



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in
Ingegneria Meccanica A.a.

2021/2022

Sessione di Laurea luglio 2022

**Analisi sperimentale della
combustione e delle emissioni
inquinanti in un motore diesel
light duty Euro 6, alimentato con
gasolio convenzionale e HVO**

Relatori:

Prof. Stefano D'Ambrosio

Ing. Andrea Manelli

Ing. Alessandro Mancarella

Candidato:

Silvia Montagna

Ringraziamenti

Ringrazio il prof. D'Ambrosio, Andrea e Alessandro per la disponibilità e l'attenzione con cui mi hanno seguito in questi mesi.

Ringrazio la mia famiglia per l'opportunità e il sostegno che mi ha dato nel seguire questa strada.

Ringrazio i miei amici per avermi accompagnato in questi anni ed essermi stati vicini in ogni momento.

Si ringrazia AVL per l'utilizzo di CAMEO e CONCERTO 5 all'interno del Programma di Collaborazione Universitario.

Abstract

This thesis work is the result of an eight-month experience at the dynamic test bench of the Politecnico di Torino.

The activities undertaken were aimed at investigating the potential benefits of HVO as an alternative fuel to traditional diesel, and which concern both the fact that it is non-fossil fuel, which can be obtained from organic waste material, and its ability to reduce emissions of the main pollutant species, thanks to its chemical properties.

The work is divided into several parts. The first completes a previous comparison between diesel and HVO, performed on five engine operating points, that are representative of the engine's application to a light-duty commercial vehicle along the reference homologation cycle (WLTC).

Preliminary tests were carried out on these points, maintaining the original ECU calibration, and comparing the pollutant emissions. Subsequently, DoE test plans were set up and tested on three of these points through MATLAB's MBC Model toolbox, using the most important ECU calibration parameters as inputs, in order to generate models of the outputs (pollutant emissions, fuel consumption) as functions of the input parameters. The aim was to obtain an optimal calibration for each fuel that minimised one specific output at a time, and to compare the two fuels using these calibrations.

In the second part, the comparison was performed using the original ECU calibration, taken as a reference baseline, on two full load points, with the rotational speed and pedal percentage (100%) set by the testbench control system, leaving torque as a free parameter

Finally, the last part of the activity concerns a comparison between diesel and HVO during PCCI combustion, on a low-load engine

operating point. The aim is to verify whether HVO, thanks to its properties, is able to exploit the potential of this type of low-temperature combustion, while also reducing its disadvantages, i.e. the increase in pollutant species resulting from the incomplete fuel oxidation (unburnt hydrocarbons and carbon monoxide).

Abstract

Questo lavoro di tesi è il risultato di un'esperienza di 8 mesi presso il banco prova dinamico del Politecnico di Torino.

Le diverse attività intraprese hanno avuto lo scopo di indagare i potenziali benefici dell'HVO come combustibile alternativo al gasolio tradizionale, e che riguardano sia il fatto che si tratta di un combustibile di origine non fossile, che può essere ricavato da materiale organico di scarto, sia la sua capacità di ridurre le emissioni delle principali specie di inquinanti, grazie alle sue caratteristiche chimiche.

L'attività svolta si divide in più parti. La prima va a completare un lavoro di confronto tra diesel e HVO precedentemente iniziato, che considera cinque punti di funzionamento sul piano motore, ritenuti rappresentativi delle applicazioni previste per un veicolo light duty sul corrispondente ciclo omologativo (WLTC).

Su questi punti sono stati effettuati dei test preliminari, mantenendo la calibrazione originale della centralina, e confrontando le emissioni. In seguito, si è utilizzata la tecnica del DoE su tre di questi punti, preparando i test tramite l'MBC Model toolbox di MATLAB, per ottenere dei modelli che correlassero i principali parametri di centralina in input agli output ottenuti in termini di emissioni. Lo scopo era ottenere una calibrazione ottimale che minimizzasse uno specifico output per volta, e di effettuare il confronto tra i due combustibili utilizzando queste calibrazioni.

La seconda parte prosegue il confronto utilizzando la calibrazione originaria della centralina, presa come baseline di riferimento, su due punti di full load, in cui sono stati imposti dal sistema di controllo del banco la velocità di rotazione e la percentuale di pedale (100%), lasciando come parametro libero la coppia.

Infine, l'ultima parte dell'attività riguarda un confronto tra diesel e HVO nell'ambito della combustione PCCI, su un punto di funzionamento del motore a basso carico. Lo scopo è verificare se l'HVO, grazie alle sue proprietà, è in grado di sfruttare le potenzialità di questo tipo di combustione a bassa temperatura, riducendone anche gli svantaggi, ovvero l'aumento delle emissioni di specie inquinanti che derivano dalla incompleta ossidazione del combustibile (idrocarburi incombusti e monossido di carbonio).

Indice

1. Setup sperimentale della cella dinamica	20
1.1. Il motore	20
1.2 Freno dinamometrico (AVL APA 100)	22
1.3 Strumentazione del motore	23
1.3.1 Sensori di pressione	23
1.3.2 Amplificatore elettronico	27
1.3.3 Sensori di temperatura	28
1.3.4 Altri sensori.....	30
1.3.5 Schema generale dei sensori.....	35
1.3.5 Sistemi di raffreddamento e attuatori	38
1.3.6 Sistemi di post trattamento	44
1.3.7 Analizzatori di inquinanti	47
2. Software	63
2.2 AVL PUMA	63
2.3 AVL CONCERTO.....	65
2.4 IndiCom	66
2.5 INCA	67
2.6 CAMEO.....	68
3. Combustione nei motori Diesel	69
3.1 Generalità	69
3.2 Processo di combustione	70
3.2.1 Fasi della combustione: analisi dell'HRR	71
3.2.2 Modello di combustione e analisi dello spray	72
4. Emissioni di inquinanti nei motori ad accensione per compressione	77
4.2 Meccanismi di formazione degli ossidi di azoto	79
4.3 Meccanismi di formazione del monossido di carbonio	81
4.4 Meccanismi di formazione degli idrocarburi incombusti	82

4.4.1 HC che si formano durante il ritardo di accensione: overlean mixture e overrich mixture	83
4.4.2 HC che si formano dopo il ritardo di accensione	84
4.5 Meccanismi di formazione del particolato (PM)	87
5. Introduzione all'HVO	92
5.1 Caratteristiche generali dell'HVO in confronto ai FAME	93
5.2 Processo di produzione dell'HVO	96
5.3 Caratteristiche chimiche dell'HVO e influenza sulla combustione	98
5.4 Scenario attuale: diffusione e produzione dell'HVO	100
5.5 Costi	101
5.6 Potenzialità dell'utilizzo di HVO nei veicoli in sostituzione al gasolio tradizionale	102
6. Confronto tra ottimizzazioni diesel-HVO	103
6.1 Introduzione	103
6.2 Prove preliminari	105
6.3 DoE.....	107
6.4 Esecuzione dei test.....	109
6.5 Creazione dei modelli	110
6.5.1 Indicatori statistici e funzioni per la valutazione del modello	110
6.5.2 Generazione delle calibrazioni	115
6.5.3 Valutazione delle calibrazioni	115
6.6. Confronto diesel-HVO tra punti ottimizzati	117
6.6.1 Overview dei risultati ottenuti	117
6.6.2 Distribuzione del PM in numero in massa sui punti ottimizzati minimo NOx	123
6.7 Confronto tra ottimizzazioni diverse	124
6.7.1 Ottimizzazione minimo CO, punto 1250x2	125
6.7.2 Ottimizzazioni minimo bsfc, soot e CN, punto 2000x9	126
6.7.3 Ottimizzazioni minimo bsfc e soot, punto 2250x15	129

6.8 Confronto diesel-HVO a full load.....	131
7. Analisi numerica e sperimentale della combustione PCCI con HVO	134
7.2 Introduzione	134
7.3 Risultati sperimentali	135
8. Conclusioni	163

Elenco delle figure

Figure 1: motore F1A	21
Figure 2: freno dinamometrico AVL APA 100	22
Figure 3: sensore di pressione Kistler 4007C	24
Figure 4: sensore Kistler 409B	25
Figure 5: schema di montaggio del Kistler 409B	25
Figure 6: sensore di pressione piezoelettrico, Kistler 6058°	26
Figure 7: AVL microIFEM	27
Figure 8: schema circuitale di una termocoppia	28
Figure 9: termocoppia di tipo K	29
Figure 10: termistore PT100	29
Figure 11: posizionamento dei sensori per la misura della temperatura del cilindro	30
Figure 12: sonda Lambda UEGO	30
Figure 13: sistema per la misura del segnale in corrente dell'iniettore, Tektronix TCPA300	31
Figure 14: sensore PicoTurn per la velocità del turbo	32
Figure 15: AVL Flowsonix Air	33
Figure 16: AVL Blow-by meter	34
Figure 17: AVL KMA4000	35
Figure 18: schema del motore e dei sensori presenti	36
Figure 19: sistema di raffreddamento motore CoolCo	38
Figure 20: intercooler	39
Figure 21: valvola a tre vie all'aspirazione	42
Figure 22: schema generale dei circuiti di EGR	42
Figure 23: schema che evidenzia il circuito di HP EGR (a sinistra) ed LP EGR (a destra)	43
Figure 24: schema di una turbina a geometria variabile in due condizioni diverse di funzionamento	44
Figure 25: DPF dell'F1A	44
Figure 26: AVL AMA i60 emission bench	48
Figure 27: analizzatore FID	50

Figure 28: analizzatore NDIR	52
Figure 29: analizzatore CLD.....	53
Figure 30: schema di un analizzatore paramagnetico	54
Figure 31: AVL smoke meter 425S, vista esterna ed interna.....	57
Figure 32: AVL particle counter	58
Figure 33: schema del sistema ottico di conteggio del Particle Counter	59
Figure 34: schema di funzionamento dell'ELPI+	60
Figure 35: ELPI+: PC integrato, charger e impattori.....	60
Figure 36: principio di funzionamento degli impattori.....	61
Figure 37: diluitore dell'ELPI+	62
Figure 38: esempio di schermata con la distribuzione del numero di particelle visualizzabile sullo schermo dell'ELPI+	62
Figure 39: AVL PUMA, schermata principale sul primo desktop	64
Figure 40: AVL PUMA, schermata principale sul secondo desktop	65
Figure 41: CONCERTO, esempio di schermata	66
Figure 42: AVL IndiCom, esempio di schermata	67
Figure 43: INCA, schermata principale	68
Figure 44: CAMEO, esempio di schermata	68
Figure 45: schema delle interazioni del getto con le forze aerodinamiche.....	70
Figure 46: andamento della combustione in un motore diesel	71
Figure 47: esempio di motore ad accesso ottico	73
Figure 48: schema della composizione del pennacchio di combustione	73
Figure 49: andamento del rilascio termico rispetto al profilo di alzata dell'iniettore	74
Figure 50: schema delle temperature sul pennacchio di combustione	75
Figure 51: schema della formazione degli inquinanti nel pennacchio di combustione	78

Figure 52: Rappresentazione schematica dei meccanismi di formazione degli HC durante le diverse fasi della combustione	85
Figure 53: composizione del PM in base al carico motore	87
Figure 54: distribuzione bimodale	89
Figure 55: schema del meccanismo di formazione del soot.....	91
<i>Figure 56: schema riassuntivo dei feedstock e dei processi produttivi dei biocombustibili</i>	<i>94</i>
<i>Figure 57: confronto tra le proprietà fisico-chimiche di FAME (RME), HVO e gasolio tradizionale.....</i>	<i>95</i>
<i>Figure 58: schema del processo di produzione di biodiesel e HVO....</i>	<i>96</i>
<i>Figure 59: rappresentazione schematica delle reazioni chimiche principali del processo di produzione dell'HVO.....</i>	<i>97</i>
<i>Figure 60: rappresentazione della struttura chimica dell'HVO durante il suo processo produttivo</i>	<i>98</i>
Figure 61: crescita della capacità produttiva dei biocombustibili, previsioni per il 2022	100
Figure 62: Proprietà di HVO e Diesel EN590.....	104
Figure 63: Punti di funzionamento considerati nell'attività preliminare	104
Figure 64: Rappresentazione schematica dei polinomi del secondo ordine usati per le ottimizzazioni.....	110
Figure 65: procedimento per la valutazione di un modello	112
Figure 66: esempio di applicazione della stepwise regression	114
Figure 67: esempio di trasformazione Box-Cox.....	114
Figure 68: esempio di calibrazione generata da CAGE	115
Figure 69: 1250 x 2, ottimizzazioni minimo NOx	118
Figure 70: 2000 x 9, ottimizzazioni minimo NOx	119
Figure 71: 2250 x 15, ottimizzazioni minimo NOx	119
Figure 72: Lambda sweep sul punto ottimizzato 1250x2	121
Figure 73: Lambda sweep sul punto ottimizzato 2000x9	122
Figure 74: Lambda sweep sul punto ottimizzato 2250x15	122
Figure 75: misura con l'ELPI sul punto 1250x36	123

Figure 76: misura con l'ELPI sul punto 2250x36	124
Figure 77: emissioni inquinanti di diesel e HVO, ottimizzazione min CO, punto 1250x2	125
Figure 78: emissioni inquinanti di diesel e HVO, ottimizzazione min soot, punto 2000x9.....	126
Figure 79: emissioni inquinanti di diesel e HVO, ottimizzazione min bsfc, punto 2000x9	127
Figure 80: emissioni inquinanti di diesel e HVO, ottimizzazione min CN, punto 2000x9	127
Figure 81: emissioni inquinanti di diesel e HVO, ottimizzazione	129
Figure 82: emissioni inquinanti di diesel e HVO, ottimizzazione min soot, punto 2250x15	130
Figure 83 (a) e (b): emissioni inquinanti di diesel e HVO, punti full load a 1500 e 2000 rpm.....	133
Figure 84: segnali dell'iniettore, HRR e tracce di pressione per caso baseline (in blu), caso SOI=6 °CAbTDC (in rosso), e caso SOI=30 °CAbTDC (in nero).....	139
Figure 85: tracce di pressione e HRR per i due tipi di EGR, con SOI=30°CAbTDC, diesel	142
Figure 86: baricentro della combustione (a) e temperatura all'aspirazione (b) rappresentate in funzione delle emissioni specifiche	144
Figure 87: tracce di pressione e HRR per diversi gradi di EGR considerando SOI pari a (a) 6 °CA bTDC, (b) 20 °CA bTDC e (c) 30 °CA bTDC, diesel.....	147
Figure 88: emissioni specifiche di CO (a), HC (b), CO2 (c), consumo di combustibile (d) e CN (e) rappresentate in funzione dei bsNOx, per entrambi tipi di EGR e diversi SOI, diesel	148
Figure 89: tracce di pressione e HRR per i due tipi di EGR, con SOI=30°CAbTDC, HVO	149
Figure 90: tracce di pressione e profili di HRR per diesel (linea nera continua) e HVO (linea blu tratteggiata), con SOI=30°CAbTDC	150

Figure 91: tracce di pressione e HRR per diversi gradi di EGR considerando SOI pari a (a) 6 °CA bTDC, (b) 20 °CA bTDC e (c) 30 °CA bTDC, HVO.....	152
Figure 92: ignition delay per LTHR and HTHR	154
Figure 93: PFP (a), baricentro della combustione (b) e temperatura all'aspirazione (c) rappresentate in funzione delle emissioni specifiche di NOx, per entrambi i combustibili e per diversi SOI, solo con EGR HP	156
Figure 94: emissioni specifiche di CO (a), HC (b), CO2 (c), consumo di combustibile (d) e CN(e), rappresentate in funzione di bsNOx per entrambi i combustibili e per diversi timing di iniezione, con il solo HP EGR.....	158
Figure 95: bsSoot in funzione di bsNOx per entrambi i combustibili e per diversi timing di iniezione, con solo HP EGR.....	160

Elenco delle Tabelle

Table 1: caratteristiche del motore F1A	21
Table 2: specifiche tecniche del freno dinamometrico	22
Table 3: dati del Kistler 4007C.....	24
Table 4: specifiche del Kistler 4007C	25
Table 5: specifiche del Kistler 6058A.....	27
Table 6: specifiche dell'AVL KMA4000.....	35
Table 7: sensori presenti sul motore.....	37
Table 8: tecniche di misura degli analizzatori	48
Table 9: calibrazioni di centralina ottimizzate per minimi NOx, del punto 1250x2	117
Table 10: variazioni percentuali delle emissioni inquinanti dell'HVO rispetto al diesel per i tre punti ottimizzati	118
Table 11: 1250 x 2, calibrazione punto ottimizzato	118
Table 12: 2000 x 9, calibrazione ottimizzazioni minimo NOx	119
Table 13: 2250 x 15, calibrazione ottimizzazioni minimo NOx.....	119
Table 14: calibrazione centralina per diesel e HVO, ottimizzazione min CO, punto 1250x2	125
Table 15: calibrazione centralina per diesel e HVO, ottimizzazione min soot, punto 2000x9.....	126
Table 16: calibrazione centralina per diesel e HVO, ottimizzazione min bsfc, punto 2000x9	127
Table 17: calibrazione centralina per diesel e HVO, ottimizzazione min CN, punto 2000x9	128
Table 18: . calibrazione centralina per diesel e HVO, ottimizzazione min bsfc, punto 2250x15	129
Table 19: calibrazione centralina per diesel e HVO, ottimizzazione min soot, punto 2250x15	130
Table 20: calibrazione centralina per diesel e HVO a full load	131
Table 21: : sintesi delle variabili di centralina considerate durante le prove.....	136

Table 22: calibrazione della centralina per i punti mostrati in figura 84	138
Table 23: calibrazione di centralina per i due punti rappresentati in fig. 85.....	142
Table 24: calibrazione della centralina per il punto rappresentato in figura 90.....	150
Table 25: ignition delays di diesel a HVO a SOI=30°CAbTDC, considerando solo EGR HP	153
Table 26: calibrazione della centralina per il punto rappresentato in figura 90, per entrambi i combustibili	160
Table 27: confronto tra diesel e HVO per il punto indicato nelle figure [93] con il simbolo vuoto	161

Acronimi

bsfc brake specific fuel consumption
CN combustion noise
DoE design of experiment
dof degrees of freedom
DT dwell time
EGR exhaust gas recirculated
FSN filter smoke number
HC unburned hydrocarbons
MFB50 crank angle where the 50% of injected fuel is burned
NO_x ossidi di azoto
NTC negative temperature coefficient
HRR Heat release rate
LTHR Low temperature heat release
HTHR High temperature heat release
PCCI premixed combustion compression ignition
CDC conventional diesel combustion
SCR selective catalytic reduction
HVO hydrotreated vegetable oil
FAME Fatty acid methile esters
SMD sauter mean diameter
PM particulate matter
SOI start of injection
SOC start of combustion
LD light-duty
HD heavy-duty
EGR exhaust gas recirculation
HP EGR high-pressure EGR
LP EGR low-pressure EGR
ATS after-treatment system

1. Setup sperimentale della cella dinamica

Le prove sperimentali descritte in questo lavoro sono state effettuate presso il banco prova dinamico del Politecnico di Torino (ICE Advanced Laboratory). Il banco prova è dotato di un freno dinamometrico in grado di funzionare sia come freno, cioè in grado di riprodurre una coppia resistente, sia come motore elettrico, in grado di trascinare il motore al quale è connesso.

Il vantaggio che si ha dall'utilizzo di tale apparato è la possibilità di effettuare test sperimentali in condizioni dinamiche. Le prove effettuabili in cella dinamica consentono di imporre dei punti operativi al motore, e di misurare le emissioni inquinanti allo scarico. Al fine di monitorare le condizioni operative del motore e di ricavare i dati sperimentali necessari, sono presenti diversi tipi di sensori, tra cui trasduttori di pressione, termocoppie e misuratori di portata.

1.1. Il motore

Il motore su cui sono state effettuate le prove sperimentali è il motore F1A realizzato da FPT Industrial. Si tratta di un motore diesel conforme alla normativa Euro 6, caratterizzato da 4 cilindri in linea, da 2,3 litri. Le caratteristiche principali del motore sono riportate nella tabella sottostante:

Engine parameters	Value
Bore	88 mm
Stroke	94 mm
Connecting rod length	146 mm
Compression ratio	16.3
Displacement	2.3 l
Number of cylinders	4
Emission standard	Euro 6 d final
Max. power	102 kW
Max. torque	400 Nm
Supercharging	Variable Turbine Geometry
Exhaust gas recirculation	LP and HP, water cooled
Exhaust system	DOC, DPF
Fuel injection	Common rail

Table 1: caratteristiche del motore F1A

Il motore è sovralimentato tramite una turbina a geometria variabile (VGT) e l'aria compressa è raffreddata tramite un intercooler costituito da uno scambiatore aria-acqua. È presente un sistema di ricircolo dei gas combusti (EGR) di tipo dual loop, ovvero costituito da HP EGR e LP EGR. Il sistema di ricircolo dei gas combusti include un EGR cooler; è inoltre presente un flap tra aspirazione e scarico che offre la possibilità di incrementare ulteriormente la percentuale di EGR.



Figure 1: motore F1A

1.2 Freno dinamometrico (AVL APA 100)

Il freno dinamometrico è una macchina reversibile in grado di lavorare come motore o come macchina elettrica. Quello presente in laboratorio è un freno AVL APA 100, con un doppio output che consente di collegarlo a due diversi propulsori (ma non contemporaneamente), tramite un giunto che si connette al volano del motore in uso.



Figure 2: freno dinamometrico AVL APA 100

Le caratteristiche principali del freno dinamometrico sono riassunte nella tabella sottostante.

Dati	Valore
Massima velocità di rotazione	12000 rpm
Coppia massima	525 Nm
Potenza massima	200 kW
Massimo momento di inerzia	0.32 kg * m ²

Table 2: specifiche tecniche del freno dinamometrico

1.3 Strumentazione del motore

Il propulsore è controllato da una centralina (ECU) in grado di monitorare e imporre i principali parametri di funzionamento. Oltre ai sensori già presenti, è stato dotato di ulteriori sensori in modo da permettere di rilevare diversi parametri. I principali sensori presenti sono sensori di pressione, di temperature, sensori che rilevano la portata di olio, di gas di scarico, di combustibile e di blow-by.

Prima di descrivere in modo più specifico quali sensori sono installati sul motore, si descriveranno nei paragrafi seguenti le principali tipologie di sensori impiegati e il loro principio di funzionamento.

1.3.1 Sensori di pressione

Sensore di pressione sul collettore di aspirazione

Il sensore, in figura [3], è di tipo piezoresistivo. Si tratta del 4007C prodotto da Kistler. Ha dimensioni ridotte, che ne consentono l'impiego in spazi di montaggio limitati e può essere utilizzato in modo continuo in condizioni di alta temperatura, fino a 200°C.

È basato su un ponte di Wheatstone in grado di generare un segnale elettrico proporzionale alla pressione.

Tale sensore ha il vantaggio di minimizzare l'isteresi e la ripetibilità degli errori. Le piccole dimensioni accoppiate ad una rapida risposta dinamica consentono misure di pressione precise e non replicabili da altri sensori.

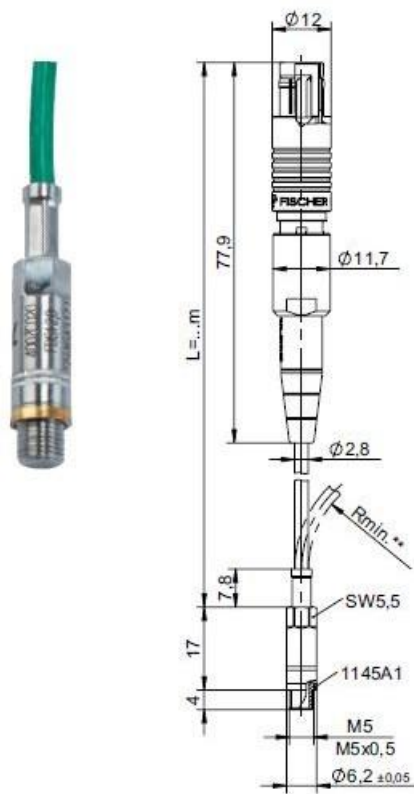


Figure 3: sensore di pressione Kistler 4007C

Characteristics	Valore
Range di misura	0 – 250 bar
Overload	400 bar
Temperature di funzionamento	-40 – 200 °C

Table 3: dati del Kistler 4007C

Sensore di pressione sul collettore di scarico

Al collettore di scarico, data l'elevata temperatura del gas a cui è esposto (500°C), si utilizza un sensore di pressione assoluto, piezoresistivo, raffreddato ad acqua. Questo sensore è prodotto da Kistler e denominato 4049B. Il sensore può essere installato direttamente nella porta di misura con il suo rivestimento che funziona come protezione dal calore.



Figure 4: sensore Kistler 409B

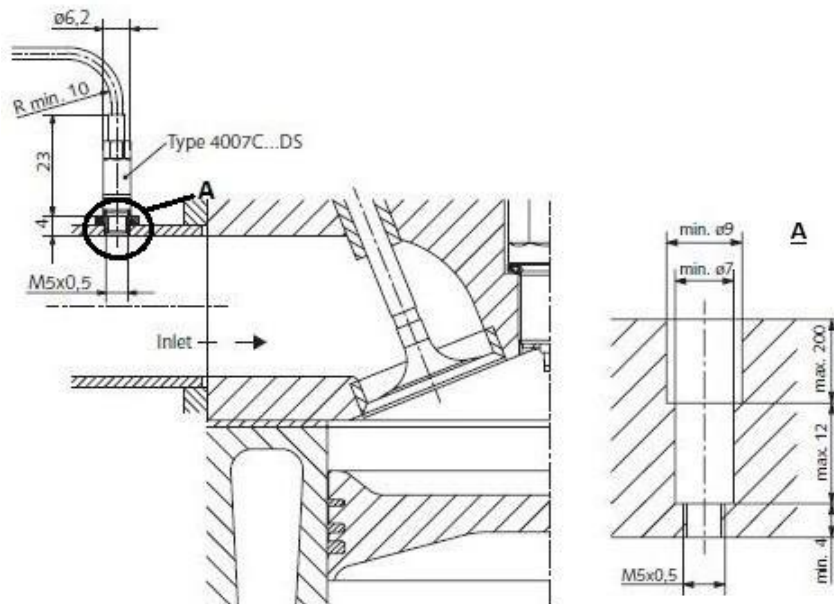


Figure 5: schema di montaggio del Kistler 409B

Caratteristiche	Valore
Range di misura	0 – 10 bar
Overload	25 bar
Temperature di funzionamento	0 – 1100 °C

Table 4: specifiche del Kistler 4007C

Sensore di pressione in camera

In camera di combustione è montato un sensore Kistler 6058°, dotato di un adattatore che ne consente il montaggio al posto della candele di preaccensione, evitando di dover creare appositamente un foro aggiuntivo. Questo è possibile grazie al fatto che, se il motore non deve essere avviato a temperature rigide, si può evitare l'uso di candele. È importante che l'adattatore in cui è montato il sensore abbia un diametro adeguato, per non influenzare i risultati di misura. Inoltre, per evitare errori sulla misura della pressione massima in camera, che potrebbero essere generati da oscillazioni di pressione ad elevata frequenza provocati dall'innesco della combustione, il sensore deve essere montato in profondità all'interno dell'adattatore.



Figure 6: sensore di pressione piezoelettrico, Kistler 6058°

La sensibilità di questo sensore è molto stabile anche al variare della temperatura, e presenta bassi errori dovuti alle variazioni di temperatura.

Caratteristiche	Valore
Range di misura	0 – 250 bar
Overload	300 bar
Temperature di funzionamento	-50 – 400 °C

Table 5: specifiche del Kistler 6058A

1.3.2 Amplificatore elettronico

L'uso dei trasduttori di pressione piezoresistivi si associa all'impiego di un sistema elettronico per poter gestire i diversi segnali provenienti dai sensori. In cella dinamica è si utilizza un amplificatore elettronico del segnale di tipo AVL MicroIFEM. È un amplificatore piezoelettrico a 4 canali, per l'analisi su banco prova motore delle pressioni di combustione con precisione elevata.

Il sistema di acquisizione dei segnali ad alta frequenza è gestito dal software AVL IndiCom, interfacciato ad AVL PUMA, per permettere sia l'analisi in tempo reale dei segnali stessi, che la memorizzazione dei dati. I segnali acquisiti in alta frequenza vengono poi elaborati con specifici codici di calcolo diagnostici. Il segnale di pressione è anche utilizzato per calcolare il rumore di combustione (CN) grazie ad un algoritmo implementato su AVL Indicom.



Figure 7: AVL microIFEM

1.3.3 Sensori di temperatura

Termocoppie

Vengono utilizzate delle termocoppie per l'acquisizione del segnale di temperatura. Tali sensori sono costituiti da due cavi di materiale differente saldati ad una estremità, in modo da formare una giunzione. Si creano quindi due giunzioni: una sulla quale si misura la temperatura; l'altra, a 0°C , oppure ad una temperatura di riferimento. Una variazione di temperatura sulla giunzione di misura genera una tensione, che viene rilevata tramite un voltmetro. Al valore di tensione letto dal voltmetro corrisponde un valore di temperatura secondo la scala dello strumento. In Figura [8] è mostrato uno schema del circuito di una termocoppia.

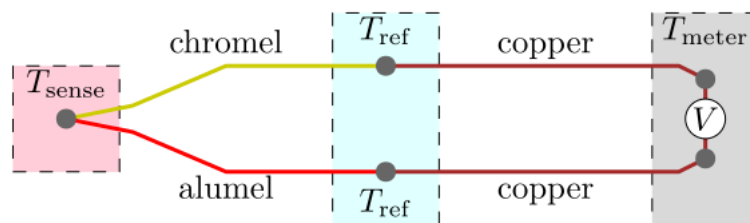


Figure 8: schema circuitale di una termocoppia

Si hanno diversi tipi di termocoppie (J,T,N,E,B,R,S) che differiscono in base al materiale dei conduttori, al range di temperatura misurabile e dunque al campo di impiego.

Solitamente le termocoppie impiegate sono di tipo K, in grado di misurare fino a 1260°C in un ambiente poco o per nulla ossidante. Sono montate in posizione di misura tramite giunti a compressione.

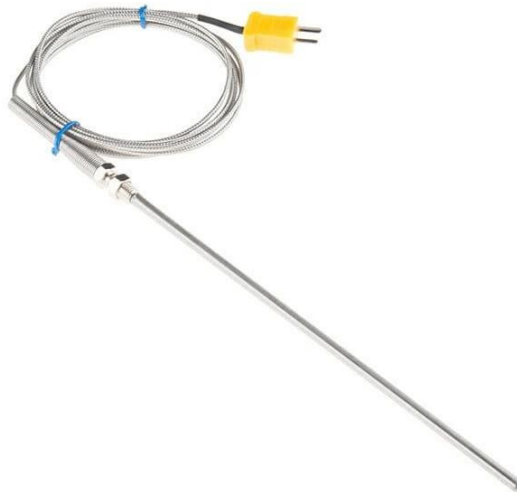


Figure 9: termocoppia di tipo K

Termistori

Questa tipologia di sensori è basata su materiali semiconduttori, la cui resistività è inversamente proporzionale alla temperatura. La resistività viene misurata attraverso un ponte di Wheatstone, e viene tradotta in un valore di temperatura. Nel caso in esame, sono stati utilizzati dei termistori di tipo PT100 per monitorare la temperatura di motore, EGR e acqua di raffreddamento.

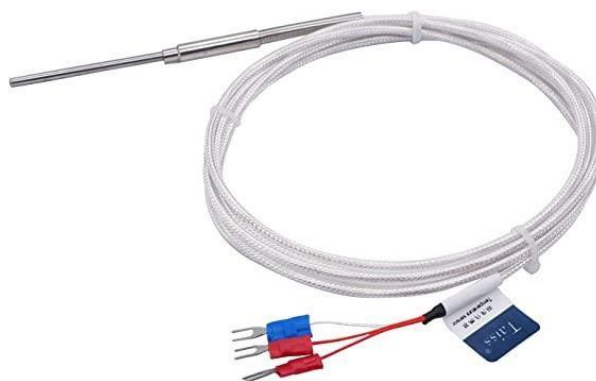


Figure 10: termistore PT100

Un esempio di applicazione è quello rappresentato dalle termocoppie che monitorano la temperatura sulla testa del cilindro, in tre diversi punti.

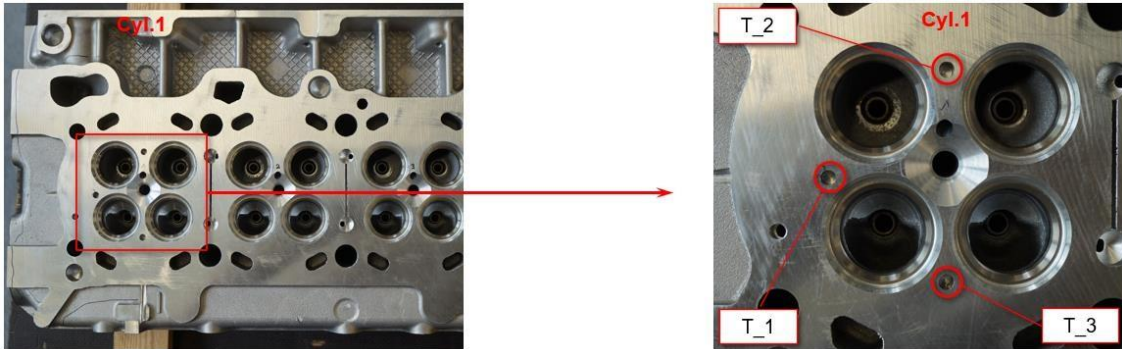


Figure 11: posizionamento dei sensori per la misura della temperatura del cilindro

1.3.4 Altri sensori

Sonda lambda

Il condotto di scarico è equipaggiato con una sonda lambda UEGO, per misurare la concentrazione di ossigeno.



Figure 12: sonda Lambda UEGO

Oltre alla sonda lambda nel condotto di scarico, sono presenti anche delle sonde lambda nel condotto di aspirazione e dopo l'intercooler.

Pinza amperometrica

Per misurare il segnale di corrente che corrisponde all'apertura degli iniettori, viene utilizzato il sistema Tektronix TCPA300. Questo sistema si compone di un amplificatore e di una sonda di misura in corrente. Tramite il software IndiCom è possibile vedere a schermo il segnale rilevato dalla pinza.



Figure 13: sistema per la misura del segnale in corrente dell'iniettore, Tektronix TCPA300

Sensore di velocità del turbocompressore

Come descritto precedentemente, il motore presenta un gruppo di sovralimentazione a geometria variabile, in cui l'angolo di calettamento delle pale nel distributore della turbina è controllato dalla ECU. Un sensore denominato Pico-Turn monitora la velocità di rotazione del gruppo, cosa che serve a conoscere il livello di boost con cui lavora il motore..



Figure 14: sensore PicoTurn per la velocità del turbo

Encoder

È presente un encoder, che rileva la posizione angolare dell'albero a gomiti e la sua velocità di rotazione. Questo encoder è montato su un supporto esterno al blocco motore.

Misuratore portata aspirata

La portata di aria aspirata è misurata da un flussimetro. Questo strumento invia l'informazione sulla portata aspirata all'ECU, che a sua volta manda un segnale al sistema di iniezione, in modo da adeguare i parametri alla effettiva quantità di aria aspirata (naturalmente questa è la logica di controllo presente nella centralina, che non sussiste quando si impongono a banco le quantità iniettate). Il sensore utilizzato è quello a filo caldo, che impiega una membrana che deve essere mantenuta a 120°C. L'aria aspirata ha un effetto di raffreddamento sulla membrana, perciò in base alla corrente che è necessario assorbire per mantenere stabile la temperatura della membrana, è possibile determinare la portata aspirata. Il sensore misura la portata in massa, quindi la misura non è condizionata da cambiamenti di temperatura e pressione.



Figure 15: AVL Flowsonix Air

Misuratore portata di blow-by

La portata di blow-by è quella portata di gas combusti che va dalla camera di combustione al carter, e che deriva dalle fughe attraverso gli anelli di tenuta e gli interstizi tra pistone e cilindro. I gas presenti nel carter possono diluire l'olio lubrificante, e questo può avere conseguenze negative sulla durata dei componenti. Dato che non sarebbe accettabile emettere i gas combusti dovuti alle fughe direttamente nell'ambiente, questi vengono riaspirati in modo da essere reintrodotti nei cilindri. Prima di fare questo, passano attraverso dei separatori, che li depurano dall'olio lubrificante con cui potrebbero essersi miscelati.

Per misurare la portata di questi gas si utilizza l'AVL blow-by meter, basato sull'effetto Venturi, per cui facendo passare i gas attraverso un tubicino di misura si ottiene il valore della differenza di pressione e, conseguentemente, della portata.



Figure 16: AVL Blow-by meter

Misuratore portata di combustibile

La portata di combustibile viene misurata attraverso un sistema di misura denominato AVL KMA 4000. Il combustibile è aspirato da un serbatoio tramite una pompa quando sul software PUMA si imposta la modalità "Manual". Il combustibile prelevato viene fatto transitare attraverso un sistema che rileva l'eventuale presenza di bolle, la segnala e richiede all'operatore l'intervento sul pulsante che aziona la rimozione delle bolle. Successivamente, il combustibile passa attraverso uno scambiatore di calore, un misuratore di densità e un misuratore per la portata volumetrica. Queste due misure consentono di ricavare poi la portata in massa del combustibile.

In uscita dal misuratore di portata, una seconda pompa invia il combustibile al sistema di iniezione del motore.

Caratteristiche	Valore
Range di misura della portata	0.02 – 380 kg/h
Range di misura della densità	0.5 – 2.0 g/cm ³
Errore di misura sulla portata in volume	± 0.1 %
Errore di misura sulla densità	± 0.03 %

Errore di misura sulla portata in massa

$\pm 0.1 \%$

Table 6: specifiche dell'AVL KMA4000



Figure 17: AVL KMA4000

1.3.5 Schema generale dei sensori

I sensori presenti sono distinguibili tra quelli montati direttamente sul motore e quelli installati in cella dinamica connessi con il sistema Puma di AVL. Per ogni sensore è stato assegnato un normname riconosciuto da PUMA. Si riporta di seguito uno schema del posizionamento dei sensori e dei misuratori di portata e la relativa tabella con i rispettivi normnames e la descrizione dei dispositivi stessi.

