

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI BOLOGNA

**DOTTORATO DI RICERCA IN INGEGNERIA DELLE MACCHINE E
DEI SISTEMI ENERGETICI**

- XX CICLO -

Settore Scientifico-Disciplinare: ING-IND/08

*Studio e Sviluppo di un Motore a 2 Tempi Diesel Veloce
di Nuova Concezione per Applicazioni Automobilistiche*

Relatore

Chiar.mo Prof. Ing. Giuseppe Cantore

Candidato

Dott. Ing. Carlo Arturo De Marco

Coordinatore del Dottorato

Chiar.mo Prof. Ing. Davide Moro

Esame Finale Anno 2008

INDICE

INTRODUZIONE	1
1 IL MOTORE A DUE TEMPI DIESEL	2
1.1 GENERALITA'.....	2
1.1.1 Applicazioni di Principale Interesse.....	3
1.2 PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO DEL MOTORE A DUE TEMPI.....	6
1.3 PRINCIPALI CARATTERISTICHE DEL MOTORE A DUE TEMPI.....	8
1.4 PARAMETRI CARATTERISTICI DEI MOTORI A DUE TEMPI.....	9
1.4.1 Parametri Geometrici.....	9
1.4.2 Coppia, Potenza, Lavoro Indicato, Rendimento Meccanico	11
1.4.3 Pressione Media Effettiva.....	12
1.4.4 Consumo Specifico, Efficienza Globale di Conversione, Rendimento di Combustione.....	13
1.5 PRINCIPALI PARAMETRI OPERATIVI CHE INFLUENZANO LE EMISSIONI DEL MOTORE A DUE TEMPI DIESEL.....	15
2 I PROCESSI ANALIZZATI	17
2.1 IL PROCESSO DI LAVAGGIO.....	17
2.1.1 I Coefficienti di Lavaggio.....	19
2.1.2 Soluzioni Costruttive.....	24
2.2 IL PROCESSO DI COMBUSTIONE NEI MOTORI DIESEL.....	27
2.2.1 Chimica della Combustione.....	28
2.2.2 Fisica della Combustione.....	31
2.2.3 Il Ritardo all'Accensione.....	32
2.2.4 Le Altre Fasi della Combustione.....	33
2.2.5 Fiamme di Diffusione.....	35
2.2.6 Calcolo della Legge di Rilascio del Calore sulla Base di Dati Sperimentali.....	37
2.2.7 Camere di Combustione.....	39
2.2.8 Emissioni Inquinanti nei Motori Diesel.....	42
3 IL MOTORE HSD₂	45
3.1 STATO DELL'ARTE DEI MOTORI DUE TEMPI DIESEL VELOCI.....	46
3.1.1 Il Prototipo Daimler-Benz.....	46
3.1.2 Il Prototipo AVL.....	47
3.1.3 Il prototipo Toyota.....	49
3.1.4 Il prototipo Yamaha.....	50
3.2 IL MOTORE HSD ₂ : PRESENTAZIONE DEL PROGETTO.....	52
3.2.1 Configurazione Base del Motore HSD ₂	53
3.2.2 Possibili Evoluzioni o Modifiche del Layout Proposto.....	57
3.2.3 Analisi Preliminare del Layout di Base Proposto.....	58
3.3 STRUMENTI E METODOLOGIA DI CALCOLO.....	61

