

1. Introduzione

Nel mondo odierno il tema dell'inquinamento è sempre più in auge. L'inquinamento è un'alterazione dell'ambiente di origine antropica, ovvero dovuto all'azione dell'uomo, o naturale. Si divide in inquinamento atmosferico, idrico e del suolo. Non esiste a priori una sostanza o un fattore di per se inquinante o non inquinante. Dipende dall'ecosistema nel quale ci si trova. Se consideriamo l'atmosfera le sostanze inquinanti sono tutti gli agenti fisici, chimici e biologici modificanti le caratteristiche naturali atmosferiche che possono causare un effetto dannoso su esseri viventi e ambiente; questi agenti di solito non sono presenti nella normale composizione dell'aria, oppure lo sono ad un livello di concentrazione inferiore.

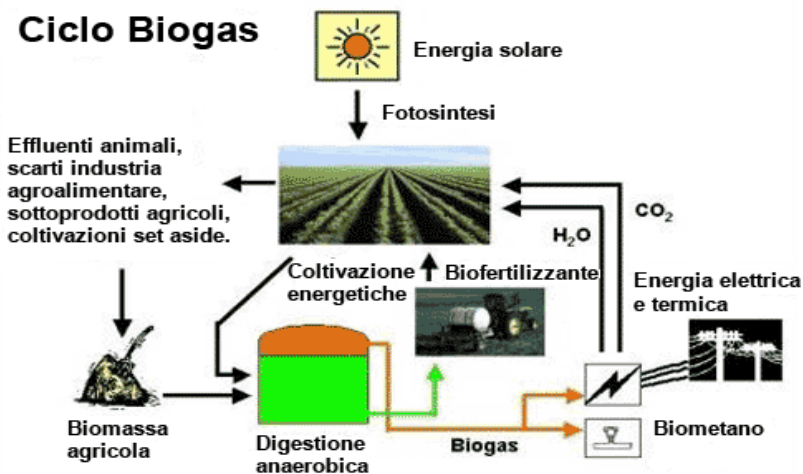
I principali inquinanti atmosferici sono il monossido (CO) e il biossido di carbonio (CO₂), gli idrocarburi incombusti (HC), il particolato (PM), gli ossidi di azoto (NO_x), benzene, idrocarburi policiclici aromatici e aldeidi. Le regolamentazioni riguardano solo una parte di essi ovvero CO, CO₂, HC, PH e NO_x. I loro effetti visibili sono l'aumento dell'effetto serra, imputabile alla CO₂, le piogge acide, dovute alla presenza di anidride carbonica che forma acido carbonico, e del biossido di zolfo (SO₂) e vari ossidi di azoto, che formano rispettivamente acido solforico (H₂SO₄) ed acido nitrico (HNO₃) che abbassano notevolmente il PH dell'acqua piovana.

Tutti gli elementi inquinanti colpiscono l'uomo indirettamente, con gli effetti ambientali visti precedentemente, e non solo. Infatti molti di essi sono cancerogeni e colpiscono prevalentemente le vie respiratorie causando la formazione di tumori. Per questo nel corso degli anni si cercato di ridurre le emissioni tramite normative nazionali ed internazionali. Queste leggi hanno progressivamente imposto parametri sempre più bassi grazie anche ai progressi tecnologici che hanno portato alla modifica di sistemi antiquati e all'introduzione di nuovi dispositivi per incrementare l'efficienza e ridurre le emissioni.

Insieme al progresso tecnologico ha preso piede anche la ricerca di nuovi combustibili da utilizzare per la produzione di energia e per la locomozione, in parte perchè le risorse petrolifere sono destinate ad esaurirsi, in parte per riuscire a ridurre nell'immediato l'inquinamento atmosferico. In particolar modo si è posta l'attenzione sul riutilizzo del materiale di scarto, non solo affinché esso sia riciclato, ma anche per sfruttare le sue proprietà. Per esempio il materiale organico che viene scartato tutti i giorni dai ristoranti, dalle industrie di alimenti e anche dalla cucina di casa propria può essere usato per la produzione di energia. Infatti esso viene stoccato in appositi impianti insieme a scarti provenienti da allevamenti, fattorie, imprese agricole al fine di ottenere un gas combustibile chiamato Biogas

Con il termine biogas si intende una miscela di vari tipi di gas (per la maggior parte, 50% - 80%, metano) prodotto dalla fermentazione batterica in anaerobiosi (assenza di ossigeno) di biomasse vegetali e/o animali, di scarto e/o dedicate, umide e/o secche prevalentemente di origine locale.

Esistono varie tipologie di impianti di produzione di biogas indirizzati a trattare matrici organiche differenti, liquide o solide. Le caratteristiche principali di un impianto sono il sistema di miscelazione matrici



©2007 A.C. Wikie

all'interno del digestore, il caricatore di matrici solide così come il sistema di filtrazione del biogas prodotto.

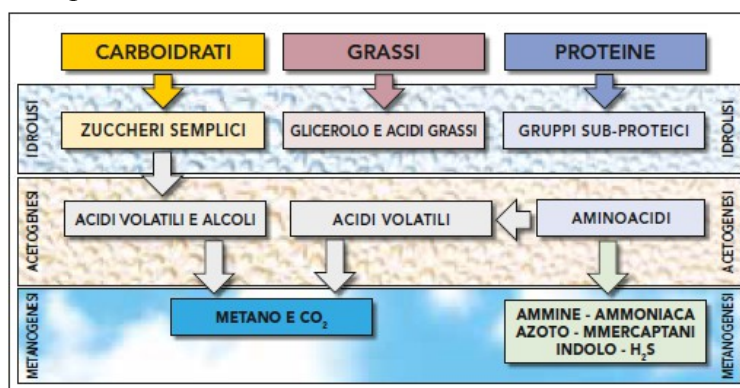
Dal punto di vista impiantistico un sistema per la produzione di biogas è costituito da:

1. Serbatoio in cui viene depositata la biomassa e periodicamente aggiunta quella fresca; per aumentare la percentuale di umidità della sostanza organica di partenza si aggiunge solitamente un minimo d'acqua;
2. Dispositivo di regolazione della portata, che consente al refluo di entrare per gravità nell'impianto;
3. Miscelatore, necessario per garantire una certa omogeneità del liquame ed evitare il formarsi di eventuali sedimenti.
4. Digestore anaerobico, chiuso ermeticamente e coibentato, in cui il liquame precipita nella parte inferiore, mentre il biogas gorgoglia verso la parte superiore del digestore;
5. Recipiente esterno dove viene convogliato il liquame digerito;
6. Serbatoio finale di stoccaggio.

La digestione anaerobica è il fulcro di tutto il processo che porta alla formazione del biogas. Essa è svolta da un consorzio batterico metanigeno responsabile di una serie sequenziale di reazioni di biodegradazione dei substrati organici in cui nessun ceppo batterico, fra quelli coinvolti, è in grado di svolgere autonomamente la completa reazione di degradazione anaerobica della sostanza organica. Ogni singolo ceppo, infatti, interviene nella reazione con la funzione di svolgere una degradazione che produrrà cataboliti (prodotti energeticamente poveri, quindi di scarto) che fungeranno da substrato per la fase successiva della catena di processo, secondo uno schema di associazione fra ceppi batterici. La degradazione anaerobica della sostanza organica avviene, quindi, a seguito di una serie di reazioni simultanee nelle quali, in assenza di ossigeno, i composti passano attraverso diverse fasi di ossidazione, fino ad essere convertiti principalmente in metano ed anidride carbonica. Più in generale, il processo di digestione anaerobica può essere esemplificato mediante la definizione di tre fasi principali:

Idrolisi: che da molecole organiche complesse porta alla formazione di monosaccaridi, amminoacidi ed acidi grassi più facilmente attaccabili nelle reazioni a seguire.

Acidogenesi: in cui zuccheri, acidi grassi e amminoacidi vengono trasformati in acidi volatili a basso peso molecolare e acetato.



Metanogenesi: in cui agiscono due tipi di batteri metanogeni. Un primo gruppo trasforma idrogeno e anidride carbonica a metano mentre un secondo gruppo converte acetato e molecole volatili a metano ed anidride carbonica in soluzione (bicarbonato).

Ai fini dell'ottimizzazione del processo occorre un bilanciamento tra produzione e consumo degli intermedi generati ottenibile generalmente in un ambiente

in condizioni di pH stabilizzato di 7-7,5 e temperatura di processo variabile da 20°C a 55°C a seconda della tipologia di batteri selezionati e della tipologia di processo innescata.

Fra le matrici utilizzabili, quelle più facilmente trattabili e disponibili in quantità elevate sono i derivati da animali. Per questi motivi sono un ottimo substrato base per la produzione di biogas che tuttavia, se utilizzato da solo, spesso non riesce a garantire produzioni tali da giustificare la sostenibilità economica degli impianti.

Inoltre ogni tipo di scarto produce un biogas con percentuali diverse di metano e anidride carbonica che non sempre possono essere quelle adatte per ottenere un combustibile abbastanza raffinato. Per

questo motivo si sceglie sempre più spesso la tecnica della “co-digestione”, ottenuta mediante l’aggiunta di uno o più co-substrati agli effluenti da animali di base, al fine di aumentare il potenziale metanigeno della massa trattata. La co-digestione, per essere ottimizzata, richiede disponibilità di scarti agro-industriali in quantità adeguate nel comprensorio di utilizzo, oltre alla conoscenza delle diverse problematiche connesse (stagionalità di produzione, igienizzazione, impatto odorigeno, umidità ecc.). Una delle problematiche principali è sicuramente la stagionalità nel caso di matrici vegetali o la composizione chimica e l’igienizzazione nel caso di matrici animali. La riuscita della co-digestione, quindi, richiede lo studio di una miscela di matrici equilibrata in grado di assicurare, rispetto alle caratteristiche delle singole matrici, rese energetiche ottimizzate e stabili nel tempo.

MATERIALI	m ³ biogas/t SV(*)
Deiezioni animali (suini, bovini, avi-cunicoli)	200 - 500
Residui colturali (paglia, colletti barbabietole, ecc.)	350 - 400
Scarti organici agroindustria (siero, scarti vegetali, lieviti, fanghi e reflui di distillerie, birrerie e cantine, ecc.)	400 - 800
Scarti organici macellazione (grassi, contenuto stomacale ed intestinale, sangue, fanghi di flottazione, ecc.)	550 - 1000
Fanghi di depurazione	250 - 350
Frazione organica rifiuti urbani	400 - 600
Culture energetiche (mais, sorgo, zuccherino, erba, ecc.)	550 - 750
(*) solidi volatili: frazione della sostanza secca costituita da sostanza organica.	

In genere il biogas che esce dagli impianti di produzione è composto da metano (50-75%), anidride carbonica (25-45%), azoto (0-10%), idrogeno (1-2%), solfuro di idrogeno (0-0.5%) e ossigeno (0-2%). Non tutti questi elementi però sono funzionali all'uso del gas come combustibile. Alcuni di essi infatti, come il solfuro di idrogeno e il vapore d'acqua, vanno a arrecare danno alle parti meccaniche degli organi motori. Per questo il biogas in uscita dagli impianti viene depurato in modo da non essere dannoso per il motore. Inoltre anche la percentuale di anidride carbonica può essere corretta (visto che più alto è il contenuto di metano del biogas, più alto è il suo potere calorifico) ma vedremo più avanti se i costi derivati da questa operazione sono compensati da un effettivo incremento delle prestazioni.

Il biogas veniva usato inizialmente esclusivamente per la produzione di energia elettrica. Recentemente, nell'Europa settentrionale si è iniziato ad usarlo anche per la locomozioni visto i numerosi vantaggi che ha questo combustibile rispetto a quelli fossili. Innanzitutto la CO₂ prodotta dalla combustione del metano così ricavato permette di pareggiare il bilancio dell'anidride carbonica emessa in atmosfera: infatti la CO₂ emessa dalla combustione del biogas è la stessa CO₂ fissata dalle piante(o assunta dagli animali in maniera indiretta tramite le piante), al contrario di quanto avviene per la CO₂ emessa ex novo dalla combustione dei carburanti fossili. Ulteriore vantaggio ecologico nell'utilizzo del biogas, è quello di impedire la diffusione nell'atmosfera del metano emesso naturalmente durante la decomposizione di carcasse e vegetali: il metano è infatti uno dei gas-serra più potenti ed è quindi auspicabile la sua degradazione in CO₂ per combustione. Inoltre il metano ha tra le sue proprietà un'alta resistenza a fenomeni di detonazione e alta temperatura di autoaccensione (650 °C contro i 220 del Diesel) dovute al suo alto numero di ottani; quindi è molto adatto all'utilizzo nei motori con alti rapporti di compressione.

Per utilizzare il biogas il modo più diffuso è di impiegarlo in motori diesel derivati e in maniera minore in motori Otto derivati. L'aggettivo derivati sta ad indicare che entrambi i tipi di motori devono essere modificati in base a delle esigenze che vedremo fra poco. Il biogas può essere utilizzato (è l'utilizzo meno frequente) anche al posto del gas naturale, o miscelato con esso, per alimentare turbine a gas di impianti cogenerativi.

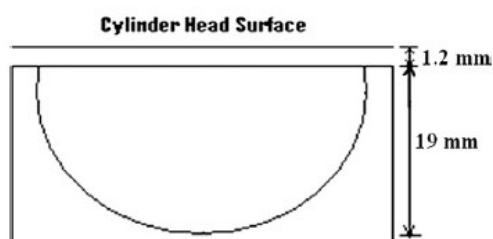
Questo lavoro ha l'obbiettivo di mostrare come il biogas possa essere un combustibile rinnovabile per l'utilizzo su motori a combustione interna. Prestazioni ed emissioni sono analizzate e confrontate con quelle dei normali motori diesel; pro e contro che se ne ricavano sono paragonati tra loro per cercare eventuali punti di miglioramento. L'elaborato può essere diviso in due parti

fondamentalmente: nella prima sono trattati i motori Diesel derivati e vengono considerate le possibilità di variazione della quantità di metano nel biogas e l'effetto dell'arricchimento in O_2 nella seconda vengono analizzati i motori Otto e si valuta la possibilità di variare il contenuto di metano nel biogas e l'introduzione dell'idrogeno nella miscela. I testi di riferimento presi sono manoscritti di recente fattura in lingua inglese ad opera di ricercatori di svariate nazioni europee e non. Titoli ed autori sono riportati nella bibliografia.

2. Motori che utilizzano il biogas. Diesel e Otto derivati

2.1 Descrizione del funzionamento dei motori a biogas

Abbiamo detto che il principale utilizzo del biogas è come combustibile per motori derivati. Essi si possono dividere in motori ad accensione spontanea (CI) e accensione comandata (SI). Nei primi il biogas viene iniettato tramite appositi iniettori nel condotto di aspirazione e quindi miscelato direttamente con l'aria fresca prima di entrare nella camera di combustione. Una volta dentro, la miscela di aria e biogas viene compressa dal pistone con valori di compressione molto alti, raggiungibili grazie alla elevata temperatura di autoaccensione del metano contenuto nel biogas. Una volta finita la corsa di compressione il fluido pilota, ovvero il diesel, viene iniettato ad alta

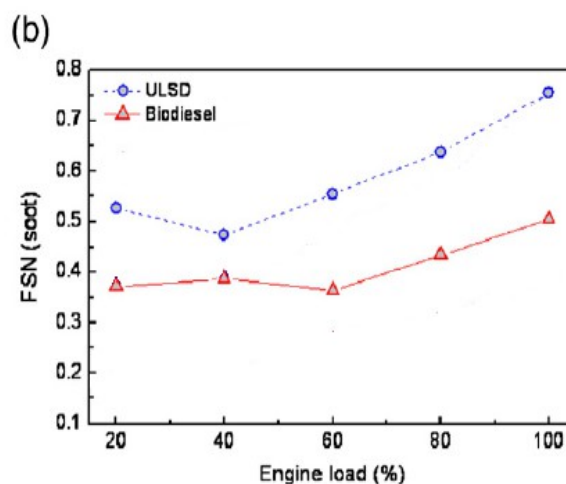
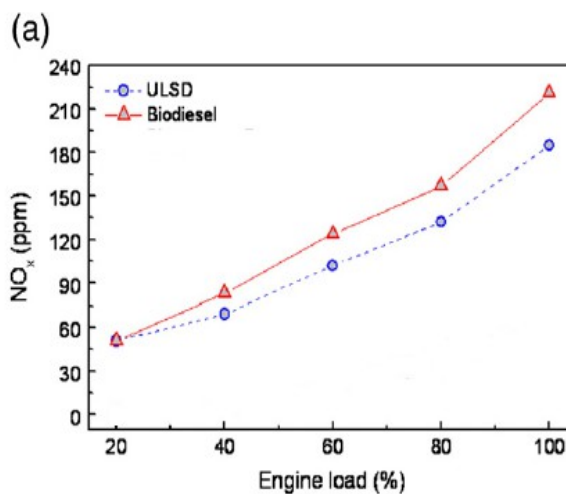


pressione nella camera di combustione, dove grazie alla elevata temperatura raggiunta, si accende facendo infiammare anche il biogas compresso. Di conseguenza la combustione di una miscela molto 'diluita' in combustibile fossile da luogo a temperature di combustione più basse visto anche il minor potere calorifico del biogas, riducendo quindi la quantità di NO_x prodotta. In questo caso si parla di motori Diesel derivati perchè il motore in se non aspira

nella camera solo aria, ma una miscela come avviene nei motori otto. Inoltre al normale motore diesel deve essere aggiunto tutto il sistema di iniezione del biogas.

I motori ad accensione comandata sono invece dei motori diesel modificati con un opportuno sistema di accensione. Questa scelta è dovuta all'elevata temperatura di autoaccensione del biogas che permette di utilizzare più elevati rapporti di compressione, compatibili solo con motori diesel (il rapporto più usato con questi motori è 13.0 e i normali motori a benzina sono progettati al massimo per funzionare a Rc=11). Per un corretto funzionamento devono però essere presi opportuni accorgimenti. Innanzitutto la camera di combustione deve essere modificata per ottenere una forma emisferica usando una sorta di 'scodella' dalla parte del pistone, come indicato nella figura sovrastante. Se si vuole poi vedere l'effetto di diversi rapporti di compressione su prestazioni ed emissioni, il volume della scodella e il margine di altezza devono essere cambiati simultaneamente, mantenendo costante la velocità del pistone a 4 m/s. Il margine di altezza richiesto viene ottenuto ponendo delle spessori di altezza standard tra il blocco del cilindro e il basamento.

La ragione per cui la velocità di compressione viene mantenuta costante, mentre il rapporto di

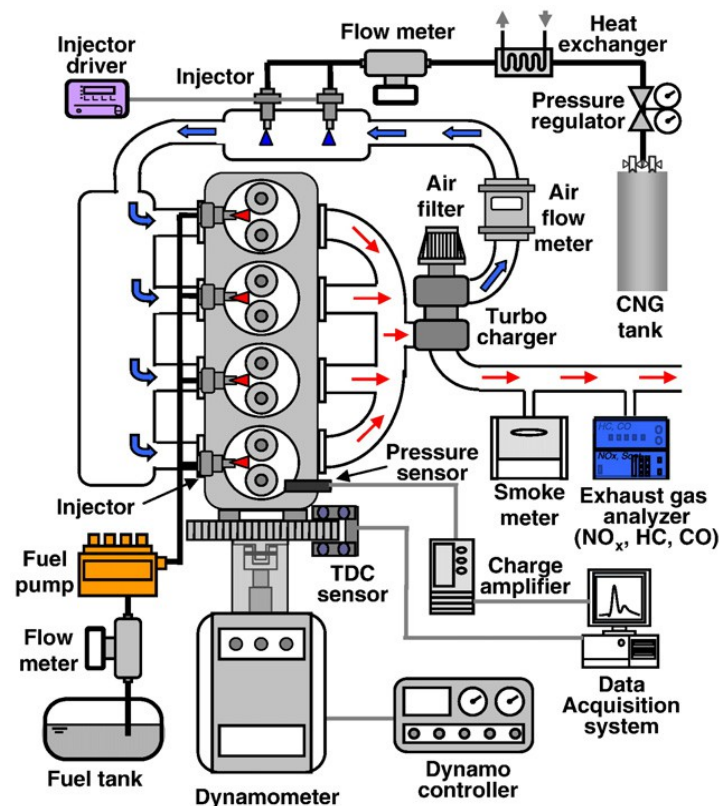


compressione è stato variato è dovuta al fatto che si voleva studiare esclusivamente l'effetto del rapporto di compressione.

2.2 Strumenti e combustibili utilizzati.

I motori diesel hanno molti vantaggi rispetto ai motori a benzina, primo fra tutti, una più elevata efficienza termica. Ad esso si aggiungono minori emissioni di idrocarburi incombusti (HC), monossido di carbonio (CO) e biossido di carbonio (CO₂), accompagnate però da maggiore emissione di polveri (il particolato, PM) e ossidi di azoto (NO_x). Con l'introduzione nel mercato del biodiesel si sono ottenute riduzioni nelle emissioni di PM e CO mantenendo uguale l'efficienza. Come si vede dal grafico qui a lato però, l'utilizzo di biodiesel comporta anche un aumento degli NO_x che risulta più evidente mano a mano che il carico aumenta. Il motivo è la concentrazione di ossigeno presente all'interno del biodiesel che garantisce performance di combustione migliori e quindi temperature più elevate nella camera di combustione che portano alla formazione di maggiori quantità di NO_x. Rimane l'aspetto fondamentale che il biodiesel è un combustibile ecologico, ottenuto da oli vegetali (colza, girasole o altri) tramite determinati processi chimici. Per questo motivo si è pensato di valutare anche l'utilizzo del biodiesel come fluido pilota nei motori diesel derivati.

Per ricavare i dati ovviamente non basta solo un motore, ma servono molti altri strumenti che devono essere collegati ad esso. Lo schema impiantistico per i motori Diesel derivati è quello in figura. In questo caso abbiamo un motore a 4 cilindri turbo, a singola camma in testa. La cilindrata è di 2476.0 cm³, per cui risulta che alesaggio e corsa dei cilindri sono rispettivamente 91.1 mm e 95.0 mm. Il rapporto di compressione tenuto è 19.0, la potenza massima sviluppata è di 46.0 kW a 4000 rpm mentre la coppia è di 63.67 Nm a 2000 rpm (pressione 0,02 MPa). Il resto dell'apparato si compone di un dinamometro con relativo sistema di controllo per la regolazione del velocità e del carico del motore, un sistema di iniezione modificato per l'utilizzo con biogas, un analizzatore di combustione, per misurare tutti i parametri che servono per determinare le prestazioni e la qualità della combustione, e un analizzatore di gas di scarico.



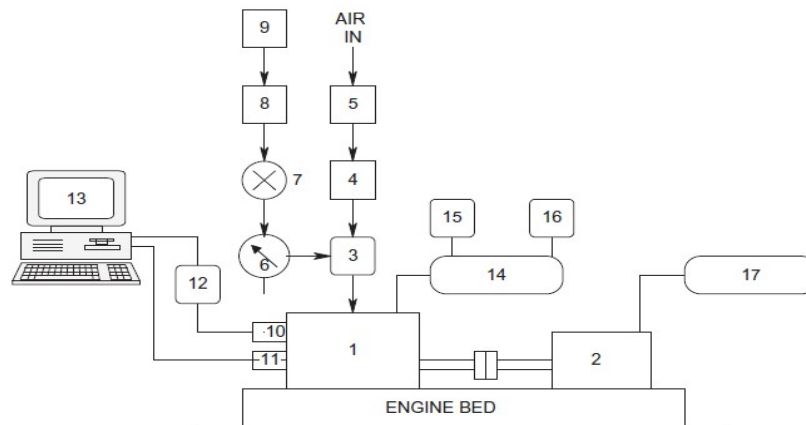
Il sistema di iniezione utilizzato prevede l'introduzione in pressione del biogas nel tubo di aspirazione all'uscita del compressore. La miscela poi viene introdotta nel cilindro e compressa con rapporti molto elevati (19.0). Quindi tra la fine della corsa di compressione del pistone e l'inizio di quella di espansione, viene introdotto il diesel (o biodiesel) che si innesca quasi istantaneamente, vista l'elevata temperatura raggiunta che supera quella di autoaccensione, e fa quindi

incendiare anche il biogas compresso.

Il diesel usato nell'esperienza è a basso contenuto di zolfo (Ultra Low Sulphur Diesel, ULSD), il biodiesel è interamente derivato da olio di soia ed infine biogas è di derivazione anaerobica quindi

con rapporto metano-anidride circa 60-40.

