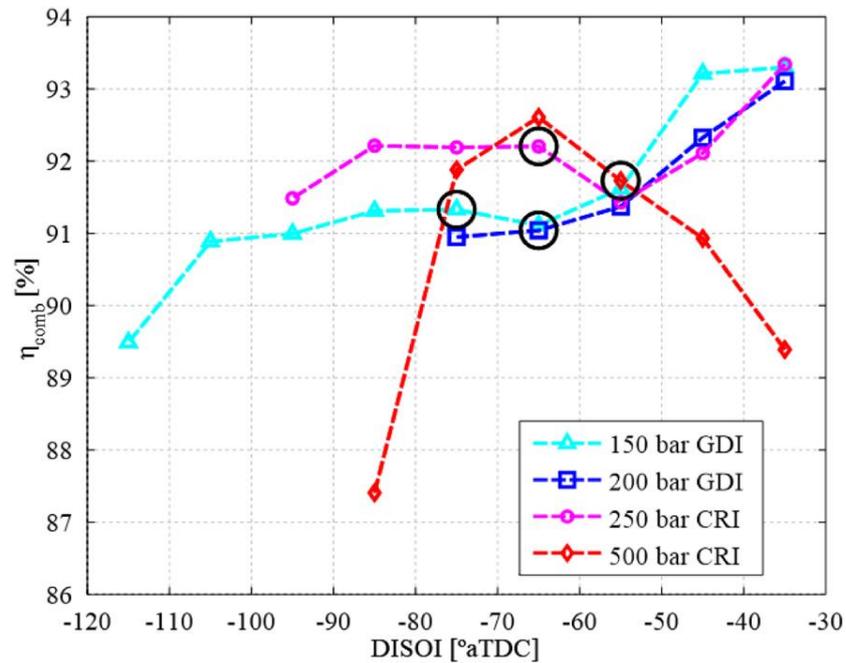


Figura 4.1-1: rendimento di combustione in funzione le tempo e della pressione. [8]

Un'ulteriore analisi con simulazioni CFD mostra che la distribuzione di reattività influenza fortemente la combustione e nonostante tutto le prestazioni con un'iniezione a bassa pressione sono molto simili a quelle con una ad alta. La spiegazione può essere che il flusso di *squish* molto elevato permette in entrambe le situazioni di miscelare in maniera sufficiente il combustibile ed ottenere efficienze piuttosto elevate (figura 4.1-2) [8].

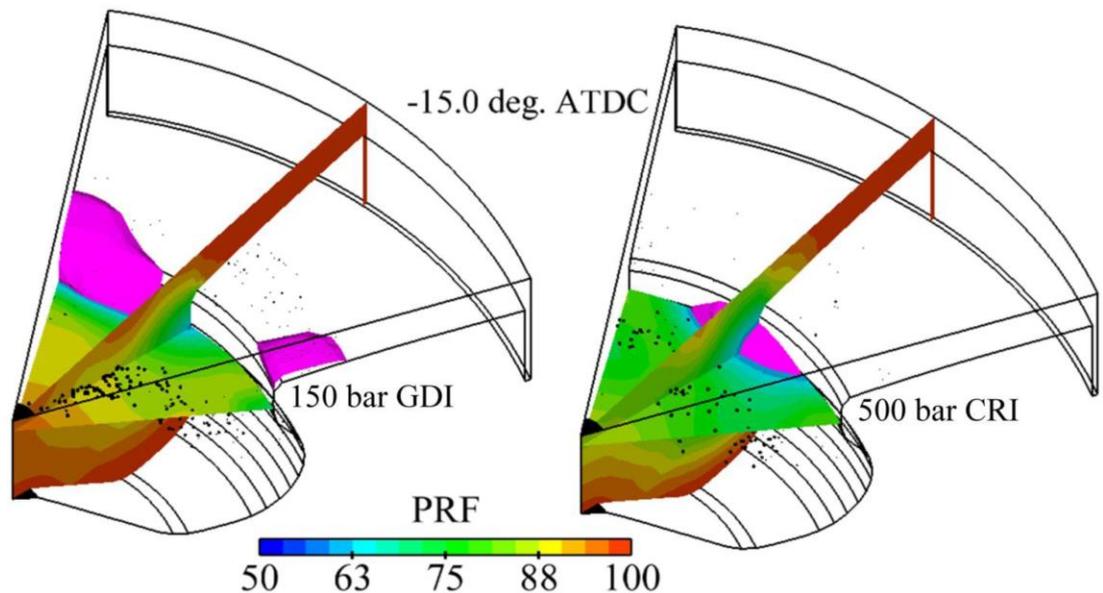


Figura 4.1-2: distribuzione del PRF. [8]

4.2 Utilizzo della geometria modificata

Sperimentando le diverse iniezioni con un pistone stock per una combustione classica diesel, si è riscontrato una diminuzione di efficienza dell'ordine dell'1% con pressioni basse [8]. Utilizzando un pistone con geometria ottimizzata per la combustione RCCI si può notare un aumento di efficienza con entrambi i sistemi di iniezione, rispettivamente, del 3% e 5%. Se precedentemente il picco di efficienza per il caso 150 bar era 43% e 44% per il caso 500 bar, con la nuova geometria si raggiungono picchi per entrambi di 47% (figura 4.2-1).

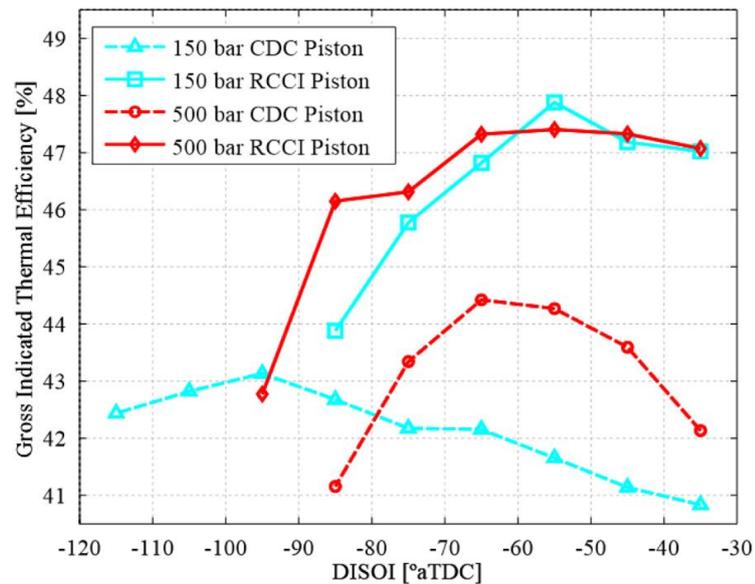


Figura 4.2-1: confronto tra le efficienze per i pistoni RCCI e stock alle pressioni di 150 e 500 bar. [8]

Facendo un bilancio energetico (figura 4.2-2), e, come illustrato nei paragrafi precedenti, modificando la geometria del pistone, diminuiscono le perdite di calore date dallo scambio con le superfici, poiché si passa da 174 cm^2 di superficie con la geometria stock a 152.5 cm^2 con la geometria RCCI. Un altro fattore che ha consentito di aumentare l'efficienza è stata la riduzione del picco di rilascio del calore. In entrambi i casi il

picco risulta molto inferiore al caso di geometria stock.