3.3.1 Il codice KIVA3V, rel. 2.....	62
3.3.1.1 Combustione turbolenta di uno spray diesel.....	62
3.3.1.2 Modellazione del combustibile per motori Diesel (DOS).....	63
3.3.1.3 Formazione del particolato.....	64
3.3.1.4 Formazione di NO _x	65
3.3.1.5 Interazione Chimica/Turbolenza.....	66
3.3.2 Lo Strumento di Discretizzazione del Dominio di Calcolo: ICEM CFD...	68
3.3.3 Validazione dello Strumento – Confronto Numerico/Sperimentale su Motore FIAT 1300 MultiJet.....	70
4 ANALISI DEI PRINCIPALI RISULTATI	77
4.1 DEFINIZIONE DELLA CAMERA DI COMBUSTIONE.....	77
4.1.1 Implementazione di un Campo di Moto Iniziale Tipo Tumble Ideale.....	78
4.1.2 Definizione della Camera di Combustione.....	82
4.2 ANALISI DEL PROCESSO DI COMBUSTIONE.....	84
4.2.1 Analisi a Pieno Carico.....	85
4.2.2 Analisi a Carico Parziale.....	93
4.2.3 Ottimizzazione della Camera di Combustione.....	94
4.3 ANALISI DEL PROCESSO DI LAVAGGIO.....	110
4.3.1 Implementazione di un Algoritmo di Interfaccia tra Griglie di Calcolo Differenti.....	113
4.3.2 Risultati del Processo di Lavaggio.....	118
5 MODELLO DELL'INIETTORE ELETTRICO-IDRAULICO	123
5.1 RICHIAMI SUL PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO.....	124
5.1.1 Descrizione del Sistema.....	124
5.1.2 Modalità di Funzionamento.....	127
5.1.3 Ugello e Polverizzatore di iniezione.....	129
5.2 COSTRUZIONE DEL MODELLO.....	131
5.2.1 Ambiente di Sviluppo.....	131
5.2.2 Il Modello dell'Iniettore.....	132
5.3 VALIDAZIONE DEL MODELLO.....	139
5.3.1 Caratterizzazione dell'Iniettore a 4000 rpm.....	139
5.3.2 Caratterizzazione dell'Iniettore a 3000 rpm.....	142
5.3.3 Caratterizzazione dell'Iniettore a 2000 rpm.....	145
5.3.4 Caratterizzazione dell'Iniettore a 1500 rpm.....	148
CONCLUSIONI	151
Appendice	I
Bibliografia	i

INTRODUZIONE

Fin dall'inizio degli anni Novanta, numerosi tentativi sono stati fatti per applicare il ciclo a due tempi ai motori Diesel veloci: si ricordano ad esempio i prototipi automobilistici realizzati da Toyota, Yamaha e AVL; nel campo aeronautico vi sono addirittura già alcuni esemplari in commercio (DeltaHawk, Zoche, Diesel Air, Wilksh Airmotive). La superiorità del Diesel due tempi rispetto al quattro tempi è ormai accertata in termini di rapporto peso/potenza ed emissioni di NO_x; qualche dubbio sussiste, tuttavia, per quello che riguarda il consumo specifico e le emissioni di particolato. All'interno del Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Civile (DIMEC) dell'Università di Modena e Reggio Emilia, presso cui sono state svolte le attività di Dottorato, è attivo un progetto che ha come iniziale obiettivo lo studio della fattibilità e la previsione delle prestazioni di un nuovo tipo di motore a due tempi Diesel veloce che soddisfi allo stesso tempo le tradizionali esigenze dell'industria automobilistica dedicata ai veicoli per trasporto civile: bassi rapporti peso/potenza, costi ed ingombri contenuti, semplicità costruttiva, elevate efficienze di conversione e, soprattutto, emissioni inquinanti in grado di rispettare le future normative in materia di inquinamento ambientale.

Tale studio, i cui principali risultati finora ottenuti sono presentati in questo elaborato, si avvale principalmente di simulazioni CFD, sia mono che multi-dimensionali, con particolare riferimento ai processi di ricambio della carica (lavaggio), combustione ed iniezione. A tale scopo si è fatto principalmente uso di software di calcolo come il noto codice KIVA3V per l'analisi del lavaggio e del processo di combustione, ed AMESIM per la definizione del sistema di iniezione; entrambi i software sono stati validati per mezzo di confronti numerico-sperimentali effettuati su motori realmente esistenti. Il codice KIVA3V utilizzato nel presente lavoro si basa su una versione sviluppata presso l'Università svedese di Chalmers e si avvale di ulteriori elaborazioni messe a punto presso il Dipartimento DIMEC dell'Università di Modena e Reggio Emilia.

Per poter valutare le potenzialità del nuovo motore si è assunto come riferimento un motore a quattro tempi Diesel automobilistico, del quale sono note sperimentalmente tutte le caratteristiche e di cui si sono effettuate svariate simulazioni. Dal confronto finora effettuato tra il quattro tempi di riferimento ed il nuovo motore due tempi, sono emerse indicazioni estremamente confortanti circa la validità del concetto proposto.