L'impianto per la sperimentazione con motori Otto derivati è per certi versi simile a quello appena visto. Anche qui infatti al motore è collegato un dinamometro adibito al controllo della velocità di rotazione. La differenza sta nel motore e nella modalità di somministrazione della miscela. Il motore è ad accensione comandata ma in realtà nascerebbe come motore diesel ad accensione spontanea. Presenta una cilindrata 661.5 cc data un singolo cilindro, rapporto di compressione nella versione (CI) di 17.5 e raffreddamento ad aria. Le modifiche apportate riguardano l'aggiunta del sistema di accensione e la modifica della geometria della camera di combustione; inoltre la miscela è somministrata attraverso un carburatore che mischia aria e biogas. Quest'ultimo ha una tipica composizione 60% CH₄, 30% CO₂ più altre sostanze in quantità trascurabili. L'0 schema impiantistico è il seguente:



- | | |
|-------------------|----------------------------|
| 1. Engine | 10. Pressure pickup |
| 2. Dynamometer | 11. Angle encoder |
| 3. Gas carburetor | 12. Charge amplifier |
| 4. Air drum | 13. Computer |
| 5. Air flow meter | 14. Engine exhaust |
| 6. Gas flow meter | 15. HC/NO analyzer |
| 7. Control Valve | 16. CO analyzer |
| 8. Diaphragm pump | 17. Dynamometer Controller |
| 9. Biogas bag | |

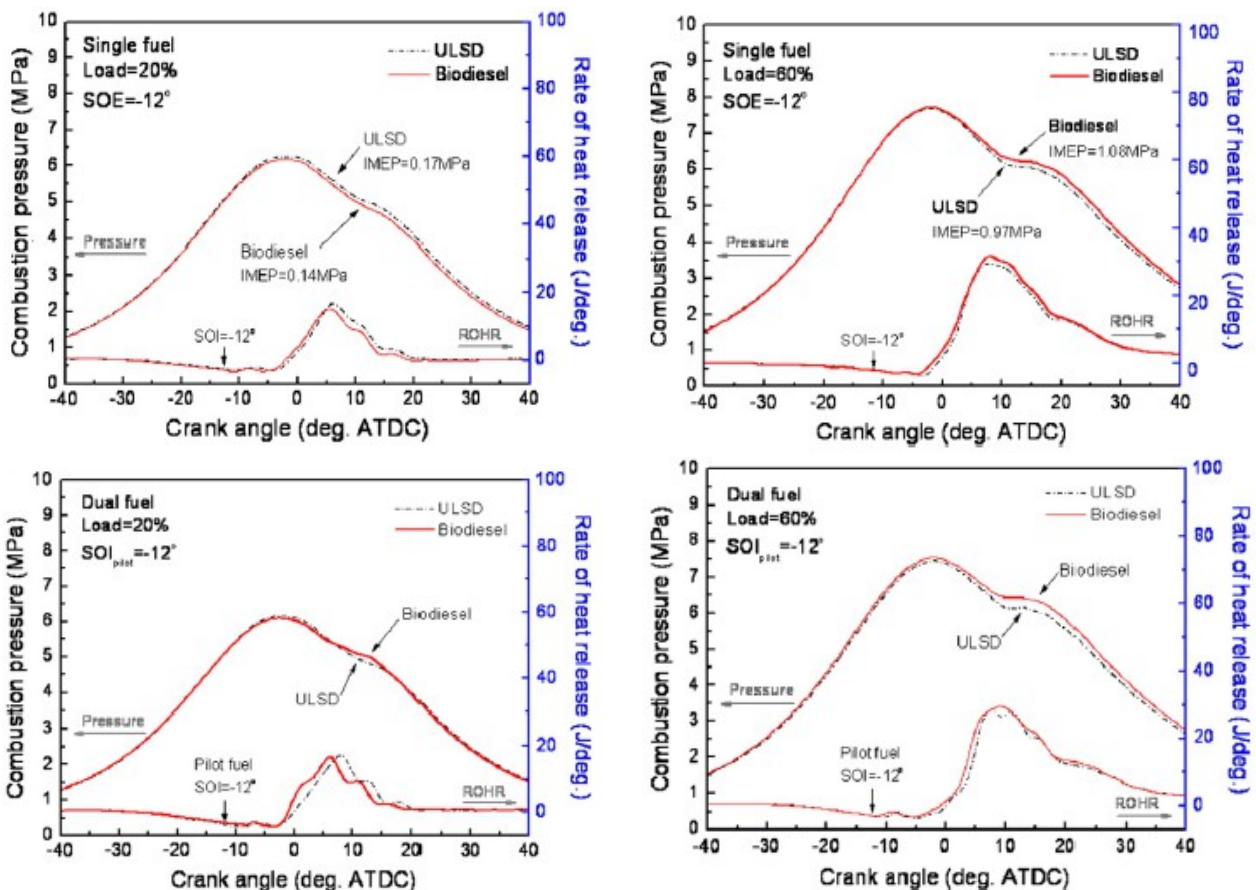
3. Prestazioni dei motori Diesel derivati: confronto con l'utilizzo senza biogas

Tutti i test sono eseguiti alla velocità costante di 2000 rpm con temperatura del liquido di raffreddamento e dell'olio mantenuta costante a 70 ± 1 °C. I carichi del motore considerati sono 20%, 40%, 60%, 80% e 100%. Nel caso di funzionamento con solo diesel o solo biodiesel, i carburanti non vengono miscelati ad alcun tipo di additivo. L'anticipo di iniezione del fluido pilota è mantenuto costante a 12° prima del punto morto superiore (PMS) e la pressione di iniezione è mantenuta costante a 12 MPa. Con l'utilizzo in modalità dual fuel, il biogas è iniettato con una pressione di 0.4 MPa e la quantità introdotta è fissata a 2.2 ± 0.1 kg/h. La massa di fluido pilota utilizzata invece dipende dal carico motore desiderato.

Per l'analisi delle prestazioni i parametri utilizzati riguardano le performance di combustione, quali la pressione e la durata della combustione, il ritardo di accensione, la temperatura dei gas in uscita e il rapporto di equivalenza, a cui si affianca l'analisi sui consumi e sull'efficienza termica.

3.1 Pressione di combustione

La pressione di combustione è la pressione che si misura all'interno della camera di combustione durante il funzionamento del motore. Può essere messa in relazione con la posizione dell'albero motore (Crank Angle) e la quantità di calore rilasciato dal motore (ROHR, rate of heat release). Ciò che si ottiene sono i grafici seguenti per il funzionamento normale (single fuel) e con biogas (dual fuel):



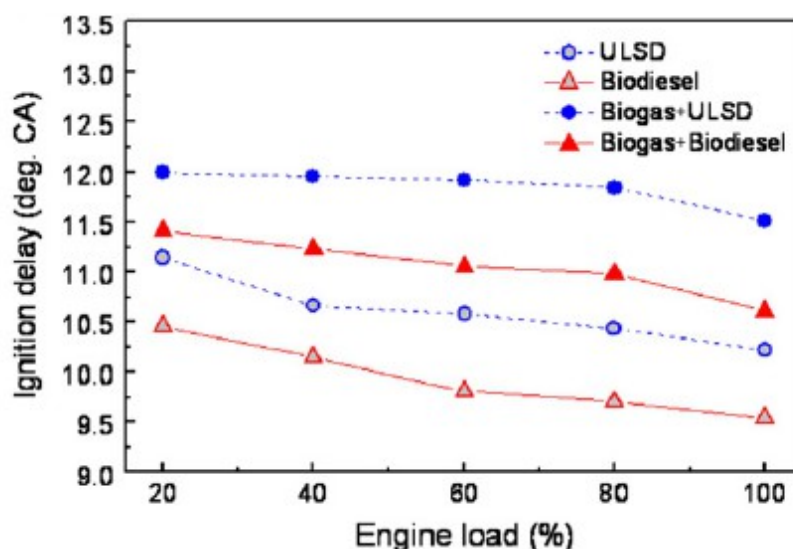
Le figure mostrano un andamento molto simile per diesel e biodiesel nel funzionamento normale senza biogas. A bassi carichi, intorno al 20 %, il valore di picco della pressione di combustione e il calore rilasciato sono leggermente minori per il biodiesel rispetto all'ULSD. Queste prestazioni inferiori sono dovute al minor consumo specifico e al più basso potere calorifico inferiore del biodiesel rispetto al diesel. Se si aumenta il carico al 60 % la situazione si inverte, il biodiesel mostra picchi più elevati rispetto all'ULSD questo perchè la quantità di biodiesel iniettato allo stesso carico è maggiore di quella del diesel (ULSD-5.062 kg/h, Biodiesel-5.521 kg/h). Questo fatto provoca inoltre una pressione media effettiva indicata (IMEP- indicated mean effective pressure) più alta con il biodiesel anche perchè essa è calcolata a partire dalla pressione rilevata dal sistema di analisi della combustione. Per questi motivi l'inizio della combustione, i picchi di pressione e di calore rilasciato si verificano ad una diversa posizione dell'angolo motore, e producono differenti valori di pressione media effettiva indicata al medesimo carico.

Per quanto riguarda invece il funzionamento in modalità dual fuel, la quantità di biogas è stata fissata a 2.2 +/- 0.1 kg/h e mantenuta costante per tutte le condizioni dei vari test. Si è fatta variare la quantità di fluido pilota in base al carico motore imposto. Come si vede dai due grafici il picco di pressione e di calore rilasciato è leggermente inferiore per la modalità biodiesel-biogas rispetto a ULSD-Biogas al 20 % del carico. Anche qui come nel caso di funzionamento normale, se si aumenta il carico si ha l'inversione di tendenza, ovvero il picco di pressione, calore rilasciato e pressione media efficace indicata è leggermente maggiore per la coppia Biodiesel-Biogas rispetto a ULSD-Biogas. I motivi sono i medesimi spiegati in precedenza. L'unico effetto visibile dal confronto tra i grafici dell'aggiunta di biogas è il fatto che le differenze di prestazioni tra miscela e singolo carburante corrispondente (es. Biodiesel-Biogas e Biodiesel) sono accentuate in entrambi i casi.

3.2 Ritardo di accensione

Il tempo che passa tra l'iniezione del fluido pilota e l'inizio della combustione è chiamato ritardo di accensione. Dipende da molti fattori. Innanzitutto dalla temperatura all'interno della camera di combustione. Infatti deve essere più elevata della temperatura di autoaccensione del fluido pilota in modo tale che sia accenda quasi istantaneamente (quasi perchè vi sarà sempre un ritardo 'chimico' dovuto al tempo per l'innescò della reazione chimica) una volta iniettato. In secondo luogo esso dipende dalla pressione raggiunta nella camera di combustione che è legata al rapporto di compressione tenuto e quindi anche alla temperatura nella camera. Più alto è il rapporto, maggiore sarà la pressione all'interno della camera. Infine ci sono altri due fattori non meno importanti quali la turbolenza, che deve essere elevata per mettere a contatto gas combustibili con la miscela incombusta, e l'atomizzazione del carburante.

Più precisamente il ritardo di accensione è definito come il punto al cui il 10 % del tasso di rilascio di calore accumulato devia il suo andamento e aumenta bruscamente dopo l'iniezione del fluido pilota. Dai dati sperimentali si è visto che il biodiesel esibisce un ritardo di accensione inferiore all'altro combustibile e alle miscele. La maggior quantità di O₂ al suo interno causa la diminuzione

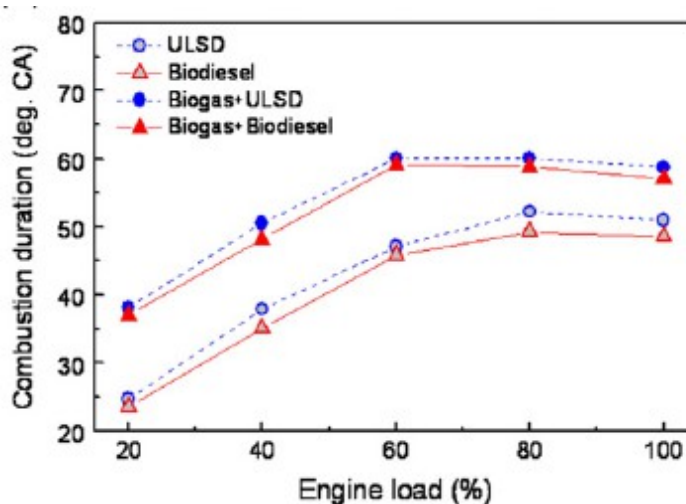


della temperatura di autoaccensione e le sue proprietà di elevata velocità del suono e più alto modulo di compressibilità del biodiesel (esso è la misura della compressibilità del fluido sottoposto a pressione idrostatica) coadiuvano questo aspetto. Infatti in un motore diesel dotato di un sistema di iniezione in linea meccanico, lo spazio tra le molecole del fluido è minore e quindi la resistenza alla compressione è più elevata. Per questo un maggior modulo di compressibilità riduce il ritardo di accensione. In generale un ritardo inferiore è associato ad un più breve tempo per la miscelazione che ha ripercussioni sulle emissioni di CO, CO₂ e HC che vedremo in seguito.

Il comportamento del biodiesel influenza anche il funzionamento con il biogas. Infatti nella modalità dual fuel, la miscela di biogas e biodiesel mostra ritardi di accensione minori per tutti i carichi testati, rispetto alla miscela con ULSD. In questo caso però oltre all'alto numero di cetano (cetane number- è la misura della qualità della combustione di carburanti diesel o biodiesel) l'aumento delle performance nel ritardo di accensione è dovuto anche ad un'altra proprietà del biodiesel che viene evidenziata miscelandolo con il biogas, ovvero la grande quantità di ossigeno contenuta e la più bassa quantità stechiometrica di aria richiesta (6.05 del biogas rispetto ai 14.32 del diesel). Nel confronto con il funzionamento con solo diesel o biodiesel, si osserva dal grafico come il ritardo aumenti con l'introduzione del biogas, questo perché il biogas iniettato nel condotto di aspirazione riduce la concentrazione di ossigeno e della temperatura dell'aria. Inoltre bisogna considerare il processo di combustione nei motori dual-fuel. Infatti esso è più complesso rispetto a quello nei motori 'normali'. Prima dell'accensione del fluido pilota, la miscela gassosa di combustibile e aria subisce una reazione chimica di precombustione durante la corsa di compressione. Il risultato di questa reazione è la formazione di radicali attivi e di prodotti parziali di combustione che si crede siano la causa dell'innesco del fluido pilota. Inoltre questi radicali contribuiscono ad aumentare significativamente il ritardo di accensione.

3.3 Durata della combustione

La durata del processo di combustione è definita come l'angolo di intervallo tra l'accumularsi del 10 e 90 % del calore rilasciato. Per il dual-fuel mode è più lunga per tutti i carichi testati rispetto al funzionamento a singolo combustibile. Ciò è dovuto agli effetti dell'uso del biogas sopra citati, come la riduzione della concentrazione di ossigeno nella miscela e le reazioni di pre-accensione nella corsa di compressione e al fatto che il biogas causa una riduzione della velocità di fiamma. Tutto ciò provoca un deterioramento del processo di combustione ed un prolungamento della sua durata. Da notare infine che la differenza si attenua leggermente agli alti carichi dove infatti abbiamo pressioni di combustione maggiori e minori ritardi di accensione.

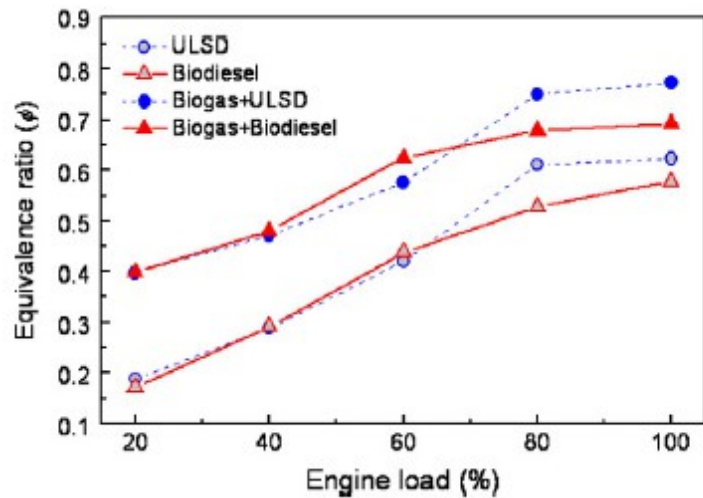


3.4 Rapporto di equivalenza (Fuel-air equivalence ratio)

Il rapporto di equivalenza di un sistema è definito come il rapporto carburante-ossidante fratto il rapporto stechiometrico carburante-ossidante. Il suo uso comporta il vantaggio che trovo nella stessa espressione sia il valore di massa che quello molare di carburante ed ossidante:

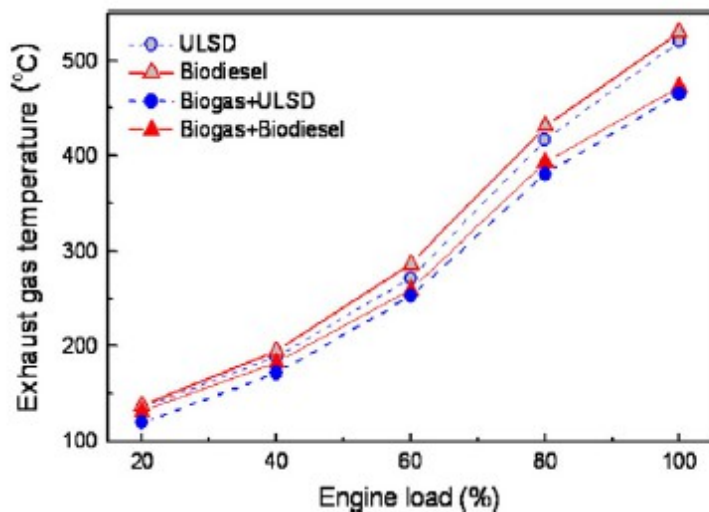
$$\phi = \frac{\text{fuel-to-oxidizer ratio}}{(\text{fuel-to-oxidizer ratio})_{st}} = \frac{m_{fuel}/m_{ox}}{(m_{fuel}/m_{ox})_{st}} = \frac{n_{fuel}/n_{ox}}{(n_{fuel}/n_{ox})_{st}}$$

Il funzionamento con due carburanti mostra un rapporto di equivalenza carburante-aria più alto rispetto al funzionamento con singolo combustibile, a tutti i carichi ai quali viene sottoposto il motore. Com'è logico pensare è il biogas introdotto nel condotto di aspirazione a causare questo incremento in quanto va a sostituire una parte dell'aria aspirata. In più, all'aumentare del carico e con la quantità di biogas immessa che rimane costante, il motore richiede una maggior quantità di combustibile per soddisfare le condizioni di carico e velocità imposti e perciò deve essere iniettato più carburante liquido nella camera di combustione. Ciò comporta un aumento del rapporto di equivalenza carburante-aria.



3.5 Temperatura dei gas in uscita

Per effettuare la misurazione si è utilizzata una termocoppia montata alla fine del sistema di scarico. La temperatura mostra una tendenza all'incremento lineare che aumenta con l'aumentare del carico in accordo con il fatto che aumenta l'energia totale immessa. Tuttavia con il funzionamento dual-fuel la termocoppia rileva una temperatura leggermente inferiore rispetto al single-fuel e la differenza aumenta con l'aumentare del carico. Ciò può essere spiegato ricordando che l'utilizzo del biogas comporta la diminuzione della temperatura della miscela in ingresso e il ritardo della fase di combustione. Infatti a causa dell'aumento del ritardo di accensione, il processo di combustione slitta leggermente nella corsa di espansione la quale comporta una rapida diminuzione della temperatura e della pressione all'interno del cilindro causando la minor temperatura dei gas di uscita. Inoltre bisogna considerare anche l'effetto della



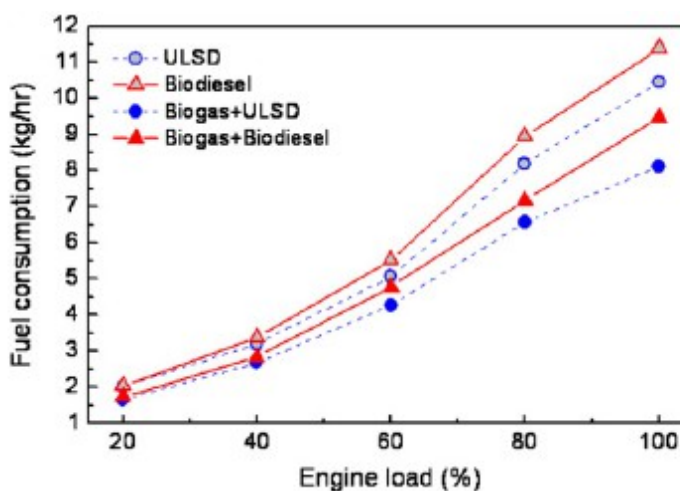
velocità di fiamma del fluido pilota. Con la presenza di biogas essa si riduce facendo sì che non tutto il carburante presente nella camera di combustione si incendi, riducendo la pressione e la temperatura al suo interno.

Da notare che l'utilizzo del biodiesel comporta temperature leggermente superiori vista la concentrazione di ossigeno presente al suo interno, che equivalgono a prestazioni di combustione superiori e meno CO emessa.

3.6 Consumi

Nell'analisi dei consumi si utilizzano due parametri. Il Fuel Consumption che riguarda il solo fluido pilota, e il Brake Specific Fuel Consumption (BSFC) che riguarda invece l'intero carburante, inteso come la somma di fluido pilota e biogas.

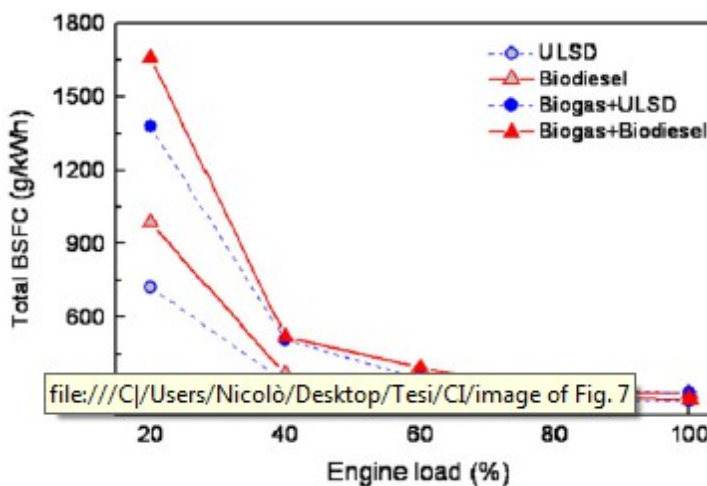
La figura mostra gli effetti del modo d'uso del motore e del carico sul consumo di fluido pilota mantenendo costante, per quanto riguarda il dual-fuel mode, la portata di gas. Si vede subito come la quantità di combustibile liquido aumenta linearmente con l'aumentare del carico, e come se si utilizza biodiesel il consumo sia maggiore. Il potere calorifico inferiore del biodiesel è infatti più basso di quello del ULSD, perciò il motore ne richiederà una maggior quantità allo stesso carico.



Passando al BSFC e ricordando che esso

è la somma dei consumi di carburante liquido e biogas, dal grafico si nota come a bassi carichi (20-40 %) il consumo specifico per i motori dual-fuel è considerabilmente più elevato rispetto a quello dei motori single-fuel ai bassi carichi.

Questo fatto evidenzia la più scarsa conversione in lavoro dell'energia ottenuta mediante la combustione del biogas immesso dovuta a sua volta al minor rapporto aria-carburante nella camera di combustione e dalla minor temperatura di combustione che ne deriva. Ad ogni modo la differenza tra i BSFC di dual e single fuel arriva quasi ad annullarsi con il raggiungimento del 100% del carico visto l'incremento della quantità di fluido pilota che migliora le performance di combustione come la conversione in lavoro dell'energia prodotta.

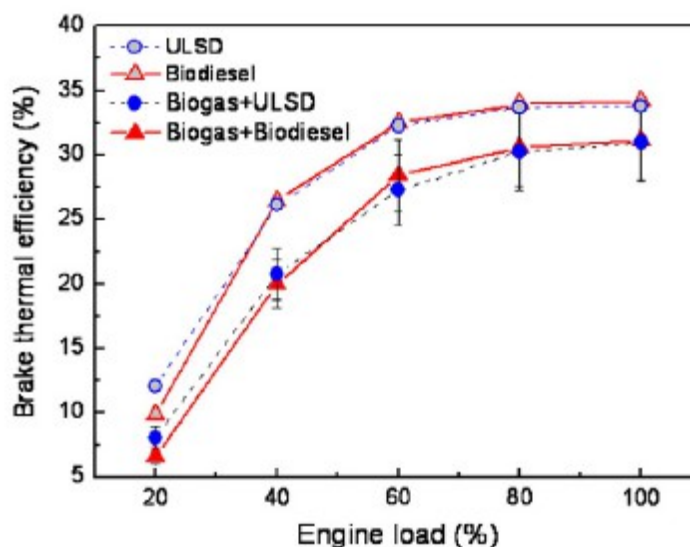


L'introduzione del biogas provoca una diminuzione del consumo di fluido pilota, anche se non molto marcata per i bassi carichi. Considerando questo aspetto e analizzando il BSFC si può fare una prima valutazione economica sull'utilizzo del biogas in base al risparmio ottenuto da un consumo minore di carburante liquido e il costo del biogas utilizzato.

3.7 Efficienza termica

Nel caso di esperimenti su motori, l'efficienza termica viene valutata in termini di Brake thermal efficiency poiché è misurata grazie al dinamometro collegato al motore.

Dalle considerazioni sulla qualità del processo di combustione fatte precedentemente ci si deve aspettare che l'efficienza termica dei motori dual-fuel sia minore rispetto ai normali motori Diesel. Infatti così è: come si può vedere dal grafico la differenza in termini percentuali è abbastanza marcata per tutti i livelli di carico. I residui del biogas e del gas combusto, la più bassa temperatura di combustione e la più alta portata totale di combustibile sono le cause principali della più scarsa efficienza termica dei motori dual-fuel. Ad esse si possono aggiungere la minor velocità di propagazione della combustione e



l'aumento del lavoro negativo di compressione dato dalla grande quantità di miscela di aria e biogas immessa e dal trasferimento di calore attraverso le pareti della camera di combustione.

Le curve rappresentate fanno notare anche che il biodiesel, sia da solo che con il biogas, presenta agli alti carichi una efficienza termica leggermente superiore nonostante il potere calorifico minore rispetto a quello dell'ULSD. Ciò sta ad indicare una più completa combustione imputabile al contenuto di ossigeno del biodiesel, e al più breve ritardo di accensione. In più il calore rilasciato dal carburante è generato principalmente tra la fine della corsa di compressione e l'inizio di quella di espansione convertendo l'energia generata in lavoro. Una migliore efficienza significa miglior conversione del calore in lavoro e quindi temperature dei gas in uscita più basse e performance di combustione più elevate; queste, per quanto riguarda l'accoppiata biodiesel-biogas, sono causate anche dal maggior contenuto di ossigeno nonostante l'abilità e la qualità dell'autoaccensione siano date dall'alto numero di cetano e dalla bassa quantità stechiometrica d'aria richiesta.