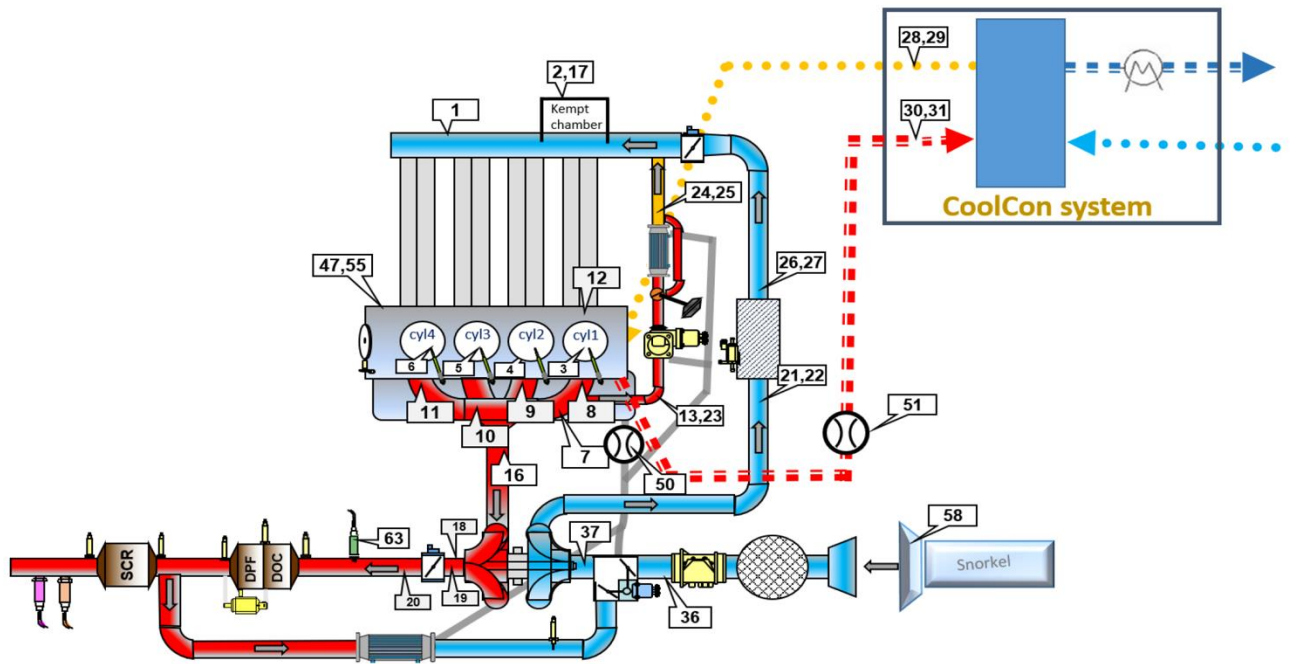


Figure 18: schema del motore e dei sensori presenti

FPT name	PoliTo name	pos.	Sensor type	Measure range	Accuracy	Description
0021 p intake manif.	PMAN1	1	Kistler 4007C005FDS1 – 2.0	0 – 5 [bar] A	≤1% FS	Intake manifold HF pressure Indicom channel 5
	p_MAP	2	Druck PTX 611 PN PTX Ex-0129	-1 – 4 [bar] G 4 – 20 [mA]	±0.08% FS	Intake manifold LF pressure PUMA from FEM 6x1
	PCYL1	3	Kistler 6058A42 SN 4547359	0 - 250 [bar] G	≤0.3% FS	Cylinder 1 pressure Indicom channel 1
	PCYL2	4	Kistler 6058A42 SN 4547360	0 - 250 [bar] G	≤0.3% FS	Cylinder 2 pressure Indicom channel 2
	PCYL3	5	Kistler 6058A42 SN 4547361	0 - 250 [bar] G	≤0.3% FS	Cylinder 3 pressure Indicom channel 3
	PCYL4	6	Kistler 6058A42 SN 4547362	0 - 250 [bar] G	≤0.3% FS	Cylinder 4 pressure Indicom channel 4
	PEXH1	7	Kistler 4049B10DS1 – 2.0 SN 4676631	0 – 10 [bar] A	≤0.3% FS	Exhaust manifold HF pressure Indicom channel 6
	T_ExRun1	8	Thermocouple type K Φ3	0 / 1100 °C	Classe 1 ±0.004 x t	Cylinder 1 exhaust temperature PUMA from FEM 10x5
	T_EXRun2	9	Thermocouple type K Φ3	0 / 1100 °C	Classe 1 ±0.004 x t	Cylinder 2 exhaust temperature PUMA from FEM 10x6
	T_ExbTC	10	Thermocouple type K Φ3	0 / 1100 °C	Classe 1 ±0.004 x t	Cylinder 3 exhaust temperature and before turbine PUMA from FEM 10x6
	T_ExRun4	11	Thermocouple type K Φ3	0 / 1100 °C	Classe 1 ±0.004 x t	Cylinder 4 exhaust temperature PUMA from FEM 10x8
T_Run1	12	Thermocouple type T Φ3	-185 /+300 °C	Classe 1 ± 0.5 °C	Cylinder 1 intake temperature and intake manifold temperature PUMA from FEM 10x1	

0023 p a engine	p_ExpTC	16	Druck PTX611 PN PTX Ex-0129	0 - 5 [bar] G 4 - 20 [mA]	±0.08% FS	Exhaust pressure before TC	PUMA from FEM 6x15
Intake emissions		17				Sampling point for intake gas	PUMA from AMA
0025 p a turbine	p_ExaTC (p sensor M)	18	Druck UNIK 5000 PN X5072-TB-A1-CA-H1-PA SN 3839371	-1 - 1,6 [bar] G 4 - 20 [mA]	±0.2% FS	Exhaust pressure after turbine	PUMA from FEM 6x16
0026 T a turbine	T_ExaTC	19	Thermocouple type K Φ3	0 / 1100 °C	Classe 1 ±0.004 x t	Exhaust temperature after turbine	PUMA from FEM 10x12
Engine Out Emissions		20				Sampling point for exh. emissions	PUMA from AMA
0028 p b intercooler	p_AbIC (p2 (Abs))	21	MEAS U5200 PN U5341-000002-005BA	0 - 5 [bar] A 1 - 5 [V]	±0.1% FS	Air pressure before intercooler	PUMA from FEM 6x2
0029 T b intercooler	T_AbIC	22	PT100	-50 / +500 °C		Air temperature before intercooler	PUMA from FEM 6x9
	T_ExhSy1	23	Thermocouple type K Φ3	0 / 1100 °C	Classe 1 ±0.004 x t	Exh. Temperature downstream EGR vlv	PUMA from FEM 10x9
	p_ExhSy1	13	Druck UNIK 5000 PN X5072-TB-A1-CA-H1-PA SN 3889646	0 - 6 [bar] G 4 - 20 [mA]	±0.2% FS	Exhaust p downstream EGR vlv	PUMA from FEM 7x15
0364 T a EGRcooler	T_ExhSy2	24	Thermocouple type K Φ3	0 / 1100 °C	Classe 1 ±0.004 x t	Exhaust T downstream EGR cooler	PUMA from FEM 10x10
0363 p a EGRcooler	p_ExhSy2	25	DSPM Industrie M210B-4B-G1/4-4-D2-P1-0.25%- S	0 - 4 [bar] G 4 - 20 [mA]	±0.25% FS	Exhaust p downstream EGR cooler	PUMA from FEM 6x14
0677 p a IC	p_AalC (p3 (Abs))	26	MEAS U5200 PN U5341-000002-005BA	0 - 5 [bar] A 1 - 5 [V]	±0.1% FS	Air pressure after intercooler	PUMA from FEM 6x3
0678 T a IC	T_AalC	27	PT100	-50 / +500 °C		Air temperature after intercooler	PUMA from FEM 6x10
0211 p H2O b pump	p_CWCin (p76 (Abs))	28	MEAS U5200 PN U5341-000002-005BA SN 8-062507F027	0 - 5 [bar] A 1 - 5 [V]	±0.1% FS	Coolant pressure engine-in	PUMA from FEM 6x4
0012 T H2O b pump pri	T_CWCin	29	PT100	-50 / +500 °C		Coolant temperature engine-in	PUMA from FEM 6x11
0213 p H2O a eng	p_CWCout (p17 (Abs))	30	MEAS U5200 PN U5341-000002-005BA SN 8-010911F078	0 - 5 [bar] A 1 - 5 [V]	±0.1% FS	Coolant pressure engine-out	PUMA from FEM 6x5
0013 T H2O a eng pri	T_CWCout	31	PT100	-50 / +500 °C		Coolant temperature engine-out	PUMA from FEM 6x12
0016 p b AFM	p_AbTC1 (p sensor P)	36	Druck UNIK 5000 PN X5072-TB-A1-CA-H1-PA SN 3803645	-1 - 1,6 [bar] G 4 - 20 [mA]	±0.2% FS	Air pressure before TC	PUMA from FEM 7x3
0020 T b compr	T_AbTC1	37	Thermocouple type T Φ3	-185 / +300 °C	Classe 1 ± 0.5 °C	Air temperature before TC	PUMA from FEM 10x15
0037 p baro	p_Cabin	41	p_BARO	0,8 - 1,2 [bar] A 4 - 20 [mA]		Test cell ambient pressure	PUMA from Testbed FEM 7x4
	T_Cabin	42		0 / 50 °C 0 - 10 [V]		Test cell ambient temperature	PUMA from Testbed FEM 7x7
0014 p crank case	p_CcBbY1	43	Druck UNIK 5000 PTX PN X5072-TB-A1-CA-H1-PA SN 3843323	0 - 5 [bar] A	±0.2% FS	Crankcase pressure	PUMA from FEM 6x13
	p_FuSup (p18 (Abs))	44	Druck UNIK 5000 PTX PN PTX5012 SN 3931545	0 - 10 [bar] G 4 - 20 [mA]	±0.2% FS	Fuel supply pressure	PUMA from FEM 6x6
0417 p fuel retn tank	p_FuRet (p19 (Abs))	45	MEAS U5200 PN U5341-000002-005BA	0 - 5 [bar] A 1 - 5 [V]	±0.1% FS	Fuel backflow pressure	PUMA from FEM 6x7
	INJ1	46	Tecktronix TCP305+TCA		±1%	Injector current signal	IndiCom channel 7
0010 T oil	T_OilGal	47	Thermocouple type K Φ3	0 / 1100 °C	Classe 1 ±0.004 x t	Oil temperature at oil gallery	PUMA from FEM 7x16
0066 qv blowby@40C	sBLBY	48	FEV BMR 75 0-10V			Volumetric flow rate through the blowby	PUMA from FEM 7x12
0367 qv H2O EGRcooler	FlowCegr	50	Yokogawa AXF Φ32 SN S5R305311	0-2500 [l/h] 4-20 [mA]	±0.35%	EGR coolant flow rate (HP + LP) + EGR valve cooling	PUMA from FEM 7x9
0057 qv H2O eng pri	FlowCW	51	Yokogawa AXF Φ15 SN D1R301241	0-12000 [l/h] 4-20 [mA]	±0.35%	Coolant flow rate	PUMA from FEM 7x8
	N_ENGINE	52	DA VERIFICARE			Engine angular velocity from encoder	Indicom
0009 p oil	p_oilGal (P sensor Q)	55	Druck UNIK 5000 PTX PN X5072-TB-A1-CA-H1-PA SN 3978037	0-10 [bar] G 4 - 20 [mA]	±0.2% FS	Oil pressure at oil gallery	PUMA from FEM 6x8
0225 T H dry	T_AirSno	58	PT100	0-50 °C 0 - 10 [V]	Da modulo di conversione	Air temperature at the snorkle outlet	PUMA from FEM 7x13
	TExKist	62				Exh. Temperature kist sensor	PUMA from FEM 10x11
	ES636_Lambda	63				Lambda sensor to ES636	ES636 Channel 1

Table 7: sensori presenti sul motore

1.3.5 Sistemi di raffreddamento e attuatori

Sistema CoolCon motore

Il motore è installato al banco senza il gruppo di raffreddamento che sarebbe normalmente presente su vettura, di conseguenza il raffreddamento è ottenuto attraverso un sistema esterno a cui esso è collegato. Questo sistema di raffreddamento è composto da un riscaldatore, da uno scambiatore di calore, da una pompa di ricircolo e da un termostato. A differenza dello scambiatore normalmente presente su un autoveicolo, che è di tipo aria-liquido, quello utilizzato in questo caso è uno scambiatore acqua-acqua, in cui il lato freddo è costituito dall'acqua proveniente dall'acquedotto.

Il liquido refrigerante in uscita dal motore entra all'interno del riscaldatore in cui viene incrementata la sua temperatura fino ad una soglia stabilita.

Successivamente viene fatto transitare all'interno dello scambiatore di calore: attraverso una elettrovalvola si regola la portata dell'acqua refrigerante necessaria per portare la temperatura del fluido al valore desiderato prima di reintrodurlo nel suo circuito all'interno del motore.



Figure 19: sistema di raffreddamento motore CoolCo

Intercooler

Il propulsore è sovralimentato tramite un turbocompressore centrifugo con turbina a geometria variabile. Dato che la compressione dell'aria in aspirazione produce un aumento di temperatura, e quindi una conseguente diminuzione di densità, si utilizza un intercooler che abbassa la temperatura dell'aria dopo la compressione. Nel caso specifico, lo scambiatore utilizzato (intercooler) è di tipo aria/acqua, e la portata di acqua necessaria a mantenere la temperatura a un valore obiettivo è controllata da un PID che agisce su un'elettrovalvola.



Figure 20: intercooler

Sistema di ricircolo dei gas combusti (EGR)

Le emissioni di NO_x sono fortemente legate alla temperatura raggiunta nei cilindri durante la combustione e alla disponibilità di ossigeno. Per questo motivo, una strategia efficace nel ridurre questo tipo di emissioni consiste nell'utilizzare l'EGR, un sistema che ricircola gas combusti all'interno del cilindro. Gli effetti di questa strategia sono dati da più aspetti:

- Effetto termico: i gas riciccolati contengono CO₂ e acqua, che hanno una capacità termica più elevata rispetto a ossigeno e azoto (che invece sono le specie prevalenti quando non si ha ricircolo di gas combusti). L'EGR conferisce quindi questa maggiore capacità termica alla carica presente nel cilindro, riducendo la temperatura a fine combustione e migliorando il controllo della formazione di NO_x
- Effetto di diluizione: introdurre gas combusti nel cilindro peggiora l'efficienza della combustione, quindi per ottenere la stessa pme occorre iniettare una maggiore quantità di combustibile. Di conseguenza, avendo nel cilindro meno ossigeno e più combustibile, il rapporto in massa tra queste due quantità nella zona in cui avviene la combustione si riduce, abbassando quindi la temperatura di fiamma e riducendo la formazione degli NO_x

Il motore F1A è dotato di due circuiti di EGR, HP (high pressure) e LP (low pressure) che possono essere usati creando un blend. Il circuito LP non era presente in origine, ed è stato aggiunto in seguito.

Il circuito HP preleva i gas di scarico direttamente dal collettore, portandoli all'aspirazione dopo che sono passati attraverso l'apposito cooler. L'apporto di HP EGR è controllato da una valvola che fornisce un feedback sulla posizione. Lo svantaggio derivante dall'uso di questo circuito di EGR sta nel fatto che i gas sono prelevati a monte della turbina, che di conseguenza genera meno coppia, riducendo la pressione di boost. Questo può portare ad avere meno massa aspirata nel cilindro, creando miscele più ricche e aumentando la formazione del soot, oltre che una minore disponibilità di ossigeno, cosa che può impedire una adeguata ossidazione delle specie come HC e CO. Inoltre, i gas di scarico provenienti da questo percorso danno luogo a

sporcamiento del cooler dedicato, a causa della condensazione degli HC più pesanti che contengono, e che tendono a depositarsi sulle pareti del cooler.

Il circuito LP invece preleva i gas di scarico all'uscita del DOC, portandoli prima ad attraversare un cooler e poi all'ingresso del compressore. L'apporto di LP EGR è regolato dall'attuatore e dal sistema di controllo dell'exhaust flap. A differenza di quanto avviene nel caso dell'HP EGR, questi gas ricircolati sono molto più "puliti", e non presentano il problema di sporcamiento del cooler. Inoltre, i gas provenienti dal circuito LP sono più freddi, e questo riduce la capacità di raffreddamento richiesta al cooler, e questo consente di ridurre la taglia. Un altro aspetto positivo è il fatto che questi gas vengono introdotti nell'aria aspirata molto prima rispetto al caso HP (a monte del compressore), e quindi si mescolano ad essa molto meglio. Bisogna però evitare che l'acqua presente nei gas di scarico condensi, cosa che potrebbe danneggiare il compressore. Un ulteriore svantaggio sta nel fatto che per essere ricircolati questi gas intraprendono un percorso più lungo, generando un problema di risposta al transitorio.

L'uso di questi due circuiti di EGR combinati, sebbene renda il sistema più complesso da gestire, può ridurre gli svantaggi che le due tipologie presentano prese singolarmente.

Il rapporto tra aria di aspirazione ed LP EGR è regolato tramite una valvola a tre vie con controllo della posizione. Questa valvola controlla contemporaneamente la quantità di aria e di LP EGR in ingresso: più è aperta dal lato LP EGR, meno aria entra. Dato che il motore non può operare senza apporto di aria, alla valvola completamente aperta dal lato LP EGR corrisponde comunque una certa sezione di passaggio lasciata libera per l'aria in aspirazione.

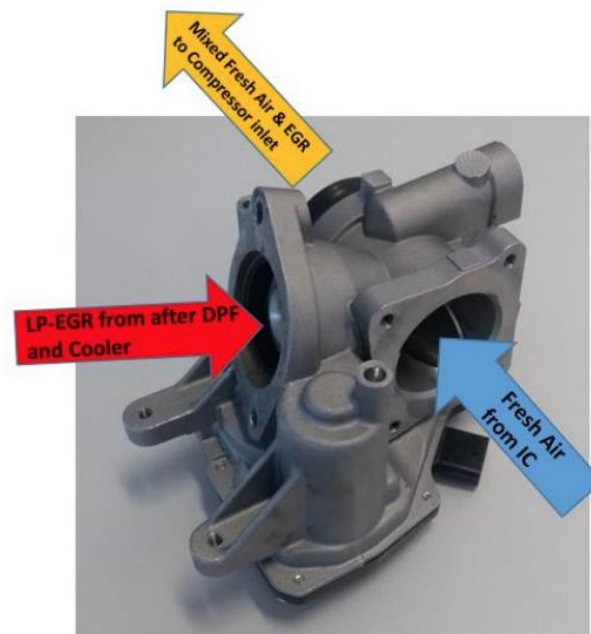


Figure 21: valvola a tre vie all'aspirazione

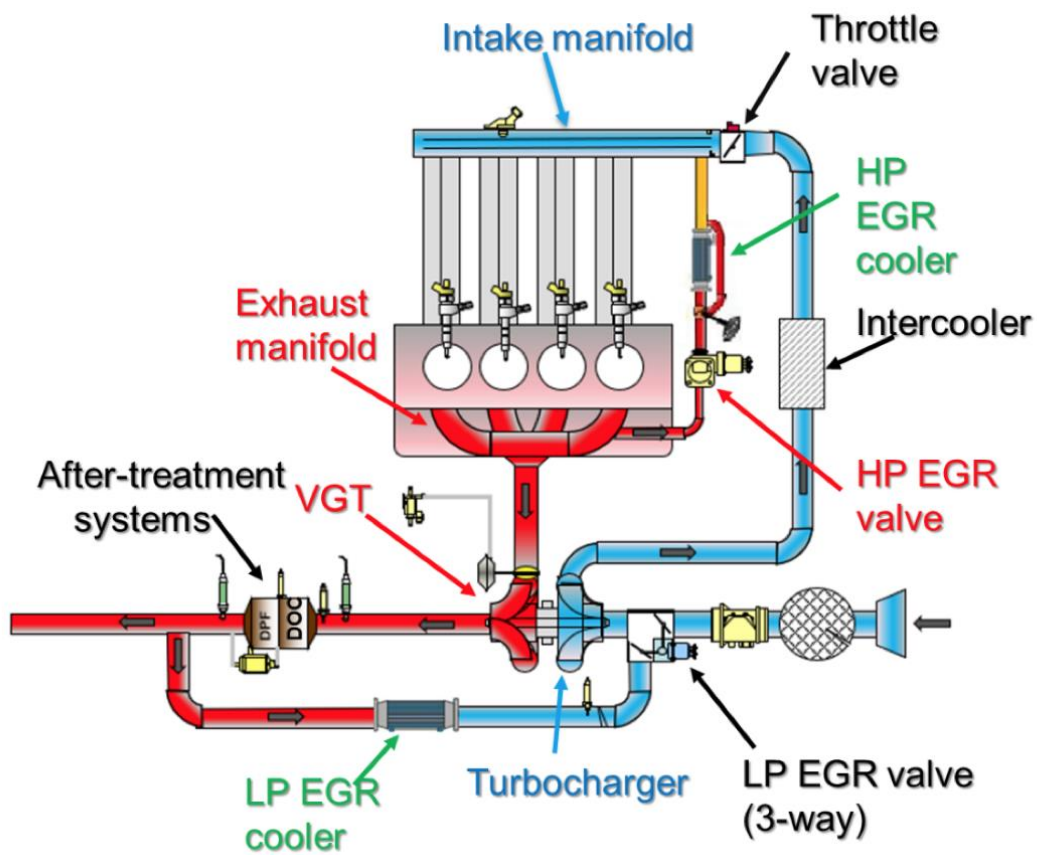


Figure 22: schema generale dei circuiti di EGR

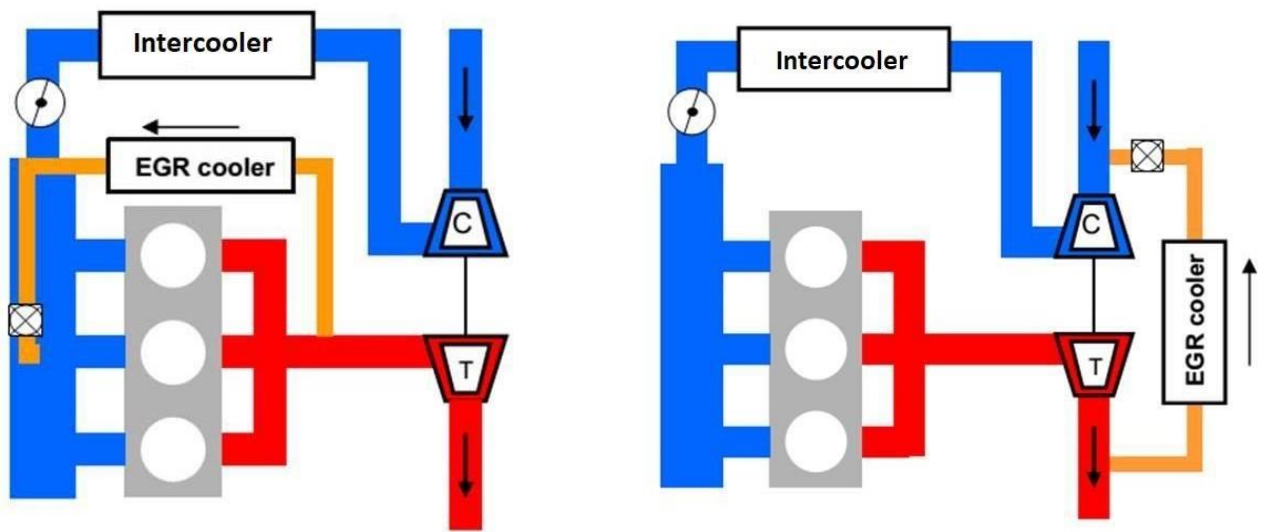


Figure 23: schema che evidenzia il circuito di HP EGR (a sinistra) ed LP EGR (a destra)

Turbina a geometria variabile (VGT)

L’F1A è un motore sovralimentato tramite un turbocompressore centrifugo monostadio, azionato da una turbina a geometria variabile centripeta monostadio. Questo tipo di turbina è in grado di variare le sue caratteristiche, adeguandole al regime di rotazione del motore. Questa configurazione prevede un distributore palettato, in grado di variare l’angolo della palettatura con un apposito attuatore, in base alla velocità del motore o alla portata in massa dei gas di scarico. Gli ugelli del distributore vengono aperti ad alti regimi e chiusi ai bassi, sfruttando così al meglio l’energia dei gas di scarico e ottenendo una sovralimentazione soddisfacente in un ampio campo di funzionamento del motore.

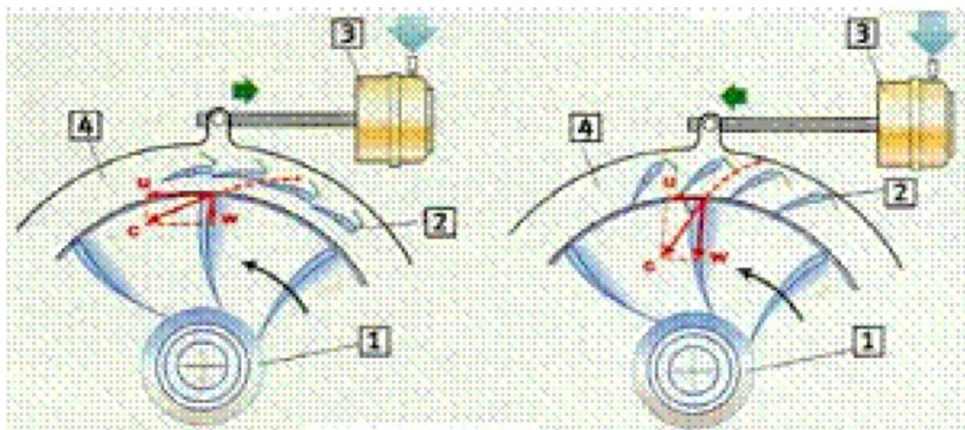


Figure 24: schema di una turbina a geometria variabile in due condizioni diverse di funzionamento

La presenza della VGT influisce sulla contropressione allo scarico, e quindi sul tenore di EGR; pertanto, è necessario un coordinamento tra gli interventi di regolazione della VGT e del sistema di EGR.

1.3.6 Sistemi di post trattamento

Gli attuali motori diesel sono equipaggiati con una serie di sistemi di post trattamento, che comprendono DPF (per il controllo delle emissioni di particolato), DOC (per il controllo di HC e CO) e un sistema per il trattamento degli ossidi di azoto, che solitamente è l'SCR. Nel caso specifico, sull'F1A presente in questo laboratorio sono installati solo il DPF e il DOC.



Figure 25: DPF dell'F1A

Diesel particulate Filter

Si tratta di un dispositivo in grado di catturare le particelle di inquinanti attraverso una combinazione di diversi meccanismi di filtrazione (deposizione diffusa, deposizione inerziale, intercettazione delle linee di flusso). Questi dispositivi sono molto efficaci nel limitare le emissioni di particolato solido, ma possono non essere altrettanto in grado di gestire le frazioni solubili che costituiscono parte del PM.

Questo tipo di filtro utilizza dei canali alternativamente ciechi, delimitati da pareti attraverso cui i gas di scarico sono costretti a fluire. In questo modo avviene una filtrazione meccanica che intrappola nel materiale poroso del filtro le particelle di PM. I meccanismi attraverso cui avviene questo filtraggio sono due:

- Depth filtration: le particelle entrano nel setto poroso del filtro e sono trattenute per effetto di forze di campo dipendenti dalla velocità e dai gradienti di concentrazione nel gas. Funziona con le particelle che hanno diametro medio inferiore rispetto a quelle del setto poroso
- Cake filtration: se il diametro medio dei pori è inferiore al diametro medio delle particelle, queste ultime non riescono a penetrare nel setto poroso del filtro, si depositano sulle pareti e formano uno strato ("cake") che, accumulandosi, fa esso stesso da filtro

L'accumulo di materiale all'interno del filtro incrementa progressivamente il delta di pressione introdotto da questo componente, ed è pertanto necessario effettuare delle rigenerazioni periodiche che mantengano il DPF adeguatamente pulito. Il processo di rigenerazione provoca alte temperature nel filtro una volta innescato, bisogna quindi fare in modo che sia fatto in modo

abbastanza frequente da non provocare un accumulo eccessivo, che porterebbe poi a raggiungere temperature così elevate da rischiare il danneggiamento permanente del filtro.

La rigenerazione può essere attiva, se per effettuarla viene fornito calore, o passiva, se avviene senza l'apporto esterno di calore (solitamente in questo caso occorre la presenza di un agente ossidante che abbassa la temperatura necessaria a innescare questo processo). Tipicamente, nel caso in cui sia necessario forzare una rigenerazione, la centralina attiva delle iniezioni posticipate che innalzano le temperature allo scarico, riscaldando di conseguenza il DPF.

Nel caso specifico di questo motore, dato che, per non interferire con i test, si è deciso di disabilitare la possibilità da parte della centralina di intervenire sulla strategia di iniezione per forzare la rigenerazione, si è sfruttato un punto di funzionamento in cui le condizioni di temperatura raggiunte erano tali da consentire la rigenerazione. Per effettuare la rigenerazione, dunque, si è portato il motore sul punto 3500 rpm x 206 Nm, facendolo stazionare su questo punto per il tempo necessario, stabilito monitorando la caduta di pressione attraverso il filtro.

Diesel oxidation catalyst

Questo dispositivo di post trattamento deve essere in grado di promuovere le reazioni di ossidazione di HC e CO. Altra funzione importante del DOC negli attuali motori diesel è quella di controllare la SOF (frazione solubile del PM), composta da HC con pesi molecolari elevati. Inoltre, un aspetto rilevante è quello di catalizzatore ausiliario che promuove le prestazioni di altri tipi di catalizzatori presenti a valle, come il DPF e l'SCR, che richiedono un rapporto NO₂/NO elevato. La struttura del DOC è composta da:

- Un involucro esterno

- Un substrato (può essere monolitico, in ceramica con struttura a nido d'ape, o metallico)
- Un washcoat, solitamente in gamma-allumina, cioè un materiale che si deposita sulle pareti formando delle adeguate cavità porose che estendono notevolmente la superficie di scambio tra il catalizzatore e i gas
- Un agente catalizzante, costituito da metalli nobili come platino e palladio, in opportune combinazioni, che si depositano nei pori e vanno a creare i siti di reazione dove promuovono l'ossidazione delle specie inquinanti

1.3.7 Analizzatori di inquinanti

Al fine di valutare il comportamento del motore e, nel caso specifico, l'impatto dell'uso di HVO come combustibile, è necessario misurare gli inquinanti emessi dal propulsore nei diversi casi. Per questo motivo, occorre adottare un sistema di misura opportuno, che nel caso in esame è costituito dall' AVL AMA 600.

Nel seguente capitolo verranno descritti i principali strumenti per l'analisi delle emissioni, con i rispettivi principi di funzionamento.

I gas da analizzare, contrariamente a quanto avviene nei test di omologazione, sono dei gas "grezzi", ovvero non diluiti. È fondamentale evitare che i gas subiscano alterazioni prima di essere analizzati. Inoltre, è necessario eliminare il vapore acqueo dai gas, per non danneggiare gli analizzatori che richiedono dei gas "asciutti". Tutti gli strumenti devono essere calibrati prima dell'uso, definendo lo zero e il fondo scala.

Per fare questo si usano l'azoto come "reset gas", e un gas che contiene una composizione nota della specie da misurare come valore di span. Quando la deviazione delle concentrazioni corrispondenti a zero e span è pari a $\pm 1\%$ del valore dichiarato da AVL, lo strumento si ritiene calibrato correttamente. Fuori dalla cella, in prossimità dell'armadio

con gli analizzatori, sono collocate delle bombole contenenti i gas necessari alle misure.



Figure 26: AVL AMA i60 emission bench

Tecnica	Gas	range	Tempo di risposta (90%)
Non-dispersive infra-red (NDIR)	CO	LCO 0-5000 ppm	2-5 s
	CO ₂	HCO 0,5% – 5%	2-5 s
	NO _x	0% – 20%	1,5-2 s
Chemiluminescence detector (CLD)		0-10000 ppm	
Flame ionization detector (FID)	Total HC	0-10000 ppm	1-2 s
Analizzatore paramagnetico	O ₂	0% – 25%	1-5 s

Table 8: tecniche di misura degli analizzatori

Nel sistema di misura utilizzato sono presenti tre linee di acquisizione.

Due linee sono dotate dei seguenti moduli:

- due analizzatori a ionizzazione di fiamma riscaldati HFID (Heated Flame Ionization Detector), che consentono di misurare la concentrazione totale degli idrocarburi incombusti (THC) e degli idrocarburi metanici (MHC);
- un analizzatore a chemiluminescenza riscaldato HCLD (Heated Chemiluminescence Detector), per misurare la concentrazione degli ossidi di azoto NO_x;
- tre analizzatori NDIR (Nondispersive Infrared Analyzer), per le concentrazioni di CO (sia alte che basse) e CO₂;
- un analizzatore paramagnetico POD (Paramagnetic Oxygen Detector), per la misura della concentrazione di ossigeno

Tali linee consentono la misura simultanea delle emissioni in due punti differenti dello scarico del motore, ovvero a monte e a valle del sistema di post trattamento dei gas combusti, al fine di valutarne l'efficienza. La terza linea, invece, sfrutta un NDIR per la misura della CO₂ nel condotto di aspirazione, per avere una valutazione migliore del grado di EGR utilizzato.

Il particolato è misurato attraverso uno smokemeter AVL 415S. Sono presenti inoltre un Micro Soot Sensor AVL, un particle counter AVL 489, e il sistema Dekati ELPI+.

Tutti gli strumenti per la misura delle emissioni inquinanti sono controllati dal sistema di gestione software PUMA OPEN® 1.3.2, eccetto l'ELPI+, che utilizza un software dedicato.

È inoltre presente una sonda lambda NGK di tipo UEGO all'interno della linea di scarico.

Misura degli HC

La misura degli idrocarburi incombusti è affidata ad analizzatori a ionizzazione di fiamma detti Flame Ionization Detector (FID). Essi basano il loro principio di funzionamento sul fatto che una fiamma di idrogeno puro non produce ioni, al contrario di quanto invece avviene per una combustione in cui si registra la presenza di idrocarburi. Il FID, illustrato in figura [27], è costituito da un bruciatore alimentato, da un lato da aria e idrogeno, dall'altro dal gas da analizzare e da due elettrodi. La fiamma prodotta dalla combustione si trova all'interno di un campo elettrico generato dai due elettrodi; una volta che questa viene alimentata con i gas da analizzare, per effetto del cracking degli idrocarburi coinvolti nella combustione, si generano degli ioni che passando dall'anodo al catodo generano una corrente elettrica. La corrente generata è proporzionale al numero di atomi di carbonio presenti nel campione da analizzare, ed è data da

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

Con:

Q: portata in volume del campione di gas che attraversa il sensore

$[C_n H_n]$: concentrazione molare dell'idrocarburo

r: risposta del FID

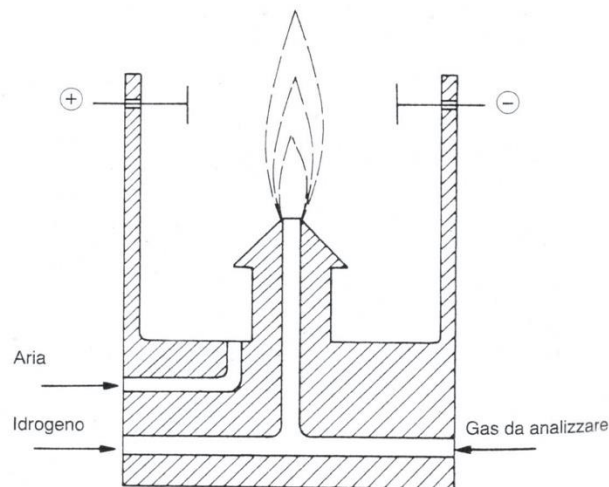


Figure 27: analizzatore FID

La calibrazione dello zero avviene facendo passare aria cromatografica nella bocchetta di alimentazione del gas, mentre per quanto riguarda la calibrazione del fondo scala si immette una miscela di azoto e di un idrocarburo di cui è nota la concentrazione. Per evitare la condensazione di HC e per mantenere l'acqua allo stato di vapore le linee dei gas di scarico sono mantenute a circa 190 °C.

Quando il gas da analizzare contiene ossigeno, si può instaurare una competizione tra la formazione degli ioni nella fiamma e l'ossidazione degli HC del campione di gas, cosa che attenua la risposta r del FID. Per evitare questa interferenza da parte dell'ossigeno, si può usare come combustibile una miscela di idrogeno ed elio.

Misura di CO e CO₂

Per effettuare la misura delle quantità di CO e di CO₂ presenti all'interno dei gas di scarico vengono usati analizzatori detti Non Dispersive Infrared Detector (NDIR). Essi si basano sul concetto che un gas esposto a radiazione infrarossa, assorbe una parte di essa (solo quella che corrisponde a una certa lunghezza d'onda, legata alle caratteristiche della struttura atomica del gas), riscaldandosi e incrementando di conseguenza la propria pressione. L'analizzatore NDIR, illustrato in figura [28], è composto da una sorgente di infrarossi che invia il fascio in due celle, indicate da C e D nell'immagine, separate tra loro da una membrana (che costituisce una delle due armature di un condensatore elettrico). Interposti, tra queste celle e la sorgente ad infrarossi, ci sono due volumi trasparenti A e B. Mentre le celle C e D sono riempite con gas uguali, nella cella B troviamo un gas trasparente all'infrarosso (azoto o aria) al contrario della cella A, detta cella campione, dove vengono fatti passare i gas di scarico. Il fascio di infrarossi una volta che incontra i gas presenti in A cede ad essi una parte della propria energia, proporzionale alla

concentrazione dei gas, al contrario di quanto avviene per il fascio passante in B. Questa differenza di energia ceduta corrisponde a una differenza di calore acquisito dai gas presenti nelle celle C e D. Si ottiene in questo modo una differenza di pressione tra le due celle (cella D a pressione più alta) che genera una deformazione della membrana cui corrisponde un segnale elettrico proporzionale alla concentrazione dei gas di scarico. Al fine di ottenere un segnale elettrico alternato (tra 5 e 10 Hz), più semplice da elaborare, si pone tra i volumi e la sorgente un disco forato detto chopper che permette un'oscillazione della membrana.

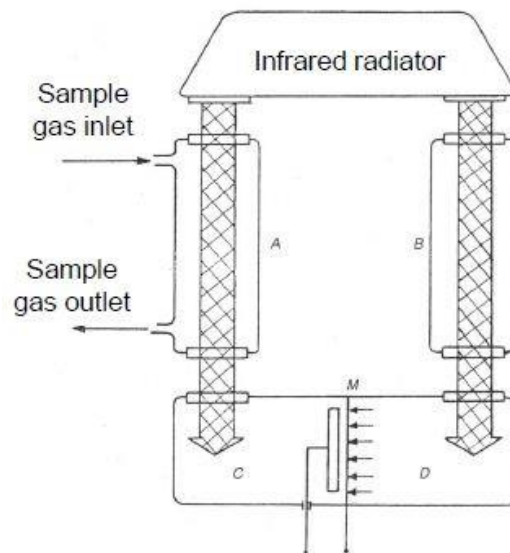


Figure 28: analizzatore NDIR

L'energia assorbita (E_a) dal gas di scarico contenuto nelle celle dello strumento è legata all'energia incidente (E_i) dalla relazione:

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

Con:

k: coefficiente di assorbimento del gas

c: coefficiente della specie di interesse

L: lunghezza della cella

Misura di NO e NOx

Gli strumenti usati per la misura degli ossidi di azoto sfruttano l'emissione di fotoni che si ha come conseguenza della reazione chimica tra il monossido di azoto (NO) e l'ozono (O₃). Per tale motivo sono identificati con il nome di Chemio Luminescence Detector (CLD). Lo strumento, illustrato in figura [29], è composto da un ozonizzatore che trasforma l'aria in ozono, da un reattore a temperatura controllata e da una pompa a vuoto che ne controlla la pressione. Lo strumento dispone poi di un foto-moltiplicatore che misura l'emissione di luce e la converte in un segnale elettrico. Sorge tuttavia il problema della misura degli NO_x totali dato che non è possibile effettuare la misura degli NO₂. Per risolvere il problema, lo strumento è dotato, all'ingresso dei gas di scarico, di due rami. Uno di essi è direttamente collegato al reattore, mentre l'altro è dotato di un convertitore catalitico in cui avviene la reazione di dissociazione dell'NO₂ in NO. Usando il ramo catalitico è possibile misurare gli NO_x totali corrispondenti agli NO, mentre usando il ramo ad accesso diretto si calcolano i soli NO. Il calcolo degli NO₂ avviene per differenza fra NO_x totali e NO.

$$I \propto \frac{[NO][O_3]}{M}$$

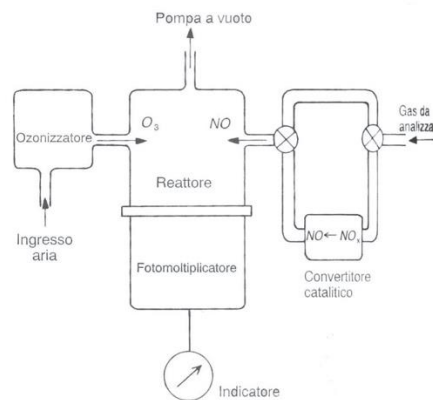


Figure 29: analizzatore CLD

Misura dell'O₂

La misura dell'ossigeno in quanto elemento paramagnetico avviene mediante l'utilizzo di analizzatori detti Para-Magnetic Detector (PMD). Essi si dividono in due categorie: analizzatori termomagnetici e analizzatori magnetodinamici. In questo paragrafo viene trattata l'ultima tipologia. Gli analizzatori magnetodinamici sono costituiti da una cella in cui troviamo un corpo diamagnetico, solitamente a forma di bilanciere ai cui capi si trovano due sfere; il corpo è collegato a un filo di quarzo che ne consente la rotazione. L'intera cella, in cui si trova il corpo, è caratterizzata dalla presenza di un forte campo magnetico. Le sfere sono soggette a una forza di repulsione dovuta al campo magnetico; quando questa coppia è bilanciata dalla coppia dovuta alla torsione del filo in quarzo esse raggiungono un punto di equilibrio rilevato tramite sistemi ottici o sistemi ad anello chiuso. Una variazione di concentrazione di ossigeno all'interno della cella genera un'alterazione del campo magnetico presente in essa, portando il sistema a bilanciere raggiungere una nuova posizione di equilibrio, tradotta poi in un segnale elettrico.