1 IL MOTORE A DUE TEMPI DIESEL

1.1 GENERALITA'

Appartenente alla famiglia delle macchine motrici endotermiche alternative, il motore due tempi Diesel converte, attraverso processi più o meno dissipativi che ne definiscono l'efficienza energetica, l'energia chimica di un combustibile in energia meccanica.

Il potenziale energetico detenuto dal combustibile, solitamente un idrocarburo, si libera sottoforma di calore per mezzo di un processo esotermico che vede coinvolto, oltre al combustibile, un comburente (solitamente aria); i gas ad alta temperatura e pressione presenti nella camera in cui è avvenuta la combustione esercitano una spinta sulle pareti della stessa che manifesta il suo effetto con il moto di un elemento mobile, il pistone; questo, attraverso il tradizionale manovellismo di spinta, caratteristico di questa tipologia di motori, converte il moto rettilineo alterno del pistone in un moto rotatorio dell'albero.

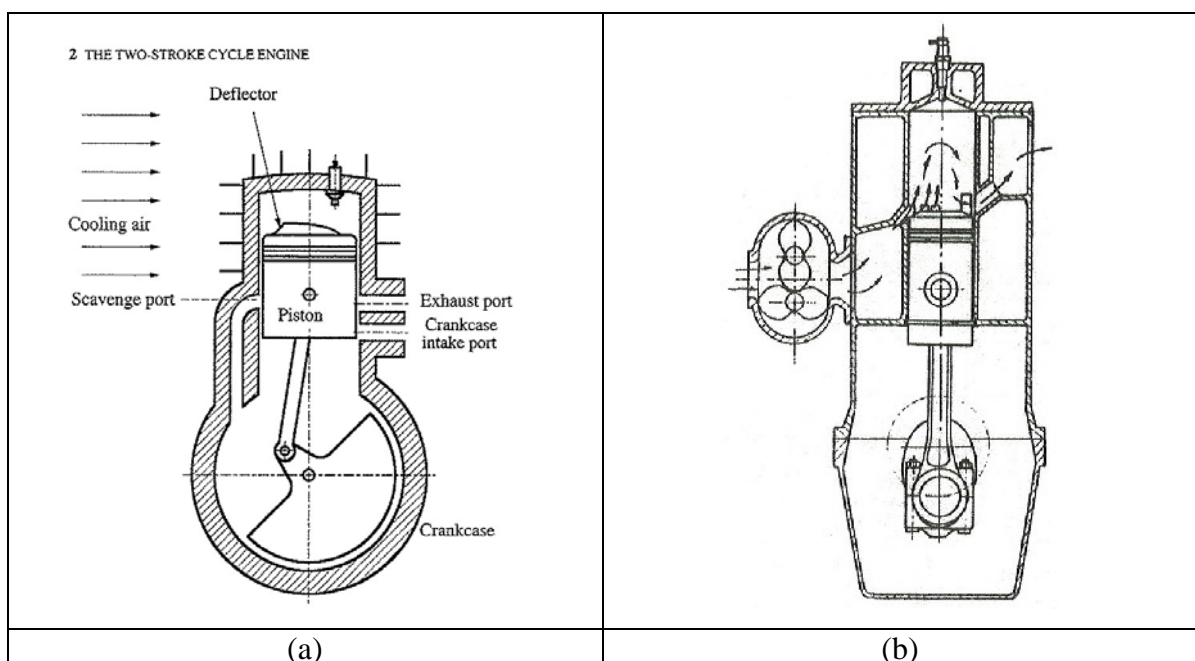


Figura 1-1 a) Motore a due tempi ad accensione comandata con carter pompa [1], b) Motori a due tempi Diesel con compressore volumetrico Roots [2]