3.8 Conclusioni

L'impiego del biogas ha ripercussioni sia positive che negative sulle prestazioni dei motori diesel derivati. La riduzione dell'efficienza è il problema principale e può essere affrontato come vedremo con l'uso del biometano o con l'aggiunta di ossigeno alla miscela di aria e biogas. Al secondo posto c'è il ritardo di accensione che aumenta nella modalità dual-fuel a causa della diminuzione della temperatura del carica e alla più alta capacità termica specifica del biogas. Di ciò ne risente la durata della combustione, vista anche la ridotta velocità di fiamma, e temperatura dei gas in uscita. Promotori di tutto questo sono le proprietà del biogas e il fatto che la sua introduzione da luogo ad un rapporto di equivalenza più alto comportando un processo di combustione più scadente. Un aiuto giunge dall'utilizzo del biodiesel come fluido pilota, infatti la sua alta concentrazione di ossigeno aiuta a migliorare i parametri di combustione.

Le conseguenze positive sono invece la pressione di combustione maggiore e soprattutto la riduzione dei consumi. Da questo punto di vista sarebbe interessante fare una valutazione economica per capire se l'uso del biogas è economicamente conveniente o meno. Il discorso è abbastanza complicato e sarebbe necessario un lavoro a parte per diversi aspetti. In primis il biogas

prodotto nel nostro paese è usato quasi esclusivamente per la produzione di energia, quindi determinare un prezzo di vendita sarebbe difficile. Un modo potrebbe essere quello di partire dai ricavi ottenuti dalla vendita dell'energia ottenuta dal biogas e dividerli per la quantità prodotta. C'è poi il costo del gasolio che qui in Italia è influenzato pesantemente dalle accise imposte dallo stato, cosiccome il biodiesel che se non incentivato, comporta costi di produzioni maggiori rispetto al Diesel. Il tema quindi viene lasciato come spunto per lavori futuri.

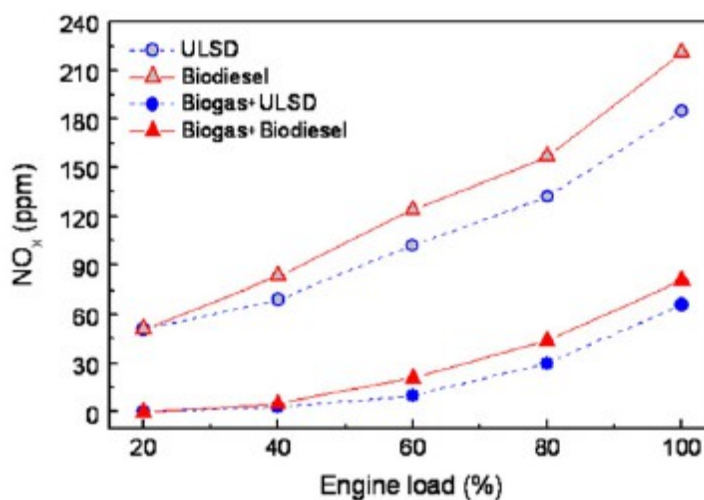
4. Emissioni dei motori Diesel derivati: confronto con l'utilizzo senza biogas.

4.1 Ossidi di azoto

Anche detti NO_x, gli ossidi di azoto sono sottoprodotti della combustione che prevede l'utilizzo di aria (quindi non solo quella dei motori ma anche la combustione di legna o carbone nel camino di casa). Si formano in generale secondo tre meccanismi: Prompt NO_x, thermal NO_x e fuel NO_x. Il primo lo abbiamo nella parte iniziale della combustione e generalmente la quantità di produzione è nettamente inferiore rispetto a thermal o fuel. I thermal si forma a partire dall'azoto presente in atmosfera in presenza di elevate temperature e di una grossa quantità di ossigeno, specialmente nel caso dei motori. Va precisato che, in caso di combustione ideale, i prodotti della stessa non prevedono la presenza di ossidi di azoto, visto che quest'ultimo è inerte a temperature contenute. Pertanto, è proprio a causa delle elevate temperature raggiunte durante le fasi intermedie della combustione che le molecole di azoto (N₂) si dissociano in azoto atomico che risulta invece estremamente reattivo a contatto con ossigeno (a sua volta atomicamente dissociato) portando alla formazione di NO. Il successivo drastico abbassamento di temperatura, riscontrabile nella fase terminale della combustione nei motori a combustione e non solo, congela la reazione sopra descritta impedendo la riassociazione dell'azoto e dell'ossigeno, scaricando quindi a valle il sottoprodotto NO. Infine vi sono i fuel che sono gli ossidi prodotti a partire dall'azoto contenuto nel combustibile.

Nel caso dei motori dual-fuel le quantità di NO_x emesse sono molto inferiori a quelle dei motori

normali specialmente per l'ULSD e ciò avviene grazie all'abbassamento della temperatura di combustione dato dall'uso del biogas. Più in particolare la diminuzione introdotta dall'utilizzo di biogas si attesta sul 70% ed è dovuta al più basso quantitativo di materiale che viene bruciato vista la quantità di CO₂ contenuta nel biogas; essa diluisce la concentrazione di ossigeno nella miscela aspirata, la quale inoltre possiede un'aumentata capacità termica specifica data dall'introduzione del biogas. Quest'ultima fa sì che la



velocità di propagazione della fiamma e la temperatura di combustione siano più basse rispetto a quelle rilevate nei motori single-fuel. Ciò permette di avere emissioni di NO_x minori.

Guardando la figura si nota inoltre maggiori emissioni date dall'uso del biodiesel e dall'aumento del carico motore. Nel primo caso la maggior velocità di iniezione e di innesco del biodiesel comporta temperature e pressioni di combustione più elevate che promuovono la formazione di thermal NO_x. A ciò si somma l'effetto dei doppi legami contenuti nel biodiesel che provocano livelli più alti di determinati radicali che promuovono la formazione dei prompt NO_x. Nel secondo caso invece l'aumento del carico motore comporta, utilizzando o meno il biogas, per entrambi i combustibili l'aumento delle emissioni di ossidi di azoto. È facile intuire che visto la più elevata quantità di combustibile introdotta anche la temperatura di combustione si innalzerà. Un innalzamento della temperatura equivale ad una più elevata quantità di thermal NO_x prodotti ed è quindi la causa dell'andamento delle curve del grafico.

4.2 Fumi e particolato

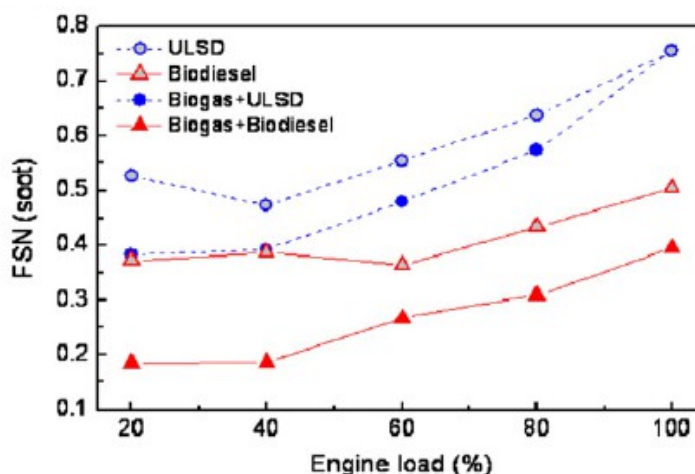
Il particolato è l'inquinante che oggi è considerato di maggiore impatto nelle aree urbane, ed è composto da tutte quelle particelle solide e liquide disperse nell'atmosfera con un diametro che va da pochi nanometri fino ai 500 micron e oltre.

I fumi sono particelle solide disperse di diametro $< 2 \mu\text{m}$, trasportate da prodotti della combustione mentre le polveri sono particelle solide di diametro variabile tra $0,25$ e $500 \mu\text{m}$. L'insieme delle polveri totali sospese può essere scomposto a seconda della distribuzione delle dimensioni delle particelle. Si utilizza un identificativo formale delle dimensioni, il Particulate Matter, abbreviato in PM, seguito dal diametro aerodinamico massimo delle particelle. Ad esempio si parla di PM10 per tutte le particelle con diametro inferiore a $10 \mu\text{m}$, pertanto il PM2,5 è un sottoinsieme del PM10, che a sua volta è un sottoinsieme del particolato grossolano ecc.

Nel caso dei motori a combustione la quantità di particolato è misurata con un parametro chiamato FSN ovvero filter smoke number la cui unità di misura è mg/dm^3 . Il suo valore è più basso per i motori dual-fuel rispetto a quelli single-fuel specialmente nel caso del biodiesel. Lo stesso motore diesel che utilizza il biodiesel come carburante ha FSN più basso del motore dual-fuel che utilizza l'ULSD come fluido motore. L'aggiunta del biogas migliora ulteriormente le già ottime prestazioni del biodiesel nell'emissione di

particolato. I motivi di questo brillante risultato sono l'assenza di anelli policiclici aromatici e il basso contenuto di zolfo del biodiesel, che sono i precursori dell'emissione di polveri. Inoltre il biodiesel richiede una quantità stechiometrica di aria molto bassa che fa sì che il carburante bruci più attivamente quando la concentrazione di ossigeno cala come nel caso di aggiunta di biogas all'aspirazione. Anch'esso non contiene zolfo e diminuisce le emissioni di

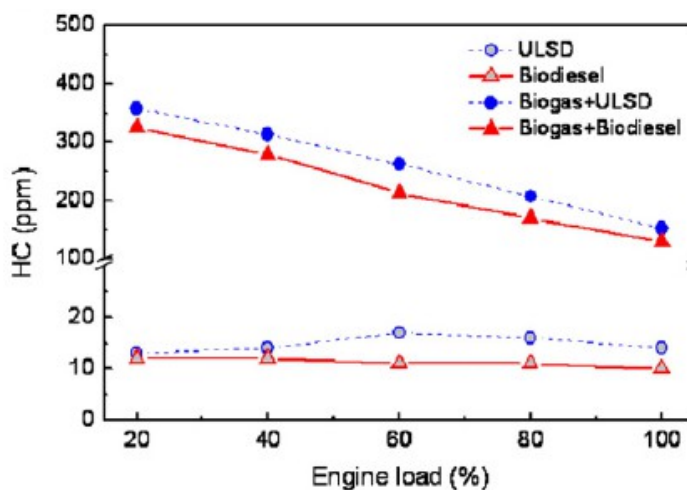
polveri poiché sostituisce una parte del carburante fluido. Infine, come descritto nei paragrafi precedenti, il biodiesel contiene circa l'11% di ossigeno porta ad una più completa combustione riducendo la formazione del particolato durante il processo.



4.3 Idrocarburi incombusti e monossido di carbonio

Gli idrocarburi incombusti denominati HC sono quelle particelle di combustibile che non hanno subito il processo di combustione.

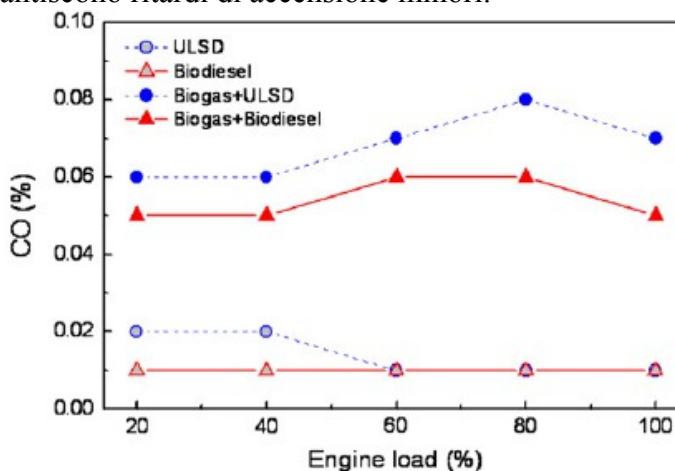
Dalla definizione si comprende subito che essi, insieme alla CO, saranno minori per il biodiesel rispetto all'ULSD per la sua natura biologica, per le sue performance di combustione e per le sue proprietà. Il contenuto di ossigeno del biodiesel infatti permette di avere una combustione più completa che



impedisce la formazione di prodotti incompleti nella camera di combustione. Insieme a ciò il basso quantitativo stechiometrico di aria richiesto permette alla miscela di bruciare più efficacemente. Le proprietà del biodiesel sono già state elencate precedentemente e riguardano il più rapido tempo di iniezione e l'alto numero di cetano che garantiscono ritardi di accensione minori.

Nel confronto tra single e dual fuel per entrambi i fluidi pilota le emissioni di HC e CO sono molto più alte. La causa di queste performance negative è ovviamente l'implementazione del biogas che comporta un aumento del contenuto di CO₂ nella miscela a discapito dell'aria fresca che rendendo le performance di combustione più scarse e la propagazione di fiamma più lenta, vista la riduzione di temperatura e il rapporto aria-carburante che non procede se non si raggiunge un limite minimo nella concentrazione del gas.

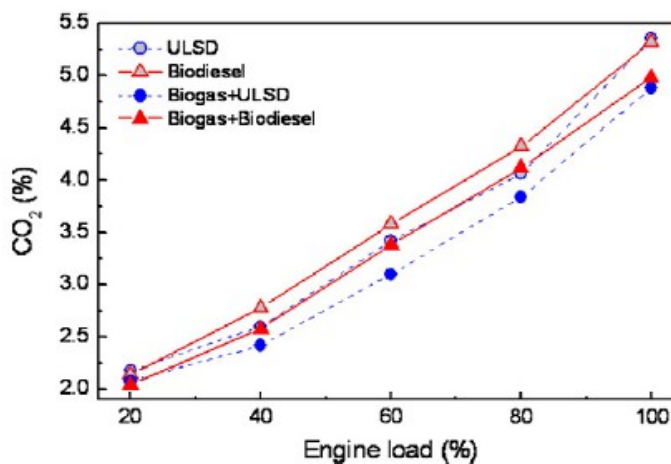
A questi meccanismi si somma anche il contributo dei volumi morti nei quali la miscela di gas ed aria si infila per compressione e vi rimane non bruciata. La sovrapposizione tra l'apertura delle valvole di aspirazione e scarico, usato per facilitare il lavaggio, può causare un incremento di emissione di HC per i motori dual-fuel, in quanto la miscela di aria e gas non combusta intrappolata nei volumi morti viene espulsa dal cilindro senza essere stata bruciata.



4.4 Bioossido di carbonio

Il grafico presentato a fianco mostra come il motore diesel che utilizza come carburante il solo biodiesel è quello che emette più CO₂ a dispetto del suo basso rapporto carbonio-idrogeno, mentre il funzionamento dual-fuel con l'ULSD come fluido pilota mostra le emissioni minori.

Il problema del biodiesel è sempre l'elevata concentrazione di ossigeno che fa ossidare la CO in CO₂. C'è da dire però che le differenze non sono così eclatanti e variano in base al carico. Inoltre biodiesel e biogas sono combustibili ecologici infatti la CO₂ da loro emessa è fissata dalle piante (o assunta dagli animali in maniera indiretta tramite le piante), al contrario di quanto avviene per la CO₂ emessa ex novo dalla combustione dei carburanti fossili quale in questo caso l'ULSD.



4.5 Conclusioni

Il funzionamento in modalità dual-fuel comporta emissioni di NO_x, particolato e CO₂ molto più basse rispetto al single-fuel a causa della riduzione della temperatura di combustione indotta. I livelli di HC e CO sono invece più alti vista la combustione incompleta che si verifica con l'aggiunta del biogas. L'ossigeno del biodiesel, migliorando la combustione, aiuta ad avere particolato, HC e CO minori, ma alza i livelli di NO_x e CO₂.

La coperta risulta quindi essere corta e non tutte le emissioni vengono diminuite con l'uso del biogas. Miglioramenti posso essere ricercati ma la tendenza è sempre quella che se si riesce a migliorare un parametro, allo stesso tempo un altro peggiora. Si vedrà che aumentare l'efficienza della combustione significa diminuire gli HC e incrementare tutti gli altri parametri. Quello che si cerca di solito è un compromesso tra efficienza termica ed emissioni.

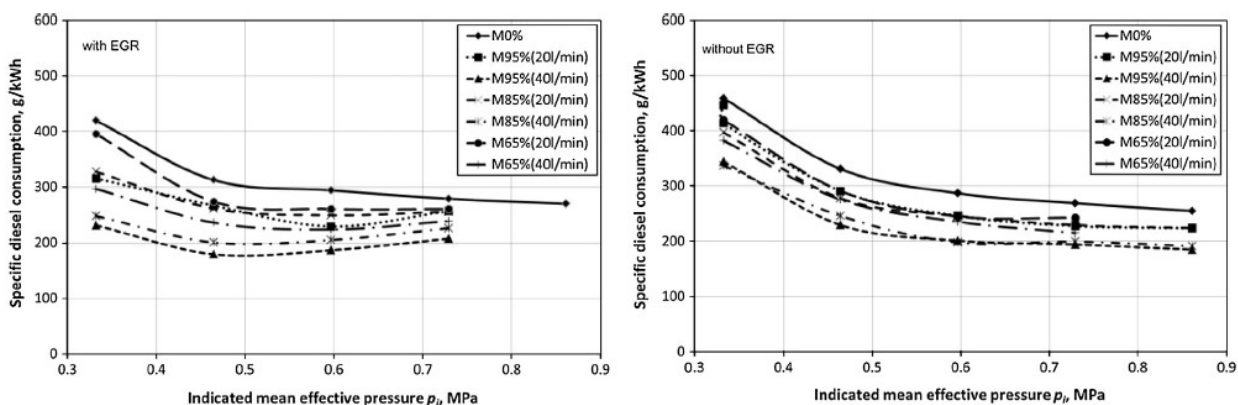
5. Influenza del contenuto di metano nel biogas. Diesel derivati

Il biogas è formato principalmente da metano e anidride carbonica ma la sua composizione non è sempre uguale, dipende essenzialmente dalle tipologie e quantità di materiali di scarto che vengono impiegate per la sua produzione. Per questo è utile analizzare le prestazioni di un motore dual-fuel che utilizza il biogas al variare del suo contenuto di metano, in modo da capire se la CO₂ svolga un ruolo penalizzante o meno e se in caso valga economicamente la pena di ridurla all'interno del biogas adibito all'uso su motori dual-fuel.

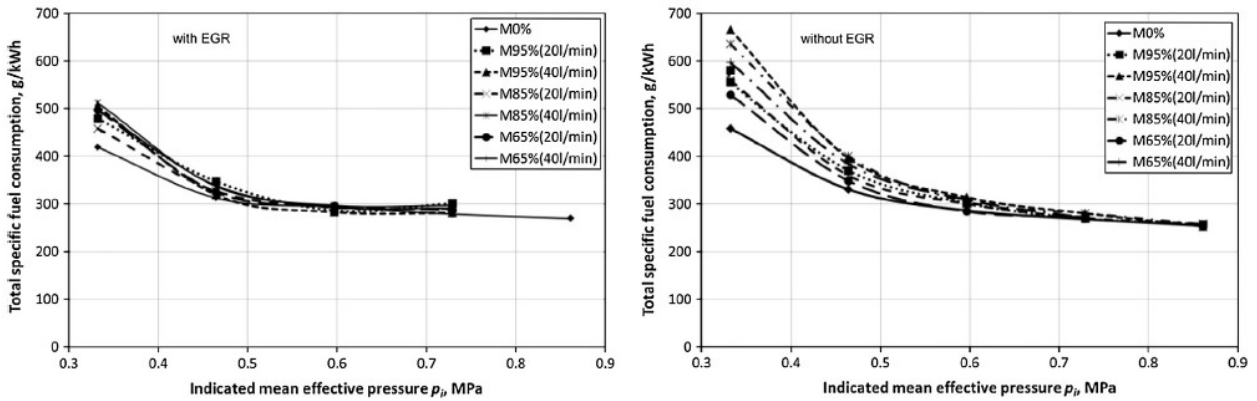
Per le sperimentazioni è stato usato lo stesso schema impiantistico illustrato nel secondo capitolo solo che il motore utilizzato è un 4 cilindri turbo di 1896 cc dove il rapporto di compressione è fissato a 19.5. Il gas usato è un biogas 'simulato' miscelando opportune quantità di metano e anidride carbonica fino ad ottenere tre 'biogas diversi': il primo che rappresenta il normale biogas che esce dagli impianti di produzione a digestione anaerobica con il 65% di metano e il restante di CO₂ (M65), un secondo con 85% metano e 15% CO₂ (M85) e infine il terzo che rappresenta il gas con la massima concentrazione di metano ottenibile tramite sottrazione di CO₂ dal biogas da digestione (M95). Vista la sua alta percentuale di metano, 95 %, questo biogas è più comunemente chiamato biometano. Il diesel invece è un diesel minerale che si trova comunemente nelle stazioni di servizio. Infine è valutata anche l'introduzione di un sistema di ricircolo dei gas di scarico (ERG).

5.1 Prestazioni a confronto

Abbiamo visto che l'utilizzo di biogas miscelato con l'aria comporta una significativa diminuzione dei consumi di carburante diesel. Aumentando la concentrazione del metano nella miscela aspirata implementando la sua concentrazione all'interno del biogas o incrementando la portata, il consumo di diesel cala ulteriormente.

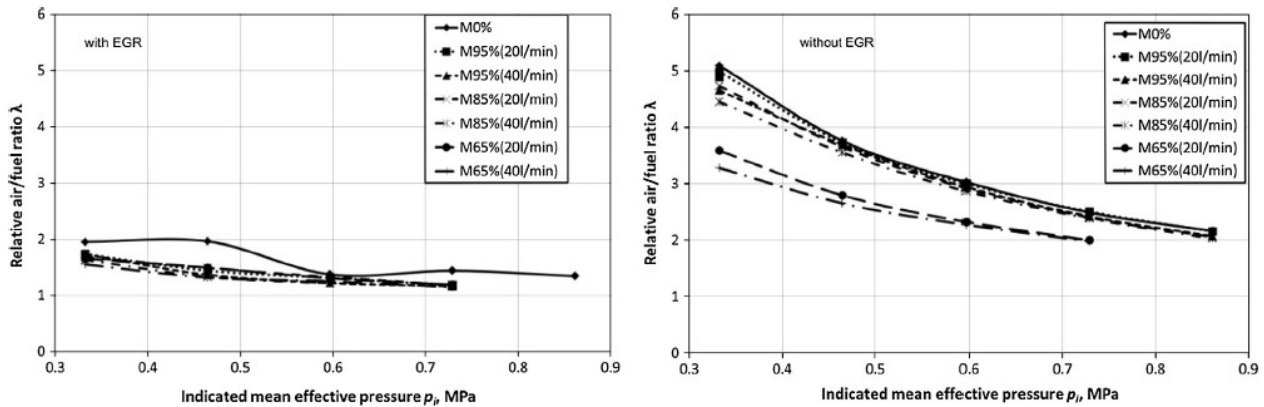


Tuttavia il maggior biogas introdotto ha ripercussioni sul consumo specifico totale specialmente ai bassi carichi dove il carburante totale bruciato aumenta di quantità più aumenta la concentrazione di metano. Una parziale soluzione è l'attivazione del sistema di ricircolo dei gas combustibile che attesta i valori per i bassi carichi a livelli meno elevati.

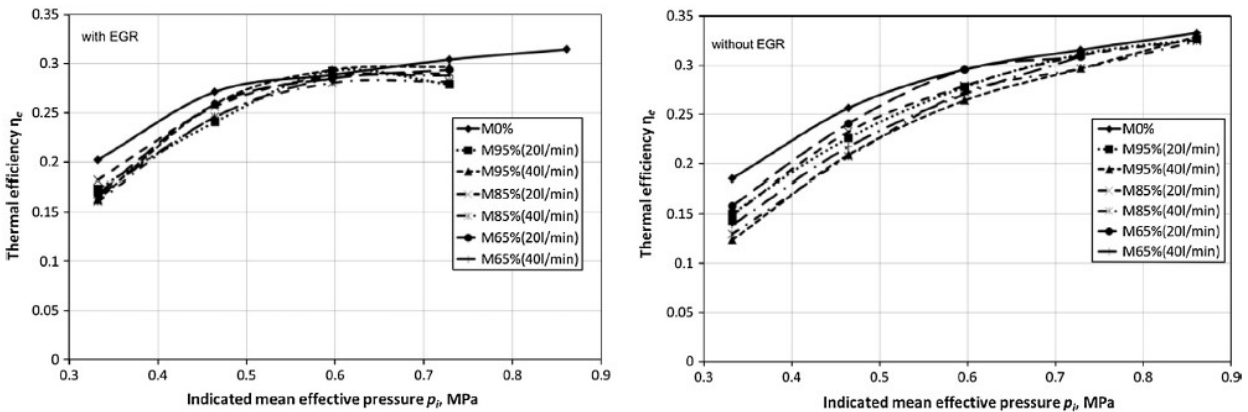


L'effetto dell'ERG svanisce quando si arrivano a pressioni di 0.6-0.7 dove le curve si assestano sui medesimi valori.

Come c'è da aspettarsi e come abbiamo già visto, l'introduzione dell'uso del biogas fa diminuire il rapporto aria-combustibile andando a miscelarsi con l'aria aspirata prima che il tutto venga iniettato nella camera di combustione. L'ERG in questo caso non si rivela un aiuto ma anzi i risultati della sua attivazione sono disastrosi, specialmente ai bassi carichi.