La concentrazione di ossigeno risulta importante per il calcolo della dosatura e per il calcolo della quantità di gas di scarico riciccolati.

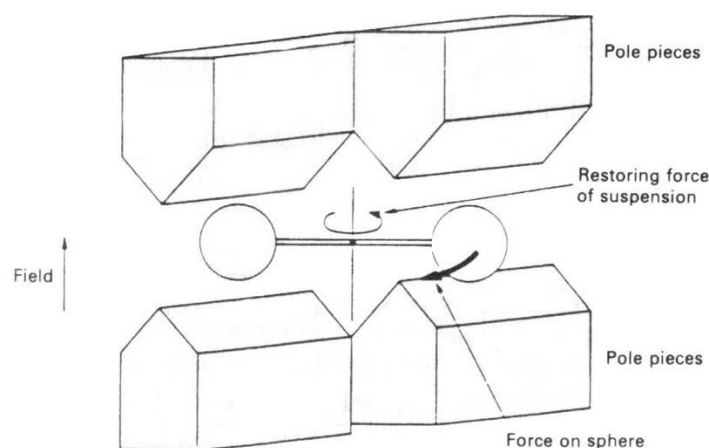


Figure 30: schema di un analizzatore paramagnetico

Misura del PM

La misura del particolato è quella che presenta le maggiori difficoltà a causa della varietà di specie chimiche che coinvolge, della presenza di componenti sia solide che volatili e della loro elevata reattività. L'uso del DPF ha portato alla riduzione delle particelle solide su cui la frazione volatile può condensare, e questo può comportare, a valle dello stesso DPF, dove le temperature sono più basse, la nucleazione di nuove particelle ultrafini.

Nella misura del particolato si può distinguere tra due aspetti fondamentali:

- Misura della massa
- Misura del numero di particelle

Infatti, analizzando le emissioni di particolato con metodi che classificano le particelle in base al loro diametro, si può osservare la caratteristica distribuzione bimodale, da cui emerge che la maggior parte delle emissioni in massa si concentrano su una quantità ridotta di particelle di grandi dimensioni, mentre il picco di emissioni in numero si ha su particelle di diametri molto piccoli (inferiori a 50 nm, nel campo delle nanoparticelle). Con l'evoluzione delle normative, sono stati introdotti limiti non solo sulle emissioni in massa, come fatto inizialmente, ma anche su quelle in numero, proprio perché queste nanoparticelle sono particolarmente difficili da trattenerne e, se respirate, sono in grado di infiltrarsi in profondità nei polmoni.

Le tecniche per la misura del PM si distinguono in

- **Tecniche con raccolta del campione (CT)**, sono quelle utilizzate in fase di omologazione. I gas di scarico vengono fatti passare attraverso un mezzo filtrante, che viene esaminato in seguito (ad esempio tramite bilance di precisione). C'è quindi un intervallo temporale che intercorre

tra il prelievo del campione e la sua analisi, e questo richiede una particolare attenzione al fine di evitare che si verifichino delle alterazioni nelle proprietà del campione.

- **Tecniche in situ (IST)**, sono quelle tecniche che consentono di effettuare una misura quasi in tempo reale, necessaria nel caso in cui si debba effettuare un elevato numero di prove. Queste tecniche basate sulla misura di una grandezza correlata alla concentrazione di PM.

Nei paragrafi successivi vengono descritte le principali tecniche IST.

AVL Smoke meter

Lo smoke meter utilizzato in cella dinamica è l'AVL 415s. Questo strumento utilizza un filtro di carta attraverso cui viene fatto passare un volume prestabilito di gas combustibili. Il filtro trattiene le particelle solide costituenti il fumo. Lo sporcamento del filtro è indice della quantità di soot presente nel volume analizzato. Per misurare lo sporcamento del filtro, si utilizza una luce incidente, che viene in parte assorbita dal filtro sporco e in parte riflessa. La luce riflessa è misurata tramite un fotodiodo, che la converte in un segnale elettrico. Lo smoke number è calcolato nel seguente modo:

$$SN = \left(1 - \frac{I/I_0}{I_{clean}/I_0}\right)A$$

Con:

- I: intensità luminosa riflessa dal filtro [W/cm²]
- I₀: intensità luminosa incidente sul filtro [W/cm²]
- I_{clean}: intensità luminosa riflessa dal filtro pulito [W/cm²]
- A: coefficiente moltiplicativo

La scala dello smoke number può variare tra 0 (che corrisponde a filtro pulito) e 10 o 100 (valori di fondo scala che corrispondono a filtro

sporco, il fatto di avere il fondo scala fissato a 10 o a 100 dipende dal valore del coefficiente moltiplicativo.

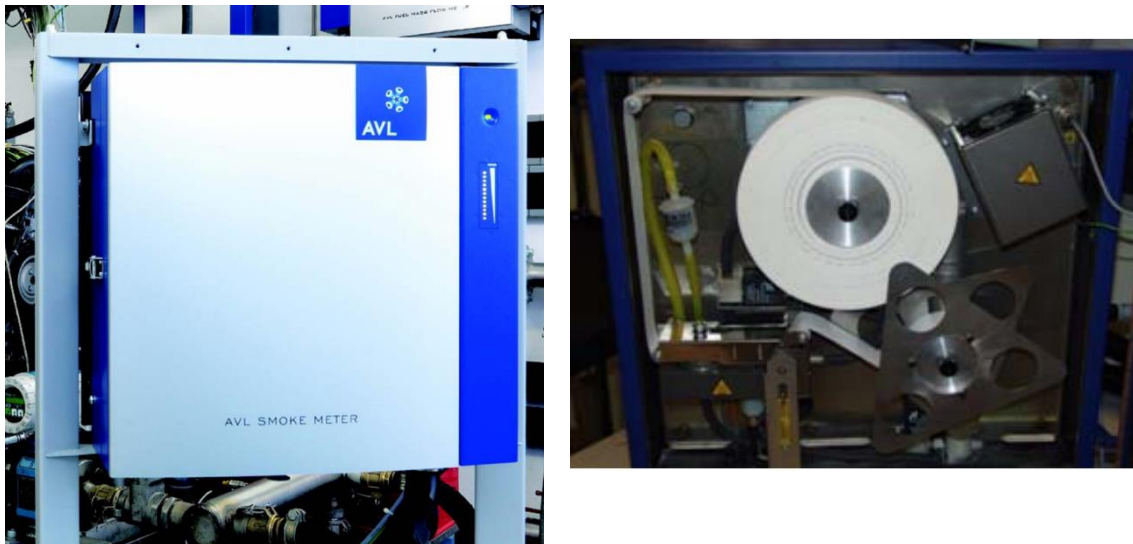


Figure 31: AVL smoke meter 425S, vista esterna ed interna

Una volta definito il filter smoke number (FSN), è possibile calcolare la quantità di soot emessa dal motore in g/kWh attraverso opportune relazioni.

AVL Particle Counter



Figure 32: AVL particle counter

Il particle counter è uno strumento di misura utile per quantificare il numero di particelle emesse dal motore. I gas di scarico sono campionati da un tunnel CVS e diluiti con aria compressa nel primo stadio di diluizione. Successivamente, nel tubo di diluizione, i gas vengono riscaldati in modo da far evaporare la componente volatile, e lasciando solo la componente solida. Segue un secondo stadio di diluizione, che porta al PNC. Nel PNC viene erogato del butanolo che condensa sulle particelle solide, in modo da aumentarne il diametro. Queste particelle poi passano attraverso un sistema ottico che conta le interruzioni attraverso un fotodiode. In accordo con le direttive del PMP (Particle Measurement Programme), le particelle con dimensione superiore ai 23 nm sono misurate con un'efficienza pari a $50 \pm 12\%$.

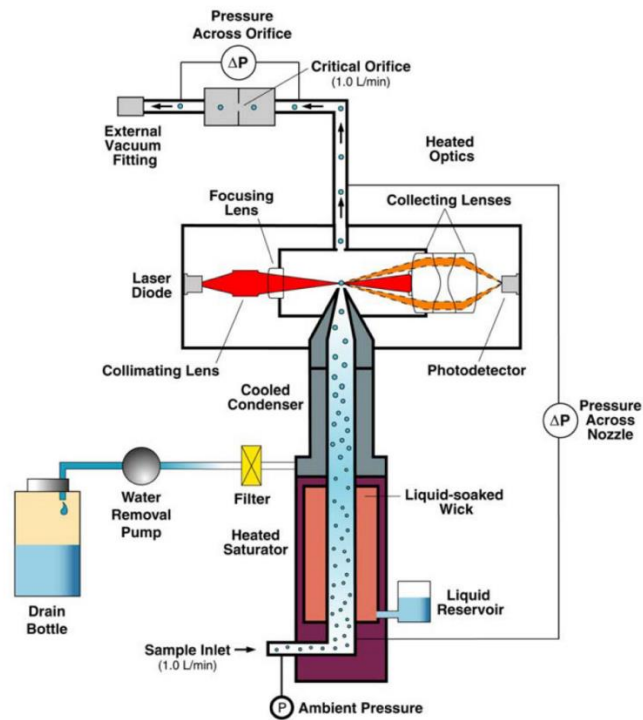


Figure 33: schema del sistema ottico di conteggio del Particle Counter

DEKATI ELPI+

L'ELPI è uno strumento per la misura in real time della distribuzione di grandezze come concentrazione in massa o numero delle particelle di particolato presenti nei gas di scarico in funzione del diametro.

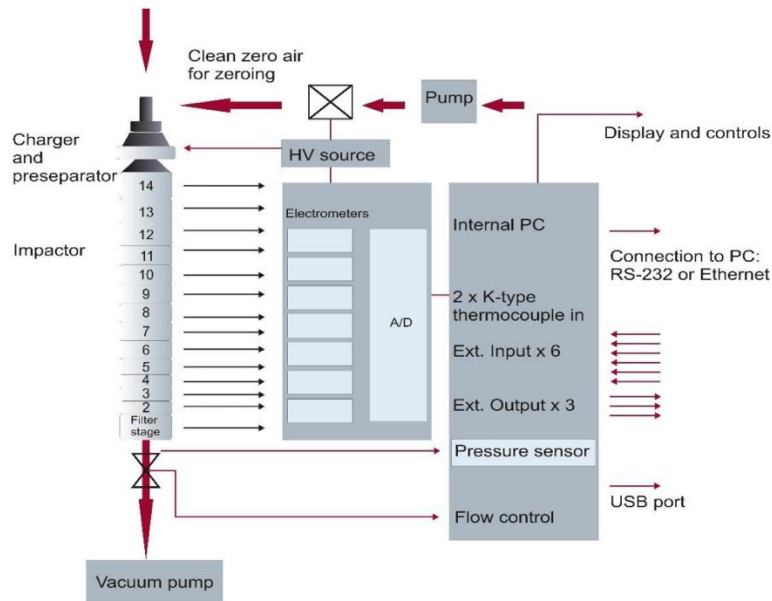


Figure 34: schema di funzionamento dell'ELPI+

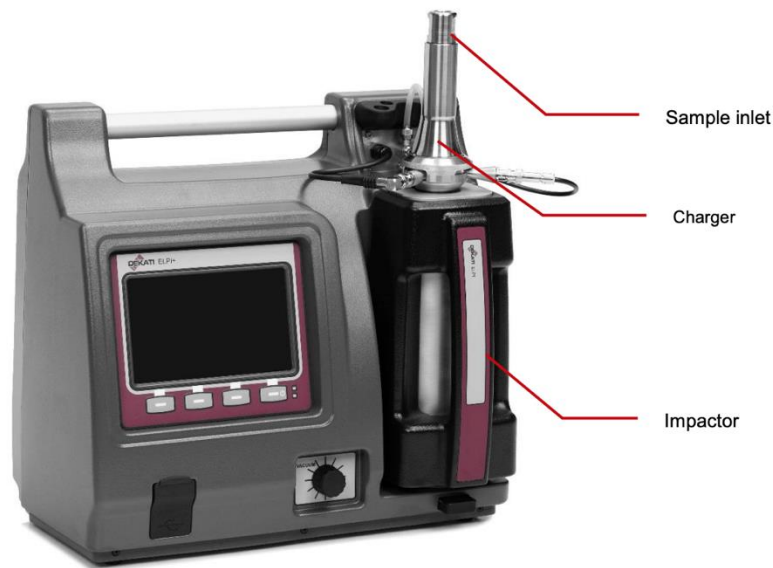


Figure 35: ELPI+: PC integrato, charger e impattori

Il principio di funzionamento, come schematizzato in figura [34], è basato sul fornire una carica nota alle particelle del gas campione, che poi attraversano una serie di stadi composti da impattori, su cui si vanno a distribuire in base al diametro. Infatti, in base alle dimensioni delle particelle, quelle con più inerzia andranno a distribuirsi sui primi stadi, e quelle di dimensioni via via decrescenti andranno a impattare con gli stadi successivi. La misura della carica elettrica

depositata sui piattelli che corrispondono ai diversi stadi consente di calcolare la distribuzione in funzione del diametro.

In particolare, l'ELPI+ presente nel laboratorio del Politecnico suddivide le particelle in 14 classi con dimensioni che vanno da 6nm a 10 μm .

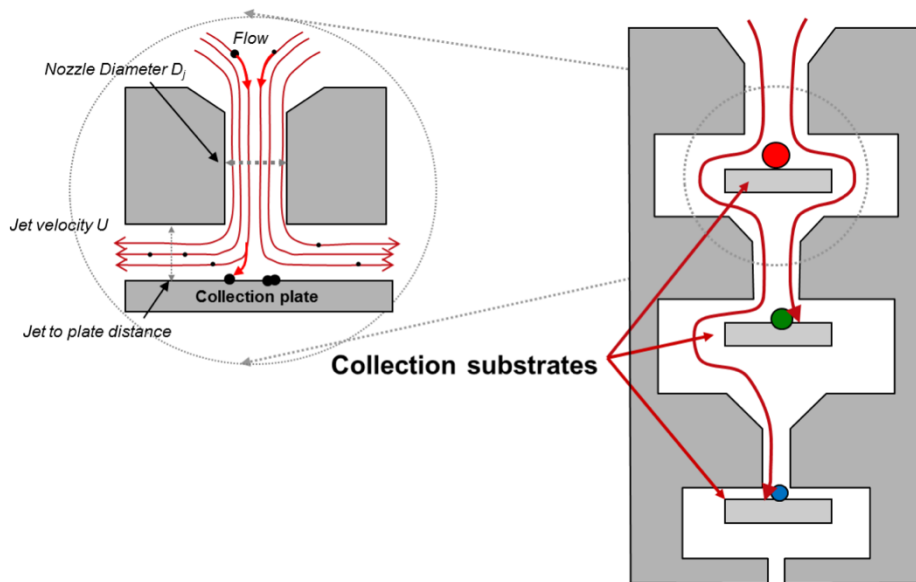


Figure 36: principio di funzionamento degli impattori

Lo strumento si compone, oltre che di un charger con gli impattori e il relativo sistema di controllo, anche di:

- un diluitore, attraverso cui passano i gas di scarico per essere diluiti con aria compressa. Il diluitore presenta due stadi di diluizione su cui può essere impostato il fattore di diluizione desiderato (5, 10 o 15 per il primo stadio, da 1 a 25 con passo di 1 per il secondo stadio), oltre che la temperatura del primo stadio.



Figure 37: diluitore dell'ELPI+

- Un filtro, attraverso cui passa l'aria compressa prima di entrare nel diluitore, che include anche un regolatore di pressione su cui si imposta una pressione che deve essere compresa tra 5 e 7 bar per il corretto funzionamento dello strumento
- Un tubo riscaldato, che porta i gas dalla sonda presente allo scarico fino all'ingresso del diluitore
- Una pompa a vuoto, che si installa a monte di tutto il sistema

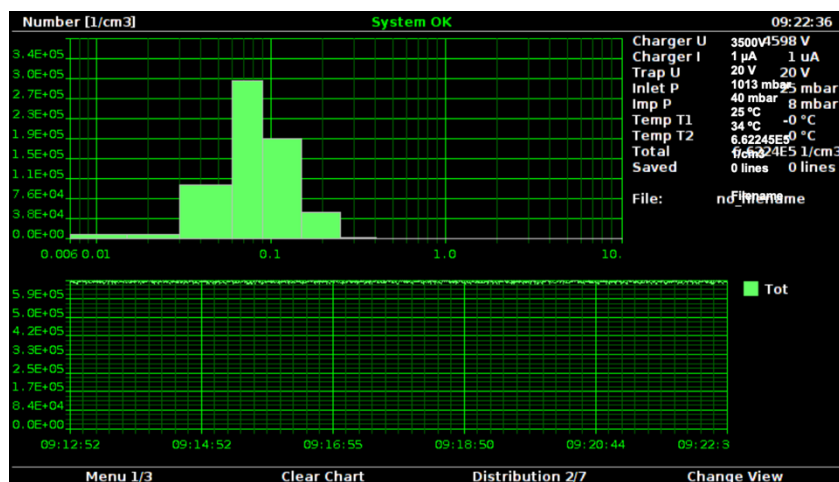


Figure 38: esempio di schermata con la distribuzione del numero di particelle visualizzabile sullo schermo dell'ELPI+

2. Software

Nella control room della cella dinamica si trovano i PC su cui sono presenti diversi software che permettono di rilevare i dati dai sensori, monitorando i processi in corso, e di interagire con la centralina. La maggior parte di questi software sono forniti da AVL.

2.2 AVL PUMA

Questo software consente di controllare e monitorare tutti i sistemi presenti in cella: raccoglie i dati dagli analizzatori di inquinanti, dalla KMA, dal sistema di raffreddamento e dagli altri sensori presenti in cella, permette di lanciare le misure e acquisirne i risultati. Consente inoltre di connettersi con la centralina e di scambiare dati.

Nell'immagine sottostante si vede l'interfaccia utilizzata in questo banco prova: su un'immagine che rappresenta lo schema del motore sono visibili le finestre che rappresentano i valori di pressione e temperatura letti dai sensori, con la rispettiva collocazione.

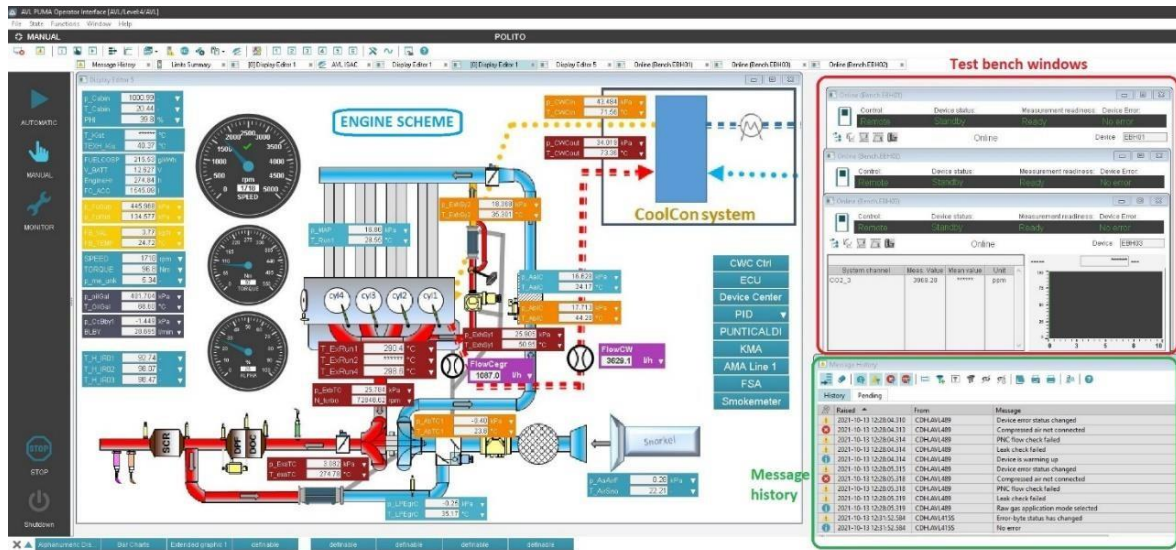


Figure 39: AVL PUMA, schermata principale sul primo desktop

È anche visibile una finestra con gli allarmi sui vari parametri rilevati e l'intervallo di valori entro cui devono essere compresi, e alcune finestre su cui si vedono i grafici con le temperature nei collettori di aspirazione e scarico, le temperature prima e dopo l'intercooler, e le temperature dell'acqua di raffreddamento del motore prima e dopo lo scambiatore. È anche possibile regolare la posizione dell'elettrovalvola che determina la portata d'acqua di raffreddamento.



Figure 40: AVL PUMA, schermata principale sul secondo desktop

2.3 AVL CONCERTO

CONCERTO è il software che permette di visualizzare graficamente le variabili acquisite durante i test. Consente inoltre di calcolare il valore di alcuni parametri relativi alla combustione. Tutti questi dati possono essere visualizzati generando rapidamente grafici o tabelle, monitorando così l'andamento delle prove quasi in tempo reale.

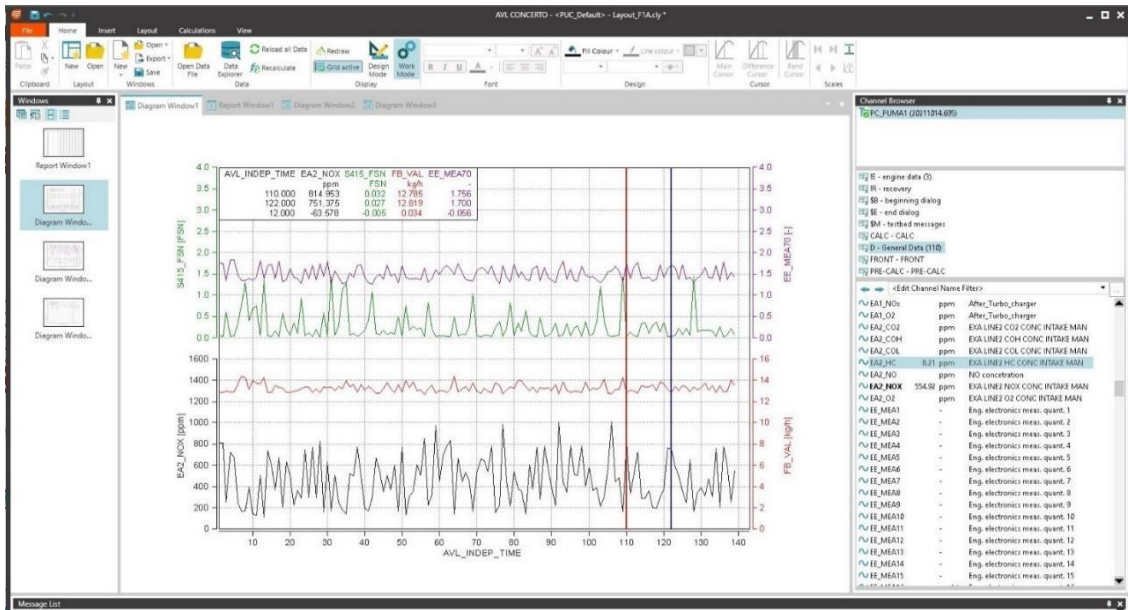


Figure 41: CONCERTO, esempio di schermata

2.4 IndiCom

IndiCom è il software che riceve i dati sulle tracce di pressione nei quattro cilindri e le rappresenta graficamente in tempo reale. Dalle tracce di pressione calcola inoltre l'HRR, rappresentando anche questo sullo schermo. Il terzo segnale che viene visualizzato è quello della pinza amperometrica, che rileva il segnale elettrico corrispondente all'apertura degli iniettori.

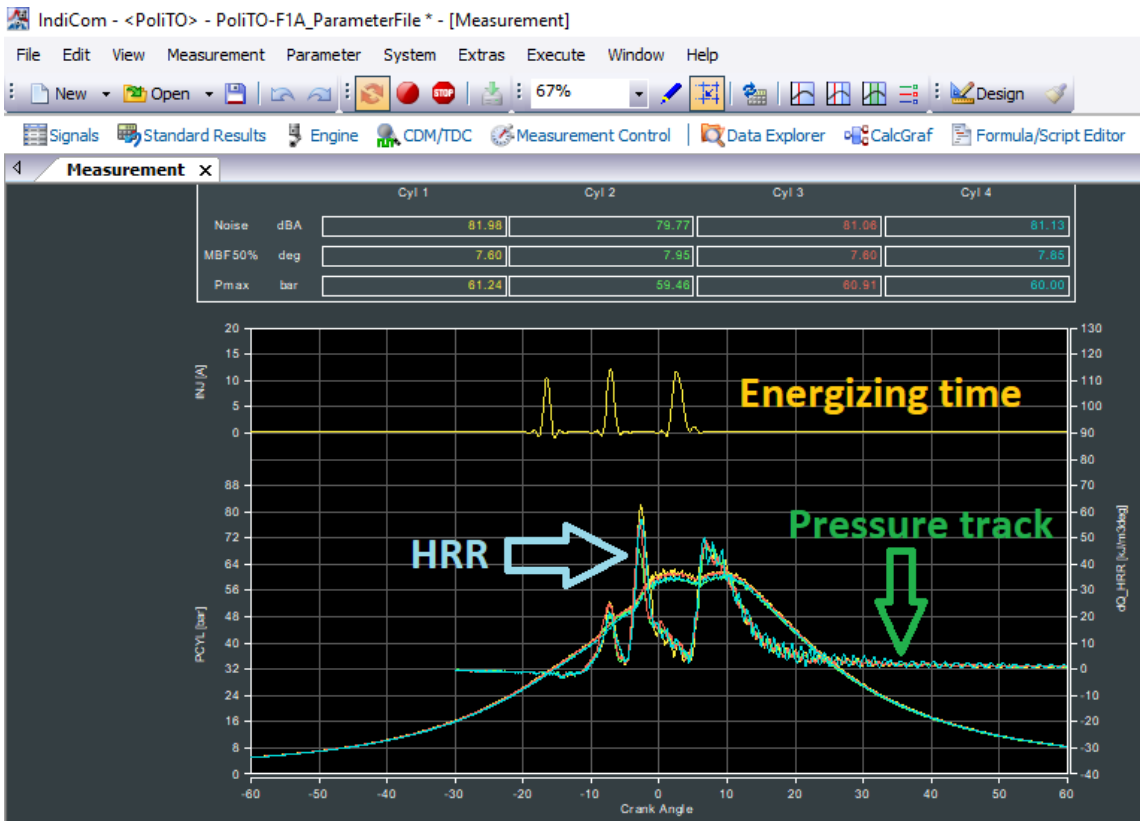


Figure 42: AVL IndiCom, esempio di schermata

2.5 INCA

Il software INCA consente di scambiare informazioni con l'ECU. In tempo reale è possibile visualizzare tutti i parametri di calibrazione, come le quantità iniettate, il timing delle iniezioni, la posizione degli attuatori di (apertura valvola EGR, VGT), pressione di iniezione, e di variarli impostando diverse calibrazioni sia come valore sul singolo punto che come mappa.

Sono inoltre presenti delle finestre dove si possono visualizzare il lambda misurato, e la contropressione sul DPF, in modo da capire quando è necessario effettuare una rigenerazione e verificare quando questa è terminata.

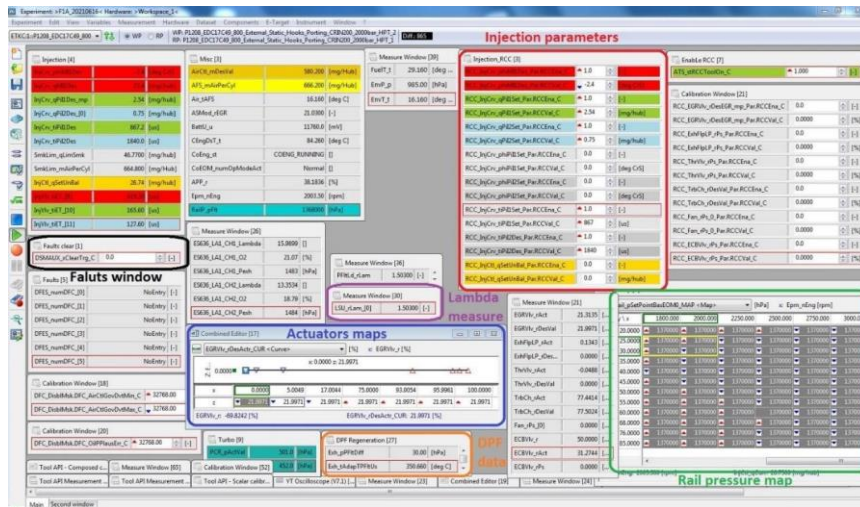


Figure 43: INCA, schermata principale

2.6 CAMEO

Questo software viene utilizzato durante lo svolgimento dei test previsti dai DoE, in quanto consente in modo del tutto automatico di impostare la calibrazione desiderata sul motore, lanciare le misure sugli analizzatori e acquisire i dati.

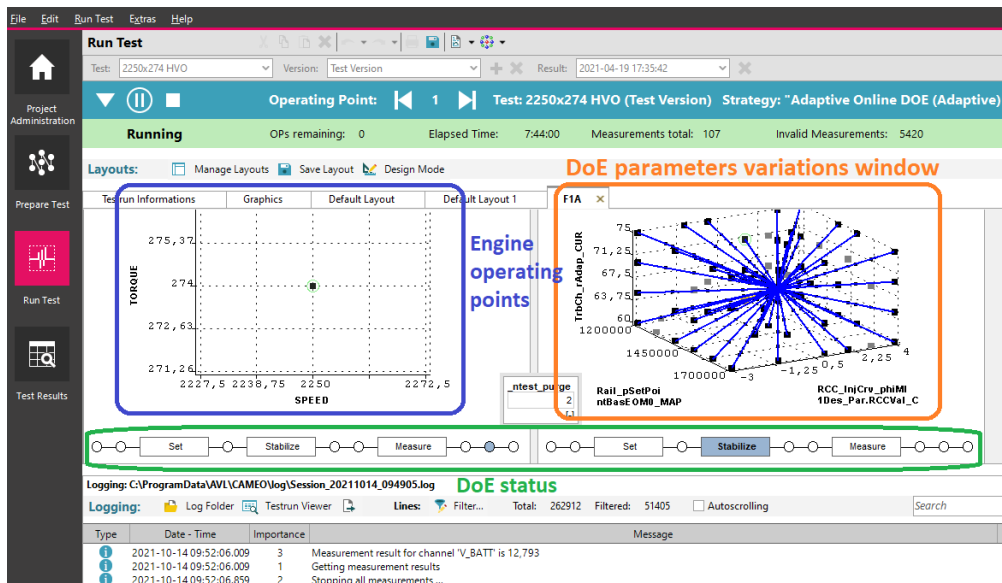


Figure 44: CAMEO, esempio di schermata

3. Combustione nei motori Diesel

3.1 Generalità

I motori ad accensione per compressione sono basati sull'uso di un combustibile altamente reattivo, come gasolio, biodiesel o un blend dei due, e che non necessita di un innesco dovuto a una scintilla. La combustione, infatti, si sviluppa spontaneamente a causa delle condizioni di temperatura e pressione a cui il vapore di combustibile iniettato in camera è sottoposto.

Il combustibile viene quindi introdotto al termine della fase di compressione, e viene iniettato a pressioni nell'ordine di 1000 bar; il getto di combustibile iniettato raggiunge velocità di 100 m/s, e impatta con l'aria presente in camera a una densità che può essere 20 o 30 volte superiore a quella ambiente. Il getto quindi si frantuma in gocce di dimensioni molto piccole (attorno ai 10 μm), che evaporano, si mescolano con l'aria e reagiscono dando luogo alla reazione di combustione. Questo processo di combustione avviene globalmente con eccesso di aria, e per questo si adatta spontaneamente alle variazioni di carico, ma non a quelle di velocità di rotazione, in quanto il tempo impiegato dai processi fisici (di frantumazione ed evaporazione) e chimici (preazioni che avvengono prima dell'innesco della combustione) non varia; pertanto, i motori ad accensione per compressione possono raggiungere delle velocità di rotazione limitate (attorno ai 4000 rpm).

I motori ad accensione per compressione hanno una maggiore efficienza rispetto a quelli ad accensione comandata, sia perché la regolazione al variare del carico avviene senza l'uso di una valvola di parzializzazione in aspirazione, sia perché possono lavorare con rapporti di compressione più elevati.

Le emissioni sono più basse rispetto a quelle dei motori ad accensione comandata in termini di CO e HC, mentre le emissioni di NOx e PM sono maggiori. Dato che la combustione avviene in un ambiente ossidante, il sistema di post trattamento comprende un DOC, in grado di trattare HC e CO. Inoltre, la normativa Euro 4 ha reso obbligatoria la presenza del DPF, mentre la normativa Euro 6 ha portato l'aggiunta di un sistema di post trattamento per gli ossidi di azoto.

3.2 Processo di combustione

Il processo di combustione nei motori CI è basato su processi fisici e chimici che avvengono lungo l'asse dello spray che fuoriesce dagli iniettori. Come detto precedentemente, il combustibile è iniettato in camera ad altissime pressioni, e impattando con l'aria si atomizza in piccole gocce che evaporano, si mescolano con l'aria e danno luogo successivamente alla combustione. La pulverizzazione del getto dipende dalle caratteristiche fisiche del combustibile, principalmente dalla sua tensione superficiale, e dall'intensità delle forze aerodinamiche. Questa interazione provoca la crescita di onde superficiali sul getto che provocano il distacco di gocce. Queste gocce a loro volta si frantumano in gocce più piccole.

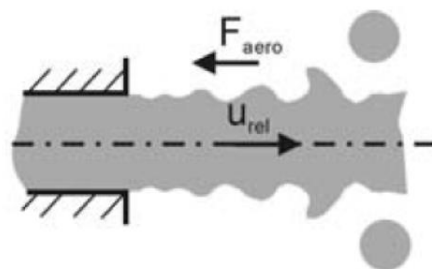


Figure 45: schema delle interazioni del getto con le forze aerodinamiche

In questo processo si può individuare un ritardo di accensione, composto da un ritardo fisico, dovuto al processo di atomizzazione, evaporazione e mescolamento, e un ritardo chimico, dovuto allo sviluppo delle prereazioni, ovvero la formazione di composti

intermedi come radicali e perossidi e fenomeni di cracking che precedono gli stadi fortemente esotermici della combustione.

3.2.1 Fasi della combustione: analisi dell'HRR

Per analizzare il processo di combustione è molto utile esaminare l'andamento dell'heat release rate, che dà un'indicazione di come avviene il rilascio di energia chimica da parte del combustibile, ed è correlato al segnale di pressione.

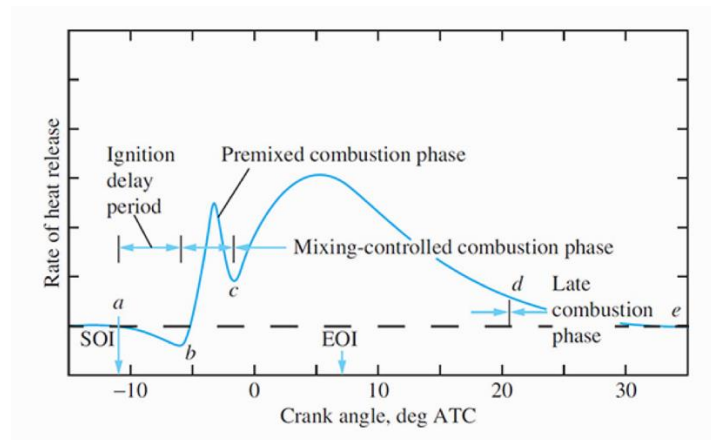


Figure 46: andamento della combustione in un motore diesel

L'andamento dell'HRR permette di distinguere diverse fasi nel processo di combustione

- *Ritardo di accensione*: corrisponde al periodo che intercorre tra il SOI e il momento in cui la pendenza dell'HRR cambia di segno (la curva comincia a salire). In questa fase il segnale di HRR assume un valore negativo in quanto avviene l'evaporazione del combustibile, cosa che comporta l'assorbimento di calore dall'aria presente in camera. Questa fase è molto importante per il controllo della combustione: infatti, l'accumulo di combustibile che avviene durante il ritardo di accensione getta le basi del successivo processo di combustione, ed è importante per limitare le emissioni e il rumore.

- *Combustione premiscelata*: in questa fase, il combustibile accumulato in camera durante il ritardo di accensione, mescolatosi con l'aria a dare una miscela localmente ricca, raggiunge le condizioni di autoaccensione, e avviene quindi un rapido rilascio di energia chimica (il primo picco visibile sulla curva di HRR). La quantità di energia chimica rilasciata in questa fase è influenzata dalla durata del ritardo di accensione, e più questa quantità è grande, più saranno alte le temperature raggiunte e il rumore provocato dalla combustione.
- *Combustione diffusiva*: una volta esaurita la combustione premiscelata, il rilascio di energia termica è controllato principalmente dalla velocità con cui il combustibile si mescola con l'aria. Questa fase della combustione avviene con miscela localmente stechiometrica
- *Fase finale della combustione*: la combustione continua in parte anche durante la fase di espansione, anche se l'energia chimica del combustibile è stata per la maggior parte già rilasciata; questo contributo di rilascio di energia è dovuto principalmente a frazioni di combustibile che non hanno avuto il tempo di miscelarsi con l'aria nelle fasi precedenti, o all'ossidazione ulteriore di prodotti della combustione, come il soot.

3.2.2 Modello di combustione e analisi dello spray

La combustione nei motori CI è un processo piuttosto complesso, la cui comprensione si è evoluta nel corso degli anni soprattutto grazie alle analisi effettuate in motori con accesso ottico, cosa che ha aiutato anche a comprendere meglio i processi di formazione delle specie di inquinanti.