L'architettura schematica tradizionale di questa macchina, rappresentata in figura 1-1 (a), è principalmente costituita da un sistema biella-manovella, un pistone, un basamento all'interno del quale sono ricavati il carter, in basso, e il cilindro con la camera di combustione, in alto. Nello schema più semplice sono ricavate, alla base del cilindro, due luci, una di ingresso dell'aria (Scavenge Port, fig. 1-1 (a)), l'altra di scarico dei gas combusti (Exhaust Port, fig. 1-1 (a)). L'altezza della luce di scarico definisce l'istante angolare di avvio del processo di espulsione dei gas mentre l'altezza della luce di ingresso definisce l'avvio della fase di riempimento del cilindro da parte della nuova carica. L'intervallo angolare definito da questi due istanti (EO, Exhaust Opening, e SC, Scavenge Closing) definisce la durata del processo di ricambio della carica: *il lavaggio*. Affinché questo processo avvenga nella direzione giusta, ossia dalla luce di ingresso alla luce di travaso, è di fondamentale importanza garantire che l'apertura della luce di scarico, ad una pressione prossima a quella ambiente, preceda l'apertura della luce di ingresso in modo da far crollare la pressione all'interno del cilindro a valori inferiori alla pressione di sovralimentazione dell'aria in arrivo dal compressore.

Lo schema riportato in figura 1-1 (a) rappresenta l'architettura di un tradizionale motore a due tempi ad accensione comandata, in cui il carter funge da pompa di lavaggio: esso aspira la carica fresca (composizione premiscelata di aria, benzina ed olio di lubrificazione) da una terza luce, la comprime e la convoglia alla luce di ingresso per mezzo di un canale ricavato tra il basamento ed il carter stesso; nella fig. 1-1 (a) questo canale è rappresentato alla sinistra del cilindro e prende il nome di travaso. Lo schema rappresentato in figura fig. 1-1 (b) rappresenta, invece, un motore a due tempi Diesel in una delle sue applicazioni più tradizionali come la propulsione navale; in questa tipologia di motore a due tempi la pressione di alimentazione dell'aria in ingresso al cilindro viene garantita da un compressore volumetrico (di rado si applica un compressore dinamico) ed il combustibile viene iniettato direttamente in camera (iniezione diretta) o in una precamera (iniezione indiretta).

1.1.1 Applicazioni di Principale Interesse

Le caratteristiche del motore a due tempi, sia ad accensione comandata che e ad accensione per compressione, che ne hanno consentito l'affermazione in applicazioni specifiche e che lo distinguono dal tradizionale motore endotermico alternativo a quattro tempi sono principalmente due:

- a) assenza di valvole a fungo: questa caratteristica ne privilegia l'impiego in quei settori in cui sono richiesti alesaggi molto piccoli, oppure, al contrario, molto grandi. Nei motori di piccola taglia (≈ 100 W), la presenza di valvole a fungo di dimensioni molto contenute e di sezioni di attraversamento dei gas molto ristrette ne compromette le prestazioni, l'efficienza ed i costi di produzione; mentre nei motori di grande taglia (≈ 20 MW) la presenza di valvole a fungo eccessivamente grandi e pesanti ne limita fortemente il regime di rotazione già di per sé molto basso; le grandi masse in moto e le relativamente elevate accelerazioni a cui queste valvole sarebbero sottoposte genererebbero delle forze d'inerzia incompatibili con un corretto e duraturo funzionamento della macchina. L'assenza delle valvole a fungo comporta anche un processo di ricambio della carica che differisce dalle tradizionali modalità con cui avviene il ricambio della carica nei motori a quattro tempi.
- b) numero di cicli per giro d'albero: mentre il motore a quattro tempi è caratterizzato da un rapporto fra cicli e giri d'albero di 1:2, il motore a due tempi presenta un rapporto 1:1, questo consente di avere un processo di combustione, e quindi un'erogazione di energia, ad ogni rivoluzione dell'albero invece che ogni due. Come meglio definito in seguito, questo comporta, in via del tutto teorica, un aumento della potenza erogata di un fattore due, a scapito però di una corsa utile inferiore a quella geometrica causata dalla presenza delle luci. Nelle tradizionali applicazioni pratiche la potenza erogata dal motore aumenta di una percentuale che oscilla dal 20% al 60% rispetto ai motori a quattro tempi di pari cilindrata. Questa discordanza tra la teoria e la pratica vede le sue cause principali nel processo di lavaggio che non permette un ricambio di carica altrettanto efficiente quanto i tradizionali sistemi dei motori a quattro tempi. L'effetto di una frequenza doppia di eventi combustivi è causa, inoltre, di un maggiore scambio termico a parete; questo comporta un sostanziale aumento dell'aliquota energetica che si disperde nel fluido di raffreddamento della macchina (v. Appendice) che ne penalizza l'efficienza; rispetto ad un motore a quattro tempi, inoltre, l'aumento dei flussi termici a parete induce anche un maggiore stress termico, soprattutto sul pistone, questo aspetto andrà preso in considerazione in fase di progettazione e di scelta dei materiali.