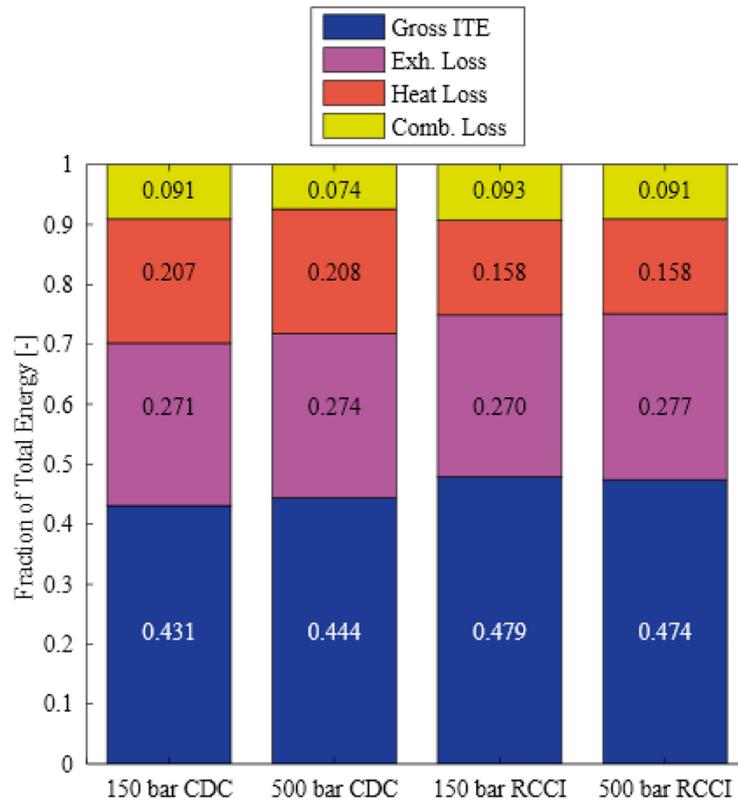


Figura 4.2-2: bilancio energetico a 6 bar IMEP. [8]

Aumentando il carico e portando la pressione media effettiva da 6 bar a 9 bar IMEP si riscontrano prestazioni molto simili per il caso GDI e CRI; i risultati sono mostrati in tabella 4.2-1.

	150 bar GDI	500 bar CRI
ITE_g [%]	47.8	47.2
ISFC_g [g/kW-hr]	170.6	172.9
CA50 [° aTDC]	7.45	7.45
PPRR [bar/deg]	8.7	9.9
Combustion Eff. [%]	95.5	96.0
NO_x [g/kW-hr]	< 0.01	< 0.01
CO [g/kW-hr]	7.6	6.4
HC [g/kW-hr]	5.0	4.6
Soot [g/kW-hr]	< 0.01	< 0.01

Tabella 4.2-1: confronto dei risultati per le pressioni di iniezione 150 bar e 500 bar a 9 IMEP. [8]

Questo dimostra che utilizzando una geometria ottimizzata per la combustione RCCI le prestazioni e le emissioni del motore

utilizzando GDI e CRI sono piuttosto simili con la differenza che nel primo, caso si può avere un beneficio dal punto di vista economico in quanto gli iniettori a bassa pressione costano meno rispetto a quelli common rail.

4.3 Iniezione ai bassi carichi

Per verificare l'effetto dell'iniezione ai bassi carichi in una combustione RCCI si è utilizzata la miscelazione di iso-ottano e n-ettano rispettivamente in iniezione indiretta e diretta ad una IMEP di 4.75 bar [7]. L'iniezione diretta è influenzata da diversi parametri: la penetrazione delle gocce (influenzate dalla massa iniettata, dal tempo di iniezione e dalle condizioni dell'ambiente in cui si inietta) e dalla geometria della camera di combustione. Con un'iniezione molto tarda, approssimativamente effettuata dopo -40°ATDC , risulta che con una strategia di iniezione singola si ha un picco di calore rilasciato superiore rispetto ad una strategia di doppia iniezione. Per quanto riguarda il secondo caso la quantità di carburante inserito con la prima iniettata è circa il 55% del totale con un tempo di miscelazione di 25°CA ; con la seconda, l'introduzione del restante 45%, avviene in prossimità del TDC con un tempo di miscelazione inferiore ai 25°CA che porta ad un aumento del rapporto di equivalenza e gradiente di reattività nelle zone del *bowl*. Questo aumento comporta che la combustione dell'n-ettano risulti più veloce e concentrata nella zona dove si hanno rapporti di equivalenza più elevati. Il risultato è un picco di rilascio di calore inferiore rispetto al caso di singola iniezione (4.3-1).

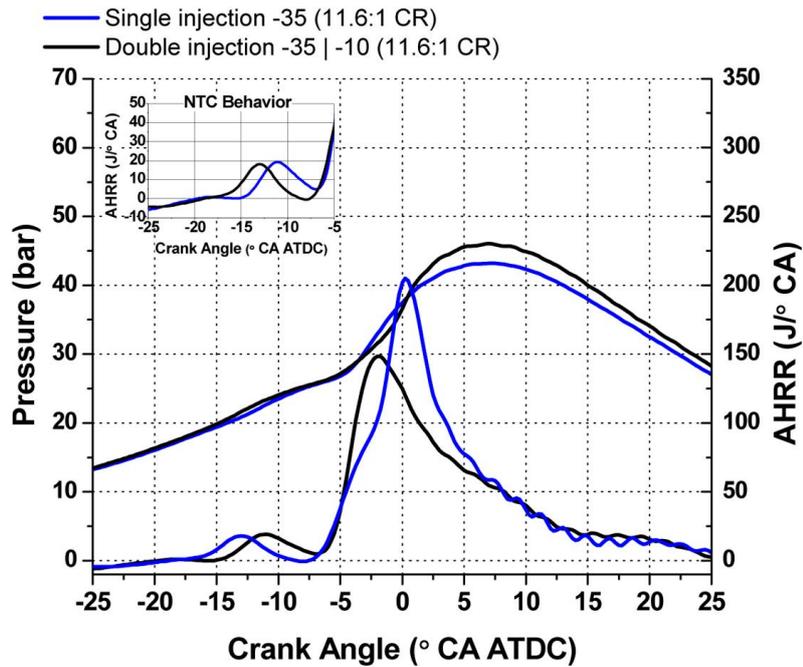


Figura 4.3-1: effetto del numero di iniezioni sul rilascio di calore e la pressioni in camera per un SOI dopo i -40° ATDC. [7]

Tramite la simulazione CFD si possono osservare le zone in cui vi è un aumento di reattività e rapporto di equivalenza all'interno della camera di combustione per entrambe le strategie di iniezione (figura 4.3-2).

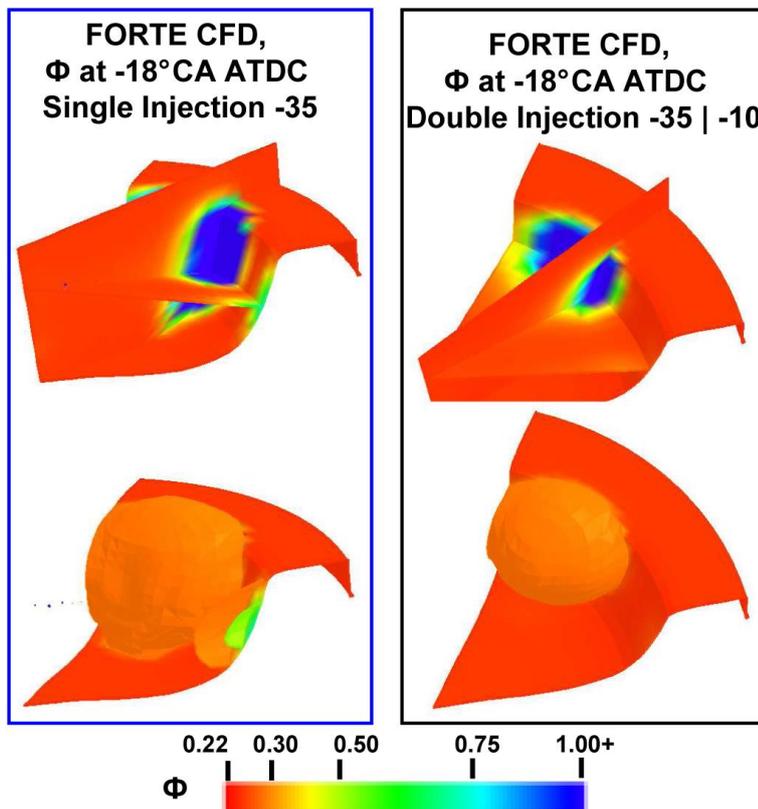


Figura 4.3-2: rapporto di equivalenza per le diverse iniezioni. [7]

Anticipando l'iniezione si osserva (figura 4.3-3) un aumento di velocità nel rilasciare il calore per la strategia singola mentre per la doppia il comportamento rimane come nel caso precedente ma con un picco più elevato. La strategia di doppia iniezione, così anticipata, ha più tempo per diffondersi e quindi si ottiene una migliore ossidazione nelle zone del *bowl* con un conseguente aumento della temperatura di combustione

