

# ***POLITECNICO DI TORINO***

Collegio di ingegneria meccanica

***Corso di laurea magistrale in ingegneria meccanica***

---

Tesi di laurea magistrale

***Analisi CFD del collettore di aspirazione  
del motore SDE 1300 per l'ottimizzazione  
del grado di EGR***



---

Anno accademico 2017/2018

Relatore :Prof. Mirko Baratta

Candidato: Piero Genualdo

Relatrice: Prof.ssa Daniela Anna Misul

Tutor: Ing. Cristiano Pecollo

Tutor: Ing. Giuseppe Falletti

Indice

POLITECNICO DI TORINO ..... 0

    Collegio di ingegneria meccanica ..... 0

    Corso di laurea magistrale in ingegneria meccanica ..... 0

    Tesi di laurea magistrale *Analisi CFD del collettore di aspirazione del motore SDE 1300 per l'ottimizzazione del grado di EGR* ..... 0

Prefazione..... 3

1. Capitolo 1: Introduzione..... 4

    1.1 Accenni sulla regolamentazione europea ..... 4

    1.2 Inquinanti nei motori Diesel..... 5

        1.2.1 Formazione degli NO<sub>x</sub> nei motori Diesel ..... 5

        1.2.2 Formazione del particolato ..... 11

        1.2.3 Effetti di T e  $\phi$  sulla formazione del particolato ..... 19

    1.3 Sistemi di post trattamento nei motori ad accensione per compressione ..... 22

        1.3.1 Catalizzatore ossidante per motori Diesel ..... 23

        1.3.2 Filtro per particolato per motori Diesel ..... 25

2. Capitolo: Preparazione del modello 1D all'accoppiamento ..... 34

    2.1 Il modello 1D ..... 34

        2.1.1 Elementi costitutivi del modello 1D iniziale ..... 34

        2.1.2 Definizione della composizione del sistema ..... 39

    2.2 Preparazione all'accoppiamento ..... 40

        2.2.1 Inserimento di nuovi componenti per l'accoppiamento ..... 40

        2.2.2 Impostazione dei parametri del modello 1D in accoppiamento ..... 42

3. Capitolo 3: Modello 3D e calibrazione in regime stazionario..... 43

    3.1 Volume di controllo e mesh ..... 44

        3.1.1 Identificazione del volume di controllo e operazione di mesh' build ..... 44

        3.1.2 Problematiche riscontrate durante la discretizzazione del volume di controllo ..... 50

    3.2 Modello fisico ..... 51

        3.2.1 Identificazione delle regioni nel corpo fluido ..... 51

        3.2.2 Definizione delle condizioni al contorno ..... 52

        3.2.3 Modello fisico ..... 53

        3.2.4 Impostazioni della simulazione ..... 54

    3.3 Risultati del modello stazionario ..... 55

        3.3.1 Pressione e velocità nel modello stazionario ..... 55

---

	indice
4. Capitolo: Co-simulazione.....	60
4.1 Predisposizione del modello 3D all'accoppiamento .....	60
4.1.1 Variazioni sul modello geometrico .....	60
4.1.2 Variazioni sulle regioni e sul continuo.....	61
4.1.3 Impostazione dei parametri .....	63
4.2 Pre-processing .....	67
4.3 Problematiche di accoppiamento.....	68
4.3.1 Problematiche legate ai software utilizzati.....	68
5. Capitolo 5: Risultati della co-simulazione .....	69
5.1 Analisi delle prove di simulazione effettuate.....	69
5.1.1 Punto 1500 rpm per 2 bar di pme .....	70
5.1.2 Punto 2000 rpm per 4 bar di pme .....	78
5.1.3 Punto 2500 rpm per 8 bar di pme .....	86
5.1.4 Punto 3000 rpm per 10 bar pme .....	94
5.2 Analisi della variazione della geometria .....	101
5.2.1 Modifica per incrementare l'effetto Venturi .....	101
5.2.2 Modifica per incrementare il mescolamento .....	109
Bibliografia .....	117

## *Prefazione*

L'obiettivo del seguente lavoro di tesi è quello di analizzare fluidodinamicamente al variare dei parametri motoristici, il collettore di aspirazione di un motore 1300 Diesel. Lo studio è basato sull'analisi CFD, eseguita mediante un codice alle differenze finite, compilato utilizzando due software, il primo è GT-SUITE un codice 1D che modella il motore in esame per consentire un'analisi globale del sistema, il secondo è STARCCM+ un software utilizzato per effettuare uno studio fluidodinamico più fine in 3 dimensioni del collettore di aspirazione. Lo studio viene effettuato mediante un processo di co-simulazione che tramite il dialogo dei due software consente di ottimizzare il tempo di calcolo ottenendo un risultato più preciso rispetto a quello che fornirebbe una simulazione puramente unidimensionale, senza aumentare eccessivamente l'onere computazionale che una simulazione 3D causerebbe. È stato possibile correlare i risultati ottenuti con i dati sperimentali a disposizione forniti da FCA, per poter effettivamente valutare la bontà del modello costruito e delle co-simulazioni effettuate ed inoltre valutare per diversi tenori di EGR e per diversi punti motore. Al fine di una più chiara comprensione dell'analisi svolta nel corso del seguente elaborato, è necessario fornire una breve presentazione al lettore nell'ambito della formazione di inquinanti nei motori Diesel  $\text{NO}_x$  e PM dei sistemi di post trattamento dei gas di scarico nei motori diesel e del sistema di ricircolo dei gas combusti EGR (exhaust gas recirculation).

# 1. Capitolo 1: Introduzione

## 1.1 Accenni sulla regolamentazione europea

Prima di entrare nel merito dei processi che provocano la formazione di inquinanti nei motori Diesel, è importante focalizzarsi sul contesto normativo, che determina il controllo delle emissioni di inquinanti per le diverse tipologie di propulsori termici, ad accensione spontanea e ad accensione per compressione. Il contesto normativo vigente è l'euro 6c ed in più dal settembre 2017 il ciclo guida di omologazione precedente NEDC è stato sostituito dal ciclo WLTP, quest'ultimo è un ciclo guida reale quindi più restrittivo in termini di controllo di emissioni e realistico in termini di simulazione delle condizioni operative in cui il veicolo opera. Di conseguenza tutte le auto omologate dopo settembre 2017 hanno rispettato i limiti imposti dal nuovo ciclo guida. In Figura 1 si rappresenta l'evoluzione temporale della normativa delle emissioni fino all'euro VI

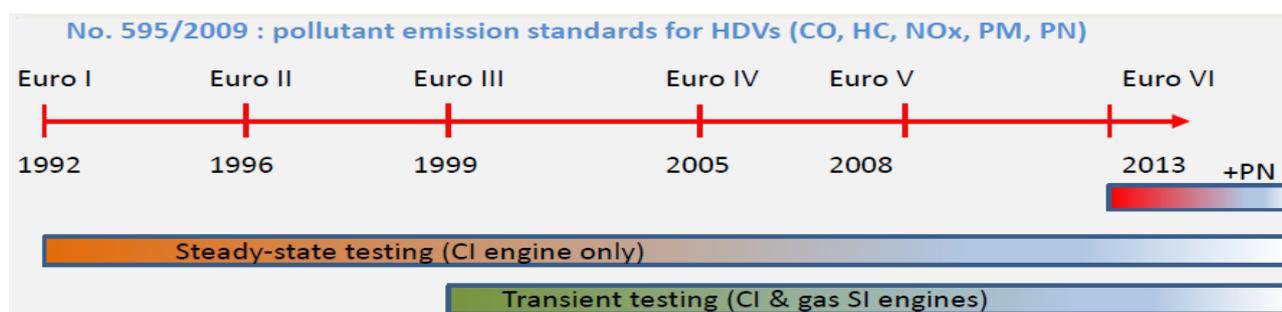


Figura 1.1 Evoluzione temporale della normativa

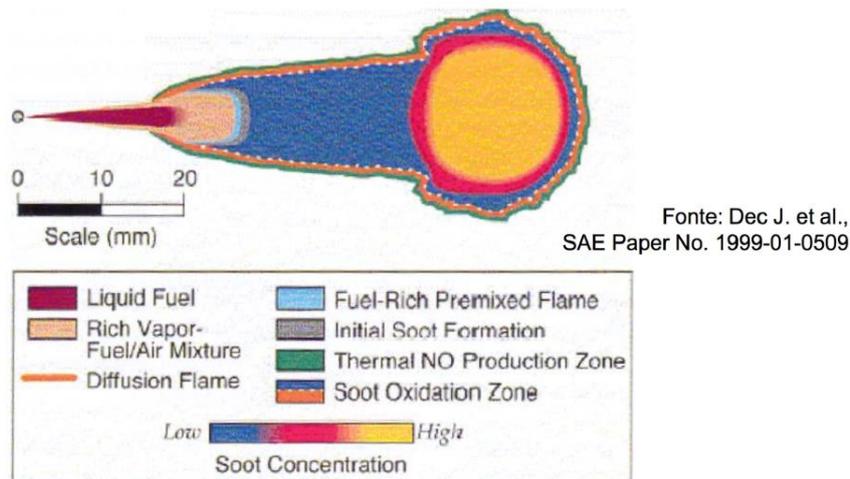
Inoltre dal 2020 le emissioni di gas serra per la flotta media di ciascun produttore si devono attestare al di sotto dei 95g/km. Infatti oltre alla normativa europea sul controllo di emissioni di inquinanti che sancisce un limite di emissioni consentite per i Paesi facenti parti dell'Unione Europea; è presente una regolamentazione legata alla produzione di gas serra, tuttavia quest'ultima non viene applicata in fase di omologazione del veicolo, altresì valuta la produzione di CO<sub>2</sub> della flotta media di ogni singolo produttore. Nonostante la diversa applicazione delle regolamentazioni rispetto alle fasi di immissione sul mercato del veicolo, anche la normativa sulle emissioni di gas serra dal 2019 avrà un consistente peso economico, ovvero 95€ per ogni g/km di CO<sub>2</sub> prodotto da ogni veicolo che eccede il limite fissato

I dati mostrati nel corso del World Energy Outlook 2014 [1] a Copenaghen hanno stimato la richiesta complessiva di combustibile per il settore dei trasporti pari al 50% della richiesta di petrolio mondiale. Nel seguito verrà affrontato il tema di produzione di inquinanti nei propulsori termici ad accensione per compressione (in particolare particolato ed NO<sub>x</sub>), come il motore oggetto del lavoro di tesi.

## 1.2 Inquinanti nei motori Diesel

### 1.2.1 Formazione degli $\text{NO}_x$ nei motori Diesel

La zona interessata alla formazione di  $\text{NO}_x$  è la zona esterna del modello della fiamma (riportato in figura 1.2).

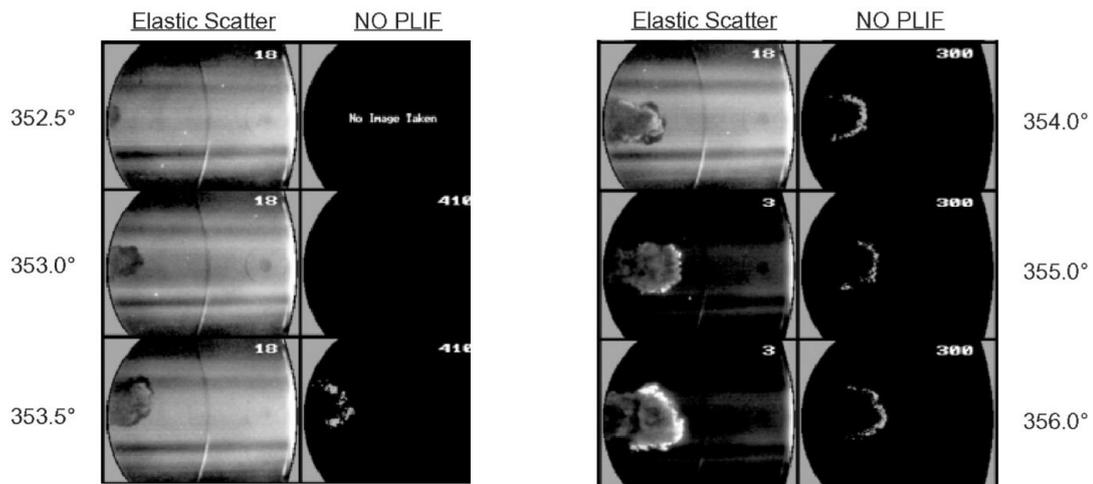


Dopo 10° ASI e fino al termine dell'iniezione.

Figura 1.2 Modello della fiamma di combustione in un motore Diesel

La tecnica utilizzata per l'analisi degli  $\text{NO}_x$  (ossidi di azoto in generale) è detta NO PLIF: fluorescenza indotta dalla luce del laser. Questo fenomeno si basa sul fatto che, quando un atomo viene eccitato lungo la sua frequenza propria, questo emette un fotone. L'eccitazione deriva dalla luce del laser che risulta pulsante. Inducendo quindi fluorescenza laddove vengono individuati fotoni si identifica la presenza di  $\text{NO}_x$ . Durante il processo di combustione per effetto delle alte temperature (meccanismo termico) le molecole di  $\text{N}_2$  e  $\text{O}_2$  presenti nella carica vengono decomposte in N e O. Gli atomi di N e O si ricombinano dando luogo a NO e  $\text{NO}_2$ . Una parte degli  $\text{NO}_x$  deriva dal meccanismo prompt: si ha un meccanismo di reazione a catena promosso dagli atomi di azoto che reagiscono con i radicali CH presenti nella zona del fronte di fiamma. Parte degli  $\text{NO}_x$  possono derivare dal carburante.

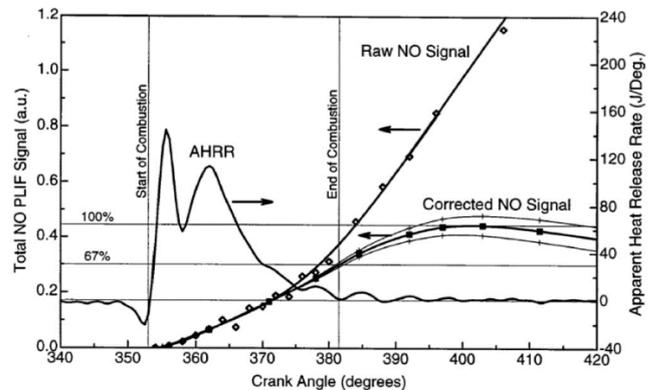
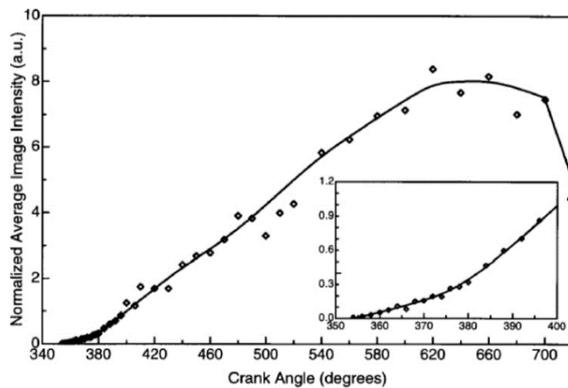
Prime fasi della combustione



Fonte: Dec, J. E. and Canaan, R. E., SAE Paper No. 980147

Figura 1.3 Fasi della combustione in un motore Diesel

L'elastic scatter permette di identificare la posizione del getto, mentre la tecnica NO PLIF indica dove sono gli NO. Viene coinvolta nella combustione la fiamma diffusiva. In questo caso considero un solo getto di combustibile. Il problema del particolato risiede nel fatto che esso assorbe radiazione luminosa. Di seguito rappresentati in figura 1.4 e 1.5 intensità media e segnale del NO PLIF.



Considerando l'immagine seguente si osserva una linea tratteggiata che indica l'andamento della velocità di produzione degli NO in funzione dell'angolo di manovella. Si nota come questa velocità sia inferiore alla velocità di combustione.

Si osserva come l'area interessata alla formazione di NOx abbia una forma quasi triangolare. Al procedere della combustione la quantità di NOx continua a crescere: si registra una luminosità crescente dalla quale

Figura 1.5

Figura 1.4

si potrebbe dedurre una crescita degli NOx. Quello che succede in realtà è una maggiore emissione di fotoni dovuta alla riduzione di pressione. Si nota dalle immagini (figura 1.6 ) che gli NO si formano nelle zone dove la combustione è diffusiva e una parte di essi si forma dopo la combustione diffusiva.

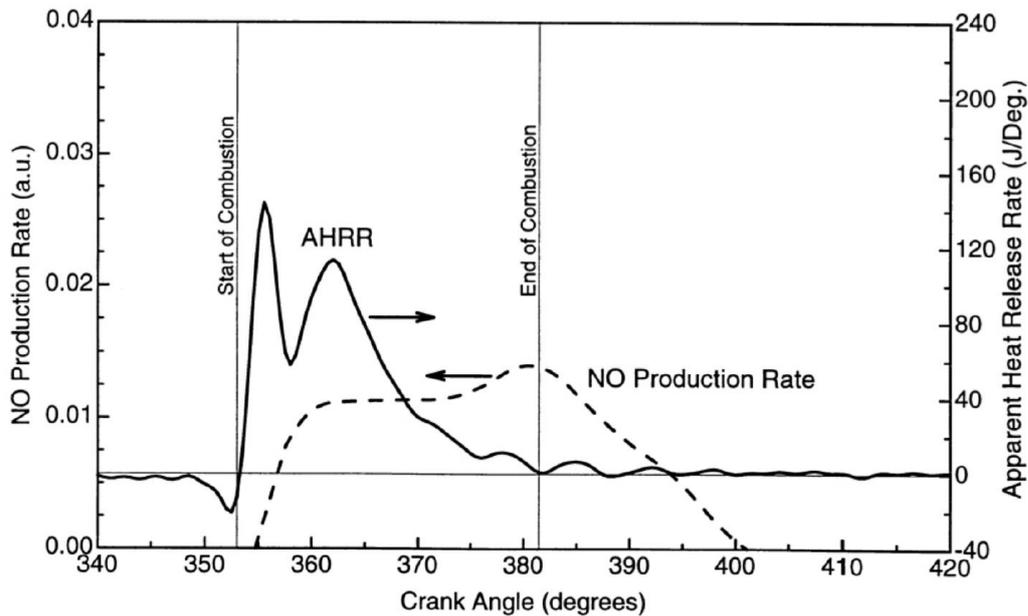


Figura 1.6

Dall'immagine in figura 1.7 si nota l'andamento degli NO (linea rossa) al variare dell'angolo di manovella e l'entità dell'heat release rate (linea nera).

Valutazione mediante modello di diagnostica della combustione multizona.

bmep = 7 bar;  
 n = 2000 rpm;  
 pilot-main injection;  
 $iV=1909 \text{ cm}^3$ ,  
 4 cylinders,  
 $\epsilon = 17.5$ ,  
 bore=82 mm  
 stroke = 90.4 mm

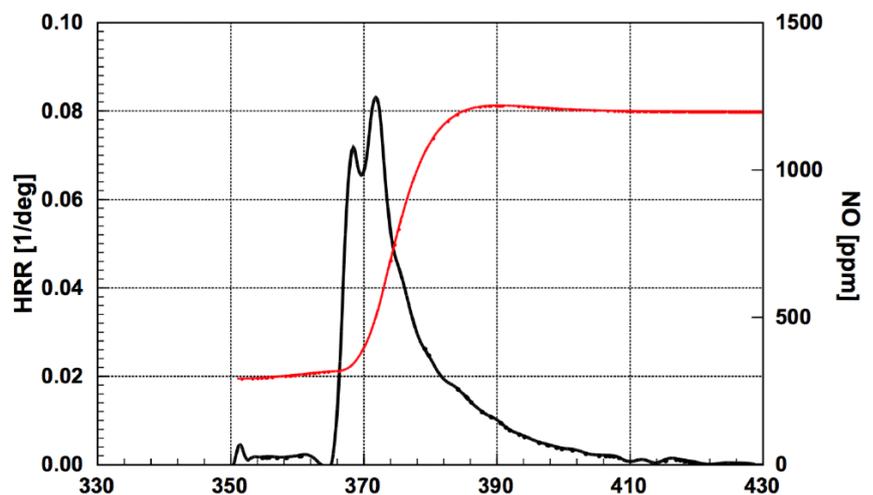
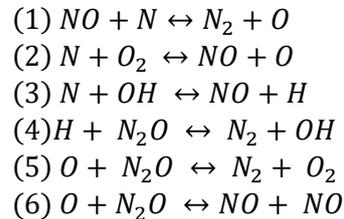


Figura 1.7

Durante il processo di combustione, per effetto delle alte temperature (meccanismo termico) le molecole di O<sub>2</sub> ed N<sub>2</sub>, presenti nella carica e provenienti principalmente dall'aria aspirata dal motore, vengono decomposte in O ed N. Questi ultimi, a loro volta, si ricombinano dando luogo principalmente a NO ed NO<sub>2</sub>. Inoltre, una parte degli NOx derivano dal cosiddetto meccanismo "prompt": un meccanismo di reazione a catena promosso dagli atomi di azoto che reagiscono con i radicali CH presenti nella zona del

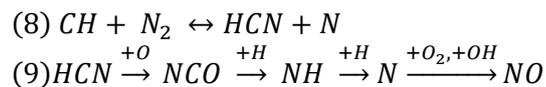
fronte di fiamma. Infine, parte degli NO<sub>x</sub> possono derivare dal combustibile. Prima che il combustibile entri nella zona della fiamma, l'azoto chimicamente legato ad esso si trasforma in radicali o composti contenenti il

gruppo CN che, a loro volta, vengono ulteriormente ossidati per formare NO nella zona della fiamma. Le sei equazioni proposte per il modello sono:



Le sei equazioni precedenti permettono di distinguere due meccanismi di formazione termica degli NO:

- il principale meccanismo di formazione degli NO è costituito dalle equazioni (1)-(3) ed è detto meccanismo termico di Zeldovich-Keck, detto anche meccanismo di Zeldovich esteso (EZM: Extended Zeldovich Mechanism).
- il secondo meccanismo termico, descritto dalle equazioni (4)-(6), coinvolge come intermediario l'N<sub>2</sub>O.

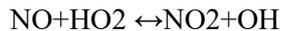


Il meccanismo di reazione a catena è pertanto promosso dagli atomi di azoto (a differenza del meccanismo proposto da Zeldovich, in cui la catena di reazioni è promossa dall'ossigeno). I radicali CH, che possono essere presenti nel fronte di fiamma in concentrazioni i cui picchi possono raggiungere alcune parti per milione, reagiscono appena formati con l'azoto molecolare promuovendo sia la decomposizione dell'N<sub>2</sub> in N sia la formazione di acido cianidrico HCN. HCN ed N, in presenza di componenti contenenti ossigeno, reagiscono a loro volta per dare NO, attraverso una complessa serie di reazioni.

La reazione (8) ha un'energia di attivazione di circa 14 kJ/mol, molto inferiore a quella della reazione (1), perciò il meccanismo prompt è molto attivo all'interno del fronte di fiamma. Normalmente, tale meccanismo si realizza solo nelle zone della fiamma in cui la combustione è incompleta e dunque i radicali CH necessari per la reazione (8) sono presenti in concentrazione sufficiente. Il processo di formazione degli NO secondo questo meccanismo è estremamente rapido (da cui il nome di meccanismo prompt) ed è scarsamente influenzato dalla temperatura. Lavoie e Blumberg (1973) osservarono che, sebbene il meccanismo di Fenimore non fosse mai stato osservato nei motori a combustione interna, per cariche premiscelate, laddove i livelli prodotti di NO erano bassi (per esempio, con gradi di EGR spinti), il solo meccanismo termico non era in grado di prevedere correttamente i livelli di NO misurati nel motore. Occorreva considerare anche il meccanismo prompt che contribuisce, anche se in misura minore, alla formazione degli NO.

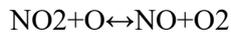
Gli studi di Lavoie e Blumberg introducono un calcolo semplificato degli NO prodotti dal meccanismo prompt nei motori. I dati sperimentali ottenuti da Fenimore sono stati utilizzati per ottenere, in funzione della dosatura, il rapporto tra la concentrazione di NO prodotta in corrispondenza del fronte di fiamma e la concentrazione calcolata all'equilibrio in corrispondenza della temperatura della fiamma. In base alle condizioni di equilibrio chimico nei gas combusti, alla temperatura tipica della fiamma, il rapporto NO<sub>2</sub>/NO dovrebbe essere piccolo e trascurabile.

Tuttavia, nei motori Diesel i livelli di NO<sub>2</sub> possono raggiungere il 10-30% delle emissioni totali di NO<sub>x</sub>. L'NO che si forma nella zona della fiamma può venire infatti rapidamente convertito in NO<sub>2</sub>:



In seguito dovrebbe avere luogo la riconversione

da NO<sub>2</sub> a NO:



Quest'ultima reazione può essere congelata per effetto del mescolamento con un fluido più freddo (nei Diesel si ha aria in eccesso e quindi gas combusti a temperature inferiori). Il meccanismo è coerente con il fatto che i più elevati rapporti NO<sub>2</sub>/NO nei Diesel si trovano ai bassi carichi, laddove sono più numerose in camera le regioni più fredde che possono congelare la decomposizione dell'NO<sub>2</sub>. Dai grafici si può notare come la quantità di NO<sub>2</sub> prodotta sia nettamente inferiore alla quantità di NO.

d

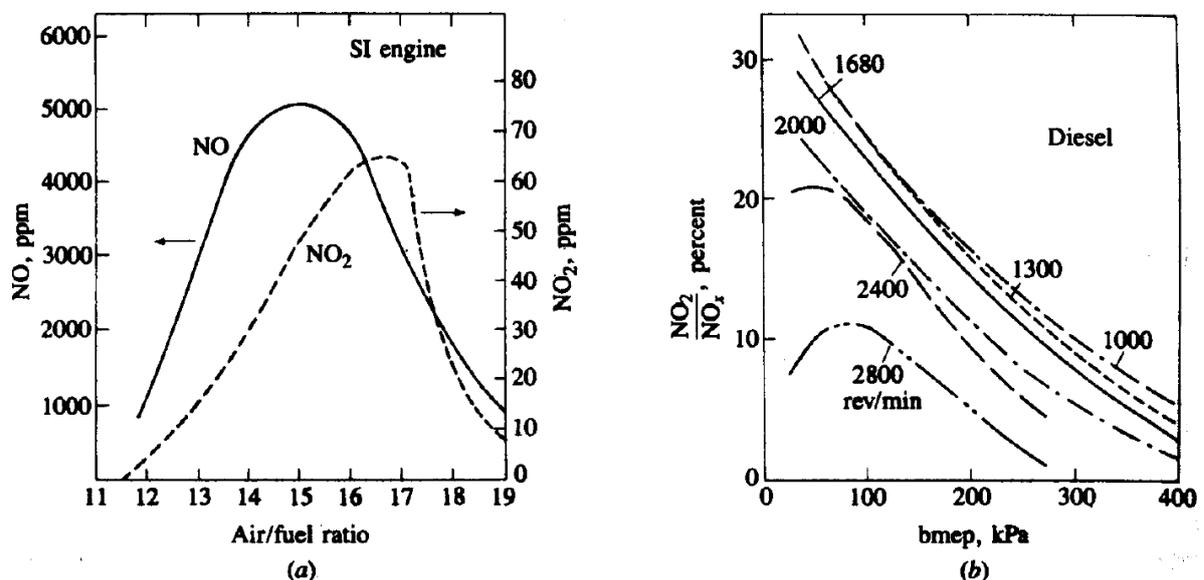


Figura 1.8 concentrazione in un motore ad accensione spontanea allo scarico in funzione del rapporto aria/combustibile, 1500 giri/min a valvola completamente aperta, (b) NO<sub>2</sub> come percentuale totale di NO<sub>x</sub> in un motore Diesel allo scarico in funzione del carico e della velocità.

Nel seguito vengono introdotte alcune nozioni circa le prove sperimentali effettuare per studiare la formazione degli NO<sub>x</sub>. La sperimentazione e la diagnostica della combustione hanno messo in luce che gli NO non si formano nella porzione del getto interessata dalla combustione premiscelata (che è ricca di combustibile); la loro formazione si avvia attorno alla periferia del getto, in seguito alla comparsa della fiamma diffusiva. Infatti, il lato "povero" della fiamma diffusiva è l'unica zona della camera di combustione dove in prossimità di una fiamma attiva o di un gas ad alta temperatura è disponibile l'ossigeno necessario per avviare il meccanismo termico. L'NO così formato rimane poi confinato alla periferia del getto fino a quando, dopo il termine dell'iniezione, la struttura del getto inizia a disgregarsi. Quando la fase di 'burnout' si avvia e continua, gli NO rimangono ancora ai margini della struttura derivata dal getto, e la formazione di NO continua nei gas caldi prodotti dalla postcombustione, anche dopo il termine della fase di rilascio termico. Il quantitativo di NO formato in questa fase può essere molto variabile e funzione di molteplici parametri, tra cui il rapporto di compressione, i livelli di swirl e la durata stessa della combustione. I principali fenomeni fisici in camera che influenzano la formazione dell'NO risultano essere:

- a) Compressione della carica prima della combustione
- b) Compressione dei gas combustivi successivamente alla combustione
- c) Scambio termico per irraggiamento nella zona in prossimità della fiamma diffusiva

Infine, in certe condizioni di funzionamento, può diventare rilevante la chimica del meccanismo 'prompt' a livello della fiamma premiscelata e di quella diffusiva. La fase di combustione premiscelata produce un rapido e spesso sostanziale aumento della pressione in camera nell'intorno del TDC. Uno degli effetti di tale aumento di temperatura è quello di comprimere la carica (aria + EGR) presente nel cilindro, aumentandone così la temperatura. La maggiore temperatura della carica produrrà pertanto un aumento della temperatura della fiamma diffusiva e dei gas adiacenti, determinando una maggiore produzione di NO<sub>x</sub>. L'intensità dell'effetto descritto varierà in funzione di:

- intensità della combustione premiscelata
- volume in corrispondenza del TDC

L'effetto sarà pertanto più accentuato in motori di piccola cilindrata con elevati rapporti di compressione, dove la combustione in fase premiscelata coinvolge una frazione importante del combustibile iniettato (in quanto limitazioni tecnologiche spesso non consentono di adeguare al meglio la legge di iniezione). Nei motori diesel, l'ambiente che circonda i gas combustivi è altamente eterogeneo ed il mescolamento tra burned-gas e la carica più fredda nel cilindro è estremamente complesso da simulare. Tutto quello che si può dire nell'ambito di un approccio semplificato è che la temperatura della fiamma sarà compresa tra la temperatura adiabatica di combustione, calcolata a partire dalla carica compressa fino al TDC, e la temperatura raggiunta dalla prima porzione di carica bruciata in corrispondenza del picco di pressione in camera, supponendo che tale porzione bruci adiabaticamente e sia poi compressa adiabaticamente fino al picco di pressione.

Note:

- EINO = Emission Index dell'NO (indica la presenza di una massa di NO)
- Le temperature indicate in alto sarebbero quelle raggiunte dalla carica al PMS se non avessi avviato la combustione
- Lo start of combustion dipende dallo start of injection.

I risultati indicano che la correlazione tra emissioni specifiche di NO<sub>x</sub> e temperatura adiabatica di combustione (a) non è rispettata per la temperatura di aspirazione ( $T_{intake}$ ) inferiore e per SOI ritardati rispetto al TDC (lo stesso si potrebbe verificare per la massima temperatura adiabatica dei burned gas (b)). In particolare, si osserva che al diminuire della  $T_{intake}$  le emissioni di NO<sub>x</sub> scendono fino a risalire dopo aver raggiunto un minimo, mentre per SOI molto ritardati, prossimi al limite della mancata accensione, si registra il cosiddetto 'NO<sub>x</sub> bump'. Se ho in camera la presenza di particolato può succedere che diminuisca la temperatura adiabatica di fiamma ma non quella reale. In certe condizioni si avrà quindi una risalita della temperatura con la quale posso giustificare un aumento della concentrazione di NO.

È possibile regolare la produzione di NO<sub>x</sub> del motore varando il ritardo di iniezione del combustibile: se il ritardo rispetto allo all'istante prefissato è considerevole si ottiene una grande quantità che brucia per combustione premiscelata e una bassa quantità che brucia per combustione diffusiva. Se l'iniezione avviene con un ritardo contenuto un'esigua quantità carburante è coinvolta nella fase di combustione premiscelata, mentre è considerevole la frazione di combustibile che brucia nella fase di combustione diffusiva (soluzione preferibile per ridurre le emissioni di NO<sub>x</sub>). Maggiore è il tempo che il combustibile ha per miscelarsi con l'aria, più rapida sarà la combustione. In camera di combustione vi è la presenza di soot in corrispondenza della fiamma diffusiva. Queste particelle sono in grado di irraggiare e scambiare calore con le pareti; il loro

effetto è quindi quello di abbassare la temperatura complessiva in camera a causa dello scambio termico con le pareti.

### 1.2.2 Formazione del particolato

Il Particolato (PM) è definito come qualsiasi sostanza nello scarico di un motore a combustione interna che può essere intrappolata su di un materiale filtrante di campionamento a 125°F (52°C). Esso è un aerosol composto da una frazione solida (particelle carboniose o di altri componenti) e da una frazione solubile (HC che si condensano e danno luogo a particelle). Il particolato si forma a livello di precursori nella zona di combustione premiscelata. Si ha poi una seconda zona di formazione che è quella corrispondente alla fiamma diffusiva che porta poi all'ossidazione del particolato. Quello che sopravvive alla combustione con la fiamma diffusiva che va a spegnersi e quello che dopo una serie di cicli si trova allo scarico sotto forma di particolato. Il particolato nei diesel è costituito da particelle di carbonio elementare che si agglomerano e adsorbono altre specie (principalmente idrocarburi incombusti e solfati) per formare strutture con proprietà fisiche e chimiche complesse.

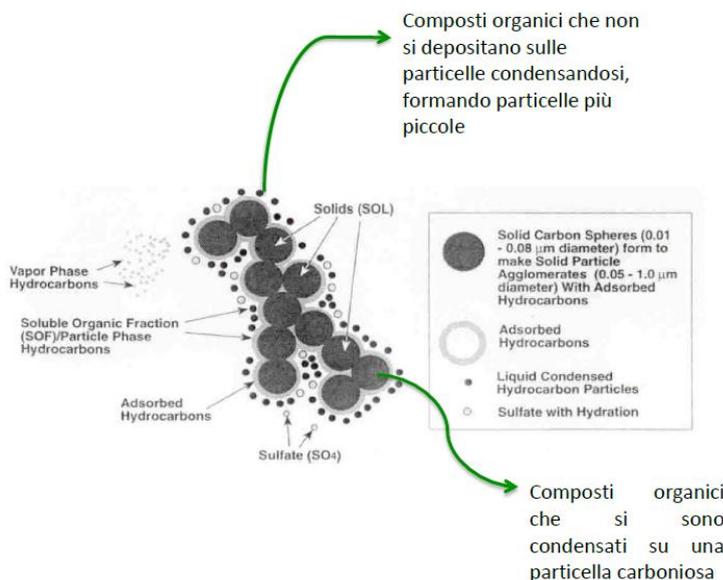


Figura 1.9 struttura del particolato in un motore Diesel

La formazione di soot iniziale si verifica in un ambiente molto ricco ( $\Phi > 4$ ) a temperature relativamente basse (1600 K) ed è innescata dalla combustione premiscelata. In questo processo di formazione iniziale, le reazioni di condensazione degli aromatici dominano e portano alla formazione dei PAH (idrocarburi poliaromatici), strutture che portano alla formazione di soot all'interno (enorme numero di piccoli nuclei). Per questo motivo, i PAH sono chiamati "soot-precursor". Nella zona vicina alla fiamma diffusiva, con miscela pressoché stechiometrica, dove la temperatura è più alta, anche componenti alifatici possono essere trasformati mediante pirolisi e cracking per produrre soot (indiretta, percorso più lento). Il meccanismo diretto avviene a basse temperature e con miscele ricche, quello indiretto avviene ad alte temperature e per miscela circa stechiometrica.

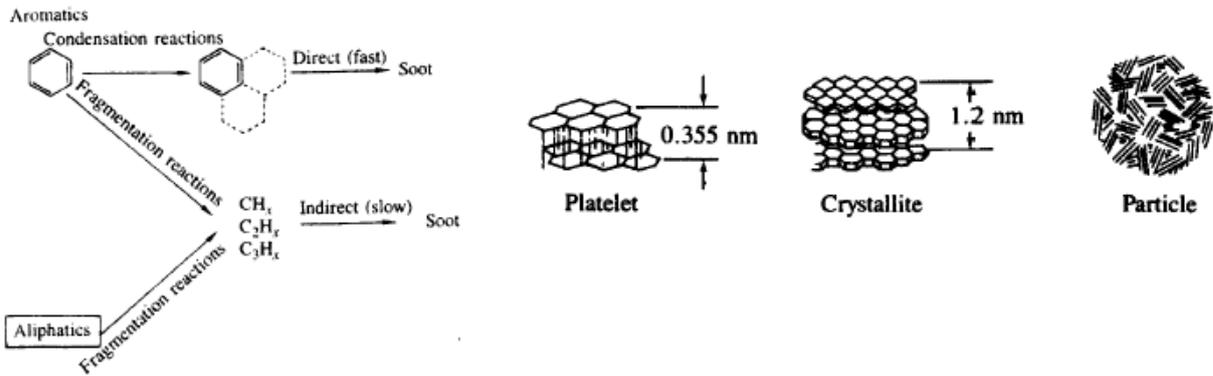


Figura 1.10 meccanismi di formazione ed accrescimento del particolato

Le particelle di soot viaggiano lungo il getto con gli altri prodotti della combustione ricca verso la fiamma diffusiva dove bruciano a causa delle temperature elevate e alla disponibilità di radicali OH e/o ossigeno.

La combustione e l'ossidazione della soot riducono le dimensioni delle sacche di soot, che continuano a diventare più piccole (terza immagine) fino a scomparire (quarta immagine).

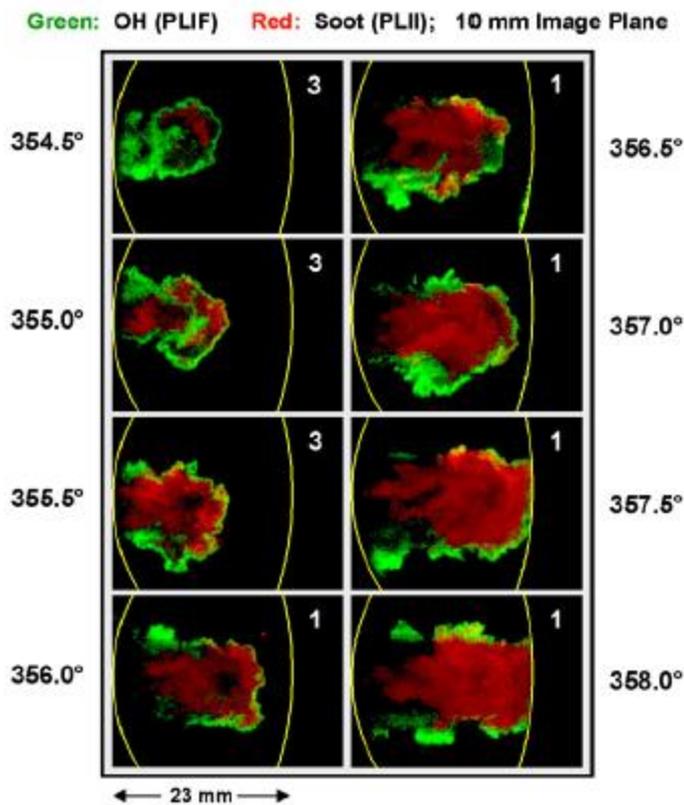


Figura 1.11 istantanee in camera di combustione

A seconda delle condizioni di funzionamento del motore, il cambiamento della combustione di soot nei gas potrebbe essere un importante contributo per l'aumento delle emissioni di soot, tipicamente osservato quando il timing è ritardato e/o un diluente viene aggiunto per ridurre NO<sub>x</sub> nei motori diesel. Più cresce T più ossido il particolato più aumenta la quantità di NO<sub>x</sub> prodotti.

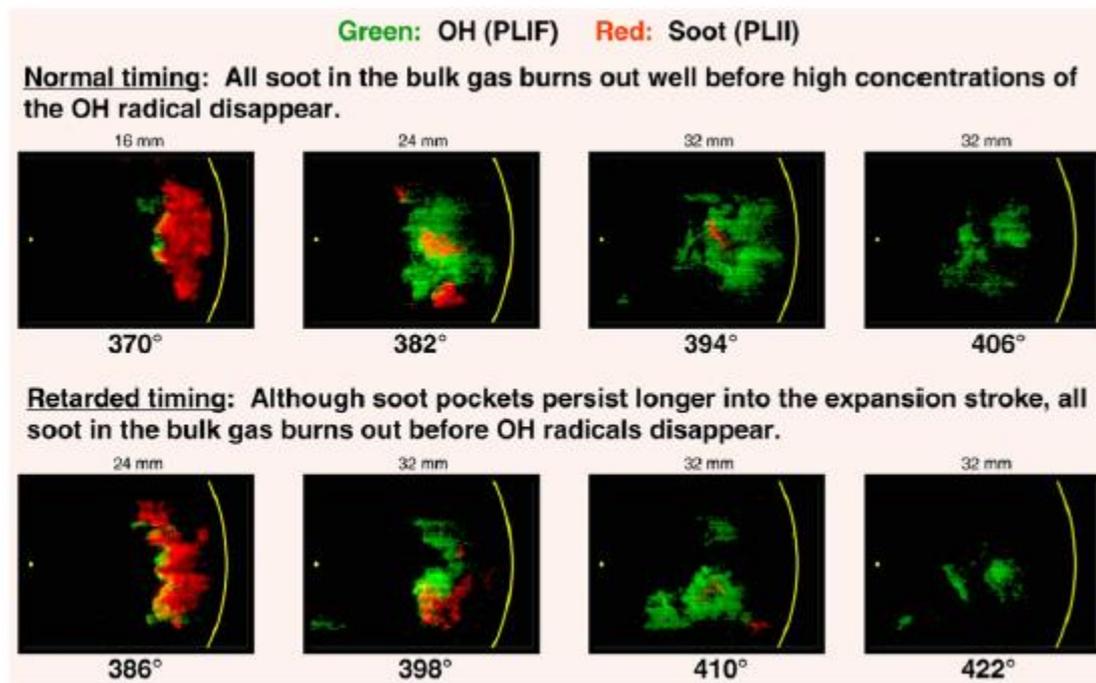


Figura 1.12 Concentrazione di OH e SOOT in camera in istantanee per diversi angoli di manovella

Per alti carichi, (rapporto carica/combustibile = 31, 1680 rpm) e velocità elevata, tutta la soot bulk-gas brucia per il normale tempo di iniezione; tuttavia, per  $10,5^\circ$  di ritardo, una parte significativa di soot bulk-gas rimane anche dopo l'EVO (foto a sinistra). Con l'aggiunta del 10% di diluente  $N_2$  (EGR simulata), ad alto carico, a 1.680 rpm, una parte significativa di soot bulk-gas rimane dopo l'EVO anche con timing normali. La combinazione tra il 10% di diluente  $N_2$  e il ritardo di  $10,5^\circ$  riduce notevolmente la quantità di soot bulk-gas (foto a destra).

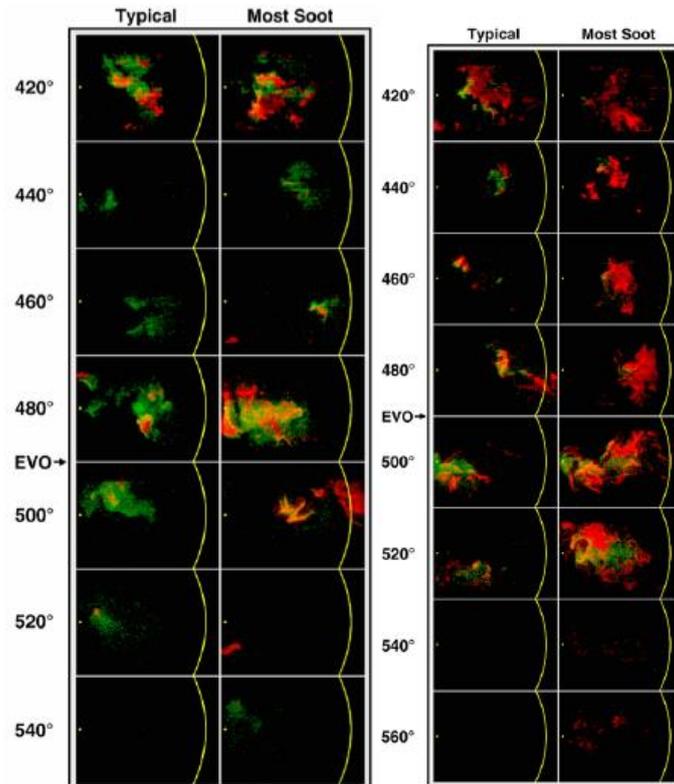


Figura 1.1.13

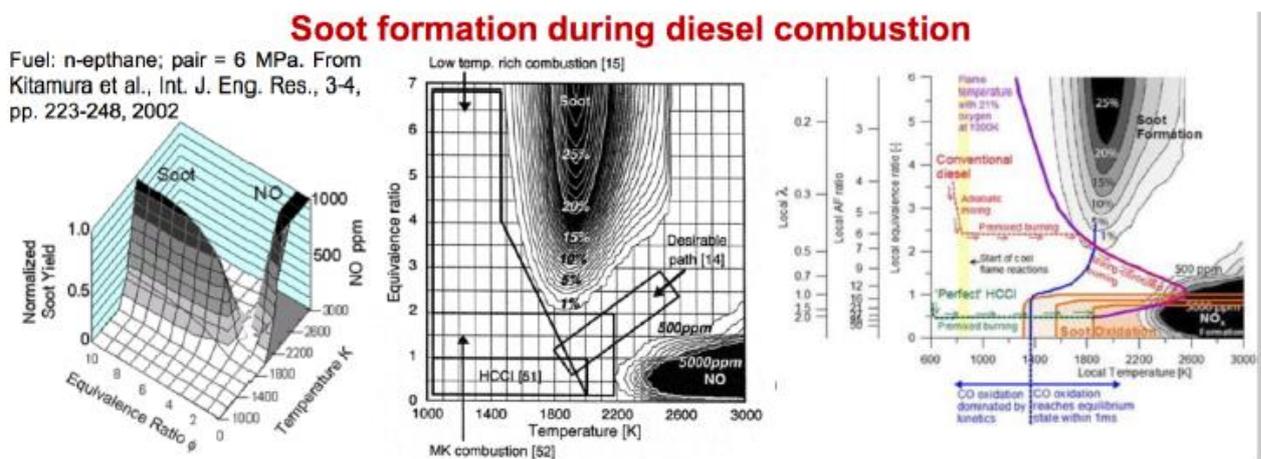


Figura 1.1.14 diagramma di Kamimto e Bae

Questo grafico identifica la direzione lungo la quale si sviluppa il processo di combustione dei diesel convenzionali, e la direzione lungo la quale muoversi per raggiungere regimi di combustione diversi da quello "convenzionale", come per esempio combustione HCCI.