La combustione perciò risulta meno economicamente efficiente per carichi che mi implicano pressioni fino a circa 0.6 MPa. Questo perchè la grande quantità di ossigeno presente nella miscela viene solo riscaldata nel processo di combustione e quindi espulsa ad alta temperatura andando a costituire energia persa. Come il carico aumenta il rapporto aria -carburante diminuisce facendo aumentare l'efficienza della combustione e aumenta anche l'efficienza meccanica. Questi benefici si riscontrano andando a guardare l'efficienza termica del nostro motore dual-fuel.

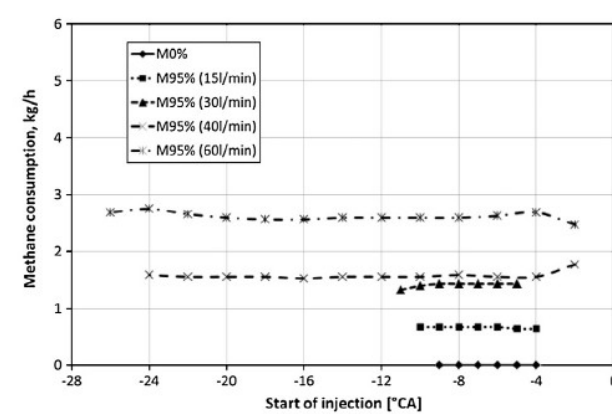
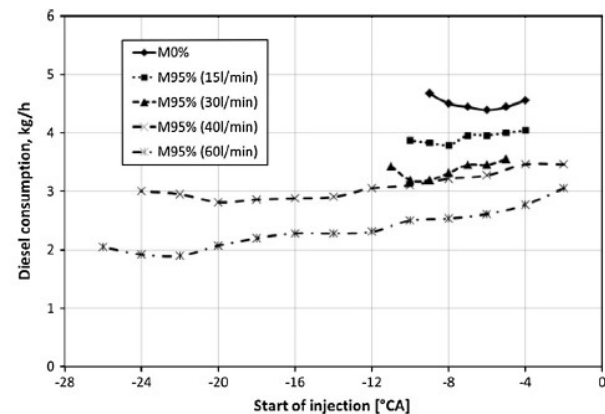
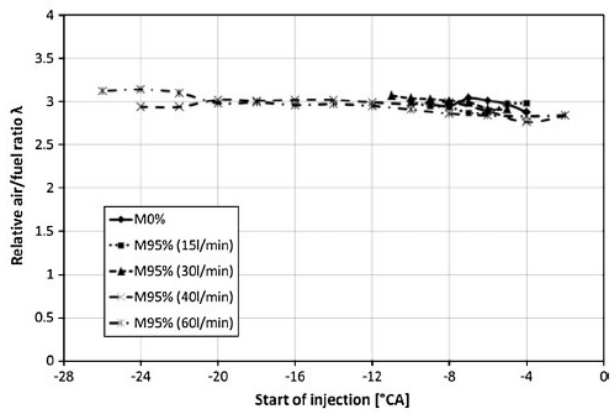
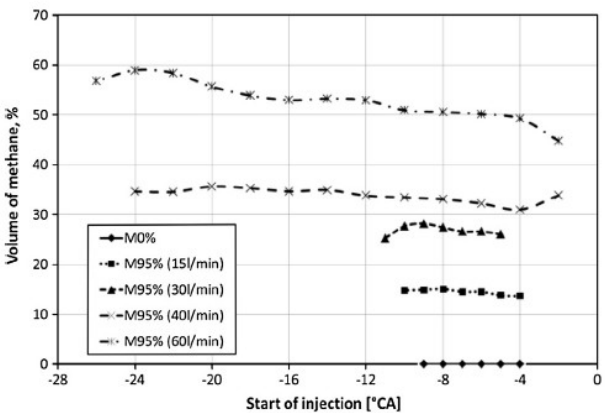
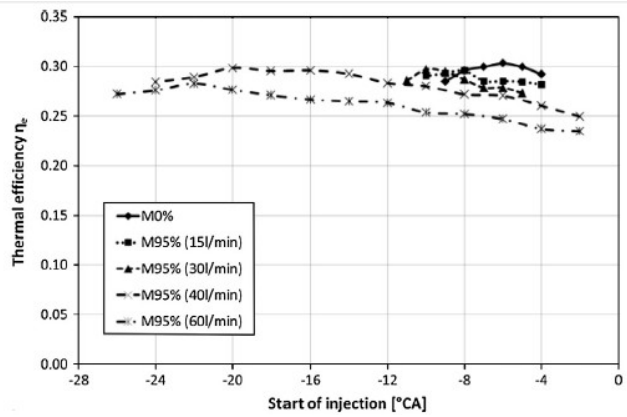
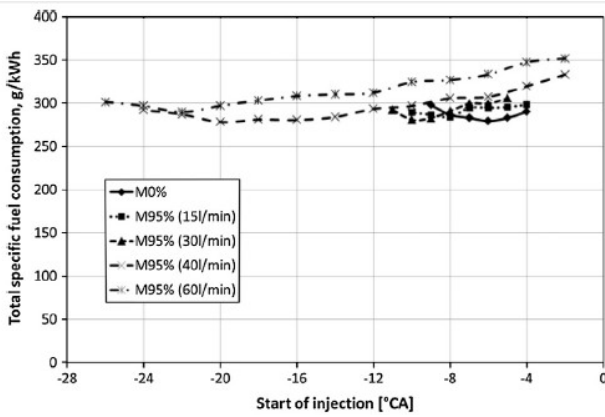


La combustione con l'aggiunta di biogas è più efficiente di quella di un motore ad accensione

comandata ma comunque meno di quella con solo diesel come combustibile anche agli alti carichi dove però il problema è diverso. Le proprietà specifiche del gas quali l'alto numero di ottani, il ritardo di accensione e la durata l'inevitabile aumento della durata del processo di combustione richiedono infatti degli aggiustamenti nel set-up dell'apparato come per esempio la variazione del tempo di inizio dell'iniezione. Inoltre considerando che con l'aumentare della percentuale di metano il poter calorifero del biogas aumenta notevolmente e visto anche che, come detto nel precedente capitolo, la sua introduzione comporta temperature più basse all'interno della camera di combustione, si possono effettuare ulteriori test solo sul biometano per vedere se vi sono miglioramenti e se essi sono tali da rendere economica la depurazione del biogas dalla CO₂.

Questi ulteriori test quindi sono condotti usando il biometano a portate che variano dai 15 ai 60 litri al minuto con il sistema di ricircolo dei gas combusti spento, uno carico motore che comporta una pressione effettiva indicata di 0.6 MPa con 2500 rpm e coppia di 60Nm.

L'aggiustamento del tempo di iniezione porta molti benefici a livello di prestazioni. Innanzitutto vi è una diminuzione del consumo totale di carburante. Se con il funzionamento in single fuel l'anticipo di iniezione era fissato a 6° CA prima del punto morto superiore (bTDC), dove CA indica che si intende l'angolo di manovella, con l'aggiunta di una portata di 60 l/m di biometano si arriva ad avere un angolo di anticipo di 22° CA.



Dai grafici si deduce che già un aumento dell'anticipo a 20° CA per una portata di gas di 40l/m permette di ottenere un consumo completo di carburante simile a quello che si ottiene per la modalità single-fuel.

Il biometano inoltre riduce il consumo di diesel di ben 2 volte. Se infatti il consumo si attestava a 4,5 kg/h per il funzionamento normale del motore, con l'aggiunta del gas a 60 l/m di portata il valore scende a 2 kg/h regolando l'anticipo a 22° CA. Il consumo di diesel comunque rimane dipendente anch'esso dalla concentrazione di metano nella miscela in ingresso al motore e l'anticipo migliore per ciascun valore della concentrazione di metano viene determinato mantenendo costante la portata e la composizione del gas e facendo variare l'angolo di anticipo fino a trovare quello che mi da consumi minimi a rendimenti elevati.

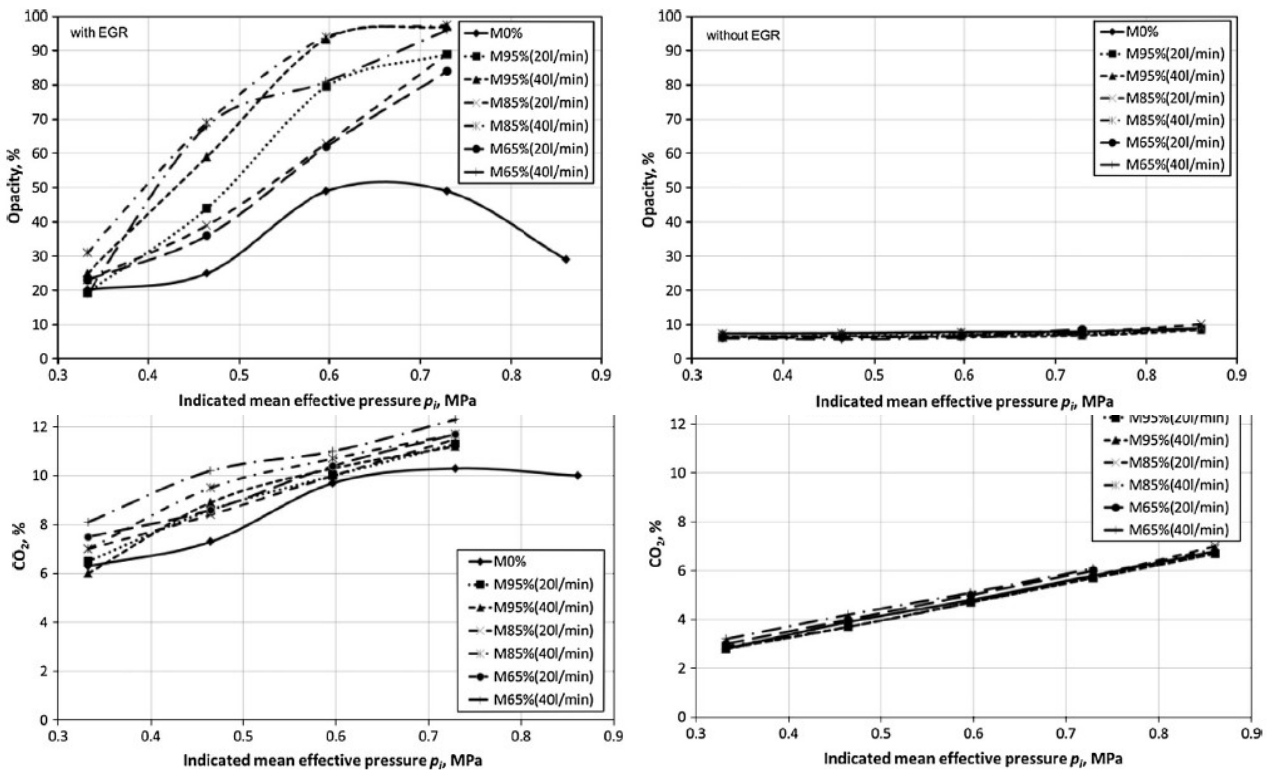
Per quanto riguarda l'efficienza termica abbiamo visto che essa dipende fortemente dalla quantità di metano del biogas e quindi anche dalla sua portata. In aggiunta si può vedere che anche l'anticipo di iniezione svolge un ruolo importante poiché tramite la sua regolazione il motore dual-fuel riesce a raggiungere le efficienze ottenibile con il solo uso di carburante diesel.

A prima vista la depurazione del biogas dalla CO₂ comporterebbe solo che vantaggi. In realtà l'utilizzo del biometano comporta delle ripercussioni sulle emissioni non indifferenti.

5.2 Emissioni a confronto

La diminuzione del rapporto aria-carburante è già un indicatore di quello che mi devo aspettare dalle emissioni rilevate dal motore dual-fuel. Un rapporto minore indica che la qualità della combustione sarà più scarsa e ciò comporterà livelli di NOx e polveri minori, e aumenti più o meno rilevanti in quelli di HC, CO e CO₂. I parametri nuovi da analizzare sono la variazione delle emissioni in base alla quantità di metano contenuta nel biogas, l'effetto dell'utilizzo dell'ERG e con l'utilizzo del biometano la variazione dell'angolo di anticipo di iniezione.

Partendo dall'analisi della quantità di polveri emessa salta all'occhio l'effetto tragico dell'ERG. I livelli di polveri emesse sono più alti a qualsiasi concentrazione di metano del biogas. Se il sistema

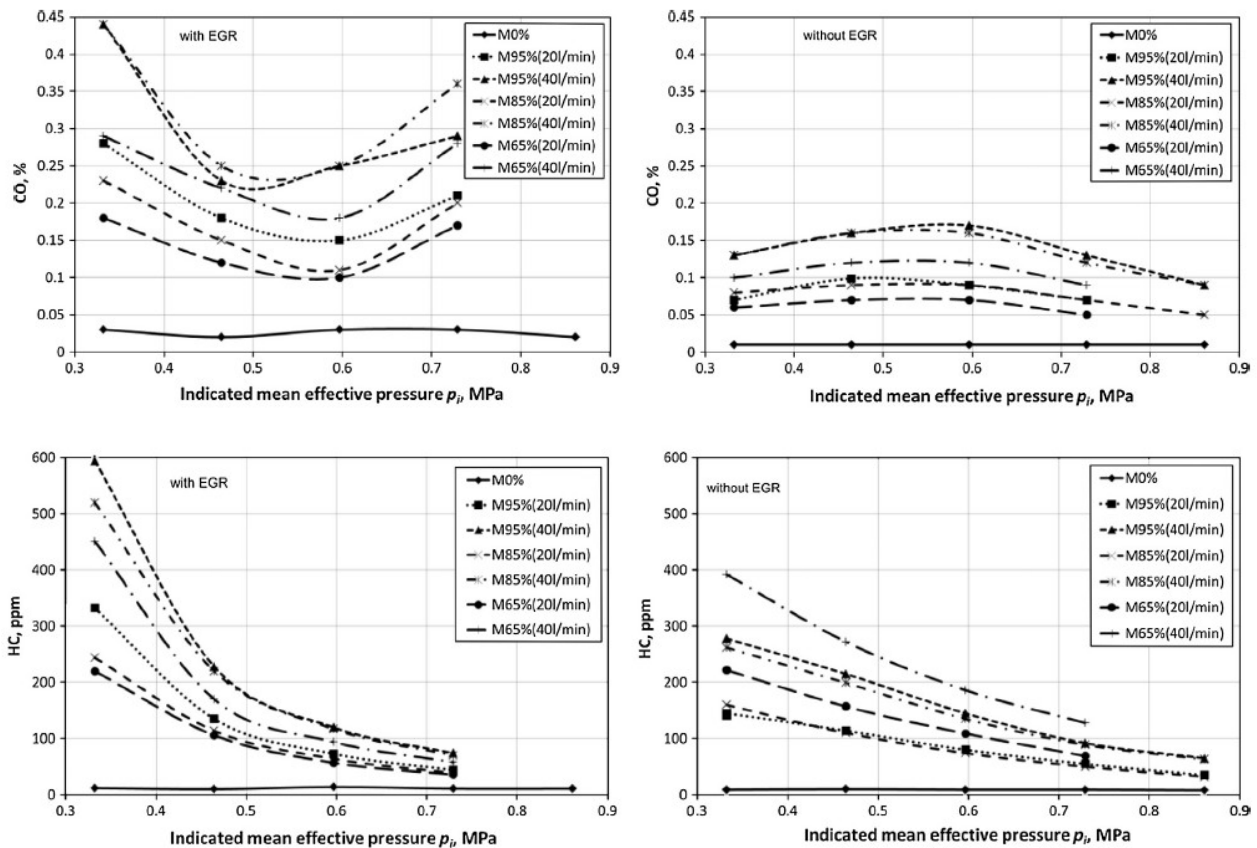


di ricircolo viene invece tenuto spento i livelli di PM e fumi si attestano su valori molto bassi per tutte le percentuali di metano utilizzate.

La CO_2 invece mostra andamenti diversi con e senza ERG poiché lo stesso apparato varia la sua concentrazione. Quando l'ERG è spento le emissioni di anidride carbonica variano linearmente e sono minori di circa due volte rispetto a quelle rilevate con il sistema acceso. Questa differenza tra acceso e spento è riconducibile al rapporto aria-carburante infatti senza l'ERG esso è più alto e garantisce quindi quantità di ossigeno maggiori che incrementano le performance di combustione. In secondo luogo le emissioni di CO_2 dipendono in piccola parte anche dalla quantità contenuta nel biogas. Più il gas usato contiene poco metano, più alte saranno le emissioni di CO_2 .

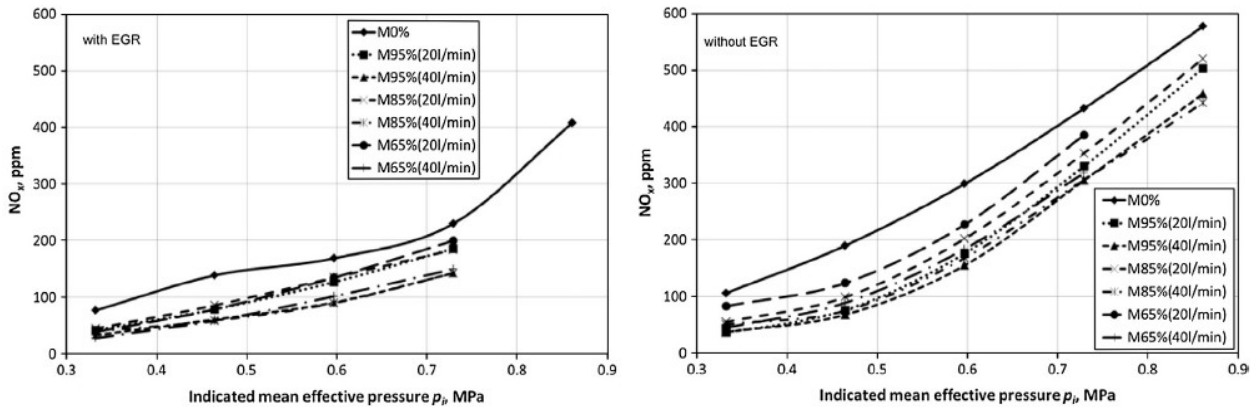
Passando alla CO le prestazioni dell'ERG non variano. I quantitativi di monossido di carbonio emesso con il sistema di ricircolo acceso sono 3 volte superiori rispetto a quando esso è spento. Infatti maggiore è la quantità di aria disponibile più efficiente sarà la combustione del carbonio contenuto nel combustibile. L'influenza della quantità di CO_2 contenuta nel gas è più evidente in questo caso con biogas che possono presentare anche valore più che doppi rispetto ad altri con concentrazioni di metano diverse.

Stessa evidente dipendenza dalla concentrazione di metano la ritroviamo analizzando le emissioni degli idrocarburi incombusti. Infatti biogas e ERG diminuiscono la temperatura raggiunta nella camera di combustione. Nonostante questo la quantità di HC emessi ai bassi carichi è notevolmente più elevata quando il sistema di ricircolo dei gas esausti è attivo. Il gap si annulla con l'aumento del carico motore visto il progressivo innalzarsi della temperatura di combustione.



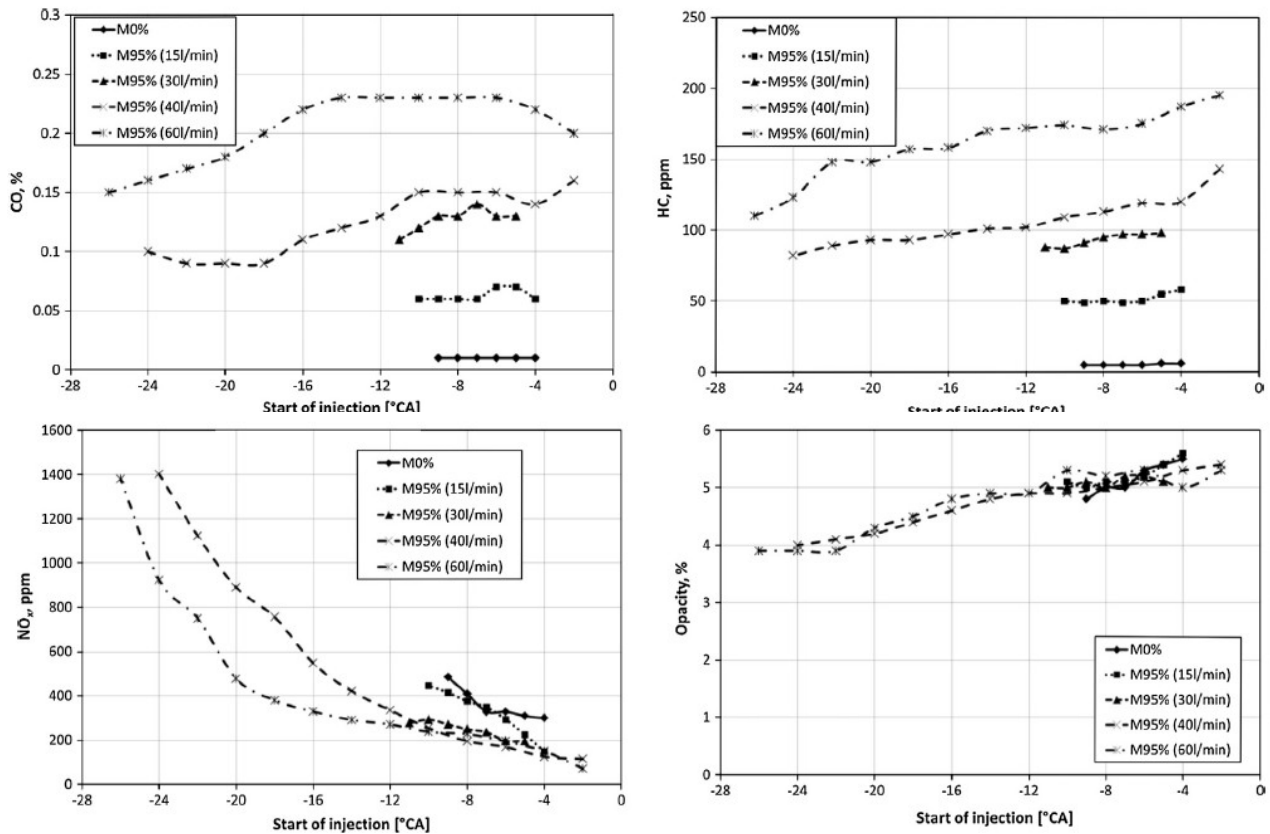
Infine rimangono gli ossidi di azoto dove invece l'utilizzo dell'ERG comporta degli effettivi benefici. Infatti se hai bassi regimi le emissioni di NO_x rimangono basse viste le ridotte temperature raggiunte nella camera di combustione, con l'aumentare del carico anche i livelli di NO_x si incrementano. L'ERG va a diminuire prontamente la quantità di emissioni di ritorno al motore, visto

all'aumento del carico il motore richiede maggior aria fresca, evitando l'aspirazione dei gas combusti. L'aumento della quantità di miscela di ossigeno e combustibile causa l'aumento della temperatura di combustione durante il processo e quindi una maggior formazione di NOx. Come abbiamo già visto anche l'utilizzo del biogas abbate notevolmente le quantità di NOx emesse andando a diminuire la temperatura della miscela aspirata dal motore e quindi anche la stessa temperatura di combustione, e aumentando la durata del processo grazie al metano contenuto. Per



questo la diminuzione delle emissioni dipende direttamente dalla quantità di metano del biogas. Maggiore è la concentrazione della miscela minori saranno i livelli di NOx registrati. È importante sottolineare il fatto che implementazione di un motore dual-fuel che utilizza biogas ottiene gli stessi risultati nelle emissioni di ossidi di azoto di un motore diesel con sistema di ricircolo dei gas combusti.

Se si passa all'utilizzo del biometano e aumentando l'angolo di anticipo la combustione migliora di qualità. Una miglior combustione comporta temperature più alte e di conseguenza maggiori livelli di NOx ma minori emissioni di CO, CO₂, HC e particolato.



Incrementando la concentrazione di metano nella miscela aspirata i livelli di CO e HC si innalzeranno anche di 3 o 4 volte. Per riuscire a contenere questo aumento si ricorre all'aumento dell'angolo di anticipo da 6 ° CA a 24°-26° CA. Un'iniezione anticipata infatti permette di ottenere una temperatura di combustione maggiore, facendo così ossidare meglio il carbonio, e una più elevata efficienza di bruciatura della miscela aspirata. Di conseguenza le emissioni di CO e HC diminuiranno.

Discorso diverso invece fa fatto per gli NOx. L'incremento della portata di biometano ha effetti benefici sulle emissioni di ossidi di azoto mentre l'aumento dell'anticipo di iniezione ha effetti catastrofici. Passando da un anticipo di 6° Ca ad uno di 24° CA le emissioni aumentano di ben 7 volte e risultano più alte di 3 volte più elevate di quelle dei motori diesel. Dal relativo grafico si vede che il problema può essere in parte arginato limitando la portata di gas a 30 l/m in modo da ottenere emissioni di NOx che non superano quelle registrate dall'utilizzo con solo carburante diesel. Imporre questa limitazione significa ottenere aumenti di performance intermedi per quanto riguarda consumi ed efficienza termica rendendo così meno vantaggioso togliere CO₂ dal biogas ottenuto da impianti agricoli.

Rimangono infine le polveri che con l'utilizzo di biometano ad elevate portate e un aumento dell'angolo di anticipo otterrebbero un decremento delle loro quantità emesse passando dal 6 al 4%. Con il limite imposto dagli NOx invece il decremento si ferma al 5% se si imposta l'angolo di anticipo su 10°-12° CA.