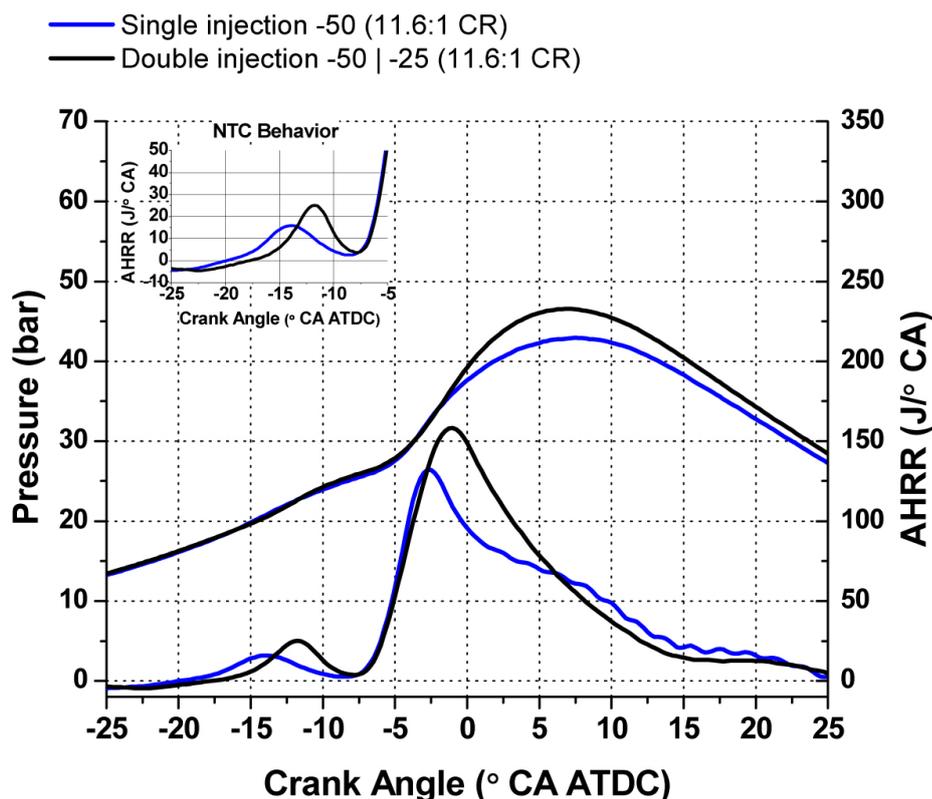


Figura 4.3-3: effetto del numero di iniezioni sul rilascio di calore e la pressioni in camera per un SOI compreso tra -40° e -70° ATDC. [7]

Anticipando ulteriormente l'iniezione fra i -70° e i -110° ATDC in entrambi i casi il combustibile si deposita sulle pareti ma possiede un tempo sufficiente per evaporare e ridistribuirsi all'interno della camera. Iniettando prima di -110° ATDC aumenta la quantità di carburante depositato sulle pareti ma aumenta anche il tempo di vaporizzazione del carburante. Osservato l'andamento della pressione e del calore rilasciato per i vari tempi di iniezione si analizzano le prestazioni e le emissioni per i vari casi. Si nota un aumento di efficienza per anticipi medi

con la *double-injection* tradotta in una riduzione di consumo specifico di carburante mentre per anticipi elevati e brevi la *single-injection* è più vantaggiosa. Risulta che un'iniezione precedente ai -70° ATDC aumenta l'efficienza e diminuisce le emissioni ma rende inevitabile il deposito di combustibile sulle pareti. Per iniezioni più vicine al TDC la strategia di doppia iniezione consente di ridurre le emissioni di HC e CO rispetto alla singola migliorandone anche l'efficienza poiché si ha una migliore miscelazione del carburante nelle zone di *squish* e *bowl* (figura 4.3-4 a, b).

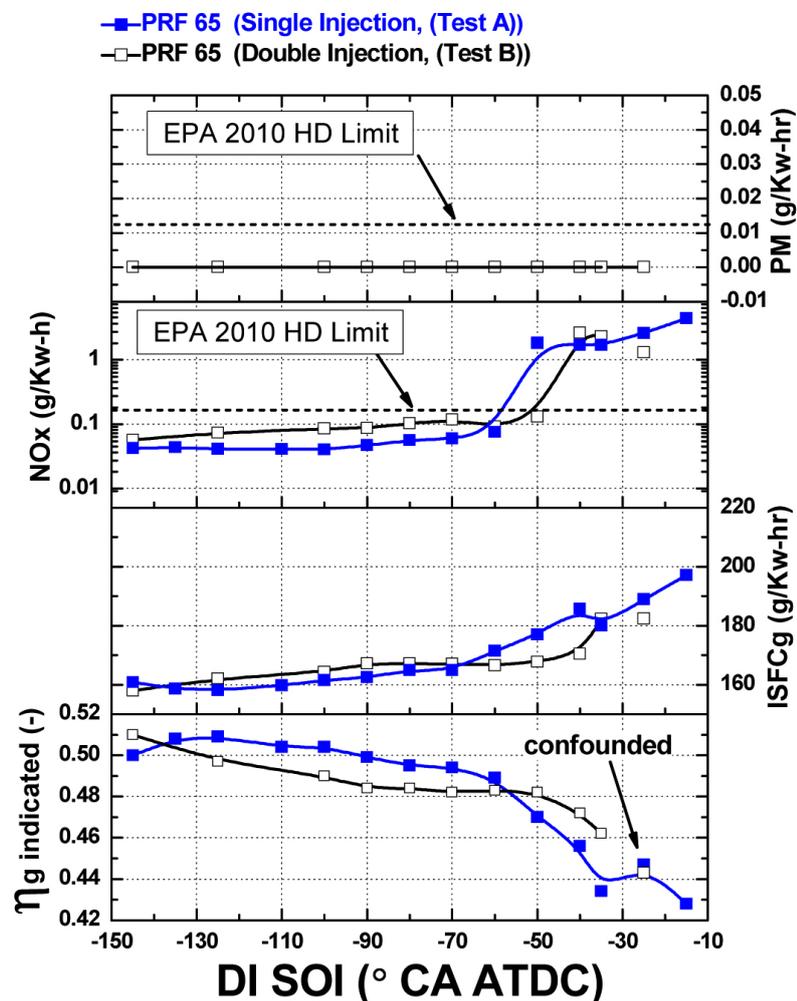


Figura 4.3-4 a: comportamento dell'efficienza del consumo e delle emissioni di NOx e PM. [7]

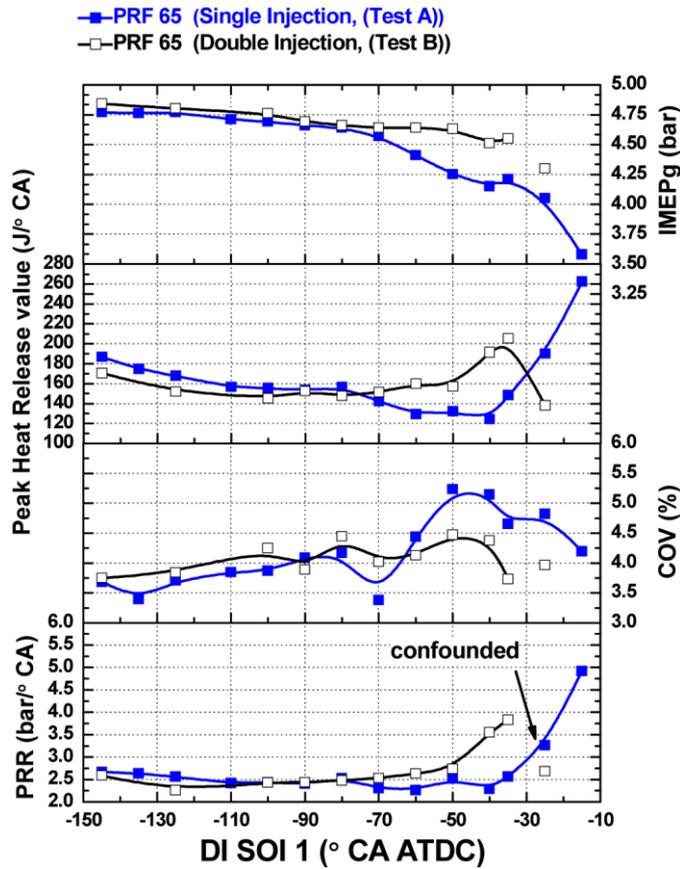


Figura 4.3-4 b: effetto sulla combustione del SOI 1. [7]

4.4 Effetto dell'iniezione indiretta

È stato dimostrato che il *timing* di iniezione indiretta della benzina e il rapporto tra iniezione diretta e indiretta influenzano la fase di combustione RCCI avendo effetti anche sulle emissioni del motore [9]. Si osserva che se l'iniezione indiretta avviene dopo -340° ATDC la fase di combustione viene ritardata (figura 4.4-1).