In base alla potenza erogata, che spesso ne definisce anche il campo di applicazione, i motori a due tempi possono essere classificati in tre categorie:

- I. motori con bassa potenza erogata (< 50 kW)
- II. motori con potenza erogata media (50 ÷ 1000 kW)
- III. motori con alta potenza erogata (> 1 MW).

La prima categoria è costituita da motori due tempi ad accensione comandata principalmente usati nell'ambito di applicazioni per le quali è richiesta compattezza, leggerezza e semplicità costruttiva: motoseghe, potatrici, fuoribordo, snowmobile, piccoli generatori di energia elettrica, motocicli, equipaggiamento di piccoli modellini di automobili, barche e aerei, o velivoli ultraleggeri.

La seconda categoria è costituita da motori ad accensione per compressione sovralimentati che equipaggiano, di solito, veicoli corazzati militari.

La terza ed ultima categoria è costituita da motori Diesel di grande alesaggio (≈ 1 m) destinati alla propulsione navale o ad impianti fissi per "produzione" di energia elettrica. Questi motori, sovralimentati, lavorano con regimi di rotazione bassi (≈ 100 rpm) ma sono caratterizzati da elevati valori di efficienza di conversione, a volte superiore al 50%. Di seguito un prospetto generale dei motori Diesel a due tempi di grande alesaggio.

Type	Units	MAN-B&W K70MC-S	Mitsubishi 4UECGOL	MAN-B&W K90MC	Sulzer-IHI RTA84
No. of cylinders	—	4	4	4	4
Bore	m	0.70	0.60	0.90	0.84
Stroke	m	1.96	1.90	2.55	2.40
Displaced volume	liter	3,016	2,150	6,486	5,320
Max. output	MW	10.2	6.25	17.3	13.2
at speed	rev/min	120	110	94	90
Brake spec. fuel cons.	kg/kW-h	0.160	0.170	0.162	0.171
Max. mean piston speed	m/s	7.8	7.0	8.0	7.2
Max. bmep	MPa	1.70	1.60	1.70	1.55
Max. combustion pressure	MPa	—	13.0	—	—
Power/gross weight	kW/kg	—	0.023	0.023	0.022
Power/displacement volume	MW/m ³	3.40	2.91	2.66	2.49
Type of scavenging	—	Uniflow	Uniflow	Uniflow	Uniflow
Major use		Stationary	Marine	Marine	Marine

Figura 1-2 Esempi dei principali modelli di motori a 2 tempi Diesel di grande alesaggio realizzati nell'ambito della propulsione navale [1]

1.2 PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO DEL MOTORE A DUE TEMPI

A differenza del motore a quattro tempi, caratterizzato da una corsa di aspirazione della nuova carica ed una di espulsione dei gas combusti, per il ricambio della carica il motore a due tempi necessita di una pompa di lavaggio che garantisca il riempimento del cilindro da parte della nuova carica e che spinga i gas combusti a fuoriuscire dalle luci di scarico. Una tradizionale soluzione, applicata per lo più ai motori a benzina, prevede l'utilizzo del carter come pompa di lavaggio (fig. 1-1 (a)). Il diagramma polare delle fasi (1-3 (a)), caratterizzante questo tipo di motore, mette in luce la sequenza con cui si verificano gli eventi di apertura e chiusura delle luci, ed i tempi con cui questi avvengono, in termini di angolo di manovella, quindi la durata angolare dei principali processi sia lato cilindro che lato carter.