Sulla base dell'analisi effettuata da una combinazione di metodi fisici e chimici, il PM è tradizionalmente diviso in tre frazioni principali, che possono essere ulteriormente sub-classificati come segue:

- frazione solida (SOOT): particelle carboniose, cenere

- frazione organica solubile (SOF): materiale organico derivato da olio lubrificante del motore, materiale organico derivato da combustibile
- particolato solfato (SO<sub>4</sub>): acido solforico, acqua

La composizione di PM varia notevolmente a seconda della tecnologia dei motori, delle condizioni di prova, e in caso di solfato-particolati del contenuto di zolfo nel carburante. Un esempio di composizione del PM da un post-1994 US motori diesel pesanti e per il motore e Eu HD durante STC sono illustrati nelle figure a destra. La maggior parte del PM (~48%) deriva dal carbonio presente nel gasolio (H/C~2); la parte rimanente deriva invece dall'olio lubrificante (~25%), dalle ceneri (~13%) e dai solfati (~14%). Di tutti gli idrocarburi (paraffine, olefine e aromatici), il maggiore contributo al PM deriva dagli aromatici (80% nella frazione secca e 20% in quella solubile). Il particolato secco ha rapporto H/C molto inferiore alla frazione solubile estratta. Il peso molecolare medio (valore medio sul numero di particelle) della frazione estratta è 360- 400. Tale peso molecolare è intermedio tra quello del combustibile (199) e dell'olio lubrificante (443-489 a seconda che sia fresco o esausto). Le analisi indicano che il 2-25% in massa del PM complessivo ed il 16-80% in massa della frazione solubile derivano dall'olio lubrificante (le percentuali maggiori si hanno alle velocità più alte). Il PM derivato dall'olio è contenuto tutto nella frazione solubile. La frazione di PM imputabile all'olio deriva principalmente dalle imperfette tenute tra pistone e cilindro e, in misura minore, dalle imperfette tenute sullo stelo valvole. Un contributo può venire anche dall'olio intrappolato dai gas del blow-by, che vengono ri-inviati nel collettore di aspirazione, e dalle perdite di olio sui cuscinetti dell'eventuale gruppo di sovralimentazione. Dal grafico si vede la presenza di una frazione solubile (extractable fraction) e di una frazione solida (nonextractable fraction). La quantità di PM varia in funzione del rapporto di diluizione. Siccome una parte di particelle evapora quello che succede è che si ha una diminuzione di PM aumentando la diluizione. In funzione di quanto diluisco ho una diversa concentrazione.

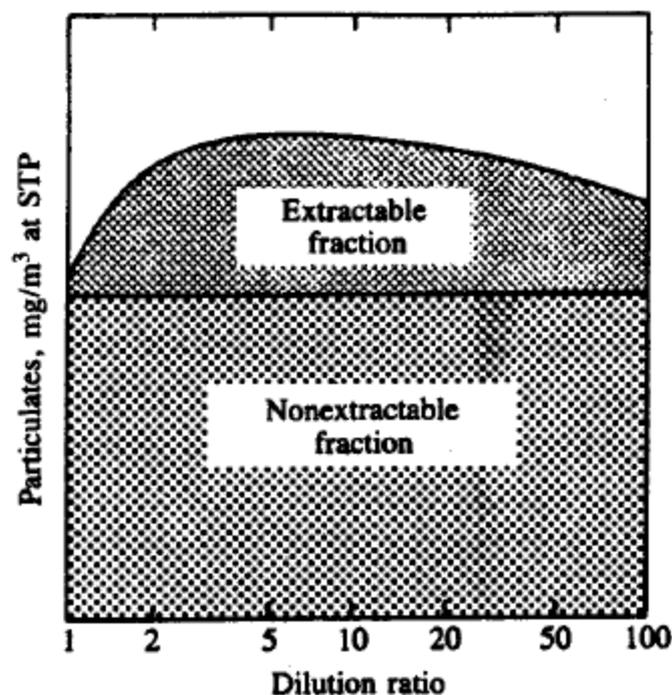


Figura 1.15 frazione solubile e non solubile del particolato

La frazione solida del particolato è composta principalmente da carbonio elementare, a volte indicato anche come il "carbonio inorganico". Questo carbonio, non è chimicamente legato con altri elementi, e il

finemente disperso "carbon black" o "nerofumo" responsabile delle emissioni di fumo nero. La frazione carboniosa del

PM deriva dal processo di combustione eterogeneo nei motori diesel, in cui particelle solide dei precursori sono formate in entrambe le zone di fiamma diffusiva e premiscelata. Matrici esagonali di atomi di carbonio, in particelle di soot formano strutture simili a piastrine. Le piastrine sono disposte a strati, tipicamente da 2 a 5, per formare cristalliti a forma di foglia di grafite. I cristalliti sono impaccati casualmente con i loro piani generalmente paralleli alla superficie delle particelle primarie (modalità nuclei). Queste tre strutture sono schematizzate nella figura sottostante.

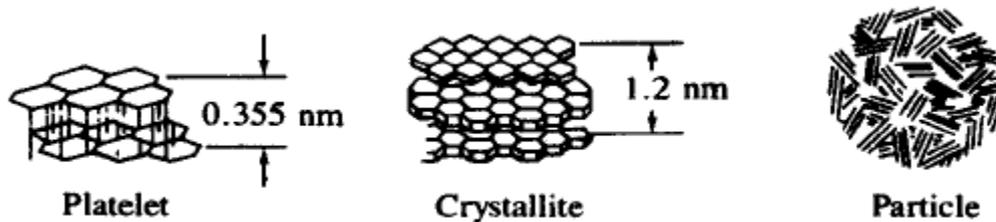


Figura 1.16 struttura del particolato

In generale, la cenere allo scarico dei Diesel è costituita da una miscela dei seguenti componenti:

- Solfati, fosfati, o ossidi di calcio (Ca), zinco (Zn), magnesio (Mg), ed altri metalli che si formano nella camera di combustione del motore dalla combustione di additivi nel motore olio lubrificante. Queste sostanze chimiche sono presenti nell'olio lubrificante come detergenti, disperdenti, neutralizzanti acidi, antiossidanti, inibitori di corrosione, antiusura e additivi per pressioni elevate, ecc
- Impurità ossido-metalliche derivanti dall'usura del motore, che vengono trasportate nella camera di combustione dall'olio lubrificante. Questi includono ossidi di ferro (Fe), rame (Cu), cromo (Cr) e alluminio (Al).
- Gli ossidi di ferro derivano dalla corrosione del collettore di scarico del motore e di altri componenti del sistema di scarico. A seconda della tipologia dei materiali del sistema di scarico, queste particelle possono anche includere cromo, nichel e alluminio.
- Inoltre, se vengono utilizzati additivi combustibili metallici per facilitare la rigenerazione del filtro anti-particolato, i gas di scarico conteranno la corrispondente cenere di ossido metallico. Metalli utilizzati a tale scopo comprendono cerio, ferro, e stronzio. Additivi metallici potrebbero diventare una fonte di un elevato numero di nuclei che con i meccanismi di accrescimento ed agglomerazione contribuirebbero alla formazioni di particolato.

Gli idrocarburi adsorbiti sulla superficie delle particelle di carbonio e/o presenti in forma di goccioline formano la frazione organica solubile (SOF) del particolato. L'aggettivo "solubile" prende origine nella tecnica analitica che utilizza estrazione con solventi per isolare la frazione organica di particolato. Talvolta questa frazione è indicata anche come VOF (frazione organica volatile). La VOF viene generalmente misurata mediante evaporazione sotto vuoto e la sua interpretazione è molto vicino a quello di SOF. Il VOC deve essere quindi regolata per solfati, che sono determinati mediante analisi chimica. In assenza di tale adeguamento, l'interpretazione dei VOC dovrebbe essere la somma di particolato SOF e solfato, SO<sub>4</sub>. Occorre sottolineare nuovamente che la frazione SOF diventa liquido solo dopo il raffreddamento al di sotto di circa 50°C nel tunnel di diluizione di laboratorio (o nell'atmosfera). Alle temperature di scarico di motori diesel, la maggior parte dei composti SOF esiste come vapore, specialmente con carichi motore elevati e quando le temperature sono elevate. Bisogna ricordare questa particolarità per comprendere i

cambiamenti che si hanno nella quantità di particolato e nei sistemi di post-trattamento, come catalizzatori o filtri antiparticolato. Il SOF è solitamente composto di idrocarburi derivati dall'olio lubrificante, con un piccolo contributo dovuto all'estremità altobollente degli idrocarburi del gasolio. Il gasolio è composto di idrocarburi con intervallo di ebollizione pari a quella di idrocarburi alifatici con da 12 a 20 atomi di carbonio nel loro molecole. Il gasolio lubrificante è un continuum di molti composti con punti di ebollizione paragonabili a idrocarburi alifatici normale nell'intervallo tra C18 e C36. La figura 1.17 seguente mostra un esempio di cromatogramma del particolato SOF comparato ai cromatogrammi dell'olio lubrificante e del gasolio.

Le particelle sono state raccolte da un motore diesel che funziona a bassa velocità e carico elevato. Il cromatogramma del campione di SOF assomiglia molto a quello dell'olio lubrificante.

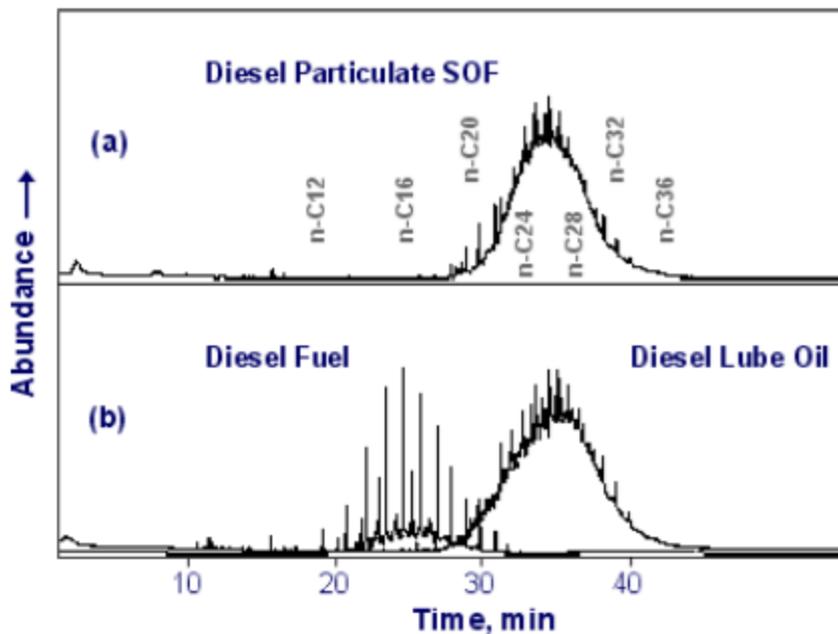


Figura 1.17

I solfati sono composti principalmente da acido solforico idratato e, come tali, sono per lo più liquidi. La formazione di solfati richiede una interazione tra molecole di  $H_2SO_4$  e  $H_2O$ . Il processo è teoricamente modellato come nucleazione etero molecolare. Secondo questa teoria, sia l'acido solforico sia il vapore acqueo possono essere sotto saturati e produrre ancora particelle. La nucleazione inizia con piccoli cluster molecolari, che poi si trasformano in più stabili particelle nuclei. La maggior parte delle particelle di solfato stabili si formano quando il rapporto molare di  $H_2O$  per  $H_2SO_4$  è uguale a 8:3 (cioè, 2,67:1 o 0,49:1 in peso). Le particelle nucleo di solfato sono composte di circa 8000 molecole di  $H_2O$  e 3000 molecole di  $H_2SO_4$ . Si ritiene che le particelle di solfato siano separate da particelle di carbonio e siano presenti nel gas di scarico principalmente come particelle modalità nuclei. Oltre all'acido solforico, le particelle di solfato possono includere anche i sali di solfato. Il sale più comune è solfato di calcio ( $CaSO_4$ ), che può essere formato in reazioni tra composti  $H_2SO_4$  e di calcio provenienti da additivi per oli lubrificanti. Vari solfati possono essere prodotti anche in reazioni tra acido solforico e componenti dell'impianto di scarico. Particelle di solfato con alto contenuto di sale trattengono meno acqua, così come la maggior parte dei sali di solfato sono meno idrofilici dell'acido solforico. Dal grafico si nota come sia semplice ossidare la frazione organica solubile, più difficile ossidare la frazione solida e quasi impossibile ossidare le ceneri. La distribuzione bimodale della massa delle particelle in funzione del diametro ha il seguente andamento. Si nota che le particelle più numerose sono le nano-particelle, mentre quelle più pesanti sono ultra fini.

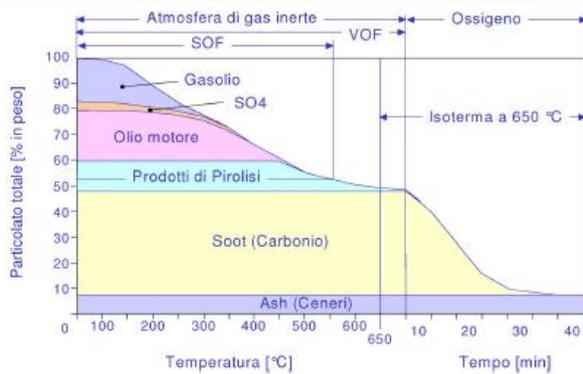


Figura 1.18 composizione del soot

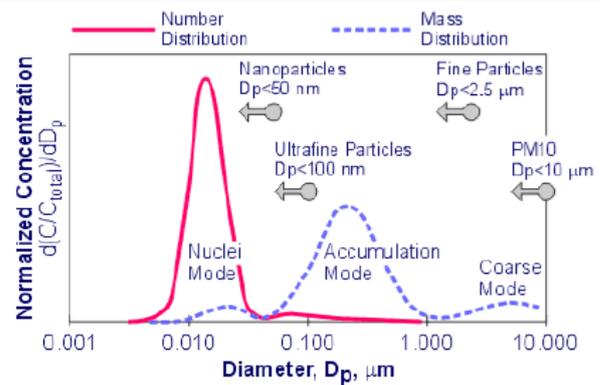


Figura 1.19 distribuzione modale delle particelle si particolato

Si ritiene che le particelle nuclei mode (3-40 nm) siano principalmente volatili e siano costituite principalmente da idrocarburi e idrati condensati di acido solforico che sono formati da precursori gassosi quando la  $T$  diminuisce nel sistema di scarico e dopo la miscelazione con aria fredda, sia nel tunnel di diluizione laboratorio sia nell'aria ambiente. Queste particelle volatili sono molto instabili; le loro concentrazioni dipendono fortemente dalle condizioni di diluizione, come rapporto di diluizione e tempo di residenza. Una piccola quantità di particelle nuclei mode può essere costituita da materiale solido, come il carbonio o ceneri metalliche derivanti dall'olio lubrificante. Le particelle nuclei mode sono la maggior parte del numero di particelle (circa 90%), ma solo una piccola percentuale della massa di PM.

La concentrazione massima di particelle nuclei mode si ha a 10-20 nm. Il nuclei mode, a seconda della tecnologia motoristica e della tecnica di campionamento delle particelle, tipicamente contiene lo 0,1-10% della massa totale di PM, ma include spesso più del 90% del numero totale di particelle. Talvolta le particelle nuclei mode rappresentano fino al 99% del numero totale di particelle di particolato.

Modalità di accumulo: queste particelle di particolato sono formate per agglomerazione di particelle di carbonio primario e altri materiali solidi, accompagnati da adsorbimento di gas e condensazione di vapori. Essi sono composti principalmente di carbonio solido mescolato con idrocarburi pesanti condensati, ma possono includere anche i composti di zolfo, ceneri metalliche, metalli derivanti da usura del cilindro, ecc. I diametri delle particelle della modalità di accumulo sono tra circa 0,03 e 0,5 micron con una concentrazione massima tra 0,1 e 0,2 micron. La maggior parte della emissione in massa di PM (ma solo una piccola percentuale del numero totale di particelle) è composto da agglomerati di particelle.

Modalità Coarse: queste particelle con diametro aerodinamico superiore a 1 micron (1000 nm) contengono 5-20% della massa totale PM e praticamente nessun contributo al numero di particelle. Le particelle grossolane non vengono generate nel processo di combustione diesel; esse si formano mediante deposizione e successivo re-trascinamento di particolato dalle pareti dei cilindri del motore dall'impianto di scarico, o dal sistema di campionamento del particolato. La modalità di nucleazione diventa ancora più evidente quando si utilizza PM di post-trattamento. Un filtro antiparticolato rimuove efficacemente la frazione solida (di oltre il 99%, se si usa un filtro a flusso a parete), mentre la frazione volatile passa attraverso il filtro in fase gassosa. Una piccola superficie è disponibile per la condensazione quando lo scarico raffredda a valle del filtro, e porta alla nucleazione. Catalizzatori ossidanti e filtri rivestiti di catalizzatori possono migliorare questa tendenza, ad esempio per ossidare  $SO_2$  in  $SO_3$ , che porta alla formazione di goccioline di acido solforico. Ossidazione di materiale organico può anche aumentare la tendenza a formare particelle.

La figura successiva mostra un esempio di distribuzione di dimensione con e senza filtro antiparticolato. Il filtro riduce la frazione solida in modalità di accumulo di circa due ordini di grandezza. Tuttavia, una nuova

modalità di particelle ultrafini (modalità-nucleazione) viene creato da specie volatili. La frazione di materiale volatile che viene misurata come PM dipende fortemente dal modo in cui la misurazione viene effettuata, in particolare dalla temperatura e diluizione. Mentre questo non era un problema importante per i motori più vecchi con area superficiale disponibile sufficiente è di importanza cruciale per i moderni motori a basse emissioni, soprattutto quando si misura a valle di un filtro antiparticolato in cui la maggior parte della massa delle particelle è volatile.

### 1.2.3 Effetti di $T$ e $\phi$ sulla formazione del particolato

È ormai pratica comune l'applicazione in campo motoristico delle mappe di formazione del PM (e degli NO<sub>x</sub>) in funzione di  $\phi$ -T. Tali mappe sono spesso indicate con il nome di "diagrammi di Kamimoto-Bae". Esse riportano, per ciascun tipo di combustibile, le linee di livello di PM (ed NO<sub>x</sub>) ottenute applicando un approccio di calcolo 0D con un dettagliato modello della cinetica chimica che per il PM include: l'ossidazione e la pirolisi del combustibile (includendo almeno gli alcani fino a C<sub>6</sub>), la formazione e la crescita dei PAH, la coagulazione e l'accrescimento delle particelle (ipotizzate di forma sferica), le reazioni con le molecole in fase gassosa, nonché l'ossidazione. La combustione viene simulata utilizzando un combustibile con 6 atomi di C.

Il diagramma di Kamimoto-Bae viene calcolato per valori di pressione e temperatura costanti durante l'intero processo, per un grado di EGR fissato e per diversi tempi di reazione, al fine di incorporare l'effetto della legge di rilascio termico, che dipende fortemente da dosatura, temperatura iniziale e tempo di reazione. Si può osservare che all'aumentare del tempo di reazione la zona di formazione del particolato si estende progressivamente verso valori di  $\phi$  inferiori (anche se sempre nel campo delle miscele ricche) e verso temperature leggermente minori. Un tempo di reazione di 1ms è normalmente rappresentativo delle condizioni di funzionamento in un motore diesel (corrisponde a 12°CA a 2000 giri/min); inoltre, per tempi di reazione superiori ad 1ms la zona di formazione del PM è soggetta a cambiamenti meno significativi. Al crescere della temperatura la forma della zona dove crescono le particelle si stabilizza. Nella seconda riga vi sono i diagrammi di Kamimoto-Bae  $\phi$ -T. Dai diagrammi sottostanti si può notare come la zona contenente particolato vari molto passando da 0,2ms a 1ms mentre vari poco passando da 1ms a 2ms.. Si nota comunque come la zona di formazione di PM si estenda al crescere della pressione

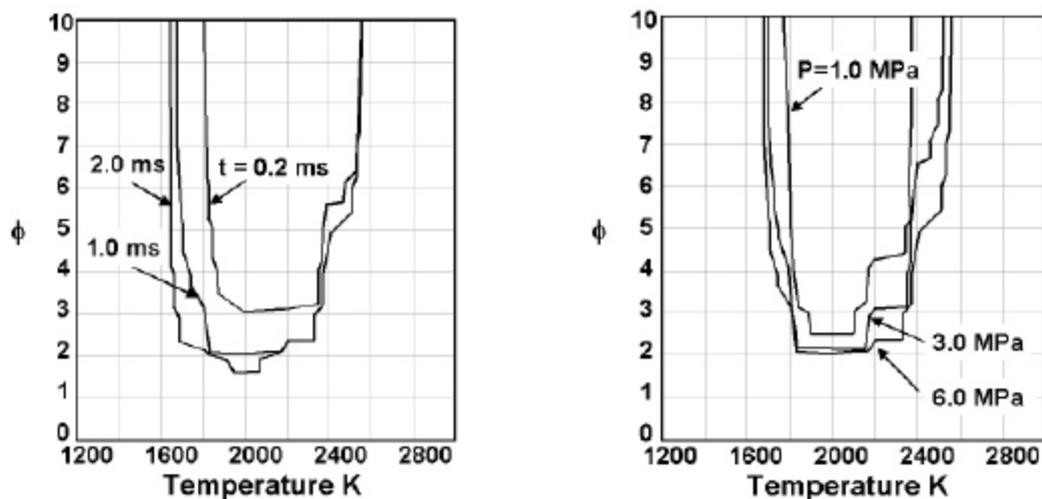


Figura 1.20 effetto di tempo di accensione (destra) e pressione (sinistra) sul diagramma di Kamimoto-Bae

Riportando su tali mappe i valori ( $\phi$ , T) locali in camera durante il processo di combustione, ottenuti per esempio mediante calcoli 3D-CFD, è possibile confrontare diverse strategie di combustione dal punto di vista della produzione del PM/NO<sub>x</sub>.

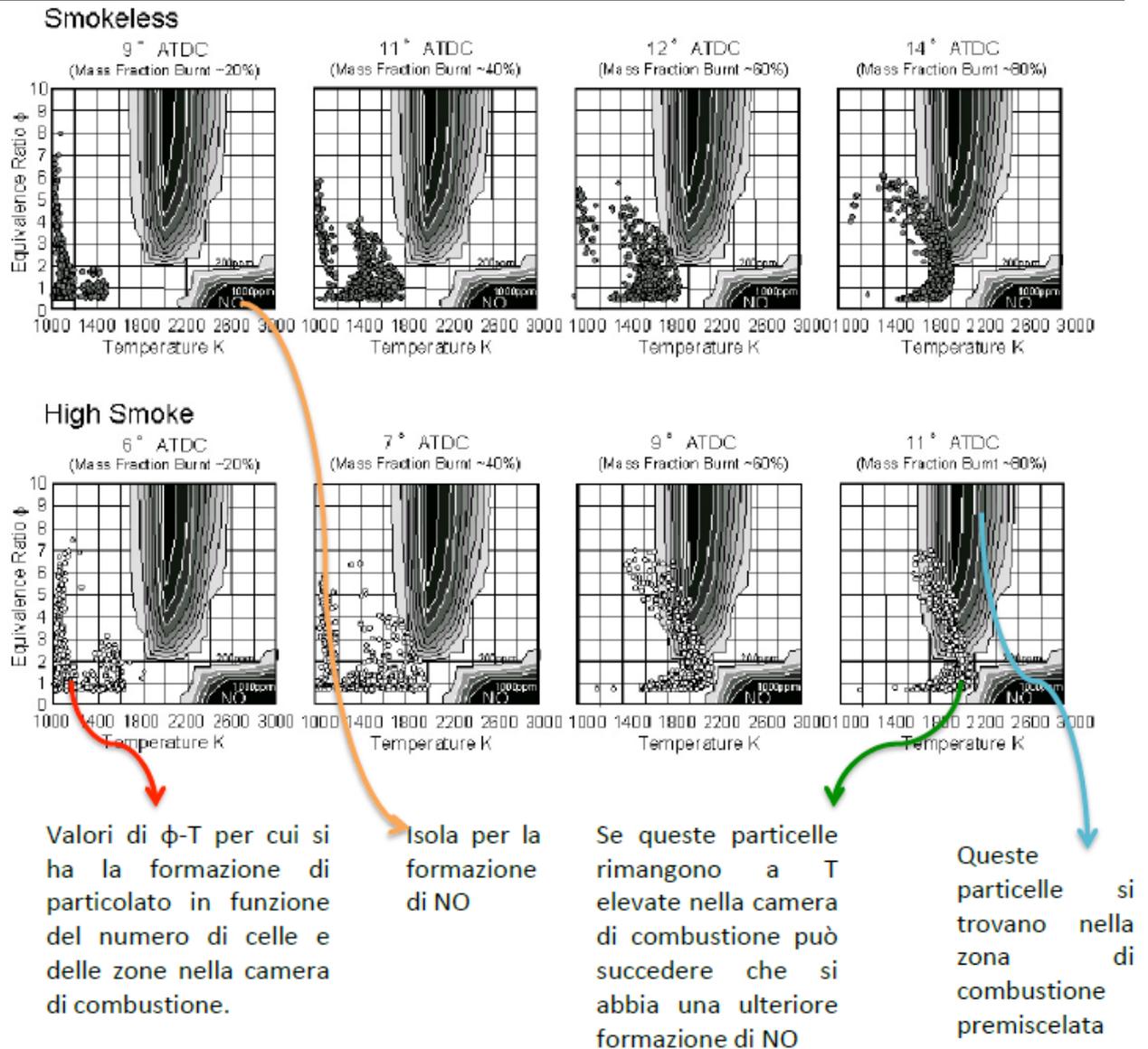


Figura 1.21 esempio dell'evoluzione temporale delle particelle di miscela in camera sul diagramma di Kamimoto-Bae

La tradizionale combustione nei motori diesel (ad alta temperatura) deve sfruttare, attraverso il controllo del ritardo di accensione e degli intensi processi di mescolamento, la stretta zona presente tra le aree di formazione del PM e dell'NOx. I metodi per il controllo di PM ed NOx possono classificarsi in:

- controllo di  $\phi$ : la riduzione di PM si ottiene lavorando nella zona a  $\phi < 1$
- controllo di T: la riduzione di PM si ottiene lavorando nella zona a basse T (ad es., con l'EGR refrigerato)

La frazione in volume di PM mostra normalmente un massimo per  $1800 \text{ K} < T < 1900 \text{ K}$ ; il valore del massimo aumenta al crescere di  $\phi$  e p (per T = cost). Inoltre, al crescere di p la "zona del PM" sul piano  $\phi$ -T si allarga.

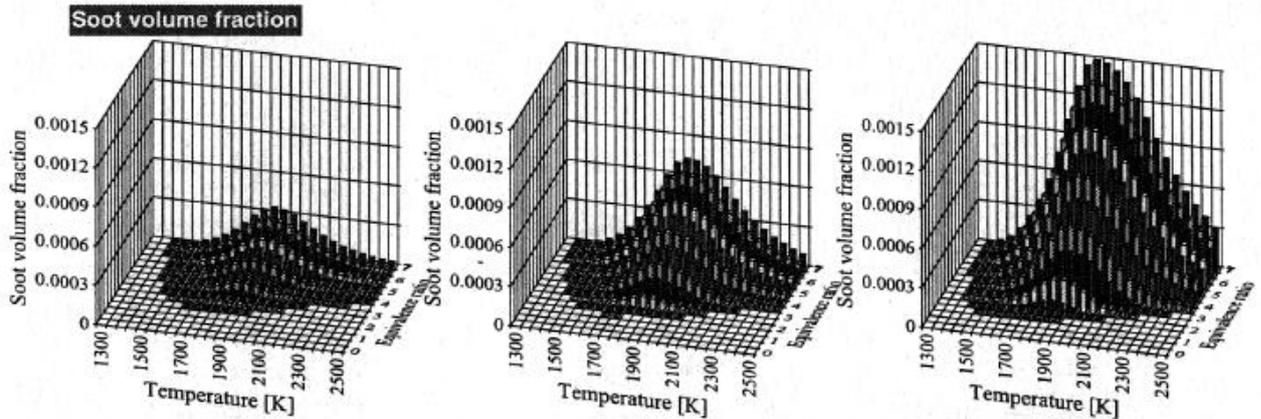


Figura 1.22 frazione di volume nel particolato

I risultati indicano che il processo di formazione del PM durante la combustione del getto di combustibile diventa più attivo al crescere della pressione in camera (e che in tali condizioni la promozione dei processi di ossidazione diventa perciò di fondamentale importanza per ridurre le emissioni di PM). L'aumento di  $p$  non produce infatti un aumento del mescolamento aria-combustibile a monte del punto di "lift-off" della fiamma; infatti, l'aumento della densità è compensata dalla riduzione della distanza stessa di "lift-off". Nei seguenti diagrammi si confronta il numero di particelle e il loro diametro. Nei grafici sulla seconda riga si nota che il picco si sposta per temperature sempre più basse e le particelle più piccole allo scarico vengono formate in un secondo momento.

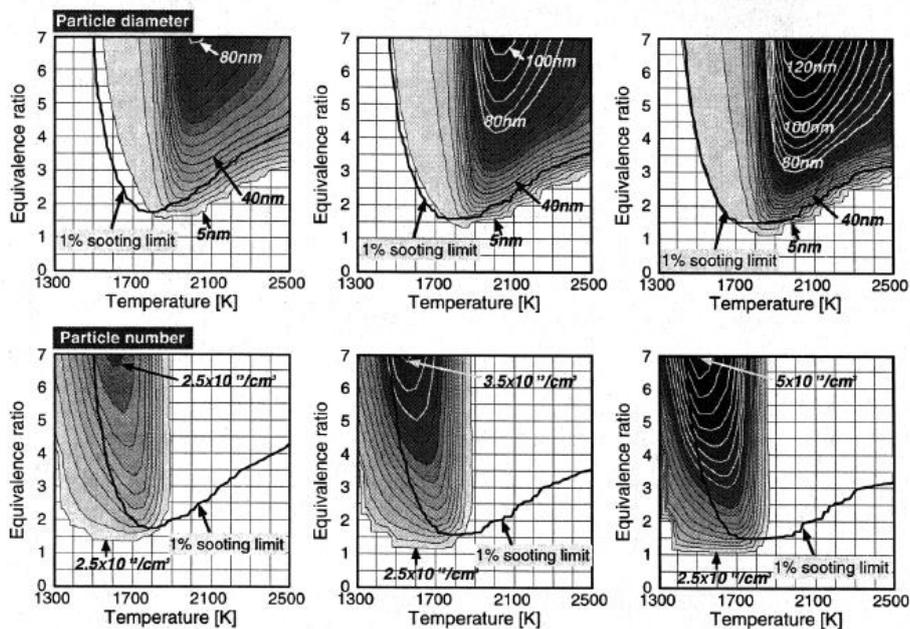


Figura 1.23 effetto dell'aumento di pressione in camera pressioni crescenti da sinistra a destra

Nei grafici della prima colonna si considera una pressione di 3MPa, in quelli della seconda una di 6MPa e in quelli della terza una di 12MPa. Per valori di  $p$  e  $\phi$  fissati, il diametro delle particelle presenta un massimo per  $1850\text{ K} < T < 2050\text{ K}$ ; il valore di tale massimo aumenta al crescere di  $p$  e  $\phi$  (in modo analogo alla concentrazione in volume del PM). Le particelle più piccole ( $d < 10\text{ nm}$ ) si trovano nella zona a bassa temperatura, in prossimità del limite dell'1% in volume di PM. In tale zona, i meccanismi di coagulazione e crescita superficiale sono estremamente lenti anche in presenza di miscele ricche, proprio per effetto delle basse temperature. Il diametro delle particelle cresce bruscamente per  $T > 1800\text{-}1900\text{ K}$ . La distribuzione

di  $N$  mostra invece caratteristiche opposte a quelle appena descritte per i diametri.  $N$  aumenta molto rapidamente quando  $T < 1800-1900$  K, proprio per il rallentamento dei meccanismi di coagulazione. Il valore massimo di  $N$  si realizza perciò in prossimità del limite dell'1% in volume di PM, ed il valore massimo di  $N$  aumenta al crescere di  $p$ . La zona in cui  $N$  è elevato è anche quella in cui si formano i composti organici che daranno origine ai PAH, precursori del particolato. Se ne deduce che, **se oltre a ridurre le emissioni in massa di PM, si intende anche ridurre la formazione dei PAH e delle particelle più fini, è opportuno lavorare nella zona con  $\phi \leq 1$  piuttosto che nella zona a bassa  $T$ .**

## 1.3 Sistemi di post trattamento nei motori ad accensione per compressione

I sistemi di post trattamento nei motori ad accensione per compressione sono ideati allo scopo di raggiungere gli obiettivi fissati dalle normative, qualora le tecnologie applicate “in-cylinder” per ottimizzare il rendimento termodinamico e fluidodinamico del processo di combustione non siano in grado da sole di raggiungere gli standard fissati dalla normativa. Risulta quindi essenziale ricorrere all'utilizzo di sistemi di post trattamento, in vista della necessità sempre più stringente di ridurre le emissioni di inquinanti e di ottimizzare le prestazioni dei motori per limitarne l'impatto.

Per quanto concerne i motori ad accensione per compressione i sistemi di post trattamento delle emissioni all scarico possono essere classificati come segue:

- Catalizzatori ossidanti (DOC: Diesel Oxidation Catalyst)
  
- Filtri per il particolato (DPF: Diesel Particulate Filters)
  
- Catalizzatori riducenti (per gli NO<sub>x</sub>):
  - riduzione catalitica selettiva mediante ammoniaca/urea (SCR: SelectiveCatalytic Reduction)
  - riduzione catalitica selettiva mediante idrocarburi (DeNO<sub>x</sub> o LNC: Lean NO<sub>x</sub> Catalyst);
  - trappole per gli NO<sub>x</sub> (LNT: Lean NO<sub>x</sub> Trap)

Nei motori Diesel non si può utilizzare come nei motori a benzina un catalizzatore a 3 vie perché questi motori non lavorano mai con dosatura stechiometrica, ma sempre povera.

### 1.3.1 Catalizzatore ossidante per motori Diesel

#### DOC (Diesel Oxidation Catalyst)

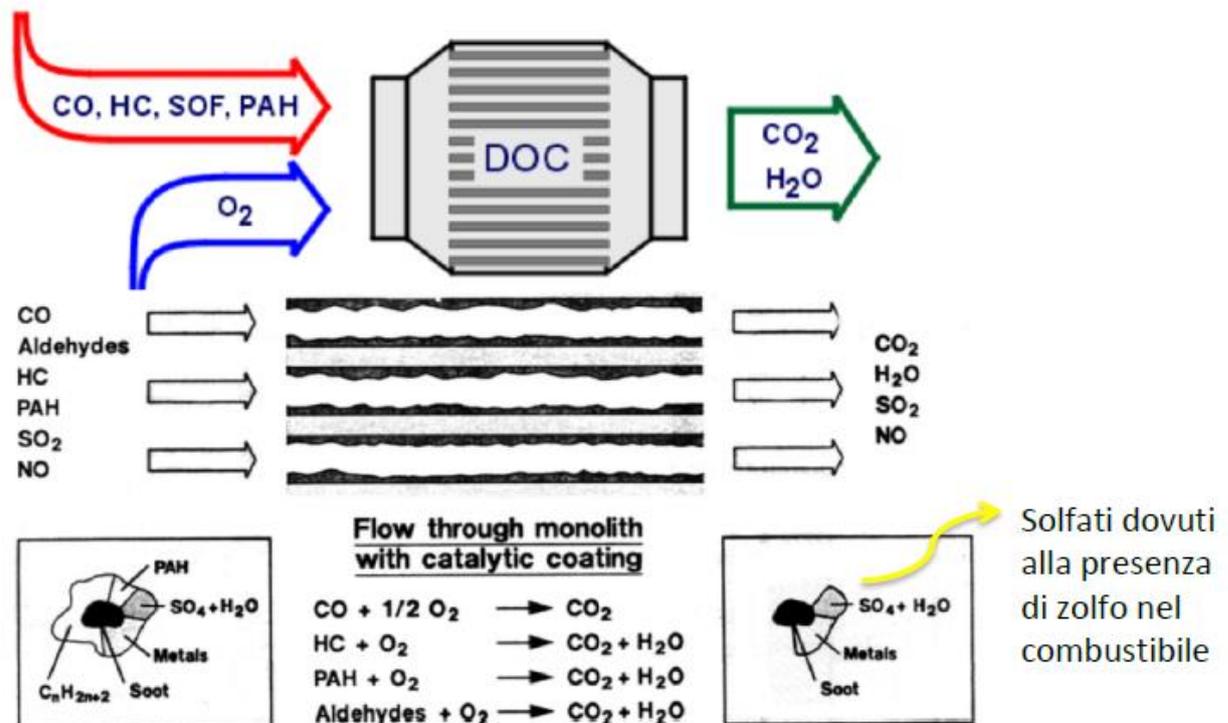


Figura 1.24 catalizzatore per l'ossidazione DOC in un motore Diesel

Gli obiettivi di questo catalizzatore sono:

- Ossidare HC e CO
- Evitare la formazione dei solfati

La struttura è identica a quella del catalizzatore a tre vie utilizzato nei motori a benzina, quindi un monolite con celle a nido d'ape in cui è inserito il washcoat una membrana contenente metalli nobili, la cui presenza è differente rispetto al catalizzatore a tre vie per la diversa funzione di ossidazione. Per temperature allo scarico sufficientemente elevate, i catalizzatori ossidanti per motori diesel possono fornire un controllo molto efficace di HC e CO, con efficienze superiori al 90%. L'attività del DOC si estende a composti come idrocarburi aromatici polinucleari o alla frazione di particelle SOF. L'ossidazione catalitica della SOF porta alla riduzione di emissioni diesel di PM. L'efficienza di conversione del particolato varia tipicamente, a seconda del contenuto SOF del particolato, tra il 15 e il 30%. I DOC possono essere anche efficaci nel controllare l'odore dei diesel. A differenza dei motori a benzina i gas di scarico nei diesel si trovano a temperature più basse, quindi il catalizzatore deve essere già attivo alle basse temperature. Dai grafici si vede come le composizioni non vengano mai rese note.

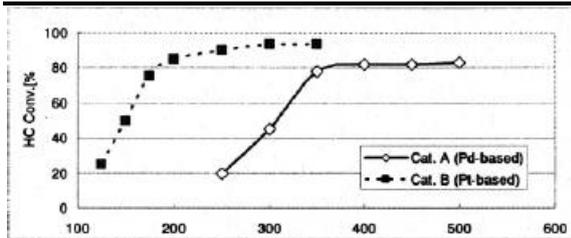


Figura 1.26 efficienza di conversione degli HC

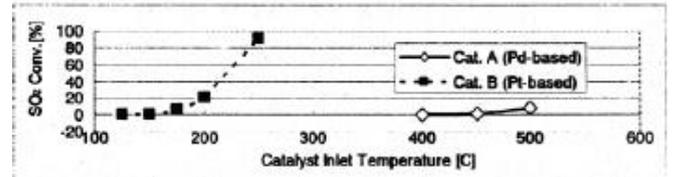


Figura 1.25 efficienza di conversione dei solfati

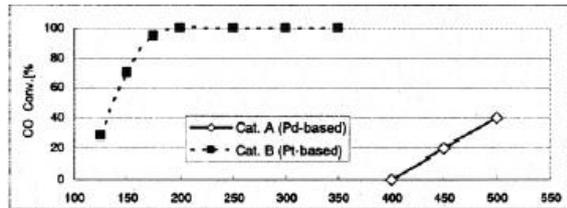


Figura 1.27 efficienza di conversione di CO

Struttura del catalizzatore (figura 1.28):

- guscio esterno;
- substrato (matrice a nido d'ape ceramica o in materiale metallico)
- washcoat o carrier (e.g.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ )
- catalizzatore (solitamente un metallo prezioso come Pt, Pd)

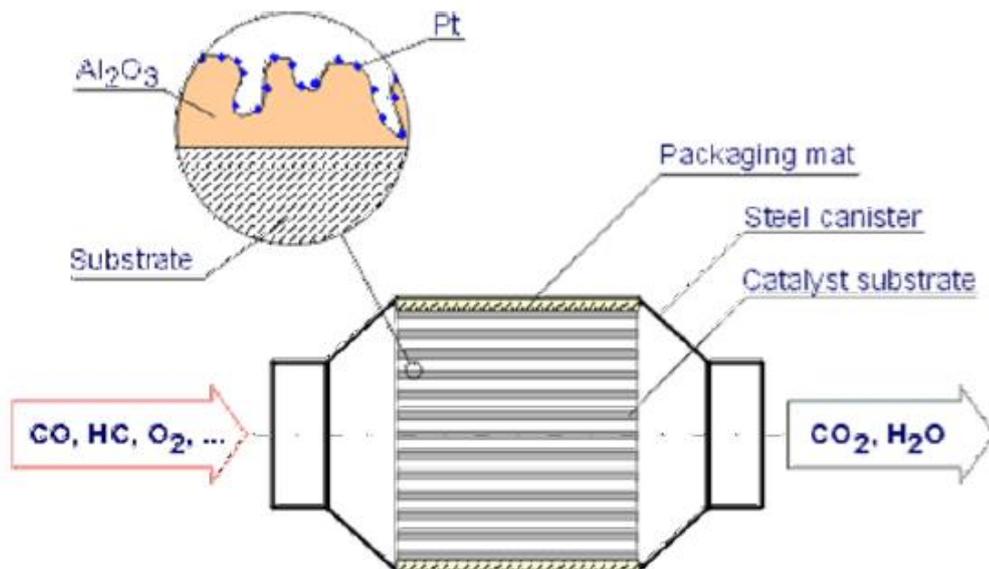


Figura 1.28 struttura del catalizzatore ossidante

Le principali criticità per i DOC sono:

- limitare la deposizione di PM, che determina il “fouling” del convertitore

- migliorare l'attività catalitica alle basse temperature tipiche dei gas di scarico dei motori diesel
- contenimento dell'ossidazione dei composti di zolfo, soprattutto alle temperature più alte
- bilanciare l'efficienza di ossidazione di CO/HC e SOF

### 1.3.2 Filtro per particolato per motori Diesel

I filtri antiparticolato sono dispositivi che catturano fisicamente il particolato al fine di prevenirne il rilascio in atmosfera. I materiali dei DPF che sono stati sviluppati mostrano efficienze di filtrazione impressionanti, superiori al 90%, unite a una buona resistenza meccanica e termica. A causa dei meccanismi di deposizione delle particelle in questi dispositivi, i filtri sono più efficaci nel controllare la frazione solida del particolato, come carbonio elementare (fuliggine) e la relativa emissione di fumo nero. I filtri possono avere un'efficacia limitata, o essere del tutto inefficaci, nel controllo di frazioni non solide di particolato PM, emissioni di SOF e solfati. Per controllare le emissioni totali di PM, i sistemi DPF possono integrare componenti funzionali aggiuntivi volti all'ossidazione di SOF (tipicamente catalizzatori ossidanti), mentre i carburanti con tenore di zolfo ultra basso permettono di controllare le particelle di solfato.

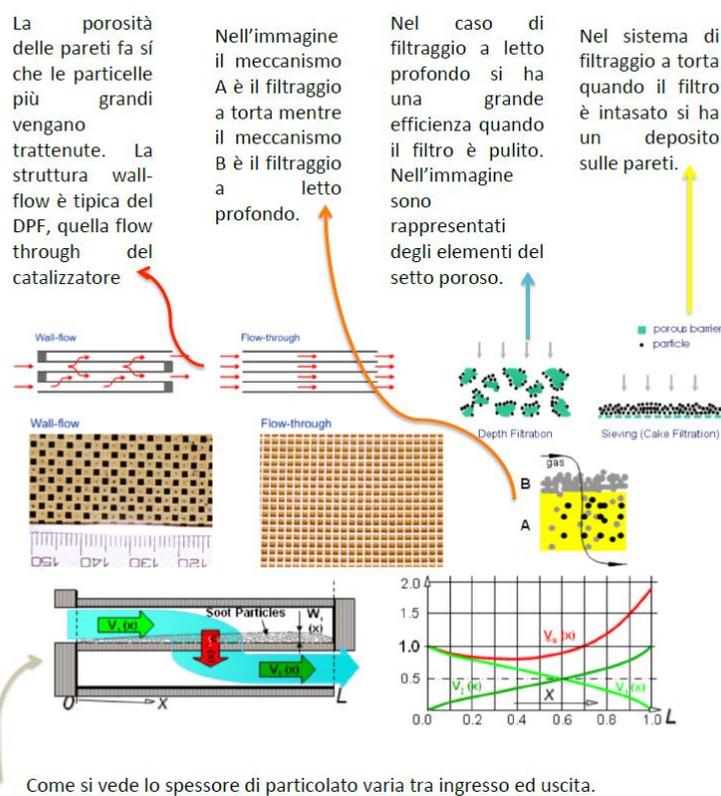


Figura 1.29 struttura del filtro anti particolato

Si possono raccogliere diversi litri di fuliggine al giorno da motori per veicoli pesanti della generazione precedente. Il particolato raccolto può provocare un'elevata caduta di pressione dei gas di scarico nel filtro, che influisce negativamente sul funzionamento del motore. Pertanto, i sistemi di filtro antiparticolato devono rimuovere le particelle dal filtro per ripristinare la sua capacità di raccolta di fuliggine. Questa rimozione di particolato, nota come rigenerazione del filtro, può essere eseguita in modo continuo, durante il normale funzionamento del filtro, o periodicamente, dopo che una quantità predeterminata di fuliggine si è accumulata. In entrambi i casi, la rigenerazione dei sistemi filtranti (se ne riporta lo schema logico in figura 1.30) deve essere "invisibile" al conducente del veicolo e deve essere eseguita senza il suo intervento.

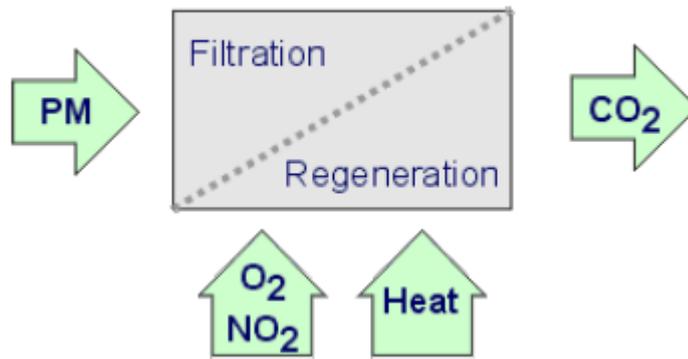


Figura 1.30 schema logico per il filtraggio e la rigenerazione del filtro

La separazione delle particelle dai gas di scarico avviene durante il passaggio dei gas attraverso la barriera ceramica porosa. In base alla tipologia (schematizzata in figura 1.31) di barriera si distinguono:

- filtri di tipo “deep-bed” (il diametro medio dei pori è maggiore del diametro medio delle particelle e, la separazione si realizza per effetto di forze di campo dipendenti dalla velocità e dai gradienti di concentrazione nel gas)
- filtri a separazione superficiale (il diametro medio dei pori è inferiore al diametro medio delle particelle e la separazione avviene per filtraggio meccanico).

La prima tipologia è la più comune nei filtri per la separazione di particelle di polvere (filtro dell’aria). La seconda è tipica nella filtrazione dei liquidi. I DPF ceramici lavorano spesso con una combinazione delle due tipologie; in particolare, lo strato di particelle che si deposita sul filtro fornisce il principale contributo alla separazione di tipo superficiale.