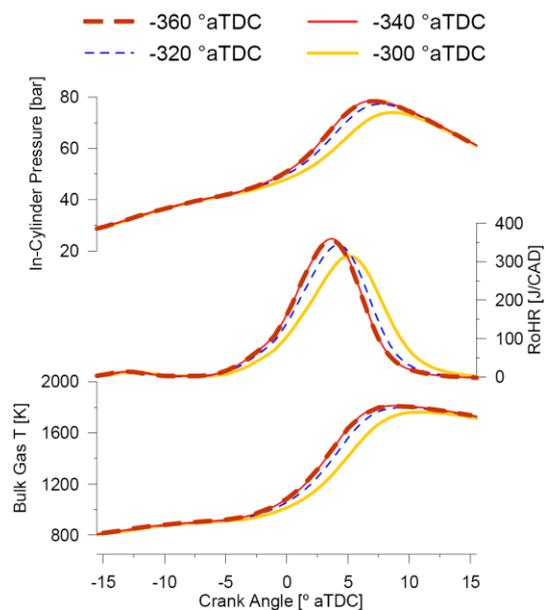


Figura 4.4-1: effetto del SOI sulla combustione. [9]

In figura 4.4-2 si possono osservare le variazioni di emissioni del motore al variare del *timing* di iniezione indiretta e della proporzione dei combustibili. È evidente che le emissioni di NO_x rimangono sotto i limiti EURO VI per tutte le condizioni di funzionamento (in figura 4.4-2) ed è altrettanto evidente che il SOI dell'iniezione indiretta non ha influenza per i casi 74%, 80% e 84% di benzina ma potrebbe aver causato, invece, la riduzione di NO_x nel caso 65% di benzina. Per le proporzioni di 74%, 80% e 84% di benzina il cambiamento di SOI sembra non avere alcun effetto sulle emissioni di PM da -340 a -300 ATDC; al contrario tra -360° e -340° ATDC le emissioni sono piuttosto elevate a causa di una riduzione dell'ossidazione ma diminuiscono al calare del ritardo di iniezione indiretta. Le emissioni di HC e CO rimangono circa costanti e risultano pressoché indipendenti dal *timing* di iniezione anche se superiori al limite EURO VI.

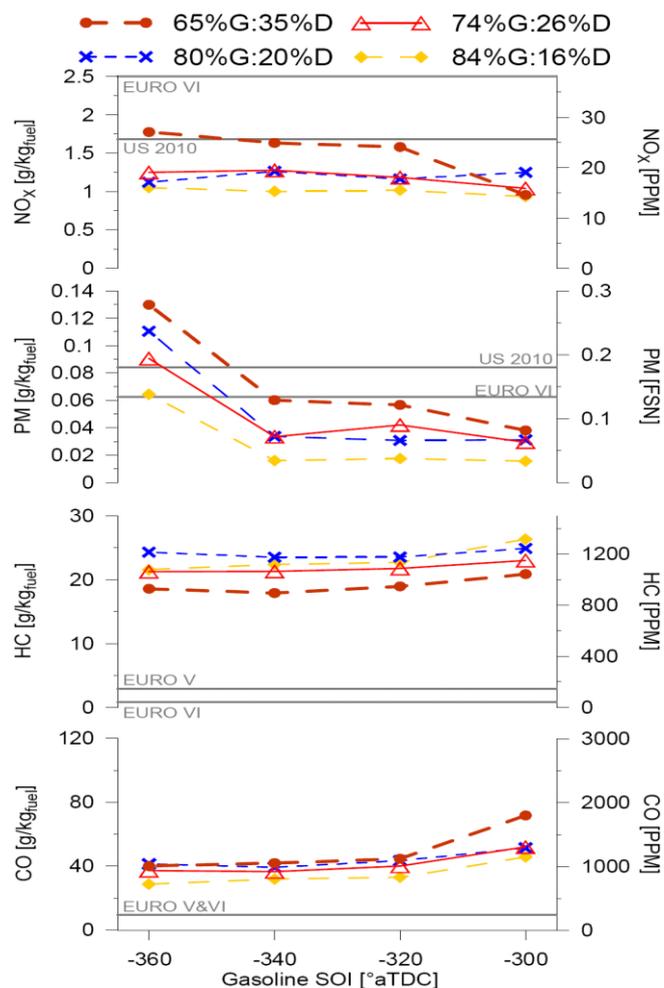


Figura 4.4-2: effetto del SOI sulle emissioni. [9]

4.5 Effetto della proporzione benzina-diesel

La figura 4.5-1 mostra l'effetto della proporzione benzina-diesel sulle emissioni di NO_x, PM, HC, CO ad ogni SOI della benzina. I livelli delle emissioni di NO_x in tutti i casi rimangono al di sotto della normativa EURO VI comunque c'è una tendenza all'aumento delle queste quando diminuisce la proporzione della benzina. Una possibile spiegazione di questo comportamento potrebbe esser data dal leggero aumento locale della temperatura di combustione nelle condizioni di minore reattività. Le emissioni di PM sembrano aumentare col diminuire delle proporzioni del combustibile meno reattivo come osservato con le emissioni di NO_x; contrariamente a quanto succede per le emissioni

precedenti, le emissioni di HC decrescono con una minore proporzione di benzina, come rilevato queste sono leggermente più alte per un SOI di benzina di -300 ATDC confrontato con gli altri *timing* d'iniezione. Le sorgenti di maggior rilievo per la formazioni di HC sono i volumi interstiziali e le regioni degli anelli di tenuta dove gli idrocarburi che entrano in tali zone non raggiungono temperature sufficientemente elevate per ossidarsi. L'emissione di CO rimangono abbastanza stabili per la maggior parte delle fasi d'iniezione e per le proporzioni di benzina da 65 a 80 %; si osserva una diminuzione per la proporzione dell'84% per tutte le fasi di iniezione.

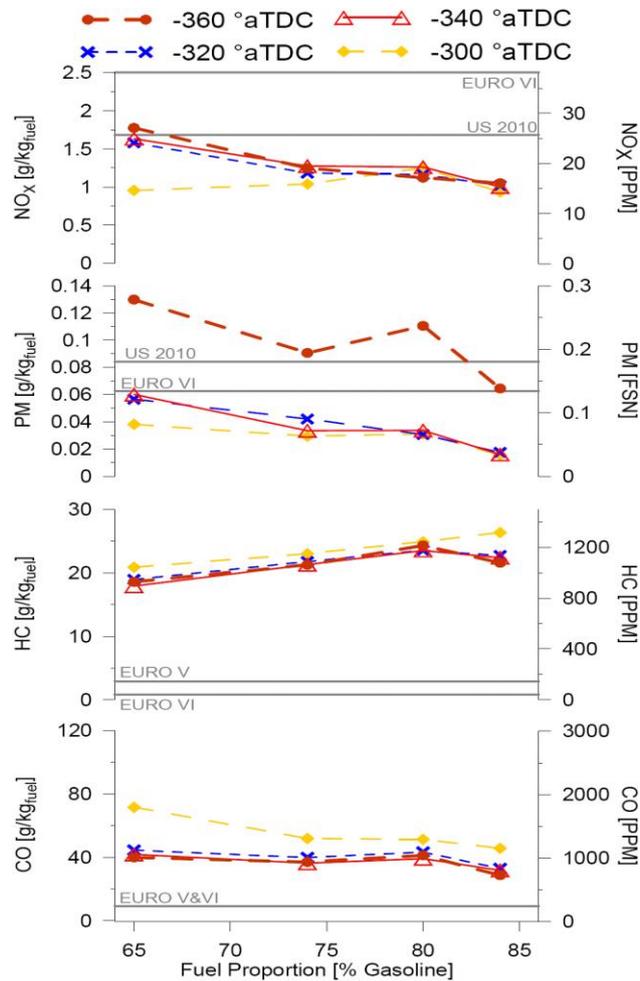


Figura 4.5-1: effetto della proporzione di benzina per i vari SOI sulle emissioni. [9]

5 Confronto della combustione RCCI benzina-diesel con la combustione diesel classica

La soluzione più semplice per realizzare una combustione di tipo RCCI sembra l'accoppiamento dei due combustibili, benzina-diesel poiché sono entrambi facilmente reperibili a qualsiasi distributore piuttosto che l'E85 o additivi per aumentare la reattività della benzina.