5.3 Conclusioni

L'uso del biogas implica l'introduzione di modifiche, come la regolazione dell'anticipo, senza le quali il consumo totale di carburante aumenterebbe cosiccome le emissioni, tranne gli ossidi di azoto, mentre l'efficienza termica calerebbe come visto nel terzo capitolo. Aumentare la concentrazione di metano infatti richiede l'avanzamento dell'anticipo di iniezione del Diesel al fine di incrementare l'efficienza termica, abbassare il consumo di gasolio, i livelli di HC, CO e particolato. Tuttavia il miglioramento della qualità della combustione porta ad avere temperature più alte in camera di combustione incrementando di molto gli NOx.

Alla fine la configurazione migliore che si riesce a ricavare è quella con concentrazione di metano al 30 % nella miscela aspirata. Essa produce un'efficienza termica comparabile con quella dei motori funzionati a solo gasolio, consumo di carburante e ossidi di azoto ridotti di una volta e mezza per leggeri incrementi nelle emissioni di HC e CO. Anche qui c'è da vedere se il tutto è economicamente conveniente: il 30% di metano all'aspirazione è una percentuale ottenibile con biometano alla portata di 30 l/min, ma per ottenere questo bio-combustibile bisogna depurare il biogas dalla CO₂ fino a fare arrivare la sua concentrazione al 5% ; bisogna quindi confrontare il guadagno dal risparmio di carburante con il costo del processo di purificazione del biogas in biometano.

6. Effetto dell'uso di aria arricchita in ossigeno

Un'altra soluzione per aumentare le qualità della combustione nei motori dual fuel è quella dell'uso di aria arricchita in ossigeno. La maggior concentrazione che se ne ricava nella miscela in ingresso permette di ottenere tempi di accensione ridotti, migliore efficienza termica e più basse emissioni di CO, CO₂ e HC.

Per vedere in dettaglio i miglioramenti derivanti dall'uso di aria arricchita in O₂ si è usato un impianto simile a quello illustrato all'inizio dove il motore diesel turbo a 4 cilindri è stato sostituito da un motore diesel aspirato a 2 cilindri di 1550 cc di cilindrata con rapporto di compressione tenuto a 15.5. Il surplus di ossigeno è iniettato fino ad arrivare a concentrazioni nella miscela di aspirazione del 23, 25 e 27% (normalmente è del 21%) e direttamente nel condotto di aspirazione prima del biogas. Quest'ultimo è simulato miscelando metano ad anidride carbonica con una composizione tipica rispettivamente 60%-40%.

6.1 Prestazioni a confronto

Innanzitutto il primo parametro da determinare è la massima quantità di biogas che è possibile usare senza avere destabilizzazione della combustione o spegnimento del motore, chiamata substitution level.

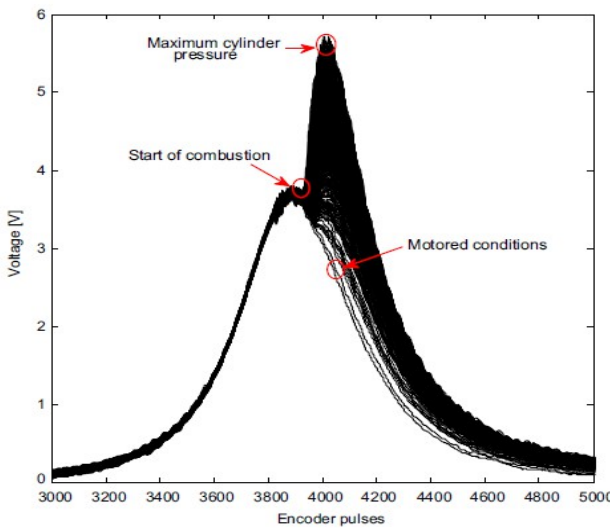


Fig. 2 – Unstable operation dual diesel-biogas engine 40% load with 66% substitution level.

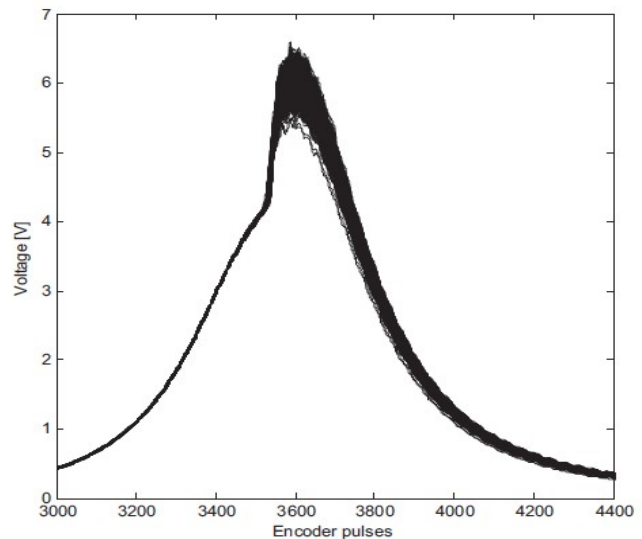


Fig. 3 – Stable operation dual diesel-biogas engine 40% load with 62% substitution level.

Le figure mostrano condizioni di instabilità e stabilità che si verificano al variare del quantitativo di biogas immesso. Il livello massimo di sostituzione è calcolato portando il motore in condizioni di instabilità e riducendo mano a mano la quantità di biogas introdotta fino a tornare a condizioni stabili. L'uso dell'aria arricchita fa sì che la stabilità sia mantenuta anche a livelli di biogas più alti. Detto Z il livello di sostituzione, esso è calcolato a partire dalla portata di diesel rilevata con il funzionamento single (indicato con s) e dual-mode (indicato con d) secondo l'equazione

$$Z = \frac{m_s + m_d}{m_s}$$

Il ritardo di accensione mostra diminuzioni per tutti i livelli di arricchimento. Questo perchè la

minima quantità di ossigeno in più provoca la diminuzione della temperatura di autoaccensione della miscela e quindi velocità di propagazione della fiamma maggiore.

Anche l'efficienza termica risente notevolmente della concentrazione di O_2 nell'aria aspirata. L'aumento è del 28 % con carico al 40% e ossigeno al 27 %. Questi miglioramenti sono dovuti all'incremento delle reazioni di ossidazione parziale che velocizzano la propagazione del fronte di fiamma e incrementano la temperature della miscela compressa.

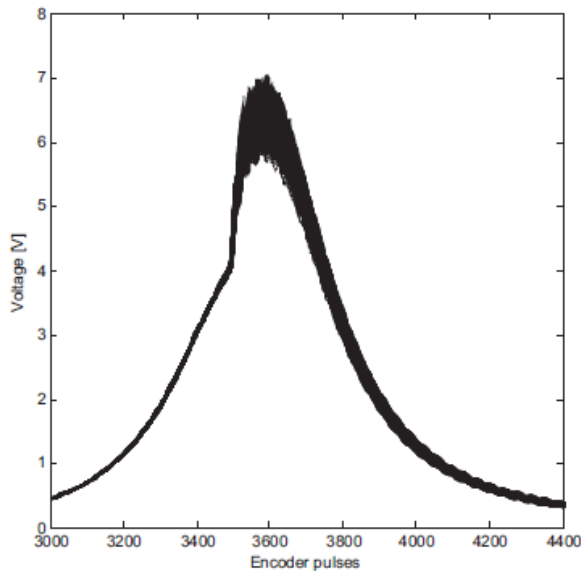


Fig. 4 – Stable operation dual diesel-biogas engine 40% load with 62.4% substitution level and air enriched with oxygen (27% O_2).

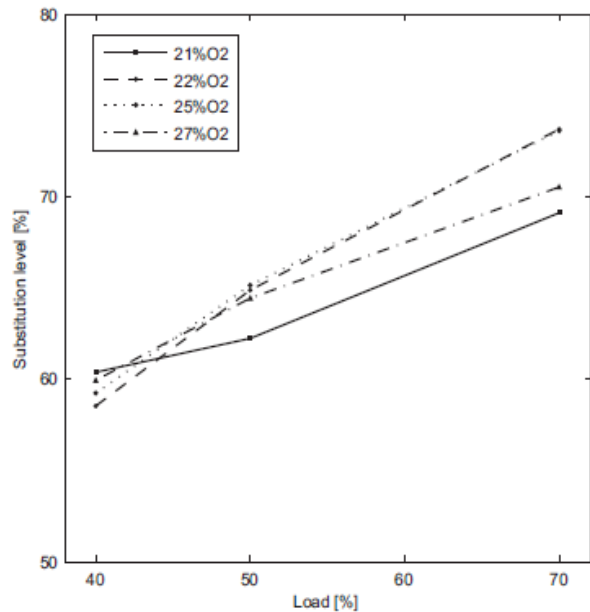


Fig. 5 – Variation of the substitution level with engine load and oxygen enriched air.

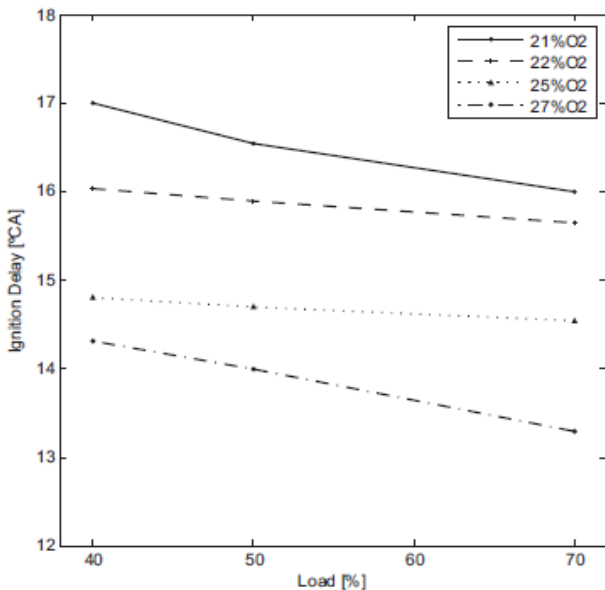


Fig. 6 – Ignition delay time at 40%, 50% and 70% loads with engine load and oxygen enriched air.

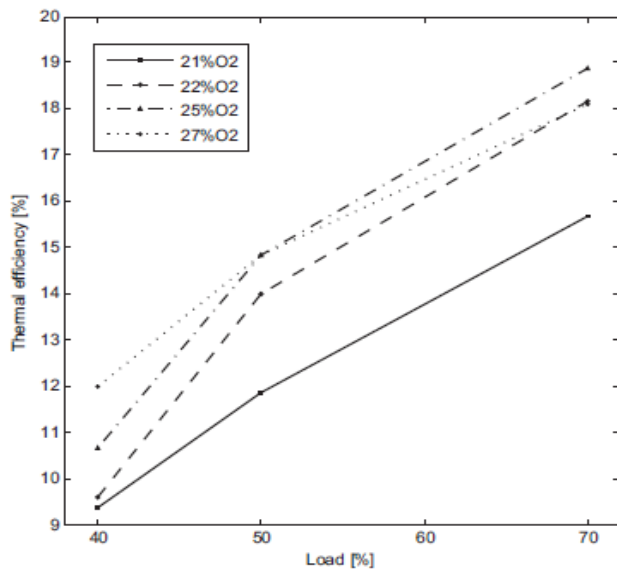


Fig. 7 – Variation of thermal efficiency with engine load and oxygen enriched air.

Per quanto riguarda invece la pressione registrata nella camera di combustione si può vedere come per tutti i carichi a cui viene sottoposto il motore il picco di pressione con concentrazione di ossigeno del 25% e 27% è maggiore di quello ottenuto con aria normale. Ciò causa un incremento della reattività di entrambi i carburanti durante la fase di combustione riducendo la sua durata. Se si analizza poi anche il calore rilasciato si scopre che per tutti i livelli di arricchimento vi è una minor dispersione di energia nella corsa di espansione; il che afferma ulteriormente che i ritardi di accensione sono più brevi e la combustione è più efficiente.

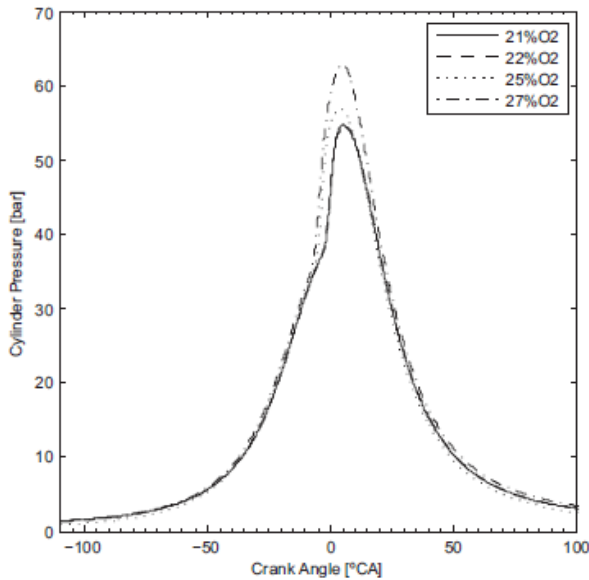


Fig. 8 – Cylinder pressure traces to crank angle position at 40% of full load for each level of enrichment.

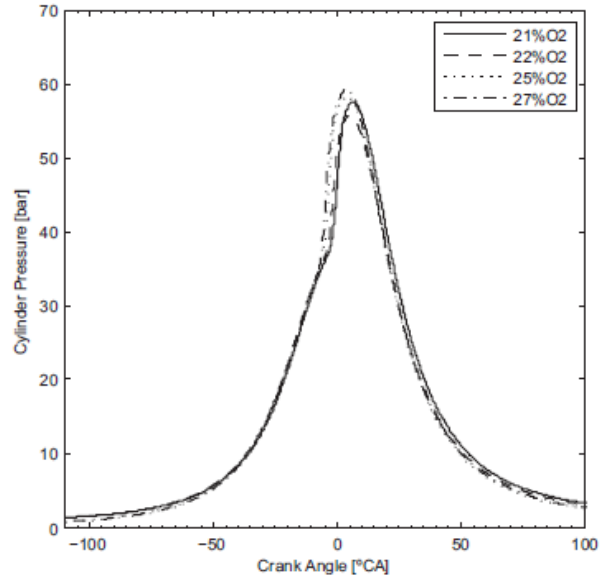


Fig. 9 – Cylinder pressure traces to crank angle position at 50% of full load for each level of enrichment.

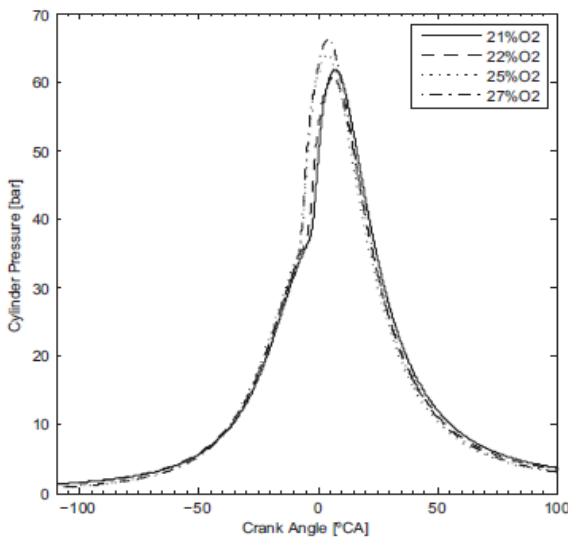


Fig. 10 – Cylinder pressure traces to crank angle position at 70% of full load for each level of enrichment.

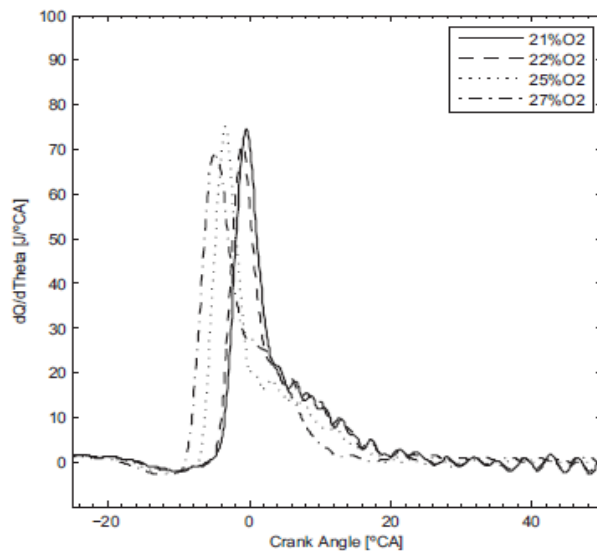


Fig. 11 – Total heat release traces related to crank angle position at 40% load for the each level of oxygen enrichment.

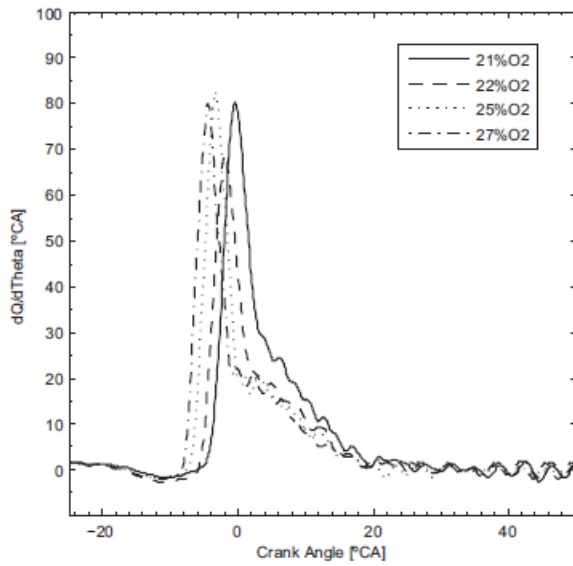


Fig. 12 – Total heat release traces related to crank angle position at 50% load for the each level of oxygen enrichment.

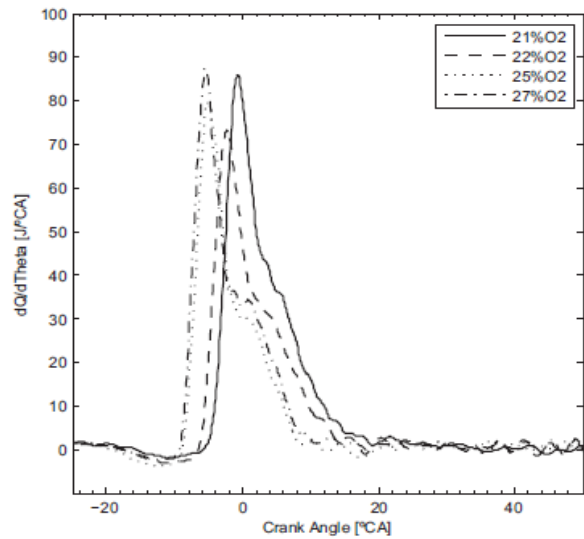


Fig. 13 – Total heat release traces related to crank angle position at 70% load for the each level of oxygen enrichment.

6.2 Emissioni a confronto

Come è lecito aspettarsi, l'aumento della temperatura della combustione dato dall'introduzione di ossigeno causa l'aumento dei livelli di NOx nei gas di scarico. Se però la concentrazione in ossigeno dell'aria aspirata non supera il 23% le emissioni di particolato e fumi diminuiscono di intensità e gli ossidi di azoto rimangono in un range ammissibile

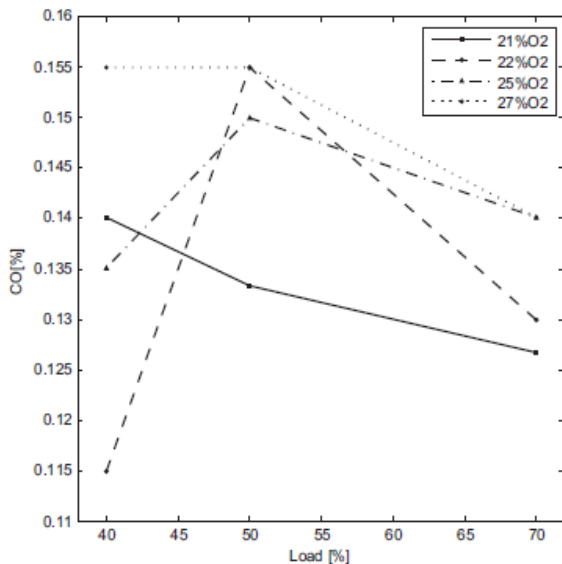


Fig. 14 – Variation of carbon monoxide (CO) related to engine load with enrichment oxygen.

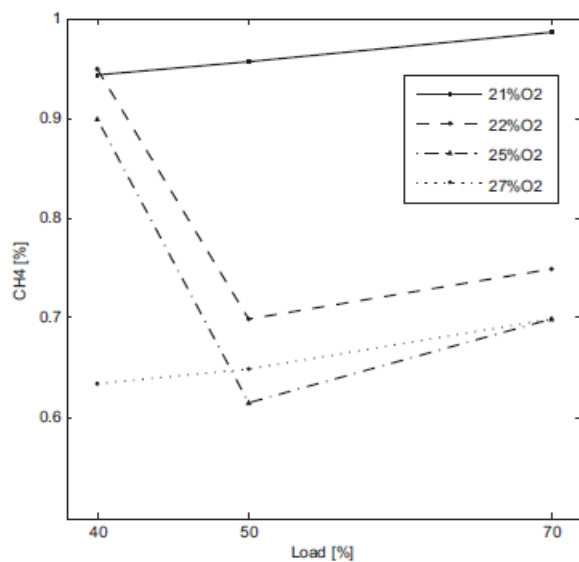


Fig. 15 – Variation of methane emissions (CH₄) related to engine load with enrichment oxygen.

Le figure mostrano i valori di monossido di carbonio e metano osservati nei gas di scarico. Con un carico motore al 40 % e una concentrazione di ossigeno del 25% le emissioni di CO calano del

19,5%. Il merito va all'aumento del rapporto aria-combustibile e delle reazioni di preaccensione del biogas. Con l'aumento del carico però le emissioni aumentano vertiginosamente fino a toccare il massimo con un carico motore del 50 % a causa dell'aumento dell'ossidazione parziale del biogas e ai più alti livelli di sostituzione riguardanti la normale aria aspirata. Allo stesso carico motore le emissioni di metano risultano invece minime per tutti i livelli di arricchimento in ossigeno e passato il minimo, l'andamento è simile a quello senza aggiunta di ossigeno. La spiegazione anche qui potrebbe essere l'aumento della quantità di biogas che può essere iniettata con l'aumento della concentrazione di ossigeno ma in realtà questa diminuzione così repentina dei livelli di metano rilevati nei gas di scarico è ancora in attesa di una spiegazione certa.

6.3 Conclusioni

Maggior concentrazione di O_2 nella miscela significa performance di combustione più elevate, un po' come succedeva per il biodiesel nel terzo capitolo. La pressione infatti aumenta facendo reagire più in fretta miscela gassosa e fluido pilota; ciò comporta la diminuzione della durata della combustione e del ritardo di accensione che risente soprattutto della diminuzione della temperatura di autoaccensione della miscela dato dall'aumento di ossigeno. Il tutto si traduce in efficienza termica maggiore, emissioni di NO_x e CO più elevate e diminuzione dei livelli di HC .

Il risultato di questa analisi è la determinazione dei benefici dell'aggiunta di ossigeno con concentrazione nella miscela che stanno tra il 22 e il 25%. Dai grafici riportati si può vedere come con questi livelli ottengo benefici a livello prestazionale e limito l'aumento della CO e degli NO_x .

7. Prestazione dei motori Otto derivati: confronto al variare del rapporto di compressione

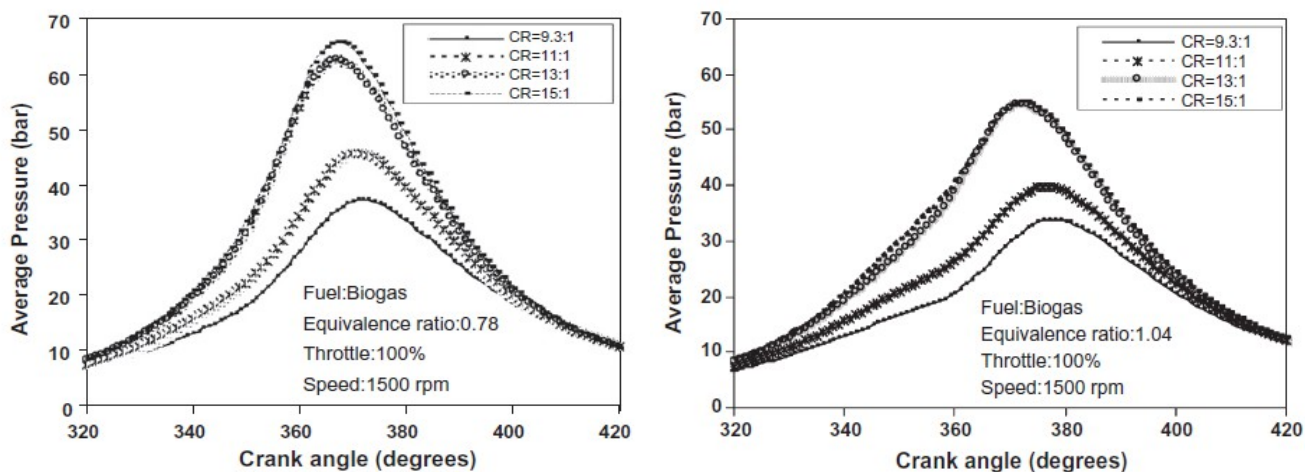
E' vero che i motori diesel presentano efficienze maggiori rispetto ai motori Otto, ma con l'uso del biogas essi non hanno bisogno di ricorrere ai carburanti fossili al contrario dei primi.