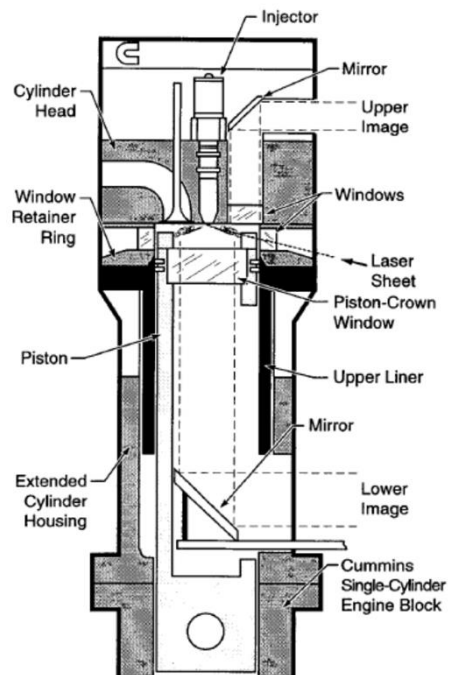


Figure 47: esempio di motore ad accesso ottico

Nella figura [47] si vede lo sviluppo dello spray di combustibile all'aumentare dell'angolo di manovella, e l'andamento dell'AHRR associato in un motore diesel di media taglia.

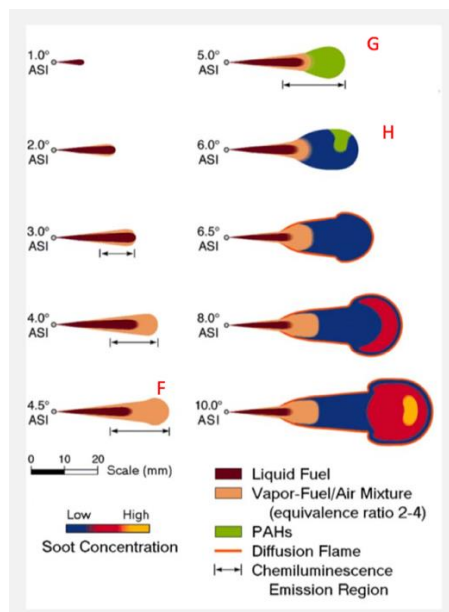


Figure 48: schema della composizione del pennacchio di combustione

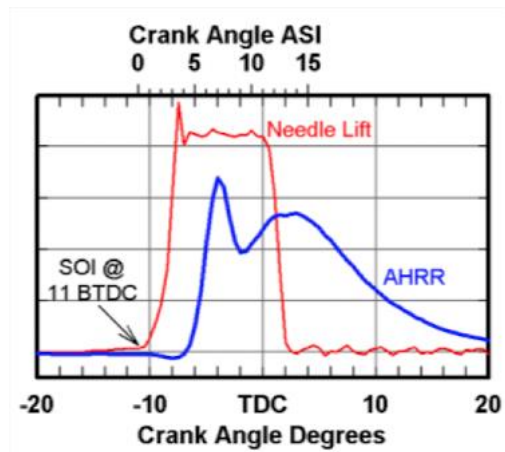


Figure 49: andamento del rilascio termico rispetto al profilo di alzata dell'iniettore

Non appena il combustibile fuoriesce dal foro dell'iniettore, il getto si atomizza in gocce di circa $10 \mu\text{m}$ di diametro, che evaporano e si mescolano con l'aria: si forma una miscela di aria e combustibile che si espande sulla punta del pennacchio man mano che lo spray continua a penetrare in camera. Quando la miscela di aria e combustibile raggiunge valori di ϕ compresi tra 2 e 4, le molecole di combustibile cominciano a frammentarsi dando luogo a idrocarburi policiclici aromatici (PAH), che formano precursori del soot.

In corrispondenza del picco di HRR associato alla combustione premiscelata, la fiamma diffusiva comincia a formarsi attorno al pennacchio. Ciò che alimenta questa fase della combustione è costituito da PAH, soot, e prodotti della combustione premiscelata (con miscela ricca), come CO e HC; l'ossigeno che permette l'ossidazione è quello dell'aria presente in camera, che diffonde all'interno della fiamma. La figura sottostante schematizza i processi precedentemente descritti.

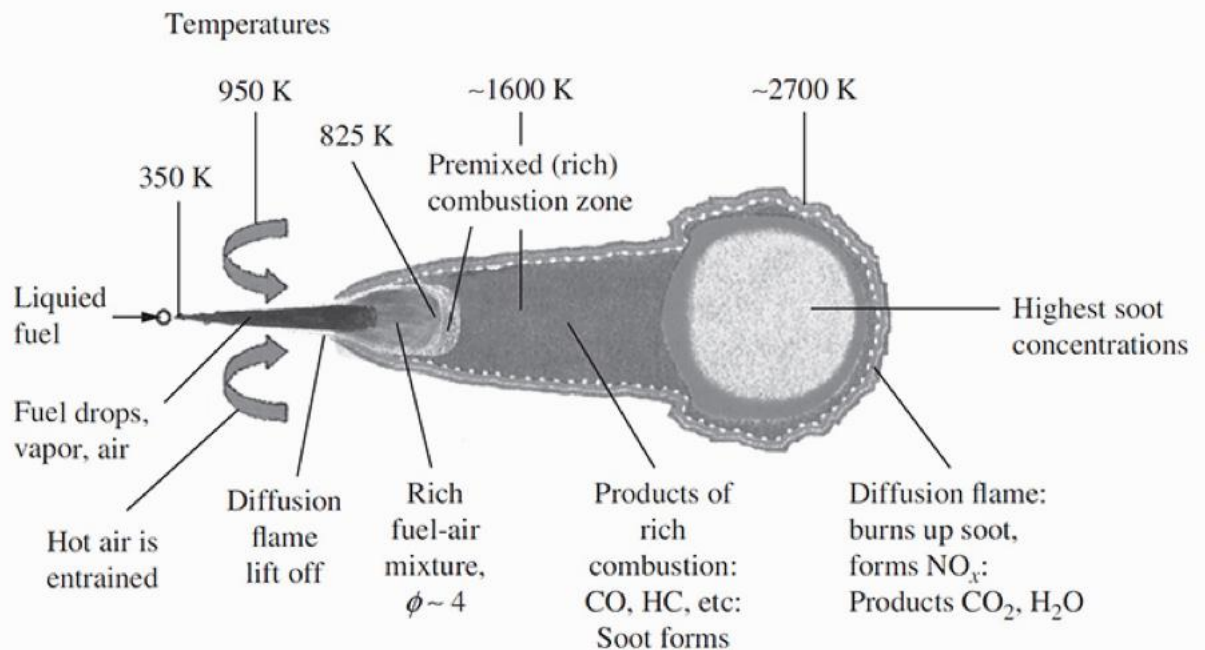


Figure 50: schema delle temperature sul pennacchio di combustione

La figura [50] evidenzia anche la distribuzione delle temperature lungo il pennacchio di combustione. Questa informazione è utile per comprendere i processi di formazione delle principali specie inquinanti. L'andamento delle temperature può essere sintetizzato nei seguenti punti:

- Il combustibile iniettato in camera incontra aria a circa 950 K ed evapora
- La miscela ricca di aria e combustibile che si ottiene ha una temperatura di circa 650 K
- Nella zona adiacente a quella in cui avviene la combustione premiscelata, la temperatura raggiunge gli 825 K
- Cominciano ad avvenire reazioni di ossidazione che portano la temperatura a 1150K
- L'ossidazione diventa più rapida e consuma l'ossigeno localmente disponibile, raggiungendo i 1600K. Nella zona contenente i prodotti della combustione premiscelata

cominciano a formarsi i precursori delle particelle di soot, che si agglomerano successivamente dando luogo alle particelle di soot

- In seguito, questi prodotti di combustione (frammenti di combustibile, PAH, soot...) arrivano nella zona in cui si verifica la combustione diffusiva, in condizioni localmente stechiometriche, e vengono in larga parte ossidati a CO₂ e H₂O. Qui si raggiungono le temperature più alte, e l'ossigeno è presente in concentrazione sufficiente a dare luogo alla formazione di NO_x

4. Emissioni di inquinanti nei motori ad accensione per compressione

Il processo di combustione nei motori termici produce diverse specie di inquinanti, ciascuna con un diverso meccanismo di formazione. Le principali specie di inquinanti prodotte dalla combustione sono CO e CO₂, NO_x, HC e PM.

I motori ad accensione per compressione sono caratterizzati da una minore produzione di CO e HC rispetto ai motori ad accensione comandata, ma danno luogo ad una maggiore formazione di particolato e ossidi di azoto.

Nei motori ad accensione per compressione un'ulteriore complessità è introdotta dal fatto che la combustione comporta sia una fase premiscelata che diffusiva, caratterizzate da diverse temperature e dosature, cosa che influenza non solo la formazione degli inquinanti, ma anche il rumore di combustione. La figura sottostante mostra una sintesi dei meccanismi e delle zone dello spray in cui avviene la formazione degli inquinanti, distinguendo tra combustione premiscelata e diffusiva.

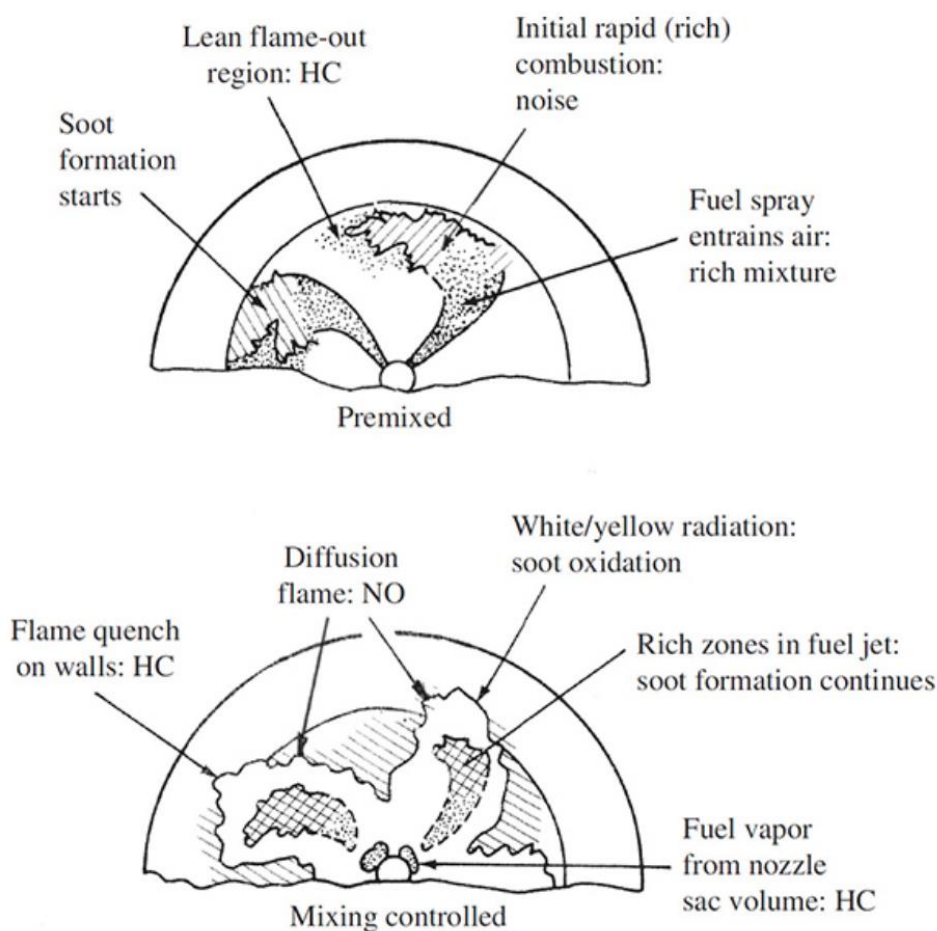


Figure 51: schema della formazione degli inquinanti nel pennacchio di combustione

La concentrazione engine out di queste specie differisce da quella corrispondente all'equilibrio chimico delle reazioni che avvengono, pertanto anche la cinetica delle reazioni è importante nel determinare i livelli di emissioni.

In generale, gli ossidi di azoto si formano nella regione dei burned gas, ad alta temperatura; più la temperatura è alta, più il processo di formazione è favorito. La formazione del CO è dovuta sia ad una ossidazione incompleta del combustibile, che alla dissociazione della CO₂ che avviene ad alta temperatura. Gli idrocarburi incombusti sono dovuti principalmente a meccanismi di intrappolamento del combustibile in zone che non vengono raggiunte dalla fiamma, alla

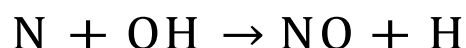
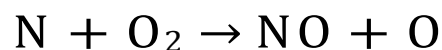
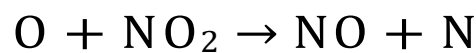
formazione di zone di miscela troppo ricca o troppo povera e allo spegnimento a parete della fiamma, oltre che dal gocciolamento di combustibile dagli iniettori nella fase di chiusura di questi ultimi, che quindi non si vaporizza correttamente. Il soot si forma nella zona di miscela ricca compresa tra i prodotti della premiscelata e la fiamma diffusiva, e può in parte ossidarsi quando raggiunto dall'ossigeno.

Nei paragrafi successivi verranno illustrati più dettagliatamente i principali meccanismi di formazione di queste specie, e il modo in cui i parametri di combustione influenzano le emissioni.

4.2 Meccanismi di formazione degli ossidi di azoto

Gli ossidi di azoto emessi dai motori termici sono costituiti prevalentemente da NO; tuttavia, nei motori ad accensione per compressione si ha una non trascurabile formazione di NO₂.

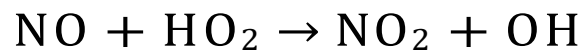
Per quanto riguarda l'NO, il meccanismo di formazione è dato principalmente da tre reazioni, che assieme danno luogo al meccanismo di Zeldovich.



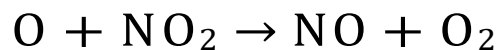
Queste reazioni presentano una elevata energia di attivazione, per questo il loro sviluppo è fortemente influenzato dalla temperatura: alte temperature e alte concentrazioni di ossigeno comportano una

maggiore velocità di formazione di NO; per questo, nei motori ad accensione per compressione la zona in cui gli NO_x si formano è quella della combustione diffusiva. Si può anche osservare che la formazione di NO_x va avanti anche dopo la fine del processo di combustione.

L'NO₂ si forma da una reazione di dissociazione dell'NO:



Nei motori ad accensione comandata, l'NO₂ si converte nuovamente in NO secondo la reazione



e per questo la produzione di NO₂ prevale decisamente su quella di NO. Nei motori ad accensione per compressione, invece, la prima reazione tende a “congelarsi”, risultando in una maggiore presenza di NO₂ nella composizione degli NO_x. Questo è dovuto sia al fatto che il baricentro del processo di formazione degli NO_x è spostato verso la fase di espansione, sia al fatto che la combustione avviene in un ambiente globalmente povero, che porta le temperature dei gas combusti a scendere rapidamente.

Nei motori ad accensione per compressione, l'iniezione avviene poco prima dell'inizio della combustione, e questo comporta la formazione di uno spray di composizione eterogenea. Durante la combustione premiscelata il rapporto di equivalenza è compreso tra 2 e 4, e il combustibile inizia quindi a ossidarsi in un ambiente ricco. Per questo, la combustione premiscelata dà luogo alla formazione di pochissimo NO. Durante la combustione diffusiva, invece, il rapporto di equivalenza è quasi stechiometrico, e questo dà luogo alla formazione

della maggior parte degli ossidi di azoto. Il momento critico per la formazione è quello in cui le temperature sono più alte, che coincide con quello in cui la pressione raggiunge il picco. Dopo il picco, l'espansione e il mescolamento dei burned gas con l'aria portano le temperature a scendere, congelando le reazioni che coinvolgono gli NO, e quindi la loro concentrazione.

Un modo molto efficace di ridurre la formazione degli ossidi di azoto è quello di ricircolare gas combusti in camera, cosa che abbassa la temperatura raggiunta durante la combustione in quanto introduce anidride carbonica e acqua, che hanno una capacità termica superiore rispetto ad azoto e ossigeno, e in più riduce la disponibilità di ossigeno, diminuendo quindi la temperatura di fiamma.

La composizione dei gas combusti varia a seconda del carico, insieme alla percentuale di EGR che è possibile utilizzare: a basso carico il motore tollera una maggiore frazione di EGR.

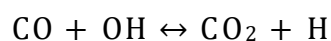
4.3 Meccanismi di formazione del monossido di carbonio

I motori ad accensione per compressione operano con una dosatura globalmente povera, e questo in parte limita la formazione di CO.

Questa specie chimica deriva dall'ossidazione degli idrocarburi, formandosi secondo la seguente catena di reazioni:



Il CO tende a essere ossidato a CO₂, principalmente secondo la reazione:



Questa reazione avviene ad una velocità relativamente bassa se confrontata con quella di formazione del CO. Il fenomeno di ossidazione è però controllato dalla cinetica chimica, di conseguenza la rapida diminuzione di temperature che si ha durante l'espansione provoca il congelamento delle reazioni, arrestando l'ossidazione del CO. Per questo motivo, le concentrazioni di CO allo scarico non corrispondono ai valori di equilibrio che si dovrebbero avere in quelle condizioni.

È importante monitorare la concentrazione di CO soprattutto in condizioni di funzionamento a basso carico con elevati gradi di EGR.

4.4 Meccanismi di formazione degli idrocarburi incombusti

Gli idrocarburi incombusti sono la conseguenza di un'ossidazione incompleta del combustibile. I gas allo scarico contengono diverse varietà di idrocarburi; alcuni sono inerti e non danno luogo alla formazione di smog fotochimico, altri sono molto reattivi o cancerogeni. Gli idrocarburi vengono classificati in base alla loro reattività (cioè al loro potenziale di contribuire alla formazione di ozono o smog fotochimico), e dato che tutti gli idrocarburi tranne il metano, dopo un certo tempo, reagiscono, la suddivisione più semplice che si può fare distingue tra idrocarburi incombusti totali (THC) e non metanici (NMHC).

Anche la composizione del combustibile gioca un ruolo importante nella tipologia di idrocarburi incombusti che si producono: un combustibile ricco di aromatici e olefine darà luogo a incombusti più reattivi.

In un motore ad accensione per compressione, la composizione degli HC è più complessa rispetto a quella presente allo scarico dei motori

ad accensione comandata, e comprende idrocarburi con un intervallo molto più esteso di masse molecolari.

Ci sono due percorsi fondamentali che portano alla formazione di idrocarburi incombusti:

- Zone in cui la miscela è troppo povera per prendere parte alla combustione o per evitare lo spegnimento della fiamma
- Zone in cui la miscela è troppo ricca e non vi è sufficiente ossigeno

I meccanismi di formazione degli incombusti possono essere distinti tra:

- Quelli che avvengono durante il ritardo di accensione
- Quelli che avvengono dopo l'accensione (meccanismi di occultamento)
- Altri fenomeni

Nei prossimi paragrafi vedremo più dettagliatamente i meccanismi qui elencati.

4.4.1 HC che si formano durante il ritardo di accensione: overlean mixture e overrich mixture

Overlean mixture: In seguito al mescolamento con l'aria, possono crearsi delle zone dello spray in cui la miscela è troppo povera, sia per accendersi che per essere coinvolta nella combustione da altri elementi di miscela che si autoaccendono (questo avviene al di sotto di un rapporto di equivalenza pari a 0,3).

Overrich mixture: Allo stesso modo, a causa del mescolamento non uniforme, possono crearsi delle zone in cui la miscela è

troppo ricca, soprattutto nelle fasi finali dell'iniezione, in cui il getto che esce dai fori degli iniettori rallenta, sfavorendo il mescolamento.

Tra questi due meccanismi, quello che produce più incombusti è l'overleaning, che è collegato con il ritardo di accensione: più è grande il ritardo, più aumenta il mescolamento, ampliando le zone che raggiungono un rapporto di equivalenza troppo basso, specie nella zona dello spray verso l'iniettore, che tende a richiamare aria.

4.4.2 HC che si formano dopo il ritardo di accensione

Dopo che è avvenuta l'autoaccensione del combustibile accumulato durante il ritardo, il pennacchio di combustione è fatto come in figura:

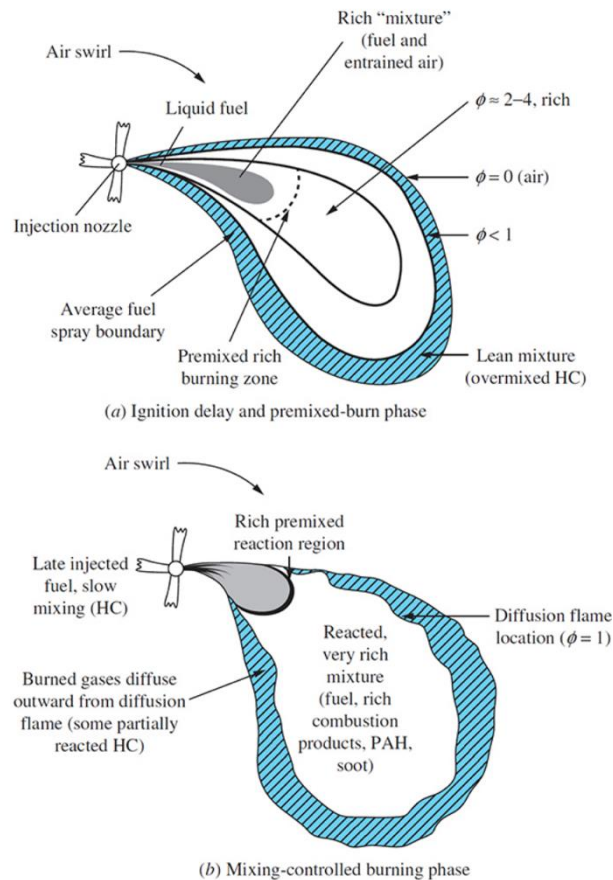


Figure 52: Rappresentazione schematica dei meccanismi di formazione degli HC durante le diverse fasi della combustione

La zona dei prodotti della premiscelata contiene combustibile parzialmente ossidato, che potrebbe non mescolarsi correttamente con l'aria, dando luogo a idrocarburi incombusti allo scarico.

Undermixing

Gocciolamento attraverso i fori dell'iniettore. Quando lo spillo dell'iniettore si chiude, la pressione nel sacco scende fino a portarsi al valore della pressione nel cilindro. Questo porta una minore atomizzazione del getto, e gli ultimi volumi di combustibile contenuti nel sacco possono gocciolare in camera,

senza avere la possibilità di mescolarsi con l'aria e partecipare alla combustione, portando così alla formazione di incombusti. Per limitare questo fenomeno è utile ridurre il volume del sacco.

Overfueling. Può verificarsi soprattutto in transitori molto rapidi, in cui la richiesta di coppia aumenta, e aumenta quindi il combustibile iniettato; questo aumento deve essere opportunamente calibrato in modo da rendere disponibile sufficiente aria per la combustione, altrimenti può dare luogo alla formazione di incombusti.

Spray impingement

L'interferenza tra lo spray (soprattutto la fase liquida) e le pareti della camera è una importante causa di formazione di HC. È dunque importante impedire il deposito di combustibile liquido a parete, in quanto le pareti hanno una temperatura più bassa rispetto a quella media del gas, e questo comporta la presenza di uno strato di spegnimento vicino alle pareti. Bisogna quindi evitare iniettori con fori molto grandi o una distanza troppo breve tra l'estremità del polverizzatore e la parete. Questi fenomeni sono più rilevanti quando l'evaporazione del combustibile è più difficile, quindi a basse temperature (es. a motore freddo), e si ha una maggiore penetrazione della fase liquida.

Misfire

Normalmente la combustione in un motore ad accensione per compressione varia da ciclo a ciclo in misura inferiore rispetto a quanto avviene in un motore ad accensione comandata. Tuttavia, specialmente quando si verificano basse temperature e pressioni (es.

iniezione troppo ritardata), potrebbero verificarsi delle mancate accensioni, cosa che porta ad inviare combustibile non ossidato allo scarico o la combustione è molto ritardata e dà luogo a livelli di incombusti maggiori.

4.5 Meccanismi di formazione del particolato (PM)

Per particolato si intende ciò che si raccoglie su un apposito filtro di cui sono note le caratteristiche, e su cui vengono fatti passare i gas di scarico diluiti con aria in modo da portarne la temperatura a 52°C. Si intuisce quindi come il particolato comprenda una grande varietà di composti, e la sua composizione varia molto anche a seconda del punto di funzionamento del motore.

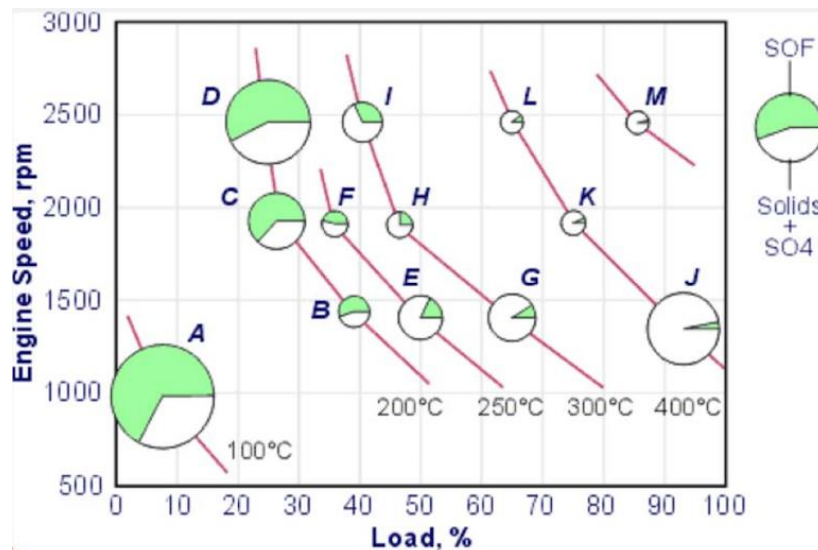


Figure 53: composizione del PM in base al carico motore

Ad alto carico domina la frazione solida, a basso carico prevale quella solubile

Solitamente, all'interno del PM vengono distinte tre classi di composti:

Frazione solida (SOL), composta da carbonio elementare e ceneri. Le particelle di carbonio arrivano dalla combustione premiscelata, in cui se ne formano i precursori, che danno luogo a matrici esagonali di carbonio, le quali poi si associano in strutture più grandi.

Le ceneri invece sono costituite da materiale inorganico che non partecipa alla combustione, e possono derivare da additivi dell'olio lubrificante, ossidi metallici presenti a causa dell'usura dei componenti del motore o del sistema di scarico, o additivi presenti nel combustibile e che vengono utilizzati per catalizzare la rigenerazione del DPF.

Frazione organica solubile (SOF), costituita da idrocarburi in parte condensati e in parte assorbiti dalle particelle solide, provenienti sia dal combustibile che dall'olio lubrificante, e che comprende idrocarburi di diverse famiglie (sia aromatici che ossigenati). Questa frazione del PM ha una composizione più simile a quella dell'olio lubrificante che del combustibile, con idrocarburi costituiti da catene che vanno da 20 a 36 atomi di carbonio.

Solfati, derivano dall'acido solforico, che reagisce con l'acqua presente nei gas di scarico, dando luogo a nucleazione eteromolecolare, e formando così dei cluster.

Anche i sali di zolfo possono dare luogo a solfati.

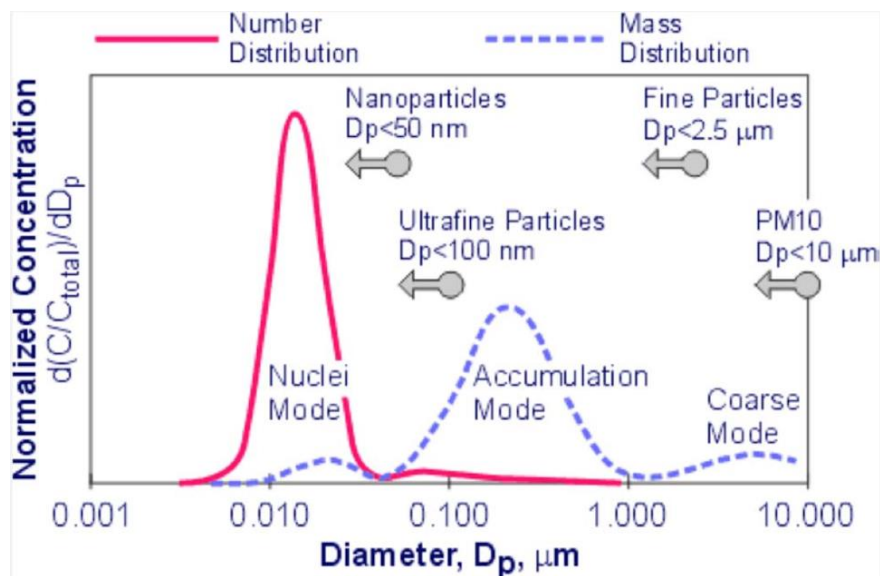


Figure 54: distribuzione bimodale

Osservando la concentrazione di particolato espressa in funzione del diametro, si parla di distribuzione bimodale. Infatti, la curva espressa in funzione della massa presenta un picco in corrispondenza dei diametri più grandi, mentre quella espressa in funzione del numero di particelle presenta un picco sui diametri più piccoli. Quindi, nonostante le emissioni in massa si concentrino su un numero relativamente basso di particelle, non bisogna trascurare le particelle di diametro più piccolo, che sono molto numerose e che possono nuocere maggiormente alla salute perché molto più difficili da catturare.

Questi due picchi corrispondono a due diversi meccanismi di formazione:

Nuclei mode, che riguarda le particelle di diametro inferiore ai 50nm, e che comprende particelle volatili, costituite soprattutto da solfati e goccioline di incombusti che condensano, oltre a una piccola frazione di particelle solide. Queste particelle volatili sono molto instabili, e la loro composizione dipende molto dalle condizioni di diluizione in cui vengono misurate. Il 90% delle

particelle di PM appartiene ai nuclei mode, ma solo una piccola frazione della massa ne fa parte (massimo il 10%).

Accumulation mode, che comprende le particelle di diametro compreso tra 0,03 e 0,5 μm . Queste particelle si formano per agglomerazione di particelle elementari di carbonio e altre sostanze solide, che poi assorbono gas o su cui condensano gli idrocarburi più pesanti.

Coarse mode, descrive un terzo picco, meno significativo degli altri due, e che comprende poche particelle, di grande diametro, che derivano prevalentemente dall'usura di parti del motore.

Per quanto riguarda il meccanismo di formazione delle particelle carboniose, questo è diverso a seconda della temperatura a cui il processo di formazione avviene.

A basse temperature (inferiori a 1700-1800 K), gli idrocarburi che derivano dagli aromatici presenti nel combustibile, possono nucleare dando luogo a policiclici aromatici, con struttura simile a quella della grafite, e quindi a un meccanismo di accrescimento che porta poi alla formazione del soot.

A temperature più elevate, gli idrocarburi che compongono il combustibile sono soggetti a pirolisi, e si frammentano in composti più piccoli, comprendenti solo uno o due atomi di carbonio. Al termine della pirolisi inizia la formazione dei policiclici aromatici, che prosegue con il meccanismo di accrescimento sopra descritto.

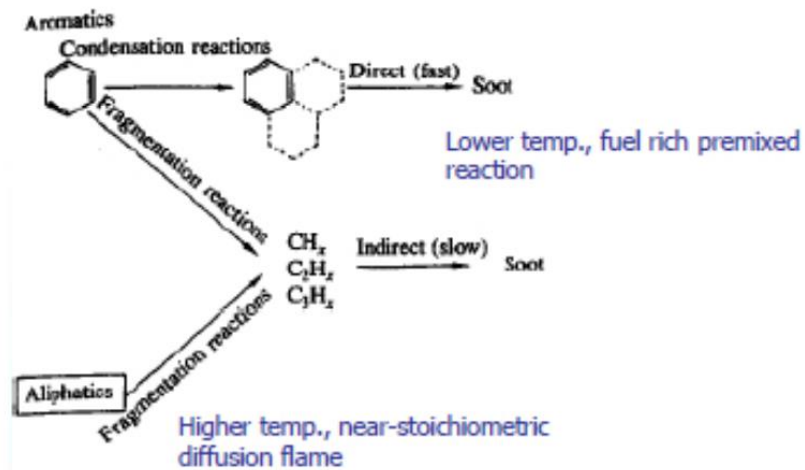


Figure 55: schema del meccanismo di formazione del soot

Una volta formatesi le particelle carboniose, avviene un processo di agglomerazione che può avvenire per:

- Coagulazione tra particelle in forma viscosa
- Aggregazione, tra particelle solide che si legano tramite interazioni elettrostatiche
- Reazioni in cui gli idrocarburi in fase gassosa si legano chimicamente alle particelle carboniose.

Le particelle di soot che si formano durante la combustione hanno ancora la possibilità di ossidarsi; le cause della mancata ossidazione possono essere spegnimento della fiamma (per scambio termico o interazione di getti), oppure la formazione di sacche di soot che rimangono isolate tra i burned gas e non trovano un sufficiente apporto di ossigeno. Ne segue dunque che l'ossidazione del soot è più difficile se la combustione è molto ritardata o avviene in presenza di alte percentuali di EGR.

5. Introduzione all'HVO

I motori diesel sono largamente utilizzati per i trasporti sia su veicoli pesanti che leggeri, per via dei vantaggi che questo carburante comporta in termini di efficienza e dal punto di vista costruttivo dei motori. Dal punto di vista dell'impatto ambientale però, i motori diesel presentano elevate emissioni di PM e NOx, in misura maggiore rispetto a quelli ad accensione comandata. Inoltre, la necessità di ridurre le emissioni di CO₂, andando incontro a limiti sempre più stringenti, pone delle notevoli difficoltà. Nel panorama attuale dei trasporti, circa il 42% dei veicoli passeggeri nell'Unione Europea utilizza motori diesel, e il trasporto heavy duty è basato quasi interamente su questo tipo di motori. [16]

Nei pacchetti clima-energia 2020 e 2030, l'UE si è impegnata a ridurre le emissioni di gas serra del 20% entro il 2020 e del 40% entro il 2030, rispetto al 1990, e a raggiungere una quota di fonti energetiche rinnovabili del 20% entro il 2020 e di almeno il 27% entro il 2030. Entro il 2050, le quote rinnovabili potranno aumentare ulteriormente fino al 40-60%. [17]

Per questi motivi, gli ultimi anni hanno visto uno sviluppo di combustibili alternativi, ottenuti da fonti non fossili come scarti animali o vegetali e vari tipi di biomasse, in grado anche di ridurre le emissioni inquinanti e la carbon footprint associata alla produzione del combustibile.

Nel 2015, la Indirect Land Use Change (ILUC), ha introdotto il concetto di biocombustibili avanzati, riferito a quei biocombustibili prodotti con i feedstock presenti nell'Annex IX Part A. [22]

5.1 Caratteristiche generali dell'HVO in confronto ai FAME

In questo scenario si colloca lo sviluppo dell'HVO, un biocombustibile alternativo che negli ultimi anni sta registrando una forte crescita. L'HVO è un combustibile rinnovabile, prodotto per transesterificazione di oli, attraverso metanolo o altri alcoli, ed è considerato un drop-in fuel, cioè un combustibile equivalente a quelli di origine fossile, e totalmente compatibile con le infrastrutture esistenti. Può essere ottenuto da grassi animali di scarto e da oli di vario tipo come quello di colza, di girasole, di soia, ma anche oli di natura non edibile. [18]

Come illustrato in *Application of hydrotreated vegetable oil from triglyceride based biomass to CI engines - A review*, i feedstock derivanti da biomasse per la produzione di biocombustibili possono essere classificati in biomasse basate su trigliceridi, biomasse basate su amidi e zuccheri, biomasse derivanti da cellulosa. Quelle basate su trigliceridi sono le più utilizzate, e sono di diversa natura, possono derivare da oli vegetali, oli di scarto dell'industria alimentare, grassi animali e microalghe. Di questi feedstock, trovano un maggiore impiego gli oli vegetali. La figura [56] riassume i processi e il tipo di biocombustibili che si possono ottenere da questo tipo di biomasse.

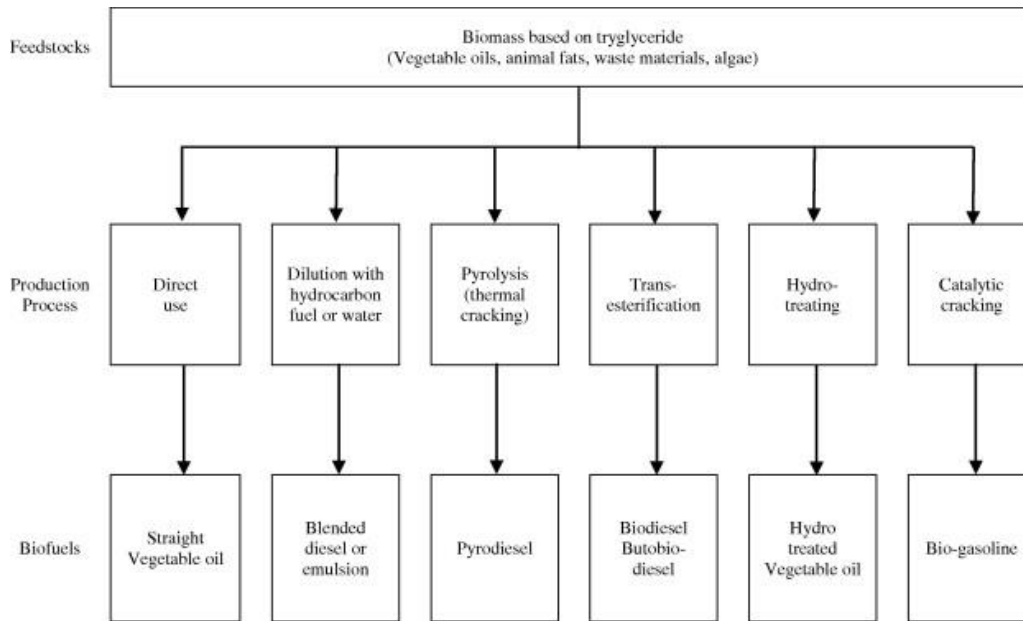


Figure 56: schema riassuntivo dei feedstock e dei processi produttivi dei biocombustibili

L'HVO si distingue dagli altri tipi di biodiesel (o FAME, fatty acid methyl ester) per varie caratteristiche. I biodiesel tradizionali sono ottenuti tramite processi di transesterificazione di oli vegetali con alcol etilico o metilico, a partire da diversi tipi di feedstock come oli vegetali di soia, di colza, grassi animali. Ma un aspetto importante da considerare è che i feedstock necessari per la produzione di questo tipo di combustibili sono potenzialmente in competizione con quelli per la produzione alimentare

Per quanto riguarda l'utilizzo nei motori, bisogna sottolineare che l'HVO offre la possibilità di essere utilizzato anche in concentrazione del 100%, quindi come sostituto del gasolio tradizionale, mentre nel caso dei FAME è noto che la percentuale dei blend è limitata al 7%, e il superamento di questa quota richiederebbe di modificare il motore. [20]

Anche per quanto riguarda le proprietà fisico-chimiche di questo combustibile, l'HVO presenta caratteristiche superiori rispetto ai FAME, e più vicine a quelle del gasolio tradizionale.