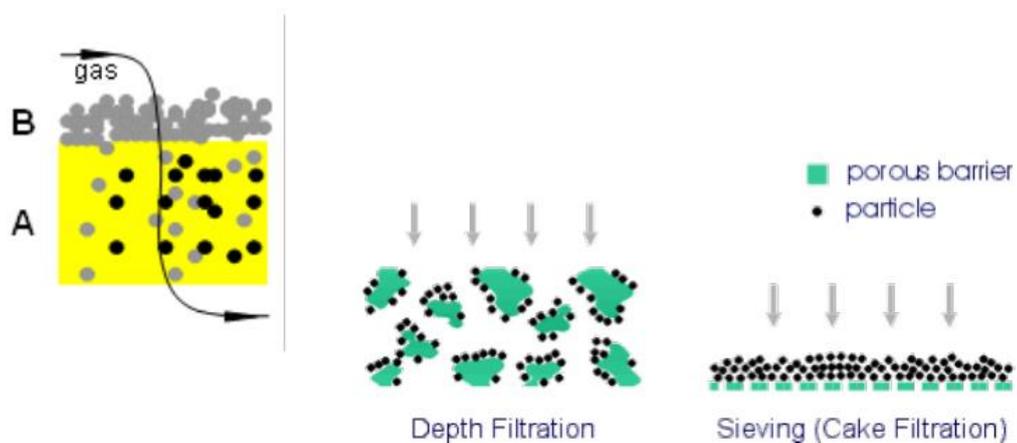


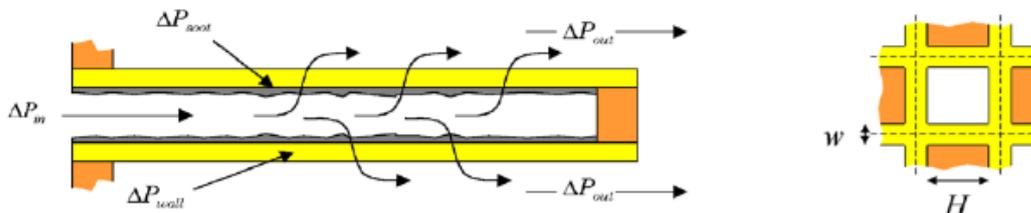
Figura 1.31 filtri anti particolato

Il filtro è racchiuso in un contenitore metallico installato nel sistema di scarico del veicolo. Il DPF può costituire un’unità a se stante (che assomiglia ad un convertitore catalitico, ma di maggiori dimensioni) oppure può essere installato all’interno del silenziatore. Spesso, tuttavia, il DPF è in grado di svolgere anche la funzione di silenziatore.

A causa della bassa densità globale del PM nei diesel (generalmente inferiore a 0.1 g/cm<sup>3</sup>), i DPF possono accumulare molto velocemente considerevoli volumi di particelle. A lungo andare, le particelle depositate nel filtro causano un eccessivo incremento della differenza di pressione attraverso il filtro, la quale influenza in modo negativo il funzionamento del motore e potrebbe portare all'ostruzione del filtro. L'entità della caduta di pressione nel DPF è di complessa valutazione e dipende da numerosi parametri; tutti gli elementi che costituiscono il filtro introducono una caduta di pressione che dipende anche dalla portata in massa dei gas di scarico. Fissata la portata non è detto che  $\Delta P_{soot}$  si mantenga costante; essa infatti potrà variare in funzione delle condizioni precedenti. La contropressione allo scarico dipenderà anche dal grado di intasamento del filtro. Dal grafico si vede l'influenza dei diversi contributi sulla caduta di pressione totale. Il PM immagazzinato nel filtro deve pertanto essere rimosso per ristabilire la capacità del DPF di immagazzinare le particelle carboniose.

□ **Mathematical model:**

$$\Delta P_{trap} = \Delta P_{in} + \Delta P_{soot} + \Delta P_{wall} + \Delta P_{out}$$



□ **Parameters:**

- ⇒ Trap geometry and size
- ⇒ Cell density and wall thickness
- ⇒ Material permeability (linear/non linear)
- ⇒ Soot mass and properties (density, permeability)
- ⇒ Gas properties (composition, temperature, density, viscosity)

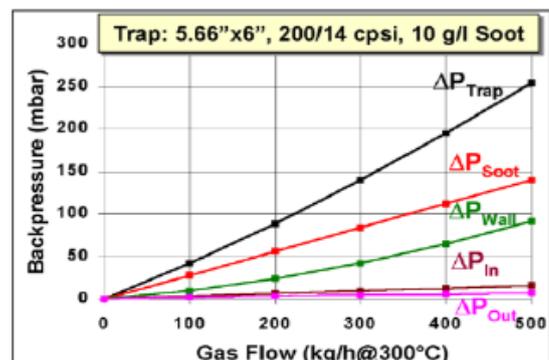


Figura 1.32 in alto la schematizzazione delle contropressioni nella trappola anti particolato, in basso a sinistra i parametri che la influenzano ed in basso a destra l'andamento delle contro pressioni in funzione della portata

Tale operazione di rimozione avviene attraverso un processo di ossidazione ed è chiamata "rigenerazione del filtro". La rigenerazione deve essere "trasparente" dal punto di vista dell'utente del veicolo: deve essere attuata senza il suo intervento e non vi devono essere variazioni delle condizioni di marcia del veicolo durante la rigenerazione. Nella maggior parte dei casi la rigenerazione adottata è di tipo termico, cioè il PM viene rimosso dal DPF mediante ossidazione (principalmente a CO<sub>2</sub>). Per assicurare un'adeguata velocità di ossidazione del PM il filtro deve essere a temperatura sufficientemente elevata e deve essere attraversato dai gas reagenti (normalmente O<sub>2</sub> oppure NO<sub>2</sub> o suoi precursori). La sorgente di calore può essere costituita dai gas di scarico stessi ("filtro passivo"): in questo caso il filtro incorpora di solito dei catalizzatori che riducono la temperatura di ossidazione del PM affinché la rigenerazione avvenga praticamente in continuo durante il funzionamento del veicolo (uso NO<sub>2</sub> come agente ossidante).

In altri casi si possono utilizzare delle strategie specifiche (gestione motore, riscaldatori elettrici, ...) per aumentare periodicamente, quando richiesto da opportuni sistemi di controllo, la temperatura del filtro: si parla in questo caso di "filtri attivi". Anche in questo caso, per favorire l'ossidazione del PM, il sistema di controllo può introdurre nei gas un elemento catalizzante oppure tale elemento può essere incorporato all'interno del DPF.

La rigenerazione del filtro è comandata dalla centralina con strategie implementate nelle mappe di funzionamento, e variabili in funzione del punto motore. In caso di intasamento del filtro, il sensore di pressione manda la centralina in “recovery”.

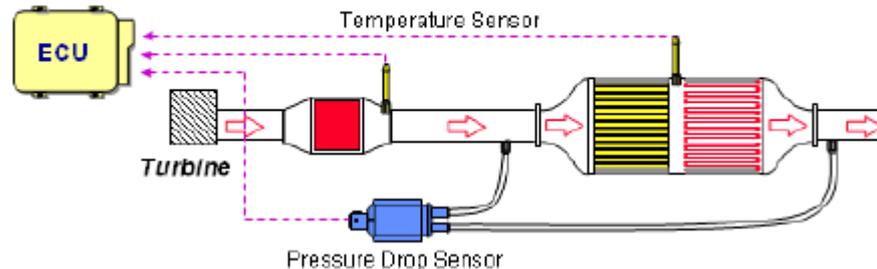
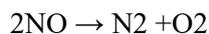


Figura 1.33 schema logico del sistema ad anello chiuso

L’impiego di catalizzatori in grado di ridurre le emissioni di NO<sub>x</sub> permette di svincolarsi dalla necessità di calibrare i parametri del motore al fine del contenimento di tali emissioni, e di operare nelle condizioni di minimo consumo. I sistemi finora studiati si basano su:

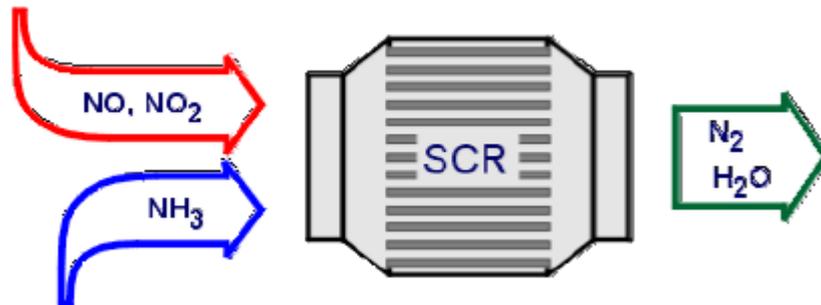
- Decomposizione dell’NO
- Riduzione catalitica selettiva con ammoniaca (SCR)
- Riduzione catalitica selettiva con idrocarburi (DeNO<sub>x</sub> o LNC)
- Assorbimento-catalisi degli NO<sub>x</sub> (LNT) SCR con ammoniaca (UREA)

Per quanto riguarda il processo di decomposizione del NO

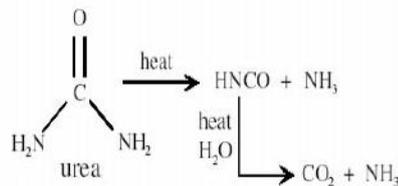


Sebbene pressione e temperatura nel sistema di scarico di un motore Diesel siano termodinamicamente favorevoli alla decomposizione dell’NO, la velocità della reazione (spontanea) indicata è estremamente ridotta. Alcuni studi effettuati negli anni ’80 indicarono che l’impiego di catalizzatori a base di zeolite (cristallo tetraedrico di SiO<sub>4</sub> e Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) e rame (Cu/ZSM<sub>5</sub>) o di altre strutture molecolari ad alta porosità contenenti metalli di transizione permetteva l’aumento di tali velocità. Questa soluzione si è dimostrata di difficile realizzazione perché la decomposizione dell’NO da parte del substrato Cu/ZSM<sub>5</sub> viene inibita dall’acqua; inoltre è particolarmente sensibile all’avvelenamento da SO<sub>2</sub> ed efficace soltanto per ridotti rapporti superficie volume del catalizzatore; la sua attività e selettività nei confronti dell’NO non si è rivelata soddisfacente. Nella tabella sottostante sono rappresentati i sistemi per riduzione/assorbimento di NO<sub>x</sub>. Prima che questi vengano messi in produzione viene stabilito un indice chiamato TRL che mi indica se il sistema è pronto o meno alla commercializzazione. Il sistema NSR è del tipo LNT (Lean NO<sub>x</sub> Trap) mentre gli altri due sistemi sono del tipo SCR. L’ultimo sistema è del tipo DENO<sub>x</sub> ed è poco efficiente. Nel caso di SCR con urea vado ad iniettare una sostanza che va a reagire con gli NO<sub>x</sub> e realizza una riduzione selettiva catalizzatore viene sistemato in prossimità del motore (close-coupled position) esposto a temperature maggiori.

La SCR (Selective Catalytic Reduction) degli NO<sub>x</sub> viene realizzata iniettando un opportuno agente riducente (ammoniaca NH<sub>3</sub> o urea) nei gas a monte del letto catalitico. Molte installazioni per motori diesel stazionari e per processi industriali utilizzano da tempo questa soluzione per il controllo delle emissioni. La riduzione degli NO<sub>x</sub> è resa possibile dall'elevata selettività dell' NH<sub>3</sub> nel reagire con gli ossidi di azoto per formare N<sub>2</sub>.



urea decomposition:



NO<sub>x</sub> reduction:

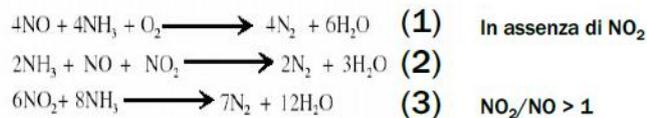


Figura 1.34 SCR funzionamento e schema logico

La reazione (1) avviene rapidamente ed è dominante in assenza di NO<sub>2</sub>. Tuttavia, in presenza di NO<sub>2</sub>, si registra un sensibile aumento dell'attività riducente per effetto della reazione (2), estremamente rapida. Ovviamente, l'entità di tale aumento è influenzata dal rapporto NO<sub>2</sub>/NO nei gas da trattare. In particolare, se NO<sub>2</sub>/NO > 1 l'attività riducente diminuisce bruscamente, perché in queste condizioni diventa significativa la reazione (3), caratterizzata da velocità di reazione molto basse. L'agente riducente più diffuso è una miscela al 32.5% in massa di urea in acqua (eutettico -11°C: ridotto punto di congelamento). L'impiego dell'urea è preferibile rispetto all'NH<sub>3</sub> per la sua bassa tossicità e per il suo già vasto impiego come fertilizzante. Per applicazioni in climi molto freddi, si può sostituire l'urea con "ammonium formate", che ha lo stesso contenuto di ammoniaca dell'urea, ma congela a -20/-30°C in funzione della formulazione. In alternativa, si può riscaldare il serbatoio dell'urea mediante il liquido di raffreddamento del motore ed utilizzare elementi riscaldanti per le linee di distribuzione. I catalizzatori usati nel reattore SCR sono il vanadio (V<sub>2</sub>O<sub>5</sub>, in abbinamento con TiO<sub>2</sub> e/o WO<sub>3</sub>) o, più recentemente, le perovskiti e le zeoliti, che permettono dimensioni più contenute e migliori prestazioni. In particolare, le zeoliti hanno migliore efficienza alle basse T ed una maggiore tolleranza a concentrazioni non ideali di NO<sub>2</sub>. Inoltre, sono caratterizzate da una maggiore resistenza all'invecchiamento alle alte T (fino a 650-700°C), mentre i catalizzatori a base di vanadio mostrano un decadimento delle prestazioni già a T minori di 600°C. Le zeoliti sono quindi vantaggiose specie nelle applicazioni in cui l'SCR è installato a valle di un DPF dove, durante la rigenerazione, le T raggiungono i 650°C. Il principale vantaggio di tali sistemi è costituito dall'elevata efficienza di conversione degli NO<sub>x</sub> (> 90%). Essi permettono inoltre di calibrare il motore per il minimo consumo specifico e si sono dimostrati affidabili per percorrenze anche superiori ai 500,000 km.

Un catalizzatore ossidante (V) viene installato a monte del reattore SCR. Esso contribuisce ad ossidare l'NO dei gas di scarico a NO<sub>2</sub>, al fine di ottimizzare il rapporto NO<sub>2</sub>/NO e migliorare le prestazioni del sistema alle basse T promuovendo la reazione (2) tra NO<sub>2</sub> ed ammoniaca senza, al tempo stesso, attivare la reazione (3). Il catalizzatore di idrolisi (H), che converte selettivamente la soluzione di urea e acqua in NH<sub>3</sub> e CO<sub>2</sub>, è opzionale in quanto lo stesso reattore SCR è in grado di promuovere efficacemente tale reazione.

Il catalizzatore ossidante finale (O) serve per il "clean-up" di eventuali emissioni secondarie di NH<sub>3</sub> (ammonia slip), soprattutto in condizioni dinamiche di funzionamento. Il rapporto NO<sub>2</sub>/NO può essere controllato mediante un accurato dimensionamento del volume del catalizzatore ossidante V ed un'opportuna scelta del carico di metalli nobili. Un catalizzatore ossidante troppo grande e caricato di metalli nobili, può funzionare correttamente alle basse T, ma produrre NO<sub>2</sub> in eccesso a T superiori, attivando così la reazione (3) e determinando una diminuzione dell'efficienza di conversione dell'SCR.

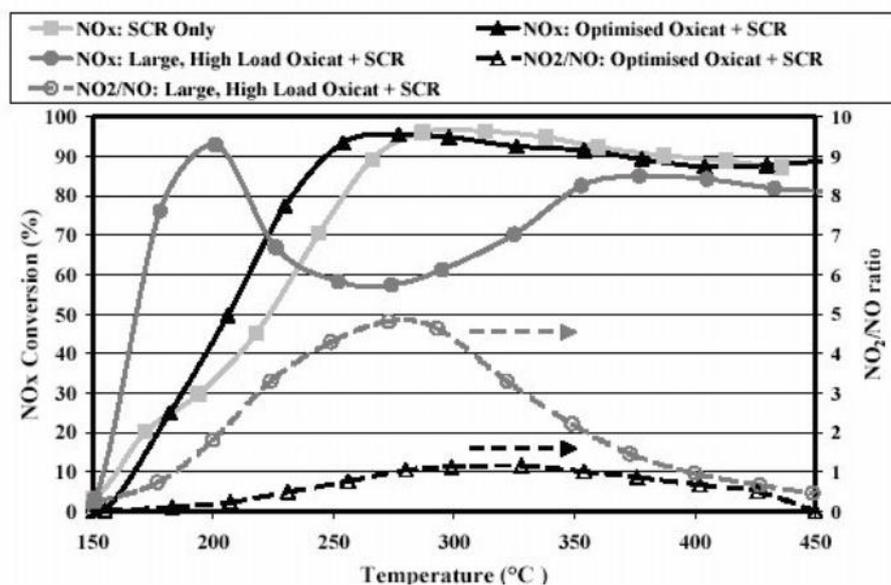


Figura 1.35 andamento dell'efficienza di conversione degli NO<sub>x</sub> con diversi sistemi di post trattamento

Per questo tipo di catalizzatori si tende ad implementare un accoppiamento curato tra DOC e SCR monitorando molto attentamente la composizione della sostanza iniettata. Il principale problema di questi catalizzatori risiede nelle dimensioni che sono pari al doppio della cilindrata motore. Per quanto riguarda l'OBD, la Commissione Europea nel settembre 2005 ha proposto il controllo del livello e della qualità dell'urea, in abbinamento alla correlazione tra consumo di urea e produzione di NO<sub>x</sub> del motore. In alternativa, si può ricorrere all'installazione di sensori di NO<sub>x</sub> (l'affidabilità e l'accuratezza di tali sensori sono attualmente buone per bassi tenori di NO<sub>x</sub>, quindi se installati a valle di un sistema di controllo NO<sub>x</sub> funzionante; se esposti ad alti tenori di NO<sub>x</sub>, tali sensori hanno invece una vita molto ridotta) ed al monitoraggio del livello di urea. In caso venga rilevato un malfunzionamento del sistema, la coppia viene limitata (dopo la prima fermata del veicolo). Il sensore a valle dell'SCR permette inoltre di attivare un controllo in anello chiuso per adattare la quantità di urea iniettata alle diverse condizioni di funzionamento del motore e limitare il fenomeno dell'"ammonia slip". Per sistemi di controllo della quantità di urea iniettata in anello aperto, la quantità di NO<sub>x</sub> prodotti dal motore/urea da iniettare è generalmente valutata sulla base di mappe in funzione della T dell'aria ambiente o del collettore di aspirazione, applicando delle opportune correzioni in funzione della composizione del combustibile, dell'usura del motore e del sistema SCR (invecchiamento ed avvelenamento del catalizzatore, causato dagli additivi dell'olio lubrificante - fosforo, calcio, zinco, zolfo). La diminuzione delle emissioni di NO<sub>x</sub> rispetto al valore atteso può portare ad un eccessivo fenomeno di "ammonia slip", perciò occorre adottare un margine di sicurezza in sede di

calibrazione al banco prova. La massima efficienza di conversione che si richiede ad un sistema in anello aperto è perciò dell'ordine dell'80%, con dosaggi di urea calcolati per ottenere rapporti  $\text{NH}_3/\text{NO}_x$  pari al 70-80% del valore stechiometrico. Un sistema ad anello chiuso è potenzialmente in grado di correggere il valore previsto in anello aperto sulla base dell'indicazione di un sensore di  $\text{NO}_x$ . La massima efficienza di conversione può arrivare fino al 98%; in pratica si impostano efficienze massime comprese tra l'85-95%. A titolo di esempio si riporta l'efficienza di conversione ottenuta in sistemi SCR con controllo in anello aperto/chiuso al variare della T del catalizzatore, con/senza catalizzatore ossidante a monte. Per T minori del limite di temperatura inferiore, dettato dalla minima temperatura richiesta per la conversione dell'urea in ammoniaca, l'iniezione di urea non avviene.

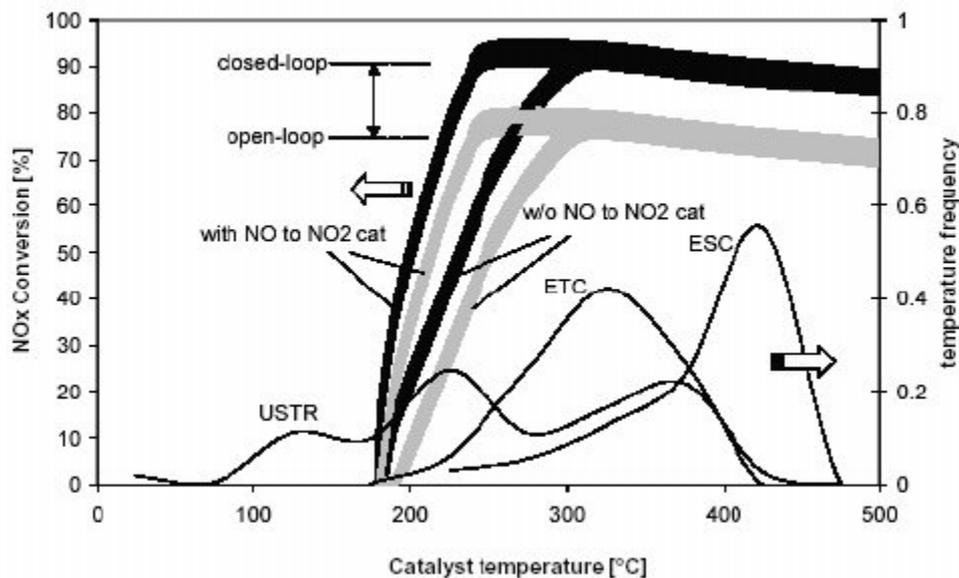


Figura 1.36 conversione degli Nox in funzione della temperatura

La figura precedente riporta inoltre la distribuzione di frequenza delle temperature del catalizzatore durante i cicli ESC, ETC e USTR (si noti che in quest'ultimo le T sono spesso nella zona a bassa efficienza del catalizzatore). E' così possibile stimare a calcolo l'efficienza di conversione del catalizzatore durante i cicli guida suddetti. La figura riporta in bande scure il campo di efficienze stimate: i valori maggiori si ottengono adottando il catalizzatore ossidante a monte. Le bande chiare riportano le efficienze richieste per soddisfare la legislazione in materia di emissioni inquinanti. Per i limiti USTR2010 è probabile che sia richiesto un'ulteriore tecnologia per il contenimento degli  $\text{NO}_x$  come, ad esempio, un EGR a bassa temperatura.

Attualmente sono in fase di studio le emissioni secondarie prodotte dai sistemi SCR. Si è osservato che, a 205°C e per un reattore a base di zeolite, le riduzioni dell'NO e del  $\text{NO}_2$  non iniziano, rispettivamente, prima di 300 s e 500 s, a causa dell'immagazzinamento dell'agente riducente nel catalizzatore. In queste fasi, caratterizzate da un eccesso di  $\text{NO}_2$ , il prodotto preferenziale delle reazioni di riduzione nel reattore SCR è costituito da piccole quantità di  $\text{N}_2\text{O}$  (poche ppm), che però è un importante gas-serra. Si sono anche rilevate allo scarico degli SCR piccole quantità di HCN (poche ppm) e di nitro-HC (poche ppb), che potrebbero essere eliminate da un DOC.

*Principali svantaggi:*

- necessita di realizzare le infrastrutture per il trasporto e la distribuzione capillare dell'urea

- il corretto funzionamento e demandato alla responsabilità dell'utilizzatore, che deve ripristinare con regolarità la riserva di urea a bordo veicolo
- ingombri maggiori (non critici nel settore del trasporto pesante)
- emissioni di ammoniaca allo scarico ("ammonia slip")
- deposito (e dunque successivo smaltimento) di solfati di ammonio (scorie pericolose) nel sistema

Alcuni materiali in grado di immagazzinare gli  $\text{NO}_x$  sono stati inizialmente incorporati nei catalizzatori DeNOx nell'intento di ampliare l'intervallo di temperatura in cui tali catalizzatori risultavano efficaci. Il compito di questi materiali era quello di assorbire gli  $\text{NO}_x$  nei periodi in cui l'attività catalitica selettiva era bassa (basse T dei gas di scarico), rilasciandoli quando i gas di scarico raggiungevano temperature sufficienti a promuovere la riduzione catalitica selettiva con idrocarburi. In un secondo momento, l'impiego di tali materiali "assorbenti" è stato abbinato all'applicazione dei DOC, realizzando così sistemi catalitici in grado anche di assorbire le emissioni di  $\text{NO}_x$ , le cosiddette "trappole per gli  $\text{NO}_x$ " (LNTs: Lean  $\text{NO}_x$  Traps), che rappresentano attualmente la frontiera più avanzata della ricerca nel settore che concerne la riduzione delle emissioni di  $\text{NO}_x$  in miscele povere di combustibile.

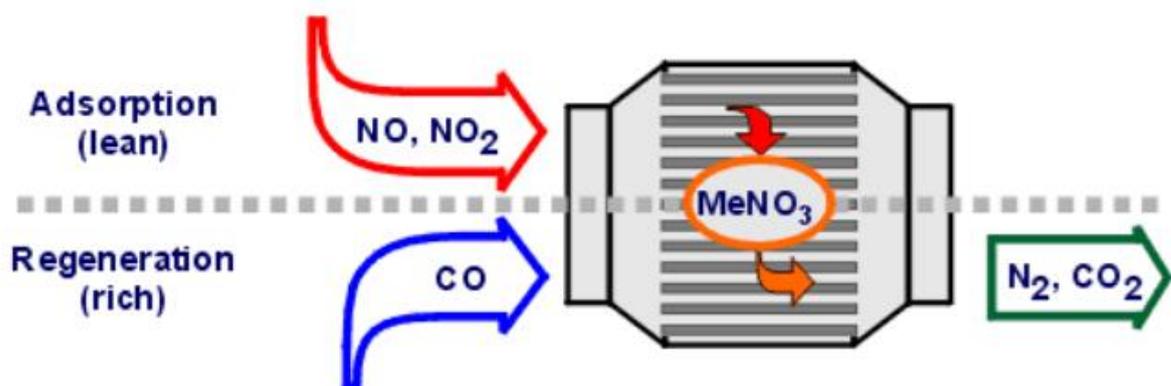


Figura 1.37 trappola per gli  $\text{NO}_x$

La prima applicazione di tali trappole è stata per i motori ad iniezione diretta di benzina in Giappone e nei paesi della comunità europea. In un secondo momento, la ricerca si è concentrata sulla possibilità di estendere tale concetto ai motori diesel. Attualmente, le esperienze di laboratorio hanno dimostrato che queste trappole sono in grado di realizzare nei diesel efficienze di riduzione degli  $\text{NO}_x$  pari al 90% in un ampio campo di temperature di esercizio. Il funzionamento delle trappole per gli  $\text{NO}_x$  comprende due fasi principali:

- immagazzinamento degli  $\text{NO}_x$  nel washcoat catalitico (chemio-assorbimento sotto forma di nitrati metallici) durante il funzionamento con titolo povero
- rigenerazione della trappola tramite il rilascio e la contemporanea riduzione catalitica non selettiva di  $\text{NO}_x$  durante il funzionamento con miscele ricche.

La rigenerazione di queste trappole coinvolge meccanismi di reazione praticamente identici a quelli per la riduzione degli  $\text{NO}_x$  individuati nei catalizzatori a tre vie. Un agente riducente, principalmente monossido

di carbonio, reagisce con  $\text{NO}_x$  in assenza di ossigeno per formare azoto elementare. I sistemi catalitici, nella formulazione più comune con platino/rodio, sono molto simili a catalizzatori a 3 vie. Poiché la rigenerazione richiede brevi e periodici funzionamenti (un paio di secondi ogni minuto) con miscela ricca di combustibile, la tecnologia delle trappole per gli  $\text{NO}_x$  richiede un'attenta e stretta integrazione con il sistema di controllo del motore: pertanto, è di più facile adozione in congiunzione con sistemi elettronici di iniezione del combustibile, quali il sistema common-rail. Tuttavia, l'applicazione di tale tecnologia comporta inevitabili penalizzazioni in termini di consumo di combustibile. Il maggiore ostacolo allo sviluppo di queste trappole di  $\text{NO}_x$  è costituito dalla loro sensibilità all'avvelenamento da zolfo. In particolare, l'impiego di combustibili con contenuto estremamente ridotto di zolfo risulta una condizione necessaria, ma non sufficiente per la commercializzazione di questi sistemi. Infatti, anche adottando tali combustibili risultano indispensabili strategie di controllo del livello di zolfo nella trappola ed una rimozione periodica dei depositi dei composti contenenti tale sostanza.

## ***2. Capitolo: Preparazione del modello 1D all'accoppiamento***

### **2.1 Il modello 1D**

#### ***2.1.1 Elementi costitutivi del modello 1D iniziale***

Il modello 1D utilizzato per gli accoppiamenti con il software 3D è stato fornito da FCA e costruito secondo le specifiche interne, affinché rappresentasse adeguatamente il sistema analizzato.

In particolare nel modello 1D è possibile identificare:

1. Il circuito di high pressure EGR
2. Il circuito di low pressure EGR
3. Il gruppo di sovralimentazione costituito da turbina e compressore
4. Il sistema di after treatment a sua volta costituito dal DOC mixer SCRF ed UF SCR
5. I condotti veri e propri del sistema entro cui scorre aria e/o EGR, e dopo le camere di combustione i soli gas combusti,
6. Ovviamente l'albero a camme le 4 camere di combustione ed i relativi iniettori
7. Elementi di controllo come per esempio boost monitor o il vgt monitor

Vengono illustrati di seguito gli elementi sopra elencati.

Nell'immagine seguente si illustra il circuito del modello di high pressure EGR

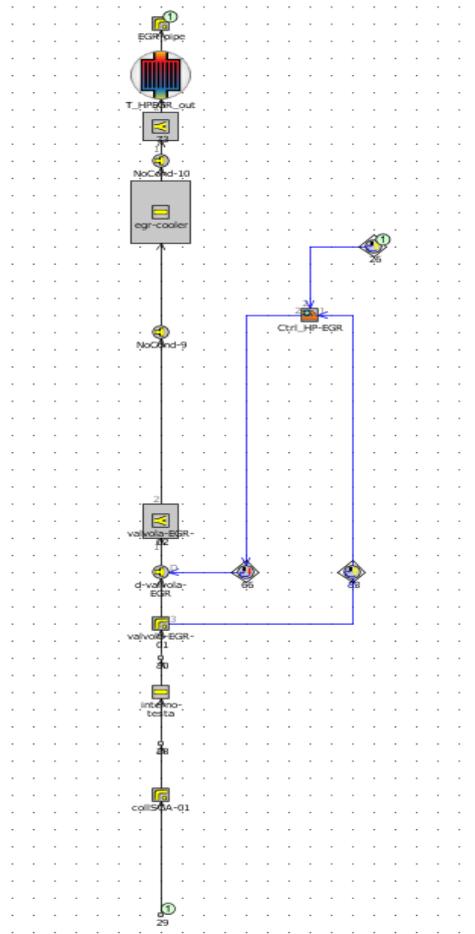


Figura 2.1 circuito di alta pressione

Nell'immagine di cui sotto è rappresentato il circuito di bassa pressione per il ricircolo dei gas combusti (EGR), è possibile notare lo scambiatore di calore che consente lo scambio termico tra i gas combusti ed il fluido refrigerante (aria aspirata) prima della compressione, procedimento che consente di ridurre il lavoro di compressione dei gas combusti la cui compressione richiederebbe altresì un'energia maggiore. Questo procedimento risulta necessario all'aumento della densità dell'aria in ingresso per realizzare efficacemente la sovralimentazione.

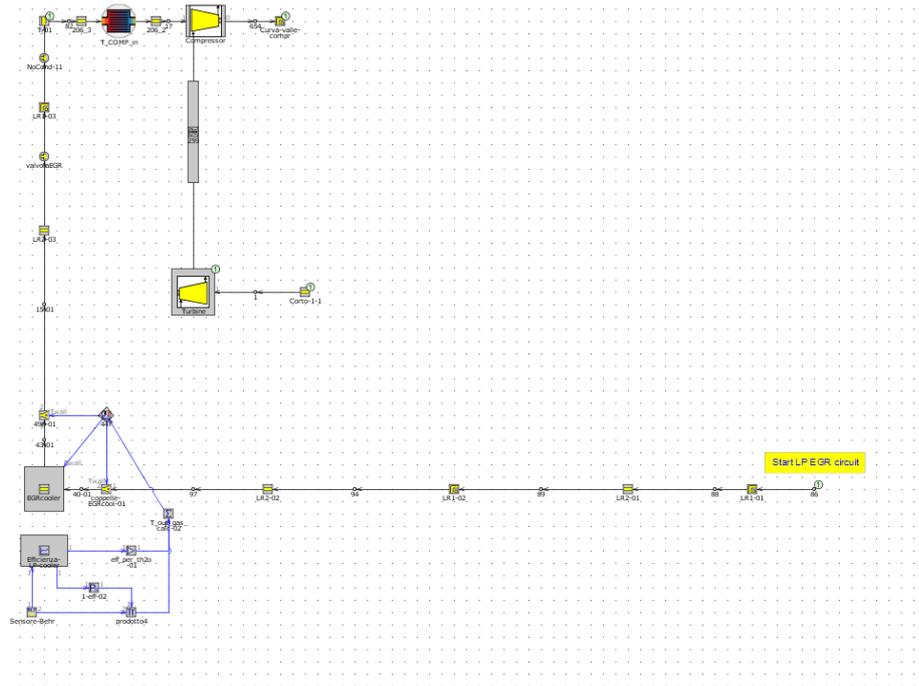


Figura 2.2 circuito di bassa pressione per il ricolo di EGR

Di seguito è riportato il circuito che conduce l'aria dall'ambiente ad una capacità in cui sono definite pressione e temperatura. L'aria aspirata dall'esterno viene filtrata, introdotta in uno scambiatore di calore e successivamente nel compressore, che realizza il grado di sovralimentazione desiderato.

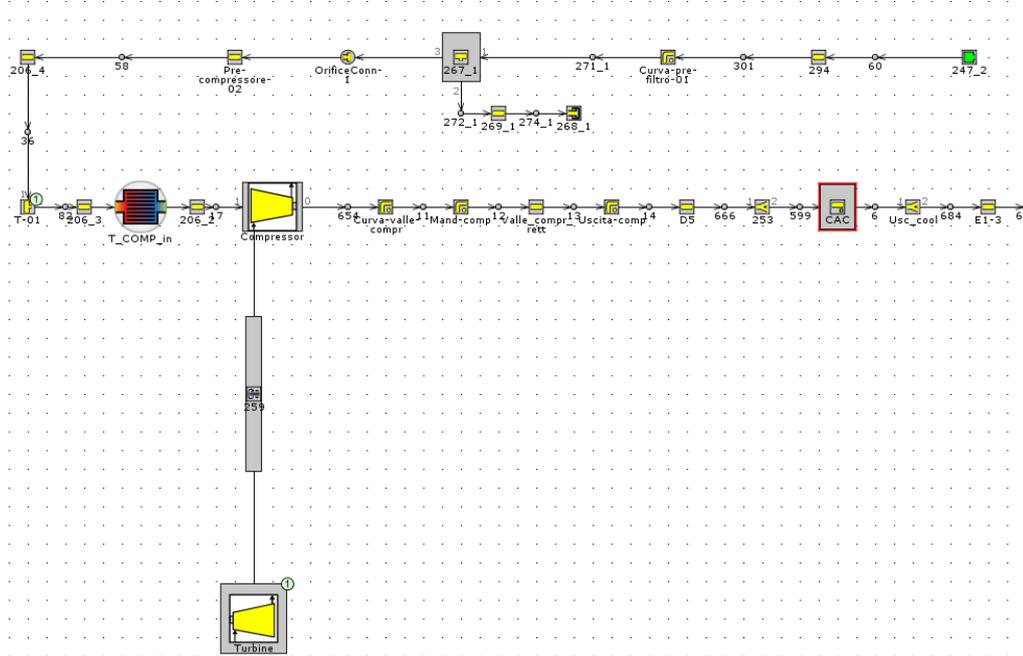


Figura 2.3 circuito dell'aria fino all'ambiente di aspirazione

Nella figura di cui sotto sono riportati i circuiti che consentono il sistema di post trattamento approfonditi nel capitolo introduttivo.

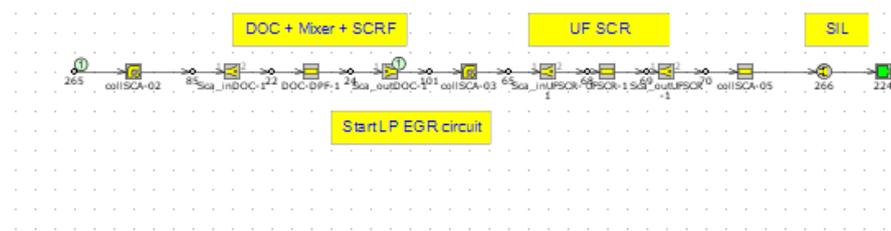


Figura 2.4 sistema di post trattamento

Di seguito è possibile osservare la parte del circuito che è stata oggettivamente studiata e ricostruita in 3D, il modello in accoppiamento costituisce appunto un interfaccia tra il software 1D ed il software 3D, le informazioni sono scambiate mediante degli oggetti che sono stati inseriti in un secondo momento nel modello 1D e che consentono il dialogo tra i software accoppiati.

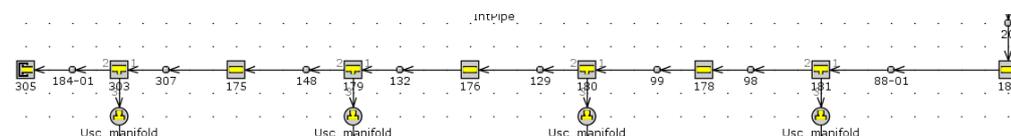


Figura 2.5 parte principale del collettore di aspirazione

L'immagine sottostante rappresenta una ricostruzione 1D su GT-Power di una parte dello Small Diesel Engine (SDE), motore costituito appunto da 4 cilindri per una cilindrata complessiva 1.3 L, è possibile notare il collettore di scarico che raccoglie i gas combusti provenienti dai 4 cilindri.

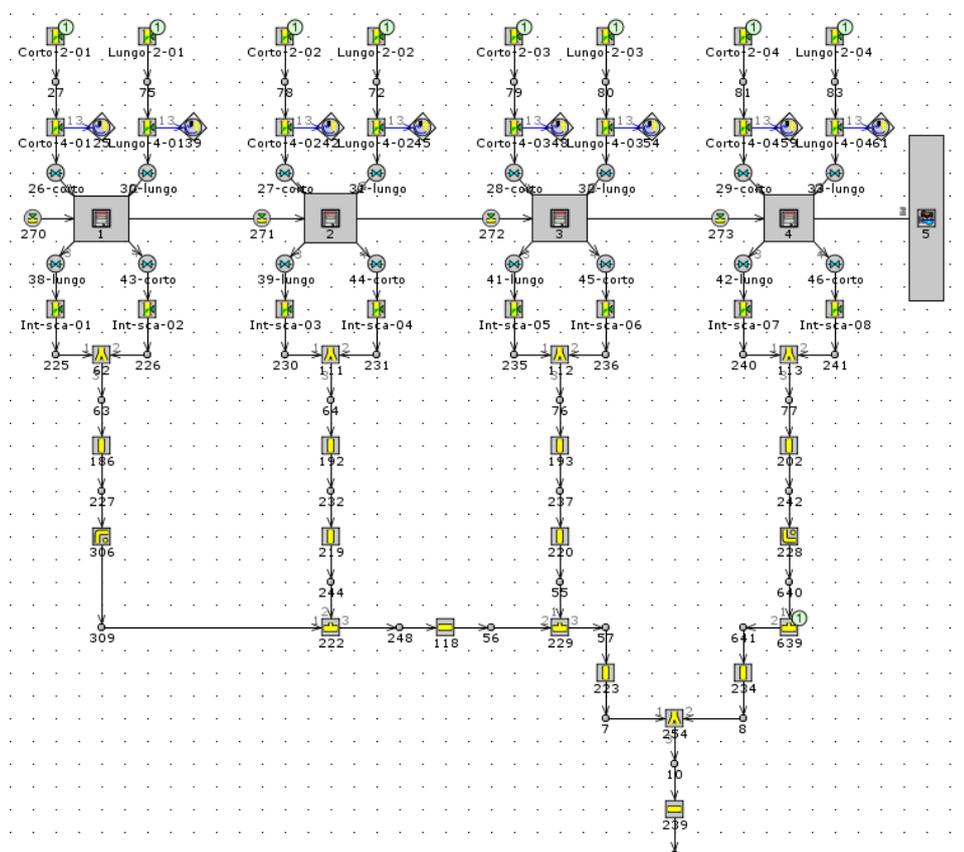


Figura 2.6 albero motore cilindri e collettore di scarico

Di seguito sono riportate delle immagini che consentono di riconoscere i componenti del modello che permettono la visualizzazione di grandezze e parametri di funzionamento di interesse, tra cui la pressione e la posizione delle palette del distributore della turbina concordemente alle condizioni operative del motore

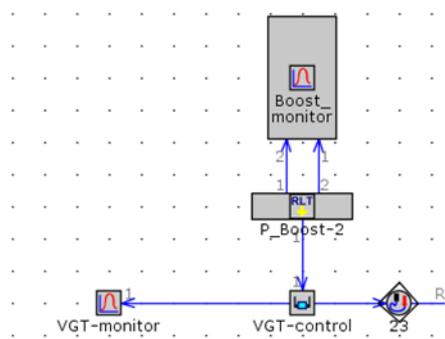


Figura 2.7 monitor e VGT control

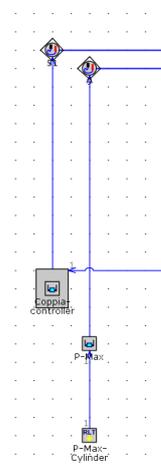


Figura 2.8 coppia controller

Nell'immagine sottostante sono rappresentati dei componenti che consentono di valutare l'efficienza dello scambiatore di calore del circuito di bassa pressione dei gas combusti ricircolati, nell'immagine a destra in basso è rappresentato invece un il controllore per il circuito di alta pressione di EGR.

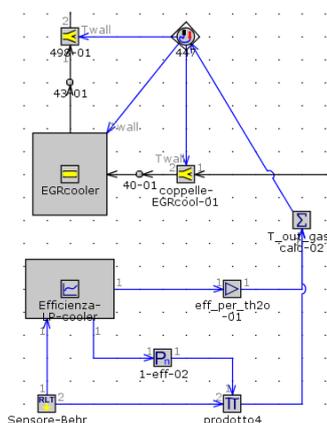


Figura 2.9 controllore dell'interrefrigeratore dell'EGR



Figura 2.10 controllore del circuito di alta pressione per il ricircolo dei gas combusti

Questi gruppi o componenti principali del sistema 1D devono essere correttamente definiti, così anche le specie chimiche in circolo nel sistema ed in particolar modo quelle che saranno utilizzate dal risolutore del software 3D.

### ***2.1.2 Definizione della composizione del sistema***

I componenti del sistema sono principalmente gassosi, eccezion fatta per il combustibile; in particolare le specie chimiche presenti nel modello 1D sono;

1. Prod\_co2: anidride carbonica derivante dal processo di combustione
2. Prod\_h2o: vapore derivante dalla combustione
3. Prod\_n2: azoto molecolare presente in aria
4. Prod\_o2: ossigeno molecolare presente nell'aria
5. Prod\_co: monossido di carbonio derivante dall'imperfetta combustione
6. Prod\_h2: presente nell'aria
7. Prod\_no: monossido d'azoto derivante dall'imperfetta combustione
8. Prod\_ar: presente in aria
9. Diesel2-combust: combustibile
10. Diesel-vap: vapori di combustibile

Queste specie chimiche sono tutte presenti nel modello 1D ma in fase di accoppiamento solo una parte di queste verrà inserita nel CFD-species ovvero tra le sostanze presenti anche nel modello 3D. I settaggi sono riportati nell'immagine di seguito

	prod_co2's CFD Species		prod_co2 ...
	prod_h2o's CFD Species		prod_h2o ...
	prod_n2's CFD Species		lump_N2 ...
	prod_o2's CFD Species		prod_o2 ...
	prod_co's CFD Species		lump_N2 ...
	prod_h2's CFD Species		lump_N2 ...
<input checked="" type="checkbox"/>	prod_h's CFD Species		ign ...
	prod_o's CFD Species		ign ...
	prod_oh's CFD Species		ign ...
	prod_no's CFD Species		lump_N2 ...
	prod_n's CFD Species		ign ...
	prod_ar's CFD Species		lump_N2 ...
	prod_so2's CFD Species		ign ...

Figura 2.11 specie chimiche coinvolte nel modello GT-POWER

## 2.2 Preparazione all'accoppiamento

Per preparare il modello 1D di GT-POWER all'accoppiamento con STAR CCM+ è stato necessario effettuare operazioni suddivisibili in due categorie:

- Operazioni svolte sul modello 1d aggiungendo componenti
- Operazioni di impostazione di parametri e/o interfacce per la comunicazione tra i due programmi

### 2.2.1 Inserimento di nuovi componenti per l'accoppiamento

Per quanto riguarda questo tipo di esecuzioni è importante sottolineare l'inserimento del CFD-component il cui nome dell'oggetto nella libreria GT-POWER deve coincidere con il nome del corpo 3d costruito o presente su STAR CCM+. Nell'immagine seguente è raffigurato il CDF-component.

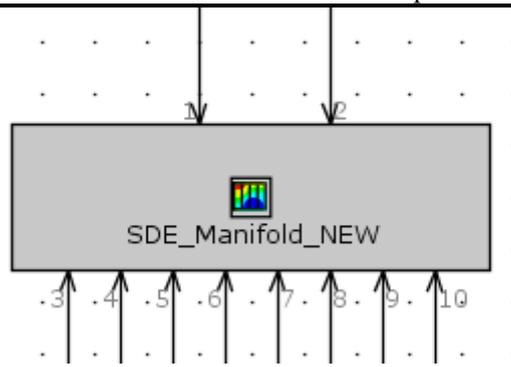


Figura 2.12 CFD componet

La creazione di CFD-flow connection necessarie a consentire la corretta comunicazione tra i boundaries del modello 3D e i corrispettivi oggetti nel modello 1D, anche qui un aspetto importante è che dimensioni fisiche (diametri dei condotti) tipologia di condizioni al contorno (mass flow oppure pressure outlet, per le connessioni CFD è necessario settare le condoni al contorno sul tipo “mass flow”) e nome dell’oggetto (deve corrispondere al nome del bordo corrispondente sul modello 3D), consentano il corretto accoppiamento con il codice 3D. Di seguito è rappresentata una flow connection.

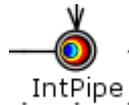


Figura 2.13 flow connection

Sono state inserite tra le connessioni CFD ed i condotti del modello 1D da interfacciare con il modello su STAR CCM+ delle interfacce CFD allo scopo di consentire la co-simulazione, una di queste interfacce è raffigurata nell’immagine seguente.

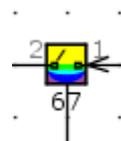


Figura 2.14 interfaccia CFD

E’ stato necessario inserire tra gli oggetti presenti sul main di GT-POWER la CFD-species, ovvero un oggetto fisico ma un collegamento che consenta il corretto passaggio tra le specie chimiche che interessano il modello accoppiato, in particolare è stata creata una specie fittizia denominata

Lump\_N2 allo scopo di includere in un'unica variabile le grandezze prod\_N2, prod\_co, prod\_o2, prod\_h2, prod\_no, prod\_ar, come rappresentato di seguito.