La proprietà di elevata temperatura di autoaccensione e la sua resistenza ai fenomeni di detonazione rendono il biogas altamente gradito per l'utilizzo nei motori Otto. I loro limite però è il fatto di essere progettati per resistere a rapporti di compressione non troppo elevati proprio perchè la benzina ha temperatura di autoaccensione molto più bassa. Per questo motivo si ricorre all'uso di motori diesel andando opportunamente a modificarli come descritto nel capitolo 2. Così facendo si riescono a testare rapporti di compressioni più alti che variano da 9.3 a 15.

Per tutti i test che riguardano i motori Otto derivati (quindi anche quelli per determinare l'influenza del quantitativo di metano presente nel biogas e quelli sull'introduzione dell'idrogeno) l'impianto è sempre lo stesso e il motore è tenuto al medesimo numero di giri, ovvero 1500. Due diverse aperture della valvola di aspirazione sono state scelte per i test, 25% e 100% della completa apertura. Infine tutti i parametri tranne pressione media e calore rilasciato sono in funzione del rapporto di equivalenza che varia dal limite minimo consistente nello spegnimento del motore, al limite massimo corrispondente all'inizio dei fenomeni di detonazione.

7.1 Pressione di combustione

La pressione relativa alla posizione dell'albero motore risente molto del rapporto di compressione, specialmente a bassi carichi e con lei anche i picchi di pressione. Con valvola al 100% questa sensibilità è ancora presente ma in maniera più attenuata come si può vedere dai seguenti grafici:

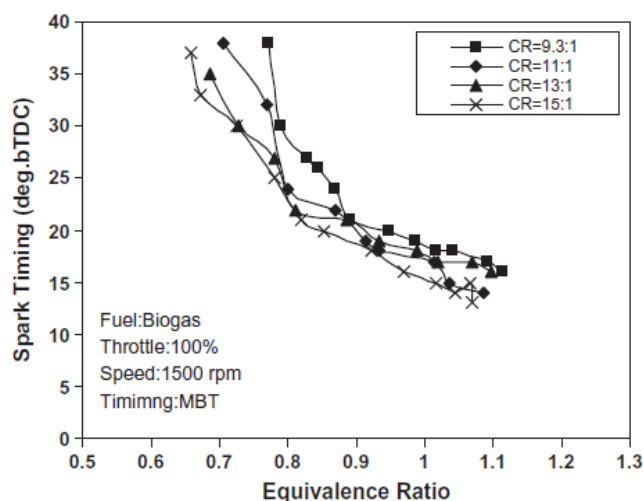
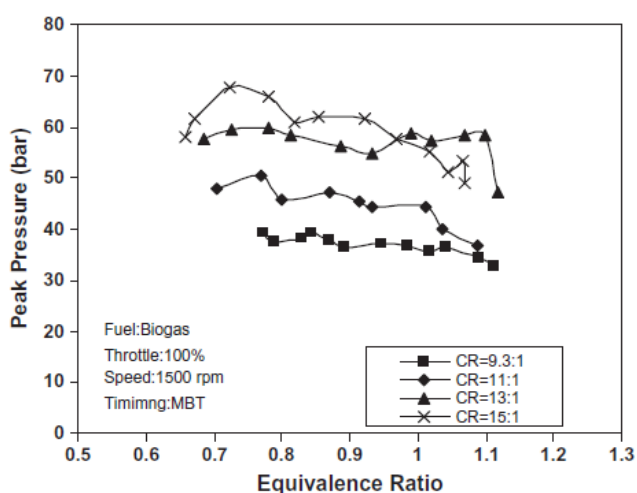


Il motivo è che in condizioni di basso carico la combustione è più rapida ed efficiente e permette quindi di ottenere pressioni e temperature più elevate. Ciò non accade con valvola al 100% in quanto con l'aumento del rapporto di compressione l'istante al quale far scoccare la scintilla deve essere ritardato per evitare la detonazione facendo calare la pressione nella camera di combustione. L'MBT, ovvero il minimo anticipo che mi permette di ottenere la miglior coppia, infatti deve essere diminuito con l'aumentare del rapporto di compressione ma anche con l'aumentare di quello di equivalenza. L'aumento della quantità di combustibile da bruciare e il bisogno di spostare il rilascio di calore a posizioni dell'albero motore dove la conversione di energia in lavoro è massima causano la dipendenza inversamente proporzionale dell'MBT nei confronti di rapporto di compressione e

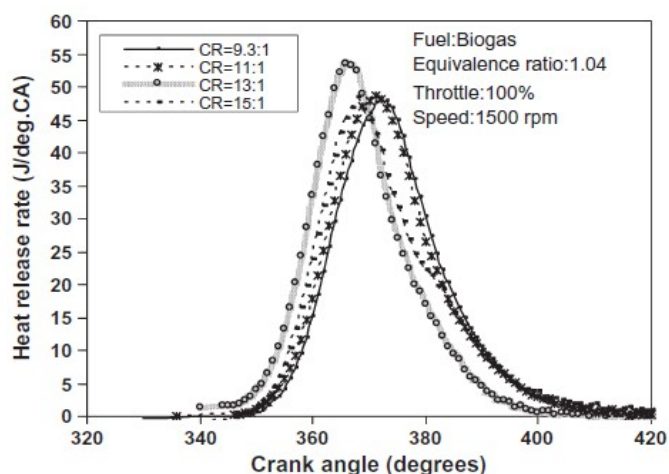
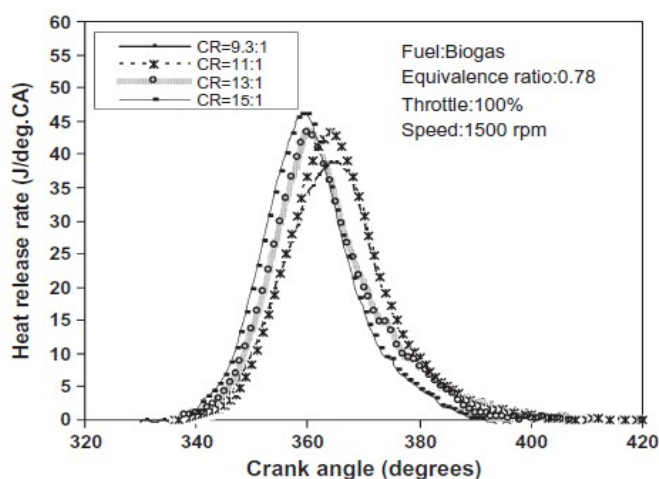
rapporto di equivalenza.

7.2 Spark Timing e ritardo di accensione

Con Spark Timing si intende l'istante di innesco della scintilla, comunemente chiamato fasatura; influenza anche i picchi di pressione raggiunti durante il processo di combustione. L'effetto dell'aumento della compressione si sente notevolmente anche in questo caso ma con rapporti di equivalenza maggiori dello 0.95 il ritardo di scintilla fa sì che i picchi raggiunti a CR (compression rate) 15 sono minori di quelli raggiunti a 13.



A calare con l'aumento del CR non è solo la fasatura ma anche il tempo di accensione della miscela compressa; con esso varia pure la posizione dell'angolo motore alla quale si registra il picco di calore rilasciato. Per un rapporto di equivalenza a 0.78 l'aumento del rapporto di compressione a 15:1 comporta velocità di fiamma più elevata che aumenta la pendenza della curva nel diagramma relativo al calore rilasciato, facendola diventare più chiusa al picco. Se si aumenta il rapporto a 1.04

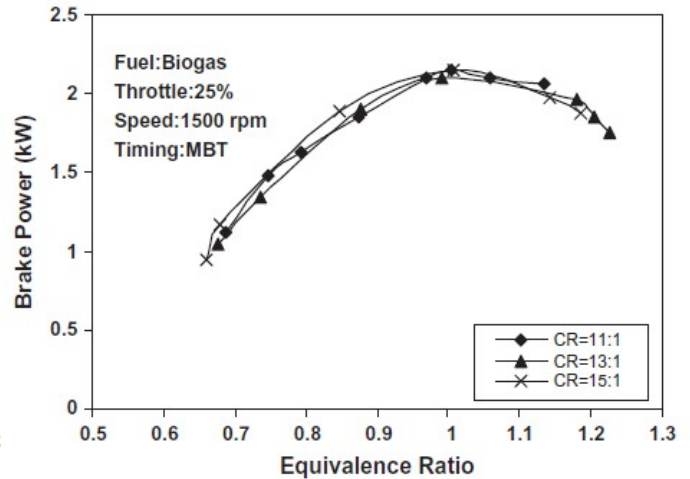
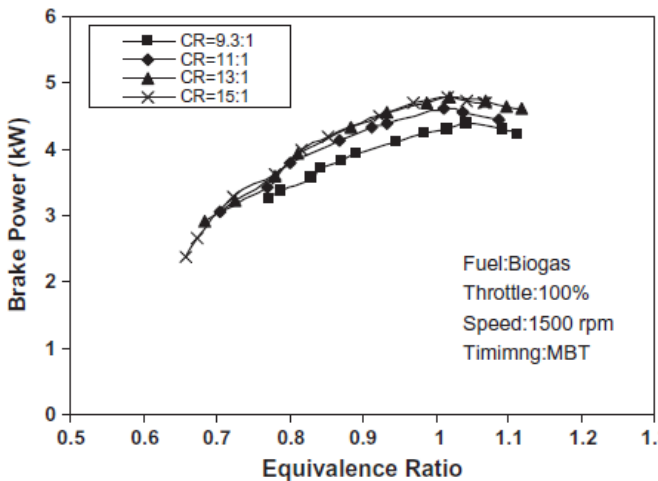


tenendo lo stesso CR si vede che a causa della detonazione si è costretti a ritardare il tempo di innesco della scintilla facendo slittare in parte il processo di combustione verso la corsa di espansione. Ciò significa picchi di calore rilasciati minori.

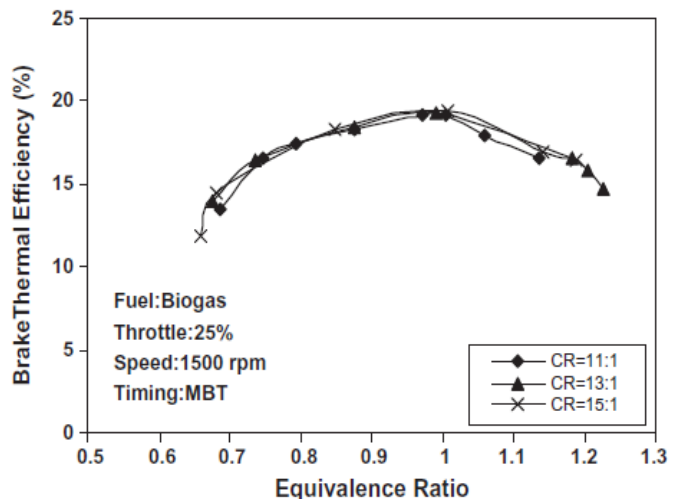
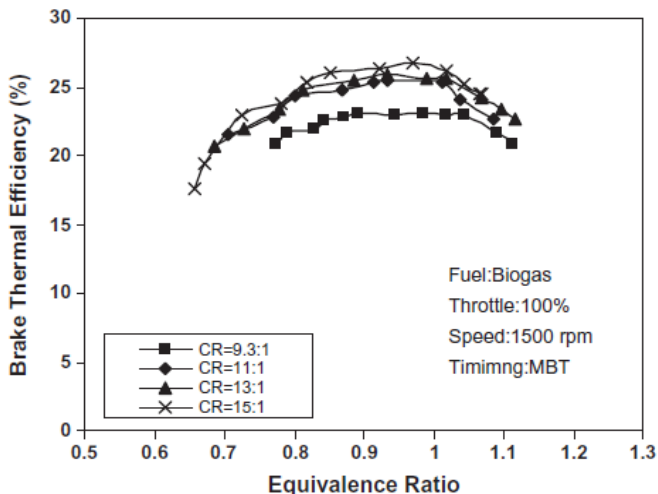
7.3 Potenza ed efficienza termica

Potenza in uscita ed efficienza termica sono strettamente correlate: maggiore è l'efficienza maggiore sarà la potenza emessa e viceversa.

Dai grafici si vede come quando la compressione sale, anche l'efficienza termica aumenta e con lei la potenza emessa. Inoltre a rapporti di compressioni più elevati il range coperto dal rapporto di equivalenza si amplia; se con CR a 15 il rapporto di equivalenza minimo è 0,64, con CR a 9.3 il livello minimo si alza a 0,77 e ciò si verifica a causa della temperatura più alta dei gas e alla minor diluizione operata dai gas di scarico sull'aria aspirata.



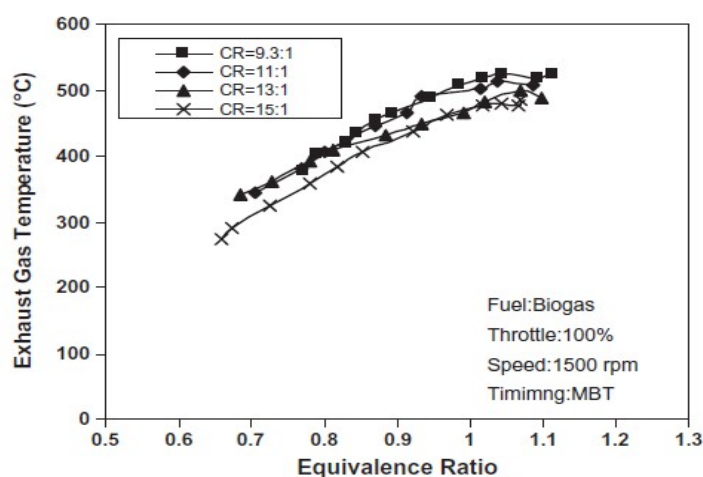
Così come per l'efficienza termica, importanti incrementi di potenza li si hanno solo per alti rapporti di compressione. Se si considera infatti che la potenza emessa a CR di 9.3 è di 4,4kW mentre a CR di 15 essa sale a 4,8kW, si vede che l'incremento è del 10%. Risultati del genere non li troviamo analizzando il caso riguardante l'apertura della valvola al 25%: qui gli andamenti sono simili per tutti i livelli di compressione, sia nel caso della potenza emessa che in quello dell'efficienza termica, e i valori calano nettamente come si può vedere dalla scala sulla sinistra. La motivazione semplicemente è che valvole meno aperte significano minor carburante che arriva al motore e quindi minor energia termica a disposizione.



Osservando con maggior attenzione la figura di sinistra soprastante si nota come se per rapporti di compressione di 15:1 l'incremento delle prestazioni si attesta poco sopra il 15 % (si passa da una efficienza del 23 per CR 9,3 ad una del 26,8% per CR 15) già con CR 11:1 i risultati sono molto evidenti. A parte per il vantaggio termodinamico, l'aumento della compressione fa aumentare la quantità di combustibile bruciato dando luogo ad una combustione più efficiente. Se il carico diminuisce per la chiusura della valvola i guadagni di performance sull'efficienza termica non diminuiscono di molto rimanendo intorno al 10% anche se a calare è il picco che passa dal 26,8% di prima ad un più modesto 20%.

7.4 Temperatura dei gas di scarico

Essa indica l'energia termica che viene persa nella combustione e può essere al limite recuperata negli impianti cogenerativi. Nei motori delle auto il montaggio di un impianto cogenerativo è molto difficile perciò si tende a voler avere temperature dei gas in uscita più basse possibile. Un aiuto arriva proprio dall'aumento del rapporto di compressione. Infatti se con CR 9.3 la temperatura rilevata era di 507°C, portando il rapporto di compressione a 15 essa scende di una cinquantina di gradi fino a 463°C



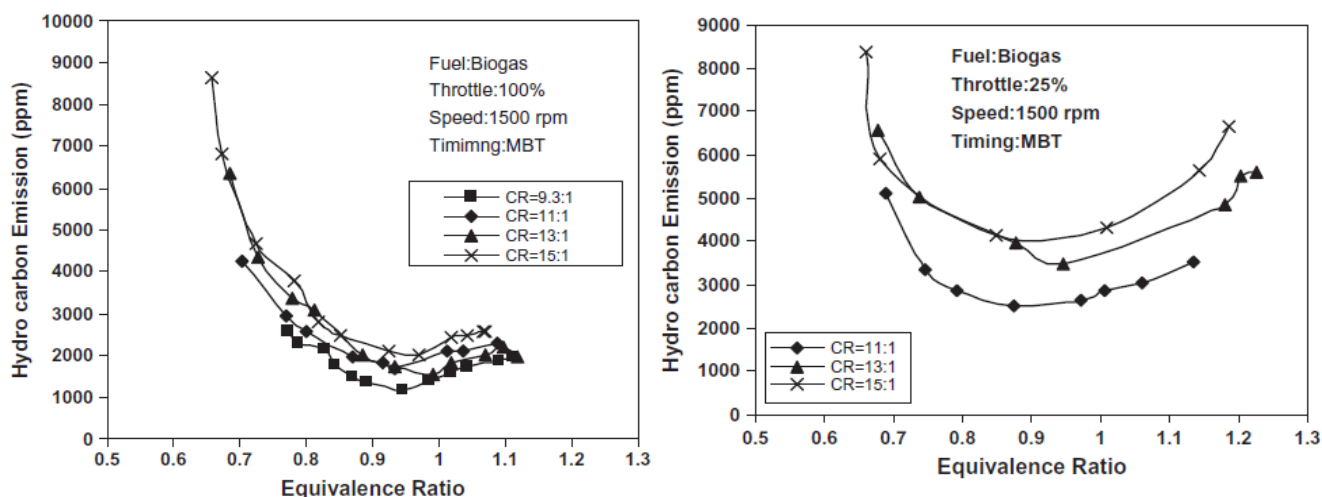
7.5 Conclusioni

Il problema della detonazione che affliggeva i motori a benzina permane anche con i motori Otto derivati. L'aumento del rapporto di compressione incrementa anche i valori di pressione raggiunti all'interno della camera di combustione, ma con compressioni troppo spinte, per evitare la detonazione, si ritarda dell'innesco della scintilla e ciò determina pressioni minori. Questo significa che anche efficienza termica e potenza emessa possono essere migliorate, ma in maniera limitata.

8. Emissioni dei motori Otto derivati: confronto al variare del rapporto di compressione

8.1 Idrocarburi incombusti

E' stato più volte ripetuto che l'utilizzo del biogas comporta temperature di combustione minori a causa del quantità di CO₂ contenuta che, oltre ad avere ripercussioni sulle performance, influenza anche le emissioni. Temperature inferiori significano livelli di HC maggiori vista la scarsa efficienza della combustione:



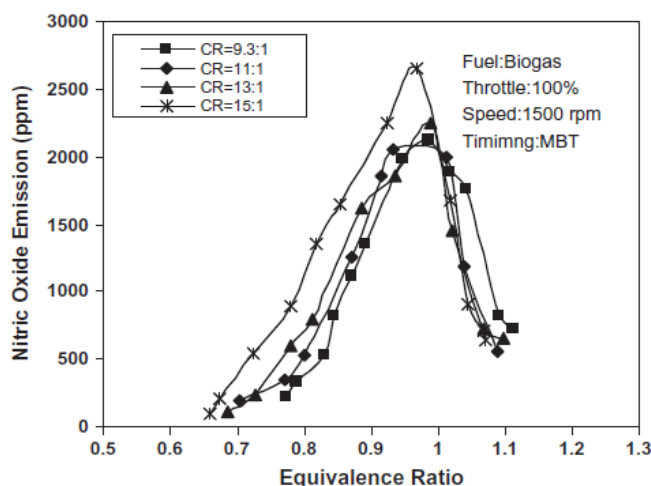
Con compressioni maggiori e quindi anche temperature maggiori, i livelli di HC si alzano, al contrario di quanto ci si potesse aspettare. Ciò avviene perchè alle condizioni di valvola completamente aperta l'incremento del rapporto di combustione provoca un aumento della massa di combustibile intrappolato nei punti morti che quindi non viene bruciato ed inoltre riduce l'ossidazione degli HC allo scarico. Con un rapporto di equivalenza di 0.94 l'incremento della compressione porta di livelli di HC da 1184 ppm a 2000 ppm.

La situazione non cambia di molto se si fa affluire meno biogas. Il grafico di destra conferma la teoria che meno carico significa meno energia termica e quindi temperature ulteriormente minori che portano i livelli di HC ancora più in alto. Al rapporto di equivalenza che rende massima l'efficienza termica, 0.98, il passaggio di CR da 11:1 a 15:1 innalza le emissioni di idrocarburi incombusti addirittura da 2528 ppm a 4320 ppm.

8.2 Ossidi di azoto

Nei casi visti finora la diminuzione della temperatura di combustione comportava emissioni di NO_x minori che crescono con la temperatura, e questa non è l'eccezione che conferma la regola. L'aumento del rapporto di compressione infatti provoca l'aumento della temperatura nella camera di combustione e di conseguenza anche gli NO_x.

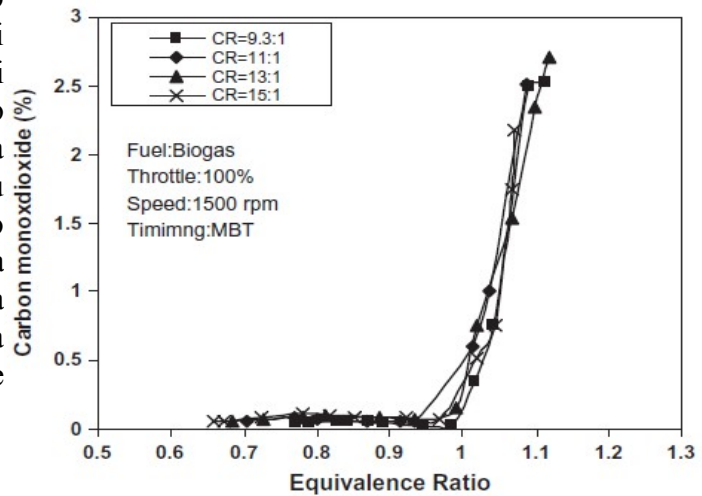
Per il rapporto di equivalenza che rende massima l'efficienza termica il passaggio del



CR da 9.3 a 15 porta le emissioni di ossidi da 2150 ppm a 2650 ppm.

8.3 Monossido di Carbonio

La crescita dei livelli di CO allo scarico invece non è così preponderante. Essi infatti si dimostrano bassi per la maggior parte dei rapporti di equivalenza usabili soprattutto per la regione 'magra'. Nella zona di destra del grafico, che rappresenta le miscele più ricche, le emissioni di monossido schizzano letteralmente verso l'alto a causa dell'incompleta combustione che si verifica all'interno della camera. Inoltre la variazione del rapporto di compressione non genera differenze degne di nota.



8.4 Conclusioni

Le emissioni di monossido di carbonio sono le uniche che non risentono degli effetti dell'aumento della compressione. HC e NOx hanno aumenti rilevanti raggiungendo il picco con il rapporto di equivalenza che massimizza anche l'efficienza termica. Tuttavia se si considera il rapporto di compressione 13:1 si vede come ad prestazioni buone ma non ottime, si ottengono emissioni non di molto più alte. Questo è il classico compromesso di cui si parlava precedentemente.

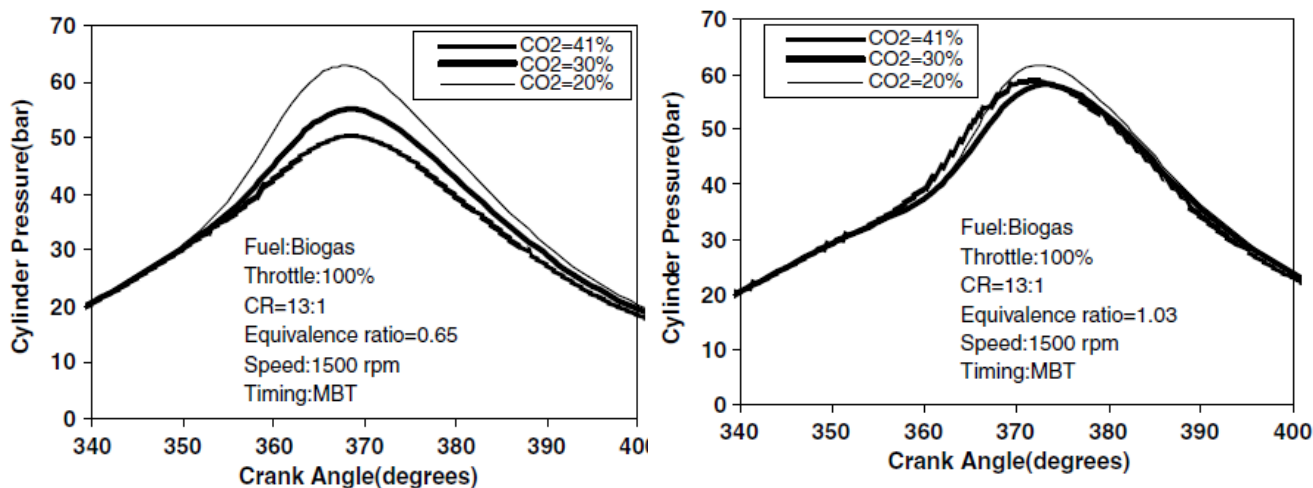
9. Influenza del contenuto di metano nel biogas. Otto derivati

Nei motori diesel derivati la riduzione dell'anidride carbonica nel biogas ha portato ad ottenere un rapporto di equivalenza aria-carburante minore e di conseguenza una qualità della combustione più scarsa che comporta livelli di NOx e polveri minori, e aumenti più o meno rilevanti in quelli di HC, CO e CO₂. Il tutto a beneficio di potenza emessa ed efficienza termica.