L'HVO, infatti, può essere stoccato per lunghi periodi di tempo (maggiore stabilità ossidativa rispetto ai FAME), ed è compatibile con temperature basse (-22°C per quello prodotto da NESTE), a differenza di altri tipi di biodiesel che ne risentono in misura molto variabile a seconda del tipo di feedstock da cui sono prodotti. [20]

Inoltre, in *Effects of wood-based renewable diesel fuel blends on the performance and emissions of a non-road diesel engine*, in cui si vede un confronto tra HVO, RME (un FAME) e gasolio tradizionale, si osserva che l'LHV per unità di massa dell'HVO è il più alto, a causa dell'assenza di ossigeno e del suo rapporto H/C maggiore, ma a causa della minore densità il contenuto energetico dell'HVO è circa il 4% inferiore rispetto a quello del diesel. Rispetto all'RME si può notare però come la viscosità dell'HVO, una proprietà che incide sullo sviluppo dello spray, sia molto più vicina a quella del diesel, e lo stesso vale se si guarda la curva di distillazione. Anche la stabilità a basse temperature (indicata dal cloud point CFPP), come detto precedentemente, risulta maggiore nel caso dell'HVO rispetto all'RME.

	EN 590 Diesel	RME	HVO
Lower heating value [MJ·kg ⁻¹]	43.0	37.0	44.0
Density at 15°C [kg·m ⁻³]	833.1	864.5	781.0
Volumetric lower heating value [MJ·dm ⁻³]	36.0	33.0	34.0
Kinematic viscosity at 40°C [mm ² ·s ⁻¹]	2.50	4.09	2.89
Cetane number [-]	53	61	95
CFPP [°C]	-22	-32.5	-32.5

Figure 57: confronto tra le proprietà fisico-chimiche di FAME (RME), HVO e gasolio tradizionale

5.2 Processo di produzione dell'HVO

A differenza dell'HVO, i FAME contengono ossigeno, e questo comporta tutta una serie di problemi fisici (affinità con altri prodotti, separazioni, volatilità) motivo per cui se ne limita la percentuale di blend con il gasolio tradizionale, anche a causa di incompatibilità con le infrastrutture già presenti.

Per queste ragioni, sta guadagnando crescente importanza l'hydrotreating, cioè il processamento con l'idrogeno, per andare a ottenere HVO o HEFA, privi di ossigeno. Anche se teoricamente questi idrocarburi possono essere utilizzati come drop-in, le applicazioni attuali prevedono blend del 15% nell'ambito stradale e del 50% nell'aviazione. [22]

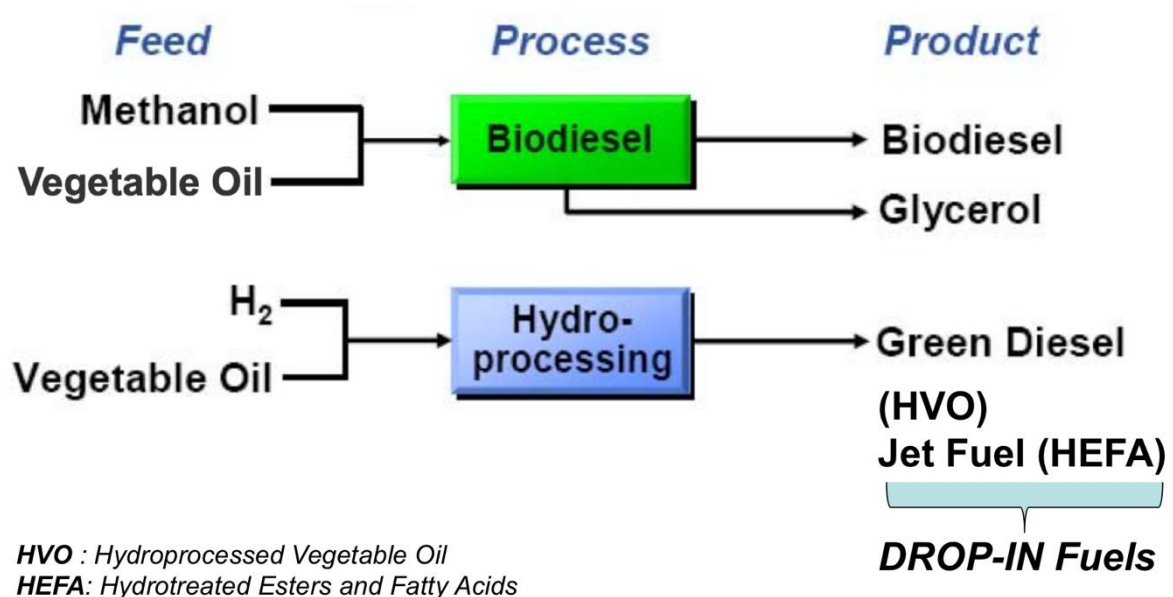


Figure 58: schema del processo di produzione di biodiesel e HVO

Dal punto di vista chimico, la produzione parte da trigliceridi e acidi grassi. I processi che si effettuano successivamente sono:

- deossigenazione.

- decarbonilazione
- decarbossilazione

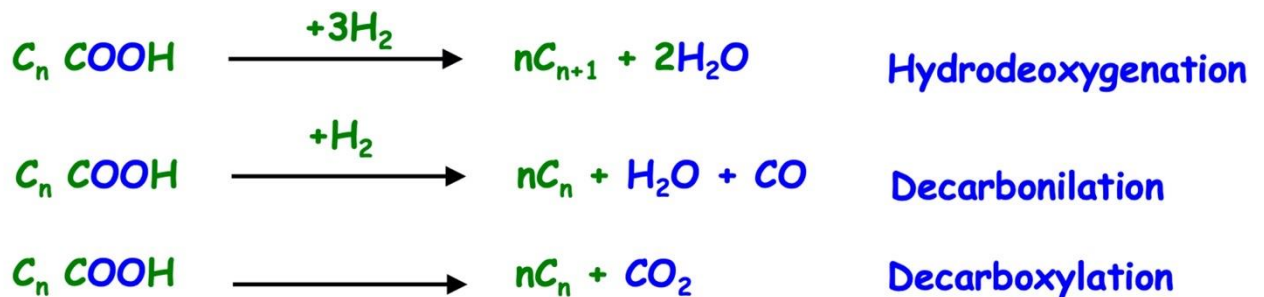


Figure 59: rappresentazione schematica delle reazioni chimiche principali del processo di produzione dell'HVO

La decarbossilazione serve a eliminare l'ossigeno sotto forma di CO, ma questo comporta anche l'eliminazione di atomi di carbonio. Gli altri due processi invece espellono l'ossigeno sotto forma di H₂O. Saturando i doppi legami C=C, si ottengono idrocarburi lineari (paraffine). Questi composti hanno caratteristiche tali per cui, se non ulteriormente trattati, sarebbero adatti solo all'impiego in aree geografiche con temperature medie elevate. Di conseguenza, per migliorarne le proprietà, si effettua un processo di isomerizzazione, al fine di ottenere una struttura chimica meno impaccata e viscosa, anche a temperature basse. Per fare questo si aggiungono radicali alchilici, attraverso idrogeno e un catalizzatore. Questo processo ha delle perdite di resa perché va a frazionare le catene paraffiniche, dando luogo ad alcuni residui volatili. [22]

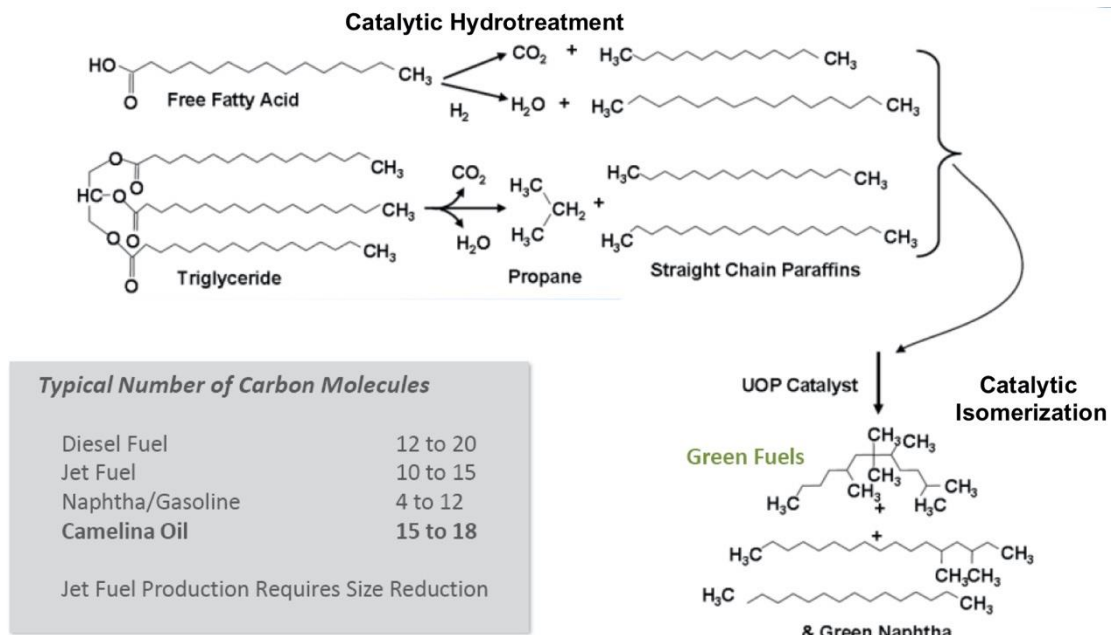


Figure 60: rappresentazione della struttura chimica dell'HVO durante il suo processo produttivo

5.3 Caratteristiche chimiche dell'HVO e influenza sulla combustione

Come detto nei paragrafi precedenti, l'HVO è costituito da catene paraffiniche, prive di aromatici, e questo lo rende un combustibile particolarmente reattivo, in quanto, come osservato da Shibata et al. [23], le paraffine si collocano in cima alla classifica di reattività degli idrocarburi. L'HVO, infatti, ha un numero di cetano attorno a 75, e questo gli conferisce un Ignition Delay (inteso come tempo che intercorre tra l'iniezione e lo Start of Combustion, ovvero il momento in cui il segnale di HRR diventa maggiore di zero) più corto rispetto al diesel tradizionale.

Omari et al. [25], hanno osservato che a basso carico l'ID e il mescolamento sono fortemente legati al numero di cetano, di conseguenza l'alto numero di cetano dell'HVO porterà ad una

combustione diffusiva più intensa e quindi ad una maggiore formazione di soot. In termini assoluti, però, a bassi carichi la quantità di soot non è così elevata, mentre diventa più rilevante ad alti carichi. In queste zone, dove l'influenza del numero di cetano sull'ID diminuisce a causa delle più alte temperature di lavoro, l'HVO porta una riduzione significativa di soot, grazie all'assenza di comportamenti aromatici nella sua struttura.

Soprattutto a bassi carichi, inoltre, sempre a causa del minore ID dell'HVO, si osserva una riduzione di HC e CO, cosa che sottolinea anche l'importanza di adottare una calibrazione specifica per sfruttare maggiormente le potenzialità dell'HVO, ad esempio aumentando la percentuale di EGR in queste zone di funzionamento per un migliore controllo degli NOx, e diminuendolo ad alto carico per un migliore controllo del soot.

Grazie alla minore viscosità e alla curva di distillazione più bassa, l'HVO tende a evaporare e mescolarsi più facilmente con l'aria, e questo fattore, unito alla maggiore reattività, contribuisce alla riduzione di ID che si osserva.

Per quanto riguarda lo spray, nel caso dell'HVO l'angolo di apertura che è stato osservato da Cheng et al [25] risulta essere leggermente più ampio, inoltre si notano una velocità minore sulla testa del getto rispetto al caso del gasolio tradizionale, e una penetrazione leggermente inferiore. Questo comportamento è stato attribuito alla minore viscosità e densità dell'HVO anche da Krivopolianskii et al. [26] Inoltre, in [25] si riporta come un ulteriore effetto dato dalla minore densità dell'HVO sia un minore gradiente di concentrazione del combustibile lungo lo spray nel caso dell'HVO, cosa che si traduce in un migliore mescolamento.

5.4 Scenario attuale: diffusione e produzione dell'HVO

La produzione dell'HVO è in forte crescita, e sta guadagnando una crescente importanza nella produzione di biocombustibili. Oltre ad essere di forte interesse nel settore dei trasporti, lo è anche in quello dell'aviazione.

Si prevede che le politiche statunitensi saranno, entro la fine del 2022, responsabili dell'85% dell'aumento di capacità produttiva dell'HVO a livello globale, in quanto lo standard sui carburanti rinnovabili, lo standard sui carburanti a basse emissioni di carbonio della California e le agevolazioni per l'uso di blend con biodiesel rendono i progetti riguardanti l'HVO economicamente interessanti. Al di fuori degli Stati Uniti, i nuovi progetti aumenteranno la capacità del 12% dal 2020 al 2022 in Europa e del 32% nella regione Asia-Pacifico. A piena capacità produttiva, gli impianti HVO rappresentano l'11% della produzione globale di biocarburanti prevista per il 2022, più che raddoppiando la quota HVO del 2019. [27]

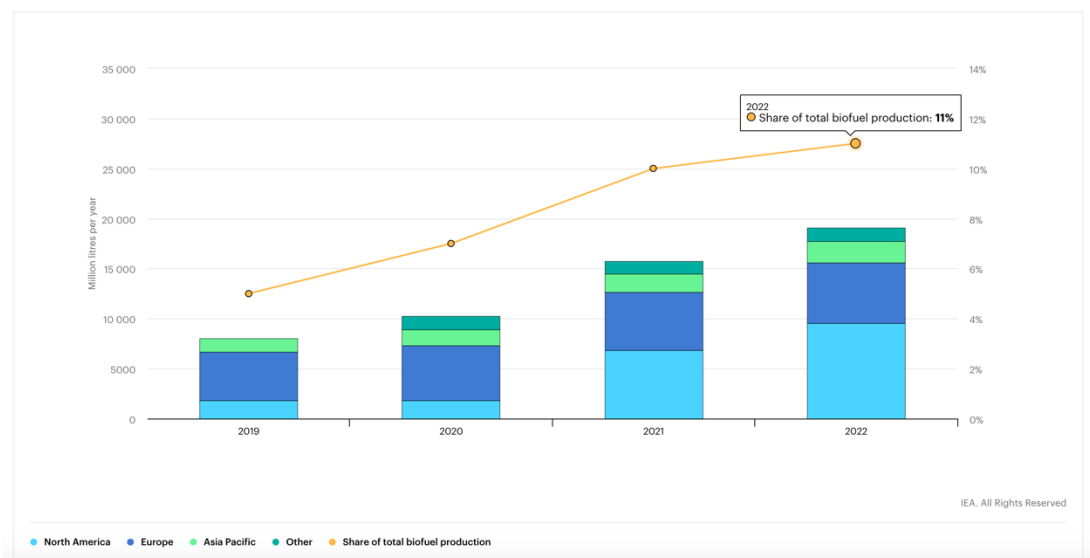


Figure 61: crescita della capacità produttiva dei biocombustibili, previsioni per il 2022

Attualmente, diversi produttori hanno sviluppato processi per la raffinazione e la produzione di HVO. Tra i più importanti si possono citare Neste Oil (Finlandia), Conoco Phillips (Stati Uniti, Irlanda), Syntroleum (Stati Uniti), Universal Oil Products (UOP), Eni (Regno Unito, Italia), Nippon Oil (Giappone) e SK energy (Corea). [28]

In Italia, ENI ha intrapreso investimenti importanti, riconvertendo gli impianti di Venezia (2014) e di Gela (2019) alla produzione di HVO.

Anche la commercializzazione dell'HVO è in forte crescita: in Italia il mercato di questo carburante alternativo è cresciuto nel 2021 del 10%, in Spagna del 9,5% e nei Paesi Bassi addirittura del 17,5%, mentre in Svezia e Finlandia è già largamente diffuso. Questo combustibile, però, è ancora lontano dall'essere facilmente reperibile nelle stazioni di servizio: attualmente in Italia viene distribuito solo all'interno di alcune aziende per il trasporto pesante, a differenza di quanto avviene in Svezia, Danimarca, Belgio e Paesi Bassi.

5.5 Costi

I costi di produzione dei biocombustibili sono più elevati rispetto a quelli del gasolio tradizionale, ma se si confrontano HVO e FAME si può vedere come il processo di transesterificazione sia più costoso di quello di idrogenazione, oltre a essere maggiormente compatibile con le infrastrutture già esistenti e con una maggior varietà di feedstock e di agenti catalizzanti [19].

Complessivamente, però, il costo aziendale legato alla produzione di HVO è più elevato, con un CAPEX di 1-1,2€/L (considerando un impianto da ~50M galloni), contro 0,4-0,5 €/L dei FAME [29].

5.6 Potenzialità dell'utilizzo di HVO nei veicoli in sostituzione al gasolio tradizionale

Sebbene, come detto nei paragrafi precedenti, l'HVO offra la possibilità di essere utilizzato come drop-in fuel in sostituzione del gasolio tradizionale, utilizzarlo in questo modo non consente di sfruttarne a pieno le potenzialità.

Come trovato da Dimitriadis et al [30] e da Omari et al [24], ulteriori benefici sulla riduzione delle emissioni possono essere riscontrati se si utilizza una calibrazione ottimizzata per l'HVO, al posto di una calibrazione che conserva i parametri ottimizzati per il gasolio tradizionale.

In questo lavoro di tesi, oltre a effettuare un confronto che in alcune condizioni si basa sull'utilizzo drop-in, si è cercato di confrontare le prestazioni di questi due combustibili creando delle ottimizzazioni specifiche per ciascuno, e cercando quindi di sfruttare al meglio le potenzialità offerte dall'HVO.

6. Confronto tra ottimizzazioni diesel-HVO

6.1 Introduzione

L'attività sperimentale condotta per il confronto tra gasolio tradizionale (EN590 Diesel) e HVO è stata articolata in più fasi: inizialmente sono stati condotti dei test preliminari, che conservavano la calibrazione originaria della centralina, implementata all'FPT Industrial Research & Development centre di Arbon (Svizzera), in cui l'HVO è stato utilizzato come combustibile "drop-in" (ovvero senza effettuare alcun tipo di modifica al motore né alla calibrazione della centralina), e le principali emissioni inquinanti (bsSoot, bsfc, bsNOx, bsCO, bsHC e CN) sono state confrontate. Questi test sono stati condotti su cinque punti di funzionamento stazionari, ritenuti rappresentativi del funzionamento di un veicolo light duty sul ciclo omologativo di riferimento (WLTC). Questa parte preliminare dell'attività è stata necessaria per individuare i range di variazione dei parametri su cui impostare il Design of Experiment (DoE). I punti su cui sono stati effettuati i test sono indicati nella figura [63].

Successivamente, il focus dell'attività si è spostato sull'ottenere delle calibrazioni ottimizzate, specifiche per ciascun combustibile, su cui effettuare il confronto delle emissioni sopracitate. I punti testati sono:

- 1250×2
- 2000×9
- 2250×15

Queste calibrazioni sono state ottenute su tre dei cinque punti selezionati durante i test preliminari, e sono state ricavate con la tecnica del DoE. Le ottimizzazioni consentivano di minimizzare un output alla volta, mantenendo gli altri entro dei limiti fissati.

I combustibili testati sono stati forniti entrambi da ENI, e le loro proprietà sono riassunte nella tabella sottostante.

	Unit	EN590 Diesel	HVO
Density at 15°C	kg/m ³	830.60	777.80
Kinematic viscosity	mm ² /s	2.969	2.646
Dynamic viscosity	Pa · s	2.47 · 10 ⁻³	2.06 · 10 ⁻³
Cetane number	-	54.60	79.60
Monoaromatic	% v/v	20.10	0.50
Polyaromatic	% v/v	3.00	0.00
Total aromatic	% v/v	23.10	0.00
Flammability	°C	74.0	60.5
Lower heating value	MJ/kg	42.65	44.35
Hydrogen	% m/m	13.72	15.00
Carbon	% m/m	85.67	85.00
Oxygen	% m/m	0.61	0.00
Sulphur	mg/kg	6.50	0.53
FAME	% v/v	5.00	0.05
Approx. formula	-	C ₁₃ H ₂₄ O _{0.06}	C ₁₃ H ₂₈

Figure 62: Proprietà di HVO e Diesel EN590

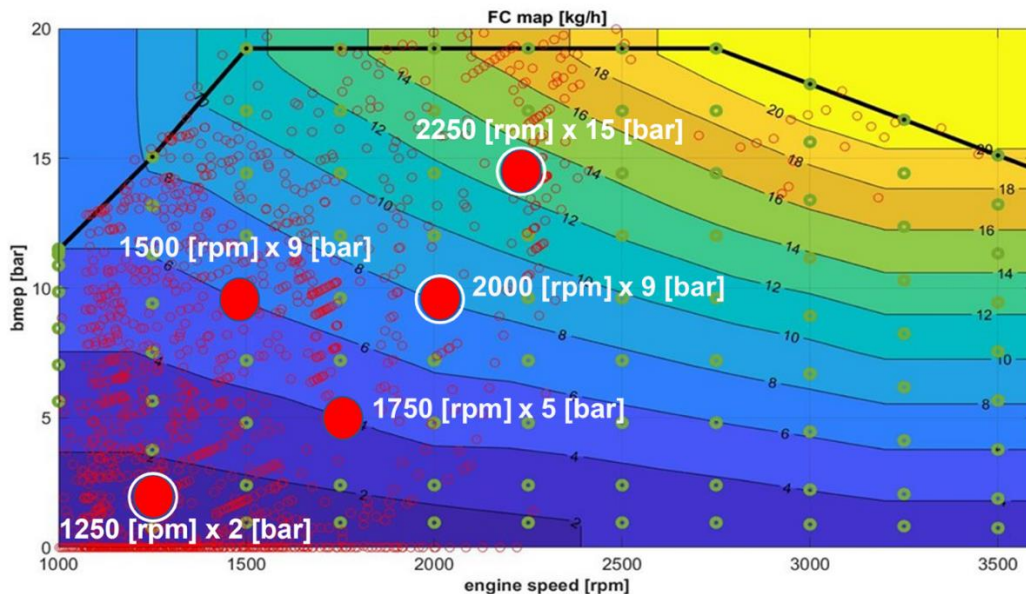


Figure 63: Punti di funzionamento considerati nell'attività preliminare

Nei paragrafi successivi verrà illustrata più dettagliatamente la procedura utilizzata, e verranno presentati i principali risultati ottenuti.

6.2 Prove preliminari

I test preliminari sono stati condotti utilizzando la calibrazione di base della centralina, al fine di quantificare i benefici introdotti dall'HVO come combustibile "drop-in", e di ottenere dei range di variazione per i parametri di centralina da inserire nel DoE.

Già dai primi test effettuati sui punti stazionari selezionati, è emerso che l'HVO apporta alcuni benefici in termini di riduzione delle emissioni rispetto al diesel.

In generale, i livelli di NO_x sono risultati essere più bassi, ma non quanto quelli delle altre specie, tranne a basso carico, dove l'HVO presenta emissioni di NO_x un po' più alte. I risultati presenti in letteratura sono discordi nel determinare se l'HVO sia in grado o meno di ridurre le emissioni di ossidi di azoto. Una possibile spiegazione dei risultati trovati in questi test sta nel fatto che un numero di cetano più alto (nel caso dell'HVO) riduce il ritardo di accensione (ID), soprattutto a basso carico, e dà luogo ad una combustione più rapida e ad un SOC anticipato. Tuttavia, queste considerazioni sono valide soprattutto se si considera l'iniezione pilota; se invece si confrontano i SOC delle iniezioni main tra diesel e HVO, ciò che emerge è che c'è una minore influenza delle proprietà del combustibile. Questo è dovuto al fatto che l'energia rilasciata durante la combustione delle iniezioni pilota è sufficiente a creare delle condizioni che rendono trascurabile la maggiore reattività dell'HVO nello sviluppo della combustione. Di conseguenza, la principale causa a cui si può attribuire il più alto livello di NO_x a basso carico nel caso dell'HVO è

il fatto che un ID ridotto comporta che meno calore venga rilasciato durante la combustione premiscelata, promuovendo quindi lo sviluppo della combustione diffusiva, e di conseguenza la formazione degli ossidi di azoto.

L'HVO riduce le emissioni di soot in tutte le condizioni esaminate durante i test preliminari. La formazione del soot è influenzata da molti parametri, tra cui si possono citare la percentuale di EGR, il ritardo di accensione, e alcune proprietà del combustibile. In particolare, essendo questi test preliminari effettuati a parità di calibrazione, e quindi di percentuale di EGR, le minori emissioni di soot da parte dell'HVO possono essere attribuite al più alto numero di cetano, che influenza il ritardo di accensione, e soprattutto all'assenza di composti aromatici nella struttura chimica di questo combustibile.

Anche le emissioni di specie dovute alla ossidazione incompleta del combustibile sono risultate inferiori per l'HVO, con una eccezione non particolarmente significativa nel punto a più alto carico (dove comunque i valori assoluti di queste emissioni sono piuttosto bassi). Questi miglioramenti si spiegano con la maggiore reattività dell'HVO, dovuta sia al più alto numero di cetano che alla curva di distillazione di questo combustibile. Infatti, si può vedere che l'HVO evapora con maggiore facilità, e questo facilita anche il mescolamento con l'aria, e la conseguente ossidazione, soprattutto alle temperature più basse che si incontrano a basso e medio carico.

A differenza di quanto avviene nella calibrazione originale della centralina, in cui è utilizzato solo il circuito di HP EGR, l'obiettivo delle ottimizzazioni ottenute col DoE è di introdurre anche l'LP EGR, utilizzando così una configurazione dual loop, vantaggiosa nel ridurre ulteriormente le emissioni. Per trovare una configurazione di EGR adeguata, sono stati effettuati degli sweep che esploravano diverse

combinazioni di LP e HP EGR a diversi lambda (rapporto adimensionale tra massa di aria e di combustibile, riferita al rapporto stechiometrico). Una volta individuata la migliore combinazione di EGR, sono stati effettuati degli sweep a lambda fissato sui singoli parametri di centralina (SOI, p_{rail} , apertura VGT, q_{p11} , DT1), individuando così i limiti da fissare nel DoE.

6.3 DoE

Fatto il confronto preliminare, lo step successivo è stato quello di cercare un confronto basato su delle calibrazioni di centralina specifiche per ciascuno dei due combustibili.

In un motore a combustione interna, moltissimi parametri interagiscono tra loro e contribuiscono a influenzare l'andamento della combustione. Per questo, non si può pensare di studiare queste complesse correlazioni tramite dei test in laboratorio, individuando la combinazione ideale in modo sperimentale, ma è necessario un metodo per limitare le prove da eseguire. La tecnica che si utilizza è basata sull'uso di modelli matematici, che correlano a una serie di parametri di centralina selezionati come input, gli output che si otterranno in termini di emissioni e consumi. Utilizzando un modello è possibile impostare quale output si desidera minimizzare, mantenendo gli altri entro dei valori limite prestabiliti. Per ottenere questi modelli occorre effettuare un certo numero di prove, variabile in base al numero di parametri coinvolti. Dato che testare ogni combinazione possibile sarebbe troppo dispendioso, se ne testa un numero limitato, individuato tramite il Design of Experiment (DoE).

Il Design of Experiment (DoE) è una tecnica statistica che si utilizza dunque per individuare le prove più significative da eseguire per caratterizzare un certo fenomeno fisico, senza alterare la qualità dei risultati ottenuti.

In un DoE viene creata una combinazione di variabili di input indipendenti, le cui variazioni influenzano i parametri di output. Le variabili di input corrispondono ai parametri maggiormente influenti sul processo, e a ciascuna vengono assegnati un range di variazione e dei livelli.

Il DoE crea una distribuzione simmetrica degli esperimenti attorno ad un certo punto fissato, variando simultaneamente tutti i parametri. Ciò che si ottiene è una matrice in cui ogni riga rappresenta un test da eseguire, e ogni colonna contiene i livelli di ogni input.

Gli step del DoE sono:

- Individuazione del problema
- Determinazione delle variabili di input
- Scelta dei range e dei livelli di variazione degli input
- Scelta del tipo di design
- Esecuzione delle prove

Per quanto riguarda il tipo di design, si può scegliere tra *Classical*, *Space-filling* e *Optimal*. Nel caso in questione la scelta è ricaduta su *Optimal*, che è la tipologia che permette di ottenere dei risultati più affinati. In particolare, si è scelto il design di tipo *V-optimal*, che consente di minimizzare la varianza media dell'errore di predizione (PEV).

I parametri di input su cui in questo caso è stato costruito il DoE sono:

- SOI dell'iniezione main
- Apertura della VGT
- Posizione degli attuatori di HP ed LP EGR
- Pressione del rail
- Quantità e timing dell'iniezione più vicina alla main (chiamata "pilota 1")

Di conseguenza, si è ottenuto, tramite il tool MBC Model Fitting del software MATLAB, uno spazio 7-dimensionale che contiene tutte le possibili combinazioni dei parametri di input. A tutti questi parametri sono stati assegnati un limite superiore e inferiore, e dei livelli di variazione tra i due valori limite.

6.4 Esecuzione dei test

Da questo procedimento si ottiene una lista di test da effettuare, ciascuno con una certa calibrazione di centralina. Nel caso in esame, questi test erano composti da circa 130 prove. A queste è stato aggiunto un repetition point, cioè un test con una calibrazione il cui output è noto, da ripetere più volte (in questo caso ogni undici test) durante l'esecuzione delle prove previste dal DoE, in modo da verificare che non ci siano anomalie in parametri come il lambda, la differenza di pressione sul DPF o i valori delle emissioni.

La lista di test ("variation list") così ottenuta viene poi caricata sul software AVL CAMEO. Questo software è in grado di impostare automaticamente i parametri della centralina corrispondenti a ciascuna calibrazione da testare, per cui si procede nel modo seguente:

- AVL CAMEO imposta la calibrazione prevista dalla variation list
- Si attende un tempo di stabilizzazione per estinguere i transitori dovuti ai cambiamenti di calibrazione
- Viene lanciata automaticamente la misura delle emissioni, per un tempo di sessanta secondi, e viene poi acquisito il valore ottenuto
- Esaurita la misura su una certa calibrazione, si passa alla successiva, e il procedimento viene ripetuto.

6.5 Creazione dei modelli

Tramite i dati raccolti con il DoE, si è utilizzato l'MBC Model Fitting toolbox di MATLAB, per creare dei modelli che correlassero gli input agli output (emissioni inquinanti, CO₂, CN, bsfc, λ).

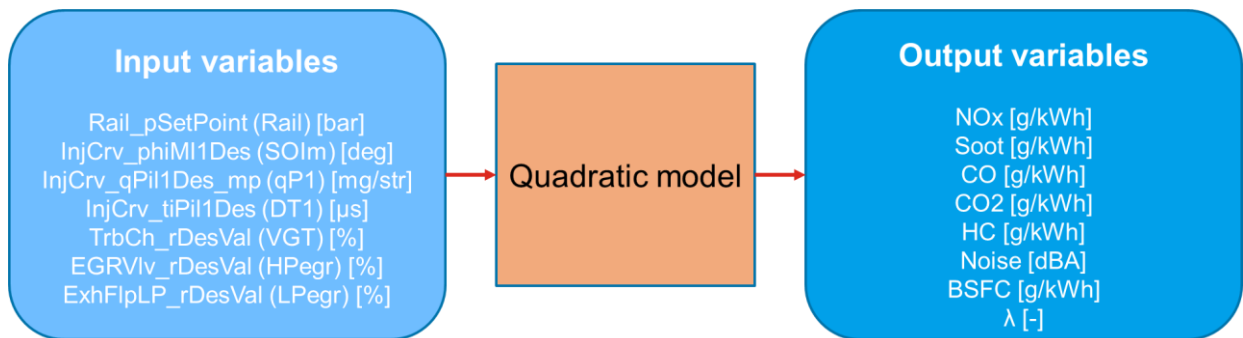


Figure 64: Rappresentazione schematica dei polinomi del secondo ordine usati per le ottimizzazioni

6.5.1 Indicatori statistici e funzioni per la valutazione del modello

Essendo basato su tecniche statistiche, il DoE è caratterizzato da alcuni indicatori che consentono di determinare la qualità dell'esperimento e dei modelli ottenuti. I principali parametri che si usano per questa valutazione sono:

- R^2 :indica quanto i dati sperimentali siano vicini alle predizioni del modello. Varia tra 0 (minima aderenza dei dati sperimentali al modello) e 1 (il modello descrive perfettamente il fenomeno reale). Si calcola in questo modo:

$$R^2 = 1 - \frac{SSR}{SST}$$

Con

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

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

In cui \tilde{y}_i è il valore i-esimo calcolato dal modello, \bar{y} è la media dei valori sperimentali e y_i è l'i-esimo dato sperimentale.

- Adjusted R^2 : indica quanto le osservazioni sperimentali siano vicine al modello, considerando il numero di osservazioni (n), il numero di coefficienti del modello (p) e i gradi di libertà (dof = n-p) del modello:

$$R_{adj}^2 = 1 - \frac{\frac{SSE}{n-p}}{\frac{SST}{n-1}}$$

Con SSE (somma degli errori dei quadrati):

$$SSE = \sum_{i=1}^n (y_i - \tilde{y}_i)^2$$

- PRESS R^2 : PRESS (somma dei quadrati dell'errore predetto) misura la capacità del modello di predire i valori sperimentali, con y_i che rappresenta l'i-esimo output misurato e \tilde{y}_{i-1} che indica l'i-esimo output predetto dal modello, escludendo y_i durante la costruzione del modello.

$$PRESS = \sum_{i=1}^n (y_i - \tilde{y}_{i-1})^2$$

Applicando la funzione PRESS a R^2 si valuta la qualità della predizione del modello: può andare da -infinito a R^2

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

- RMSE: indica l'accuratezza del modello:

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{n}}$$

Applicando la funzione PRESS a RMSE si ottiene:

$$PRESS\ RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_{(i)})^2}{n}}$$

Definiti questi parametri statistici, gli step da effettuare nella valutazione di un modello sono i seguenti:

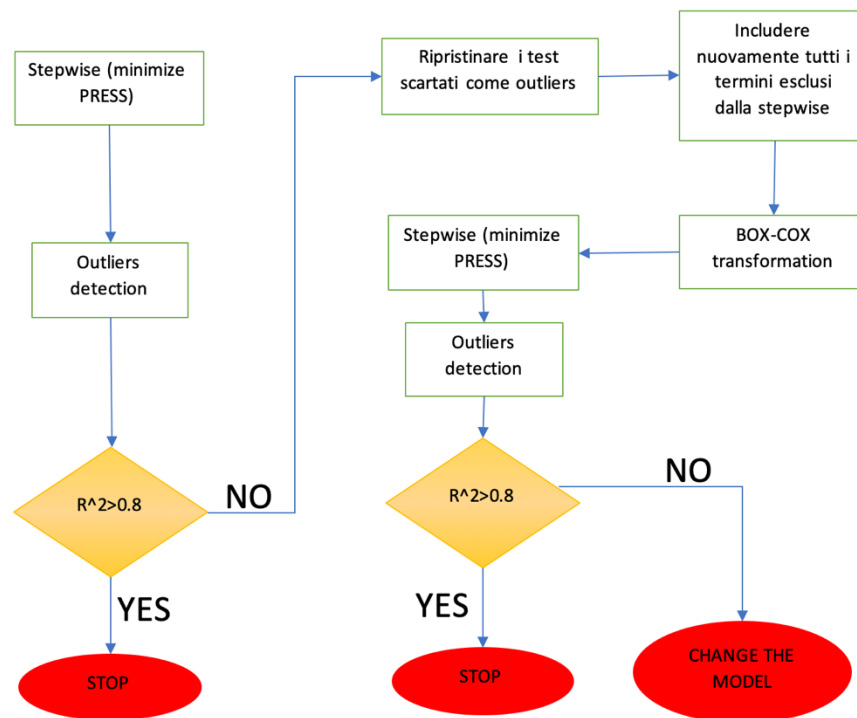


Figure 65: procedimento per la valutazione di un modello

Come si vede nello schema di figura [65], esistono dei procedimenti da poter applicare ai modelli per migliorarne gli indicatori statistici. In particolare, si fa riferimento a:

- *Stepwise regression*: la funzione stepwise serve a creare un buon adattamento del modello ai valori reali. L'obiettivo di questa funzione è minimizzare PRESS: più il valore ottenuto è basso, più il modello riesce ad avvicinarsi ai dati reali. Questa trasformazione si basa su un procedimento iterativo

che va ad aggiungere o a rimuovere variabili di input prese in considerazione nella creazione del modello.

- *Trasformazione Box-Cox*: si può utilizzare per stabilizzare la varianza della risposta, rendere la distribuzione della variabile di risposta più vicina alla distribuzione normale e migliorare il modo in cui il modello si adatta ai dati. Per fare questo, si può usare la famiglia di trasformazioni $y^* = y^k$, in cui k è il parametro della trasformazione che deve essere determinato. La trasformazione Box-Cox si basa sull'individuare il valore di k analizzando la varianza su

$$y^k = \begin{cases} \frac{y^k - 1}{k \cdot y^{k-1}} & k \neq 0 \\ \hat{y} \cdot \ln(y) & k = 0 \end{cases}$$

Dove $\hat{y} = \ln^{-1} \left[\frac{\sum \ln(y)}{n} \right]$ è la media geometrica delle osservazioni. Il valore di k è tale per cui SSE è minimo. Questo valore si ricava osservando il grafico di SSE in funzione di k , e cercando il valore che minimizza SSE. Valori di k vicini a 1 significano che la trasformazione non è necessaria. Si riporta un esempio di questo tipo di grafico in figura [67]

- *Outliers detection*: questa procedura si effettua per eliminare dei dati che vengono predetti male dal modello, facendo però attenzione a non escludere quelli che sono importanti per la predittività del modello stesso.