Figura 2.15 specie chimiche della CFD-species

## 2.2.2 Impostazione dei parametri del modello 1D in accoppiamento

Dopo aver descritto gli oggetti aggiunti propriamente nel main di GT-POWER è doveroso focalizzare l'attenzione su un aspetto altrettanto importante, ovvero la predisposizione e l'impostazione dei parametri associati all'accoppiamento:

- E' infatti necessario definire nell'oggetto CFD-component il numero di cicli da effettuare in co-simulazione con il software 3D, per questo caso particolare la scelta è stata quella di impostare 10 cicli svolti in accoppiamento, vista la potenza di calcolo a disposizione (simulazioni lanciate con 144 processori)
- E' importante impostare nel run setup il numero di cicli totali da svolgere quindi la somma tra i cicli necessari al modello per raggiungere lo stato di regime stazionario e stabilizzarsi e i cicli da effettuare in accoppiamento al software 3D
- Prima di lanciare la simulazione è necessario far girare il modello 3D in modalità stand-alone ovvero disaccoppiato dal modello 3D, in maniera tale che vengano creati dei file particolarmente importanti per predisporre l'accoppiamento 1D-3D come per esempio il file "chemkin\_GT.dbs" in cui sono specificate le specie chimiche che partecipano alla co-simulazione

## ***3. Capitolo 3: Modello 3D e calibrazione in regime stazionario***

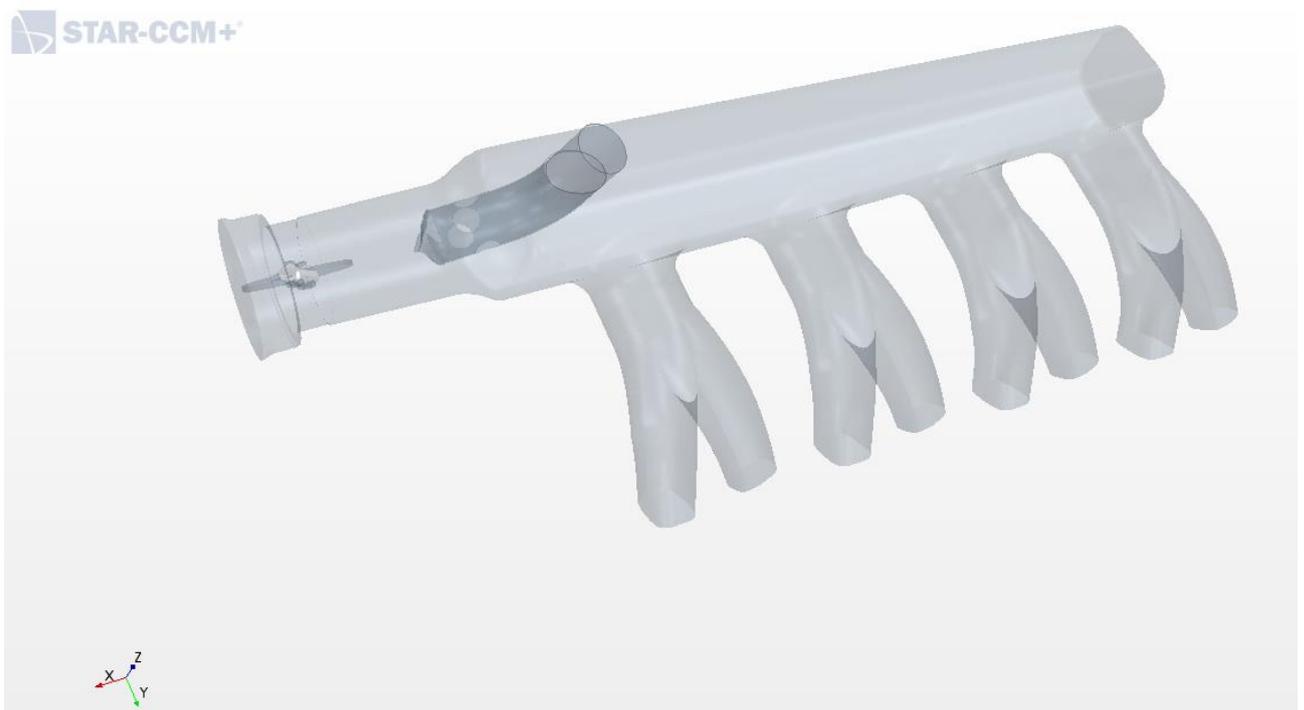
Nel seguente capitolo viene trattato il modello 3D ottenuto lavorando con il software STAR CCM+, ripercorrendo le fasi che, a partire dal materiale fornito in accordo con l'azienda con cui il tesista ha collaborato (FCA), ovvero il file rappresentante la geometria del collettore, presso i laboratori del Politecnico, è stato identificato e discretizzato il volume di controllo e definito il modello fisico, poi successivamente calibrato fino al raggiungimento del funzionamento a regime. In particolare le fasi salienti di tale procedimento sono di seguito elencate:

1. Identificazione del volume di controllo e discretizzazione dello stesso valutando opportunamente le caratteristiche della mesh ottenuta
2. Definizione del modello fisico in accordo con il modello 1D
3. Calibrazione del modello 3D fino al raggiungimento del regime ed alla stabilizzazione del modello

## 3.1 Volume di controllo e mesh

### 3.1.1 *Identificazione del volume di controllo e operazione di mesh' build*

Prima di analizzare le operazioni fatte sulla geometria importata è necessario definire il volume di controllo e le ipotesi fatte. Si riporta di seguito l'immagine della geometria importata.



*Figura 3.1 geometria importata*

In primo luogo è possibile riconoscere due entità geometriche, la pipetta EGR ed il collettore di aspirazione; queste due entità geometriche sono evidentemente definite da 4 superfici:

1. Superficie esterna del manifold
2. Superficie interna del manifold
3. Superficie esterna della pipetta EGR
4. Superficie interna della pipetta EGR

Per quanto riguarda le ipotesi, per la costruzione del modello in stazionario si è ipotizzato che:

- Lo spessore del volume della pipetta contenuto nel manifold è stato ipotizzato pari a 0
- La superficie interna ed esterna della pipetta EGR ove non c'è flusso di massa e impermeabile a qualsiasi tipo di flusso in entrambi i versi
- Le condizioni al contorno sono definite come dalla fisica del sistema e dal modello 1D

E' possibile fatte queste premesse definire il volume di controllo meshato come il volume di fluido contenuto del manifold.

Il file contenente la geometria presa in esame è stato importato su STAR CCM+ e successivamente per consentire di generare la mesh poi ottenuta dal software, sono state effettuate operazioni di controllo e riparazione sulla superficie importata, utilizzando alcuni strumenti forniti dal programma stesso tra cui è doveroso citare il surface repair. Questo strumento ha consentito la correzione di errori di entità geometrica riscontrati durante l'operazione d'importazione della superficie, in assenza del quale sarebbe stato impossibile per il programma completare l'operazione di discretizzazione del volume di controllo, le cause di questi errori vengono identificate nel paragrafo successivo e meglio approfondita l'importanza dello strumento utilizzato. Di seguito è raffigurata la mesh del componente importato.



*Figura 3.2 discretizzazione di volume*

Per quanto riguarda i parametri di mesh utilizzati è importante ricordare che: il volume di controllo è stato discretizzato utilizzando una mesh poliedrica con degli elementi prismatici, al fine di ottenere una mesh più dettagliata ove localmente sono presenti curvature sulle superfici oppure variazioni di sezioni o ancora geometrie particolari, la discretizzazione spaziale è stata customizzata andando ad infittire il numero di elementi in queste particolari regioni del volume di controllo. L'operazione di customizzazione della mesh è importante non solo per la capacità di riuscire ad ottenere un grado adeguato di omeomorfismo tra le due superfici, rispettivamente il volume di controllo continuo e il volume di controllo discretizzato, ma anche perché le stesse regioni che richiedono una discretizzazione più fine, dal punto di vista fluidodinamico sono le più interessanti perché potrebbero presentare zone di reflusso di aria, zone di depressione locale o altri fenomeni fisici di interesse.

La mesh ottenuta con i primi parametri scelti indicati in figura di cui sotto è costituita da 1106743 elementi, per poter confrontare quanto il numero di elementi influisca sui successivi risultati è stata costruita una seconda discretizzazione spaziale, variando alcune proprietà della mesh in particolare:

- Minimum base size: la dimensione della base dell'elemento prismatico più piccolo possibile
- Target base size: il target a cui la mesh deve convergere la mesh rispetto alla dimensione della base degli elementi prismatici costruiti con la discretizzazione
- Number of prism layer: il numero di elementi a parete

E' stato possibile ottenere una seconda mesh di volume che consta di 511925 elementi. Nell'immagine successiva è rappresentata la prima mesh nella prima immagine e la seconda mesh meno fitta a seguire rispettivamente nella vista rispetto al piano [X-Y], [X-Z] e successivamente sulla destra la mesh più fitta e sulla sinistra quella meno fitta per un piano diametrale.

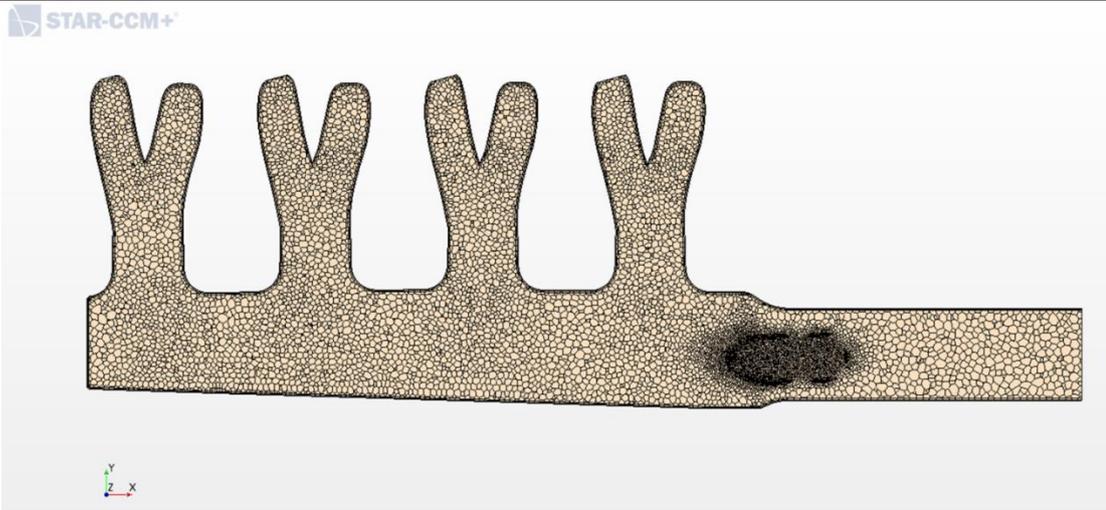


Figura 3.3 geometria discretizzata, sezione del piano X-Y (1106743 elementi)

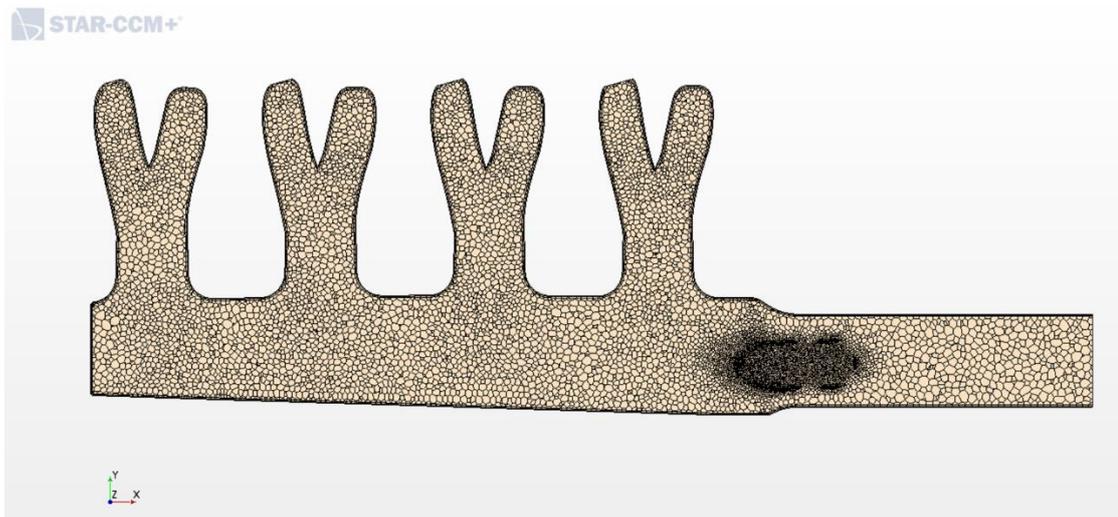


Figura 3.4 geometria discretizzata, sezione del piano X-Y (511625 elementi)

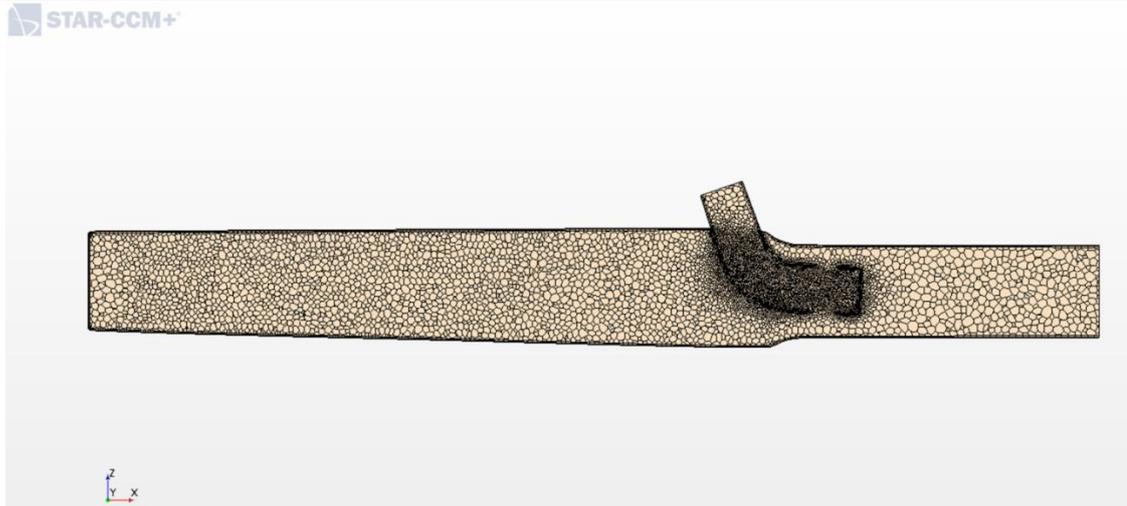


Figura 3.5 geometria discretizzata, sezione del piano X-Z (1106743 elementi)

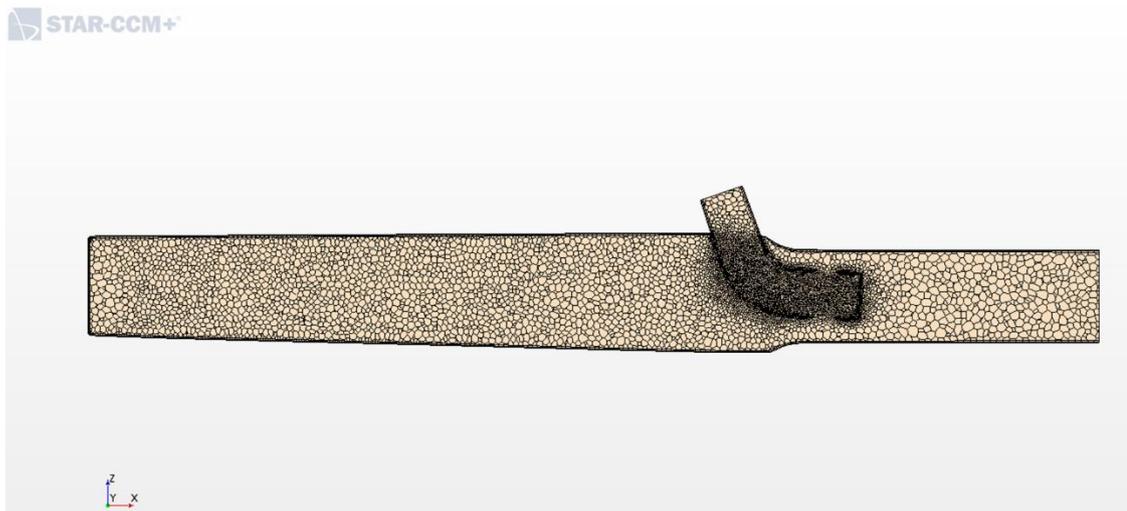


Figura 3.6 geometria discretizzata, sezione del piano X-Z (511925 elementi)

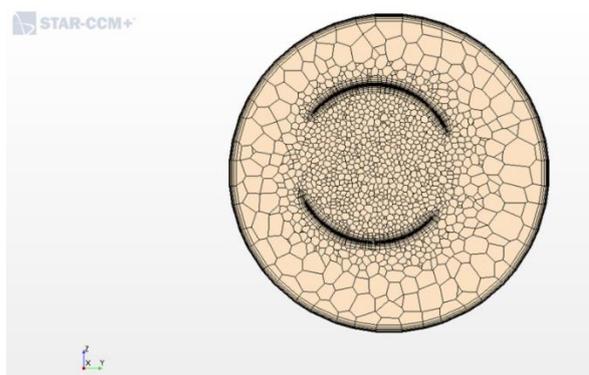


Figura 3.7 geometria discretizzata, sezione diametrale (1106743 elementi)

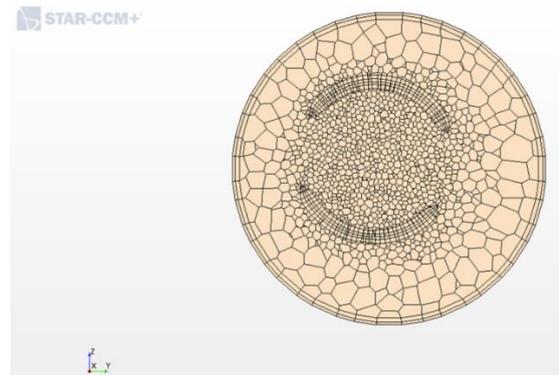


Figura 3.8 geometria discretizzata, sezione diametrale (511925 elementi)

### 3.1.2 *Problematiche riscontrate durante la discretizzazione del volume di controllo*

Durante la fase di importazione del file di geometria sono stati prodotti alcuni errori di superficie e di entità geometrica che hanno reso impossibile effettuare la discretizzazione spaziale del volume di controllo, attraverso gli enti geometrici del file originario, infatti solo dopo aver modellato la le superfici in questione con il CAD 3D MODEL, ovvero lo strumento fornito da STAR CCM+ che consente di manipolare superfici e successivamente tramite operazioni di surface repair è stata accertata l'assenza di free edges, facce mancanti e entità geometriche non definite o non corrette. I principali problemi riguardanti le entità geometriche possono essere attribuiti alla complessità della superficie della pipetta EGR, che una volta importata risultava poi venire deformata dal software, questi problemi di incompatibilità del formato hanno causato una importante difficoltà nel momento in cui viene effettuata la discretizzazione. Di seguito si riporta un'immagine che illustra gli errori di entità geometrica nella fattispecie le facce mancanti.

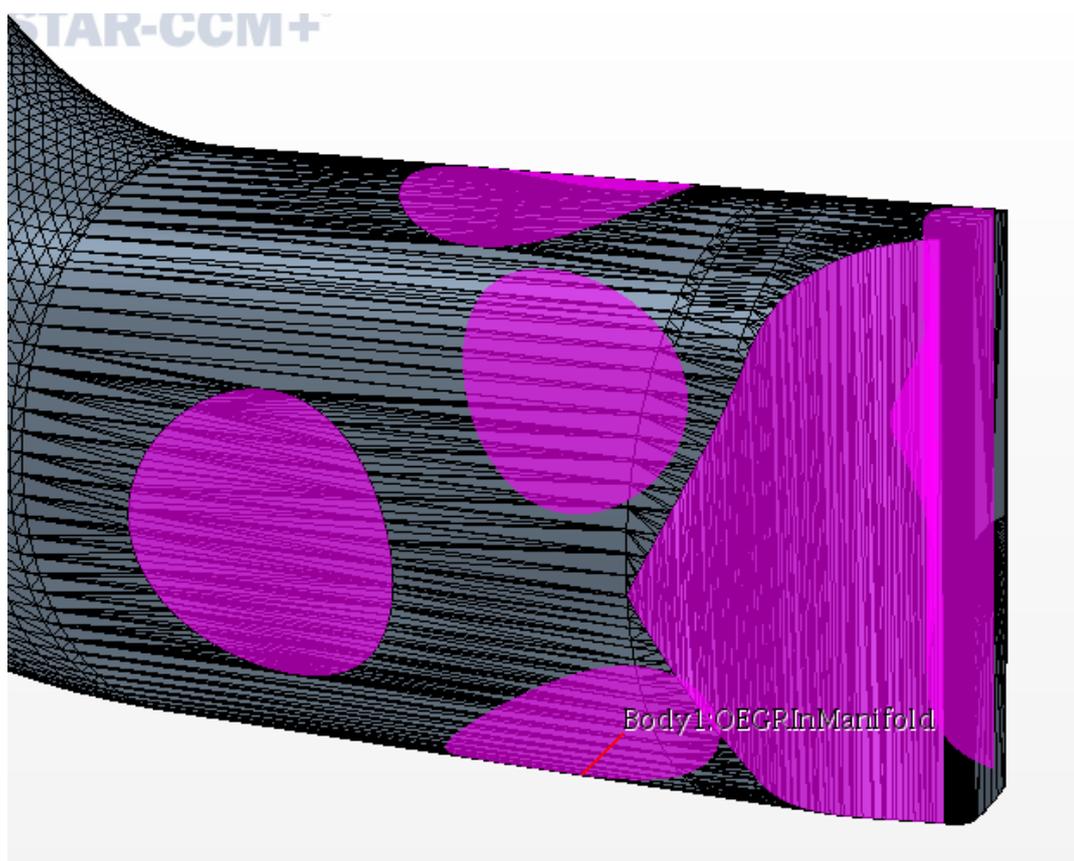


Figura 3.9 difetti superficiali (superfici non circolari) e facce mancanti (circonferenze in viola)

Senza la risoluzione di tale problema le successive fasi di studio non sarebbero state possibili, infatti la mesh del volume di controllo rappresenta la base dello studio fluidodinamico effettuato nel corso dell'elaborato.

## **3.2 Modello fisico**

### ***3.2.1 Identificazione delle regioni nel corpo fluido***

L'identificazione delle regioni del corpo fluido e la definizione delle appropriate condizioni al contorno, sono due aspetti fondamentali per la costruzione di un corretto modello 3D, in grado di comunicare correttamente durante la successiva fase di accoppiamento tra i due software. La corretta identificazione delle regioni si fonda sul confronto tra il modello 1D e quello che il modello 3D rappresenterà; è di notevole importanza che sin dal livello dell'analisi condotta in regime stazionario, vengano rispettati i principi fisici fondamentali tra cui l'equazione di continuità nel sistema 3D. Fatte queste premesse le regioni del corpo fluido distinguibili osservando la geometria, portano alla definizione di un volume in cui scorre solo aria ovvero l'ingresso del collettore, un volume in cui non scorre EGR dunque la parte della pipetta che non si trova all'interfaccia con le superfici attraverso cui c'è flusso di massa, e una terza regione in cui i due fluidi si mescolano variando la composizione locale della miscela, che costituisce uno dei primi aspetti di interesse, del modello 3D costruito.

### 3.2.2 *Definizione delle condizioni al contorno*

Le condizioni al contorno sono state imposte considerando le caratteristiche fisiche del sistema e le condizioni vigenti nei diversi condotti del modello 1D, in previsione dell'accoppiamento 1D-3D. Per valutare meglio la condizione di mescolamento dei due fluidi, sono state considerate due possibili impostazioni attribuibili alle condizioni al contorno. In particolare i boundaries sono stati settati secondo quanto illustrato in seguito:

Caso I:

- Ingresso aria: condizione sul flusso di massa in ingresso
- Ingresso EGR: condizione sul flusso di massa in ingresso
- Sezioni di uscita: condizione di pressione imposta all'uscita
- Superfici senza flusso di massa: condizione di parete

Caso II:

- Ingresso aria: condizione di pressione imposta all'ingresso
- Ingresso EGR: condizione di pressione imposta all'ingresso
- Sezioni di uscita: condizione di flusso di massa in uscita
- Superfici senza flusso di massa: condizione di parete

Nelle condizioni specificate per i boundaries vanno valutati ed impostati con particolare attenzione i valori che si riferiscono al campo di velocità all'intensità della turbolenza ed allo spessore dello strato limite.

### 3.2.3 *Modello fisico*

Prima di definire le ipotesi e le impostazioni delle grandezze fisiche è stato necessario consultare i settaggi consigliati, nei tutorial che risultavano avere delle analogie rispetto al modello da impostare in questa simulazione disponibili sullo stesso programma STAR CCM+. La scelta delle impostazioni è stata dettata da una serie di ipotesi e considerazioni:

1. Il modello è stazionario
2. Il numero di Mach risulta  $Ma < 0.02$  ipotesi che è stata successivamente verificata, confrontando appunto i risultati ottenuti; questa ipotesi è legata alla densità del fluido
3. Il moto del fluido è turbolento, la turbolenza è descritta dal modello “K-Epsilon turbulence” in particolare con il modello “two-layer”
4. Si trascurano le componenti di fluttuazione delle grandezze fisiche che descrivono le equazioni del trasporto (consente di usare il solutore RANS)
5. la composizione del fluido, per il modello stazionario è stato scelto di semplificare la composizione dell’EGR considerandola non una miscela di gas come sarebbe propriamente corretto fare ma bensì come sola anidride carbonica. Una scelta del genere è da considerare corretta visto lo scopo del flussaggio del modello stazionario, ovvero quello di collaudare e verificare che: fisicamente con le condizioni al contorno imposte, il modello rispecchi il fenomeno e che tali soluzioni abbiano senso fisico.
6. Il flusso avviene in condizioni di segregazione, quest’ipotesi implica che le variazioni di temperatura nel fluido in esame durante la simulazione rimangano contenute

Nel seguito si passa a spiegare le deduzioni indotte dalle ipotesi sopra elencate, in particolare per quanto concerne l’ipotesi (2), questa risulta influente se verificata sull’andamento della densità, che infatti può essere ritenuta costante nel volume di controllo, o meglio le sue variazioni sono trascurabili; circa l’ipotesi (3) di turbolenza del flusso questa viene ragionevolmente supportata dal valore del numero di Reynolds, inoltre a priori non è possibile calcolare il numero di Reynolds per ogni elemento e per ogni velocità caratteristica del fluido nel condotto, rispetto alla sezione attraversata, tuttavia è possibile considerare un numero di Reynolds medio computato a partire dalla velocità media del flusso e dalle caratteristiche geometriche del condotto.

Il modello usato per descrivere il fenomeno della turbolenza è il modello K-Epsilon che risolve le equazioni del trasporto per l’energia cinetica del moto turbolento  $K$  e per il rapporto di dissipazione della turbolenza  $\epsilon$ . L’approccio utilizzato per supportare questo modello suggerito inizialmente da Rodi, rappresenta un’alternativa all’approccio con basso numero di Reynolds e che può essere utilizzato nello spessore governato dalle forze viscosse: in questo approccio il calcolo è separato per i due spessori, nello strato di fluido prossimo alla parete, il rapporto di dissipazione della turbolenza  $\epsilon$  è la viscosità

turbolenta sono parametri specificati come funzione della distanza dalla parete; i valori di  $\epsilon$  nello spessore di fluido vicino alla parete vengono sostituiti dai valori computati lontano dalla parete; mentre l'equazione per l'energia cinetica turbolenta  $\kappa$  è risolta su tutto il volume di fluido, l'esplicito calcolo di  $\epsilon$  e  $\mu$  rende l'approccio usato ugualmente valido rispetto al metodo della funzione di smorzamento fornendo dei risultati ugualmente buoni o addirittura migliori. Ipotesi (4) sul modello di turbolenza Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS), questo modello consente di chiudere il sistema di equazioni di equazioni del trasporto: ipotizzando che questo sistema di equazioni sia governato dalle grandezze medie del flusso. Per ottenere il sistema di equazioni del trasporto RANS, ogni variabile è decomposta istantaneamente nella sua componente media e nella sua fluttuazione. Per un modello transitorio questo approccio può essere pensato come media nel tempo, mentre per un'analisi in transitorio può essere concepita come un insieme di soluzioni ripetute e mediate per un medesimo istante temporale.

Equazione di Navier-Stokes scritta come equazione di Reynold-Averaged-Navier-Stokes:

$$\rho \frac{D\bar{v}}{Dt} = -\nabla p + \nabla^2 \bar{v} - \nabla \cdot \overline{\rho v'v'}$$

Dove:

$\rho$  è la densità del fluido

$v$  è la velocità del fluido

$v'$  è la fluttuazione della velocità

L'ipotesi (5) avanzata circa la composizione del fluido può essere ritenuta corretta visto che lo scopo del modello in stazionario non è quello di andare a descrivere la fluidodinamica completa del collettore di aspirazione, ma di andare a valutare se una volta raggiunte le condizioni di regime di funzionamento le caratteristiche del fluido siano costanti e l'andamento delle grandezze fisiche che descrivono il fenomeno sia pressoché costante, ovvero che il sistema si trovi in un punto di equilibrio termofluidodinamico, tale che si possa avvallare l'ipotesi di stazionarietà del sistema. Quindi questo modello serve a verificare che le condizioni al bordo e le prime variabili inserite consentano al sistema di convergere e stabilizzarsi raggiungendo una soluzione dopo un certo numero di iterazioni.

### 3.2.4 Impostazioni della simulazione

Le impostazioni della simulazione ancora da definire riguardano in particolare il numero di cicli da effettuare prima che il modello raggiunga la convergenza e si stabilizzi; inizialmente il numero di cicli della simulazione è stato impostato su 500, tuttavia dopo una prima simulazione è stato possibile valutare che con 500 cicli il modello non ha raggiunto la convergenza motivo per cui è stato scelto un numero di cicli superiore pari a 600. Dopo questa seconda simulazione è stato possibile constatare che i parametri fisici del modello si sono stabilizzati con questo numero di cicli: per tanto il modello può essere correttamente usato per uno studio in transitorio.

## 3.3 Risultati del modello stazionario

Nel seguito sono rappresentati i risultati ottenuti illustrati graficamente in delle sezioni significative della geometria analizzata, in queste immagini sono significativi i risultati in termini di pressione campo di velocità e distribuzioni di EGR che in questa prima fase di flussaggio del modello è stata assunta uguale alla frazione in volume di CO<sub>2</sub>

### 3.3.1 *Pressione e velocità nel modello stazionario*

Nelle immagini seguenti (dalla 3.11 alla 3.17) sono raffigurati i risultati in termini di pressione per il caso I e per il caso II, si può osservare che gli andamenti del campo di pressione risultano uguali per entrambi i casi con qualche lieve differenza a livello locale, si possono notare delle zone di leggera depressione in corrispondenza dell'imbocco del condotto dell'aria nel collettore ed in corrispondenza dell'imbocco degli in-run . E' inoltre possibile notare nel campo di pressione grazie alla sezione nel piano [X-Z] come la presenza della pipetta ne causi un innalzamento seppur lieve legato alla pressione esercitata dal fluido in ingresso, motivo per cui le particelle di gas devono necessariamente deviare, fenomeno che provoca una riduzione di pressione ed un aumento della velocità nella parte del condotto in cui non vi è l'ingombro della pipetta e sulle pareti laterali della pipetta stessa, come è possibile notare dalla sezione diametrale

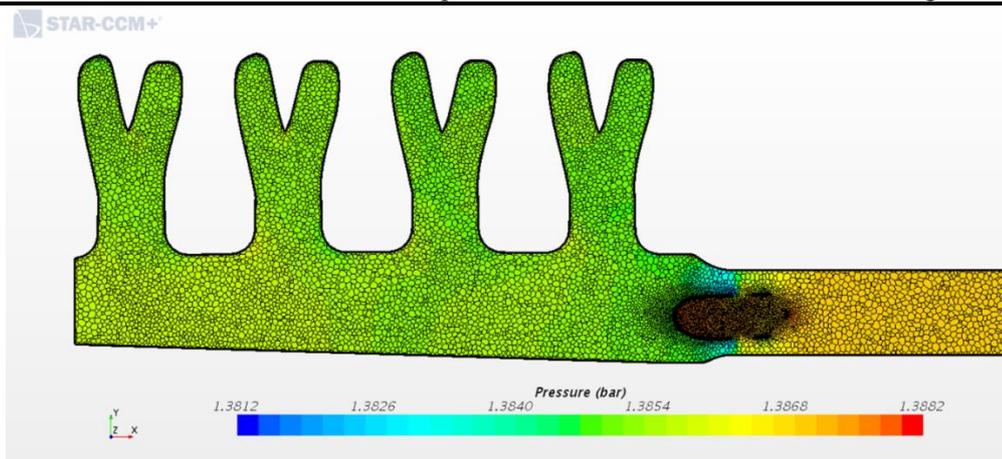


Figura 3.10 andamento della pressione nel piano X-Y (caso I)

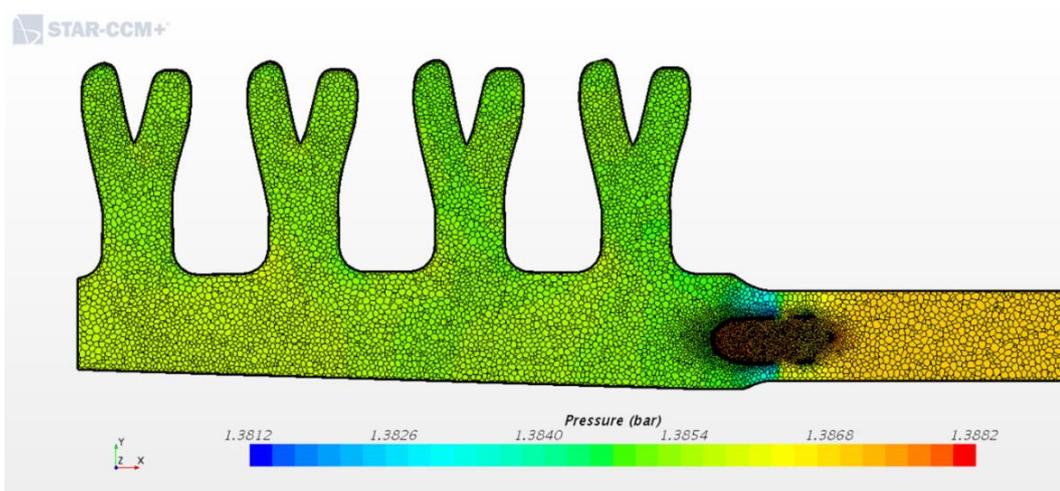


Figura 3.11 andamento della pressione nel piano X-Y (caso II)

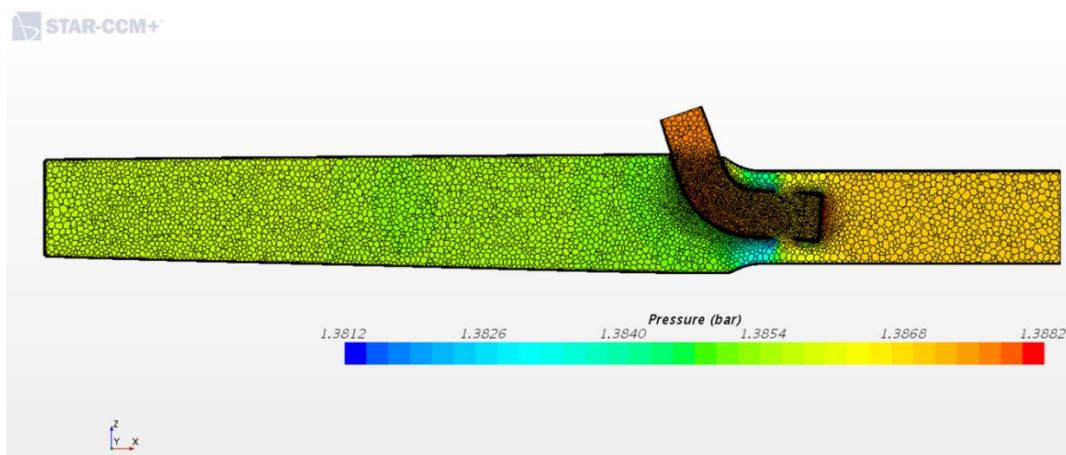


Figura 3.12 andamento della pressione nel piano X-Y (caso I)

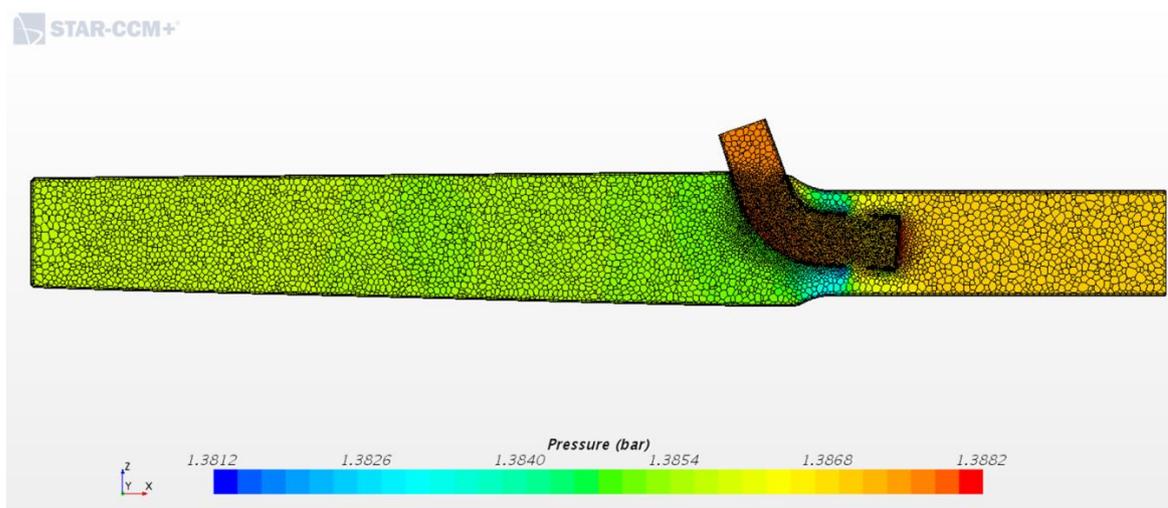


Figura 3.13 andamento della pressione nel piano X-Z (caso II)

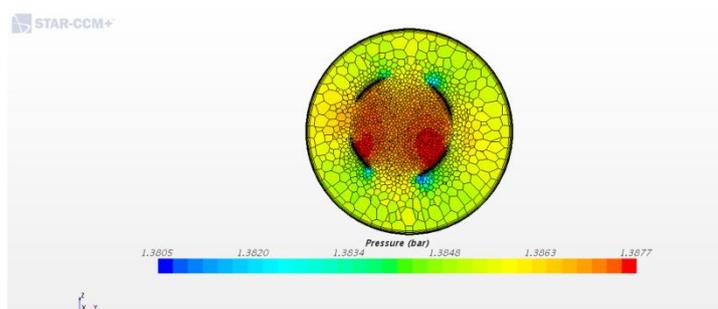


Figura 3.14 andamento della pressione nel piano diametrale (caso I)

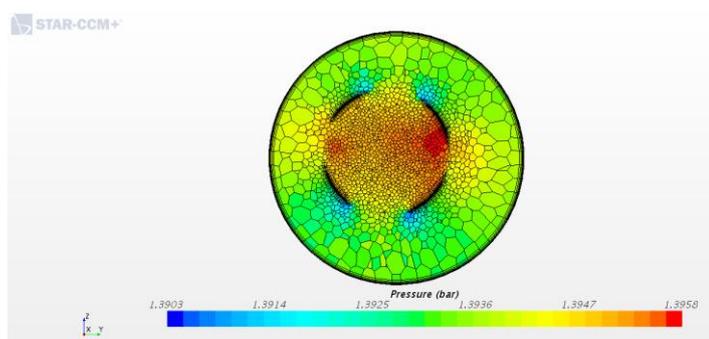


Figura 3.15 andamento della pressione nel piano diametrale (caso II)

Le affermazioni precedenti sono ancora più evidenziate notando l'andamento del capo di velocità i cui picchi si raggiungono in prossimità della parete dove al restringersi della sezione di passaggio per rispettare la continuità la velocità del fluido deve aumentare ed inoltre supponendo il flusso adiabatico e non essendoci elementi che produco o richiedono energia è possibile scrivere l'equazione di conservazione dell'energia in forma euleriana, da cui consegue che l'energia di pressione si trasforma in energia cinetica a meno della parte dissipata per attrito del fluido con la parete, questo termine può

essere considerato trascurabile in prima approssimazione, motivo per cui il gradiente di pressione nella sua componente x viene convertito in energia cinetica.

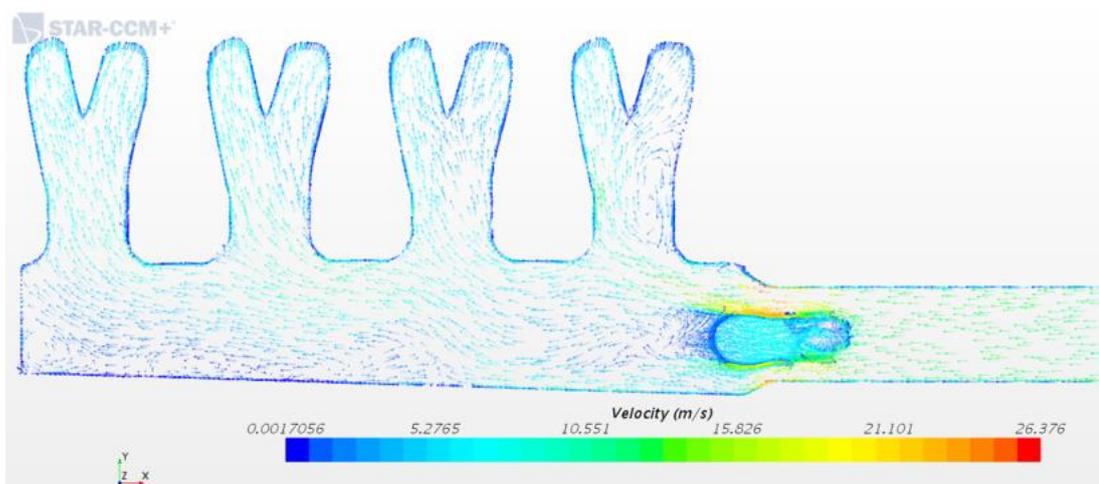


Figura 3.16 campo di velocità nel piano X-Y (caso I)

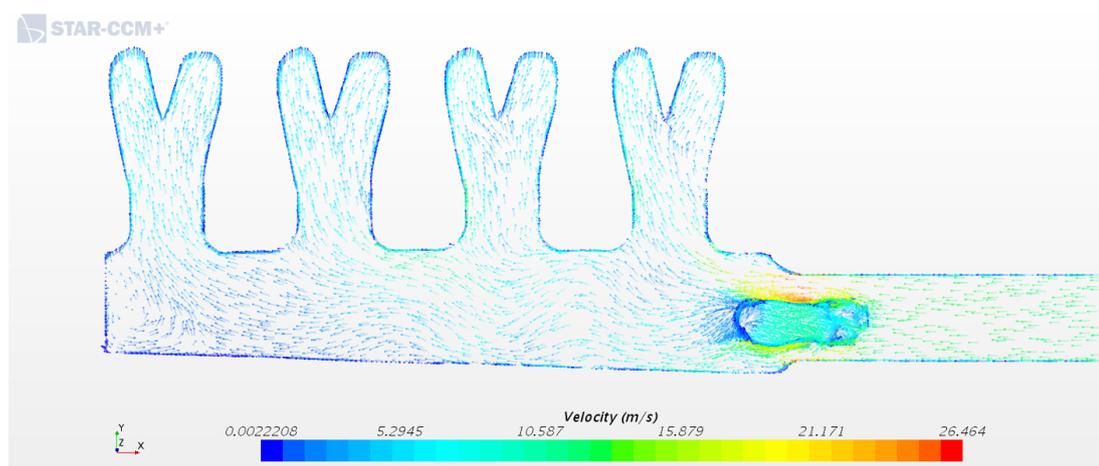


Figura 3.17 campo di velocità nel piano X-Y (caso II)

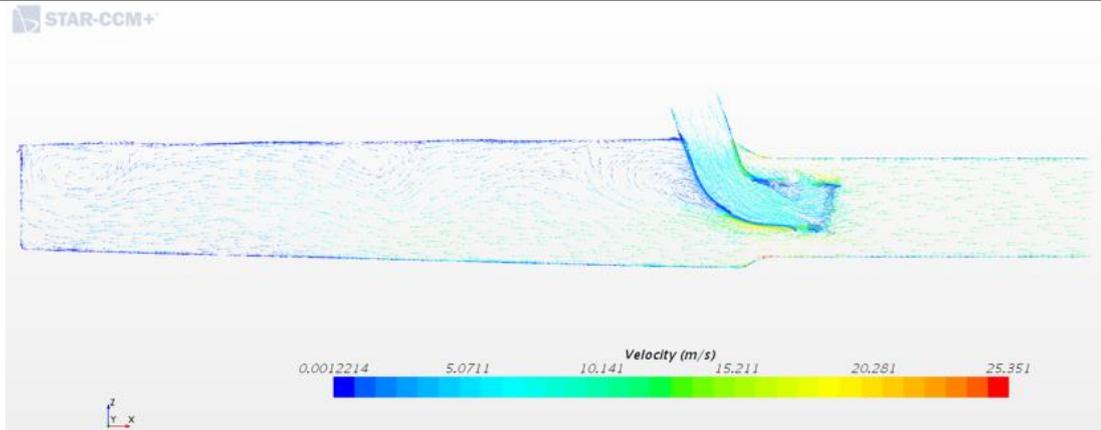


Figura 3.18 andamento della velocità nel piano X-Z (caso I)

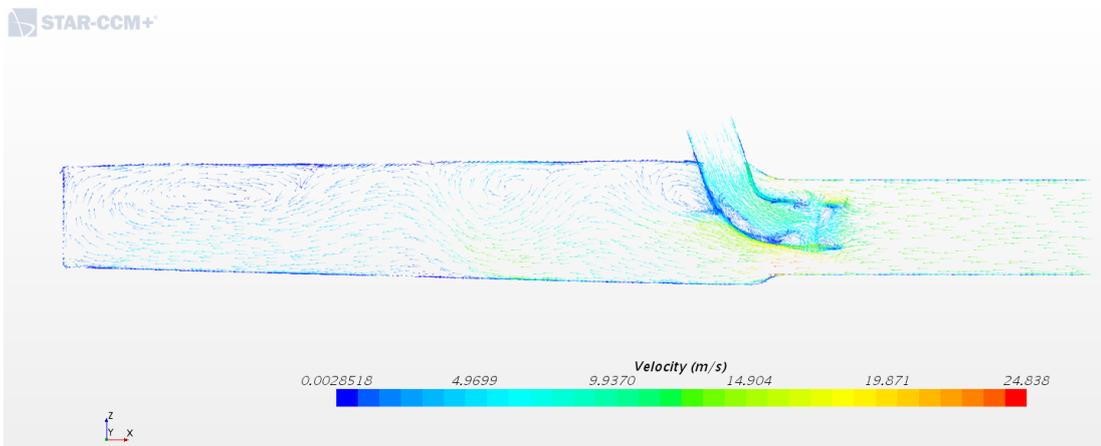


Figura 3.19 andamento della velocità nel piano X-Z (caso II)

## ***4. Capitolo: Co-simulazione***

### **4.1 Predisposizione del modello 3D all'accoppiamento**

Per predisporre il modello 3D all'accoppiamento così come per il modello 1D è stato necessario effettuare delle modifiche al modello costruito per il flussaggio in stazionario prima di arrivare all'accoppiamento, questo processo può essere suddiviso nelle seguenti fasi:

- Variazioni sul modello geometrico
- Variazioni sui boundaries e sul modello fisico
- Impostazione dei parametri
- Preparazione del post processing

#### ***4.1.1 Variazioni sul modello geometrico***

Per stabilizzare la soluzione della co-simulazione è necessario estendere i condotti di ingresso ed uscita, l'allungamento desiderato è proporzionale al rapporto L/D del condotto; in particolare per realizzare questa variazione è stato utilizzato l'estrusore fornito da STAR CCM+, la mesh di questa parte dei condotti è stata semplificata, i prismi costruiti sono a base rettangolare la discretizzazione è meno fine di quella utilizzata per il volume completo del corpo importato.



*Figura 4.1 geometria del modello transitorio*

### **4.1.2** *Variazioni sulle regioni e sul continuo*

Le variazioni fatte sul modello fisico possono essere suddivise in due gruppi principali:

1. Le variazioni fatte sulle regioni
2. Le variazioni fatte sul modello fisico

La creazione dei volumi con l'estrusore è affiancata dalla creazione di entità di superficie che consentano il flusso di materia denominati baffles, questi oggetti costituiscono un'interfaccia tra due superfici appartenenti rispettivamente al manifold ed al volume estruso che coincidono e sono caratterizzate da permeabilità rispetto al flusso che attraversa il collettore essendo appunto la sezione di uscita del condotto fisico.