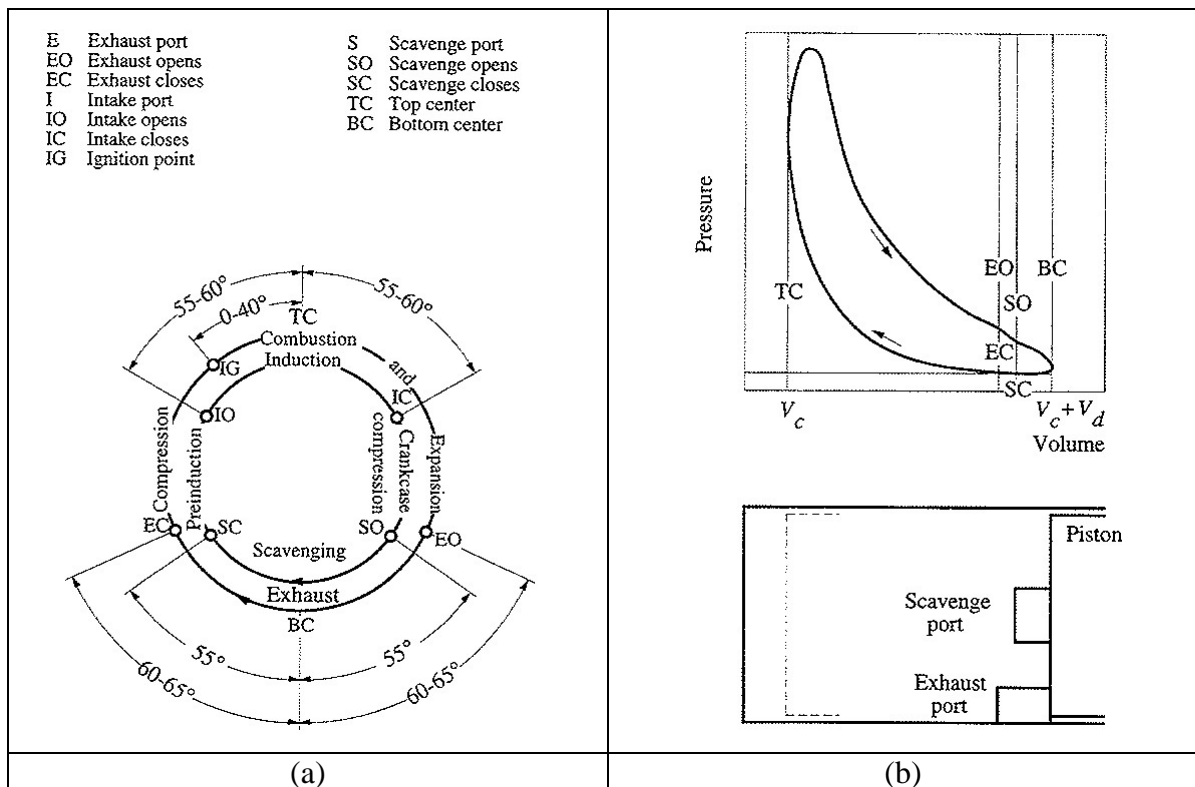


Figura 1-3 a) Diagramma polare delle fasi di un motore a due tempi con funzionamento carter pompa [1], b) Diagramma di indicatore tracciato in base agli eventi [1]

Si prenda come riferimento l'evento di apertura della luce di aspirazione (IO) che si verifica quando il pistone sta viaggiando verso il punto morto superiore (TC); la carica

fresca (che può essere una miscela premiscelata aria-combustibile o soltanto aria) viene aspirata nel carter a causa della depressione che si è creata grazie all'aumento di volume generato dal moto del pistone verso l'alto, mentre nel cilindro questo movimento genera una diminuzione di volume che comprime la carica già entrata durante il ciclo precedente. All'istante IG la carica si innesca (per mezzo di una candela, motori AS, o per mezzo dell'alta pressione, motori AC) e si verifica il processo di combustione che porta all'espansione dei gas combusti e, quindi, all'inversione del moto del pistone che si sposta verso il punto morto inferiore (BC). Nel momento in cui il pistone inizia a scendere genera una diminuzione di volume nel carter che comporta, fino alla chiusura della luce di aspirazione (IC), una fuoriuscita di carica fresca, quindi un'inversione temporanea del flusso. Circa 120° dopo il punto morto superiore (TC) si apre la luce di scarico (EO) e la differenza di pressione tra l'interno cilindro e il condotto di scarico (pressione prossima a quella ambiente) permette una prima fase di espulsione dei gas combusti. A distanza di circa 5° da quest'ultimo evento avviene l'apertura della luce di ingresso (SO) che permette alla carica compressa all'interno del carter di fluire all'interno del cilindro; in questo momento il gradiente di pressione che regna all'interno del cilindro governa sia il flusso in uscita che quello in ingresso, le luci sono entrambe aperte, per cui una scorretta progettazione del sistema di lavaggio potrebbe far fluire una consistente percentuale di carica direttamente allo scarico (corto-circuito) e lasciare un altrettanto cospicua percentuale di gas combusti all'interno del cilindro. Una volta raggiunto il punto morto inferiore (BC), il pistone ricomincia a salire aumentando la pressione all'interno del cilindro e diminuendo quella del carter: fino alla chiusura della luce di ingresso (55° dopo il BC) e nel caso la pressione di lavaggio sia bassa, si potrebbe verificare un flusso di gas dal cilindro al carter con effetti nefasti sulla qualità della nuova carica. Una volta chiusa la luce di ingresso (SC) e, successivamente, quella di scarico (EC), il ciclo si ripete.