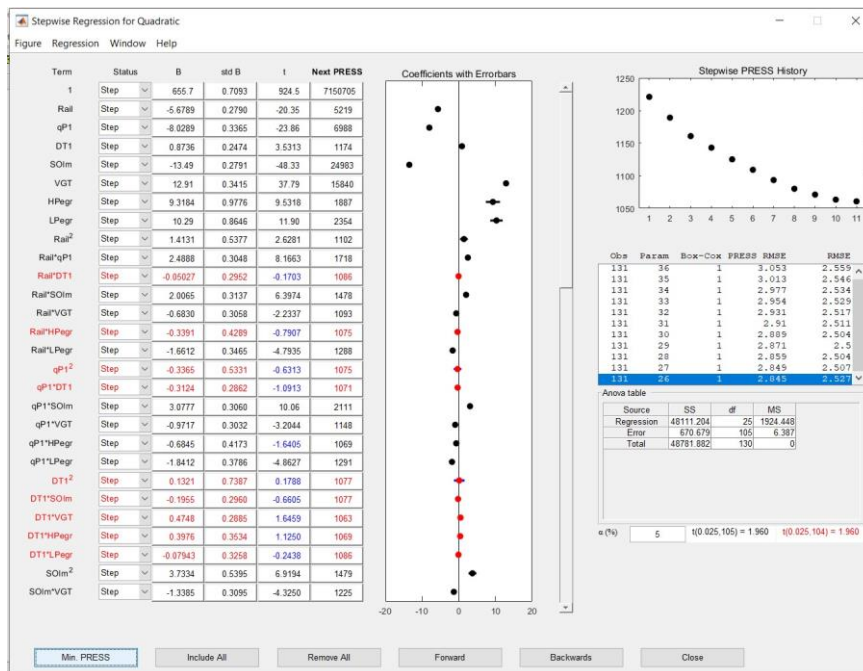


Figure 66: esempio di applicazione della stepwise regression

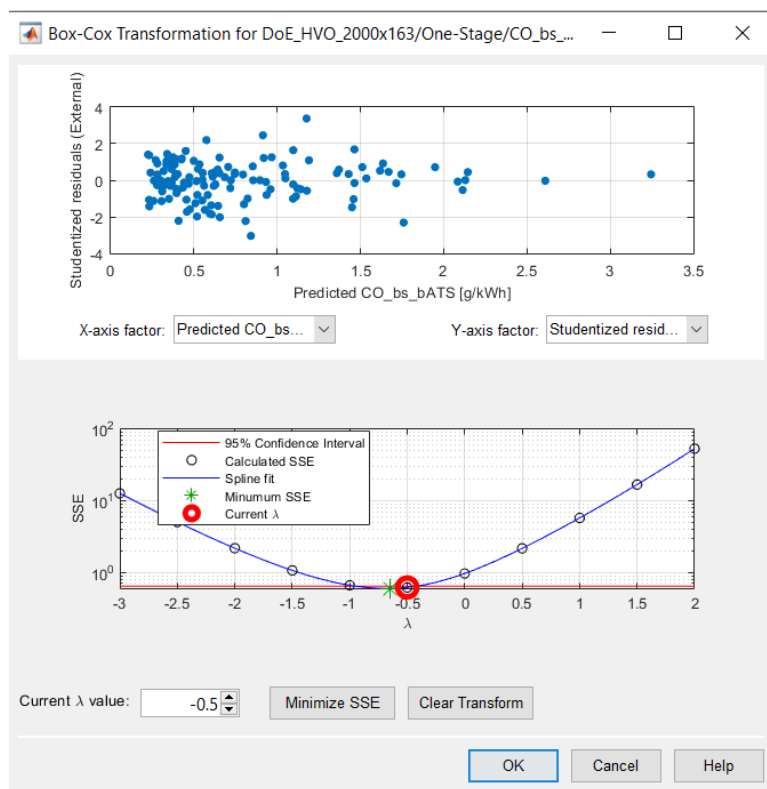


Figure 67: esempio di trasformazione Box-Cox

6.5.2 Generazione delle calibrazioni

Una volta ottenuti i modelli, si può quindi procedere con la creazione di una calibrazione ottimale, specifica per il punto di funzionamento del motore e per il tipo di combustibile. In questo caso si è scelto inizialmente di lavorare sulla minimizzazione di un singolo output per volta. Per fare questo è stato utilizzato il toolbox CAGE di MATLAB, ed è stata effettuata la seguente procedura:

- I modelli sono stati importati su CAGE
- È stata impostato l'output da minimizzare
- Sono stati fissati dei limiti per gli altri parametri di output
- Si verifica che sia effettivamente possibile ottenere una calibrazione con i limiti selezionati. Se questo non è possibile, occorre imporre limiti meno stringenti per qualcuno degli altri parametri, ed esempio intervenendo sul bsfc

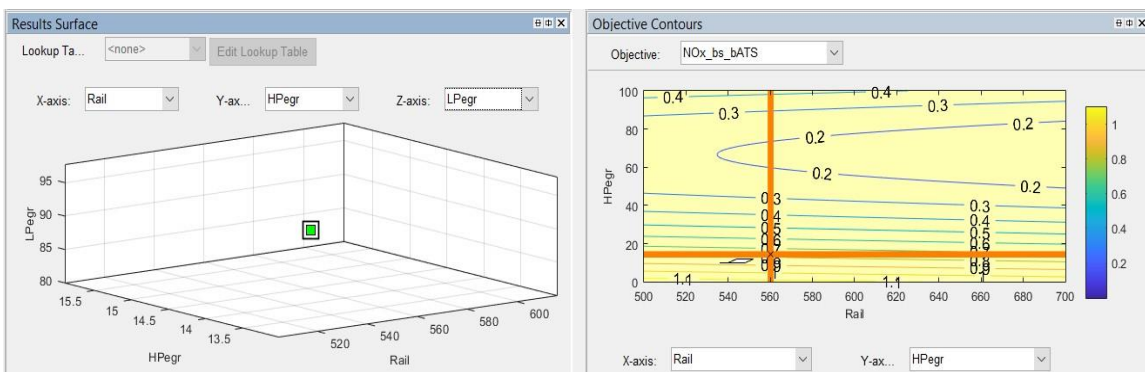


Figure 68: esempio di calibrazione generata da CAGE

6.5.3 Valutazione delle calibrazioni

Prima di effettuare il confronto tra diesel e HVO sui punti ottimizzati, le calibrazioni sono state testate al banco, raccogliendo i dati sugli effettivi valori degli output. In questo modo è stato possibile confrontare i valori reali con quelli predetti dai modelli, e verificare che non ci fossero discrepanze significative.

I più importanti fattori che comportano uno scostamento del modello dai valori reali sono:

- Sporciamento del DPF: a parità di calibrazione, un diverso sporciamento del DPF può provocare delle variazioni nella contropressione allo scarico, e quindi nella percentuale di gas di scarico ricircolati, cosa che influenza i livelli di emissioni.
- Variazioni della temperatura della cella: durante i test effettuati non è stato possibile utilizzare il sistema di condizionamento dell'aria a causa di un guasto, per cui la temperatura (e di conseguenza la densità) dell'aria all'aspirazione erano influenzate dalla temperatura dell'aria esterna oltre che dal progressivo riscaldamento dell'aria e dei componenti provocato dal funzionamento stesso del motore. Di conseguenza, anche la massa d'aria aspirata, a parità di posizione degli attuatori, non può essere ritenuta costante.
- Intasamento del cooler dell'HP EGR: questo percorso dell'EGR preleva i gas di scarico prima della turbina e del sistema di post trattamento, di conseguenza tendono a sporcare il cooler dedicato, andando a creare una differenza di pressione che incide sul grado di EGR .
- Variazioni nella temperatura dell'acqua di raffreddamento del motore: un'imperfetta regolazione dei parametri del PID che controlla l'apertura dell'elettrovalvola da cui passa l'acqua di raffreddamento, possono portare delle oscillazioni di temperatura che comportano ulteriori incertezze.

Queste variazioni si sono verificate non solo nel testare diverse ottimizzazioni, ma anche nell'esecuzione dei diversi DoE.

6.6. Confronto diesel-HVO tra punti ottimizzati

Tra le ottimizzazioni ottenute, le migliori sono state scelte per il confronto tra diesel e HVO.

6.6.1 Overview dei risultati ottenuti

I risultati ottenuti sulle ottimizzazioni che puntavano a minimizzare gli ossidi di azoto sono stati oggetto di un precedente lavoro di tesi [31]. Per completezza, se ne riporta una sintesi.

A titolo di esempio si riportano i parametri di calibrazione ottenuti da CAGE sul punto 1250x2, sia per diesel che HVO:

Fuel	Rail [bar]	q_{P1} [mg/str]	DT_{P1} [μ s]	SOI_M [$^{\circ}$ bTDC]	VGT [%]	EGR_{HP} [%]	EGR_{LP} [%]
diesel	586	2.35	1094	-1.74	80.0	94.3	84.2
HVO	616	1.66	1128	-4.78	94.7	64.2	85.6

Table 9: calibrazioni di centralina ottimizzate per minimi NOx, del punto 1250x2

Queste calibrazioni sono state testate a banco, e nella tabella [10] si riportano le variazioni percentuali delle emissioni misurate, usando come riferimento i valori che corrispondono alla calibrazione ottimale del diesel, calcolate nel seguente modo:

$$var.perc. [\%] = 100 \cdot \frac{x_{HVO} - x_{diesel}}{x_{diesel}}$$

speed x bmeep (rpm x bar)	bsfc [%]	HC [%]	CO [%]	NO _x [%]	Soot [%]	CN [dBA]
1250×2	-0.8%	-22%	-4%	-60%	15%	-1.1
2000×9	-0.3%	-33%	-11%	-16%	-58%	0.6
2250×15	-0.7%	-14%	+35%	-33%	-6%	0.2

Table 10: variazioni percentuali delle emissioni inquinanti dell'HVO rispetto al diesel per i tre punti ottimizzati

Di seguito si riportano i risultati del confronto in termini di emissioni, CN e consumi.

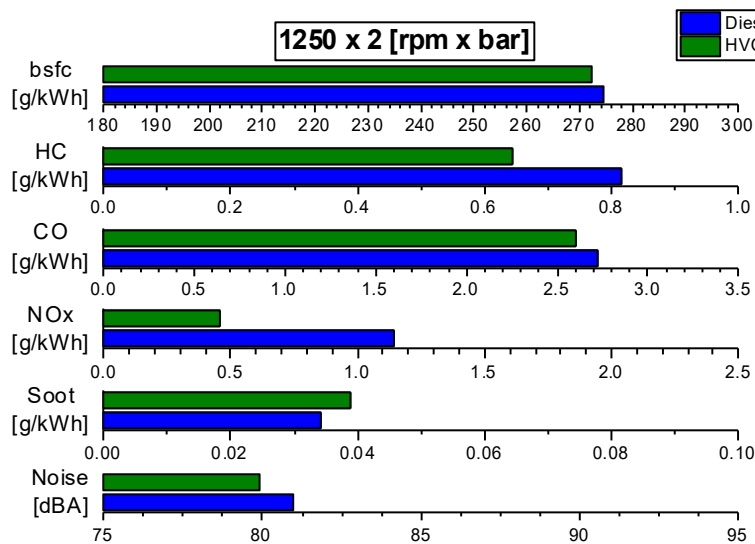


Figure 69: 1250 x 2, ottimizzazioni minimo NOx

Fuel	BSFC [g/kWh]	BSHC [g/kWh]	BSCO [g/kWh]	BSNOx [g/kWh]	BSsoot [g/kWh]	CN [dBA]	EGR rate [%]
diesel	274.6	0.82	2.72	1.14	0.034	81.0	46.0
HVO	272.3	0.64	2.6	0.46	0.039	79.9	54.6
Δ	-0.8%	-22%	-4%	-60%	15%	-1.1	8.6

Table 11: 1250 x 2, calibrazione punto ottimizzato

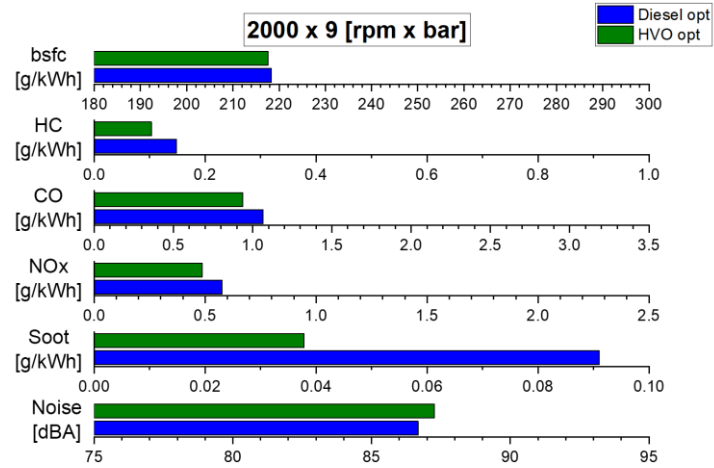


Figure 70: 2000 x 9, ottimizzazioni minimo NOx

Fuel	BSFC [g/kWh]	BSHC [g/kWh]	BSCO [g/kWh]	BSNOx [g/kWh]	BSsoot [g/kWh]	CN [dBA]	EGR rate [%]
diesel	218.3	0.15	1.06	0.58	0.091	86.7	29.5
HVO	217.6	0.10	0.94	0.49	0.038	87.3	31.8
Δ	-0.3%	-33%	-11%	-16%	-58%	0.6	2.3

Table 12: 2000 x 9, calibrazione ottimizzazioni minimo Nox

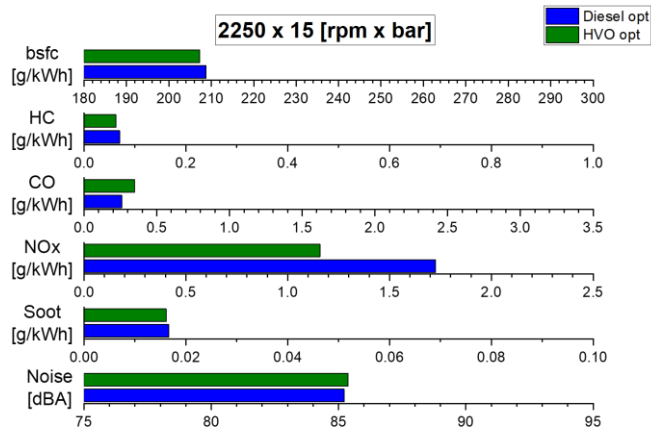


Figure 71: 2250 x 15, ottimizzazioni minimo NOx

Fuel	BSFC [g/kWh]	BSHC [g/kWh]	BSCO [g/kWh]	BSNOx [g/kWh]	BSsoot [g/kWh]	CN [dBA]	EGR rate [%]
diesel	208.8	0.07	0.26	1.73	0.017	85.2	16.8
HVO	207.3	0.06	0.35	1.16	0.016	85.4	18.5

Table 13: 2250 x 15, calibrazione ottimizzazioni minimo NOx

- Per il punto a basso carico (1250x2) si osserva una significativa riduzione dei NOx rispetto al diesel (60%). Questo può essere attribuito alla possibilità offerta dall'HVO di ritardare il treno di iniezioni e di ricircolare un maggiore grado di EGR. Queste due regolazioni, mentre con il diesel sarebbero cause importanti di combustione incompleta, nel caso dell'HVO non comportano gli stessi effetti negativi, grazie al suo minore ritardo di accensione e alla maggiore facilità con cui avvengono l'evaporazione (per via della più bassa curva di distillazione) e il mescolamento, anche alle temperature relativamente basse che si incontrano a questo carico. Come risvolto negativo si ha però un aumento del soot (15%), anche se non particolarmente rilevante se si guardano i valori assoluti, già piuttosto bassi. Stessa considerazione si può fare per CN e bsfc, che aumentano leggermente, ma non sono particolarmente rilevanti in termini assoluti su questo punto di funzionamento.
- A carichi più alti, si osserva una riduzione sia di NOx che di soot. Le specie inquinanti che derivano da incompleta combustione (CO e HC) sono basse in termini assoluti, a causa delle alte temperature. Il CN, che su questi punti ad alto carico è un aspetto da tenere in considerazione, si dimostra leggermente più elevato nel caso dell'HVO, ma comunque rimane entro i limiti imposti durante la creazione delle ottimizzazioni. L'HVO, inoltre, consente una lieve riduzione del consumo di combustibile.

Per esplorare meglio il comportamento dei due combustibili attorno al punto ottimizzato, sono stati effettuati degli sweep di lambda con la calibrazione selezionata come ottimale, ma variando il grado di EGR. Partendo con entrambe le valvole di HP ed LP EGR chiuse, la valvola dell'HP EGR è stata gradualmente aperta, fino alla posizione di

apertura definita dalla calibrazione ottimale. Successivamente è stata aumentata l'apertura della valvola di LP EGR, fino a ridurre significativamente le emissioni di NO_x, ma ponendo attenzione anche a non degradare eccessivamente la qualità della combustione in termini di stabilità e performance, oltre che di emissioni di HC e CO. Nelle figure [69], [70] e [71], che illustrano i risultati degli sweep (emissioni inquinanti in funzione delle emissioni di NO_x, dove un aumento dei NO_x corrisponde a una diminuzione del grado di EGR), sono presenti anche due linee tratteggiate, che individuano il punto corrispondente alla baseline, ovvero alla calibrazione originaria della centralina.

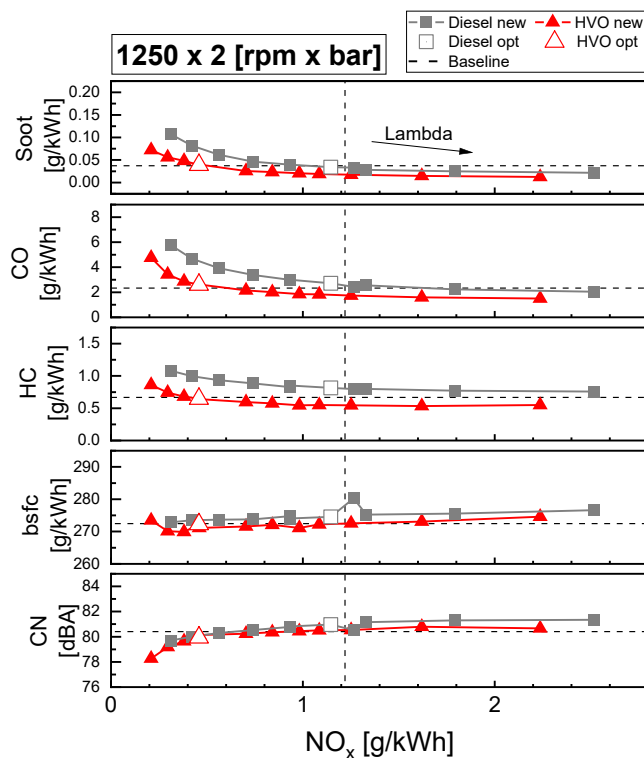


Figure 72: Lambda sweep sul punto ottimizzato 1250x2

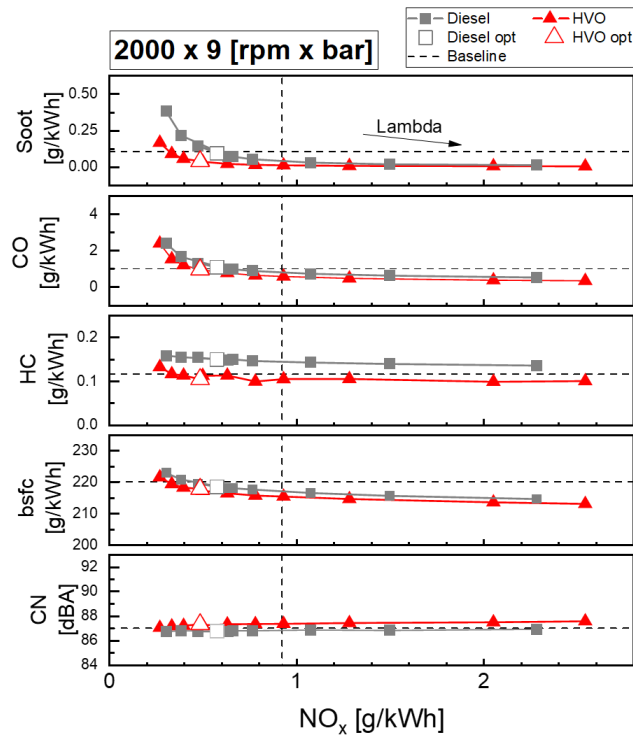


Figure 73: Lambda sweep sul punto ottimizzato 2000x9

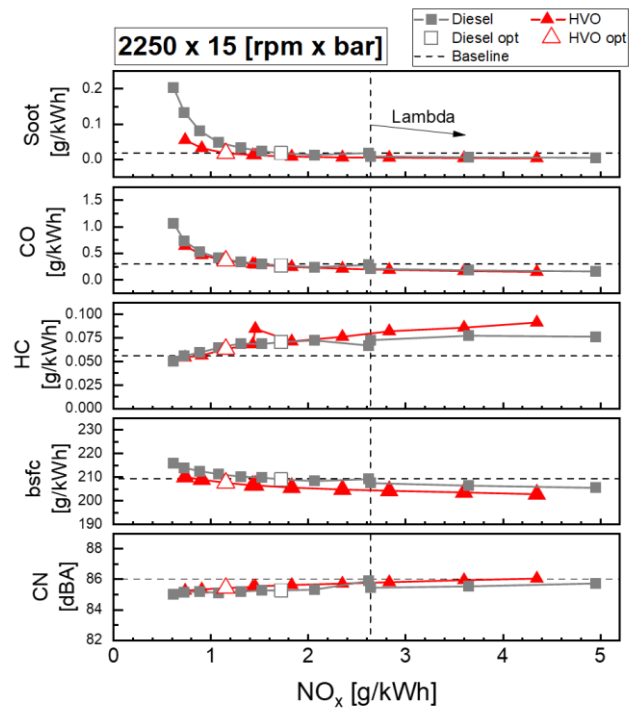


Figure 74: Lambda sweep sul punto ottimizzato 2250x15

Si può notare che le curve che illustrano gli andamenti dell'HVO sono sempre al di sotto o al più sovrapposte a quelle che corrispondono al diesel, cosa che conferma il miglior comportamento da parte dell'HVO in termini di emissioni inquinanti.

6.6.2 Distribuzione del PM in numero in massa sui punti ottimizzati minimo NOx

Sul punto a basso carico (1250 [rpm]x36[Nm]) e su quello ad alto carico (2250 [rpm]x174[Nm]) sono state effettuate delle misure con l'ELPI, in modo da classificare le distribuzioni in massa e in numero di particolato in funzione del diametro. Il diametro preso come riferimento è un diametro equivalente detto *diametro aerodinamico*, coincidente con quello di una particella sferica di densità 1000 kg/m³ che verrebbe intrappolata nello stesso stadio dello strumento.

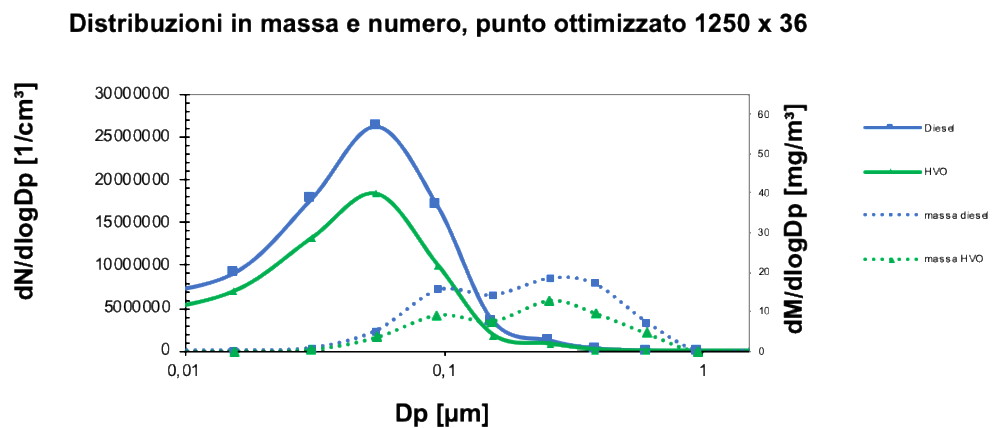


Figure 75: misura con l'ELPI sul punto 1250x36

Distribuzioni in massa e numero, punto ottimizzato 2250 x 174

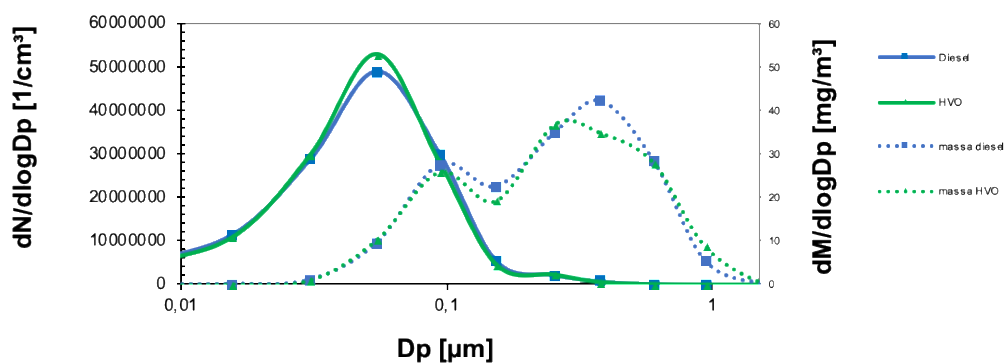


Figure 76: misura con l'ELPI sul punto 2250x174

A basso carico si vede che l'HVO tende ad avere sia massa che numero di particelle inferiori rispetto al gasolio tradizionale. Le distribuzioni in numero presentano un picco in prossimità dello stesso diametro, ma nel caso dell'HVO il resto della curva è leggermente più spostato verso diametri piccoli, cosa che potenzialmente rende le sue emissioni più dannose.

Ad alto carico la massa presenta valori più bassi nel caso dell'HVO, ma il numero di particelle prodotte è leggermente superiore.

6.7 Confronto tra ottimizzazioni diverse

Nelle ottimizzazioni precedentemente illustrate, l'obiettivo era la minimizzazione degli ossidi di azoto. A seconda del punto di funzionamento del motore, può essere interessante effettuare anche un confronto basato su ottimizzazioni che puntano a minimizzare altri tipi di emissioni: ad esempio, a basso carico (1250x2) si è puntato a minimizzare il CO, mentre a medio-alto carico sono stati minimizzati bsfc, CN e soot.

6.7.1 Ottimizzazione minimo CO, punto 1250x2

Le calibrazioni utilizzate per queste ottimizzazioni sono riportate nella tabella sottostante.

Fuel	Rail [bar]	q_{P1} [mg/str]	DT_{P1} [μ s]	SOI_M [$^{\circ}$ bTDC]	VGT [%]	EGR_{HP} [%]	EGR_{LP} [%]
diesel	513	2.6	1287	-2.47	96.0	8.9	89.4
HVO	600	1.7	1101	-4.56	96.0	54.4	51.5

Table 14: calibrazione centralina per diesel e HVO, ottimizzazione min CO, punto 1250x2

I risultati ottenuti in termini di emissioni e di confronto tra i due combustibili sono illustrati nella figura [77].

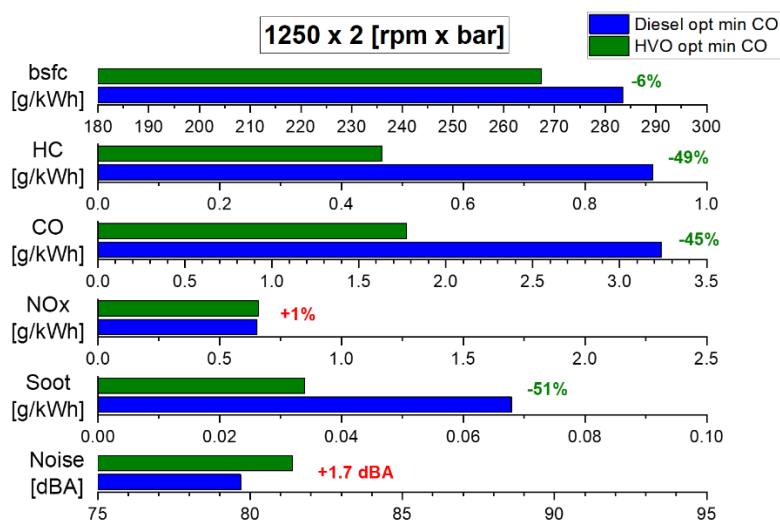


Figure 77: emissioni inquinanti di diesel e HVO, ottimizzazione min CO, punto 1250x2

Si può notare che nel caso dell'HVO si ha una diminuzione importante di HC e CO: le emissioni di HC sono ridotte del 49%, quelle di CO del 45%. Anche le emissioni di soot, sebbene in valore assoluto non abbiano un grosso impatto su questo punto a basso carico, si riducono del 45% nel caso dell'HVO.

6.7.2 Ottimizzazioni minimo bsfc, soot e CN, punto 2000x9

Aumentando il carico, gli output che diventa importante minimizzare sono bsfc, soot e CN. I risultati relativi a queste ottimizzazioni sono riportati di seguito.

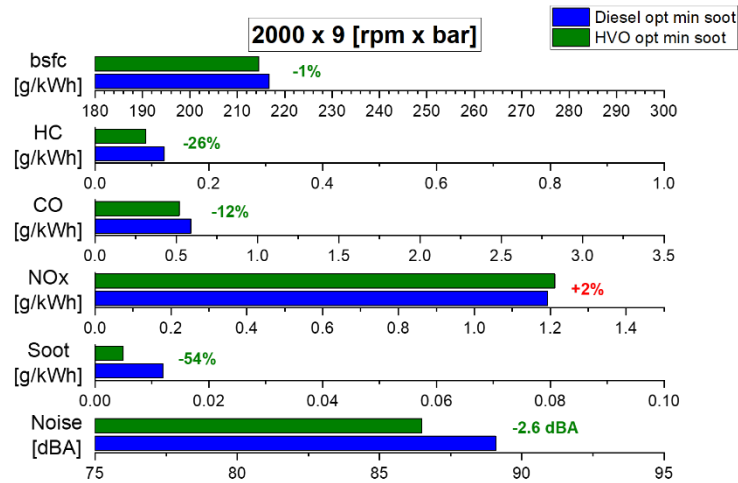


Figure 78: emissioni inquinanti di diesel e HVO, ottimizzazione min soot, punto 2000x9

Fuel	Rail [bar]	q_{P1} [mg/str]	DT_{P1} [μ s]	SOI_M [°bTDC]	VGT [%]	EGR_{HP} [%]	EGR_{LP} [%]
diesel	1525	4.27	870	-5.4	79.0	1.0	54.3
HVO	1599	2.23	880	-6.4	83.0	0.1	52.8

Table 15: calibrazione centralina per diesel e HVO, ottimizzazione min soot, punto 2000x9

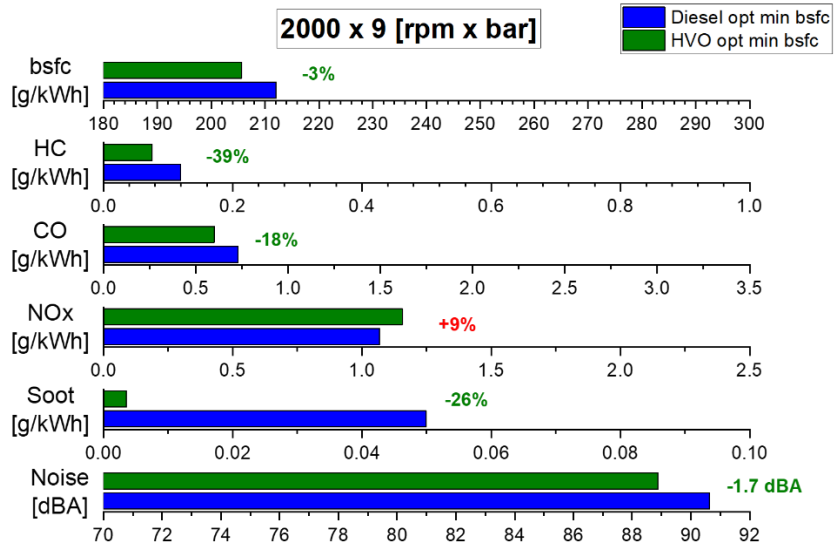


Figure 79: emissioni inquinanti di diesel e HVO, ottimizzazione min bsfc, punto 2000x9

Fuel	Rail [bar]	q_{P1} [mg/str]	DT_{P1} [μ s]	SOI_M [$^{\circ}$ bTDC]	VGT [%]	EGR_{HP} [%]	EGR_{LP} [%]
diesel	1512	5.00	867	-1.60	73.0	2.3	63.1
HVO	1335	5.00	1000	-0.46	72.5	3.4	53.3

Table 16: calibrazione centralina per diesel e HVO, ottimizzazione min bsfc, punto 2000x9

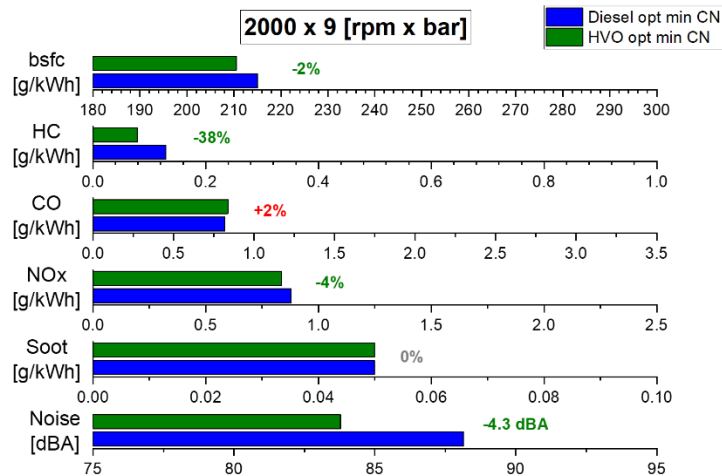


Figure 80: emissioni inquinanti di diesel e HVO, ottimizzazione min CN, punto 2000x9

Fuel	Rail [bar]	q_{p1} [mg/str]	DT_{p1} [μ s]	SOI_M [$^{\circ}$ bTDC]	VGT [%]	EGR_H P [%]	EGR_L P [%]
diesel	1367	3.24	926	-2.71	76.9	3.5	58.9
HVO	1100	2.30	1000	-1.62	75.3	3.2	54.6

Table 17: calibrazione centralina per diesel e HVO, ottimizzazione min CN, punto 2000x9

Da questi risultati emerge come l'HVO abbia complessivamente una migliore prestazione rispetto al diesel. In particolare si evidenzia come con l'HVO si riesca ad ottenere una riduzione del 3% in termini di consumo di combustibile, di 4dBA in termini di CN, e del 54% in termini di soot.

Si evidenzia, però, come a causa del tipico trade-off tra soot e NO_x, la riduzione delle emissioni di soot avvenga a discapito di un aumento nelle emissioni di ossidi di azoto, sia nel caso dell'ottimizzazione minimo soot, che in quella minimo bsfc. Questo succede perché la produzione di soot e NO_x è governata da meccanismi opposti: la disponibilità di ossigeno e le alte temperature sono favorevoli all'ossidazione del soot, ma anche alla formazione degli ossidi di azoto.

6.7.3 Ottimizzazioni minimo bsfc e soot, punto 2250x15

Anche su questo punto ad alto carico si è puntato a minimizzare gli stessi output del punto 2000x9.

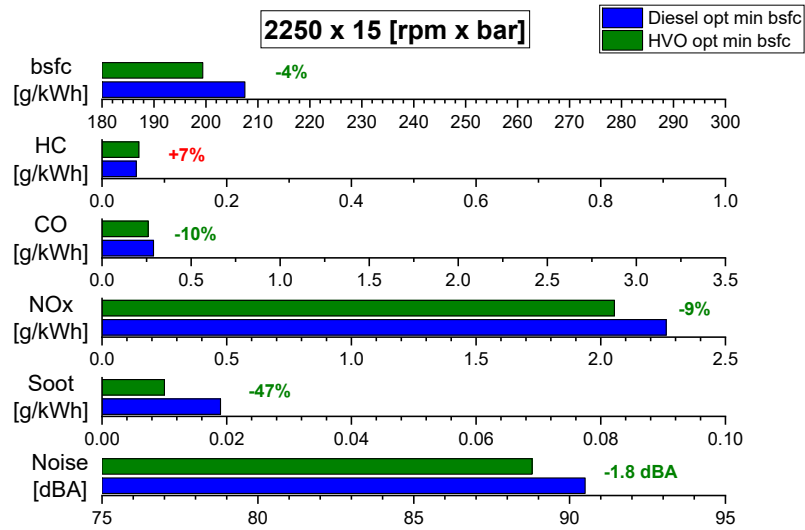


Figure 81: emissioni inquinanti di diesel e HVO, ottimizzazione

Fuel	Rail [bar]	q_{P1} [mg/str]	DT_{P1} [μ s]	SOI_M [$^{\circ}$ bTDC]	VGT [%]	EGR_{HP} [%]	EGR_{LP} [%]
diesel	1700	3.0	1001	3.50	71.2	0.0	33.0
HVO	1700	2.6	584	3.39	70.7	3.9	29.4

Table 18: . calibrazione centralina per diesel e HVO, ottimizzazione min bsfc, punto 2250x15

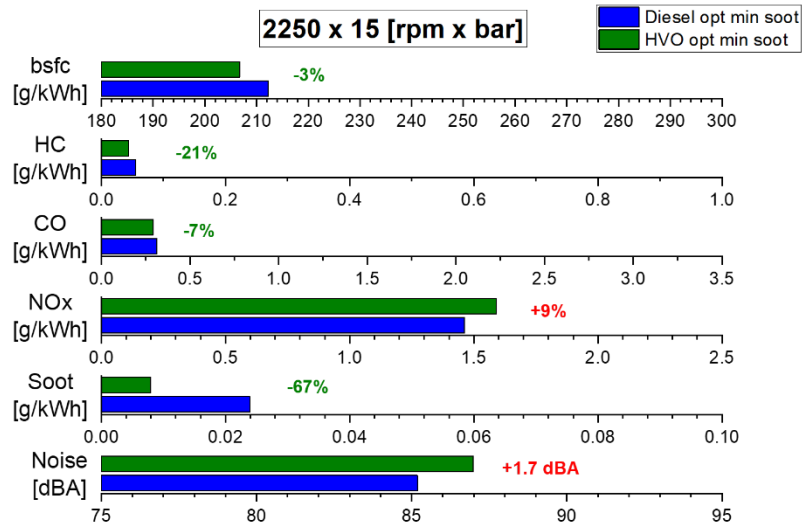


Figure 82: emissioni inquinanti di diesel e HVO, ottimizzazione min soot, punto 2250x15

Fuel	Rail [bar]	q _{P1} [mg/str]	DT _{P1} [μs]	SOI _M [°bTDC]	VGT [%]	EGR _{HP} [%]	EGR _{LP} [%]
diesel	1450	1.0	1001	2.68	74.5	0.0	35.7
HVO	1694	1.8	815	-1.04	74.8	13.9	17.9

Table 19: calibrazione centralina per diesel e HVO, ottimizzazione min soot, punto 2250x15

In modo analogo a quanto descritto per il punto 2000x9, si nota come, usando l'HVO, il risparmio di combustibile ammonta al 4%. Nell'ottimizzazione che minimizza il soot, usando l'HVO si ottiene una riduzione del 67%, ma un contemporaneo aumento degli NOx, pari al 9%.

6.8 Confronto diesel-HVO a full load

Oltre all'attività di ottimizzazione, il confronto tra diesel e HVO è stato esteso anche a dei punti a full load, imponendo sul sistema di controllo del banco 100% di pedale e il valore di velocità angolare. I punti testati sono uno a 1500 rpm e l'altro a 2000 rpm. Di conseguenza, la coppia resistente è libera, ed è imposta dal sistema di controllo del banco. La calibrazione utilizzata per questi due punti è riassunta nella tabella [17].