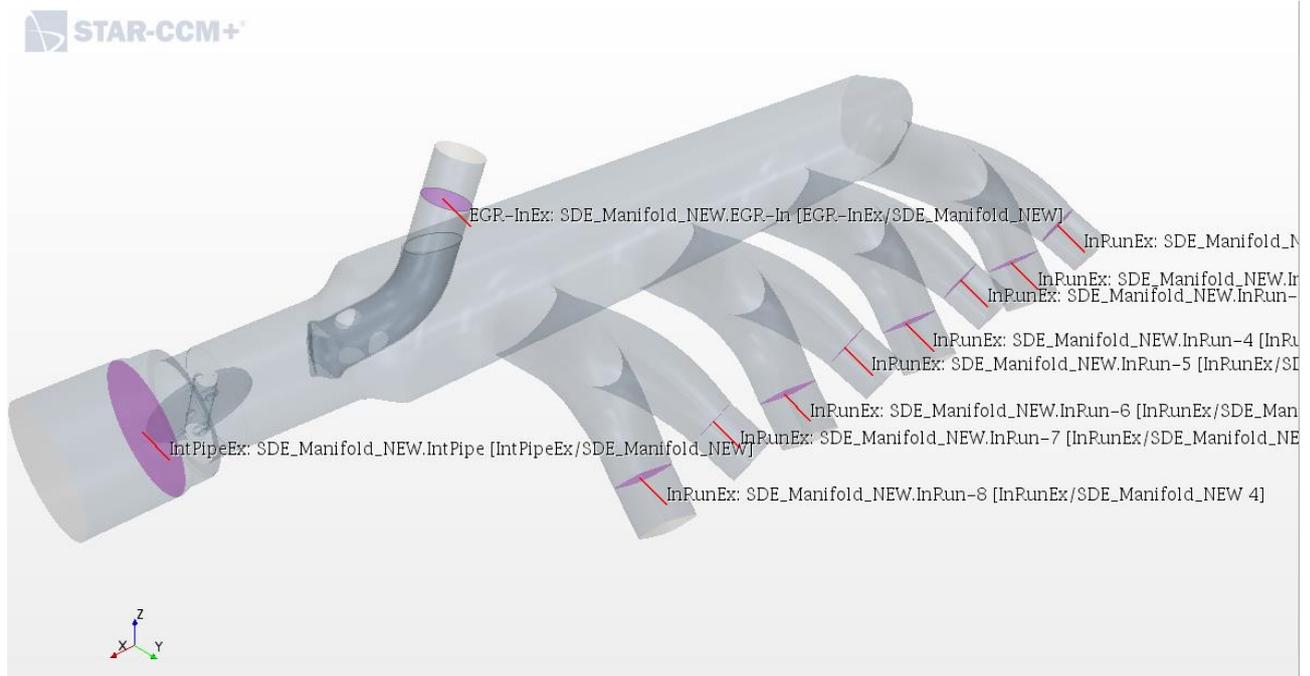


Figura 4.2 sezioni attraverso cui c'è flusso di massa nella geometria non estruse

In secondo luogo le variazioni sul modello fisico consistono prima di tutto nell'inserimento della dipendenza dal tempo ed in seguito nella selezione della co-simulazione all'interno della finestra di dialogo, specificando il software utilizzato per l'accoppiamento. Altrettanto importante la definizione del solutore utilizzato durante l'accoppiamento, di tipo esplicito in cui è necessario definire alcuni parametri. Una variazione significativa del modello fisico è rappresentata dalle specie chimiche coinvolte nella co-simulazione, in particolare all'aria ed alla CO2 utilizzata nel modello in stazionario, si aggiungono altre 5 specie per un totale di un sistema così definito:

- Prod\_o2
- Prod\_h2o
- Prod\_co2
- Lump\_N2

- Diesel-2combust
- Diesel-vap

Le ultime due specie vengono definite nel modello come “*passive scalar*” ovvero come quantità che possono essere trascurate nel modello in esame poiché non vengono coinvolte nella simulazione, tuttavia sono presenti e coinvolte nelle iterazioni del modello 1D. L’inserimento di queste specie a sua volta comporta l’obbligo di impostare alcuni parametri fondamentali per la riuscita della simulazione.

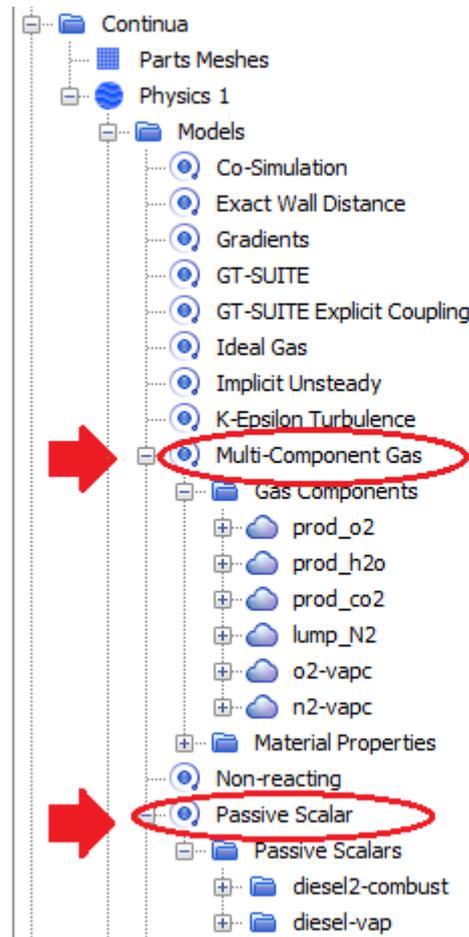


Figura 4.3 mappa delle specie chimiche presenti nella simulazione 3D

### 4.1.3 Impostazione dei parametri

La definizione dei parametri impostati per la simulazione può essere descritta dividendoli in base alle variazioni cui sono dovuti:

1. Parametri legati alle modifiche sulle regioni della superficie

## 2. Parametri legati alle modifiche apportate al modello fisico

## 3. Parametri legati alla co-simulazione

Le modifiche svolte sulle regioni di superficie del collettore si traducono nell'impostazione di parametri legati principalmente a grandezze di riferimento che definiscono le condizioni al contorno e le condizioni iniziali. In particolare i valori della pressione di riferimento di tutto il modello sono stati impostati in base ai corrispettivi ambienti nel modello 1D in maniera tale da avere le stesse condizioni al contorno sul bordo di ingresso e di uscita, questo valore della pressione di riferimento consente eventualmente di variare la pressione sui boundaries, tenendo presente che questa verrà calcolata come pressione relativa rispetto a quella assoluta fissata come riferimento. Un altro aspetto importante è legato alla temperatura del fluido in ingresso anch'essa coincide con la temperatura in uso nelle rispettive controparti del modello 1D. Altro aspetto rilevante, che deve senz'alcun dubbio collimare con le condizioni in uso nel modello 1D, è quello relativo alle caratteristiche della turbolenza, descritte da una coppia di parametri settabili nelle condizioni iniziali (eventualmente su ogni bordo della superficie laddove lo si desidera), che in base al modello scelto richiedono di specificare lo spessore di strato limite e l'intensità della turbolenza. Per quanto riguarda il modello 3D sono distinguibili tre zone del fluido caratterizzate sicuramente da campi di turbolenza di intensità diversa:

- Ingresso dell'aria
- Ingresso EGR
- Uscita aria ed EGR

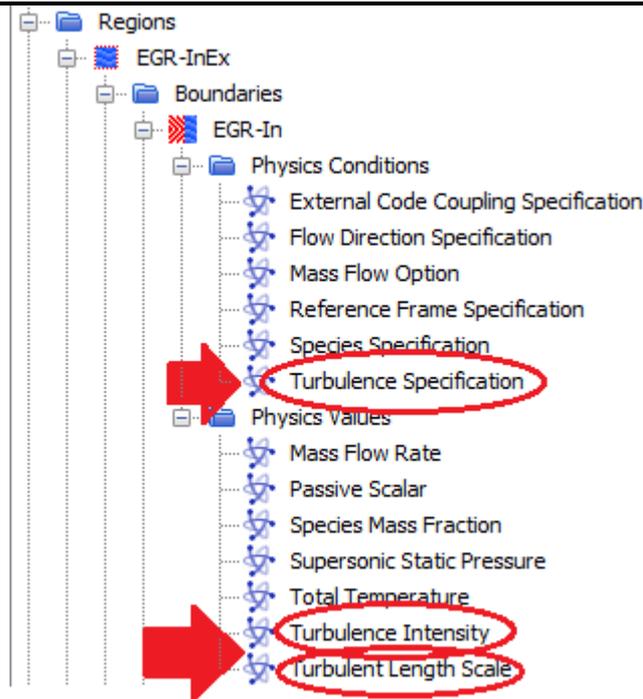


Figura 4.4 condizioni al contorno per l'ingresso EGR

Lo spessore dello strato limite è stato assunto costante sui bordi sopra elencati, aspetto che evidenzia ulteriormente come l'intensità della turbolenza possa influenzare il campo di moto ed il mescolamento dei fluidi presenti nell'ambiente considerato, a parità di spessore dello strato limite.

La seconda serie di parametri è legata alla variazione del modello fisico, in particolare alle impostazioni del "physics continua", variate o aggiunte per completare la descrizione del fenomeno fisico che sarà oggetto del calcolo della simulazione (figura 4.5). Un parametro molto importante è legato alla composizione della miscela di gas che si considera nel collettore, un vettore costituito dalle percentuali in massa della miscela nell'istante iniziale definisce il rapporto nel volume considerato. Oltre a definire la composizione del fluido nel collettore è necessario definire le proprietà dei materiali, questo è possibile importando il contenuto di un file prodotto da GT-POWER al fine di conservare le medesime proprietà utilizzate nel modello 1D.

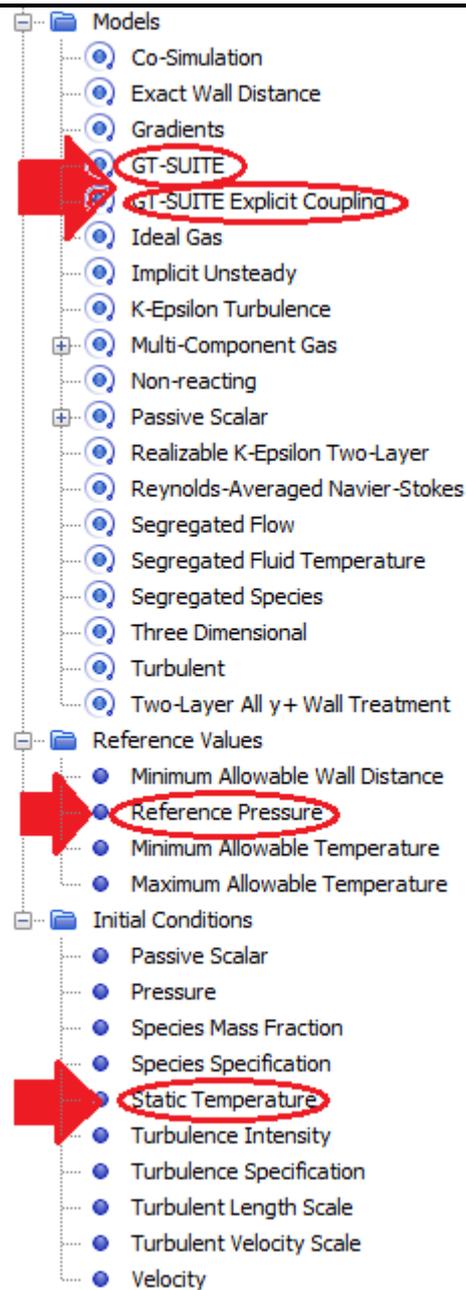


Figura 4.5 impostazione dei parametri nel “continua”

---

Infine è necessario impostare i parametri legati alla co-simulazione, questi parametri direttamente connessi al ciclo in accoppiamento. Molto importante è la scelta del passo di discretizzazione temporale, utilizzato per risolvere il modello 3D determinato algebricamente a partire da alcuni dati fondamentali:

$$time\ step = \frac{1}{\omega_{motore} h}$$

Dove:

$\omega_{motore}$  è la velocità angolare dell'albero a camme in [rad/s]

$h$  è l'inverso della velocità di avanzamento [timestep/crankangle]

In questa formula è evidente la dipendenza dal punto motore analizzato, il time step infatti è influenzato dal numero di giri del motore.

Altrettanto importante è il parametro che esprime in numero di cicli totali in accoppiamento che sono poi quindi i cicli di iterazione che dovrà compiere il software 3D, come già specificato su GT-POWER anche su STAR CCM+ viene impostato un numero di cicli in accoppiamento pari a 10.

## 4.2 Pre-processing

Per quanto riguarda la fase di pre-processing sono stati predisposti prima del lancio della simulazione dei file che consentano di registrare la soluzione, a questo proposito è importante determinare la frequenza di campionamento dei dati, per evitare la presenza di errori legati ad un'errata scelta di questo parametro, per esempio l'aliasing. A questo proposito è stata individuata la corretta sequenza di time-step necessari alla videoregistrazione della soluzione durante l'ultimo ciclo di iterazione e i dati campionati hanno portato alla corretta rappresentazione della soluzione nella successiva fase di post-processing.

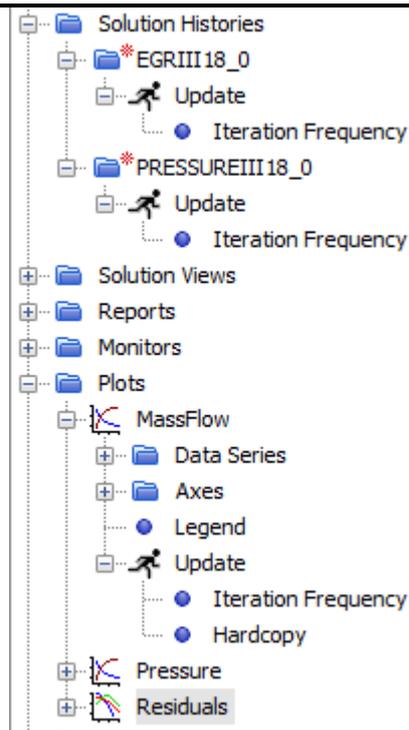


Figura 4.6 impostazioni del post processing su STAR CCM+

## 4.3 Problematiche di accoppiamento

E' possibile identificare due cause per i problemi riscontrati in fase di accoppiamento:

- Problemi legati ai software utilizzati
- Problematiche legate alla creazione di file per la scrittura della soluzione

### 4.3.1 *Problematiche legate ai software utilizzati*

Durante la fase di avvio dell'accoppiamento sono state riscontrate diverse problematiche legate alla differente natura dei due software utilizzati, in particolare è stato necessario effettuare diversi downgrade per il lancio delle simulazioni in accoppiamento, fino a quando i due software nelle versioni utilizzate per la co-simulazione sono risultati compatibili.

## ***5. Capitolo 5: Risultati della co-simulazione***

### **5.1 Analisi delle prove di simulazione effettuate**

Nel seguito si analizzano le prove di simulazione ed i risultati ottenuti, in particolare è possibile distinguere le co-simulazioni effettuate in base ai punti motore analizzati:

- Punto 2500 rpm 8 bar di pressione media effettiva
- Punto 3000 rpm 10 bar di pressione media effettiva
- Punto 2000 rpm 4 bar di pressione media effettiva
- Punto 1500 rpm 2 bar di pressione media effettiva

Questi punti operativi sono stati scelti perché rappresentano delle zone chiave nel piano motore, ovvero la zona ad alto regime di rotazione ed alto carico, la zona di pieno carico ad alti regimi di rotazione, la zona a medio carico e medio regime di rotazione, zona a basso carico e a basso regime di rotazione. Per ognuno dei punti operativi è stata eseguita una carrellata di simulazioni al variare del grado di EGR, per ogni punto motore è stato poi effettuato un confronto al variare dei regimi di EGR degli effetti ottenuti, in particolare sui parametri fluidodinamici e di funzionamento caratteristici del motore:

1. Distribuzione del grado di EGR sui diversi cilindri
2. Flusso di massa registrato in uscita dal collettore per ciascun cilindro
3. Efficienza volumetrica
4. Grandezze statistiche di post-processing che valutano l'andamento dei risultati delle simulazioni CFD, rispetto alle prove sperimentali

Per iniziare la fase di post-processing dei risultati è necessario raccogliere i dati raccolti che sono disponibili sia su STARCCM+ che su GT-SUITE, in particolare i dati riguardanti l'evoluzione temporale dei parametri di funzionamento e grandezze fluidodinamiche sopra citate, sono stati collezionati e plottati sul primo software, procedendo ad una registrazione durante la simulazione che

evidenzia le variazioni del gradiente dell'EGR e della pressione nel tempo. Tramite GT-POST è stato possibile invece raccogliere le informazioni relative ad parametri riguardanti il grado di EGR il flusso di massa e l'efficienza volumetrica, per questi parametri è stato utilizzato un approccio di post-processing che valuta la dispersione dei parametri rispetto ad un valore medio e permette inoltre di comparare i risultati della prova CFD con quelli ottenuti sperimentalmente. Successivamente è stata modificata la geometria e con gli stessi parametri di funzionamento ma solo per un punto motore particolare e sono state effettuate le co-simulazioni per ogni variazione del grado di EGR, per valutare poi l'impatto sui parametri precedentemente elencati della variazione della geometria.

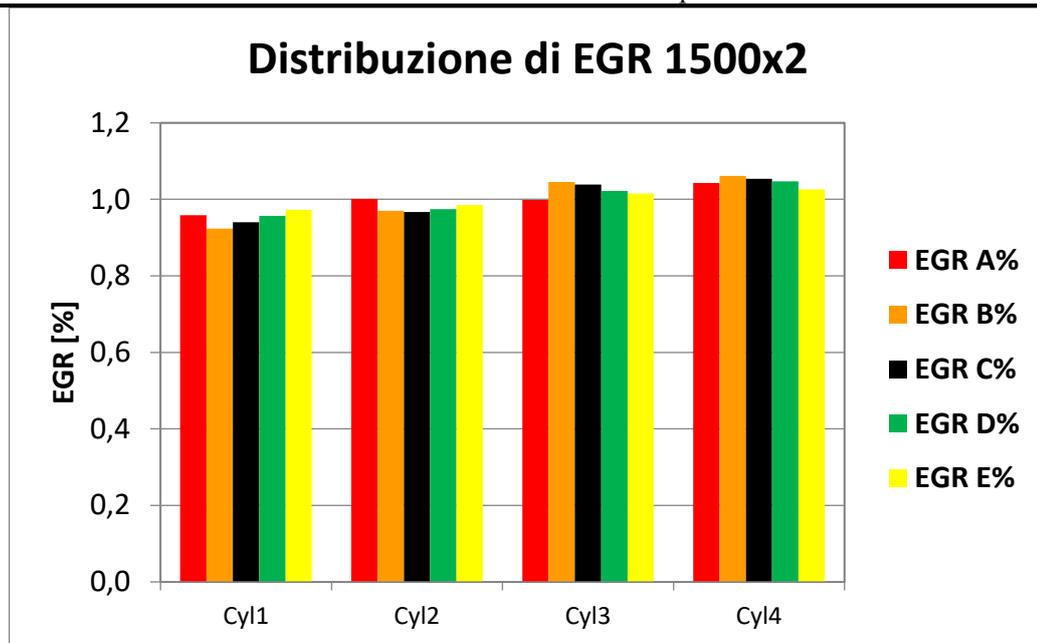
### ***5.1.1 Punto 1500 rpm per 2 bar di pme***

Per quanto riguarda il punto motore corrispondente a 1500 rpm e 2 bar di pressione media effettiva, le prove sono state effettuate per i seguenti regimi di EGR

- Regime A (basso grado di EGR)
- Regime B (basso grado di EGR)
- Regime C (medio grado di EGR)
- Regime D (medio grado di EGR)
- Regime E (alto grado di EGR)

E' necessario specificare che l'aggettivo relativo al grado di EGR fa riferimento anche al punto motore considerato. In punti motore caratterizzati da un basso carico (2 bar di pme per esempio) è utile avere una percentuale di EGR elevata per abbattere in camera di combustione le temperature e quindi ridurre la produzione di NOx che è favorita in abbondanza di ossigeno ad alte temperature per il meccanismo formazione termico, piuttosto che in condizioni operative caratterizzate da una elevata richiesta di Coppia quindi con valori di pressione media effettiva considerevoli (esempio il punto 10 bar di pme), in cui mantenere costante la percentuale di EGR (come nel caso dei 2 bar di pme) oltre a non poter garantire la coppia richiesta, inficia la combustione che a causa del tenore di EGR elevato risulta instabile.

Per la rappresentazione della dispersione del grado di EGR sui diversi cilindri, è stata calcolata la media del grado di ricircolo dei gas combusti ottenuta nella simulazione, per confrontarla con il valore nominale; è interessante inoltre osservare l'oscillazione di questa grandezza rispetto al valore medio sui diversi cilindri del motore, motivo per cui è stata valutata anche il delta rispetto alla media ottenuta e poi la deviazione standard calcolata per ogni cilindro.



*Figura 5.1 distribuzione del grado di EGR*

La distribuzione del grado di EGR è stata normalizzata è possibile notare come il cilindro 1 e il cilindro 2 per tutti i gradi di EGR registrino un valore di gas combusti ricircolati in ingresso minore o uguale al valor medio, viceversa per i cilindri 3 e 4.

Nel seguito si riporta la formula utilizzata per il calcolo del delta:

$$\Delta_i = EGR_i - \overline{EGR}_i$$

Valore calcolato per ogni punto motore per ogni percentuale di EGR. Questo valore è significativo per la rappresentazione della fluttuazione della distribuzione di EGR rispetto al valore medio.

Nel grafico successivo è rappresentato il delta rispetto al valor medio di EGR per ogni cilindro e per ogni grado di EGR.

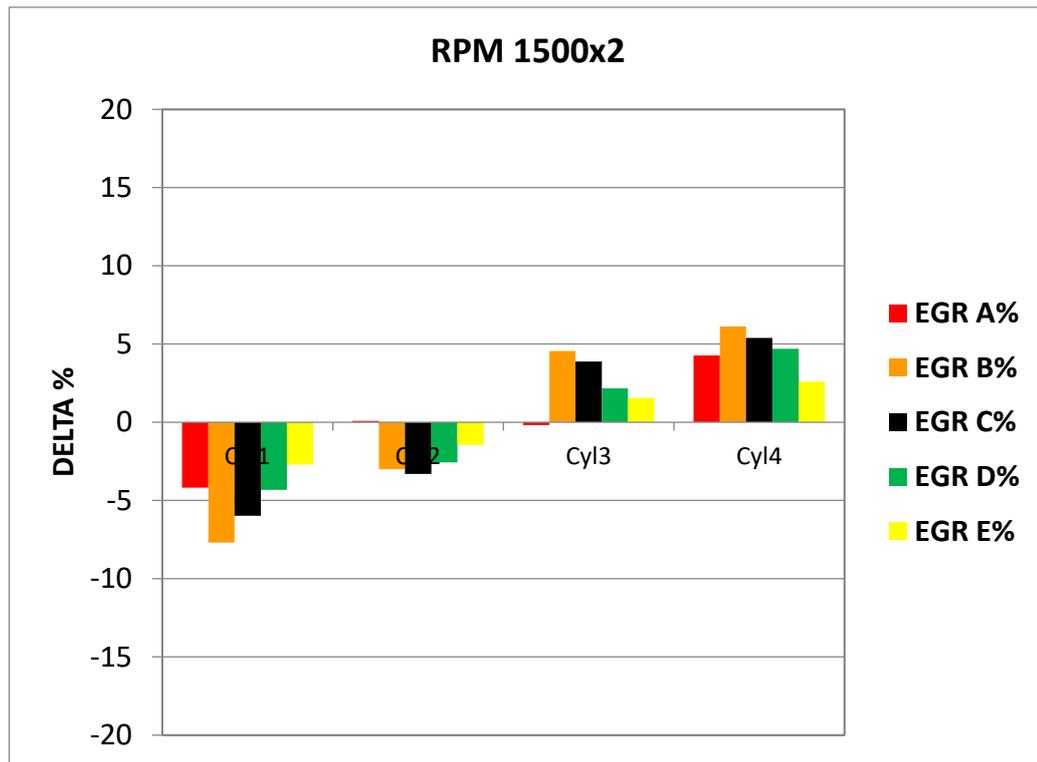


Figura 5.2 delta della distribuzione del grado di EGR

Un discorso analogo è stato condotto per la portata di massa registrata nei run del condotto di aspirazione, i dati raccolti su GT-SUITE sono stati elaborati calcolando prima media e deviazione standard rispetto ai singoli run, successivamente è stata sommata la portata di massa per i singoli cilindri ottenendo così la totalità del flusso di della miscela di gas in ingresso in ciascun cilindro, compresa parte di gas ricircolati; anche per questa grandezza è stata calcolata e media e deviazione standard.

Nel seguito si riportano le immagini relative alla portata normalizzata, dalle figure 5.3 alla 5.7

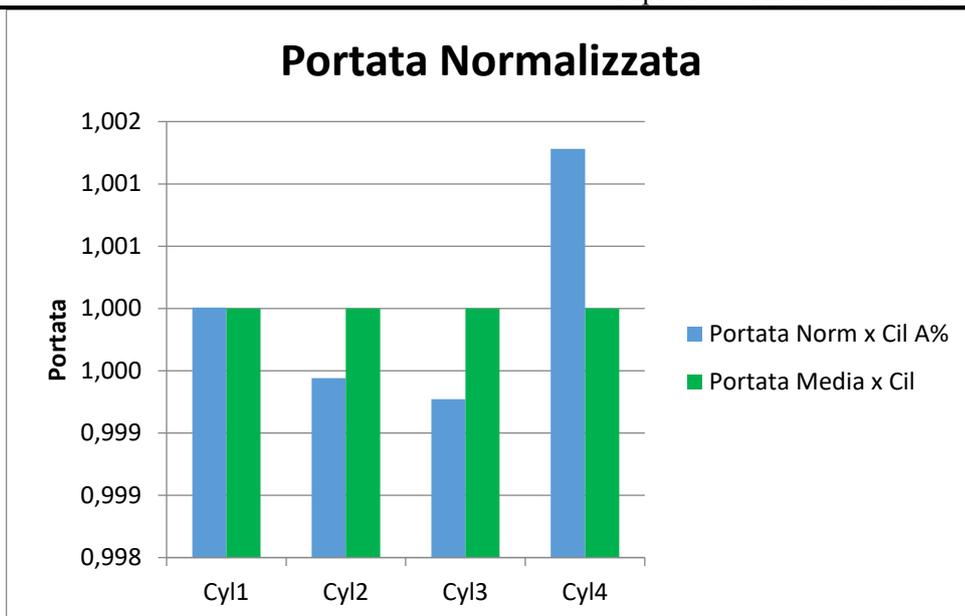


Figura 5.3

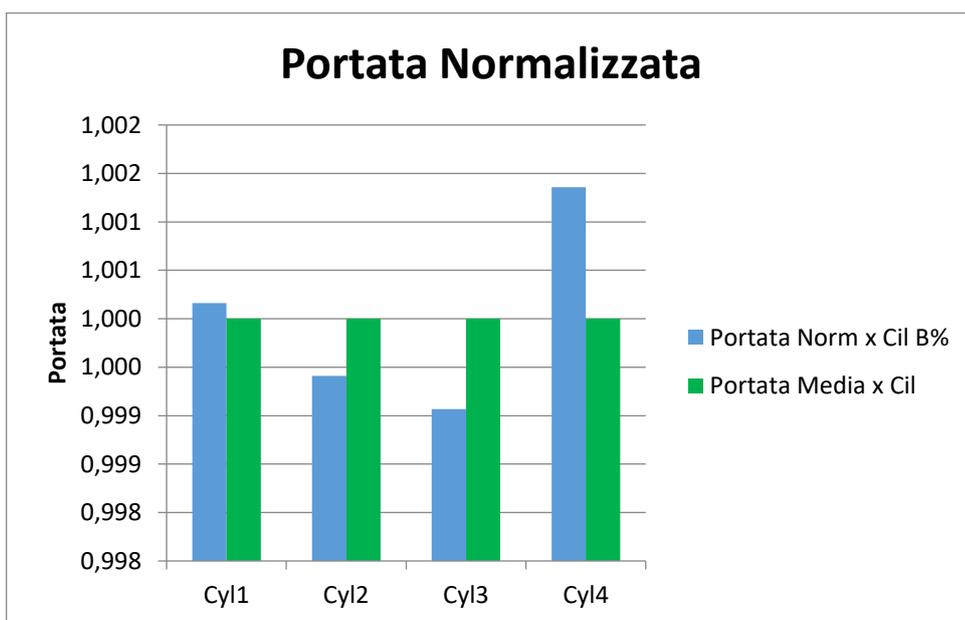


Figura 5.4

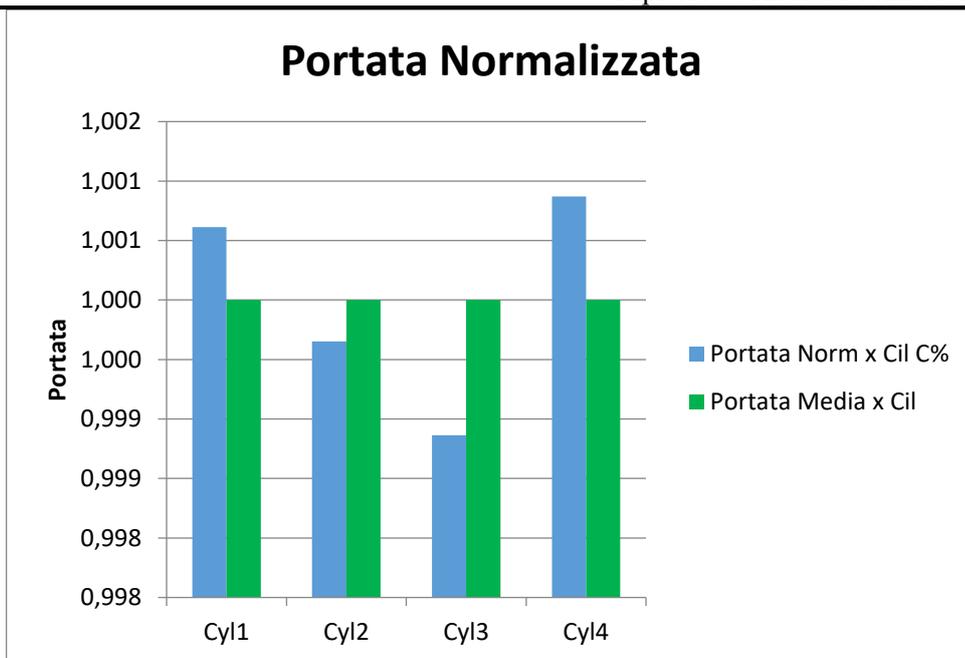


Figura 5.5

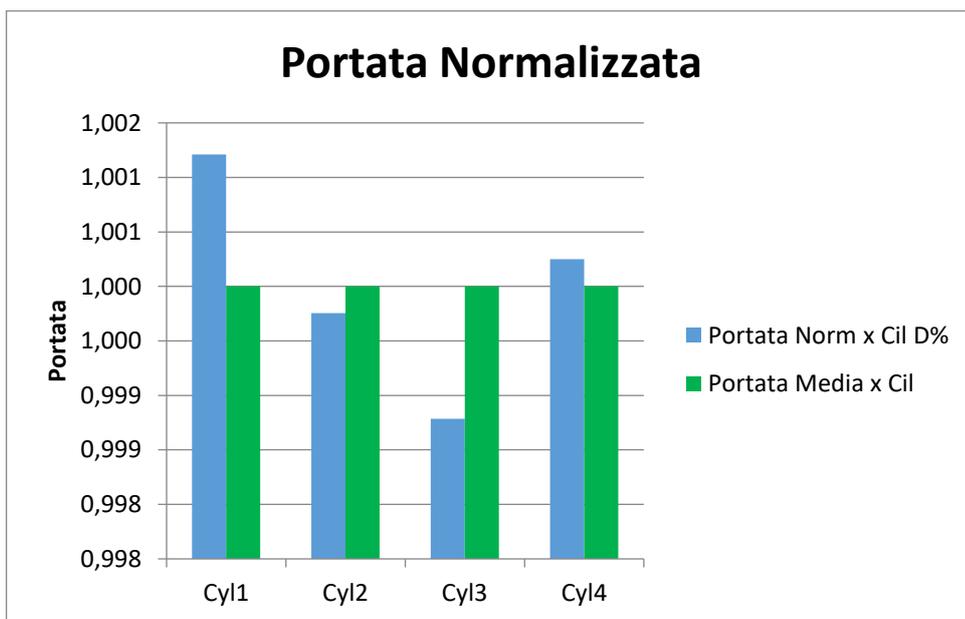


Figura 5.6

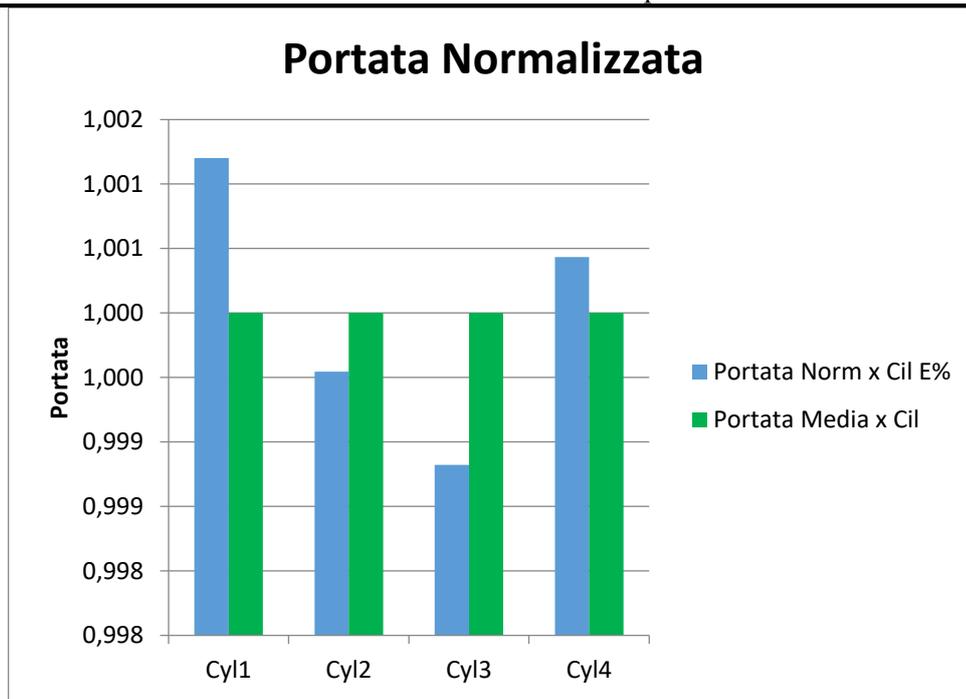


Figura 5.7

E' possibile dedurre che per tutte le percentuali di EGR riportate, i cilindri 2 e 3 ricevono un flusso di portata inferiore al valor medio mentre per i cilindri 1 e 4 la portata registrata all'uscita dai run è maggiore al valore medio.

Un altro parametro analizzato è stato l'efficienza volumetrica, calcolata rispetto alle condizioni ambiente quindi rispetto alle condizioni di aspirazione dell'aria, il valore del coefficiente di riempimento non tiene conto direttamente della quantità di EGR in ingresso nel cilindro, tuttavia può essere esplicitata la dipendenza del coefficiente di riempimento rispetto ai gas combusti riciclati, attraverso la portata volumetrica. Infatti se considerando lo stesso punto motore e la stessa percentuale dei gas combusti la portata che entra nei cilindri e l'efficienza volumetrica è possibile osservare che, poiché quest'ultima è riferita alle condizioni dell'aria dell'ambiente di aspirazione; se l'EGR decresce in un cilindro piuttosto che in un altro e la portata aumenta, ci si può aspettare che questo cilindro abbia un coefficiente di riempimento (efficienza volumetrica) più elevato essendo la portata costituita da una percentuale più elevata da aria.

Nella pagina successiva sono riportati i grafici di efficienza volumetrica normalizzati rispetto al valor medio per ciascun grado di EGR (nelle figure da 5.8 a 5.12)

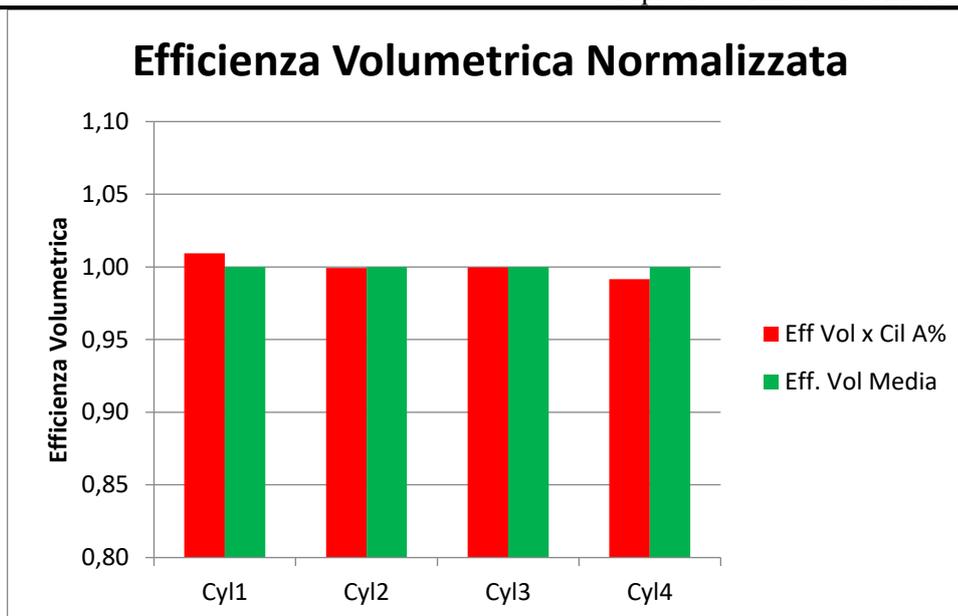


Figura 5.8

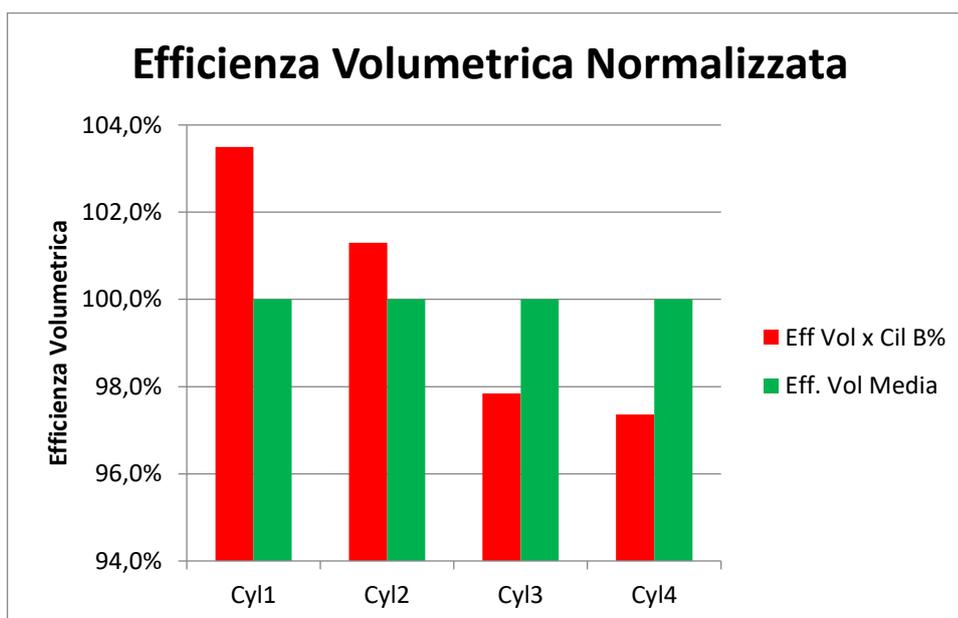


Figura 5.9

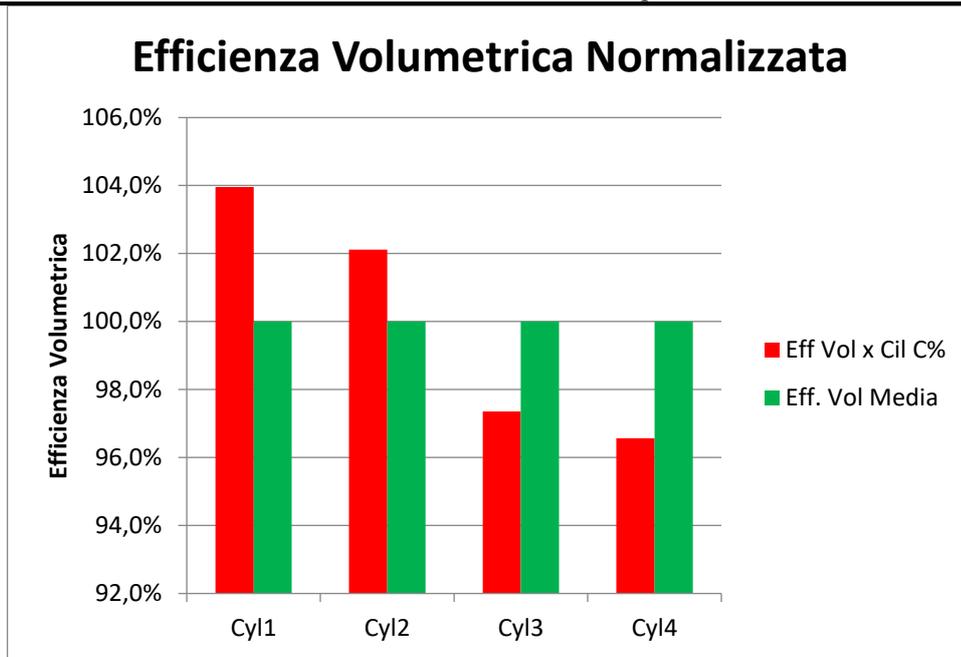


Figura 5.10

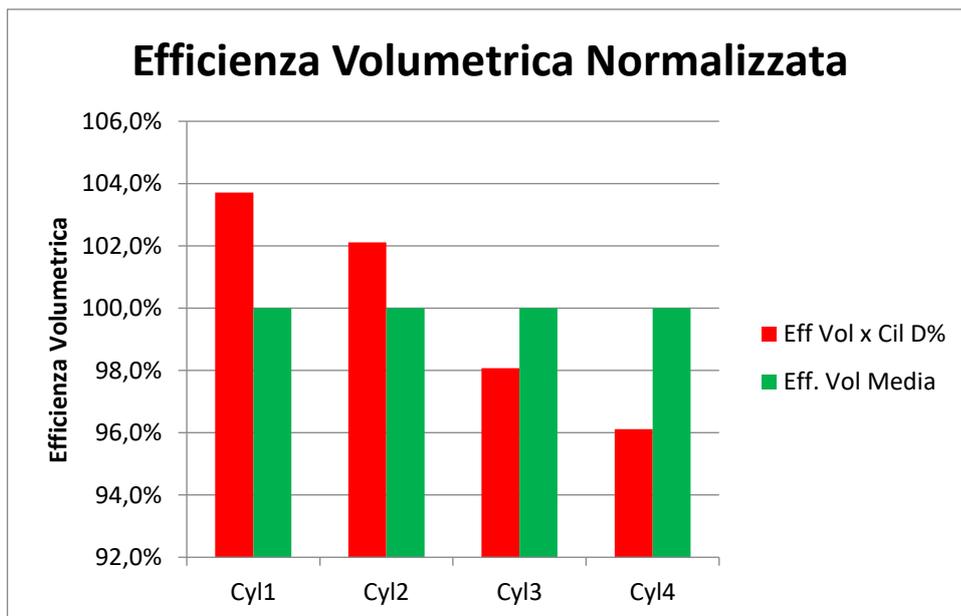


Figura 5.11

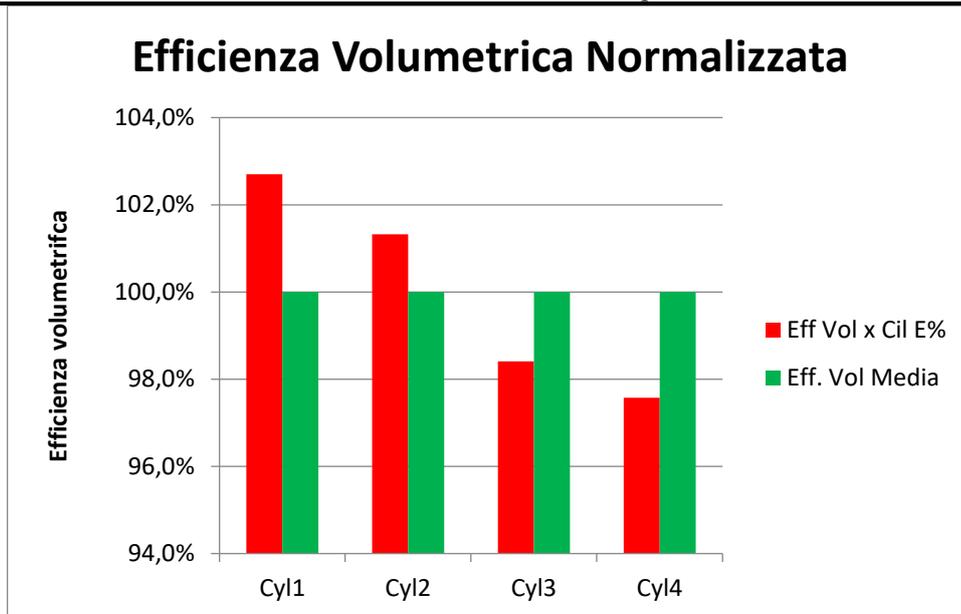


Figura 5.12

Considerando i grafici riportati nelle figure da 5.8 a 5.12 è possibile notare un'oscillazione del valore dell'efficienza volumetrica registrato nei cilindri riguardante la sola massa di aria aspirata. In particolare tenendo presente le osservazioni fatte sui dati raccolti circa la portata volumetrica, è possibile notare che eccetto il grado di EGR A tutti gli altri regimi sono caratterizzati dal fornire al cilindro 1 e 2 più aria rispetto a quanto sarebbe effettivamente richiesto e meno EGR (considerando il primo grafico in figura 5.1).