5.1 Confronto per punti fissi di carico e velocità

Facendo un confronto per punti fissi di carico e di velocità con una combustione diesel classica si nota subito che la combustione RCCI aumenta la sua efficienza all'aumentare della pressione media effettiva. Dalla figura 5.1-1 emerge che con la strategia *dual-fuel* non si possono coprire tutti i punti di carico coperti dalla combustione diesel ma a parità di BMEP e velocità, rispettivamente 8 bar e 3000 rpm, l'efficienza termica netta della combustione RCCI risulta più elevata del 5% rispetto a quella diesel raggiungendo un picco di 40.6%.

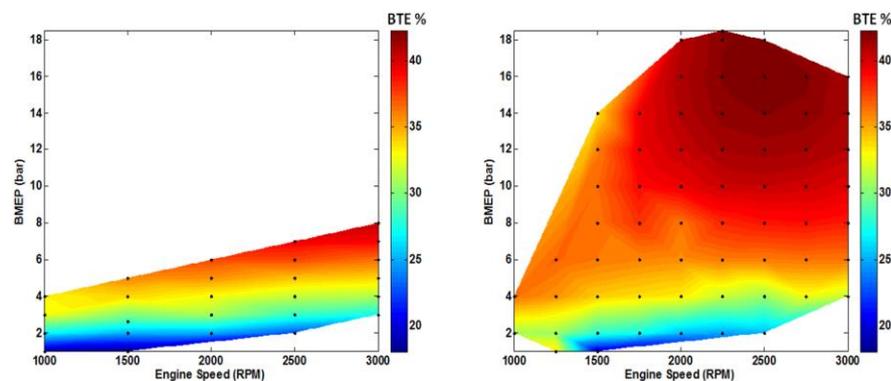


Figura 5.1-1: efficienza termica della combustione RCCI e della CDC. [3]

Per quanto riguarda le emissioni di *soot* ed NO_x, mostrate in figura 5.1-2, la combustione RCCI risulta molto meno inquinante poiché entrambe le sostanze, per i carichi scelti, sono quasi nulle allo scarico.

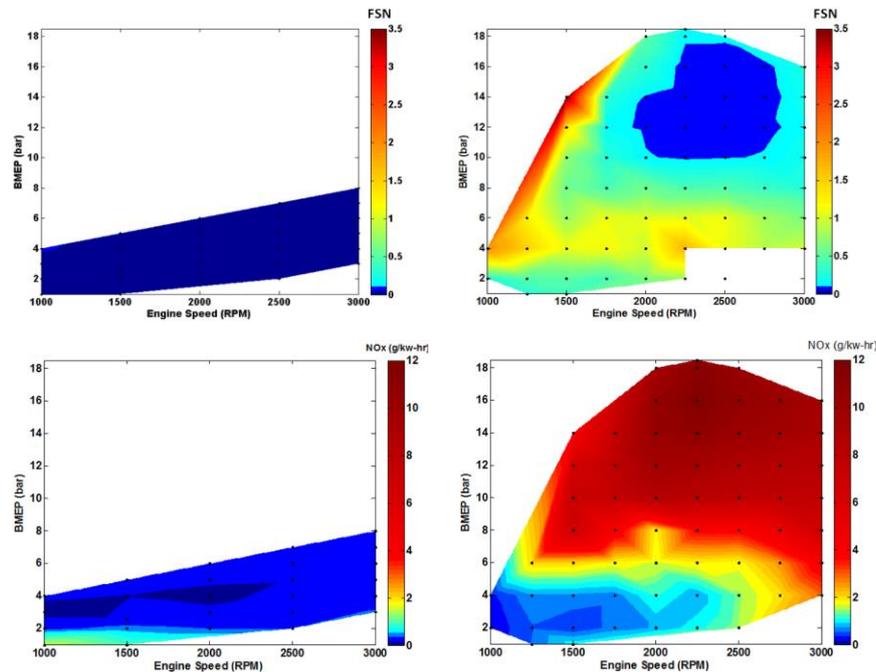


Figura 5.1-2: emissioni di soot ed NO_x per la combustione RCCI e CDC. [3]

Come ci si aspetta dalla combustione RCCI i livelli di HC e CO risultano molto superiori rispetto a quelli di una combustione diesel raggiungendo dei picchi superiori ai 55 e 160 g/(kw-hr) per i carichi più bassi e sicuramente inaccettabili per la normativa EURO VI. Per quanto riguarda la temperatura allo scarico, nella strategia *dual-fuel* essa rimane piuttosto bassa, anche al di sotto dei 200°C, soprattutto ai carichi meno elevati. Questa situazione risulta difficoltosa per i catalizzatori ossidanti ed è trattata in seguito.

5.2 Comportamento durante il transitorio

I motori, nella maggior parte dei casi, non funzionano a carico e

velocità costante quindi è interessante verificarne il comportamento durante il transitorio [15]. La combustione RCCI è stata effettuata alle condizioni in tabella 5.2-1 mentre la figura 5.2-1 mostra la pressione e il rilascio di calore per tali punti.

	Run 1	Run 2	Run3	Run 4
Engine Speed [rpm]	1,500	1,500	1,500	1,500
Pedal Position [%]	9.0	12.3	14.1	16.1
DI [mg/inj.]	3.864	4.278	4.264	3.396
PFI [mg/inj.]	2.812	4.178	6.7	9.49
Rail Press. [bar]	389	433	467	501
PFI Fraction [%]	42.12	49.41	61.1	76.5
Main SOI [deg. bTDC]	40.8	46	49	52
Intake Pressure [bar]	1.01	1.025	1.04	1.06
Intake Temp. [°C]	36	37	37	38
EGR [%]	0	0	0	0

Tabella 5.2-1: punti di funzionamento. [15]

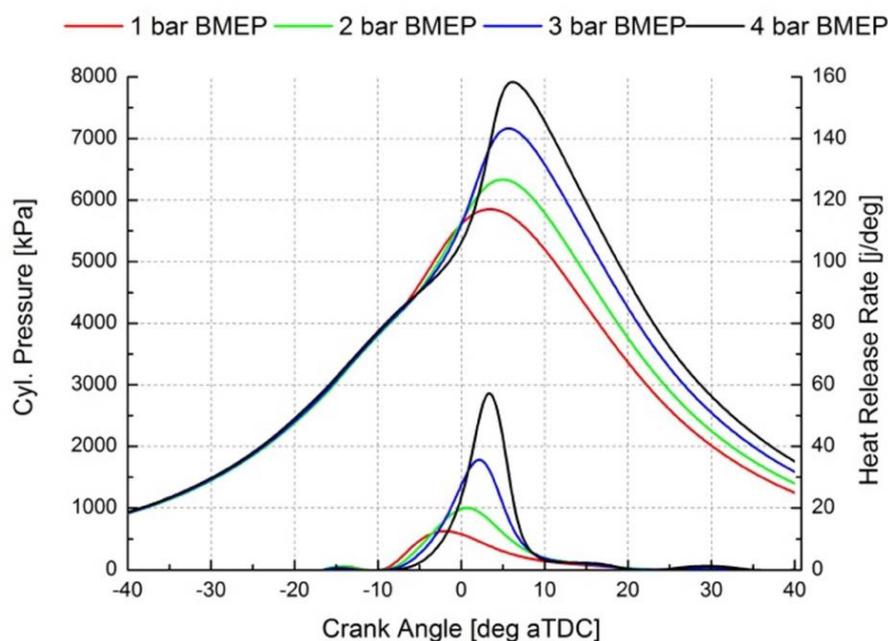


Figura 5.2-1: pressione e calore rilasciato per i vari punti di funzionamento. [15]