Fuel	Tested point [rpm x Nm]	Rail [bar]	qPil1 [mg/str]	DT1 [μs]	SOLmain [°bTDC]	VGT [%]	EGR _{HP,LP} [%]	λ [-]
Diesel	1500 x 393	956	2.3	177	-1.5	82	0	1.22
HVO	1500 x 399	956	2.3	177	-1.5	83	0	1.2
Diesel	2000 x 436	1161	1	136	2.2	49	0	1.15
HVO	2000 x 442	1161	1	136	2.2	51	0	1.13

Table 20: calibrazione centralina per diesel e HVO a full load

Si può notare, a parità degli altri parametri di centralina, una differenza nel valore di coppia: l'HVO tende a sviluppare una coppia maggiore. Questa differenza può essere spiegata se si guardano le grandezze coinvolte nelle seguenti equazioni:

$$P_u = \eta_u \cdot LHV \cdot \dot{m}_f \rightarrow bmep \propto \eta_u \cdot LHV \cdot \dot{m}_f$$

Confrontando i valori di diesel e HVO, si vede che:

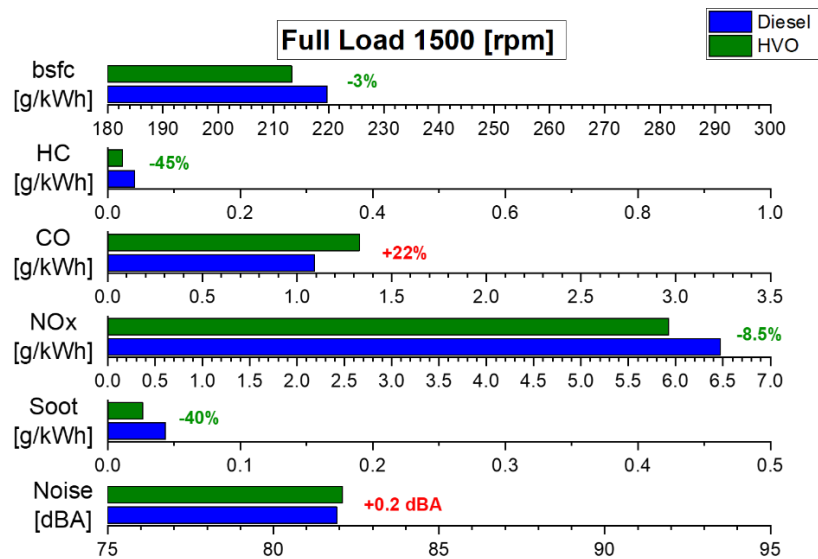
- L'HVO presenta una minore efficienza termica in entrambi i punti di full load (si abbassa di circa lo 0,4% rispetto al diesel)
- L'HVO ha una minore densità (6% in meno rispetto al diesel), il che, considerando la relazione $\dot{m}_f \propto \rho \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}$ si traduce in una minore portata in massa di combustibile iniettato, a parità di

pressione di rail e di energizing time (circa 3% in meno rispetto al diesel)

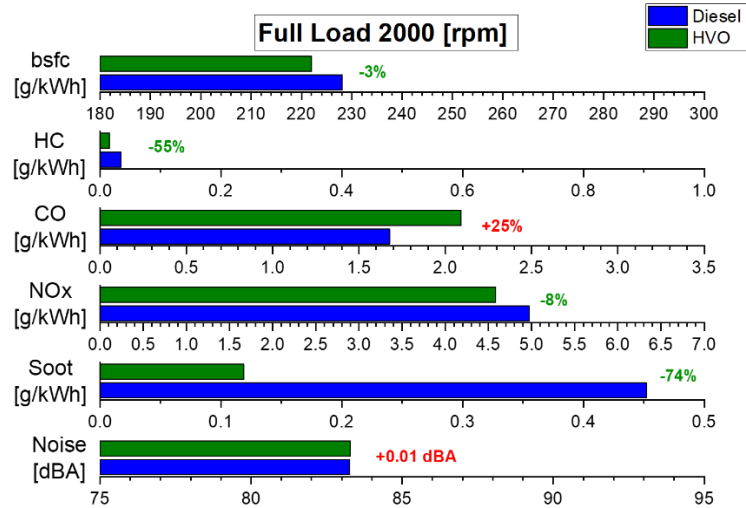
- Questi due aspetti sono parzialmente compensati da una minore viscosità e da un minore modulo di compressibilità da parte dell'HVO
- L'HVO presenta un potere calorifico inferiore (LHV) che è più alto del 4% rispetto a quello del diesel.

Ne consegue che, complessivamente, l'HVO sviluppa una coppia un po' più alta rispetto al diesel, a parità di altre condizioni.

Prendendo in considerazione l'aspetto delle emissioni inquinanti, le figure [83] (a) e (b) riportano il confronto tra diesel e HVO per i due punti testati.



(a)



(b)

Figure 83 (a) e (b): emissioni inquinanti di diesel e HVO, punti full load a 1500 e 2000 rpm

Le emissioni di soot, che su questi punti ad alto carico sono piuttosto alte, con l'HVO risultano ridotte del 40% a 1500 rpm, e del 74% a 2000 rpm. In entrambi i casi le emissioni di NOx risultano ridotte di circa l'8% nel caso dell'HVO, e il consumo di combustibile scende del 3%. Si osserva un aumento del CN, non particolarmente significativo, assieme a un aumento delle emissioni di HC e CO che in termini assoluti non è particolarmente rilevante, a causa delle alte temperature di lavoro che si hanno in questi punti di funzionamento.

7. Analisi numerica e sperimentale della combustione PCCI con HVO

7.2 Introduzione

La combustione PCCI è un tipo di combustione non convenzionale il cui scopo è ridurre contemporaneamente le emissioni sia di NO_x che di soot, eliminando il tipico comportamento da trade-off che si riscontra nei motori ad accensione per compressione. Questa combustione si basa su un ampio uso dell'EGR e su iniezioni molto anticipate, che consentono di avere una miscela il più possibile omogenea e quindi povera, cosa che riduce le temperature raggiunte durante la combustione, limitando così la formazione degli ossidi di azoto e del particolato. Uno svantaggio tipico di questa modalità di combustione è l'aumento di emissioni di CO e HC. Considerando la capacità dell'HVO di ridurre le emissioni delle specie incombuste rispetto al gasolio tradizionale, è interessante testare una combustione di tipo PCCI alimentando il motore con HVO per analizzare i vantaggi di questo tipo di combustione in termini di riduzione delle emissioni inquinanti (in particolare CO e HC), consumo di carburante e rumore di combustione.

Nel corso degli anni, la combustione PCCI è stata testata anche considerando combustibili alternativi al diesel convenzionale. I biodiesel contengono, infatti, elevate concentrazioni di ossigeno che possono essere efficaci nell'eliminare le regioni troppo ricche, ossidando i prodotti incombusti [1],[2]. Tra i carburanti alternativi, il bioetanolo [3], il DME [4], [5] e le miscele HVO/diesel [6] sono stati adottati per effettuare prove sperimentali. Sono state sperimentate anche altre strategie, come il concept di dual-fuel, in cui la benzina ad alto numero di ottani veniva fornita dall'aspirazione e il gasolio veniva iniettato direttamente nella camera di combustione con un timing

anticipato, con l'obiettivo di ridurre drasticamente le emissioni di NO_x e di fumo [7].

In questo capitolo verranno presentati i risultati delle prove sperimentali volte a riprodurre una combustione di tipo early-PCCI per il diesel e l'HVO. L'obiettivo è quello di analizzare la modalità di combustione PCCI effettuata con l'HVO, cercando di limitarne gli effetti negativi, in particolare l'aumento delle emissioni di HC/CO e del rumore di combustione, e mantenendo i vantaggi di questo tipo di combustione, come la riduzione simultanea di NO_x e soot, cosa che costituisce anche una caratteristica tipica dell'HVO. I test sperimentali, eseguiti su un motore diesel con EGR dual loop, si sono concentrati non solo sul confronto tra diesel e HVO nella combustione PCCI, ma anche sull'osservare l'impatto di entrambi i tipi di EGR (LP e HP) su questa combustione non convenzionale.

La prima parte, oltre alla presentazione delle prove sperimentali, si concentra sull'influenza di entrambi i tipi di EGR sul processo di combustione per i due combustibili testati, mostrandone gli effetti su HRR, profili di pressione all'interno del cilindro, baricentro di combustione, temperatura del collettore di aspirazione ed emissioni inquinanti (inclusi BSFC e CN). Nella seconda parte vengono evidenziate le differenze tra diesel e HVO per la combustione PCCI, seguendo la stessa linea guida della prima parte, ossia analizzando prima HRR e profili di pressione e poi le grandezze relative alla combustione e alle emissioni inquinanti, compresi rumore e consumo di carburante.

7.3 Risultati sperimentali

Come descritto precedentemente, il motore FTP F1A Euro VI, è dotato di due tipi di EGR, HP (percorso breve) ed LP (percorso lungo).

Entrambe le tipologie sono state utilizzate durante questi test, per esplorare ulteriormente l'influenza dei diversi EGR sul processo di combustione eseguito con due diversi combustibili, diesel e HVO. Le prove sperimentali sono state svolte considerando una singola iniezione, con l'obiettivo di riprodurre, per valori elevati di SOI (start of injection), un processo di combustione di tipo early PCCI. È stato testato un singolo punto di lavoro del motore, 1800 rpm×21 Nm (~1 bar di pme), eseguendo sweep delle variabili più importanti, ovvero valvola di EGR LP, flap di scarico, timing dell'iniezione, e mantenendo fisse le altre (pressione rail e posizione del VGT). Il tasso di EGR HP è stato regolato mantenendo la valvola EGR in posizione completamente aperta e parzializzando il flap di scarico per garantire tassi di EGR adeguati, tipici di una combustione di tipo PCCI. Invece, il tasso di EGR LP è stato variato semplicemente aprendo l'attuatore specifico (valvola a tre vie). Inoltre, nei test effettuati usando solo LP EGR, i casi che presentavano una bassa instabilità di combustione hanno permesso anche l'uso del flap di scarico, in modo da aumentare ulteriormente la quantità di gas riciccolati. HVO e diesel sono stati confrontati utilizzando la stessa calibrazione. La tabella 21 riporta, in sintesi, le variabili dell'ECU considerate per le prove sperimentali, con il loro range di variazione. Si noti che "Flap" si riferisce alla percentuale di chiusura del flap di scarico. Nella tabella 21 non è presente la quantità di massa di combustibile iniettata perché è una variabile che il sistema di controllo del banco prova impone autonomamente per garantire il livello di coppia desiderato.

Rail [bar]	SOI_{Main} [°CA_{bTDC}]	q_{Pil2} [mg/str]	q_{Pil1} [mg/str]	VGT [%]	EGR_{HP} [%]	EGR_{LP} [%]	Flap [%]
865	6÷30	0	0	80	100	84÷100	75÷88

Table 21: : sintesi delle variabili di centralina considerate durante le prove

Le variabili citate in precedenza sono state modificate considerando un approccio "one-factor-at-a-time" [8], con una variazione compresa tra dei valori limite. Sono stati fissati dei limiti per SOI ed EGR (in termini di tasso di apertura della valvola LP EGR o tasso di chiusura del flap di scarico), al fine di evitare instabilità del processo di combustione ed emissioni troppo elevate, in particolare di HC e CO. Un processo di combustione PCCI, infatti, comporta livelli più elevati di specie incombuste (HC/CO) e di rumore, ma ha anche un effetto positivo in contemporanea sulle emissioni di NOx e soot, a differenza di quanto avviene nella combustione convenzionale (CDC), dove il trade-off NOx-soot è notevole. I limiti inferiori di SOI ed EGR sono stati definiti osservando per quali valori si raggiungeva un processo di combustione convenzionale, ovvero una volta ottenuto un trade-off NOx-soot (o, analogamente, NOx-CO) visibile. I limiti superiori si sono invece resi necessari per evitare un'elevata instabilità della combustione (rischio di misfiring per tassi di EGR molto elevati, a causa della miscela magra) ed elevate variazioni da cilindro a cilindro. Un altro motivo per limitare la parzializzazione del flap di scarico è che chiuderlo oltre un certo limite può portare a un effetto negativo sul consumo di carburante, a causa della maggiore contropressione (maggiore resistenza) che il pistone deve affrontare durante la corsa di scarico per espellere la carica dalla camera di combustione. I valori massimi di anticipo del SOI sono stati definiti osservando le condizioni che portavano all'aumento delle emissioni di HC e CO oltre livelli accettabili.

La Figura 84 mostra, per il gasolio, i profili dei segnali di corrente dell'iniettore (nella parte superiore), l'andamento dell'HRR (nella parte centrale della figura) e le tracce di pressione nel cilindro acquisite dai trasduttori piezo-resistivi installati nelle sedi delle candele di ciascun cilindro. Il caso in cui il timing dell'iniezione è

stato impostato pari a 6 gradi CA prima del TDC è contrassegnato dalla linea rossa continua, mentre quello che si riferisce a $SOI=30^{\circ}CA_{bTDC}$ è evidenziato con il colore nero. Entrambi i casi si riferiscono alle prove eseguite con il tasso di EGR più elevato (solo uso dell'EGR HP), ottenuto parzializzando il flap di scarico e mantenendo in posizione completamente aperta la valvola EGR HP. I profili ottenuti considerando la calibrazione di base della centralina del motore fornita dall'OEM (tabella 22) sono anch'essi riportati con il colore blu. Il caso base prevede tre eventi di iniezione (un'iniezione principale e due impulsi pilota, come mostrato in figura), che danno luogo a dei profili di HRR e di pressione che presentano due picchi. Il primo picco è legato al calore rilasciato dalla combustione delle iniezioni pilota, mentre il secondo è legato all'iniezione main. L'energia rilasciata dalla combustione delle iniezioni pilota aumenta la temperatura all'interno del cilindro, riducendo il ritardo di accensione della main, il che si traduce in un processo di combustione più graduale, con un picco di pressione non troppo accentuato, cosa che influenza le emissioni inquinanti e il rumore di combustione. La diminuzione del ritardo di accensione si può notare confrontando l'andamento rosso (quello che si riferisce a $SOI=6^{\circ}CA_{bTDC}$) con quello blu (calibrazione di base, $SOI=2,4^{\circ}CA_{bTDC}$). Nonostante l'iniezione main sia molto più ritardata per il caso base rispetto al caso rappresentato in rosso (2,4 contro $6^{\circ}CA_{bTDC}$), le iniezioni pilota portano a un processo di combustione anticipato.

Rail [bar]	SOI_{Main} [$^{\circ}bTDC$]	q_{Main} [mg/str]	q_{Pil1} [mg/str]	q_{Pil2} [mg/str]	VGT [%]	$EGR_{HP/LP}$ [%]	Flap [%]
865	2.4	3.86	1.29	0.7	80	100 / 0	0
865	6	6.4	0	0	80	100 / 0	88
865	30	6.4	0	0	80	100 / 0	88

Table 22: calibrazione della centralina per i punti mostrati in figura 84

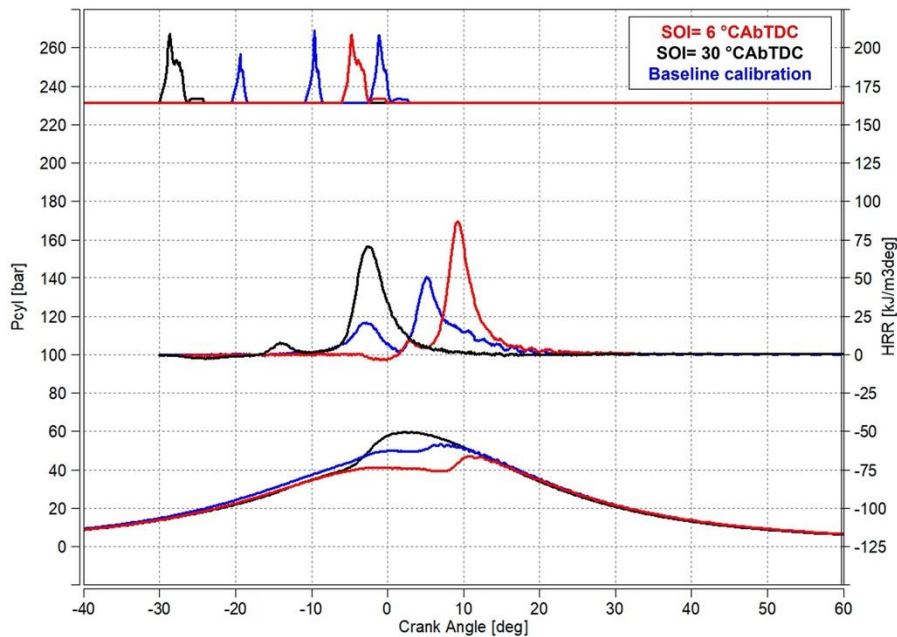


Figure 84: segnali dell'iniettore, HRR e tracce di pressione per caso baseline (in blu), caso SOI=6 °CAbTDC (in rosso), e caso SOI=30 °CAbTDC (in nero)

Se si osservano i profili rossi e neri, le curve di HRR evidenziano alcune differenze tra i due casi. La curva rossa (SOI=6 °CAbTDC) mostra due picchi, con il secondo che mostra un massimo molto elevato. Questo comportamento può essere ancora considerato rappresentativo di una combustione diesel convenzionale caratterizzata da una singola iniezione anche se, dall'analisi della traccia della pressione nel cilindro, è visibile come il processo di combustione si stia avvicinando a una late PCCI. Il risultato è un importante rilascio di calore durante la parte premiscelata della combustione.

La curva nera (SOI=30 °CAbTDC) mostra, invece, un primo picco, basso, seguito da un secondo nella fase premiscelata. Questo andamento descrive un processo di accensione in due stadi, tipico di una combustione early PCCI, e si ha quindi il passaggio da un processo di tipo CDC a uno di tipo PCCI spostando verso sinistra (cioè avanzando) il timing dell'iniezione. Per questo tipo di processo, la prima parte della combustione avviene durante il Low Temperature Heat Release (LTHR), mentre la seconda, associata al secondo picco

nell'andamento dell'HRR, durante l'High Temperature Heat Release (HTHR). Il LTHR è associato a diverse reazioni che iniziano a temperature inferiori a 850 K. Il processo di reazione prevede diverse fasi che vengono riassunte di seguito [9],[10]:

1. Sottrazione di idrogeno dalle molecole di combustibile, con produzione di radicali alchilici R
2. Produzione di un radicale ROO- dalla reazione tra radicali alchilici e ossigeno, che avviene sul sito di reazione aperto dell'estrazione dell'idrogeno.
3. Processo di isomerizzazione interna tra il sito di reazione aperto del radicale ROO- risultante dal punto 2 e l'idrogeno prelevato da un altro sito della stessa molecola rompendo il suo legame con il carbonio. Il prodotto finale è il radicale -ROOH.
4. Decomposizione del radicale -ROOH in un carbonile, un'olefina e un radicale ossidrile.
5. In alternativa al punto 4, il radicale -ROOH può reagire con un'altra molecola di O₂. Una successiva estrazione di idrogeno porta alla formazione di un radicale ossidrile OH-. Una seconda sottrazione di idrogeno produce un gruppo chetonico e quindi un altro radicale ossidrile.
6. I radicali ossidrilici prima citati formano poi acqua e rilasciano calore reagendo con l'idrogeno.

Con l'avanzare della compressione e il rilascio di calore, la cinetica della reazione del punto 2 si inverte, favorendo il processo di dissociazione e arrestando l'LTHR. Infatti, durante questa fase, la velocità di reazione totale si riduce all'aumentare della temperatura all'interno del cilindro, con conseguente diminuzione della reattività del sistema [11]. L'intervallo in cui la reazione 2 non è più favorita è chiamato regime di Negative Temperature Coefficient (NTC), e si

verifica tra l'LTHR e l'HTHR. L'importanza e la tempistica del periodo LTHR hanno un'influenza sostanziale sull'HTHR.

A temperature più elevate ($T > 850$ K), l'effetto dominante è l'estrazione di idrogeno dalle molecole di combustibile per mezzo di radicali OH e HO₂, con una produzione di perossido di ossigeno (H₂O₂) quando quest'ultima molecola è coinvolta nel processo. Una produzione massiccia di H₂O₂ si registra a 1000 K, temperatura che consente una più rapida rottura dei legami H-H nelle molecole di perossido di ossigeno, con un importante rilascio di radicali OH che portano al processo di autoaccensione e con un incremento di temperatura superiore a 1200 K, che danno così luogo al secondo picco del profilo HRR.

La temperatura iniziale della carica ha un forte impatto sull'accensione, dato che influenza il processo di combustione e le emissioni. In particolare, per questo punto a basso carico, la correlazione tra temperatura del collettore di aspirazione e ID è particolarmente rilevante [12]. Facendo riferimento al gasolio, la figura [85] mostra le tracce di pressione nel cilindro e l'andamento dell'HRR per HP (linea nera) e LP EGR (linea rossa continua). Anche i segnali in corrente dell'iniettore sono riportati nella parte superiore del grafico, ed evidenziano che per le due prove è stata considerata la stessa calibrazione di centralina (tabella 23). I principali parametri della centralina sono riportati con gli stessi colori della figura 85, nero per l'HP e rosso per l'LP. I due punti sono stati testati considerando un timing dell'iniezione pari a 30°CA_bTDC e la massima percentuale di EGR che consentiva di mantenere una combustione stabile (ossia posizione completamente aperta per l'LP ed HP EGR, e in più flap di scarico parzialmente chiuso per l'HP, come indicato in tabella 23).

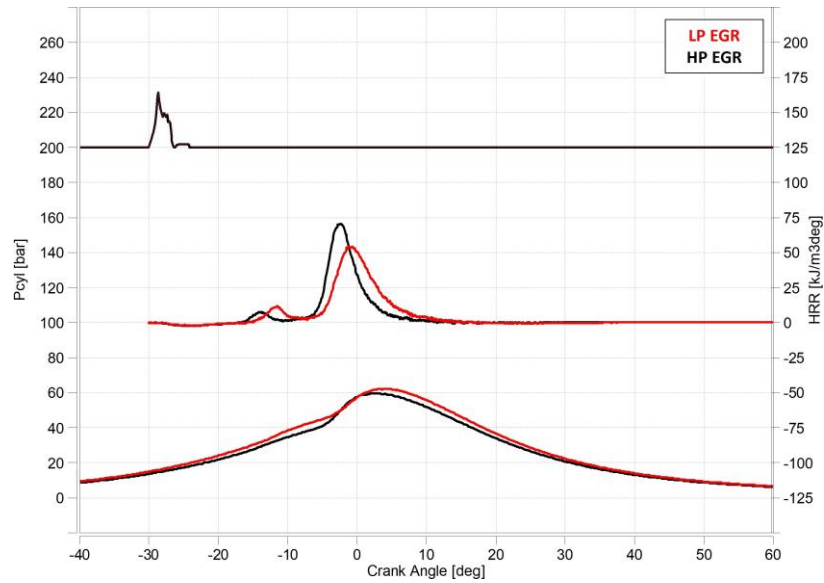


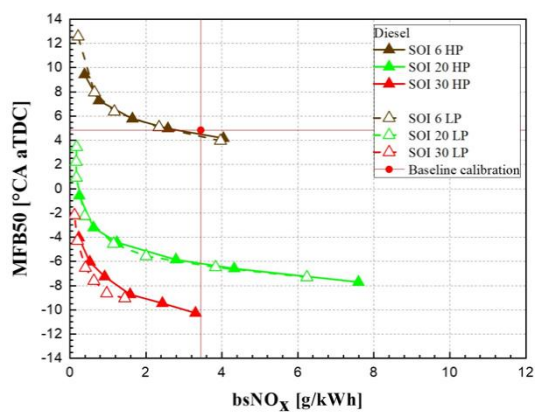
Figure 85: tracce di pressione e HRR per i due tipi di EGR, con $SOI=30^{\circ}CA_{bTDC}$, diesel

Rail pressure [bar]	SOI_{Main} [$^{\circ}bTDC$]	VGT [%]	EGR_{HP} [%]	EGR_{LP} [%]	Exh. Flap [%]
865	30	80	0	100	0
865	30	80	100	0	88

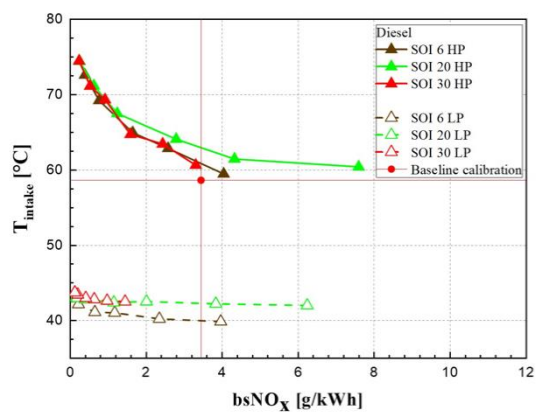
Table 23: calibrazione di centralina per i due punti rappresentati in fig. 85

I valori riportati nella tabella 23 evidenziano come il motore sia molto più tollerante verso l'utilizzo del circuito di EGR HP rispetto a quello LP. Il ricircolo dei gas di scarico direttamente dal collettore garantisce una combustione stabile per questo specifico punto di lavoro del motore anche in caso di elevati tassi di EGR, ottenuti strozzando il flap installato a valle della turbina. Ciò è dovuto principalmente alla temperatura più elevata dei gas di scarico provenienti dal circuito di EGR HP rispetto a quelli dell'LP, come testimoniano gli andamenti della figura [86] (b), dove le linee continue con triangoli si riferiscono all'EGR HP, mentre l'LP è indicato da linee tratteggiate con triangoli vuoti. Nella figura, i valori della temperatura del collettore di aspirazione sono tracciati in funzione degli NOx: maggiore è la quantità di gas di scarico riciccolati nel collettore di aspirazione, più

alta è la temperatura della carica in ingresso nel cilindro. I gas di scarico ricircolati nel circuito di EGR LP sono, infatti, generalmente più freddi di quelli di EGR HP. Il motivo di questo effetto è da ricercare nelle due diverse configurazioni: per il circuito HP, i gas di scarico vengono prelevati direttamente dal collettore di scarico, mentre per l'LP vengono prelevati a valle del sistema di post trattamento, in una posizione in cui la temperatura è inferiore. Inoltre, i gas di scarico provenienti dall'LP EGR vengono ricircolati a monte del turbocompressore, e non direttamente nel collettore di aspirazione, determinando un'ulteriore diminuzione della temperatura grazie all'effetto di raffreddamento dell'intercooler. Partire da una temperatura più elevata significa che si rende necessario un periodo di tempo più breve per raggiungere le condizioni di autoaccensione all'interno della camera di combustione. Il ritardo di accensione, valutato come l'intervallo tra il SOI e il punto in cui la curva HRR inizia un andamento sensibilmente crescente (SOC), è infatti ridotto per questo motivo, passando da un intervallo di angolo di manovella di circa 15,5 gradi per il caso LP, a 12 gradi per la curva nera (HP EGR). Con la temperatura del collettore di aspirazione più bassa nel caso dell'EGR LP, il carburante ha bisogno di più tempo per completare i fenomeni fisici e chimici che caratterizzano il ritardo di accensione, con il risultato di una combustione molto più ritardata, il che significa che il baricentro della combustione è spostato verso destra (cioè ritardato). Pertanto, l'aumento della temperatura di aspirazione determina una combustione precoce e un più rapido rilascio di calore [9].



(a)



(b)

Figure 86: baricentro della combustione (a) e temperatura all'aspirazione (b) rappresentate in funzione delle emissioni specifiche

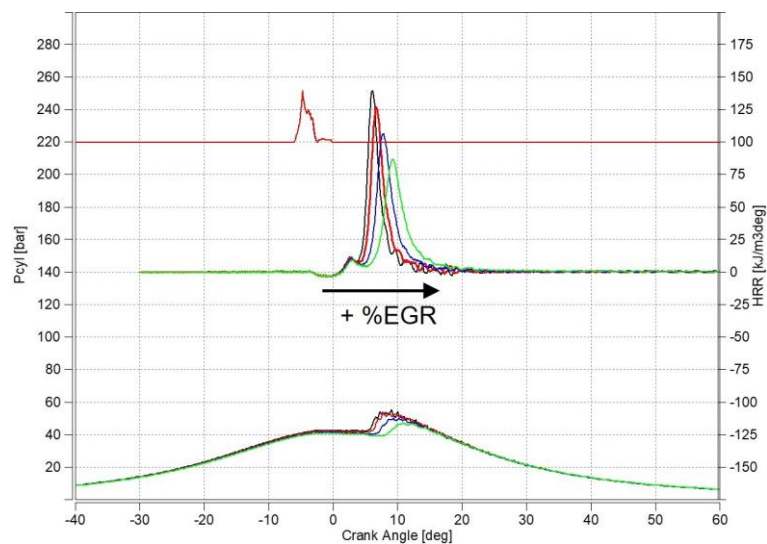
I diversi tipi di EGR hanno anche un impatto, in conseguenza delle diverse condizioni di temperatura, sulle emissioni in uscita dal motore.

Le Figure [88] (a)-(e) illustrano l'andamento delle emissioni in uscita dal motore in funzione della concentrazione di NOx per tre diverse fasature dell'iniezione (6, 20 e 30 gradi di angolo di manovella considerati prima del TDC). Le emissioni inquinanti in uscita dal motore sono espresse in termini di quantità brake specific, ottenute dividendo la portata massica misurata (espressa in g/h) per la potenza resistente del motore (kW). Comprendono le emissioni specifiche per le specie incombuste (bsCO e bsHC), il consumo specifico di combustibile (bsFC) e le emissioni specifiche di CO₂. Anche il rumore di combustione è riportato nella figura [88] (e), espresso in dBA, in funzione delle emissioni specifiche di NOx. Le emissioni specifiche di soot non sono riportate a causa dei bassi valori misurati. Il trade-off tra NOx e soot è sostituito dal trade-off equivalente tra NOx e CO. Per ogni valore specifico di SOI, sono stati eseguiti degli sweep EGR con entrambi i tipi di EGR. Concentrandosi sul confronto tra EGR HP e LP, le specie incombuste (HC e CO) mostrano valori più elevati per le curve

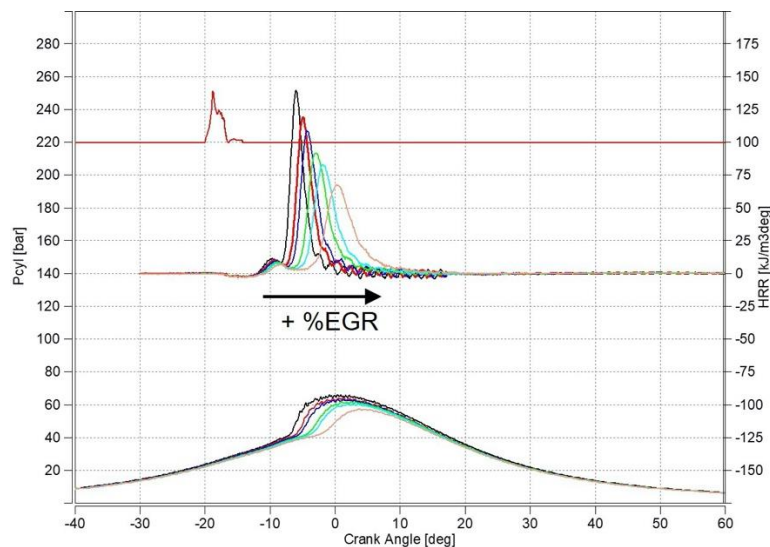
EGR a bassa pressione rispetto a quelle ottenute con EGR ad alta pressione. Ciò può essere attribuito ai valori di temperatura più bassi, che non sono sufficienti per ossidare questi prodotti di combustione. Valori più elevati di HC e CO degradano la combustione, determinando una minore efficienza, con un conseguente aumento del consumo di combustibile e delle emissioni di CO₂ (che sono anch'esse correlate al consumo di combustibile, come illustrato nelle figure 1.5c) e d)). Il CN è quasi paragonabile, tranne nel caso SOI=30 °CA_bTDC, in cui l'iniezione anticipata, insieme all'EGR proveniente dal circuito HP, produce un picco HRR più elevato che comporta un aumento dei livelli di rumore.

Le figure [88] (a)-(e) mostrano anche l'effetto dello sweep di SOI sulle emissioni inquinanti. Concentrandosi sull'andamento dell'EGR HP (ma lo stesso potrebbe essere evidenziato anche per l'LP), anticipando progressivamente l'SOI, si notano valori più elevati di CO e HC. L'iniezione anticipata, a 20 o 30 gradi di angolo di manovella prima del TDC, in un ambiente molto diverso da quello ad alta densità e temperatura che generalmente è presente al TDC al momento dell'accensione, è la principale responsabile dei fenomeni di wall impingement e over-leaning (presenza di sacche locali di miscela magra), con un aumento delle specie incombuste e un parziale deterioramento dell'efficienza di combustione. Per quanto riguarda le emissioni di anidride carbonica, si nota un andamento crescente all'aumentare del valore di SOI, mentre si registra un leggero peggioramento all'aumentare della quantità di EGR. Ciò può essere legato ai valori di temperatura più elevati che la maggiore quantità di gas di scarico ricircolati nell'aspirazione possono comportare, anche se questo può anche portare a un aumento di CO₂ nel collettore di aspirazione. La Figura [87] (c) mostra un'importante crescita del BSFC con l'aumentare dell'anticipo di iniezione, a causa della combustione più avanzata rispetto al TDC. Inoltre, osservando l'asse delle ascisse

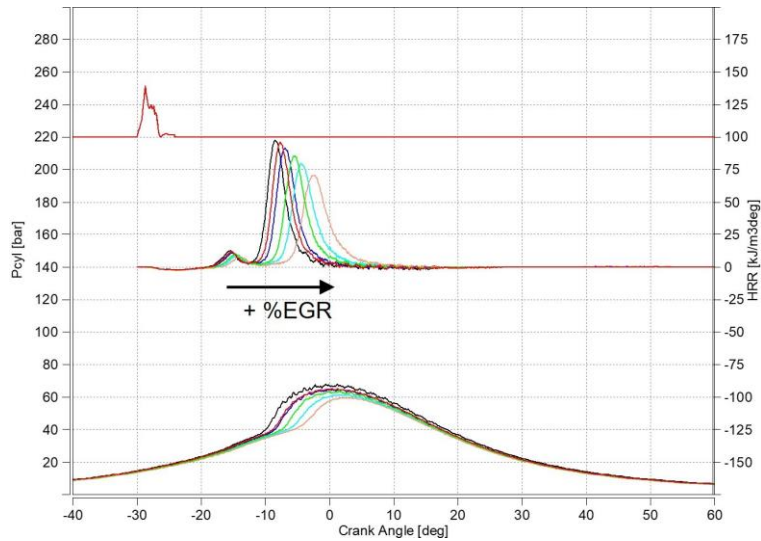
sui grafici, si vede che l'aumento del tasso di EGR porta, come previsto, a un aumento di CO e HC (minore concentrazione di ossigeno per il processo di ossidazione) e a una diminuzione dei livelli di NOx, poiché l'EGR è in grado di smorzare il picco di pressione all'interno della camera di combustione e quindi la temperatura massima, agendo come un inerte in grado di diluire la carica prima del processo di combustione. L'effetto dell'EGR HP sui picchi di pressione e HRR è visibile nelle figure [87] (a)-(c), dove, spostandosi da sinistra a destra, si nota un aumento del tasso di EGR, contrassegnato da colori diversi.



(a) $SOI = 6 \text{ } ^\circ CA bTDC$



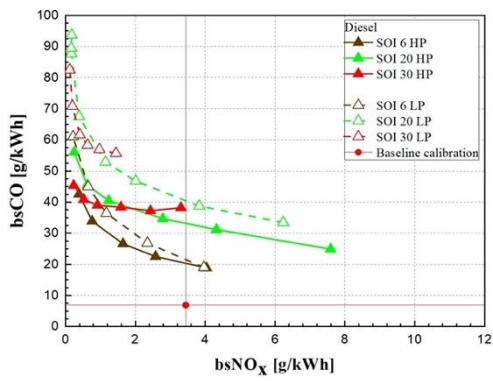
(b) $SOI = 20 \text{ } ^\circ CA bTDC$



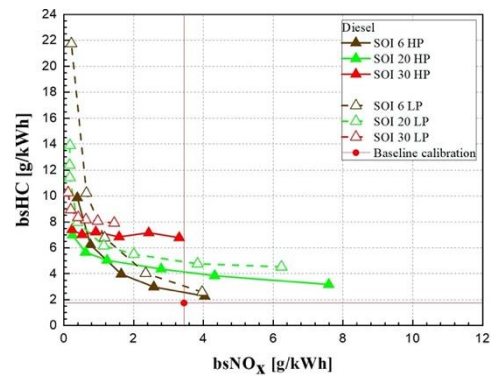
(c) $SOI=30\text{ }^{\circ}CA\text{ bTDC}$

Figure 87: tracce di pressione e HRR per diversi gradi di EGR considerando SOI pari a (a) $6\text{ }^{\circ}CA\text{ bTDC}$, (b) $20\text{ }^{\circ}CA\text{ bTDC}$ e (c) $30\text{ }^{\circ}CA\text{ bTDC}$, diesel

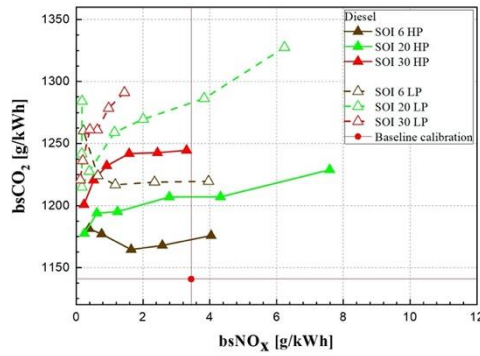
Le diverse curve, che corrispondono a diverse quantità di EGR, mostrano come, per il processo di accensione a due stadi che si verifica nel caso delle iniezioni più anticipate, la concentrazione di ossigeno nel collettore di aspirazione influenzi il ritardo di accensione relativo all'HTHR. Aumentando il tasso di EGR e riducendo la disponibilità di O_2 , il secondo picco del profilo HRR viene ritardato (fig. [87] (c)), espandendo il regime NTC. Ciò è dovuto al fatto che la maggiore gradualità nello sviluppo del processo di combustione data da alti tassi di EGR porta a raffreddare la temperatura della fiamma, rallentando l'insorgere della *hot flame region* [13]. Inoltre, la regione di NTC è più estesa nel caso dell'EGR LP rispetto a quello HP, per le stesse ragioni che sono state precedentemente spiegate. Dalla figura 1.2, si vede come il ritardo di accensione per il secondo picco dell'HRR passa da 19 a $24,5\text{ }^{\circ}CA$.



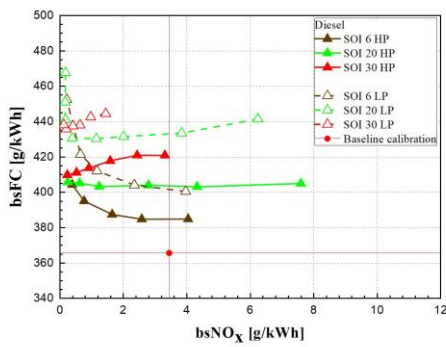
(a)



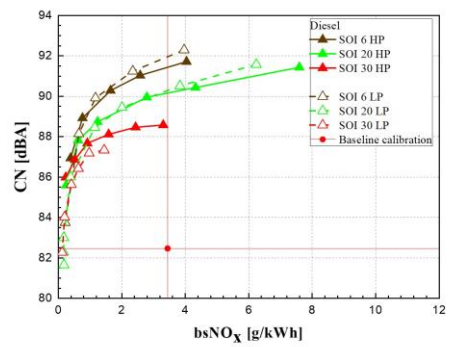
(b)



(c)



(d)



(e)

Figure 88: emissioni specifiche di CO (a), HC (b), CO₂ (c), consumo di combustibile (d) e CN (e) rappresentate in funzione dei bsNO_x, per entrambi tipi di EGR e diversi SOI, diesel

Grafici simili a quelli riportati nella fig. [85] sono mostrati nella fig. [89], riferita però all'HVO. La calibrazione della centralina, riportata nella tabella [23] per il gasolio, è la stessa per questo caso. Le figure [91] (a)-(c), analogamente alle figure [87] (a)-(c), mostrano le tracce di pressione nel cilindro e l'HRR in funzione delle diverse percentuali di EGR adottate.