### 5.1.2 Punto 2000 rpm per 4 bar di pme

Per il punto motore corrispondente a 2000 rpm e 4 bar di pressione media effettiva, le prove sono state effettuate per i seguenti regimi di EGR

- Regime A (basso grado di EGR)
- Regime B (basso grado di EGR)
- Regime C (medio grado di EGR)
- Regime D (medio grado di EGR)
- Regime E (alto grado di EGR)

- Regime F (alto grado di EGR)

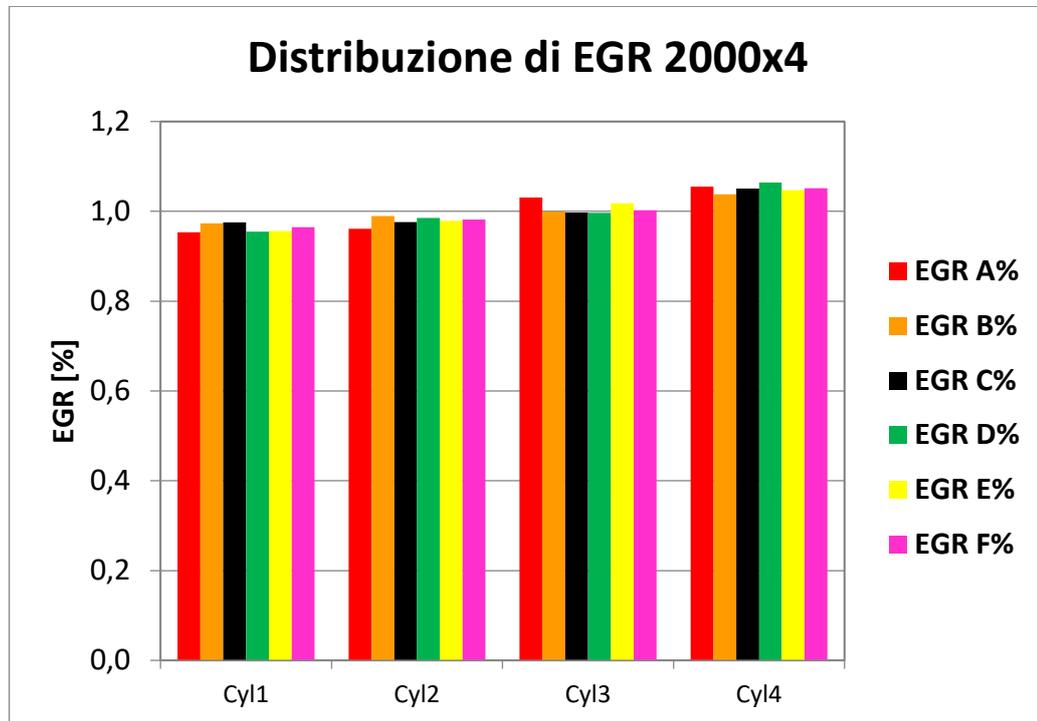


Figura 5.13

La distribuzione del grado di EGR (figura 5.13) è stata anche in questo caso normalizzata, è possibile notare come il cilindro 1 e il cilindro 2 per tutti i gradi di EGR registrino un valore di gas combusti riciccolati (come per il punto motore 1500x2) in ingresso minore o uguale al valor medio, viceversa per i cilindri 3 e 4.

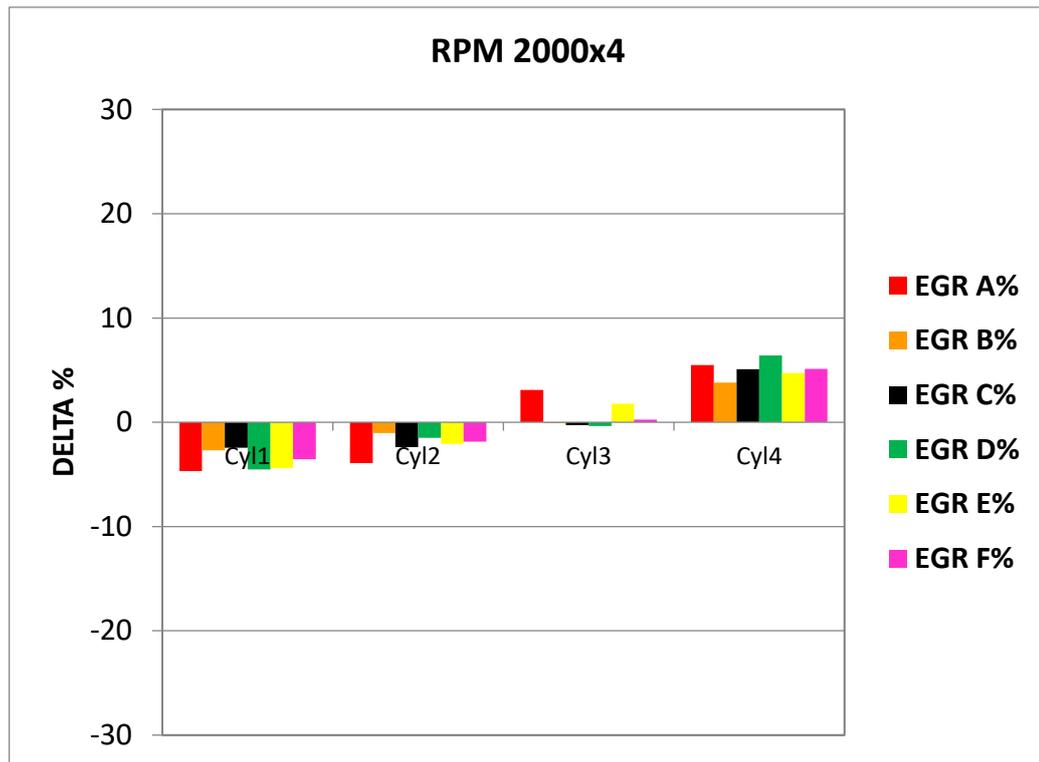


Figura 5.14

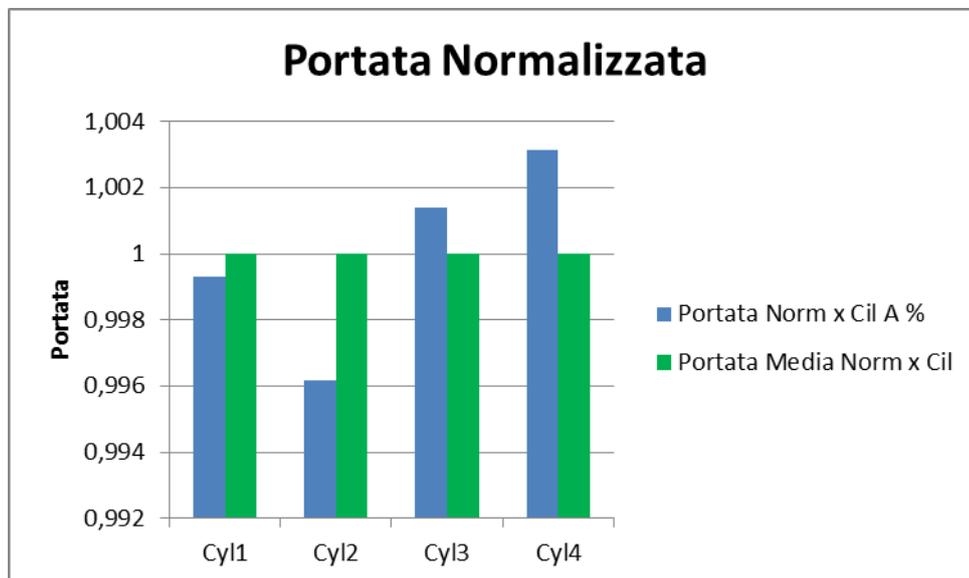


Figura 5.15

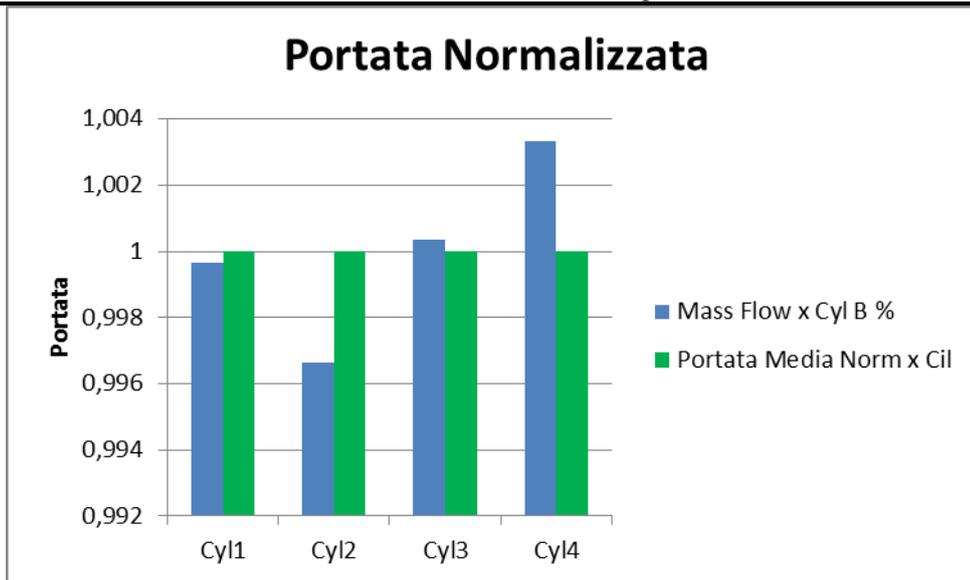


Figura 5.16

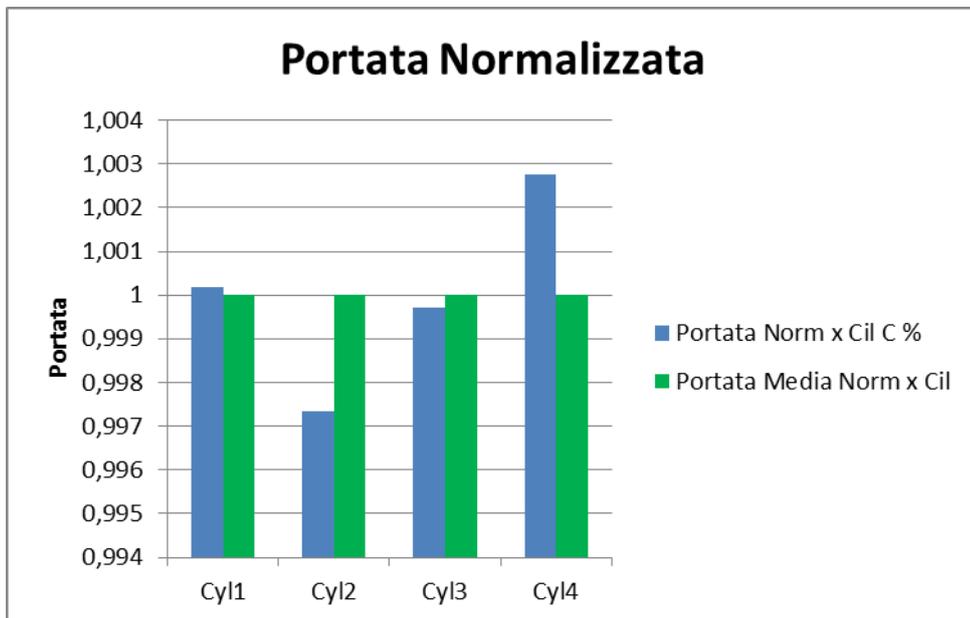


Figura 5.17

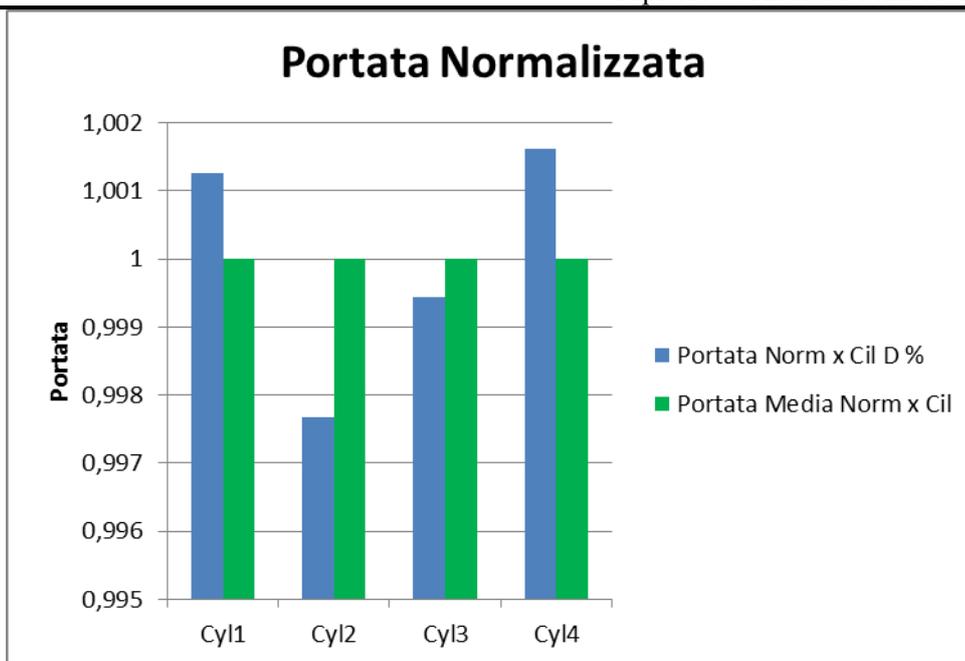


Figura 5.18

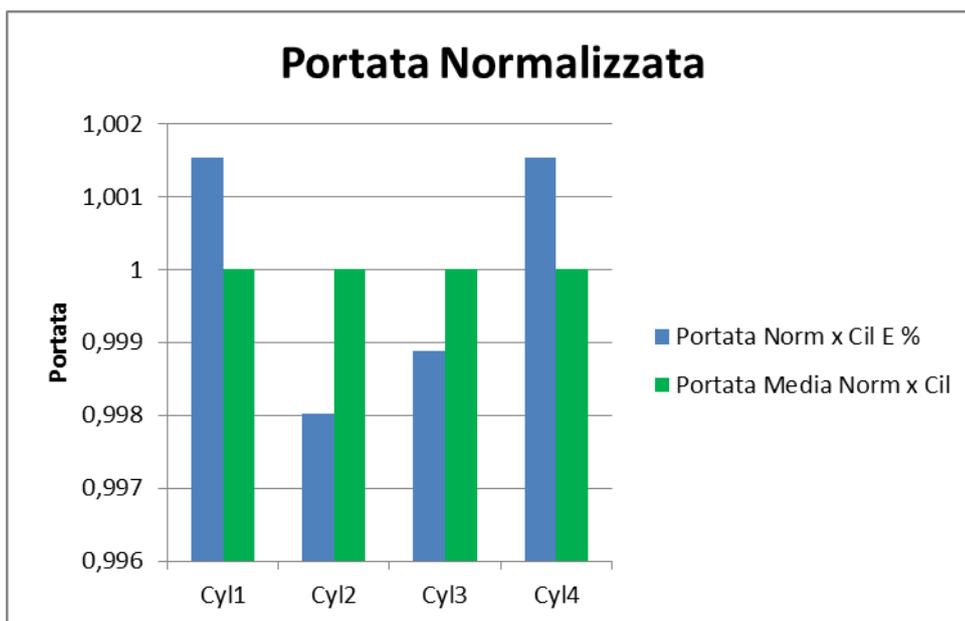


Figura 5.19

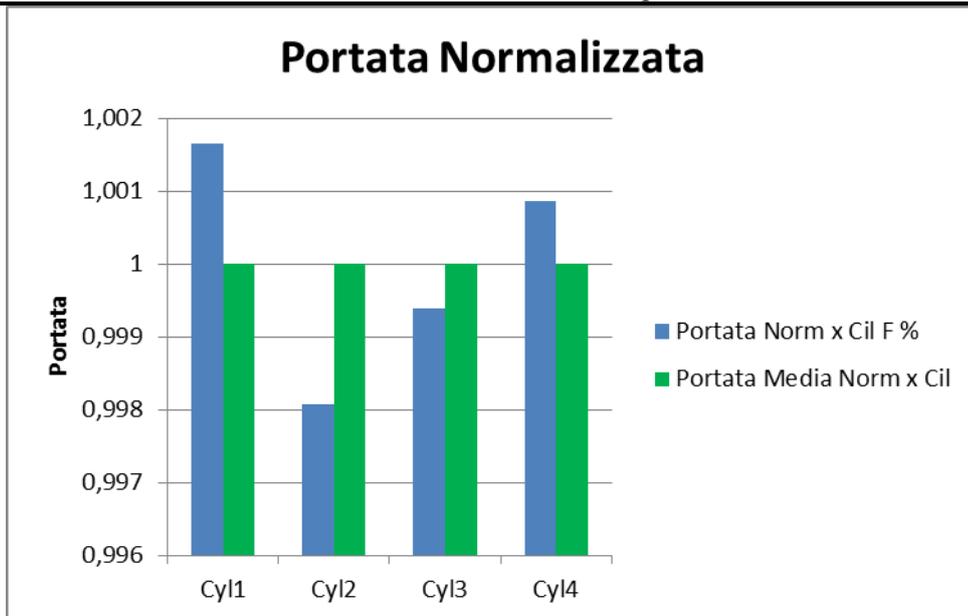


Figura 5.20

E' possibile osservare che per tutte le percentuali di EGR riportate (figure 5.15 fino a 5.20) , i cilindri 2 e 3 ricevono un flusso di portata inferiore al valor medio mentre per i cilindri 1 e 4 la portata registrata all'uscita dai run è maggiore al valore medio.

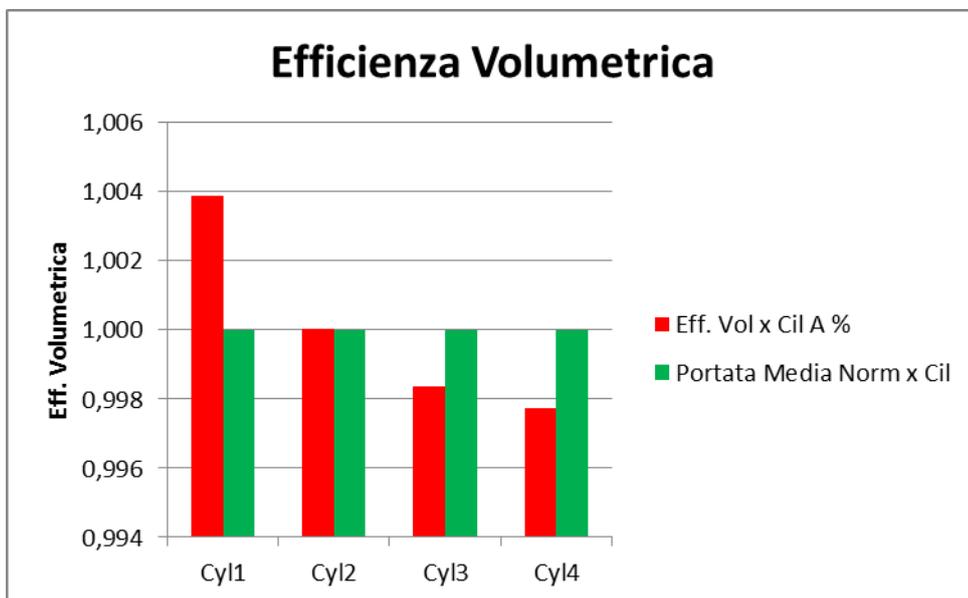


Figura 5.21

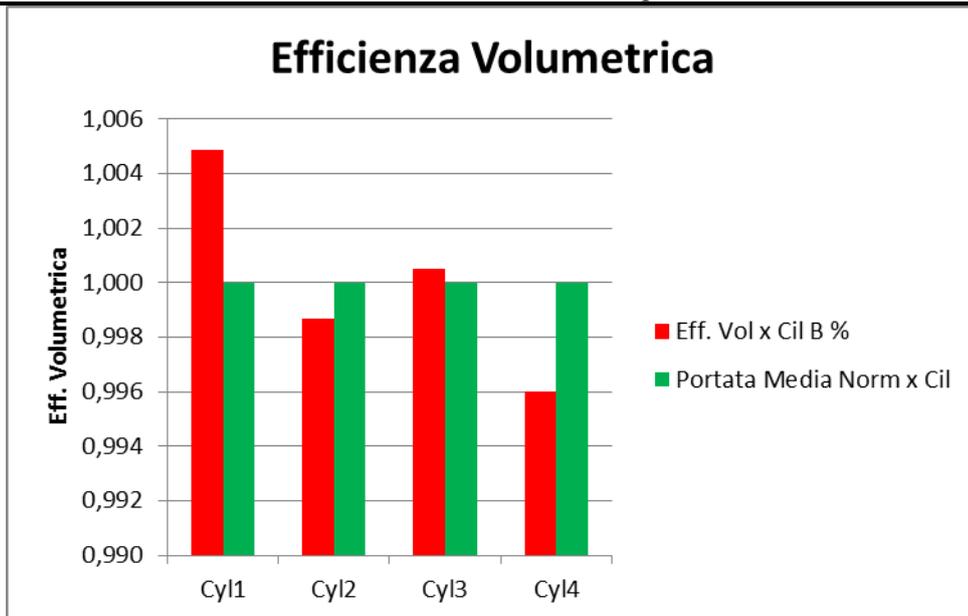


Figura 5.22

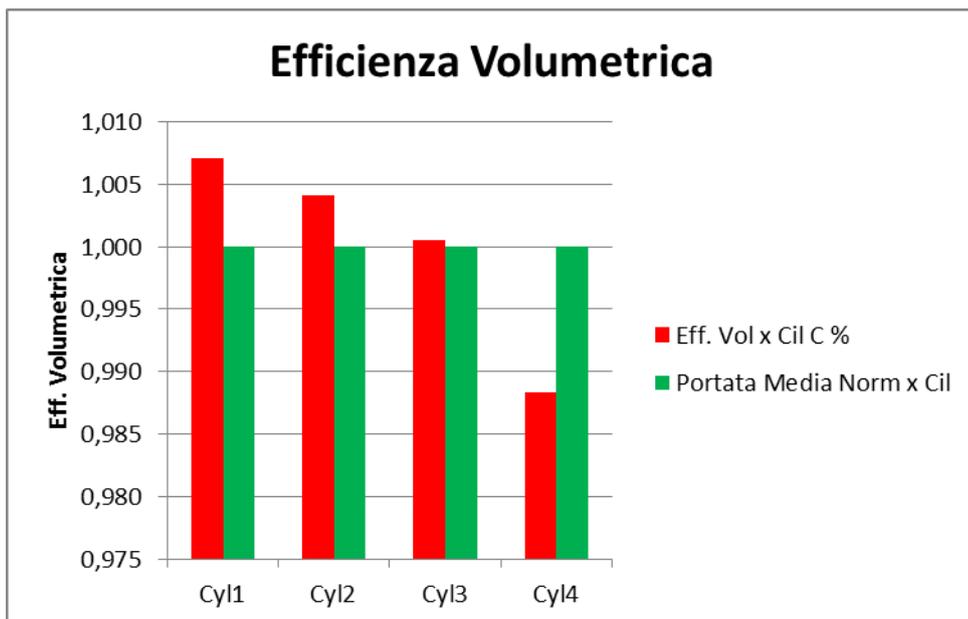


Figura 5.23

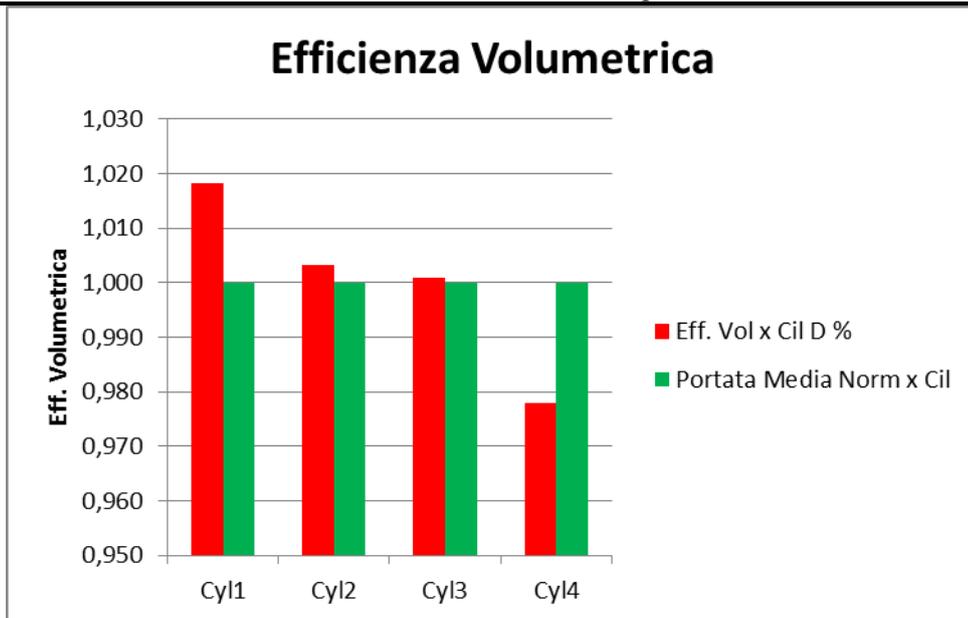


Figura 5.24

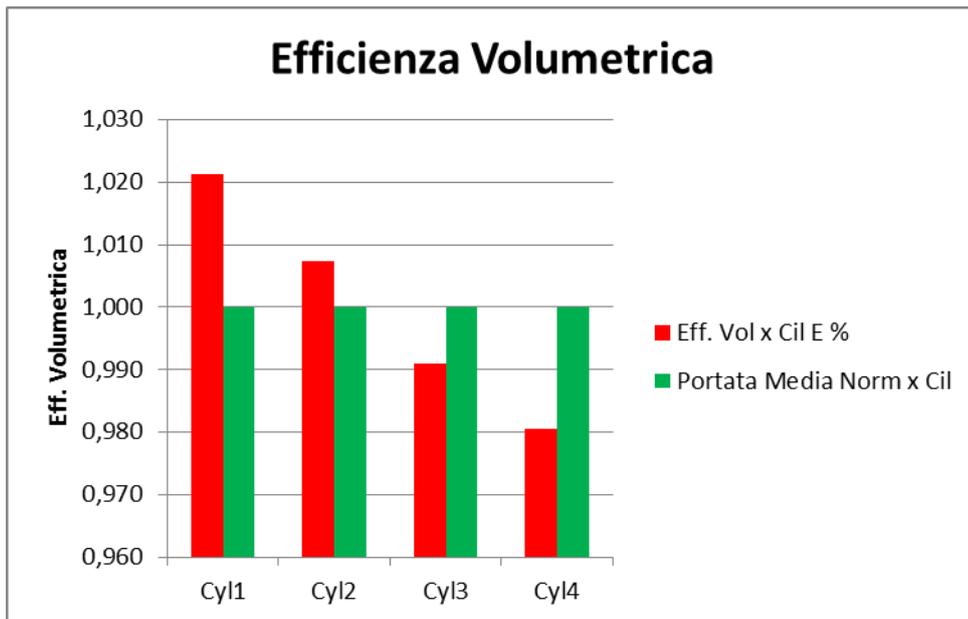


Figura 5.25

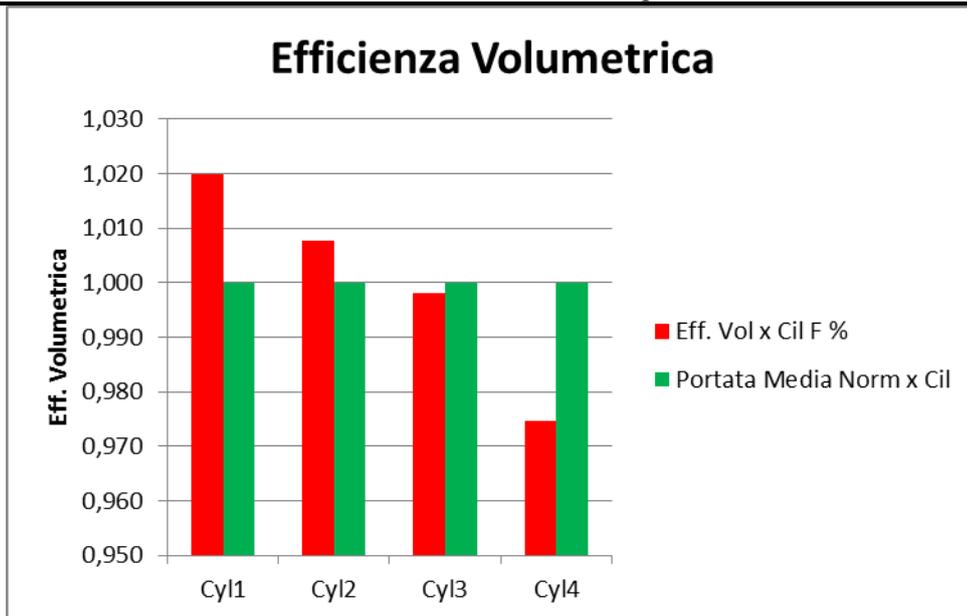


Figura 5.26

Considerando i grafici riportati nelle figure da 5.21 a 5.26 è possibile notare un'oscillazione del valore dell'efficienza volumetrica registrato nei cilindri riguardante la sola massa di aria aspirata. In particolare considerando le osservazioni circa la portata volumetrica, è possibile notare che il cilindro più penalizzato in termini di EGR è il primo poiché la portata entrante è maggiore al valore medio (idealmente distribuibile) tuttavia la percentuale di EGR in ingresso è minore (considerando il primo grafico in figura 5.13) poiché l'efficienza volumetrica è notevolmente superiore al valor medio.

### 5.1.3 Punto 2500 rpm per 8 bar di pme

Per quanto riguarda il punto motore corrispondente a 2500 rpm e 8 bar di pressione media effettiva, le prove sono state effettuate per i seguenti regimi di EGR

- Regime A (basso grado di EGR)
- Regime B (basso grado di EGR)
- Regime C (medio grado di EGR)
- Regime D (medio grado di EGR)
- Regime E (alto grado di EGR)

Nel seguito sono riportati nelle immagini in figura 5.27 e 5.28 rispettivamente i risultati ottenuti in termini di distribuzione del grado di EGR e di delta calcolato per un ciascun valore misurato rispetto al valor medio (le scale sono state tutte normalizzate).

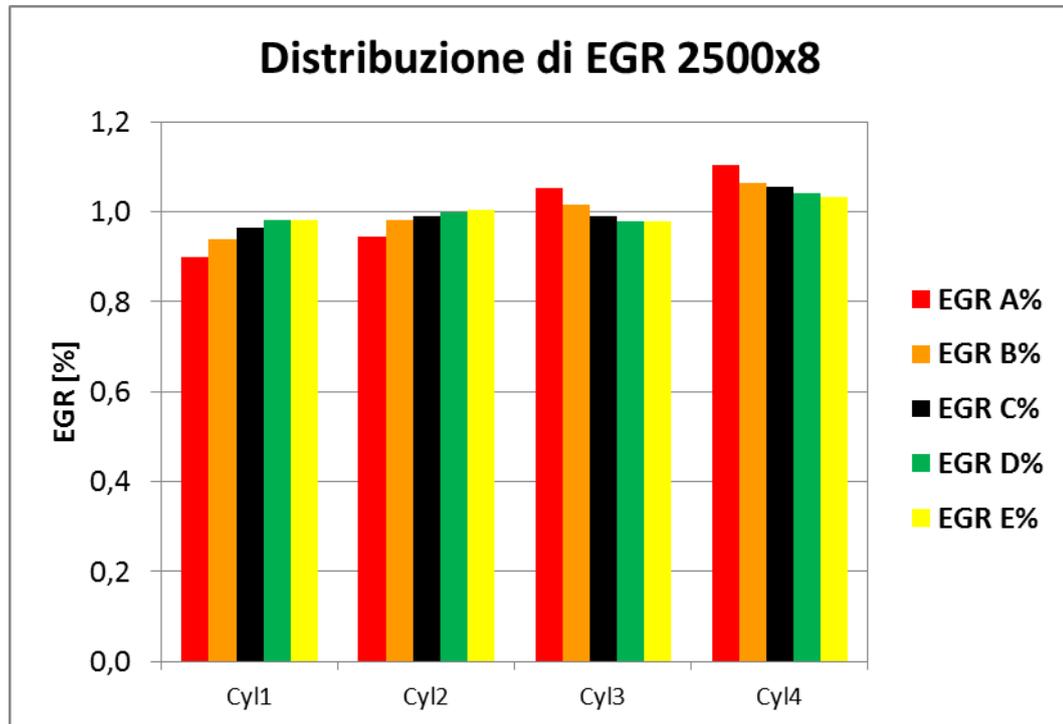


Figura 5.27

Per quanto riguarda la distribuzione del grado di EGR è possibile dire che anche in questo i cilindri che rilevano una minor portata di gas combusti in ingresso sono i cilindri 1 e 2 (figura 5.27).

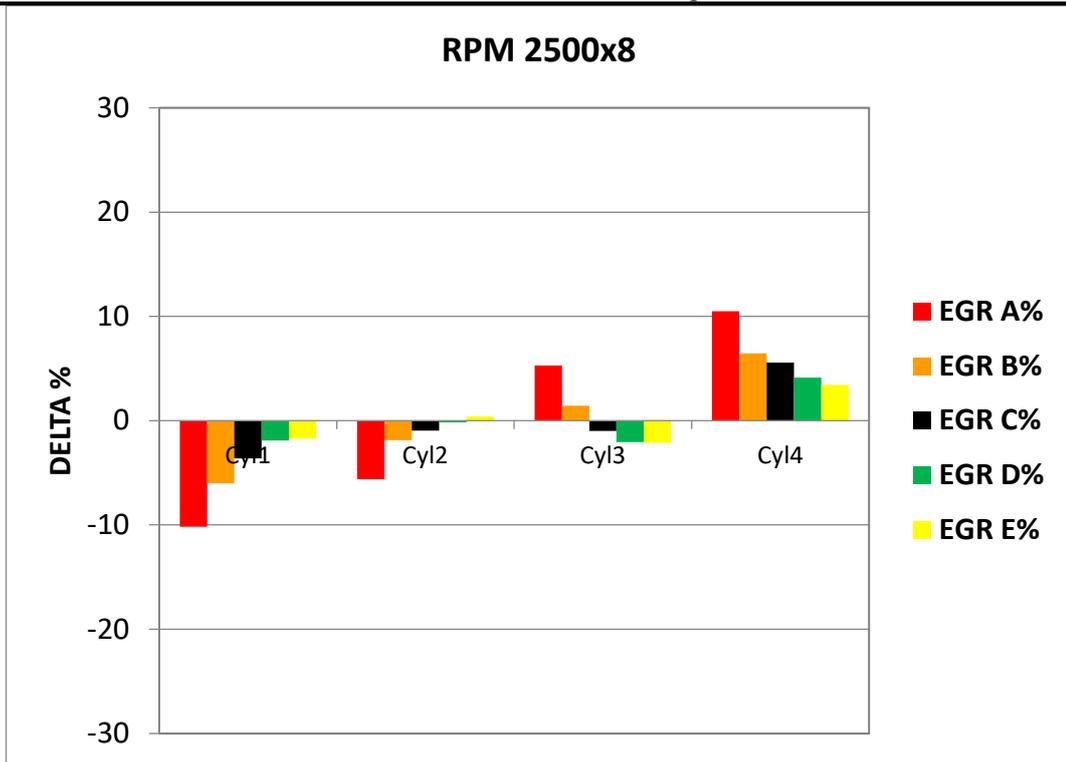


Figura 5.28

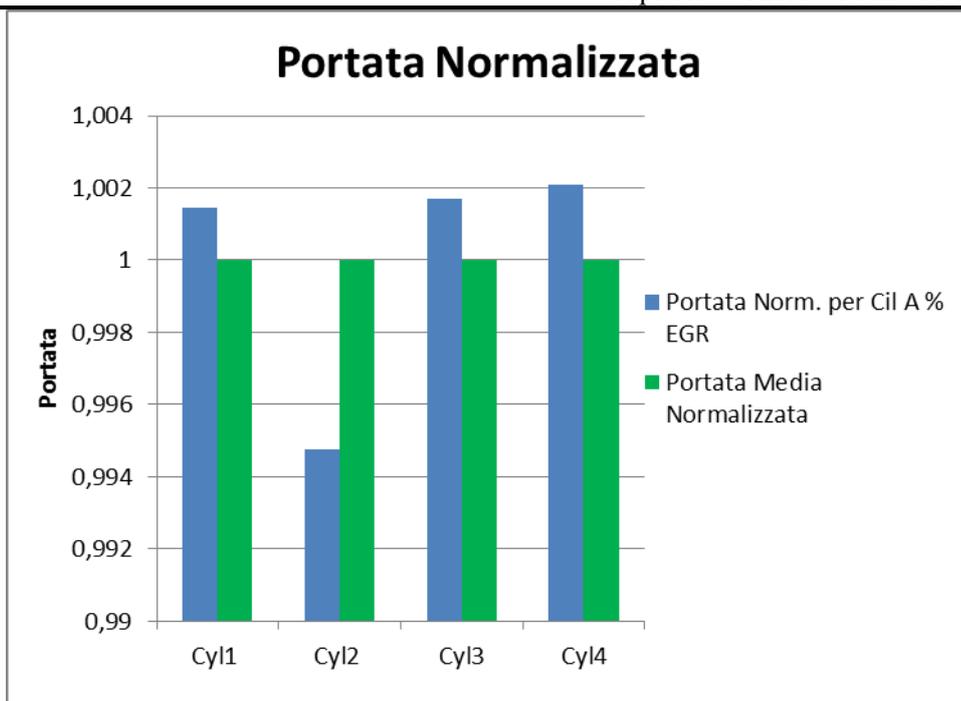


Figura 5.29

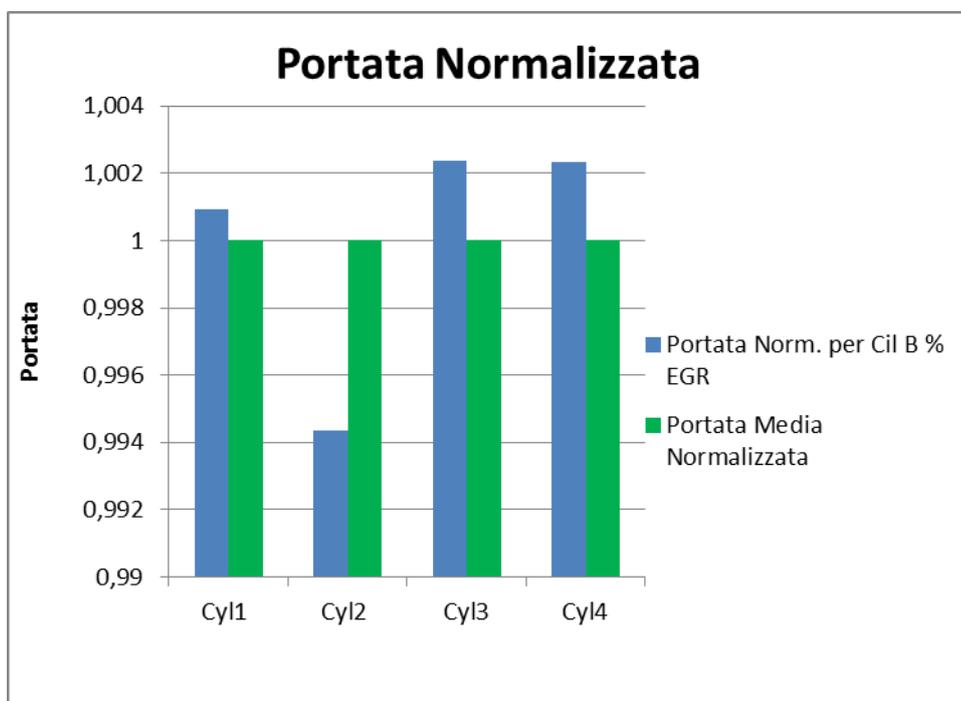


Figura 5.30

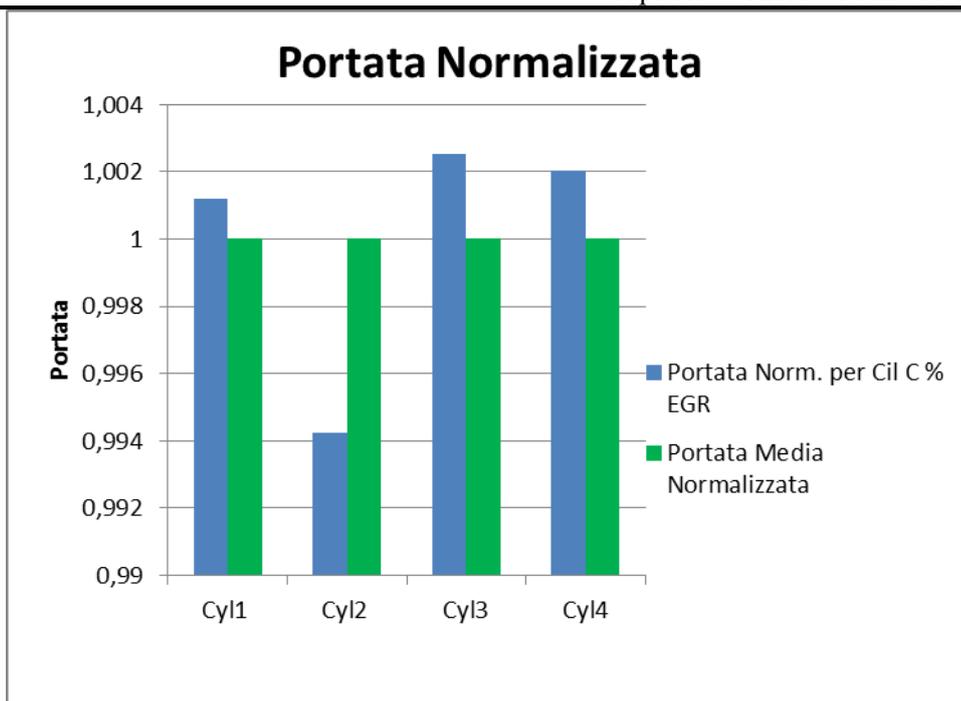


Figura 5.31

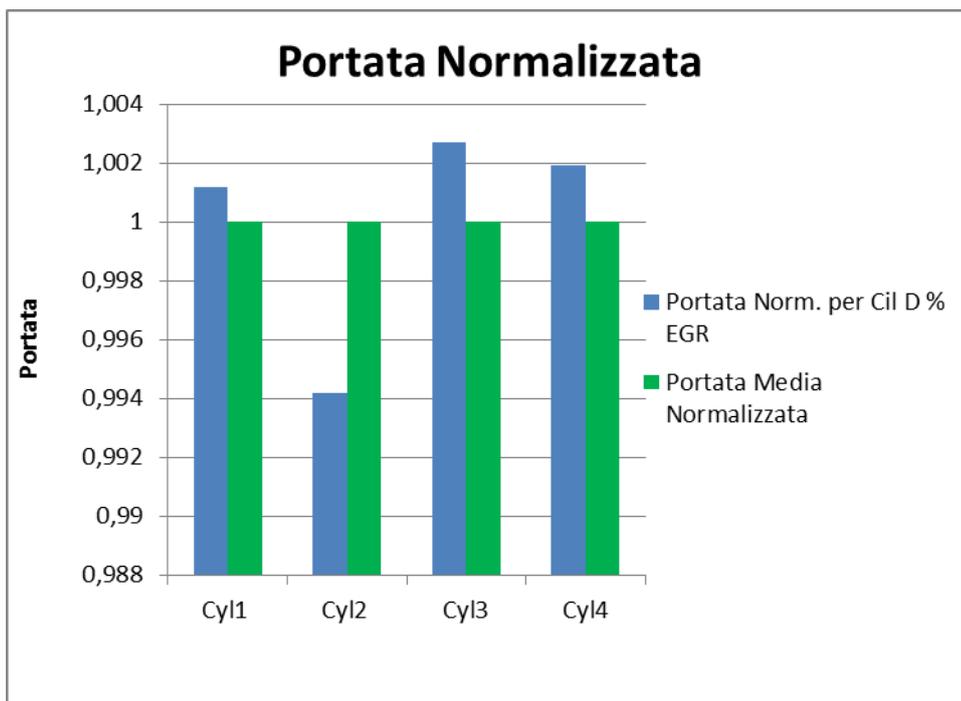


Figura 5.32

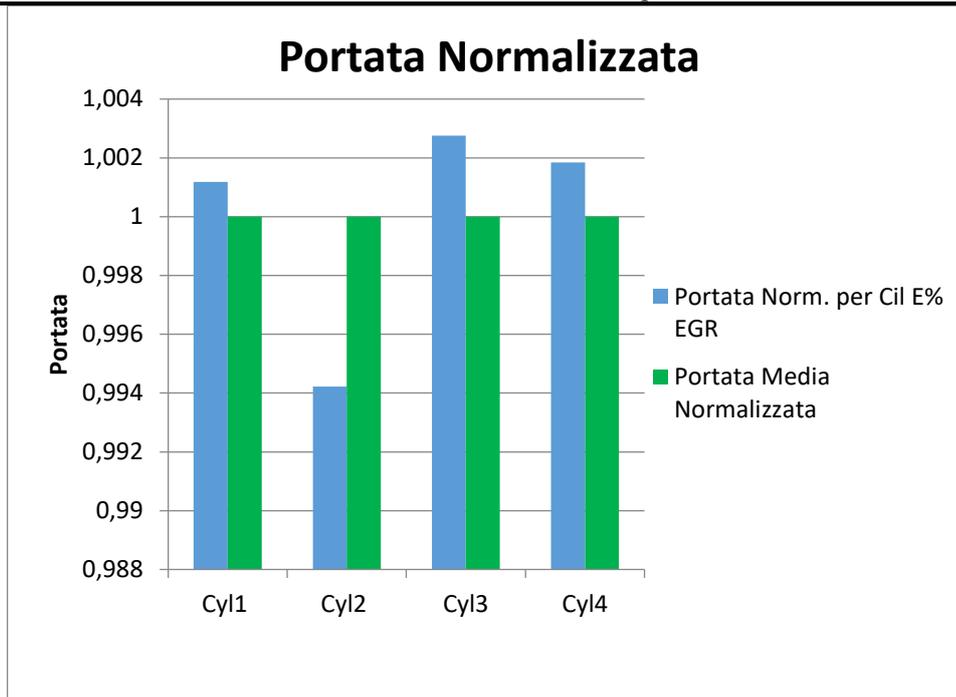


Figura 5.33

Dai grafici nelle figure da 5.29 a 5.33 è possibile osservare che il cilindro più penalizzato in termini di portata risulta essere il cilindro 2 per tutti i regimi di EGR considerati.

Nel seguito dalla figura 5.34 alla figura 5.38 sono riportati e rappresentati gli andamenti dell'efficienza volumetrica per tutti i gradi di EGR del punto 2500x8 bar di pme.