Per verificare il comportamento del motore durante il transitorio della combustione RCCI si è confrontato quest'ultimo con il comportamento in transitorio di una combustione diesel classica. Si sono stabiliti i limiti di emissioni a $HC < 1000 \text{ ppm}$, $NO < 10 \text{ ppm}$

con l'efficienza termica vicina ai livelli di una combustione diesel classica e un $MPPR < 10$ bar/deg. La pressione in ingresso viene tenuta leggermente inferiore al caso diesel per diminuire il lavoro di pompaggio ed è necessaria per ottenere livelli di emissioni bassi per NO e PM. Osservato il comportamento della combustione ai singoli punti di funzionamento si passa all'analisi dei transitori. La combustione RCCI per passare da 1 bar BMEP a 4 bar è piuttosto lenta poiché impiega 80 cicli, viceversa il caso diesel è più veloce. (Figura 5.2-2)

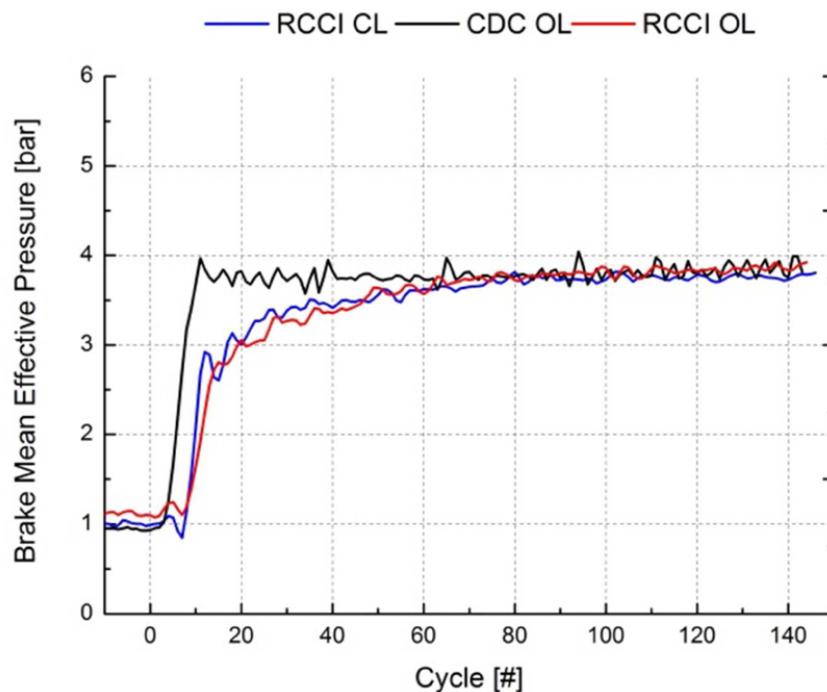


Figura 5.2-2: comportamento del caso RCCI in OL, CL, e CDC durante il transitorio. [15]

La causa di questa lentezza nel raggiungere il punto di funzionamento nel caso RCCI potrebbe essere che la temperatura delle pareti è bassa ai bassi carichi o la mancanza di arricchimento di iniezione indiretta durante la fase transitoria e potrebbe portare smagrimenti locali. Per il caso diesel l'iniezione si verifica vicino al punto morto superiore e l'aumento di pressione aumenta seguendo l'andamento del pedale. La risposta è leggermente lenta e la pressione in ingresso raggiunge il punto di funzionamento in circa 30 cicli. La temperatura è costante nel collettore ma leggermente più alta rispetto al caso RCCI poiché viene utilizzata

una piccola quantità di EGR. Le emissioni sono mostrate in figura 5.2-3 e sono quelle classiche di un motore automobilistico. Il CA50 rimane più o meno costante durante il transitorio e le emissioni di NO mostrano un picco ma è un classico comportamento della combustione diesel durante il transitorio (figura 5.2-3).

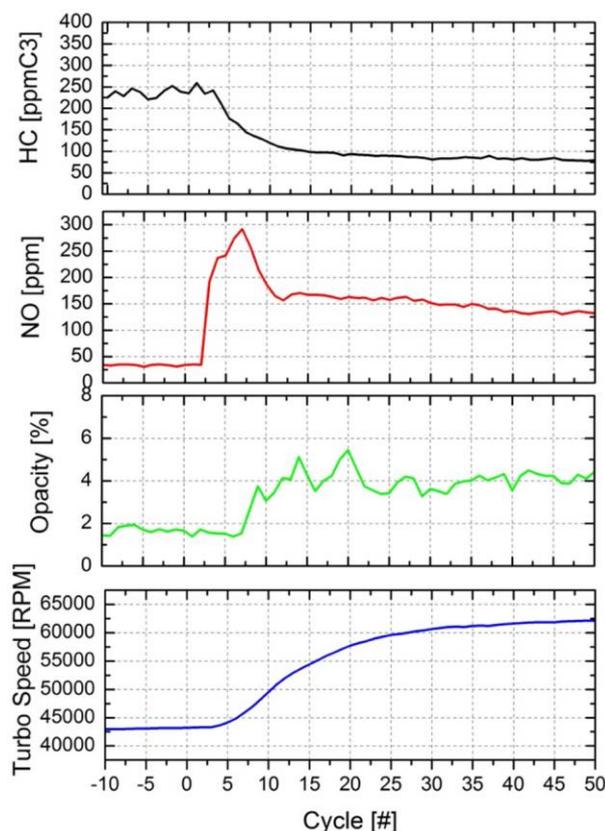


Figura 5.2-3: comportamento delle emissioni durante il transitorio CDC. [15]

Per quanto riguarda il comportamento della combustione RCCI sono stati valutati i risultati ottenuti mediante un controllo *open loop* e *closed loop*. Come si può vedere dall'immagine si ha un ritardo di 30 cicli per raggiungere la pressione in ingresso scelta mentre la temperatura rimane pressoché costante per entrambe le strategie di controllo. Le emissioni di NO e PM sono più basse rispetto al caso diesel mentre quelle di HC sono più elevate come visto in precedenza. La strategia di controllo *closed loop* migliora le prestazioni del motore e diminuisce le emissioni di HC; osservando la figura 5.2-4 si nota che il picco di emissioni in controllo CL è più breve rispetto al caso OL ed in generale le

emissioni con il primo sistema di controllo sono più basse del 20 %. Per quanto riguarda le emissioni di NO con il controllo *open loop* si ottengono prestazioni lievemente migliori rispetto al controllo *closed loop* ma comunque entrambe le strategie annullano praticamente il picco di emissioni visto nella combustione diesel classica la quale raggiunge emissioni di 300 ppm contro i 9 ppm della combustione RCCI (figura 5.2-4).