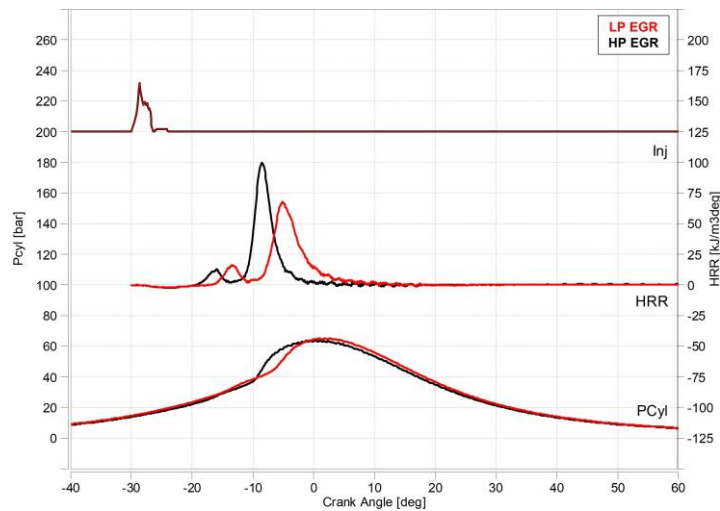


Figure 89: tracce di pressione e HRR per i due tipi di EGR, con $SOI=30^{\circ}CA_{BTDC}$, HVO

Confrontando i due profili di figura [89] con quelli rappresentati in figura [85], si può notare una minore differenza tra i ritardi di accensione dei due picchi di HRR per l'HVO nel caso dell'EGR LP. I ritardi di accensione per il massimo SOI testato sono in questo caso pari, per HP e LP (LTHR/HTHR), rispettivamente a $11,9 / 19,4^{\circ}CA$ e $13,7 / 20,7^{\circ}CA$. Confrontandolo con i valori ottenuti dai test sul gasolio riportati in precedenza, l'HVO comporta ritardi di accensione inferiori per entrambe le tipologie EGR (differenza di circa $2^{\circ}CA$ per l'LTHR e $4^{\circ}CA$ per l'HTHR, con valori leggermente inferiori nel caso dell'EGR LP), che si traduce in regimi di NTC più estesi per il gasolio rispetto all'HVO, circa $7^{\circ}CA$ (HVO) contro $9^{\circ}CA$ (gasolio). Nella figura [90] è riportato un confronto visivo tra il gasolio e l'HVO per le stesse variabili della figura [89]: il segnale di corrente dall'iniettore, la pressione nel cilindro e le tracce HRR in funzione dell'angolo di

manovella. La linea nera continua si riferisce al gasolio, mentre quella blu tratteggiata all'HVO. I due segnali di corrente provenienti dall'iniettore si sovrappongono poiché la calibrazione della centralina è la stessa per entrambi i carburanti. La calibrazione utilizzata è riportata nella tabella [24].

Rail pressure [bar]	SOI _{Main} [°bTDC]	VGT [%]	EGR _{HP} [%]	EGR _{LP} [%]	Exh. Flap [%]
865	30	80	100	0	85

Table 24: calibrazione della centralina per il punto rappresentato in figura 90

La differenza dei ritardi di accensione tra le due curve determina una curva di HRR più anticipata, più ripida e più elevata per l'HVO rispetto al diesel. Questo porta a un profilo di pressione che raggiunge il picco prima, ma il massimo della pressione è lo stesso per entrambi i carburanti.

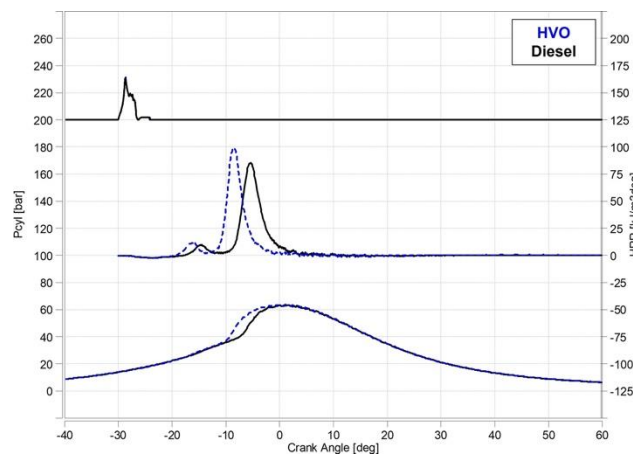
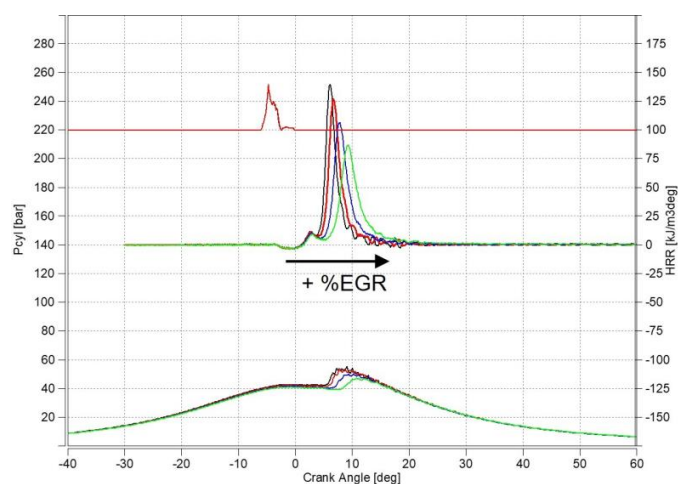


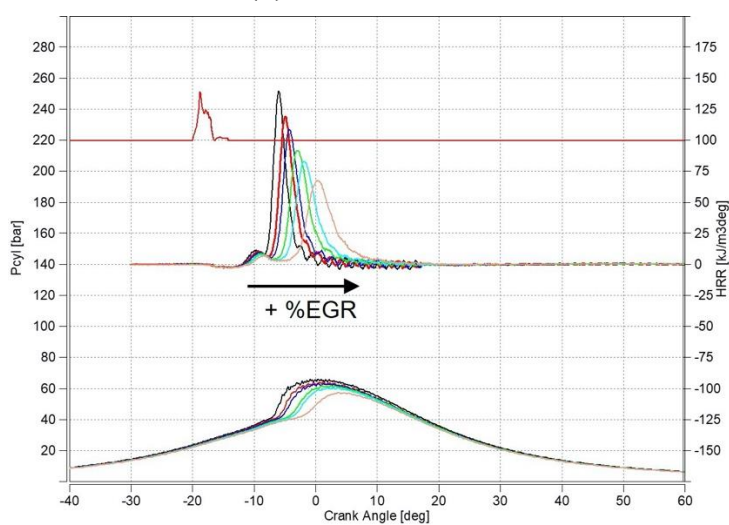
Figure 90: tracce di pressione e profili di HRR per diesel (linea nera continua) e HVO (linea blu tratteggiata), con $SOI=30^{\circ}CA_{bTDC}$

Questa tendenza è in linea con i risultati mostrati precedentemente, in cui, nel punto di lavoro a basso carico ($1250 \text{ rpm} \times 2 \text{ bar}$), l'HVO ha mostrato un ID ridotto rispetto al diesel. Lo si può notare anche

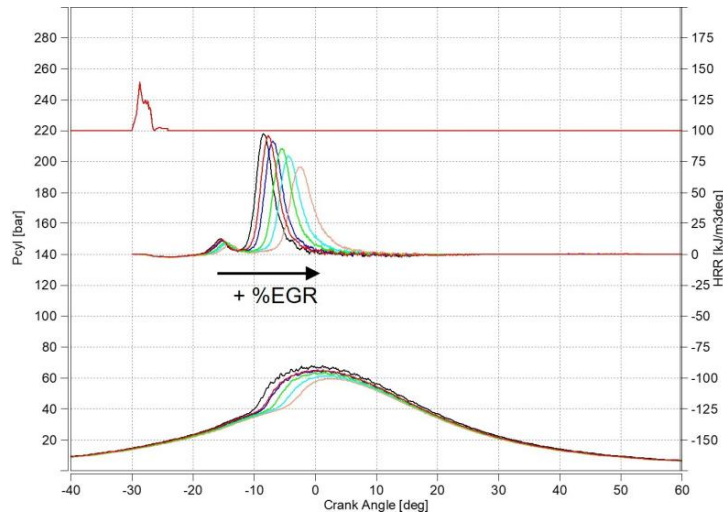
dall'andamento dell'HRR delle figure [91] (a)-(c), in cui è stato utilizzato solo il circuito di EGR HP (valvola EGR in posizione completamente aperta più diverse posizioni di chiusura dei flap di scarico).



(a) $SOI=6^{\circ}CA_{bTDC}$



(b) $SOI=20^{\circ}CA_{bTDC}$



(c) $SOI=30\text{ }^{\circ}CA\text{ bTDC}$

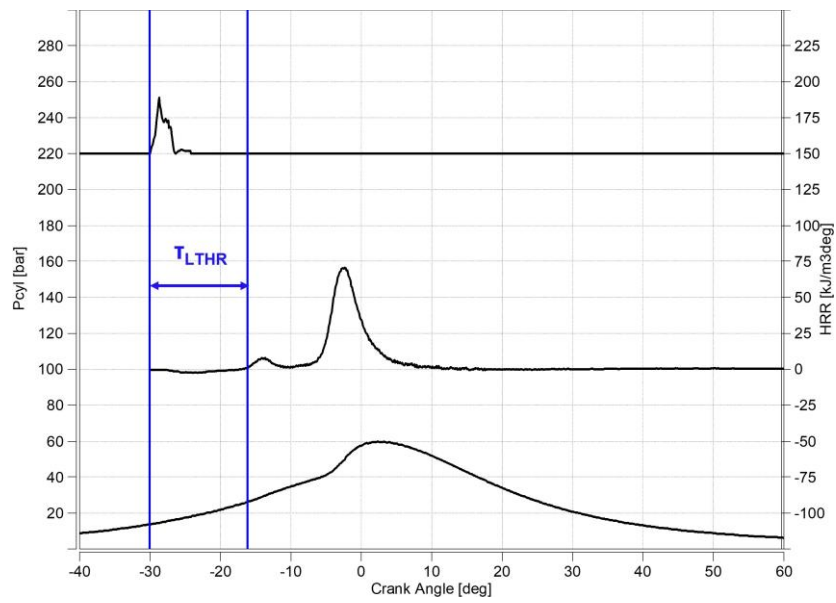
Figure 91: tracce di pressione e HRR per diversi gradi di EGR considerando SOI pari a (a) $6\text{ }^{\circ}CA\text{ bTDC}$, (b) $20\text{ }^{\circ}CA\text{ bTDC}$ e (c) $30\text{ }^{\circ}CA\text{ bTDC}$, HVO

La Tabella [25] riporta i valori dei due ritardi di accensione: τ_{LTHR} , che si riferisce al primo dei due picchi dell'HRR, e τ_{HTHR} , che si riferisce al secondo picco, per entrambi i combustibili. Questi due intervalli, evidenziati con il colore blu nelle figure 1.9a) e b), si riferiscono alle prove sperimentali eseguite a $SOI=30\text{ }^{\circ}CA\text{ bTDC}$, dove è stato impiegato solo l'EGR HP.

Fuel	EGR HP	Exh. Flap	τ_{LTHR}	τ_{HTHR}
	[%]	[%]	[$^{\circ}CA$]	[$^{\circ}CA$]
diesel	100	0	12.0	18.3
	100	75	12.2	18.8
	100	80	12.3	19.3
	100	84	12.8	21.0
	100	86	13.2	22.0

	100	88	13.9	23.3
HVO	100	0	10.1	15.2
	100	75	10.6	15.7
	100	81	10.5	16.1
	100	85	11.0	17.6
	100	88	11.9	19.4
Δ [°CA]			1.9	4.1

Table 25: ignition delays di diesel a HVO a $SOI=30^{\circ}CA_{BTDC}$, considerando solo EGR HP



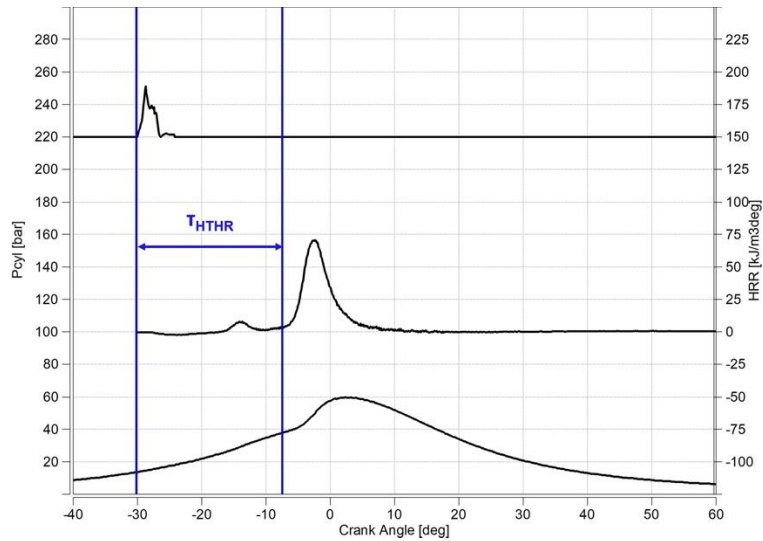
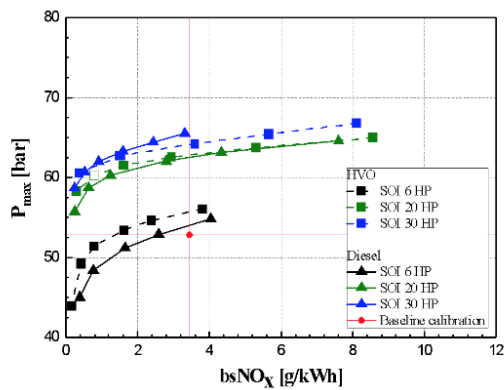


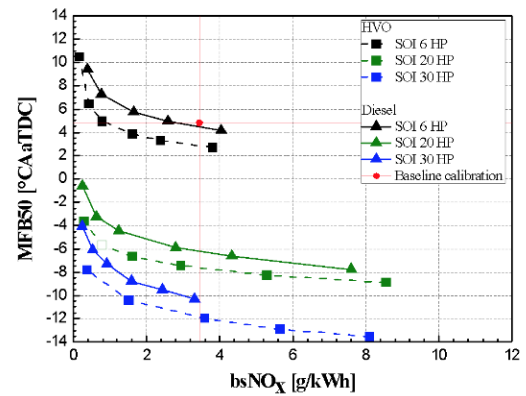
Figure 92: ignition delay per LTHR and HTHR

I valori numerici riportati nella tabella 1.5 confermano quanto osservato dal confronto tra le figure [85] e [89], ovvero la tendenza dell'HVO a ridurre i ritardi di accensione e, in particolare, il regime NTC. Questo comportamento è stato osservato anche da Hunicz et al. [14]. Questa tendenza era già stata attribuita al numero di cetano più elevato dell'HVO rispetto al gasolio, ovvero 79,6 contro 54,6, nonché alla sua migliore capacità di mescolarsi con l'aria (bassa viscosità). Un numero di cetano più elevato significa, infatti, una maggiore reattività del carburante, che riduce i ritardi di accensione. I carburanti con elevato numero di cetano (come l'HVO) presentano una fase LTHR più evidente, che in alcuni casi rappresenta oltre il 15% del rilascio totale di calore [10]. Inoltre, grazie alla composizione dell'HVO, un carburante caratterizzato da una struttura paraffinica e che non contiene anelli aromatici, le reazioni che corrispondono all'LTHR avvengono più facilmente, e la fase di HTHR è molto più avanzata, riducendo così il regime NTC [15]. Shibata et al. [15] hanno riscontrato, infatti, che tutti gli aromatici e alcune olefine mostrano un effetto inibitore dell'LTHR. La ragione potrebbe essere che questi composti hanno una scarsa produzione di radicali durante le reazioni del primo stadio dell'LTHR (deidrogenazione).

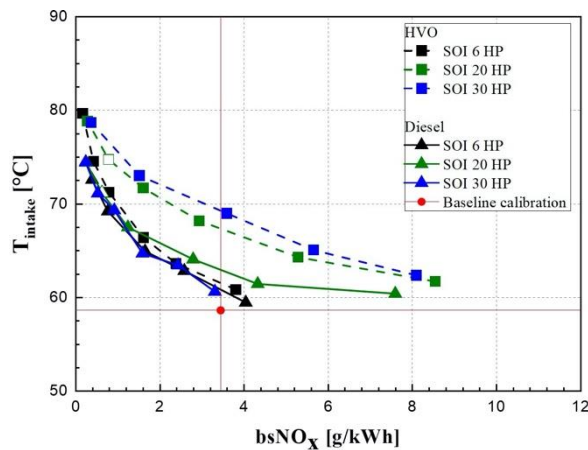
Questi risultati influenzano la produzione di emissioni inquinanti e il consumo di combustibile. Le figure [93] (a)-(c) riportano le stesse variabili delle figure [93] (a)-(b) oltre alla pressione massima all'interno del cilindro, funzione del tasso di EGR, per i due carburanti testati, diesel convenzionale e HVO. Considerando le migliori prestazioni dell'EGR HP rispetto all'LP per questo punto di lavoro a basso carico, il confronto tra il diesel e l'HVO è stato eseguito solo considerando l'uso dell'EGR HP, a parità di posizione degli attuatori, ossia valvola EGR e flap di scarico. Le curve corrispondenti al diesel sono tracciate con linee continue e triangoli, mentre quelle relative all'HVO con linee tratteggiate intervallate da quadrati. Con linee rosse continue sono riportati anche i valori che si riferiscono alla baseline, per cui la calibrazione di centralina è stata riportata nella tabella 22. Dai diversi andamenti è chiaramente visibile come la diminuzione dei ritardi di accensione porti a un processo di combustione anticipato, con baricentro della combustione che si verifica prima per l'HVO rispetto al diesel. L'HVO porta a un PFP più elevato con un conseguente aumento della temperatura massima legata alla combustione, e quindi a un aumento della temperatura dei gas di scarico (figura [93] (c)).



(a)



(b)

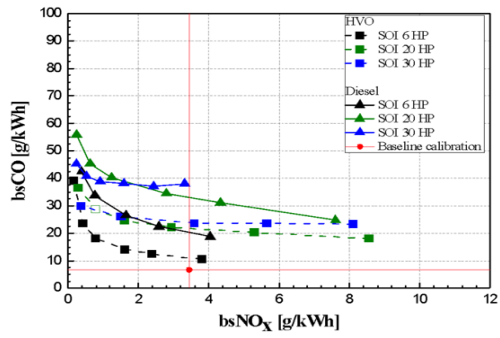


(c)

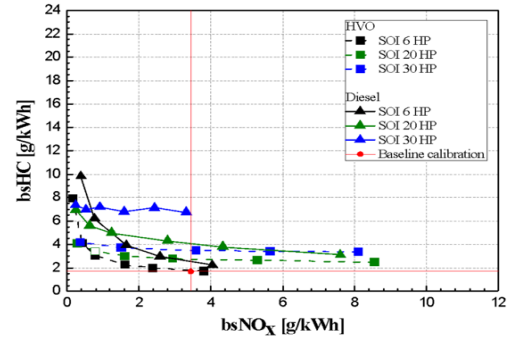
Figure 93: PFP (a), baricentro della combustione (b) e temperatura all'aspirazione (c) rappresentate in funzione delle emissioni specifiche di NO_x, per entrambi i combustibili e per diversi SOI, solo con EGR HP

Le figure [93] (a)-(e) illustrano le emissioni inquinanti specifiche del motore, compresi CN e FC, analogamente a quanto presentato nelle figure [93] (a)-(e). In generale, dai grafici si evince che le prestazioni dell'HVO in termini di riduzione delle emissioni inquinanti e del consumo di combustibile sono migliori rispetto al diesel convenzionale, anche nel caso della combustione PCCI. Gli andamenti dell'HVO sono, infatti, sempre inferiori a quelli del diesel in tutti i casi, tranne che per quanto riguarda il rumore di combustione. Un'altra eccezione è rappresentata dalle emissioni specifiche di NO_x. Come si è detto precedentemente, un ID più corto non sempre garantisce

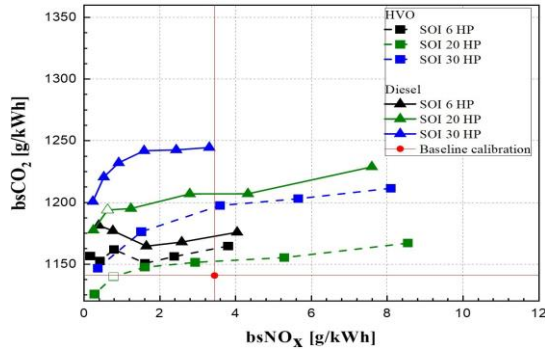
emissioni di NOx inferiori, soprattutto a basso carico. Per questo punto testato, infatti, i grafici mostrano, a parità di tasso EGR, emissioni di NOx più elevate, soprattutto per iniezioni molto anticipate. La rumorosità della combustione è legata al picco di pressione all'interno del cilindro: maggiore è il livello di pressione massima raggiunto all'interno della camera di combustione, maggiore è la rumorosità. L'HVO garantisce una pressione massima più elevata, con conseguente maggiore rumorosità. Concentrandosi sulle specie incombuste tracciate in funzione delle emissioni specifiche di NOx, osservando in particolare SOI= 20 °CAbTDC e 30°CAbTDC, si nota una scarsa influenza delle variazioni di SOI per l'HVO. Grazie alla curva di distillazione più bassa (responsabile della migliore evaporazione e miscelazione con l'aria di aspirazione) e alla minore viscosità rispetto al diesel, questo carburante presenta, per tutti i SOI e i tassi di EGR adottati, le più basse emissioni di CO. Analogamente, gli idrocarburi incombusti mostrano livelli di emissione più bassi, con una variazione non così elevata tra le diverse condizioni testate. Come mostrato nella prima parte, l'adozione di percentuali di EGR molto elevate (parte sinistra del grafico), causa un ritardo nella combustione che porta a un aumento delle emissioni di HC. I fenomeni di spegnimento della fiamma sono i principali responsabili di questo aumento. Gli stessi effetti possono essere considerati anche per il gasolio. Le emissioni di HC più elevate per il gasolio sono legate anch'esse alle aree di spegnimento della fiamma che si verificano con un EGR più basso a causa del maggiore ritardo di accensione (cioè una combustione molto più ritardata), comportamento tipico di questo combustibile [14].



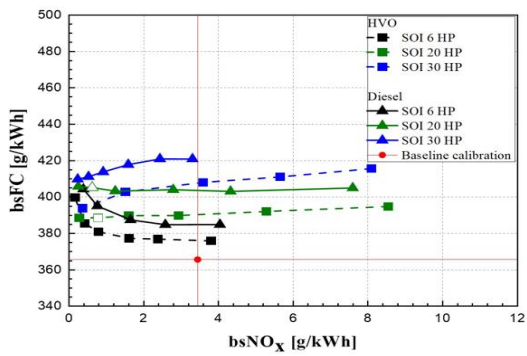
(a)



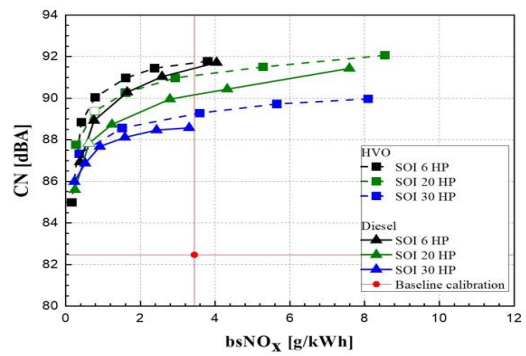
(b)



(c)



(d)



(e)

Figure 94: emissioni specifiche di CO (a), HC (b), CO₂ (c), consumo di combustibile (d) e CN(e), rappresentate in funzione di bsNO_x per entrambi i combustibili e per diversi timing di iniezione, con il solo HP EGR

Il FC è fortemente influenzato dall'efficienza di combustione. Una combustione ritardata, dovuta a percentuali elevate di EGR, porta, infatti, a un processo in cui l'aumento di pressione è ostacolato dalla fase di espansione, con conseguente aumento delle perdite allo scarico [14]. Inoltre, l'aumento degli incombusti porta a un deterioramento dell'efficienza della combustione. Tutti questi fattori, insieme alla maggiore densità del diesel rispetto all'HVO, possono essere la causa dei più alti valori di FC ottenuti durante le prove sperimentali condotte con il gasolio. Inoltre, l'aumento di FC è accompagnato da un aumento delle emissioni di CO₂. Solo la combustione early PCCI (SOI=20 e 30 °CA bTDC) si avvicina alle emissioni di CO₂ della baseline. In particolare, grazie a un timing dell'iniezione impostato a 20°CA bTDC, è possibile ridurre non solo le emissioni di NO_x (alti tassi di EGR) ma anche quelle di CO₂.

La Figura [95] mostra il grafico delle emissioni specifiche di soot in funzione delle concentrazioni specifiche di NO_x. Si può notare che i diversi andamenti (sia per il diesel che per l'HVO) non presentano il comportamento tipico di trade-off, ma evidenziano concentrazioni di soot quasi nulle. Si tratta di un comportamento tipico di un processo di combustione PCCI, che si nota anche nel caso di 6 °CA bTDC, poiché in quel caso ci sta avvicinando, come già detto, a una late PCCI. In questo grafico sono chiaramente visibili i principali vantaggi legati a questo tipo di combustione, ovvero la riduzione simultanea delle emissioni di soot e di NO_x. Pertanto, si ottengono valori molto più bassi rispetto al caso base (evidenziato con un simbolo rosso).

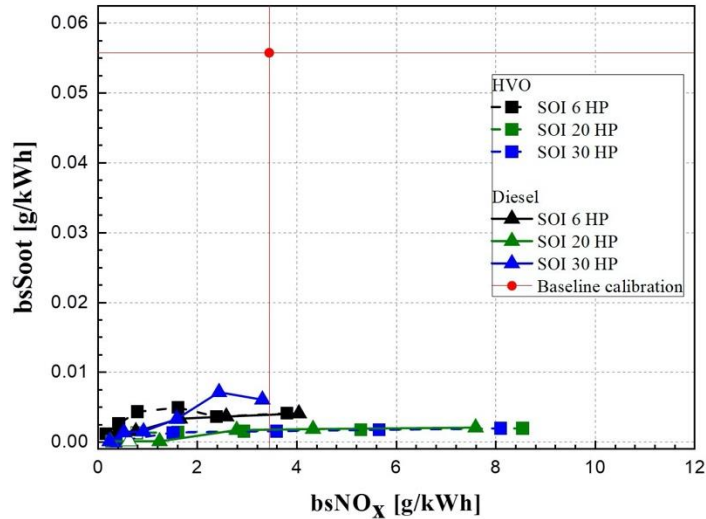


Figure 95: bsSoot in funzione di bsNOx per entrambi i combustibili e per diversi timing di iniezione, con solo HP EGR

In generale, l'uso di percentuali di EGR più elevate porta a una riduzione dei livelli di emissioni specifiche di NOx allo scarico, rispetto al caso di baseline. Ciò è dovuto al fatto che nel caso di baseline viene utilizzata solo la valvola EGR, mentre per ottenere una combustione di tipo PCCI è necessario anche l'uso del flap allo scarico. Gli elevati livelli di HC e CO, tipici della combustione early PCCI, si sono ridotti grazie all'HVO, utilizzato come combustibile drop-in, anche se non è stato possibile ottenere concentrazioni di inquinanti inferiori rispetto a quelle della baseline.

Le differenze percentuali tra i due carburanti sono riportate nella tabella [27]. Il confronto è stato effettuato tenendo conto dei punti indicati con simboli vuoti nelle figure [93] (a)-(c) e [94] (a)-(e), la cui calibrazione di centralina è riportata nella tabella [26]. Le riduzioni più significative sono evidenziate con il colore verde.

Rail pressure [bar]	SOI _{Main} [°CAbTDC]	VGT [%]	EGR _{HP} [%]	EGR _{LP} [%]	Exh. Flap [%]
865	20	80	100	0	84

Table 26: calibrazione della centralina per il punto rappresentato in figura 90, per entrambi i combustibili

Fuel	NOx [g/kWh]	CO [g/kWh]	HC [g/kWh]	BSFC [g/kWh]	CO₂ [g/kWh]	CN [dBA]
Diesel	0.63	45.35	5.62	404.95	1193.52	87.41
HVO	0.79	28.84	3.42	388.27	1139.41	88.77
Δ	24.5 %	-36.4 %	-39.1 %	-4.1 %	-4.5 %	1.4

Table 27: confronto tra diesel e HVO per il punto indicato nelle figure [93] con il simbolo vuoto

Questo punto è stato scelto perché sembra apportare i maggiori benefici in termini di riduzione di CO e HC, avvicinandosi ai valori della baseline. Analizzando i valori numerici riportati nella tabella [27], la riduzione delle emissioni di CO e HC, per l'HVO, è rispettivamente del 36% e del 39%.

Ci sono anche altri vantaggi associati all'uso dell'HVO in modalità di combustione PCCI rispetto al diesel. La riduzione di FC è di circa il 4%, a cui si associa una riduzione di CO₂ di circa la stessa percentuale. Infatti, in linea con quanto rilevato in test precedenti, la riduzione della CO₂ allo scarico misurata dall'analizzatore di gas è abbastanza ben correlata al BSFC. Un effetto negativo nell'uso dell'HVO è il livello di rumore più elevato, aumentato, rispetto al diesel, di circa 1,4 dBA.

I già citati effetti positivi, soprattutto sugli HC/CO che rappresentano, come più volte affermato, gli effetti più problematici della combustione PCCI, sono stati riscontrati per un punto in cui l'aumento delle emissioni di NOx è di circa il 25%. Le emissioni specifiche di NOx sono, infatti, per questo tipo di combustione, molto basse rispetto al caso di baseline, in cui sia ha una CDC (3,45 g/kWh, quasi l'80% in più rispetto al valore ottenuto con l'HVO), cosa che consente di concentrarsi sulla riduzione delle altre specie di inquinanti, in particolare HC e CO. Infatti, timing posticipato dell'iniezione (20 vs. 30 °CA_bTDC), dato che sposta verso destra il profilo HRR, aiuta a facilitare l'ossidazione delle specie incombuste nell'ultima parte del

processo di combustione. In conclusione, la combustione PCCI effettuata con l'HVO e con un timing dell'iniezione non così fortemente anticipato (20 gradi di angolo di manovella prima di TDC), grazie alla bassa concentrazione di NO_x, porta a diversi benefici in termini di riduzione di HC/CO, FC e CO₂ dando allo stesso tempo un aumento irrilevante delle emissioni di NO_x.

8. Conclusioni

In questo lavoro di tesi è emerso sotto molti aspetti un miglior comportamento dell'HVO rispetto al diesel tradizionale.

Nelle ottimizzazioni è emerso che, adattando la calibrazione in modo da minimizzare gli NOx, a basso carico si è ottenuta una diminuzione notevole (60%), a discapito però di un lieve aumento (non significativo in termini assoluti) delle emissioni di soot. A carichi più alti, invece, sono diminuiti sia NOx che soot. Per quanto riguarda CO e HC non c'è stato un miglioramento molto evidente, tranne per quanto riguarda gli HC nel punto a basso carico. In tutti i casi, il consumo di combustibile è stato leggermente inferiore.

Nelle ottimizzazioni su altri parametri (CO, CN, soot, bsfc), è emersa una diminuzione importante di CO e HC a basso carico, una diminuzione del 3%-4% di bsfc, e una notevole diminuzione di soot a medio e alto carico, anche se questo è avvenuto a discapito di un aumento degli NOx.

Nei test a full load è emerso che l'HVO, grazie al maggior LHV, produce una coppia leggermente maggiore rispetto al diesel tradizionale; inoltre, il consumo di combustibile in termini di massa è risultato inferiore, anche se in termini volumetrici, essendo la densità dell'HVO più bassa, risulta maggiore.

Per quanto riguarda le emissioni, la riduzione di soot nel caso dell'HVO è stata evidente, ma si è registrato un aumento di HC e CO, non molto rilevante comunque in termini assoluti.

Nei test di combustione PCCI è emersa la contemporanea riduzione delle emissioni di soot (estremamente basse) e NOx rispetto al caso di baseline. Inoltre, è stata confermata la tendenza dell'HVO a ridurre il ritardo di accensione e la durata del regime di NTC che si verifica in

questo tipo di combustione, a causa dell'assenza di aromatici che invece inibiscono lo sviluppo dell'LTHR. Questa modalità di combustione ha permesso una riduzione del consumo di combustibile, e di conseguenza delle emissioni di CO₂. Essendo le emissioni di NO_x molto più basse rispetto al caso di baseline, è stato anche possibile concentrarsi sull'adottare una strategia volta alla riduzione di HC e CO, che rappresentano la maggiore criticità di questo tipo di combustione, e sono state quindi ottenute delle diminuzioni rispetto al caso della combustione PCCI con gasolio tradizionale del 39% e 36% rispettivamente, a discapito di un aumento dei NO_x del 25% (ma in termini assoluti comunque inferiore rispetto alla concentrazione emessa nel caso di baseline). Tutto questo è stato possibile grazie al fatto che la maggiore reattività dell'HVO consente di lavorare in modalità PCCI con anticipi di iniezione inferiori rispetto al diesel tradizionale.

Questo combustibile negli ultimi anni è stato considerato come destinato a soppiantare i biodiesel di vecchia generazione, grazie ai suoi molteplici vantaggi in termini di produzione e di prestazioni, e alla sua maggiore vicinanza alle caratteristiche del gasolio tradizionale. Sebbene la crescita della capacità produttiva mondiale dell'HVO sia stata notevole, le più recenti decisioni politiche volte a velocizzare l'elettrificazione hanno modificato lo scenario globale, aumentando l'incertezza legata alla diffusione di questo combustibile sul mercato. Anche in questo contesto, però l'HVO rimane una valida soluzione a breve termine per accompagnare la transizione verso l'elettrificazione, e per quei settori dei trasporti (ad esempio mezzi stradali pesanti, aviazione ecc.) in cui la trazione totalmente elettrica rimane ancora una prospettiva abbastanza lontana.

Bibliografia

- [1] Michael S. Graboski and Robert L. McCormick. Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in diesel engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 24(2):125–164, 1998.
- [2] Daisuke Kawano, Hiroyoshi Naito, Hisakazu Suzuki, Hajime Ishii, Shigeo Hori, Yuichi Goto, and Matsuo Odaka. Effects of fuel properties on combustion and exhaust emissions of homogeneous charge compression ignition (hcci) engine. In *2004 SAE Fuels & Lubricants Meeting & Exhibition*. SAE International, jun 2004.
- [3] S. Natarajan, S. Abhinav Shankar, and A.U. Meenakshi Sundareswaran. Early injected pcci engine fuelled with bio ethanol and diesel blends - an experimental investigation. *Energy Procedia*, 105:358–366, 2017. 8th International Conference on Applied Energy, ICAE2016, 8-11 October 2016, Beijing, China.
- [4] Ho Teng, James C. McCandless, and Jeffrey B. Schneyer. Compression ignition delay (physical + chemical) of dimethyl ether - an alternative fuel for compression-ignition engines. In *SAE 2003 World Congress and Exhibition*. SAE International, mar 2003.
- [5] Mingfa Yao, Zunqing Zheng, Sidu Xu, and Maoling Fu. Experimental study on the combustion process of dimethyl ether (dme). In *SAE Powertrain and Fluid Systems Conference and Exhibition*. SAE International, oct 2003.
- [6] Srichai P. et al. Marasri S., Ewphun PP. Combustion characteristics of hydrotreated vegetable oil-diesel blends under egr and low temperature combustion conditions. *International Journal of Automotive Technology*, 20(3):569–578.
- [7] Ichiro Sakata, Kazuhisa Inagaki, Takayuki Fuyuto, Kazuaki Nishikawa, and Kiyomi Nakakita. Dual-fuel pci combustion controlled by in-cylinder stratification of ignitability. In *SAE 2006 World Congress and Exhibition*. SAE International, apr 2006.
- [8] D. C. Montgomery. *Design and Analysis of Experiments*. John Wiley & Sons, Inc., 2009.
- [9] Samveg Saxena and Iván D. Bedoya. Fundamental phenomena affecting low temperature combustion and hcci engines, high load limits and strategies for extending these limits. *Progress in Energy and Combustion Science*, 39(5):457–488, 2013.

- [10] James P. Szybist and Bruce G. Bunting. Cetane number and engine speed effects on diesel hcci performance and emissions. *SAE Transactions*, 114:1334–1346, 2005.
- [11] Mingfa Yao, Zhaolei Zheng, and Haifeng Liu. Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (hcci) engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 35(5):398–437, 2009.
- [12] J.B. Heywood. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Higher Education, 1988.
- [13] Dae Sik Kim and Chang Sik Lee. Effect of n-heptane premixing on combustion characteristics of diesel engine. *Energy & Fuels*, 19(6):2240–2246, 2005.
- [14] Jacek Hunicz, Jonas Matijošius, Alfredas Rimkus, Artūras Kilikevičius, Paweł Kordos, and Maciej Mikulski. Efficient hydrotreated vegetable oil combustion under partially premixed conditions with heavy exhaust gas recirculation. *Fuel*, 268:117350, 2020.
- [15] Tomonori Urushihara, Tsuyoshi Nakano, Gen Shibata, and Koji Oyama. Correlation of low temperature heat release with fuel composition and hcci engine combustion. In *SAE 2005 World Congress & Exhibition*. SAE International, apr 2005.
- [16] *Comparative study of combustion and emissions of diesel engine fuelled with FAME and HVO*
- [17] Effects of wood-based renewable diesel fuel blends on the performance and emissions of a non-road diesel engine
- [18] *[Comparative study of combustion and emissions of diesel engine fuelled with FAME and HVO*
- [19] Application of hydrotreated vegetable oil from triglyceride based biomass to CI engines – A review:
- [20] <https://www.neste.be/en/neste-my-renewable-diesel-be/product-information/renewable-diesel-vs-biodiesel>
- [21] *Effects of wood-based renewable diesel fuel blends on the performance and emissions of a non-road diesel engine*
- [22] Slide prof. David Chiarimonti, Politecnico di Torino
- [23] Shibata et al. *Correlation of Low Temperature Heat Release With Fuel Composition and HCCI Engine Combustion*
- [24] Omari et al. [Improving Engine Efficiency and Emission Reduction Potential of HVO by Fuel-Specific Engine Calibration in Modern Passenger Car Diesel Applications]
- [25] Cheng et al , *Spray dynamics of HVO and EN590 diesel fuels*

- [26] [Krivopolianskii et al]. [Experimental Study of Ignition Delay, Combustion, and NO Emission Characteristics of Hydrogenated Vegetable Oil]
- [27] [<https://www.iea.org/reports/renewable-energy-market-update-2021/transport-biofuels>] IEA, Global hydrotreated vegetable oil production capacity, 2019-2022, IEA, Paris <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/global-hydrotreated-vegetable-oil-production-capacity-2019-2022>
- [28] [[Comparison of hydrogenated vegetable oil and biodiesel effects on combustion, unregulated and regulated gaseous pollutants and DPF regeneration procedure in a Euro6 car]]
- [29] <https://nextchem.it/sites/default/files/2021-11/download%20%289%29.pdf>
- [30] Dimitriadis et al , *Improving PM-NO_x trade-off with paraffinic fuels: A study towards diesel engine optimization with HVO*
- [31] Simone Marturana, *“Model-based calibration of a dual-loop EGR CI engine fueled with conventional Diesel and HVO”*