Con i motori Otto derivati le prestazioni e le emissioni vengono testate tenendo il rapporto di compressione fisso a 13:1 in quanto si è visto precedentemente che a questo livello si ottengono benefici sulle performance senza penalizzare troppo le emissioni. La quantità di CO₂ nel biogas viene decrementata usando uno scrubber ad acqua ad ossidi di calcio (limewater scrubber): l'ossido di calcio viene prima mischiato con l'acqua per formare l'idrossido di calcio quindi la soluzione va a riempire lo scrubber dove il biogas gorgoglia attraverso. Qui la CO₂ del biogas reagisce con la calce formandosi e genera il carbonato di calcio. Il processo viene quindi ripetuto fino a che il biossido di carbonio non raggiunge i livelli desiderati che per l'appunto sono 41% (normale biogas), 30% e 20%.

9.1 Prestazioni a confronto

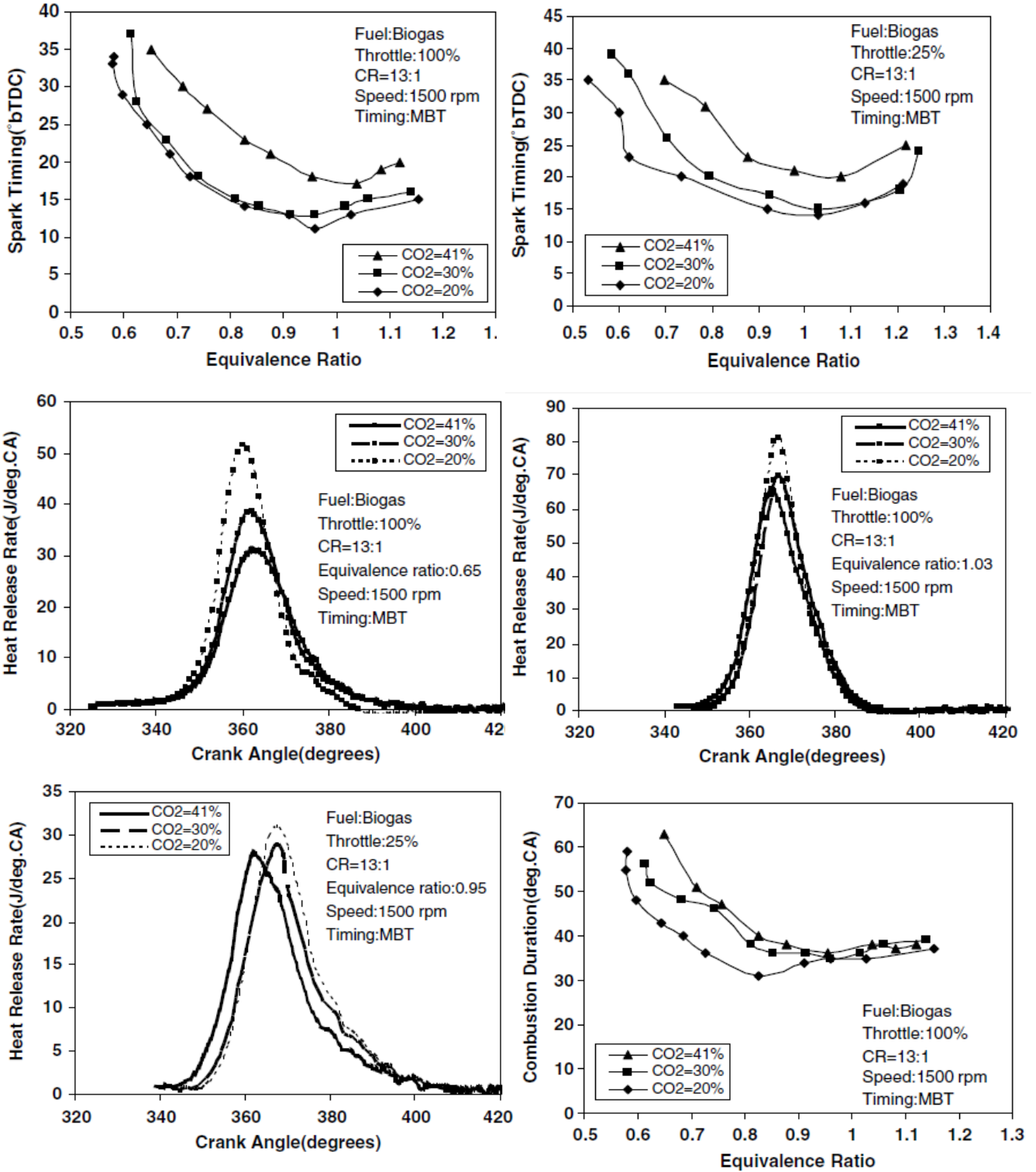
Partendo con lo studiare il processo di combustione, il primo parametro da analizzare è la pressione registrata all'interno del cilindro. Essa ovviamente varia con la posizione dell'albero motore e dipende in parte anche dal carico al quale è sottoposto il motore. Per rapporti di equivalenza più bassi e quindi miscela magra, il picco di pressione si attesta intorno ai 50 bar mentre con miscela più ricca esso sale quasi a 60.



Tuttavia la diminuzione dell'anidride carbonica al 20% porta al livellamento delle prestazioni incrementando significativamente la pressione con rapporto di equivalenza basso e lasciando quasi inalterata quella con rapporto più alto. Questo fatto è dovuto alla combustione più rapida, che si verifica con miscele magre e che aumenta anche efficienza termica e potenza in uscita, e alla fasatura, che viene opportunamente ritardata per evitare velocità di fiamma troppo elevate che comporterebbero problemi di detonazione.

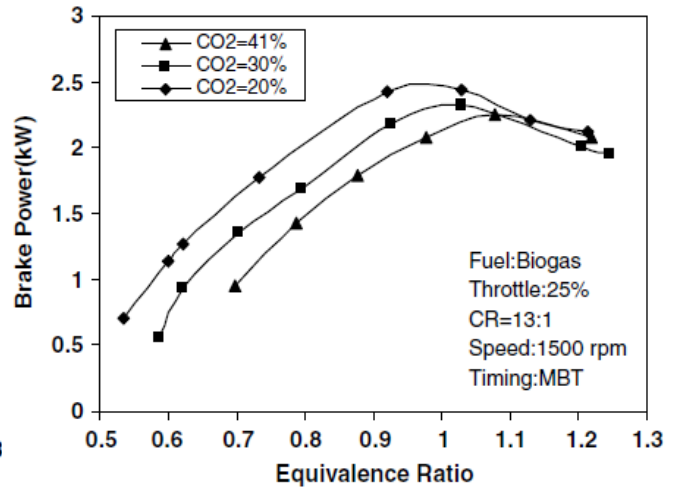
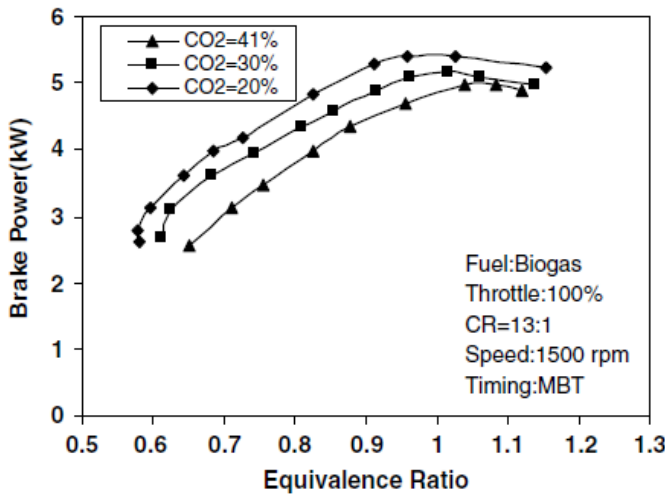
Effetti diversi della concentrazione di CO₂ li si trova analizzando il calore rilasciato. I picchi infatti variano anche qui con il carico motore dato da rapporto di equivalenza e apertura della valvola ma in particolare quest'ultima sembra influenzare l'aumento delle performance con la diminuzione

dell'anidride carbonica. Se si osservano i tre grafici si nota infatti che la differenza tra i picchi dati dal 20% e dal 41% di CO₂ si riduce con la chiusura della valvola al 25%. La maggior quantità di energia rilasciata comunque è data dall'aumento del metano e dell'ossigeno nella miscela che causa velocità di fiamma maggiori. Queste ultime influenzano anche la durata della combustione facendola diminuire.

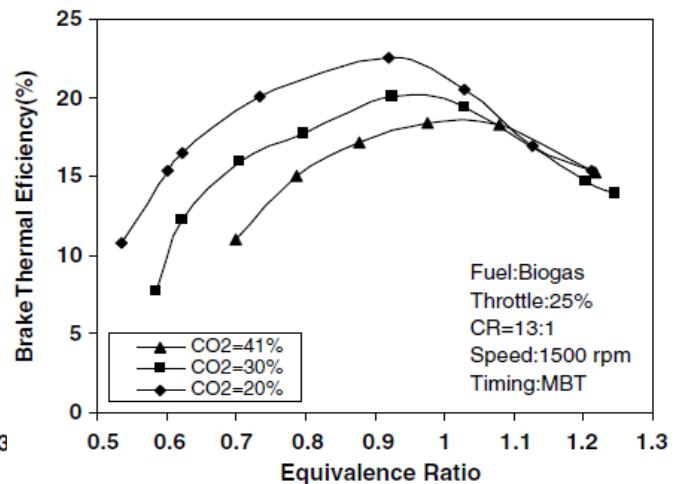
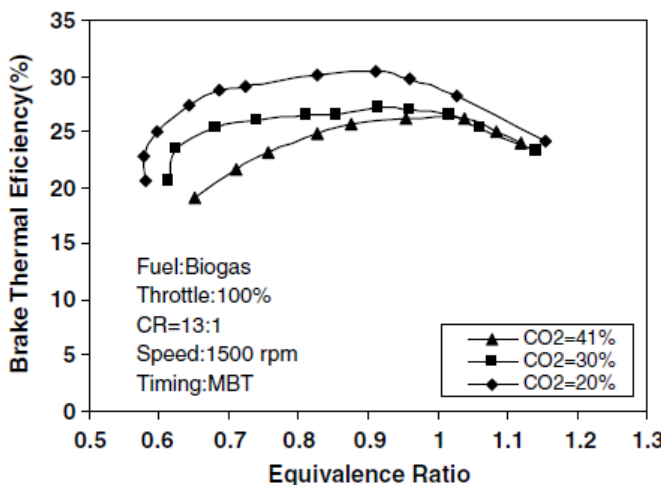


Per i risultati fin qui visti si può già prevedere che la potenza in uscita e l'efficienza termica aumenteranno con la diminuzione della CO₂. A tutti i livelli del rapporto di equivalenza infatti ciò significa maggior quantità di metano che richiama più aria; il tutto si traduce in pressioni e

temperature in camera di combustione più alte. Tenendo il miglior rapporto di equivalenza la potenza sale da 4.7 a 5.4 kW con la riduzione al 20% di biossido di carbonio nel biogas. Ciò causa inoltre l'aumento del limite minimo mantenibile senza incorrere nello spegnimento del motore; dalla parte indicante la miscela ricca invece non si hanno spostamenti del limite probabilmente perchè la combustione incompleta predomina sugli altri fenomeni. L'apertura della valvola di aspirazione qui non sembra avere molta influenza in quanto se la si chiude al 25% i livelli di potenza ovviamente calano ma l'andamento rimane simile.



L'aumento della potenza significa che anche l'efficienza termica trae vantaggio dal calo della CO₂. Con l'operazione di 'limewater scrubbing' il potere calorifico del biogas passa da 16789 KJ/kg a 28249 kJ/kg, vista la maggior quantità di metano a disposizione, e ciò porta l'efficienza termica dal 26,2% al 30,4% con rapporto di equivalenza 0.91. I risultati sono evidenti soprattutto a bassi carichi, quando la velocità di fiamma è più bassa e il processo di combustione avviene in maniera completa. Con valvola al 25% e rapporto di equivalenza incrementato a 0.95, l'abbassamento del livello di CO₂ dal 41 al 20% l'efficienza sale dal 18.4% al 22.5%

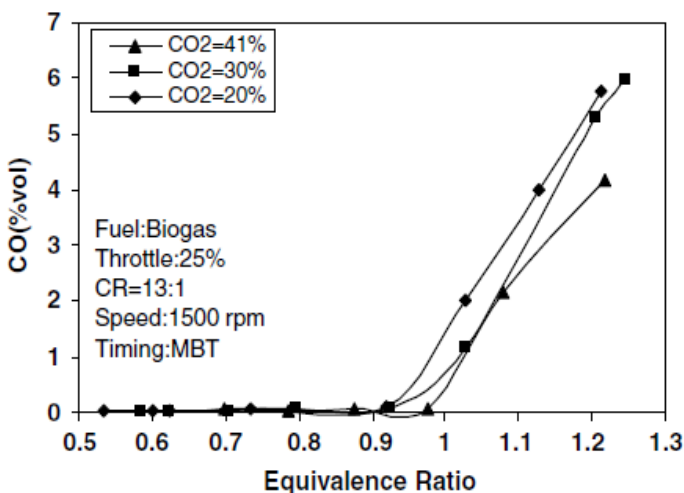
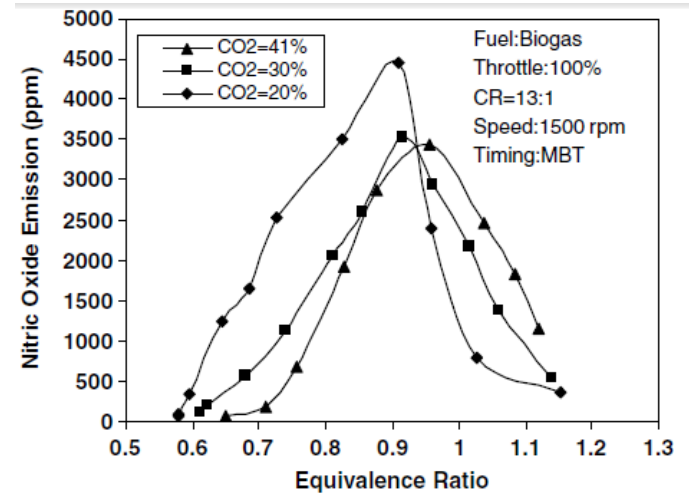
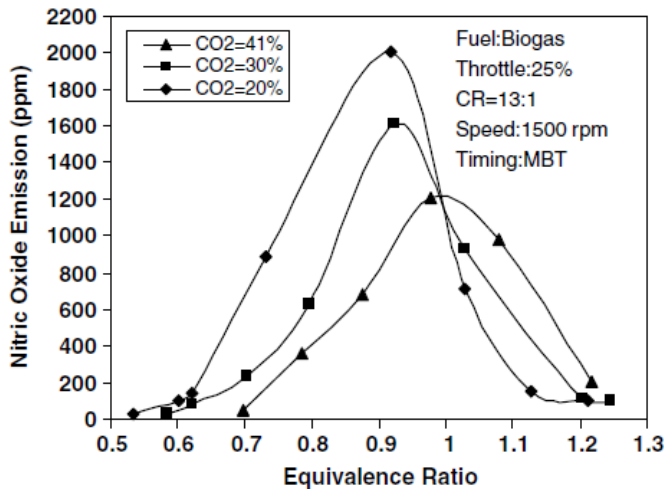
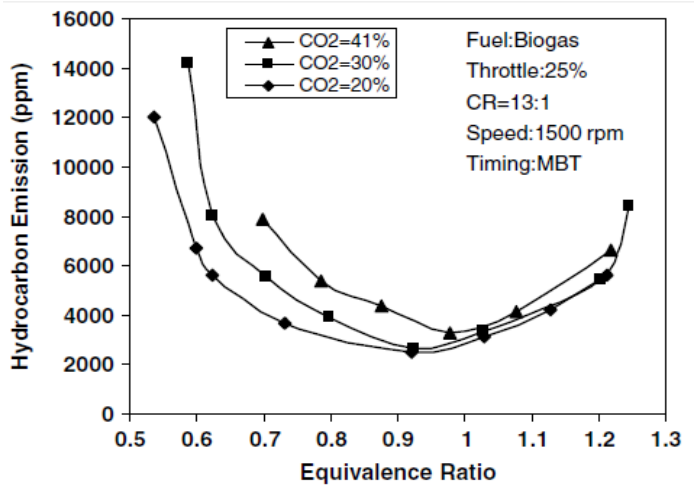
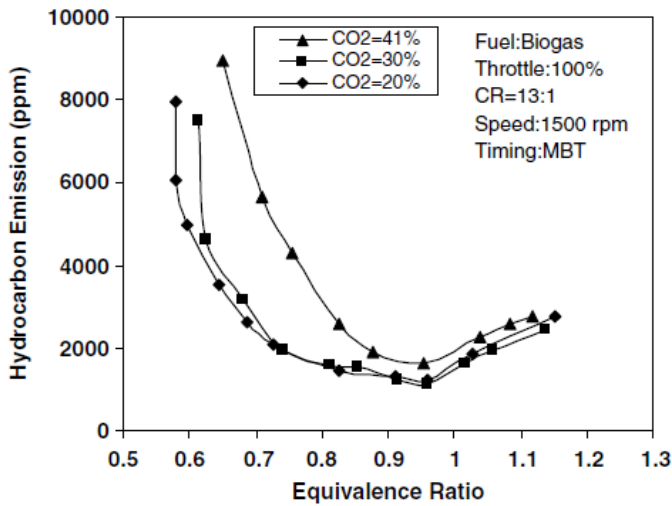


9.2 Emissioni a confronto

L'andamento delle emissioni di idrocarburi incombusti mostra un minimo allo stesso rapporto di equivalenza che rende massima l'efficienza termica per entrambi i livelli di apertura della valvola

provati. La riduzione della concentrazione di CO₂ riduce le emissioni con questo rapporto, ma da seri vantaggi soprattutto con l'utilizzo di miscele più magre. In questa regione le emissioni di HC infatti sono elevatissime, visto l'incompleta combustione data dalla debole velocità di fiamma che si viene a creare, e la sottrazione di anidride carbonica permette di abbassare gli HC di quasi 3 volte.

Al 25 % di apertura della valvola le emissioni sono maggiori vista la minor temperatura e la diluizione della miscela; perciò se l'effetto del maggior metano è costante si avranno maggiori riduzioni in termini di parti per milione. Con il miglior rapporto di equivalenza il livello si abbassa a 2000 ppm; il risultato quindi è 4 volte inferiore.

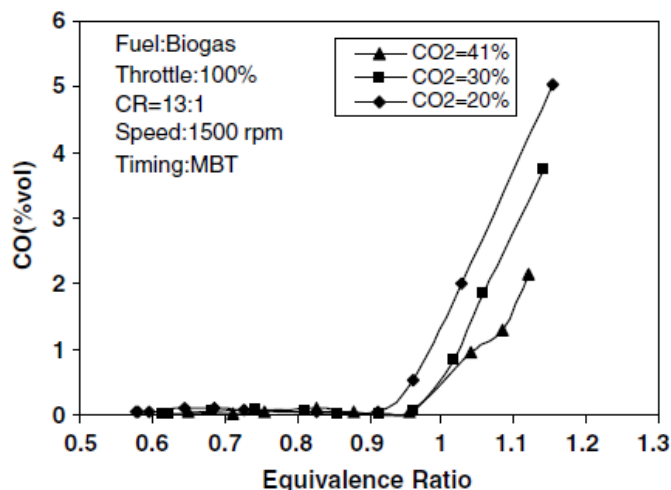


Andamento opposto invece lo si trova con gli NO_x, dove la purificazione del biogas dalla CO₂ porta all'aumento delle emissioni con picco in prossimità del rapporto di equivalenza che massimizza l'efficienza termica e minimizza gli idrocarburi incombusti. La colpa è sempre l'aumento della temperatura che porta alla formazione di più thermal NO_x. A riprova di ciò si può vedere che all'apertura completa della valvola, che genera maggior carico da bruciare, le emissioni sono in quantità maggiore. Il

problema può essere affrontato ritardando il tempo di accensione per limitare la durata della combustione andando però a ridurre l'efficienza termica ed ad incrementare le emissioni di HC.

La CO infine mostra emissioni elevate in entrambi i livelli di apertura della valvola solo per miscele ricche, e la diminuzione della CO₂ nel biogas accentua il problema. La dissociazione del biossido di carbonio in monossido avviene passati i 1000°C e le temperature registrate nella camera di combustione raggiungono i 1425-1450 °C per i differenti livelli di anidride carbonica.

Per questo si registrano emissioni di CO maggiori, perchè una maggior parte di biossido si dissocerà in monossido, e l'avanzamento della fasatura non dà miglioramenti, anzi.



9.3 Conclusioni

L'aumento della concentrazione di metano nel biogas introdotto migliora significativamente le prestazioni e le emissioni di idrocarburi incombusti. A fare le spese sono soprattutto le emissioni di NO_x e in maniera minore quelle di CO. Il limite minimo dove gli HC sono massimi viene esteso e i veri benefici dalla rimozione della CO₂ dal biogas li si ottengono con miscele magre corrispondenti a rapporti di equivalenza compresi tra 0.8 e 0.95. A questi parametri la combustione più completa e rapida massimizza le performance facendo passare l'efficienza termica dal 26.2% ottenuto con il normale biogas, al 27,1% e 30.4% con concentrazioni di CO₂ rispettivamente del 30 e 20%. Allo stesso rapporto di equivalenza le emissioni di HC calano da 1640 ppm a 1230 ppm e 1150 ppm per le due concentrazioni minori. Tuttavia anche qui i miglioramenti sono limitati dal ritardo di fasatura che deve essere introdotto per evitare la detonazione e dai livelli di NO_x che aumentano con la diminuzione della CO₂.

Con la sua concentrazione di anidride carbonica al 30 % gli idrocarburi decrescono già abbastanza, gli NO_x non aumentano troppo e la CO rimane pressochè inalterata. L'efficienza termica tuttavia mostra valori 10% più alti se si passa alla concentrazione del 20 % della CO₂. In problema è che a questo livello le emissioni di NO_x e in parte la CO sono molto più elevati, per questo il 30% di biossido di carbonio sembra essere il miglior compromesso.

10. Effetto della aggiunta di idrogeno

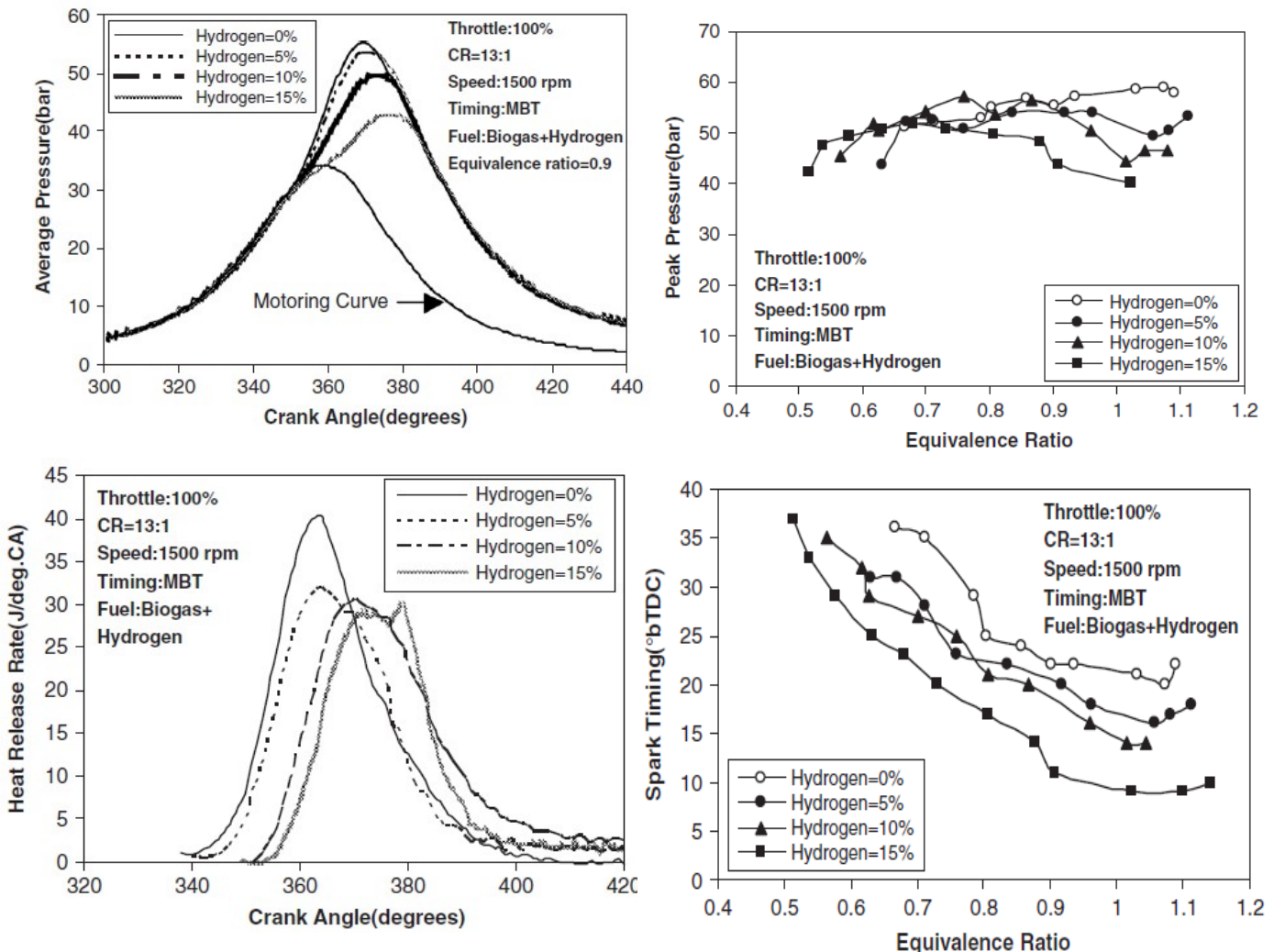
L'idrogeno è una sostanza molto comune nonché un eccellente combustibile. La sua velocità di fiamma infatti è pari a 275 cm/s contro gli appena 25 cm/s del biogas; per questo motivo si è pensato di usarlo per migliorare le performance di combustione nei motori SI a biogas.