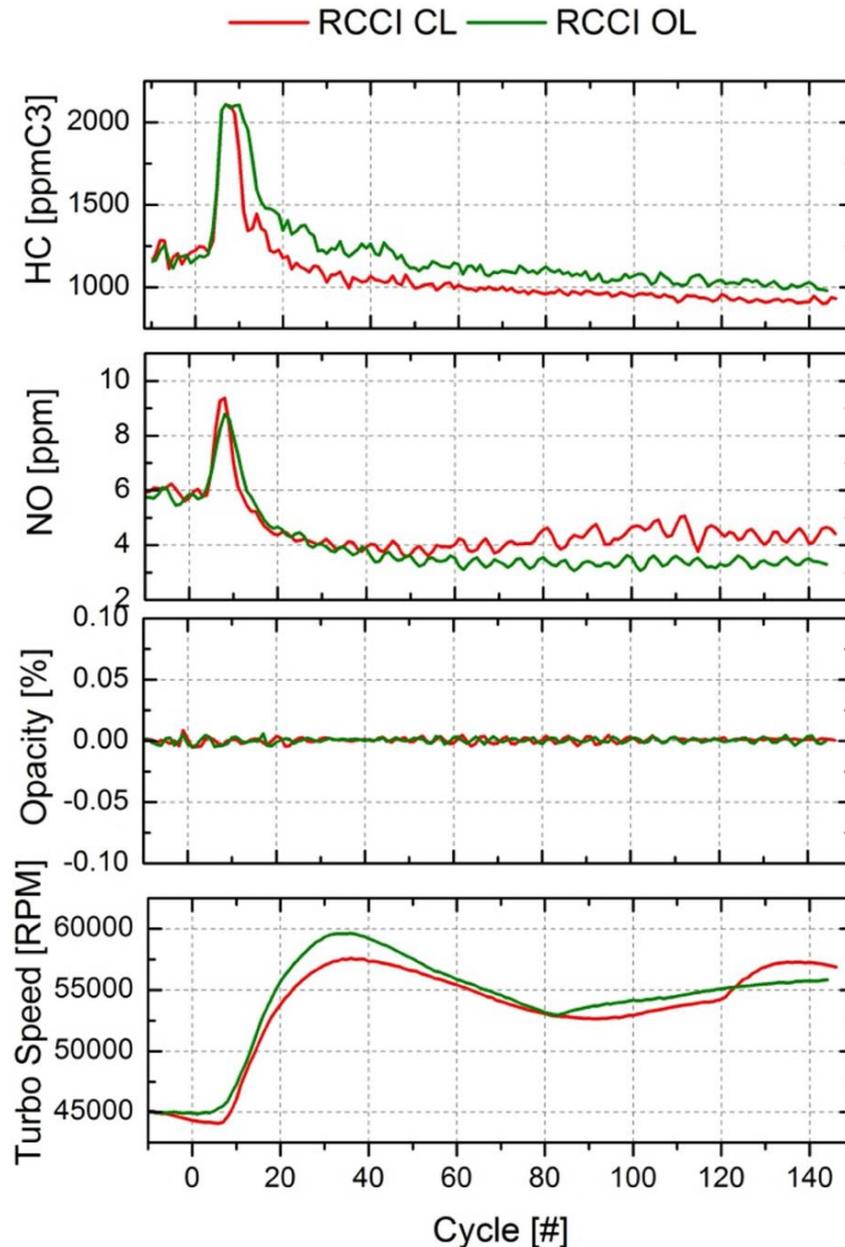


Figura 5.2-4. Andamento delle emissioni nel caso RCCI con controllo *open loop* e *closed loop*. [15]

6 Sistema di post trattamento dei gas di scarico

Tramite la combustione RCCI è possibile abbattere le emissioni di NO_x e *soot*, obiettivo principale di tale strategia, ma come effetto collaterale, dato dall'abbassamento della temperatura di combustione, si hanno emissioni di HC e CO paragonabili a quelle di un motore ad accensione comandata [13]. Per tale motivo è necessario utilizzare sistemi di post trattamento dei gas di scarico per tentare di ossidare tali emissioni. Le ossidazioni in un ambiente magro sono tipicamente ottenute tramite catalizzatori ossidanti ovvero DOC (diesel oxidation catalyst) contenenti platino e palladio. Ricercando il DOC più opportuno sono stati testati tre modelli di cui le caratteristiche sono riportate in tabella 6-1.

	DOC A	DOC B	Model DOC
Cell Density, csi	400	400	300
Pt loading, g/ft ³	71	53	100
Pd loading, g/ft ³	23	21	0
Pt:Pd ratio	3:1	2.5:1	1:0

Tabella 6-1: caratteristiche dei catalizzatori utilizzati. [13]

Per i carichi e le velocità (elencate in tabella 6-2) sono state verificate le emissioni.

	Speed, rpm	BMEP, bar
1.	1250	2.0
2.	1250	5.0
3.	2000	2.0
4.	2000	6.0

Tabella 6-2: carichi e velocità testate. [13]

Un ulteriore test dei DOC è stato sottoporli a cicli di 10 min. in combustione diesel a 1250 rpm e 7.7 bar BMEP e 10 min. in combustione RCCI a 1250 rpm e 2 bar BMEP. Come precedentemente detto le emissioni di NO_x e *soot* per la combustione RCCI sono molto inferiori rispetto alle emissioni della CDC per entrambe le velocità di rotazione (1250 e 2000 rpm) come sono più elevate le emissioni di HC e CO dovute alla composizione chimica del carburante iniettato indirettamente. La combustione RCCI ha un'efficienza termica più elevata rispetto al caso CDC, causata dalle minori temperature di scarico, la differenza di tali temperature varia dagli 8 ai 49°C. Le condizioni di elevate emissioni di HC, CO e le basse temperature allo scarico rendono difficoltosa l'ossidazione per i catalizzatori. Gli attuali DOC sono composti da platino e palladio e la loro proporzione è ottimizzata in termini di durata prestazioni e costi. Nonostante le temperature di scarico nelle combustioni RCCI siano basse, i catalizzatori risultano le soluzioni migliori per risolvere tale problema. Tutti e tre i catalizzatori testati per la combustione RCCI sono risultati efficaci per temperature superiori ai 300°C, ma al di sotto dei 200°C questi non riescono a lavorare; al contrario nella condizione CDC i DOC sono stati molto efficaci fino a 190°C. Questo fatto è probabilmente spiegabile considerando le minori quantità di HC e CO emessi dalla combustione diesel e della differente composizione chimica degli idrocarburi della combustione RCCI. Utilizzando diversi

catalizzatori si è osservato che: aumentando l'efficienza di ossidazione degli HC aumenta anche l'efficienza di ossidazione dei CO (figura6-1).

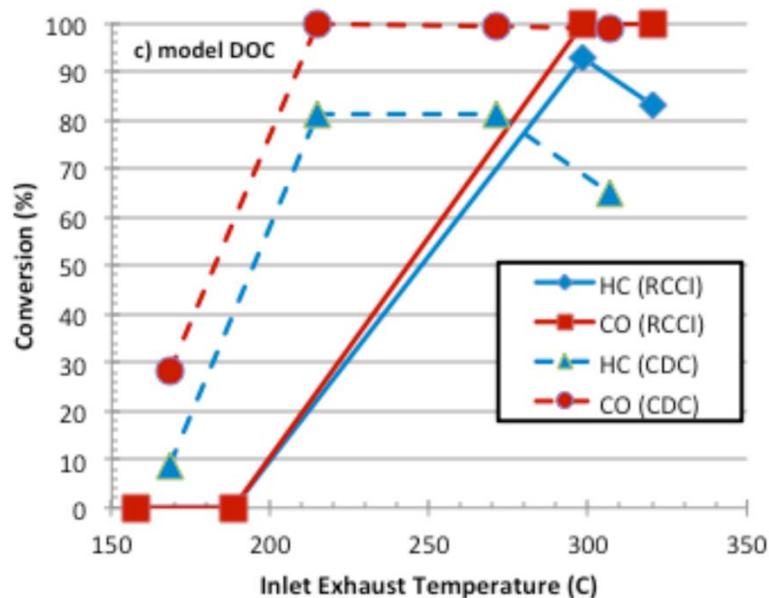


Figura 6-1: percentuale di conversione degli HC e CO in funzione della temperatura di scarico. [13]

Pensando ad un'applicazione per veicoli stradali, il motore potrebbe operare con una combustione diesel per alcuni cicli e con una combustione RCCI per altri; così si è analizzato il funzionamento dei DOC in operazione *multi-mode* dove viaggia per 10 min. con combustione diesel e 10 con combustione RCCI.

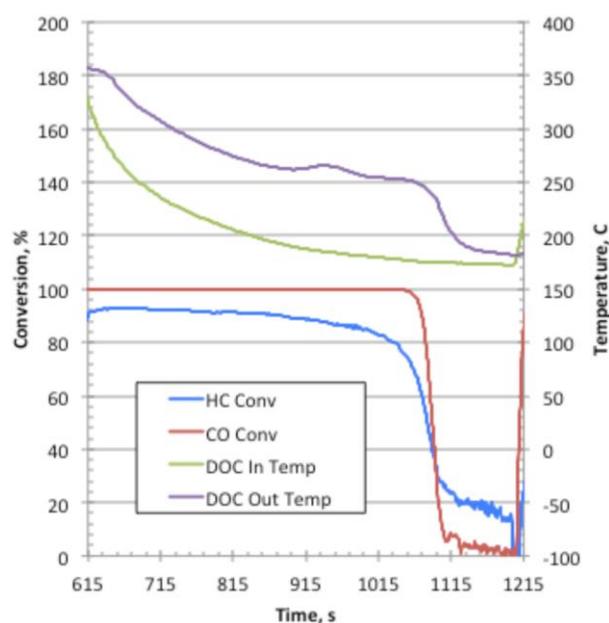


Figura 6-2: test multi-mode. [13]

La figura 6-2 mostra l'andamento delle temperature e della percentuale di conversione durante i 10 minuti di combustione *dual-fuel*. La temperatura d'ingresso al catalizzatore passa da 350 a 170 °C mentre la temperatura di uscita risulta 80°C più elevata poiché all'interno del DOC si verificano reazioni esotermiche generate dalle ossidazioni. Come la temperatura in uscita raggiunge i 250°C vi è una diminuzione drastica della temperatura considerato che si fermano le ossidazioni; al di sopra di questo punto l'efficienza di ossidazione si aggira intorno al 90-100%. Nelle condizioni di *multi-mode* comunque le ossidazioni di HC e CO mantengono elevate le temperature permettendo al DOC di lavorare quindi, in un motore multimodale possono essere ridotte le emissioni di tali elementi. In tabella 6-3 sono elencate le temperature T50 per i vari DOC ovvero le temperature per dimezzare le emissioni di HC e CO.