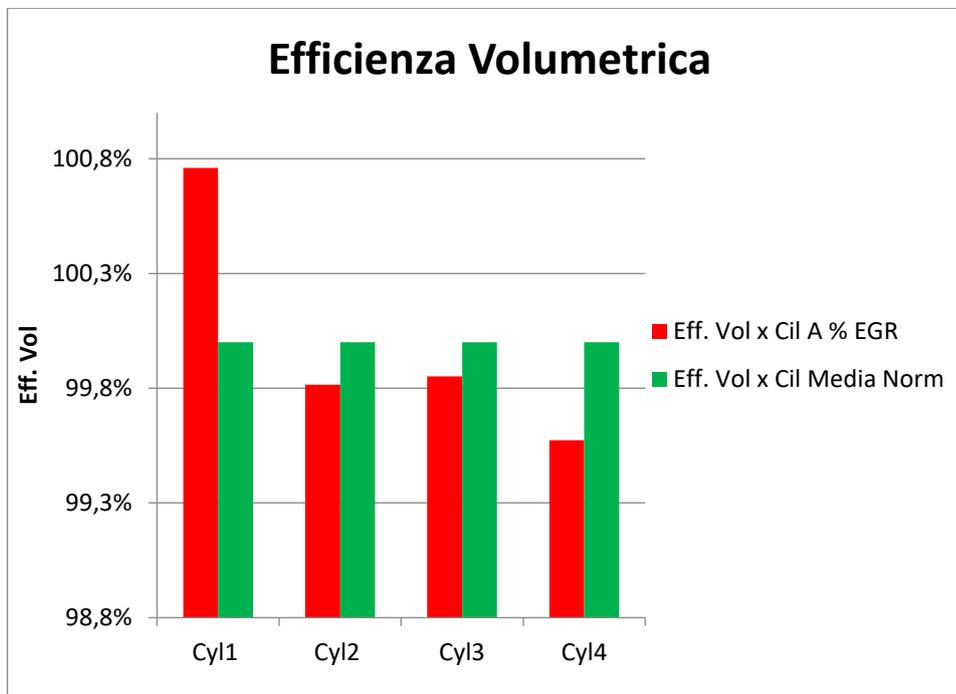


Figura 5.34

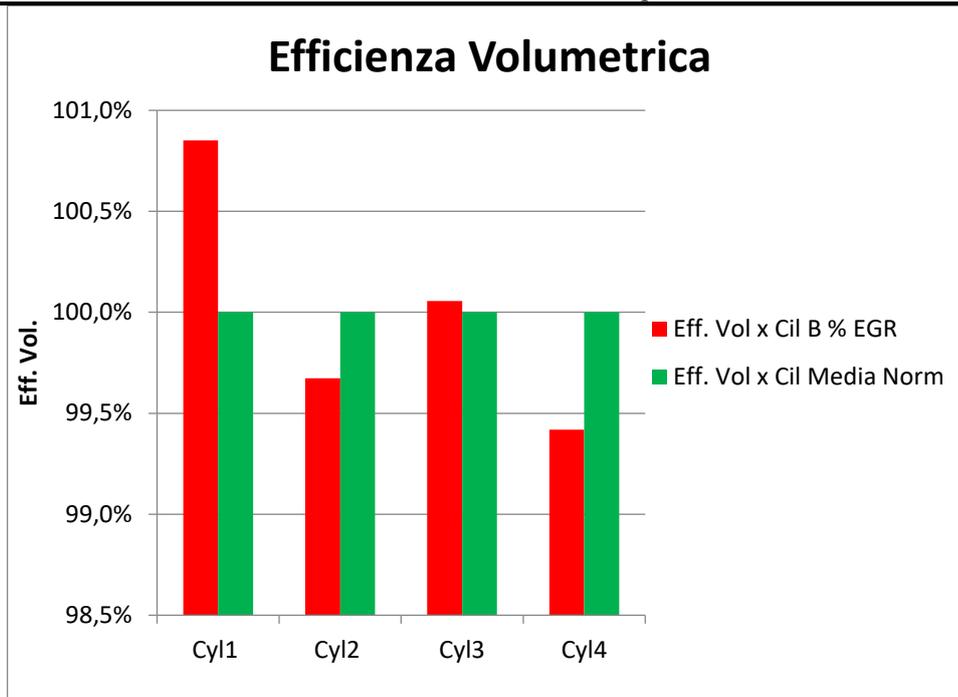


Figura 5.35

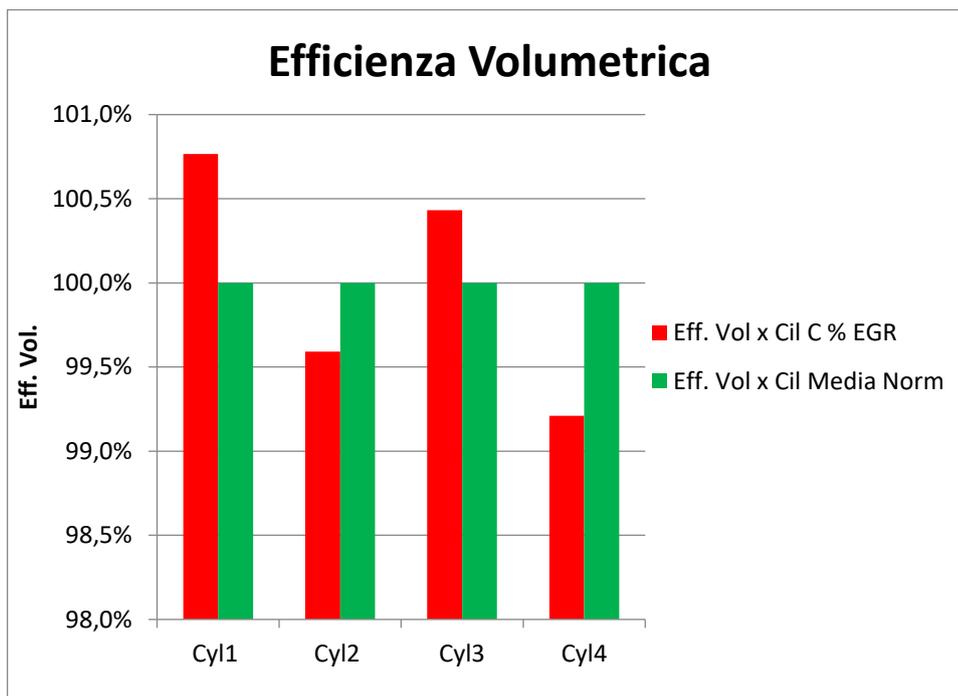


Figura 5.36

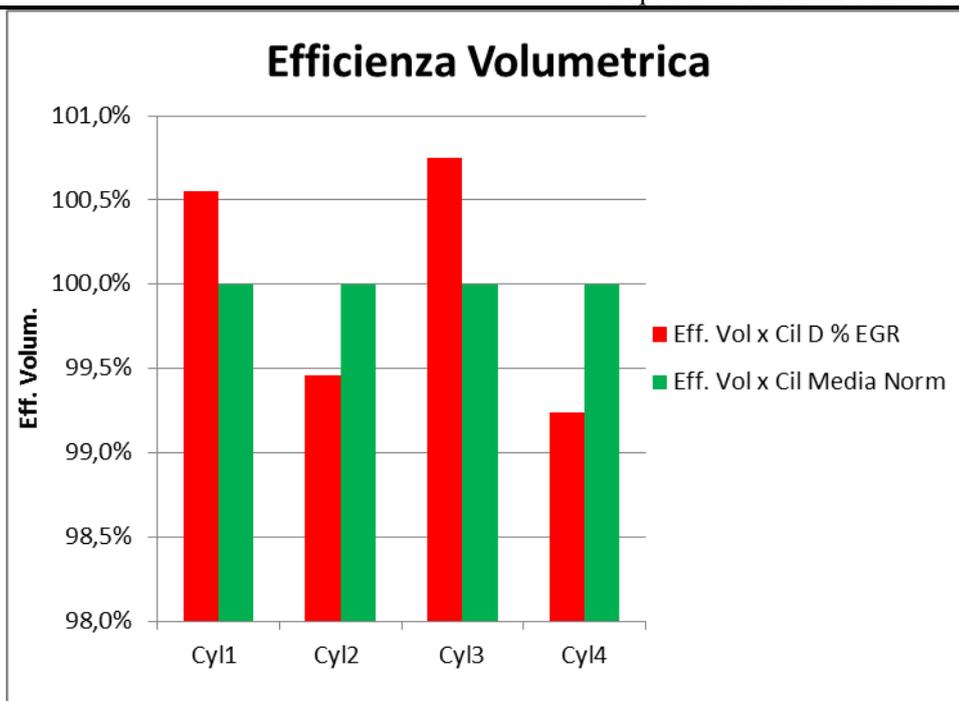


Figura 5.37

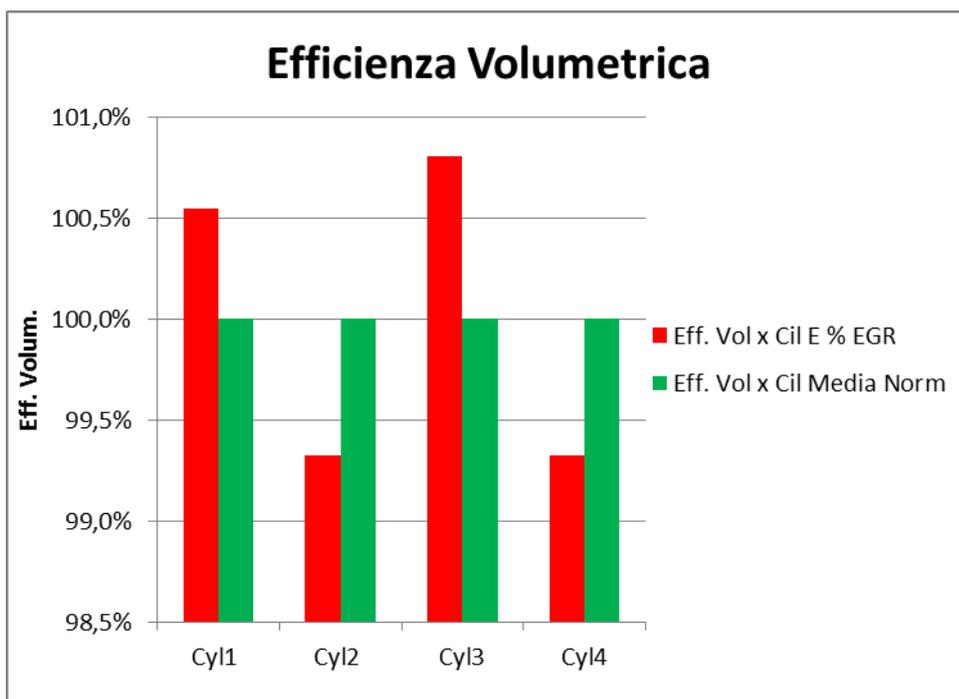


Figura 5.38

### 5.1.4 Punto 3000 rpm per 10 bar pme

Per quanto riguarda il punto motore corrispondente a 2500 rpm e 8 bar di pressione media effettiva, le prove sono state effettuate per i seguenti regimi di EGR

- Regime A (basso grado di EGR)
- Regime B (basso grado di EGR)
- Regime C (medio grado di EGR)
- Redime D (medio grado di EGR)
- Regime E (alto grado di EGR)

Per il seguente punto motore si riportano i risultati ottenuti con la simulazione:

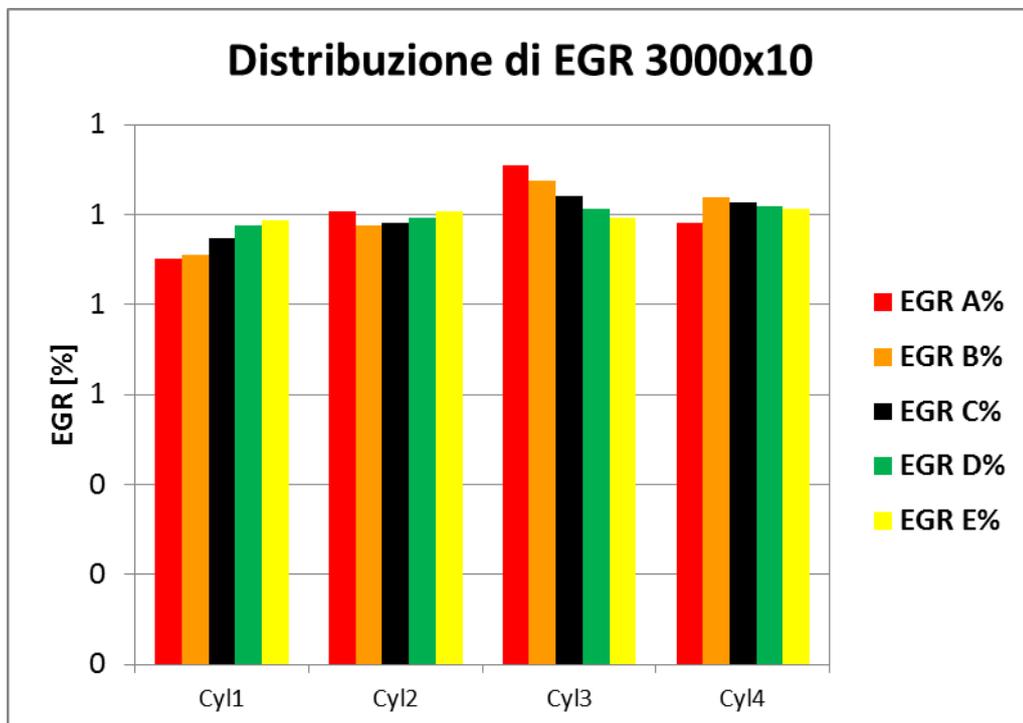


Figura 5.39

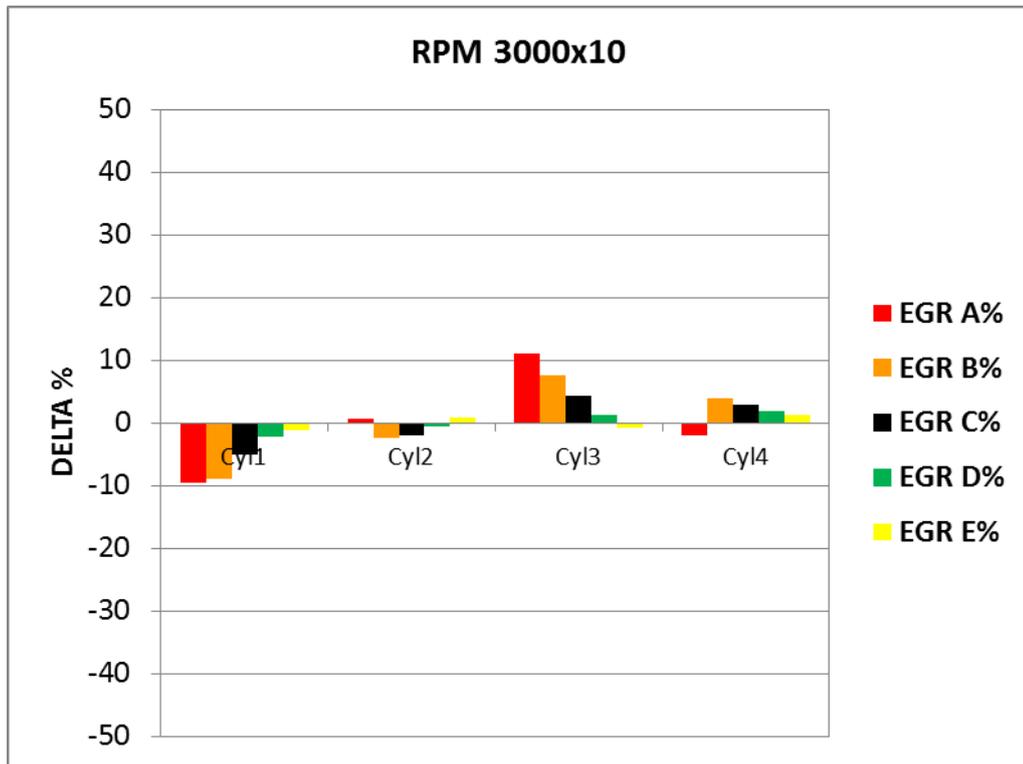


Figura 5.40

Nella pagina seguente è riportata la portata volumetrica normalizzata per ciascun grado di EGR nelle figure 5.41 a 5.45.

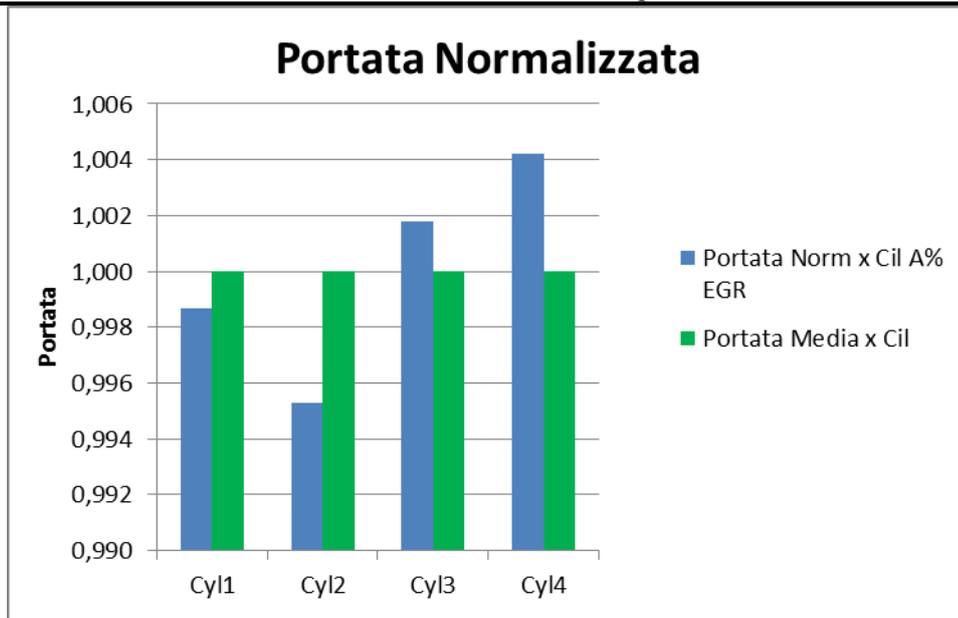


Figura 5.41

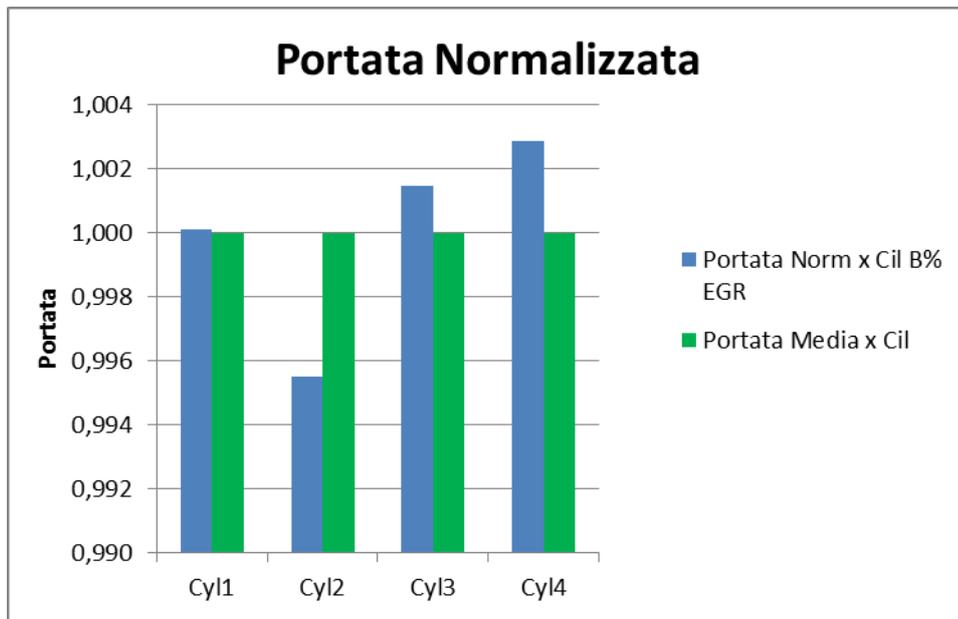


Figura 5.42

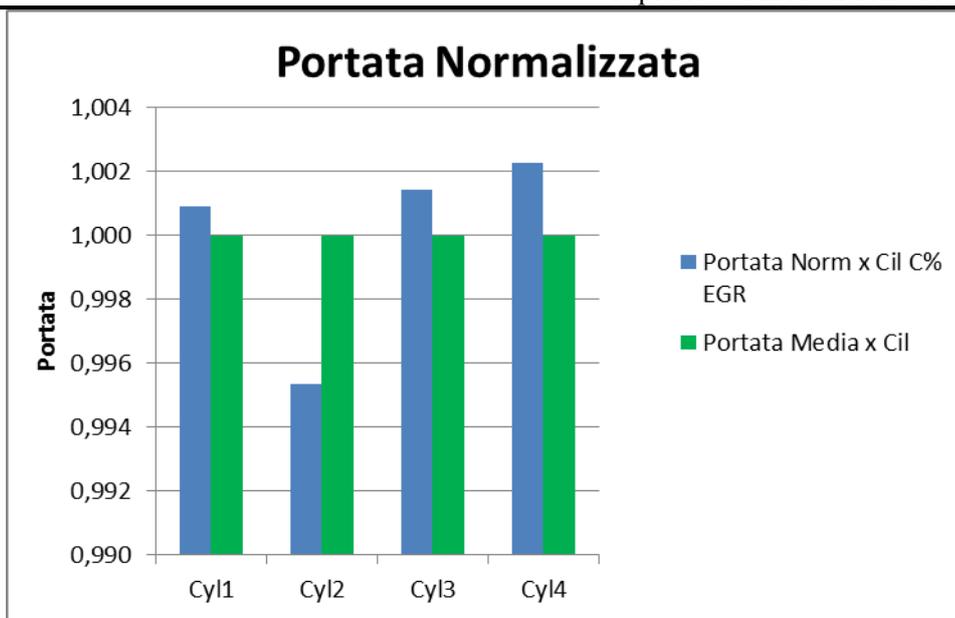


Figura 5.43

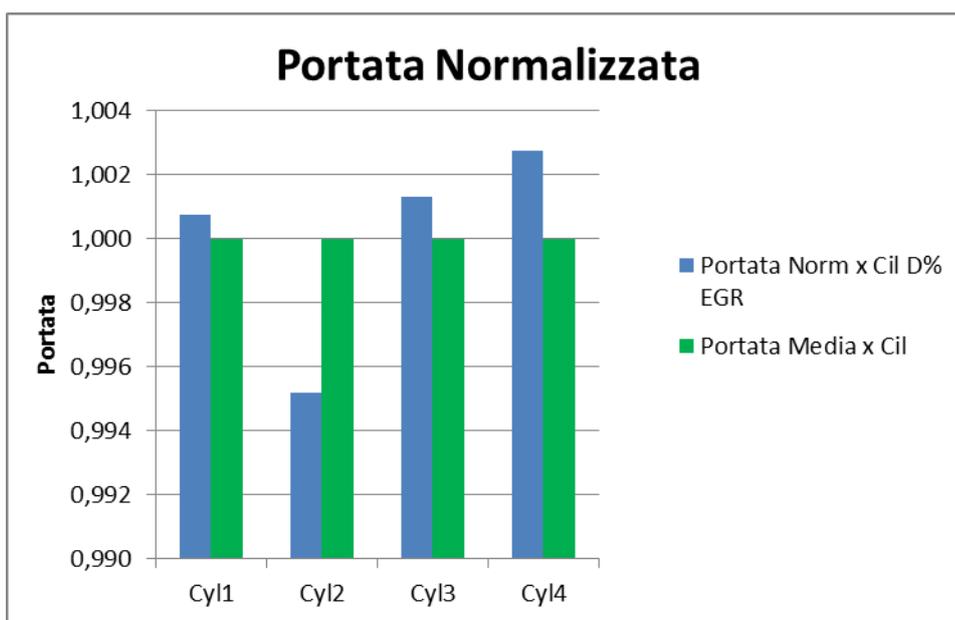


Figura 5.44

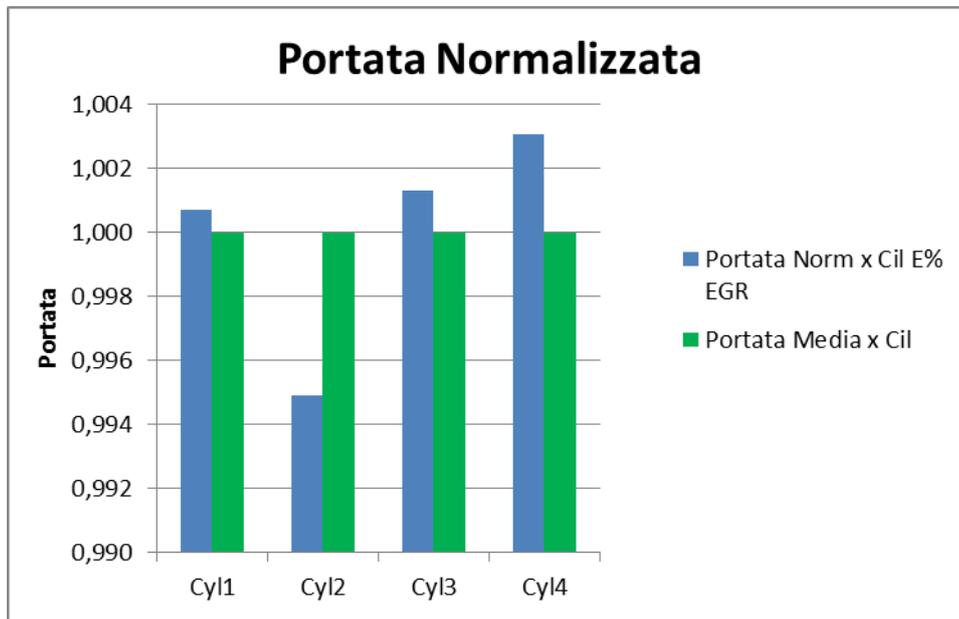


Figura 5.45

Nel seguito è rappresentata nelle figure da 5.46 a 5.51 l'efficienza volumetrica per ciascun grado di EGR.

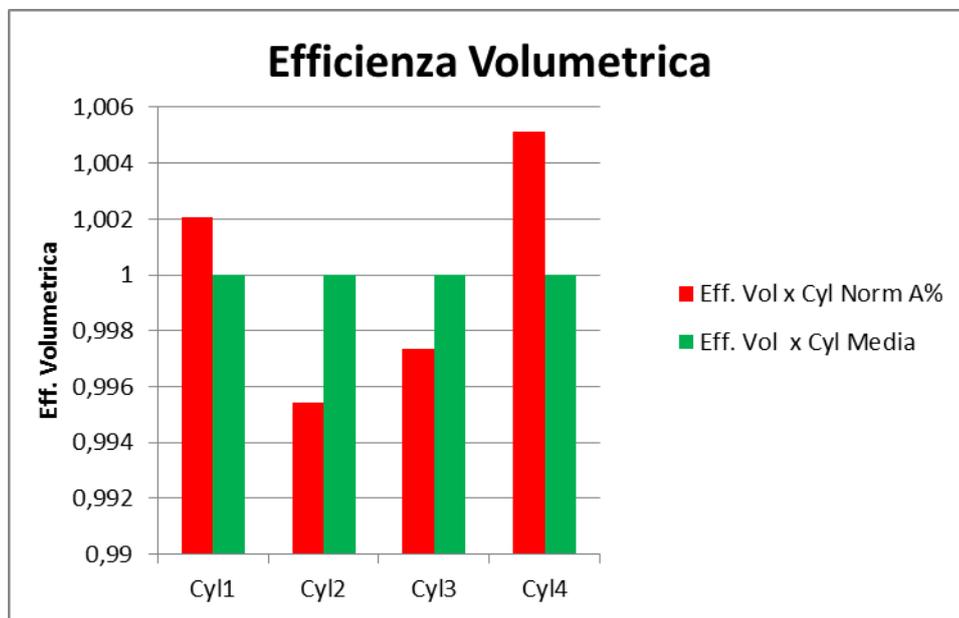


Figura 5.46

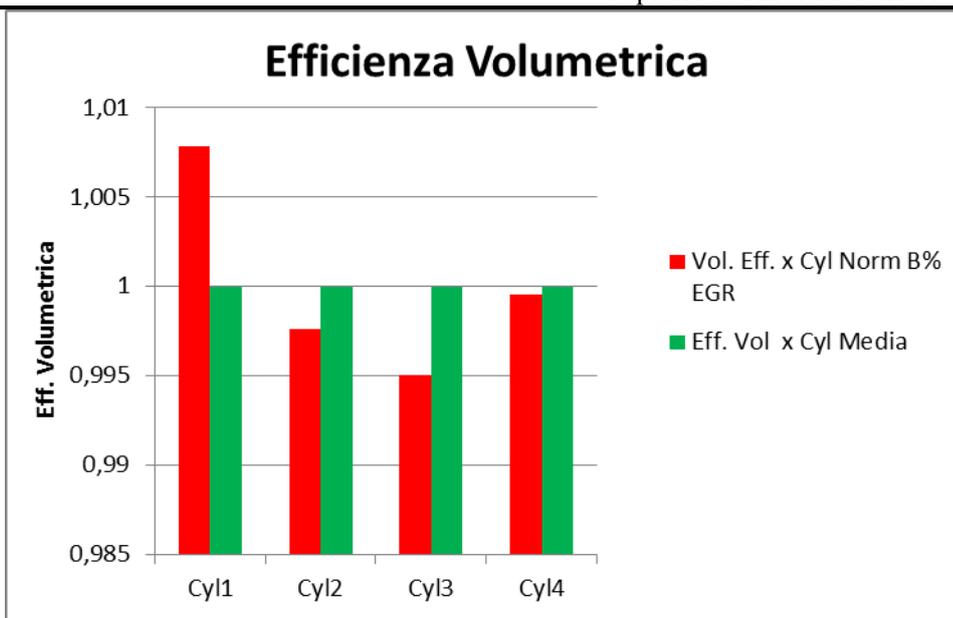


Figura 5.47

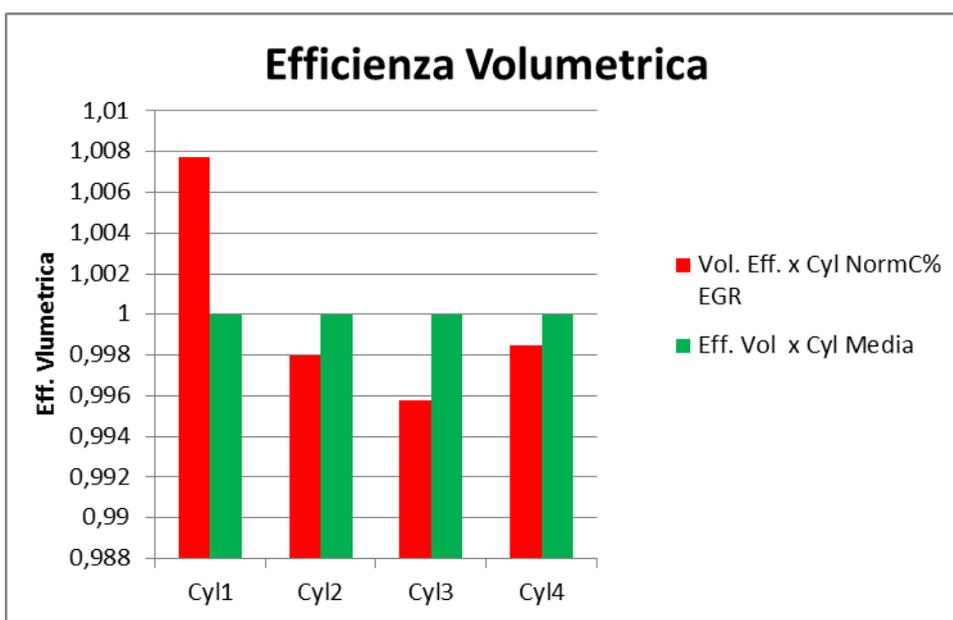


Figura 5.48

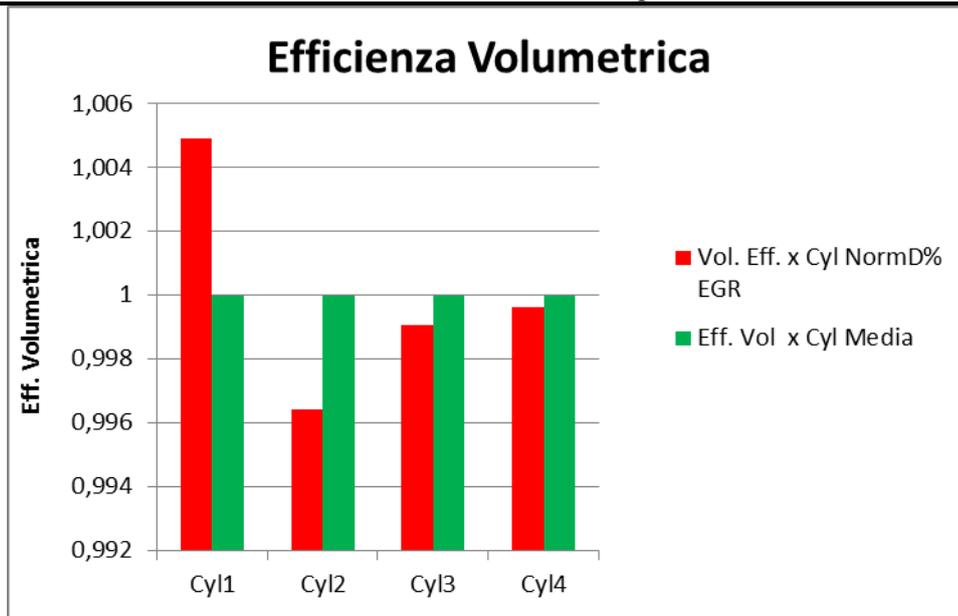


Figura 5.49

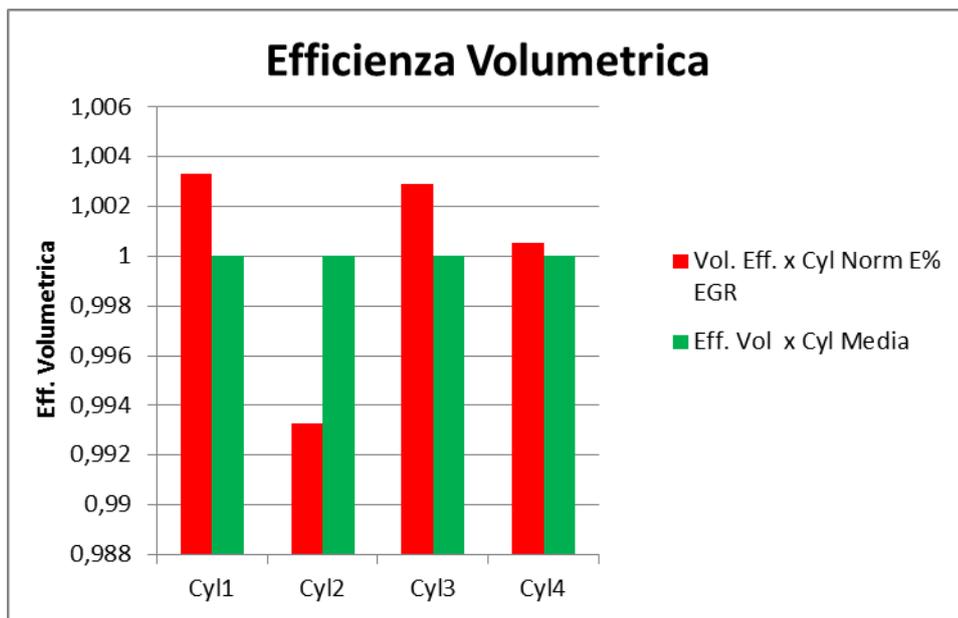


Figura 5.50

In vista dei risultati ottenuti, è interessante osservare come una variazione della geometria possa influenzare la distribuzione di EGR nei diversi cilindri e l'efficienza volumetrica.

E' possibile concludere circa questa prima carrellata di risultati ottenuti, che il trend delle simulazioni, conferma l'andamento dei risultati dei test sperimentali svolti per i punti motore 1500 rpm e 2 bar di pme, 2000 rpm e 4 bar di pme e 2500 rpm per 8 bar di pme, che sono stati messi a disposizione. Nel seguito si valuta la possibilità e gli effetti di possibili modifiche geometriche sulla configurazione ottenuta con il modello, calibrato sui valori sperimentali.

## 5.2 Analisi della variazione della geometria

In questo paragrafo si esaminano le modifiche fatte sulla geometria che hanno consentito di definire due nuove configurazioni

- Configurazione A: la geometria è stata modificata occludendo due fori della pipetta per incrementare l'effetto Venturi
- Configurazione B: la geometria è stata modificata effettuando uno spostamento della pipetta operando quindi sulla sua posizione relativa rispetto al manifold

### 5.2.1 Modifica per incrementare l'effetto Venturi

Per incrementare l'effetto Venturi nel condotto attraversato dall'aria in cui è anche presente la pipetta è stato scelto di occludere i fori rispettivamente (figura da 5.51 a 5.54) superiore ed inferiore rispetto al piano [X-Y] della geometria, rispettivamente nelle figure incolonnate a sinistra è rappresentata la geometria base mentre nelle figure incolonnate a sinistra la nuova geometria .



Figura 5.51 caso base piano X-Z



Figura 5.52 caso A piano X-Z

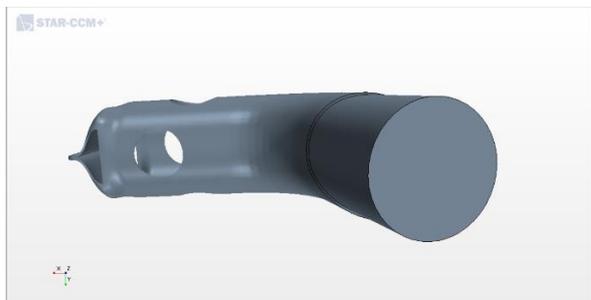


Figura 5.53 caso base piano X-Y

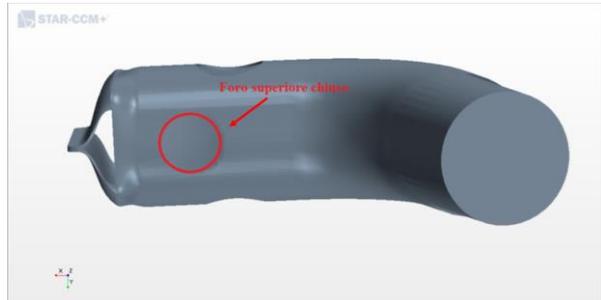


Figura 5.54 caso A piano X-Y

I risultati per questa prima configurazione vengono riportati di seguito, in figura 5.55 è rappresentata la distribuzione del grado di EGR, per cui è subito visibile un miglioramento rispetto al caso con geometria base.

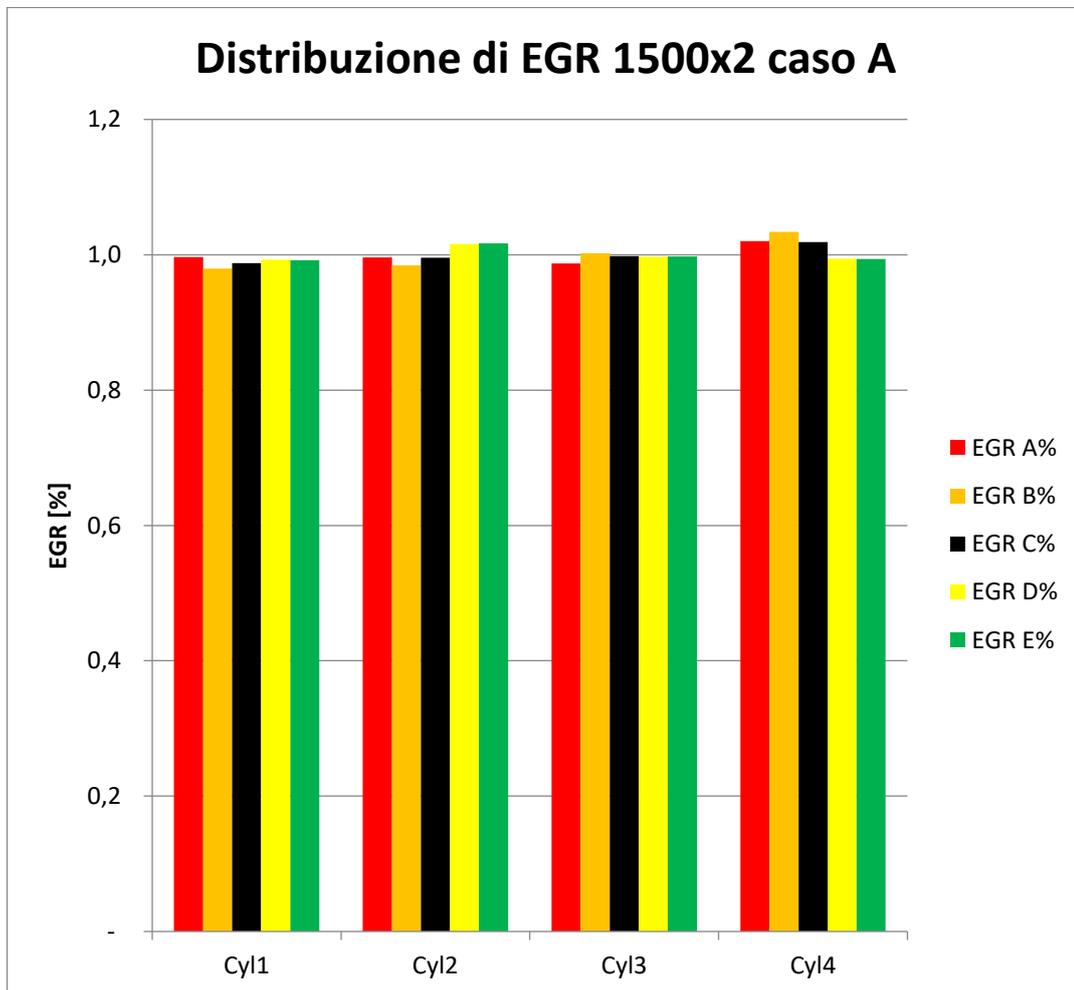
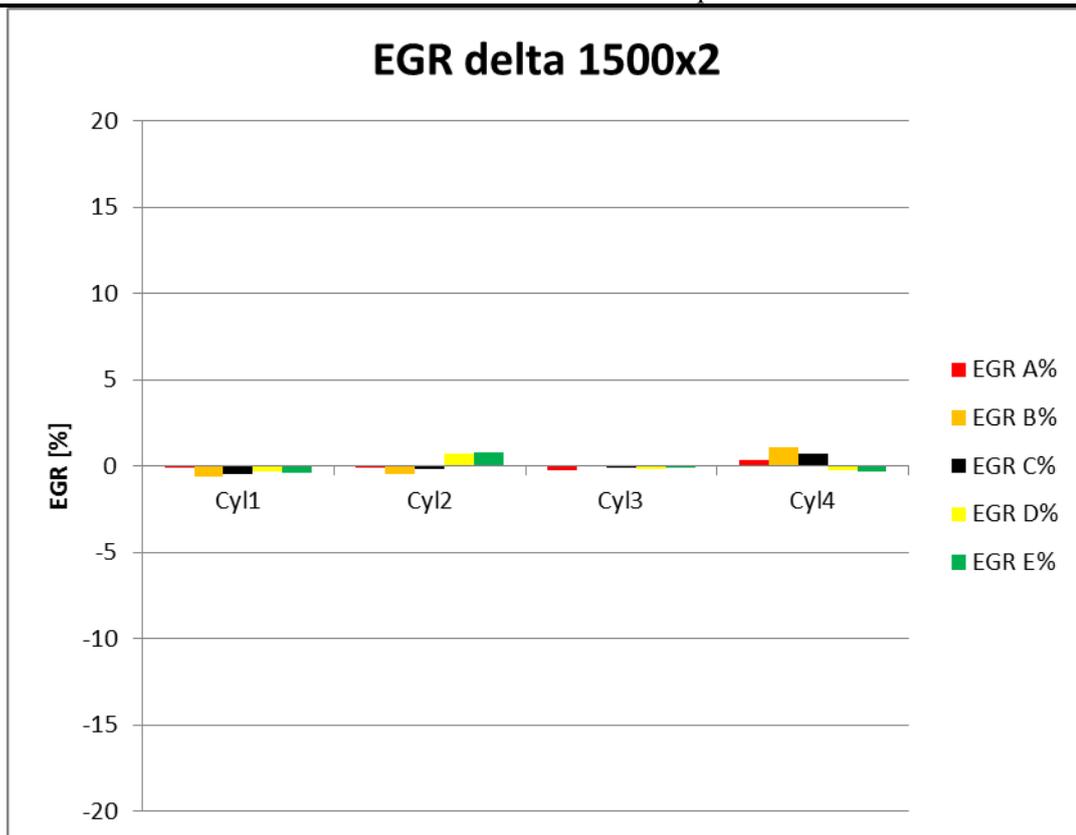


Figura 5.55

Nella pagina successiva seguendo lo schema del post-processing utilizzato precedentemente è possibile valutare la distribuzione del delta del grado di EGR (figura 5.56)

*Figura 5.56*

Osservando la figura di cui sopra è possibile notare come il delta calcolato tra la percentuale di EGR media ed il valore ottenuto tramite simulazione CFD per ciascun cilindro sia notevolmente diminuito, questo effetto è legato fortemente alla modifica geometrica operata, il cui risultato è una riduzione della dispersione del grado di EGR rispetto al valore medio del 81,9% rispetto al caso precedente.

Nel seguito sono invece riportati i grafici che rappresentano la portata che attraversa ciascun cilindro, essendo questa una somma della portata di EGR e di aria che entrano nel collettore di aspirazione è stata valutata globalmente per ciascun grado di ricircolo dei gas combusti, si fa presente che tutti questi valori ottenuti tramite post processing con GT-POST, sono riferiti alla misura della portata normalizzata misurata nei Run.