L'aggiunta viene effettuata all'interno del carburatore e la miscela di biogas aria e idrogeno che si viene a creare viene introdotta nel cilindro. A causa del limite fisico dei motori Otto, ovvero la detonazione, le aggiunte devono essere limitate e già con il 15% di concentrazione di H_2 il tempo di accensione della scintilla deve essere notevolmente ritardato.

Oltre alla modifica del carburatore e l'aggiunta di tutto il sistema per la regolazione dell'afflusso di idrogeno, l'apparato non deve subire ulteriori aggiustamenti e rapporto di compressione e giri motore mantengono gli stessi valori.

10.1 Prestazioni a confronto

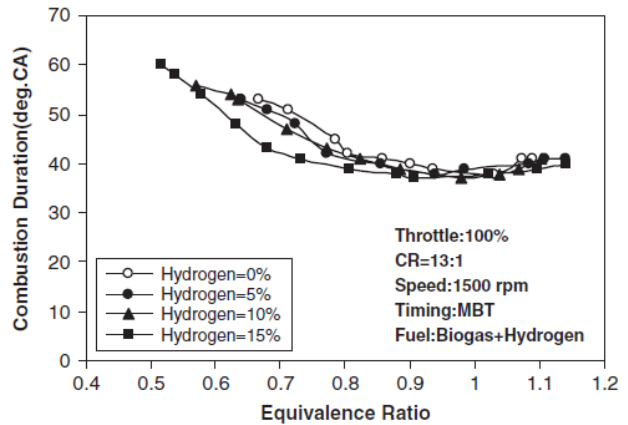
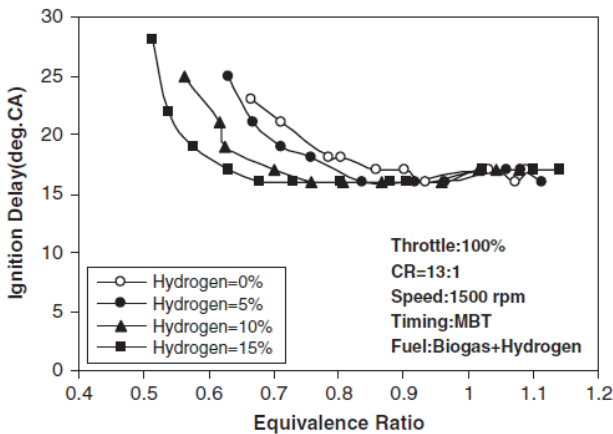
Essendo come si è detto l'idrogeno un eccellente combustibile ci si aspetta di avere importanti miglioramenti sui parametri che rappresentano la qualità della combustione. In realtà l'addizione di questo combustibile comporta alcuni scompensi che per essere tenuti sotto controllo richiedono regolazioni tecniche al fine di evitare la detonazione. In primo luogo la pressione media del ciclo diminuisce con l'aumento della percentuale di idrogeno, visto il ritardo di accensione che ne consegue, e il picco si registra sempre più tardi; ciò fa calare la pressione dell'intero ciclo e riduce le perdite per attrito.



I picchi di pressione sentono l'influenza anche del rapporto di equivalenza il cui variare cambia l'effetto dell'idrogeno nella miscela. Infatti con l'aumento della sua concentrazione il valore della pressione diminuisce significativamente a causa del ritardo di accensione menzionato, specialmente per carichi elevati, ma il limite minimo di equivalenza si estende.

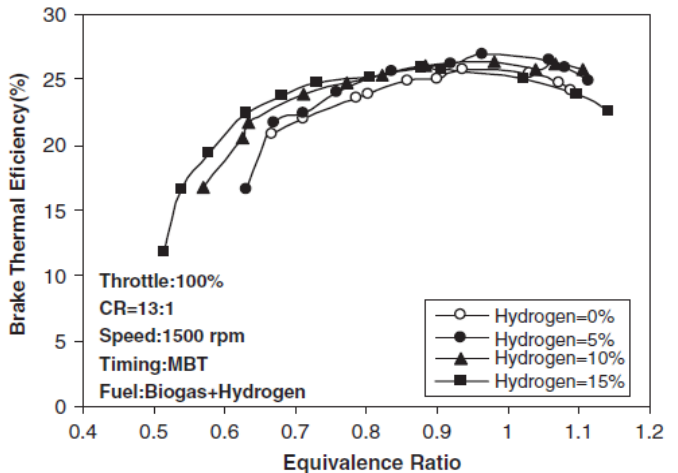
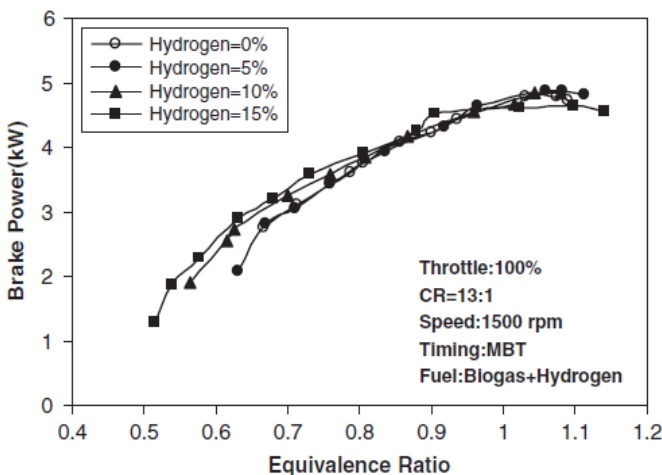
Anche l'MBT varia con il carico e deve essere avanzato nel caso di miscele ricche. Il motivo è l'incremento della velocità di fiamma introdotto dall'idrogeno che amplia il limite di infiammabilità rendendo necessari tempi minori per la coppia massima.

Come la pressione anche il calore rilasciato presenta un calo con la presenza di idrogeno nella miscela. Il ritardo di accensione che occorre per evitare la detonazione fa slittare la combustione dopo il punto morto superiore nella corsa di espansione causando la caduta dei livelli di calore rilasciato. Dove il problema della detonazione non consiste, cioè per miscele magre, l'aggiunta di idrogeno porta invece incrementi di calore.



I grafici soprastanti non fanno altro che confermare le cose dette fino ad ora. Si vede distintamente che il tempo di accensione e la durata della combustione traggono vantaggi dall'idrogeno solo a rapporti di equivalenza bassi, mentre agli alti entrambi i parametri devono essere ritardati per evitare la detonazione, e annullando l'effetto dell'aggiunta di idrogeno.

Tutto questo si traduce in potenza emessa ed efficienza termica che presentano andamenti diversi in base alla percentuale di H₂ introdotta e specialmente ai diversi rapporti di equivalenza. A proposito di quest'ultimi, il limite minimo viene notevolmente ampliato dall'aggiunta del nuovo combustibile vista la sua più alta infiammabilità.



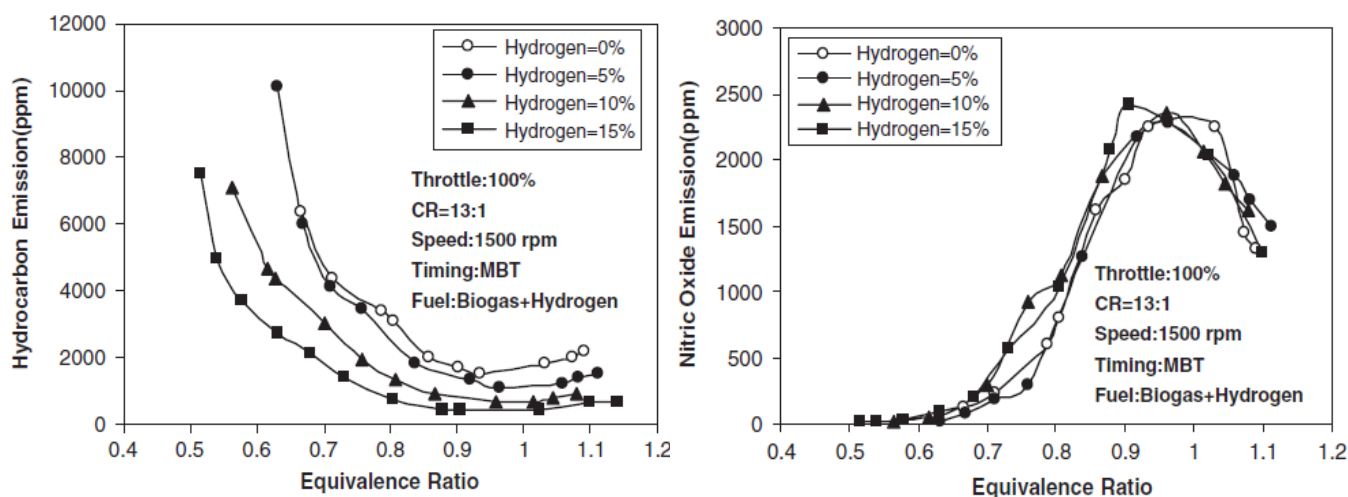
In entrambi i casi la concentrazione di idrogeno più alta non è la miglior scelta. Se i risultati con le miscele magre sono i più soddisfacenti, quando il rapporto di equivalenza passa 1.0 vi è una caduta

che con le concentrazioni minori non si verifica. Il ritardo di accensione che viene introdotto a questi carichi per evitare la detonazione è la causa di questo andamento.

In termini percentuali l'efficienza termica passa dal 22% al 24,7% con rapporto 0,73 e idrogeno al 15%, mentre se il livello cala al 10 % ho un picco del 26,4% a 0.97 di rapporto di equivalenza contro il 25,2% del solo biogas.

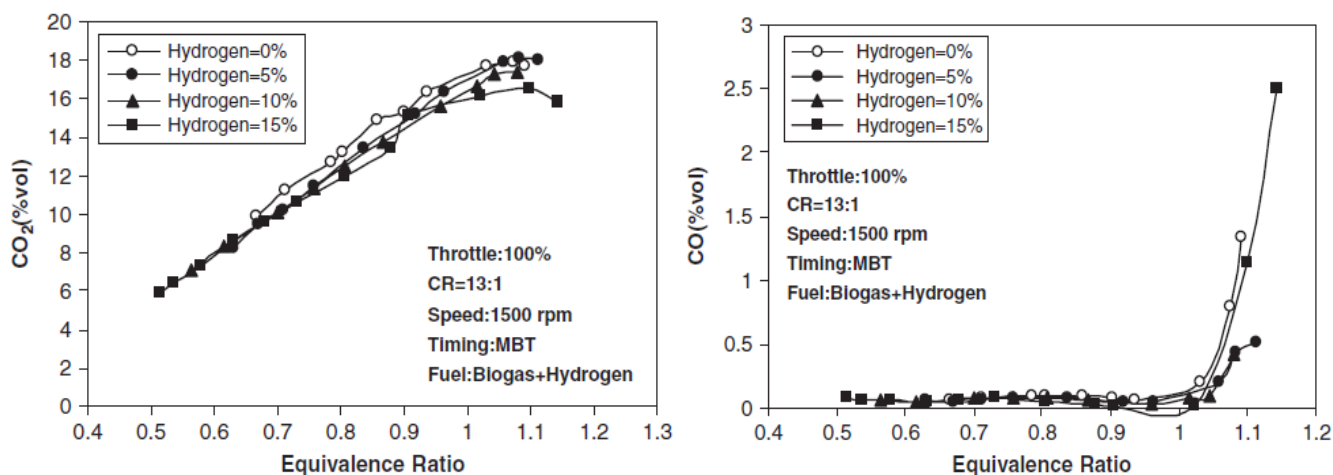
10.2 Emissioni a confronto

L'uso dell'idrogeno miscelato al biogas come combustibile sembra portare i migliori benefici alle emissioni. La massima efficienza termica corrisponde ai minimi livelli di HC, e ai massimi di NOx, il biossido di carbonio presenta sempre andamento lineare con il rapporto di equivalenza e la CO da problemi quando questo supera 1.0. Gli idrocarburi incombusti risultano diminuire con l'H₂ in miscela a tutti i carichi per due motivi fondamentali. Il primo, e il più importante, è la miglior combustione che si ottiene, sia per miscele ricche che per quelle magre; i miglioramenti maggiori li si hanno per queste ultime visto anche che il limite minimo di equivalenza viene ampliato. In secondo luogo anche la ridotta concentrazione di metano all'aspirazione aiuta la diminuzione degli HC seppur in maniera più lieve. Preso il 10% di idrogeno nella miscela, che sembra essere la concentrazione migliore, la riduzione delle emissioni è di circa tre volte al rapporto di equivalenza che comporta massima efficienza.



Per gli ossidi di azoto l'idrogeno non costituisce un grosso intoppo: alza le emissioni con miscela magra, in quanto migliora la combustione, e lascia quasi invariate quelle con miscele più ricche visto il ritardo di accensione che deve essere introdotto abbassa i picchi di pressione e calore rilasciato.

Biossido e monossido di carbonio hanno andamenti profondamente diversi e vengono anche influenzati in maniera diversa dall'H₂. Se per il biossido l'andamento è lineare e incrementa con il rapporto di equivalenza, il monossido presenta un plateau fino a che il rapporto non passa 1. Nel primo l'idrogeno provoca un decremento delle emissioni poiché diluisce la miscela aspirata in CO₂ e metano, nel secondo i livelli precipitano per concentrazioni di H₂ del 5 e 10 % a causa della dissociazione dei prodotti della combustione per l'alta temperatura dei gas.



10.3 Conclusioni

L'idrogeno migliora molto le prestazioni dei motori a biogas andando essenzialmente a velocizzare il processo di combustione. I suoi effetti sono talmente intensi che già per piccole percentuali bisogna utilizzare un ritardo di accensione più elevato per non incorrere nella detonazione.

Il limite minimo di combustione viene ampliato considerevolmente e anche la quantità di combustibile bruciato aumenta ottenendo così una combustione più efficiente già con miscele magre. Di questo fatto risentono le emissioni di idrocarburi incombusti calano anche di tre volte per determinati rapporti di equivalenza. Insieme a loro anche efficienza termica e potenza in uscita dimostrano performance migliori, specialmente quando la concentrazione di idrogeno si attesta sul 15%. Tuttavia questi risultati non permangono anche nella zona rappresentante le miscele più ricche a causa dell'aumento del ritardo di accensione; le diminuzioni degli HC rimane a livelli soddisfacenti mentre efficienza e potenza calano molto arrivando a valori inferiori rispetto a quelli registrati con concentrazioni di H₂ minori. Infine le emissioni di NO_x non mostrano variazioni importanti con l'aggiunta di idrogeno a causa del ritardo di accensione che non fa aumentare significativamente la pressione tenendo basse anche le temperature.

Da queste considerazioni si deduce che a causa della detonazione la percentuale di idrogeno ammessa nella miscela aspirata non può superare il 10%. A questa quantità si ottiene un ampliamento del limite minimo da 0.66 a 0.56, un incremento dal 25.2% al 26.4% dell'efficienza termica al rapporto di equivalenza di 0.97 e la diminuzione da 1530 a 660 ppm degli HC con rapporto di poco inferiore, 0.95.

11. Turbine a gas

L'utilizzo del biogas nelle turbine non ha preso molto piede. Nonostante il biogas abbia potere calorifico minore rispetto al gas naturale, la sua implementazione comporterebbe notevoli incrementi di efficienza. Il fatto è che insieme ad essi si verrebbero a creare altri problemi di tipo strutturale che fanno che i livelli di efficienza raggiunti non si avvicinano a quelli dei motori a combustione interna. Per questo il biogas si usa in micro turbine con sistemi di cogenerazione o in impianti combinati per la produzione di energia elettrica e calore il più delle volte installati nella stesse aziende che producono il biogas.

Gli impianti combinati per la produzione di calore ed energia elettrica hanno schemi meccanici come quelli in figura; sono composti da un compressore e una turbina collegati tra loro. Il primo comprime l'aria e i gas caldi provenienti dal combustore e li manda alla turbina che li espande ottenendo lavoro.

Senza limiti operativi su compressori e turbine, bruciare biogas aumenterebbe la produzione di lavoro da parte di entrambi i tipi di turbine a gas, con o senza recupero di calore, grazie al maggior flusso del biogas. Anche considerando la compressione del fluido, l'output netto è leggermente maggiore che nel caso di turbine a gas naturale. L'efficienza delle turbine a gas inoltre aumenta nel ciclo semplice senza recupero di calore, ma l'efficienza netta diminuisce. Nel ciclo di recupero anche l'efficienza della turbina a gas, senza includere la penalizzazione dovuta alla compressione del fluido è stimata in diminuzione, poichè il contenuto di metano nel biogas si riduce. Il recupero del calore aumenta con il diminuire del contenuto di metano nel fluido di entrambe le turbine a gas.

L'aumento del flusso alla turbina è accompagnato da due problemi nei componenti principali: il differenziale tra il margine di compressione di controllo e il margine di compressione ad un particolare velocità che diminuisce e la temperatura della pala della turbina aumenta. Con il diminuire del contenuto di metano, il problema peggiora. E' stato stimato che in tali condizioni, la durata della pala della turbina cala considerevolmente. Inoltre è stato stimato che la situazione sarebbe ancora più severa nel caso di turbine a ciclo singolo. Considerando il tipo di compressore che è stato adottato, la riduzione del differenziale di compressione potrebbe essere problematica in condizioni di alte temperature. Il problema del surriscaldamento peggiora se la temperatura esterna aumenta.

La temperatura della pala della turbina ed il differenziale di compressione potrebbero essere riportati ai valori di riferimento diminuendo il calore immesso o facendo sfiatare l'aria dal compressore. La prima soluzione è efficace per la temperatura della pala e la seconda per il differenziale di compressione. Tuttavia, l'applicazione di entrambe nella stessa modulazione causa

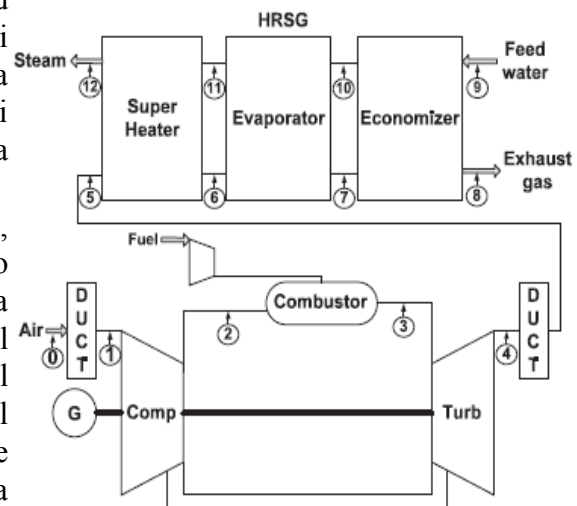


Fig. 1. Layout of the simple cycle gas turbine CHP system.

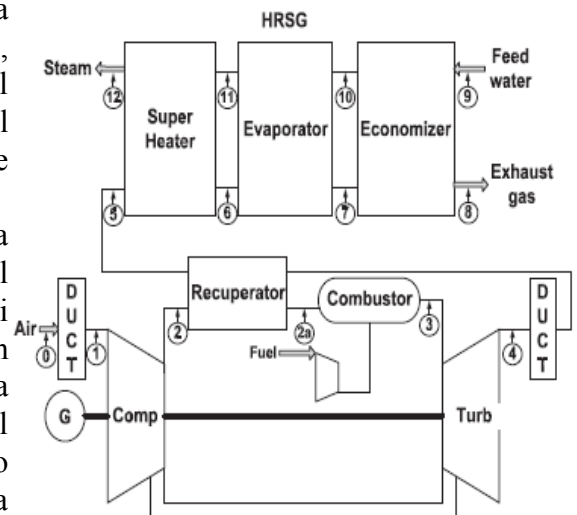


Fig. 2. Layout of the recuperative cycle gas turbine CHP system.

un'eccessiva perdita di efficienza e di potenza. Una combinazione delle due ha minimizzato la perdita di performance. Questi risultati hanno dimostrato con l'introduzione del biogas bisogna tener in considerazione il contenuto di metano (o il valore di surriscaldamento) e le caratteristiche della componentistica di turbina e compressore.

12. Riepilogo e conclusioni finali

In questo lavoro si sono analizzate le prestazioni e le emissioni di motori a biogas ottenuto da digestione anaerobica.

Le tipologie di motori sono due: Diesel derivati e Otto derivati; per entrambe si è visto che gli effetti peculiari dell'aggiunta di biogas sono l'aumento del rapporto di equivalenza carburante -aria e la diminuzione della temperatura all'interno della camera di combustione. Essi causano performance di combustione peggiori a vantaggio delle emissioni di NO_x, CO₂ e per i diesel anche di particolato. Per far sì che questi motori risultino competitivi anche sul campo delle prestazioni si è focalizzata la ricerca tecnologica sul miglioramento della combustione prendendo in considerazione la diminuzione della CO₂ nel biogas, l'arricchimento in O₂ dell'aria aspirata per i Diesel derivati e l'introduzione dell'idrogeno nella miscela negli Otto derivati. I vantaggi ottenuti sono limitati sempre o da altri parametri che risultano troppo elevati, o da problemi tecnici quali la detonazione nei motori Otto. Inoltre le novità introdotte richiedono, per ottenere effettivi miglioramenti, aggiustamenti dei set-up dei motori come il ritardo di accensione o la fasatura.

Quello che si cerca quindi per ogni aggiunta o modifica apportata è un compromesso che soddisfi la richiesta di prestazioni più elevate e quella di emissioni ridotte. Nel caso dei Diesel derivati si sono trovati risultati soddisfacenti con l'aumento della quantità di metano nel biogas fino ad avere nella miscela aspirata una concentrazione del 30%, e con l'aggiunta di ossigeno fino a percentuali comprese tra il 22 e il 25%. Per gli Otto derivati invece la concentrazione ottimale di CO₂ nella miscela risulta del 30% e la quantità di idrogeno che può essere introdotta deve essere limitata in modo che la sua concentrazione non superi il 10%. Qui però i due effetti non possono sicuramente essere combinati in quanto entrambi presi singolarmente portano il motore al limite massimo prima di incorrere nella detonazione. Con i diesel derivati invece si può ipotizzare che la combinazione di biometano e aggiunta di ossigeno possa portare ad ulteriori miglioramenti delle prestazioni senza incrementare troppo le emissioni.

Al giorno d'oggi i motori diesel derivati hanno preso il sopravvento nella ricerca e nell'utilizzo in azienda un po' per quanto appena detto, ma soprattutto perchè essi garantiscono efficienza termica ed emissioni di idrocarburi incombusti che con gli otto derivati non si riesce ad ottenere a causa dei limiti tecnici. In più con l'implementazione del biogas abbatte le emissioni di NO_x e particolato raggiungendo livelli minori di quelli degli Otto. C'è da osservare però che quest'ultimi non necessitano di fluido pilota e quindi potranno funzionare anche quando le riserve di petrolio del nostro pianeta saranno esaurite. In realtà si è affrontato nel terzo e quarto capitolo anche l'utilizzo del biodiesel come fluido pilota. Esso è un carburante di origine puramente vegetale che garantisce prestazioni di combustione migliori a causa della concentrazione di ossigeno contenuta. Il problema dei giorni nostri è che i suoi costi produttivi sono superiori a quelli del comune diesel e quindi la sua produzione se non incentivata da parte dello stato risulta sconveniente. Il fatto che i ricercatori puntino comunque sull'accoppiata biodiesel-biogas è perchè con il processo tecnologico si è convinti di riuscire a ridurre i costi di produzione in parte anche fabbricando il biodiesel in larga scala sebbene ciò comporti la sottrazione di terreno all'agricoltura. Inoltre con il diminuire delle riserve petrolifere il costo del diesel è destinato a salire facendo diventare più conveniente la produzione di biodiesel.

Appare dunque chiaro i motori Diesel derivati sono migliori rispetto agli Otto derivati e hanno più rosee aspettative per il futuro prossimo.

13. Bibliografia

1. Seung Hyun Yoon, Chang Sik Lee, Experimental investigation on the combustion and exhaust emission characteristics of biogas-biodiesel dual-fuel combustion in CI engine . Fuel Processing Technology, pag. 992-1000. 2011.
2. Violeta Makareviciene, Egle Sendzikiene, Saugirdas Pukalskas, Alfredas Rimkus, Ricardas Vegneris. Energy Conversion and Management, pag 224-233. 2013.
3. Karen Cacua, Andre's Amell, Francisco Cadavid, Effects of oxygen enriched air on the operation and performance of a diesel-biogas dual fuel engine. Biomass & Bioenergy, pag 159-167. 2012.
4. E. Porpatham, A. Ramesh, B. Nagalingam, Effect of compression ratio on the performance and combustion of a biogas fuelled spark ignition engine. Fuel, pag. 247-256. 2011.
5. E. Porpatham, A. Ramesh, B. Nagalingam, Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine. Fuel 87, pag. 1651-1659. 2007.
6. E. Porpatham, A. Ramesh, B. Nagalingam, Effect of hydrogen addition on the performance of a biogas fuelled spark ignition engine. Hydrogen Energy 32, pag. 2057-2065. 2006
7. Do Won Kang, Tong Seop Kim, Kwang Beom Hur, Jung Keuk Park, The effect of firing biogas on the performance and operating characteristics of simple and recuperative cycle gas turbine combined heat and power systems. Applied Energy, pag 215-228. 2012.
8. Manuale di Microbiologia.