	DOC A	DOC B	Model DOC
CO T50, °C	244	257	188
HC T50, °C	244	259	191

Tabella 6-3: temperature T50 per i catalizzatori testati. [13]

Si osserva che più aumenta la quantità di platino più si riduce la T50 infatti le migliori prestazioni si ottengono con il model DOC che contiene solo platino ma questo potrebbe comportare un aumento in materia di costi.

Conclusioni

L'argomento di questa tesi è stato quello di esporre la nuova tecnologia di combustione RCCI che consente, tramite l'iniezione diretta di combustibile reattivo ed indiretta di combustibile meno reattivo, di abbattere le emissioni di NO_x e *soot* in modo da rientrare nei limiti imposti dalla normativa presto vigente EURO VI. Il raggiungimento di un gradiente di reattività all'interno della camera di combustione, permette di raggiungere tali limiti, inoltre consente di ottenere efficienze termiche elevate.

Nella prima parte della tesi sono state elencate le varie combinazioni sperimentate per ottenere tale gradiente di reattività, mediante strategie di iniezione *dual-fuel* e *single-fuel*. È risultato che si possono ottenere ottimi risultati in materia di emissioni di ossidi di azoto e *soot* ma è emerso che tale combustione promuove, mediante basse temperature di combustione e composizione chimica del combustibile iniettato indirettamente, la formazione di elevate quantità di idrocarburi e monossido di carbonio.

Si è poi ricercata la geometria ottimizzata del pistone e il miglior rapporto di compressione per tale tipologia di combustione tentando di ridurre le emissioni di HC e CO e migliorare l'efficienza termica del ciclo. Nel secondo caso sono stati raggiunti ottimi risultati, viceversa per le emissioni non si è riusciti a ridurle al di sotto i limiti imposti dalla normativa. Inoltre, sperimentando motori pesanti e motori utilizzati per veicoli leggeri, è emerso che si riesce ad ottimizzare in maniera più significativa il primo rispetto al secondo anche se le prestazioni per entrambi rimangono elevate.

Un altro fattore che può incidere favorevolmente sulla

combustione RCCI è la fase di iniezione e sono state effettuate sperimentazioni per ottimizzare sia l'iniezione diretta che indiretta. Per la prima tipologia si è inoltre tentato di ridurre i costi, dati dalle elevate pressioni di iniezione dei sistemi diesel common rail, sostituendo gli iniettori ad alta pressione con iniettori a bassa pressione. È risultato che ottimizzando il rapporto di compressione e la forma della tazza ricavata sul pistone si possono ottenere prestazioni simili per entrambe le tipologie di iniettori e quindi è possibile ridurre i costi.

Poiché i combustibili più reperibili su grande scala sono diesel e benzina si è fatto un confronto tra la combustione RCCI benzina-diesel e la combustione diesel classica per punti di funzionamento fissi e per transitori di carico, pensando ad un'applicazione per veicoli stradali. Risulta che, pur potendo sperimentare tale combustione su un minor numero di punti di funzionamento rispetto al caso diesel, si possono ottenere valori di efficienza più elevati ed emissioni di NO_x e *soot* quasi nulle anche se vengono emessi in maggior quantità idrocarburi e monossido di carbonio. Per quanto riguarda quest'ultimo punto si è cercato di migliorare la situazione utilizzando catalizzatori ossidanti DOC (diesel oxidation catalyst). È emerso che, poiché l'ambiente dei gas di scarico è magro, le temperature possono scendere al di sotto dei 200°C e che la composizione chimica dei combustibili è differente, si fatica a far ossidare gli idrocarburi e il monossido di carbonio ma, utilizzando un catalizzatore con rapporto di platino e palladio di 1:0 e facendo funzionare il motore a cicli alterni diesel e RCCI, si possono ottenere soddisfacenti ossidazioni dei gas di scarico a discapito, però, dei costi.

In conclusione la combustione RCCI può essere una valida soluzione per rispettare le normative EURO VI senza utilizzare costosi sistemi di post trattamento (come ad esempio i sistemi SCR) e per migliorare l'efficienza del motore.

Bibliografia

[1] “Fuel Effects on Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion at Low Load”, 2011-01-0361, Reed Hanson, Sage Kokjohn, Derek Splitter and Rolf Reitz

[2] “Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Heavy-Duty Engine Operation at Mid-and High-Loads with Conventional and Alternative Fuels”, 2011-01-0363, Derek Splitter, Reed Hanson, Sage Kokjohn and Rolf Reitz

[3] “Efficiency and Emissions Mapping of RCCI in a Light-Duty Diesel Engine”, 2013-01-0289, Scott Curran, Reed Hanson and Robert Wagner, Rolf Reitz

[4] “High Efficiency, Low Emissions RCCI Combustion by Use of a Fuel Additive”, 2010-01-2167, Derek Splitter, Rolf Reitz and Reed Hanson

[5] “Effect of E85 on RCCI Performance and Emissions on a Multi-Cylinder Light-Duty Diesel Engine”, 2012-01-0376, Scott Curran, Reed Hanson, Robert Wagner

[6] “Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion in Light- and Heavy-Duty Engines”, 2011-01-0357, Sage Kokjohn, Reed Hanson, Derek Splitter, John Kaddatz and Rolf Reitz

[7] “Injection Effects in Low Load RCCI Dual-Fuel Combustion”, 2011-24-0047, Derek Splitter, Reed Hanson, Sage Kokjohn, Martin Wissink and Rolf Reitz

[8] “Use of Low-Pressure Direct-Injection for Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Light-Duty Engine Operation”, 2013-01-1605, N. Ryan Walker, Adam B. Dempsey, Michael J. Andrie and Rolf D. Reitz

[9] “Particle Size and Number Emissions from RCCI with Direct Injections of Two Fuels”, 2013-01-1661, Christopher Kolodziej, Martin Wissink, Derek Splitter, Reed Hanson and Rolf Reitz, Jesus Benajes

[10] “Piston Bowl Optimization for RCCI Combustion in a Light-Duty Multi-Cylinder Engine”, 2012-01-0380, Reed Hanson, Scott Curran and Robert Wagner, Sage Kokjohn, Derek Splitter and Rolf Reitz

[11] “Effect of Compression Ratio and Piston Geometry on RCCI Load Limits and Efficiency”, 2012-01-0383, Derek Splitter, Martin Wissink, Sage Kokjohn and Rolf Reitz

[12] “Effect of Piston Bowl Geometry on Dual Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) in a Light-Duty Engine Operated with Gasoline/Diesel and Methanol/Diesel”, 2013-01-0264, Adam B. Dempsey, N. Ryan Walker and Rolf Reitz

[13] “Effectiveness of Diesel Oxidation Catalyst in Reducing HC and CO Emissions from Reactivity Controlled Compression Ignition”, 2013-01-0515, Vitaly Y. Prikhodko, Scott J. Curran, James E. Parks and Robert M. Wagner

[14] “Computational Optimization of Reactivity Controlled Compression Ignition in a Heavy-Duty Engine with Ultra Low Compression Ratio”, 2011-24-0015, Adam B. Dempsey and Rolf D. Reitz

[15] “Transient RCCI Operation in a Light-Duty Multi-Cylinder Engine”, 2013-24-0050, Reed Hanson and Rolf Reitz

[16]

<http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/Termodinamica/node48.html>

[17]

http://demotor.net/ciclos_reales/diferencia_entre_los_ciclos_dies_el_rela_y_teorico.html

[18]

http://www.provinz.bz.it/umweltagentur/download/pres_2_diesel.pdf

Ringraziamenti

Il primo ringraziamento va al Prof. Ing. Enrico Corti che ha avuto molta pazienza nel seguirmi e permettermi di realizzare questo elaborato.

Un ringraziamento ai miei genitori che mi hanno supportato anche durante i momenti più difficili e non hanno smesso di spingermi ad andare avanti.

Un ulteriore ringraziamento va agli amici che hanno creduto che potessi farcela, ed uno anche a quelli che non c'hanno mai creduto.