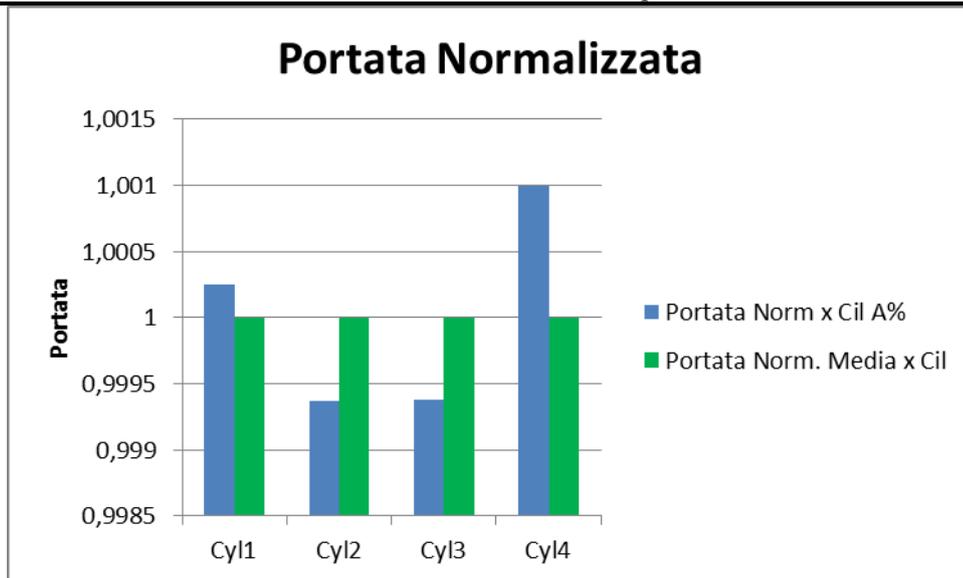


Figura 5.57

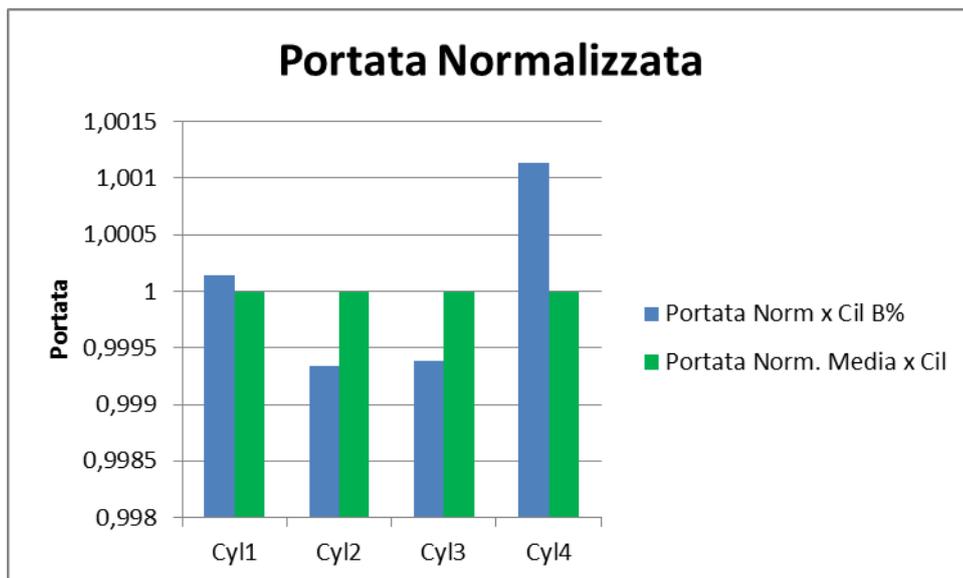


Figura 5.58

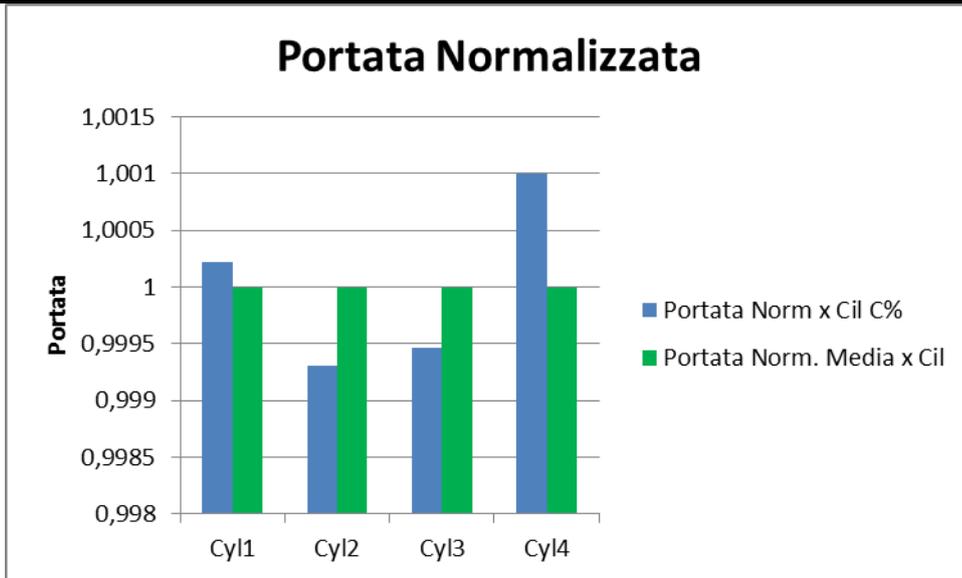


Figura 5.59

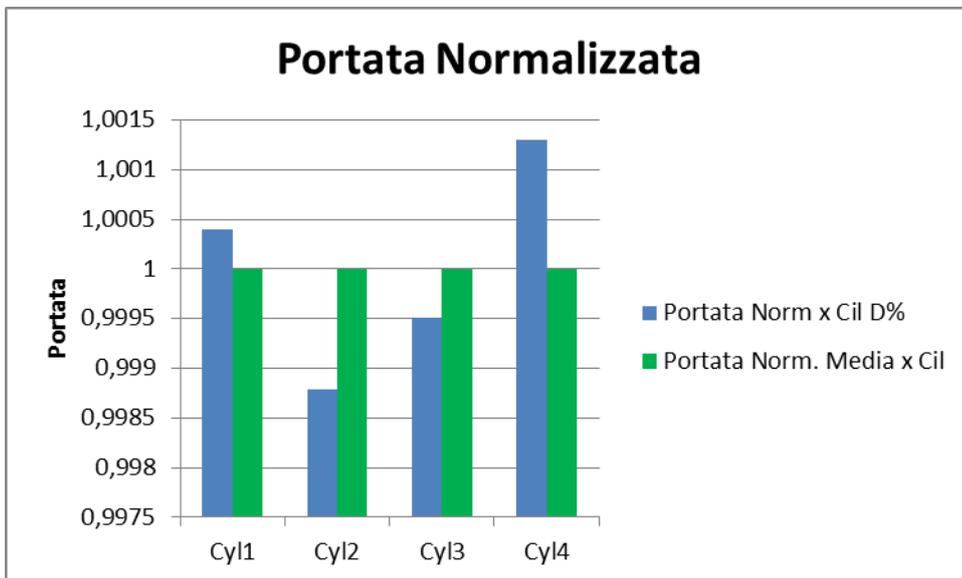


Figura 5.60

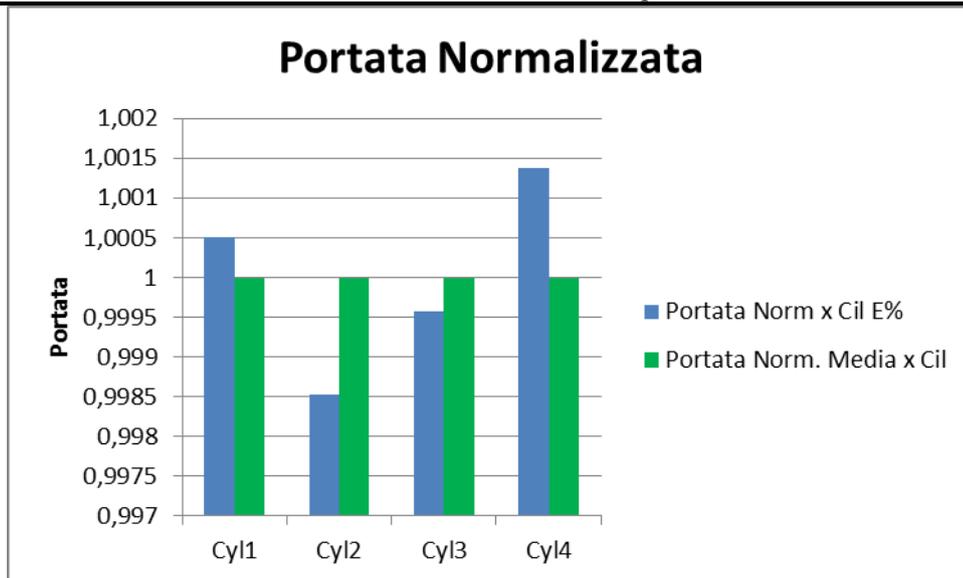


Figura 5.61

E' possibile concludere che le fluttuazioni dei valori di portata rispetto al loro valore medio sono diminuite, effetto fortemente legato alla stabilizzazione del grado di EGR, un'ulteriore conferma della stabilizzazione del parametro citato è apprezzabile osservando il valore normalizzato di efficienza volumetrica, anche in questo caso il parametro è stato valutato con il post processing su GT-POST, ed è riferito ai valori misurati nel corso della simulazione nel cilindro, considerando la sola efficienza volumetrica legata all'aria.

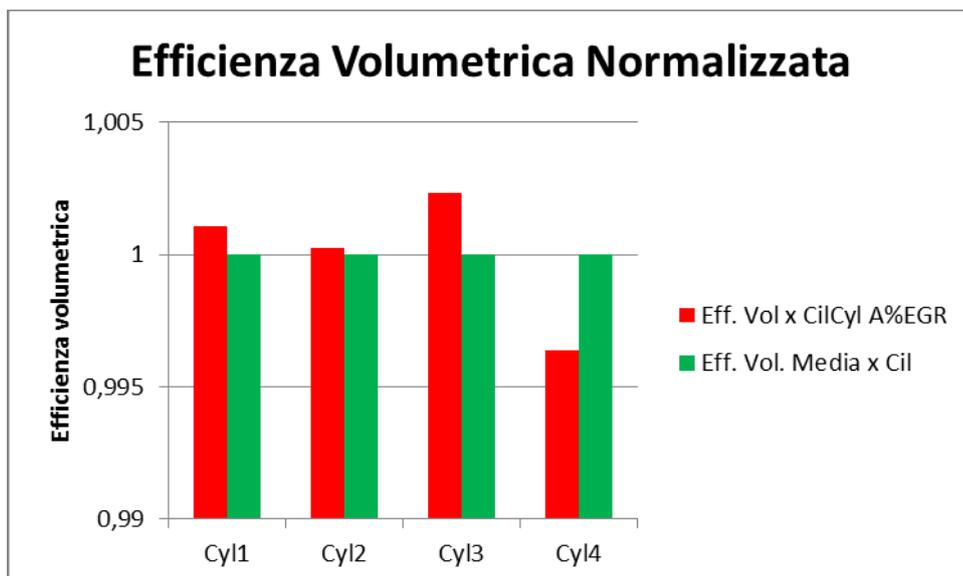


Figura 5.62

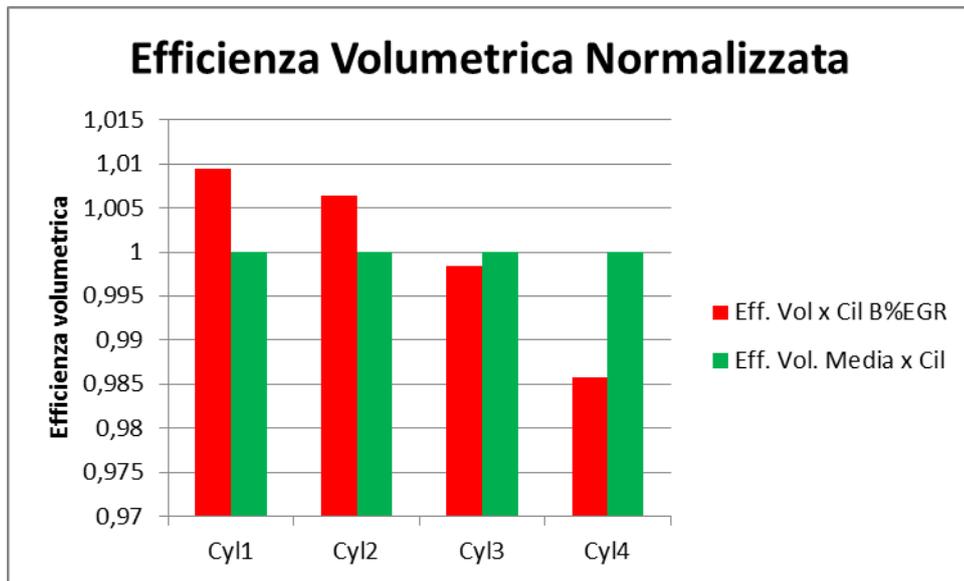


Figura 5.63

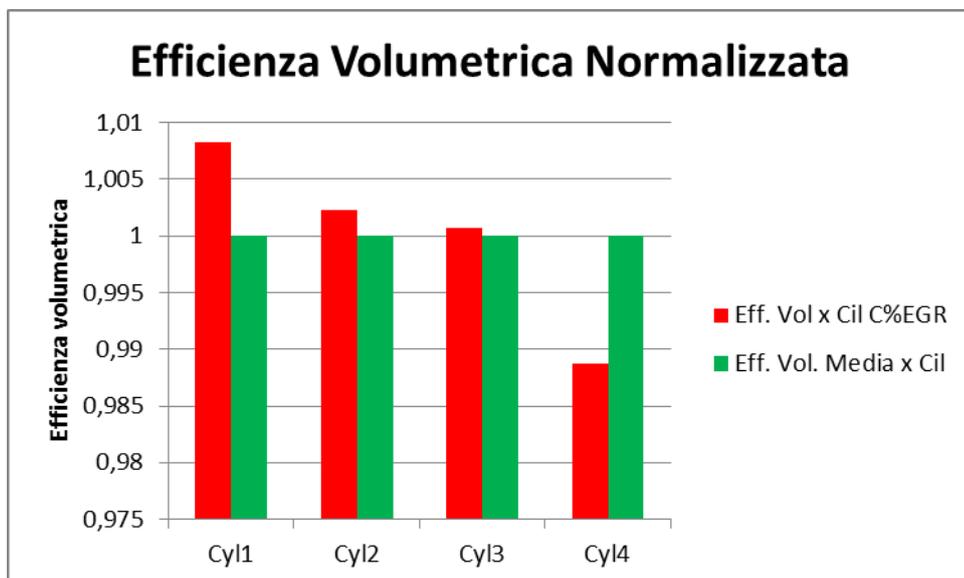


Figura 5.64

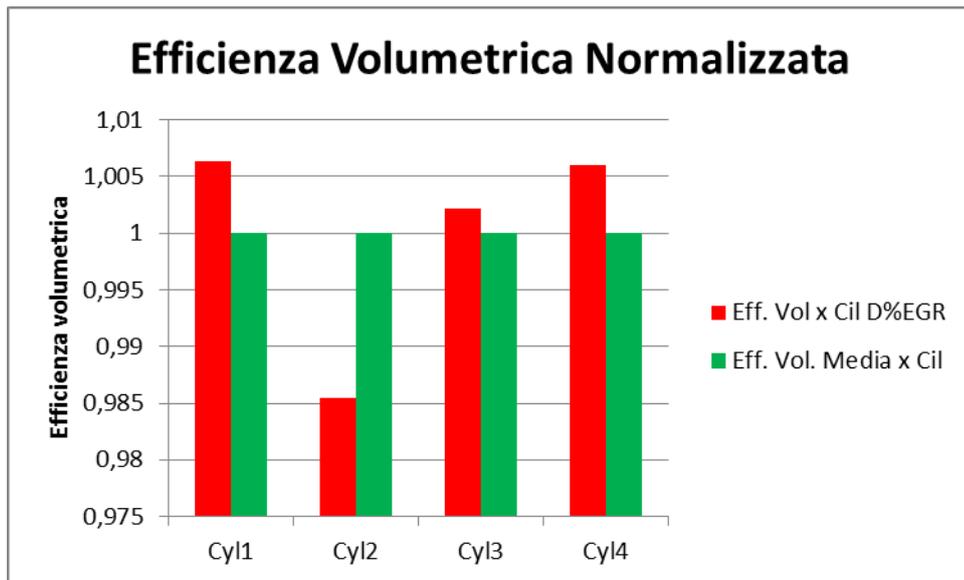


Figura 5.65

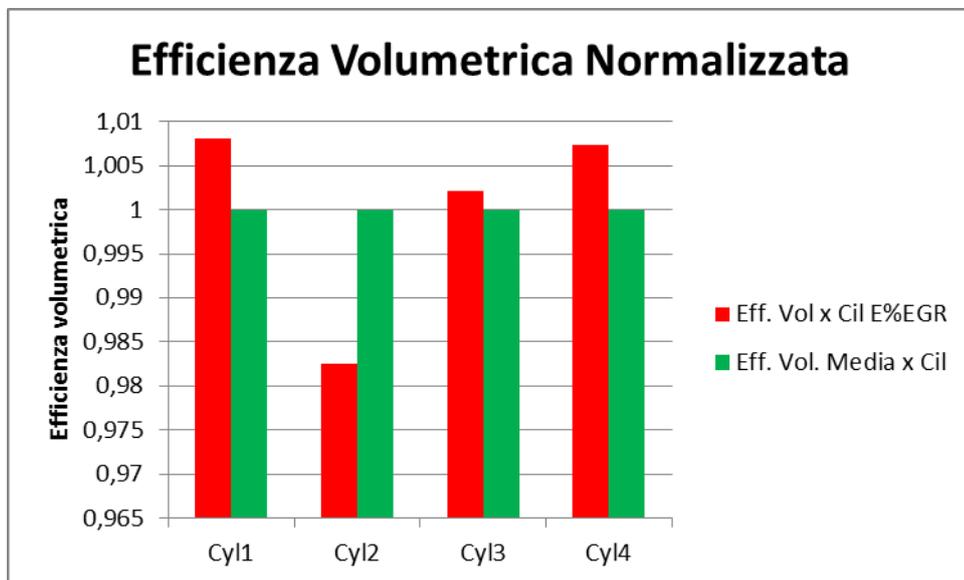


Figura 5.66

### 5.2.2 *Modifica per incrementare il mescolamento*

Nel seguito sono riportati i grafici riferiti alla seconda variazione geometrica effettuata sulla pipetta EGR in particolare uno spostamento della stessa rispetto alla posizione originale di 20 mm. La geometria utilizzata è rappresentata in figura 5.67

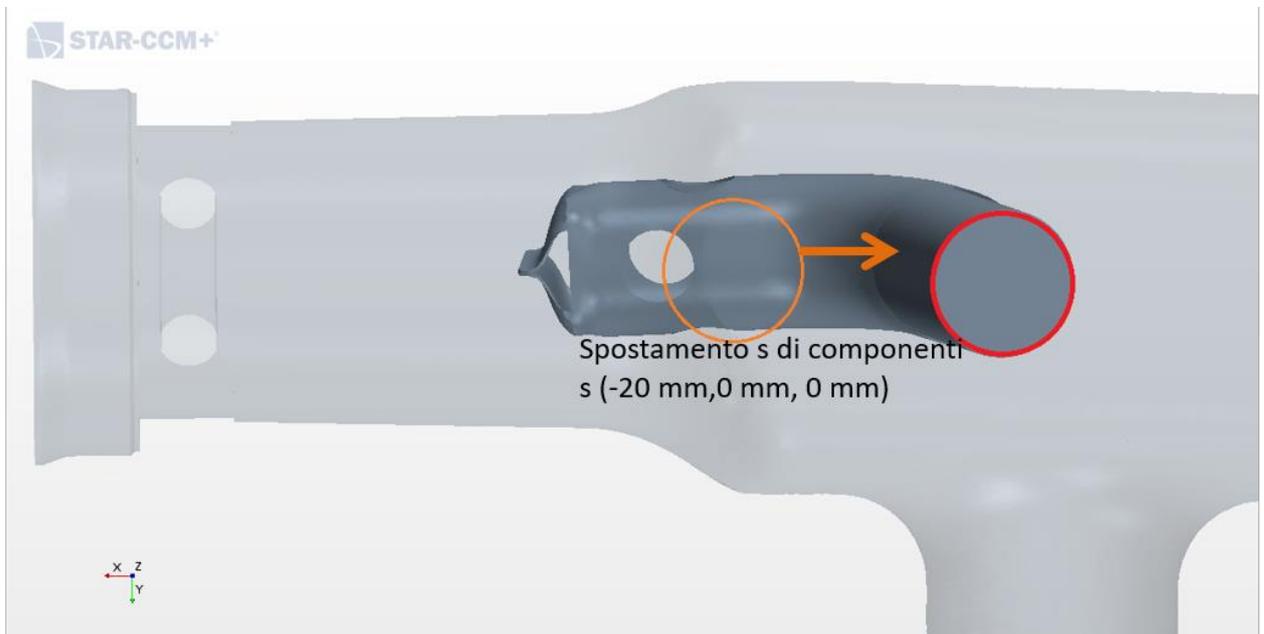
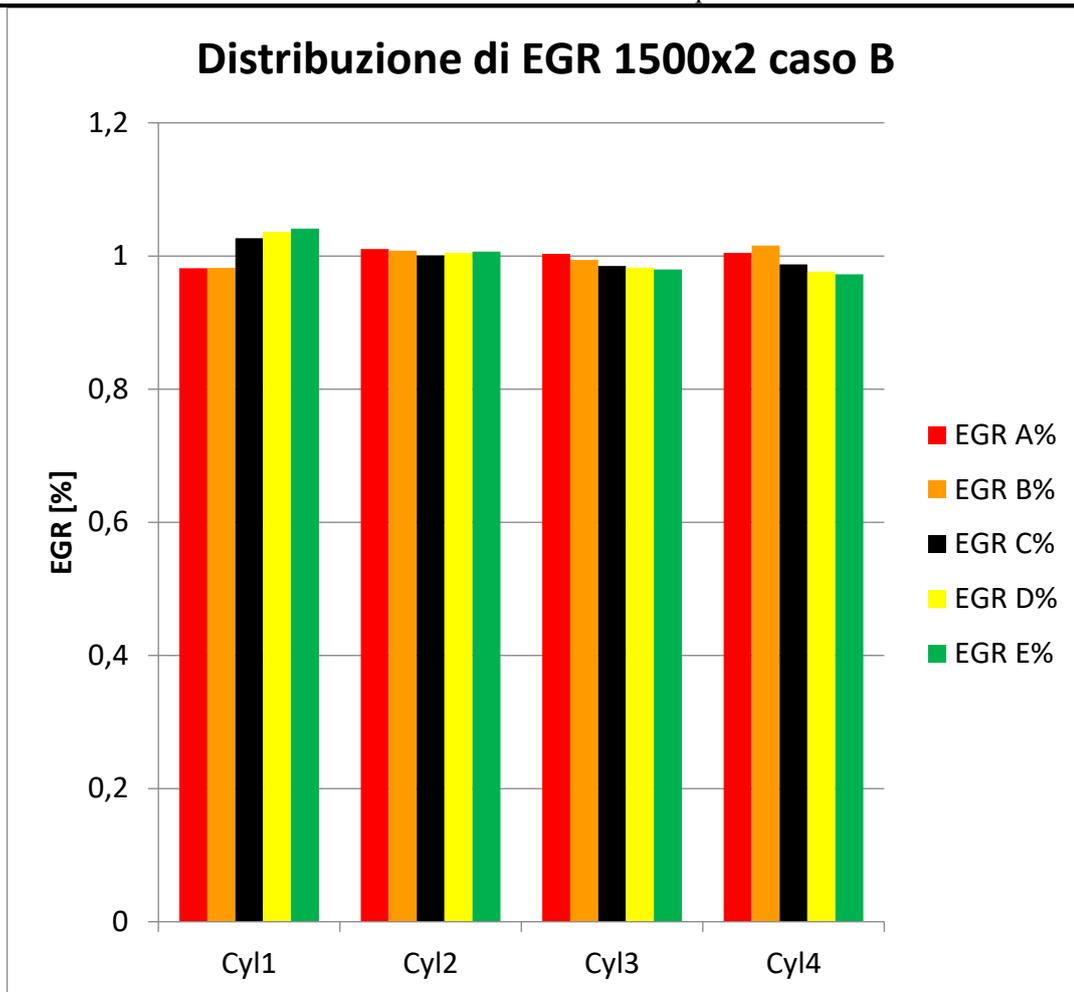


Figura 5.67

*Figura 5.68*

In questo caso rispetto alla configurazione iniziale è possibile notare che lo spostamento della pipetta consente di ottenere dei risultati con un delta ridotto del 77% rispetto al caso base. Per il caso B è stata rappresentata in figura 5.67 la distribuzione del grado di EGR. Rispetto al caso base nonostante sia evidente un miglioramento della distribuzione del grado di ricircolo dei gas combusti, tuttavia si può osservare un'inversione di tendenza dei cilindri che ricevono più EGR per i diversi regimi di rotazione.

Nella pagina successiva è rappresentato il delta della distribuzione, che evidenzia anche in questo caso un miglioramento della distribuzione dei gas combusti riciccolati del 77.92%, seppur inferiore al caso precedente comunque il risultato ottenuto anche in questo caso è notevole.

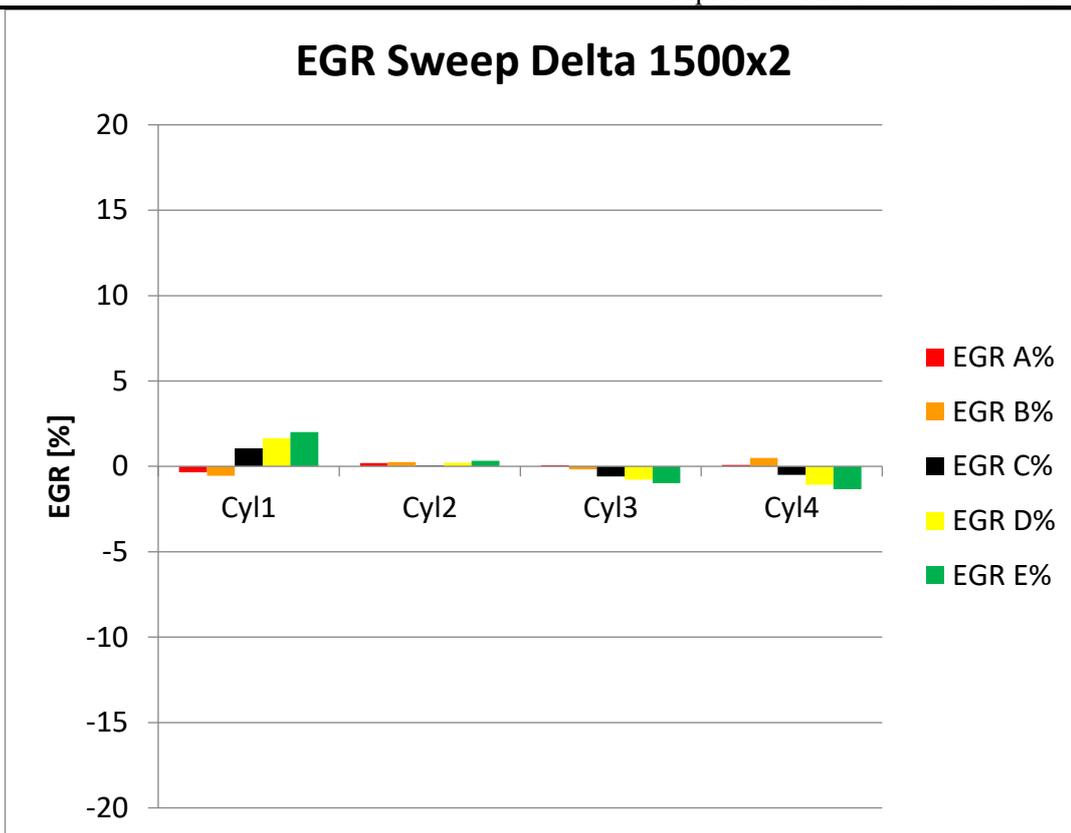


Figura 5.69

Nel seguito sono riportati i valori di portata registrati nei run del collettore.

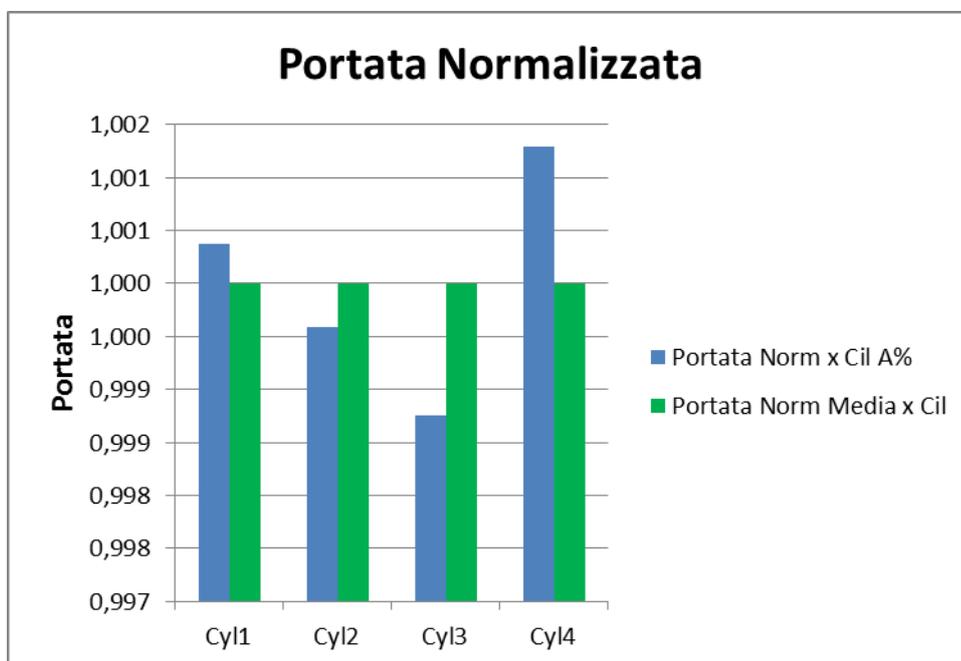


Figura 5.70

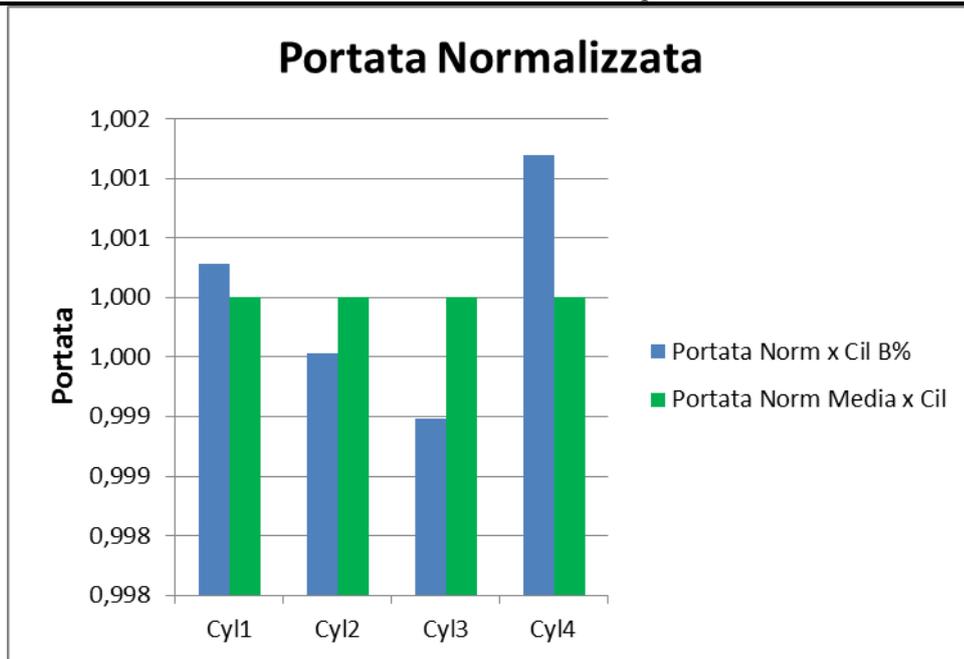


Figura 5.71

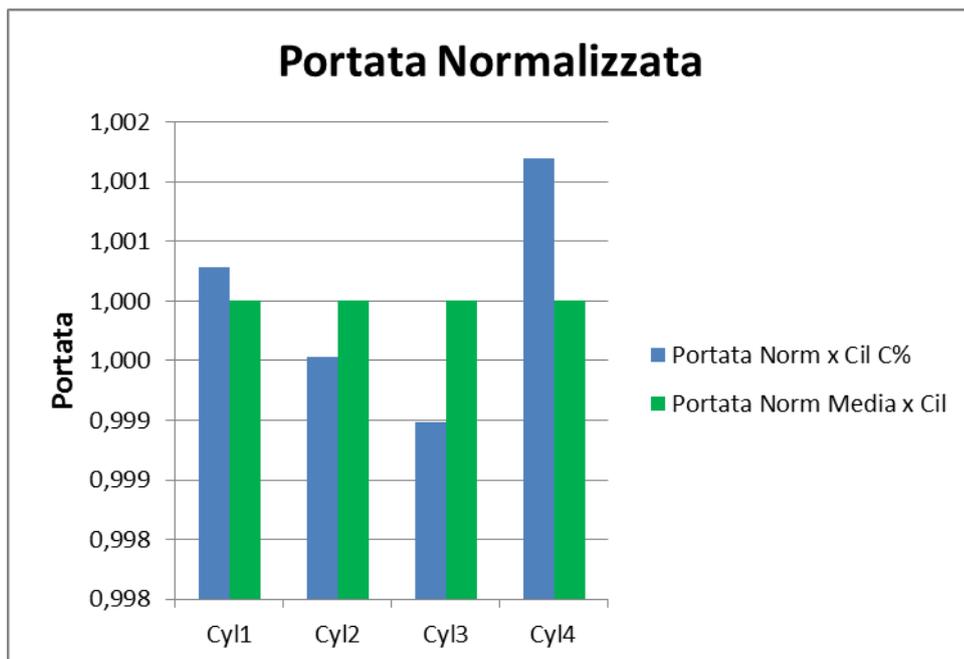


Figura 5.72

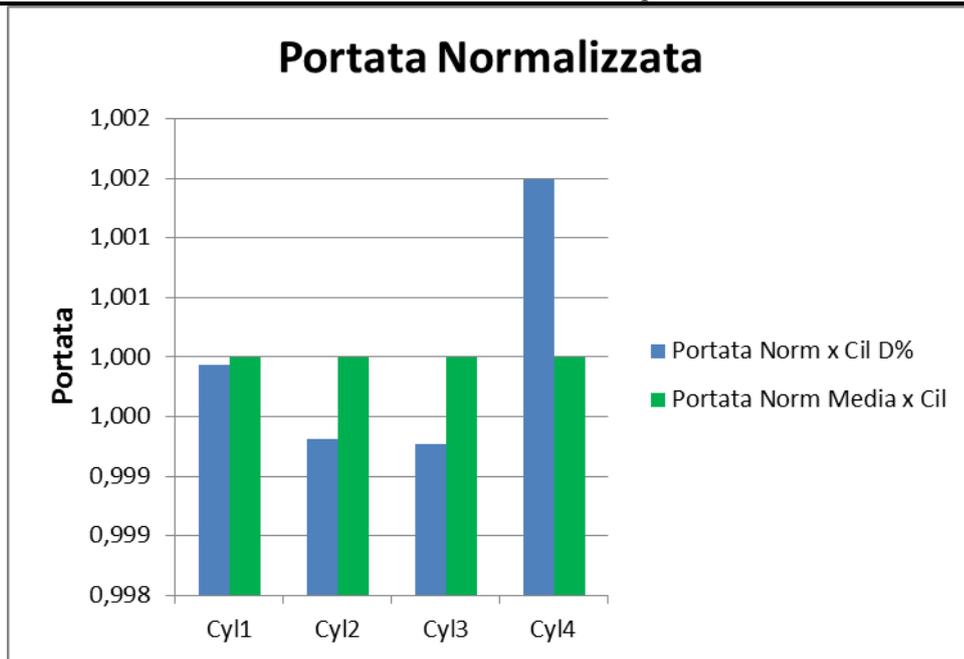


Figura 5.73

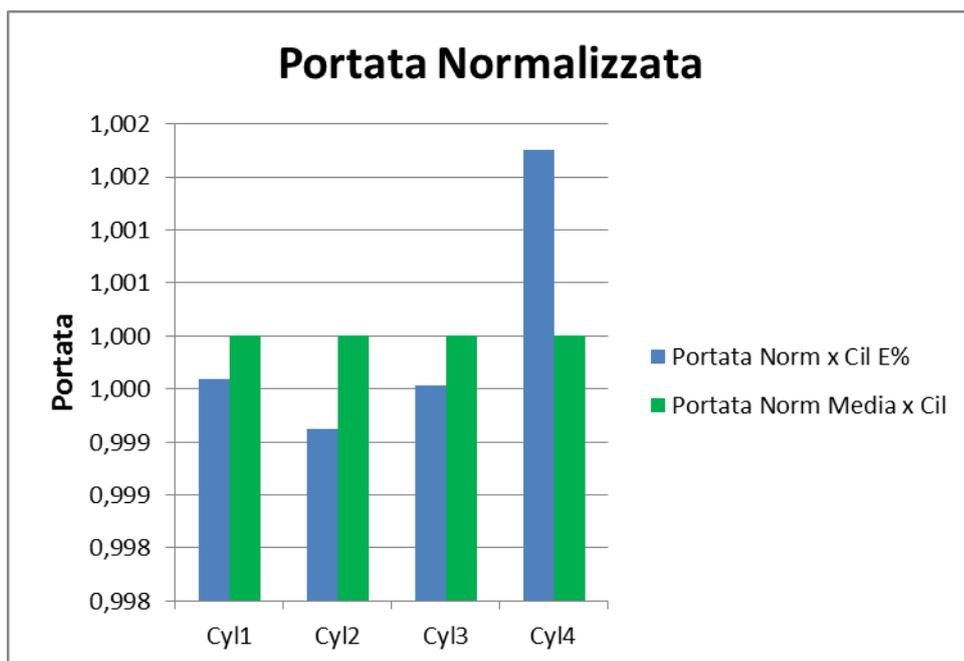


Figura 5.74

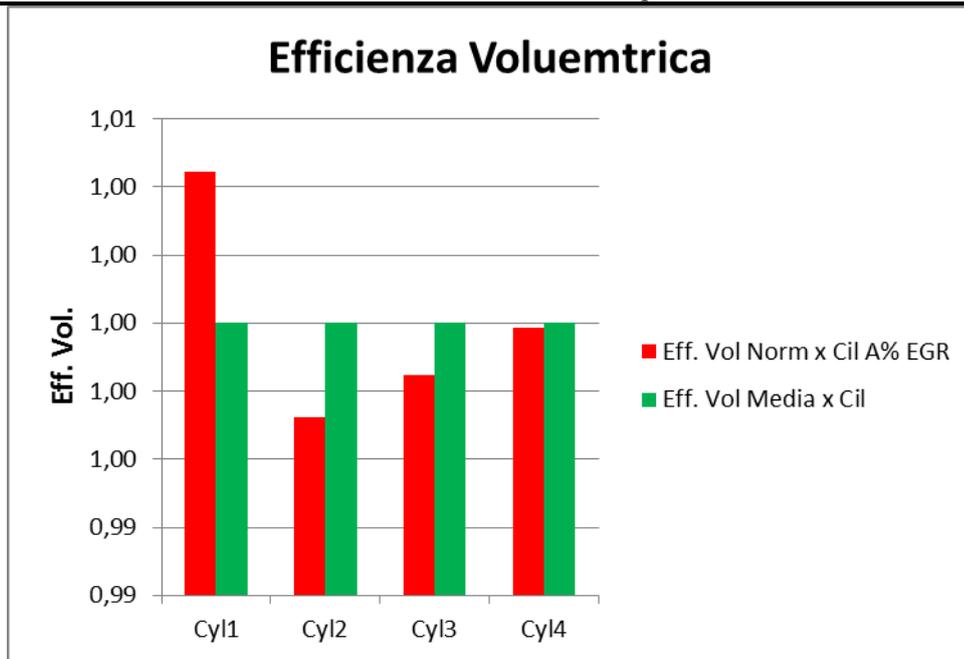


Figura 5.75

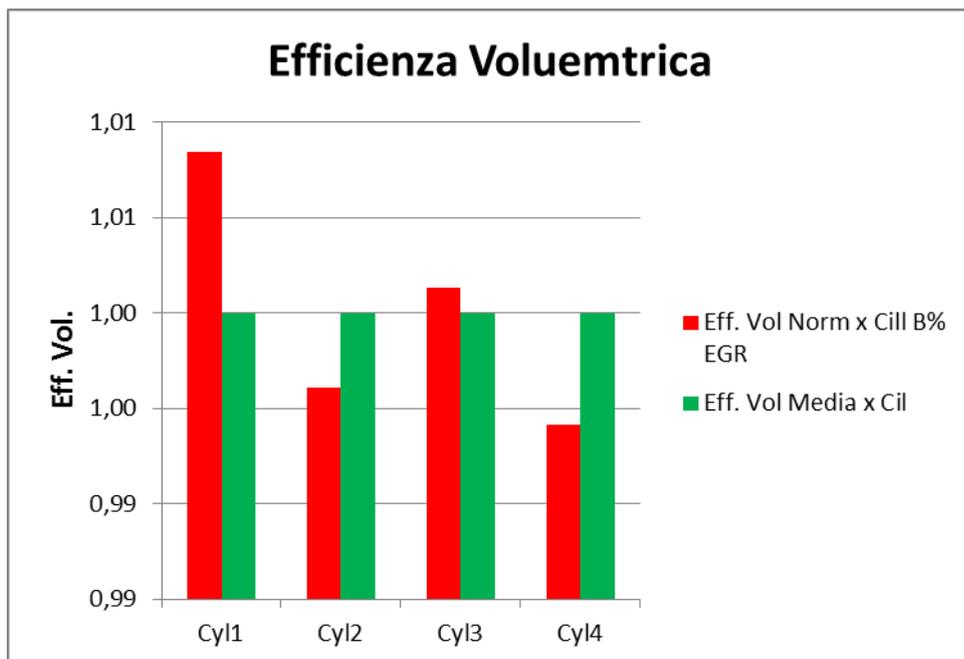


Figura 5.76

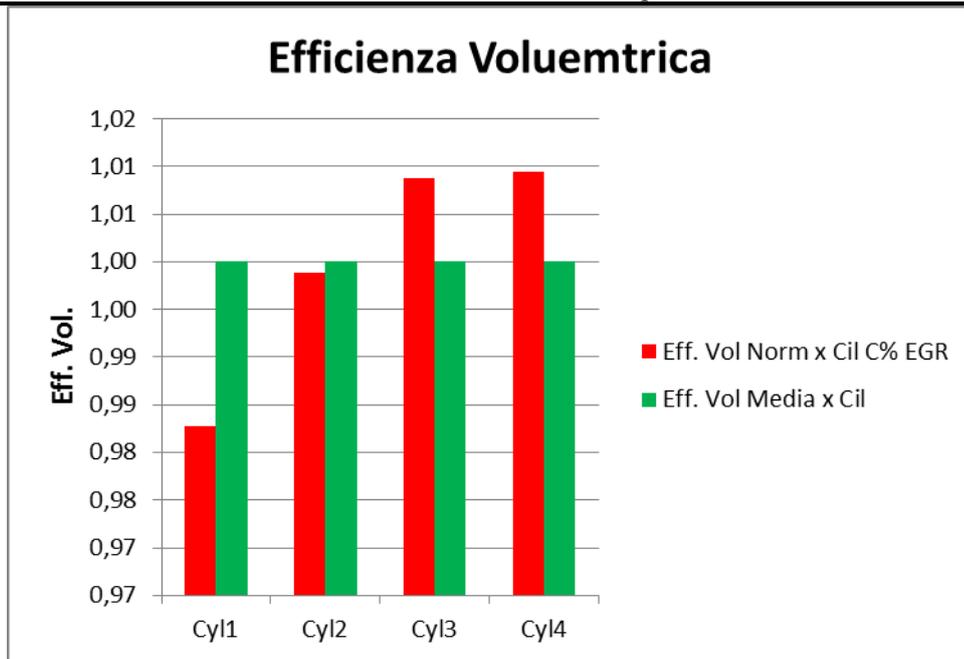


Figura 5.77

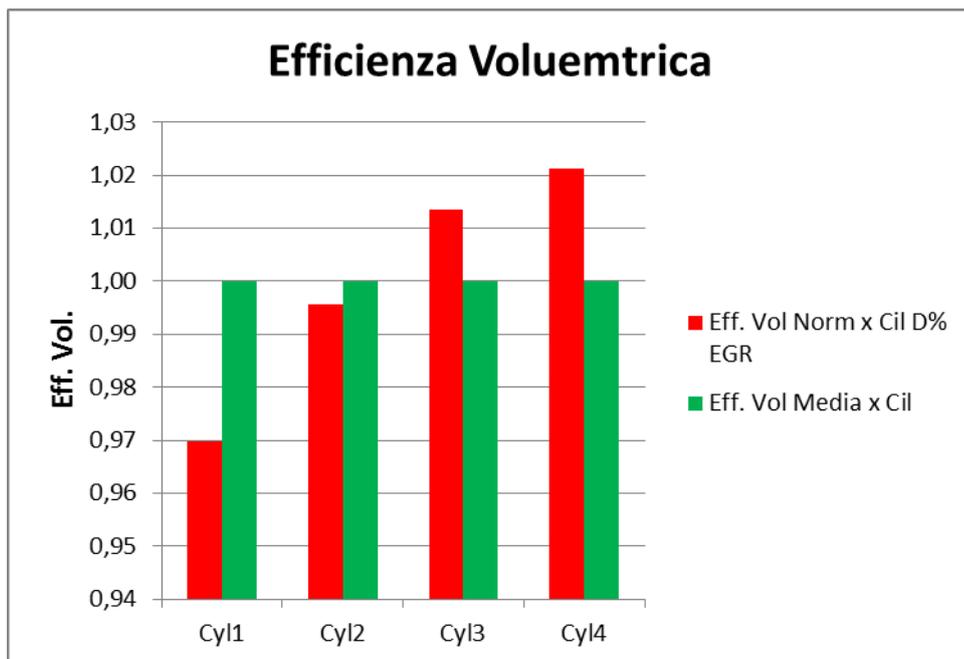
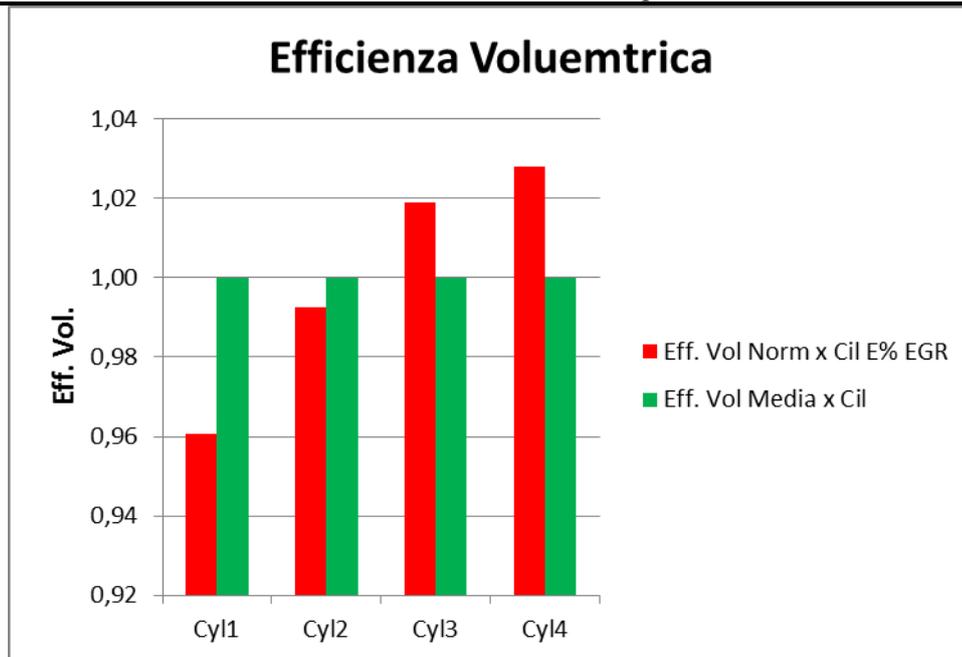


Figura 5.78

*Figura 5.79*

E' possibile concludere dunque che la migliore soluzione sia quella riportata nel caso A che offre un'ottimizzazione del grado di EGR del 81.9%, la modifica implementata sul collettore di aspirazione SDE considerando i dati ottenuti dalle simulazioni fornisce un risultato interessante, il cui successivo punto di applicazione potrebbe essere quello di valutare una modifica, così come quella proposta nel corso dell'elaborato, sul collettore per beneficiare degli studi di simulazioni fatti dopo aver confrontato che sperimentalmente ci sia stata una conferma dei risultati ottenuti.

---

## *Bibliografia*

1. **Internation Energy Agency.** Wolrd Energy Outlook 2014
2. **Dec J. et al.,** SAE Paper No. 1999-01-0509
3. **Dec J. E. e Canaan R.E.,** SAE Paper. No 980147
4. **Lavoie e Blumberg (1973)**
5. **P. F. Flynn et al.** Diesel combustion: An Integrated View Combinig Laser Diagnostic, Chemical Kinetics and Empirical Validation. SAE 1999,1999,01,0509
6. **Kitamura et al., Int, J. Eng. Res.,** 3-4 pp 223-248, 2002
7. *Development of Urea-SCR System for Heavy Duty Commercial Vehicles.* **Hirata K., et al.** 10.4271/2005-01-1860, s.l.: SAE Technical Paper, 2005, Vols 2005-01-1860
8. **STAR CCM+**
9. **Gamma Technologies**

### *Ringraziamenti*

Desidero ringraziare il mio relatore Mirko Baratta la mia correlatrice Daniela Misul, i tutor aziendali Cristiano Pecollo e Giuseppe Falletti per l'opportunità che mi hanno concesso la gentilezza e la disponibilità, i miei genitori Michele e Patrizia mio fratello Marco e tutti i miei familiari in particolare i miei nonni Piero e Rina, Saverio e Silvia le mie zie i miei zii ed i miei cugini in particolare Sofia; tutti i miei amici con cui ho avuto il piacere di condividere momenti stupendi Sergio, Michele, Alessandro, Stefano, Flavio, Claudio, Fabio, Roberta P., Roberta C., Serena, Caterina, Giuseppe A., Marco L., Antonio A., Antonio L., Francesco D. Fabio F., desidero ringraziare Adina, desidero ringraziare gli amici che ho incontrato qui Claudia C., Livio, Enrico, Andrea B., Andrea C., Angelo, Mario, Italo, Riccardo, Nicola, Sonia, Simone S., Luigi (corsetti), Roberta, Antonio, Simone, Giacomo, Vittoria, Francesca, Desideria, Erica, Bruno, Davide, Giulia, Chiara e tutti gli amici che non ho citato del gruppo della Movida Torinese, desidero infine ringraziare i colleghi che ho incontrato nel corso del mio stage in FCA del gruppo di virtual analysis, Alessandro, Paolo, Francesco, Sergio, Francesco (Franz), Manuela, e Mauro (Mauritho), e tutti gli amici che non citato.