Il sistema carter-pompa può essere sostituito da un compressore esterno che, alimentato meccanicamente dall'albero motore, garantisca la pressione di sovralimentazione necessaria ad un corretto processo di lavaggio e permetta al carter di svolgere le sue tradizionali mansioni di lubrificazione. In alcuni casi è previsto che un compressore volumetrico, per i bassi regimi, sia combinato in serie ad un compressore dinamico turbo-alimentato, per gli alti regimi.

Il processo di lavaggio si presenta, quindi, come una fase molto critica dalla quale dipende l'efficienza energetica del motore. Un ottimo sistema di lavaggio, assolutamente ideale, prevede che la carica fresca rimpiazzhi esattamente i gas combusti senza perdite per

corto-circuito; nella realtà parte della miscela fluisce direttamente allo scarico, mentre parte dei gas combusti resta all'interno del cilindro; di conseguenza in camera si avranno zone in cui è presente solo miscela fresca, zone in cui sono presenti solo gas combusti, e zone in cui è presente una miscela di carica fresca e gas combusti, il tutto dipendente fortemente dalle modalità con il quale è avvenuto il processo di lavaggio. In genere, l'efficienza del sistema di lavaggio dipende da più fattori: geometria della camera e dei condotti, disposizione delle luci, sistemi di sovralimentazione (compressore volumetrico, carter-pompa, etc.), regime di rotazione, carico, condizioni atmosferiche, etc.

1.3 PRINCIPALI CARATTERISTICHE DEL MOTORE A DUE TEMPI

Oltre alla già citata caratteristica di un aumento teorico di fattore due della potenza erogata all'albero e l'assenza di valvole a fungo (v. par. 1.1.1), il motore a due tempi è caratterizzato anche da un processo di ricambio della carica molto differente rispetto al motore a quattro tempi: durante il lavaggio circa il 20% della carica introdotta fluisce direttamente allo scarico per corto-circuito, ed una percentuale che va dal 10% al 30% di gas combusti resta nel cilindro; la presenza di gas residui da un lato inquina la carica che brucerà al ciclo successivo, dall'altro limiterà la temperatura in camera, quindi gli stress termici, le perdite per scambio termico a parete e le emissioni di NO_x .

Il fenomeno del corto-circuito induce a ritenere che coinvolgendo nel lavaggio solo aria e non una miscela preformata di aria e benzina, si possa ottenere una forte riduzione di combustibile perso direttamente allo scarico, e quindi una riduzione di HC nei gas scaricati in atmosfera. L'iniezione diretta rappresenta, di conseguenza, una soluzione molto attraente per motori a due tempi a benzina, mentre risulta essere una soluzione ormai consolidata nella versione Diesel.

Poiché i motori a due tempi ad accensione per compressione dispongono di un sistema di sovralimentazione esterno, essi non necessitano di particolari accorgimenti o modifiche circa le modalità di lubrificazione la quale, come nei tradizionali motori a quattro tempi, viene demandata al bagno d'olio contenuto nel carter. Nei motori ad accensione comandata con sistema di alimentazione aria tipo carter-pompa, al contrario, non è possibile affidare al carter il compito della lubrificazione in quanto a questo viene già destinato il compito di comprimere l'aria che lo attraversa; in questa tipologia di motori

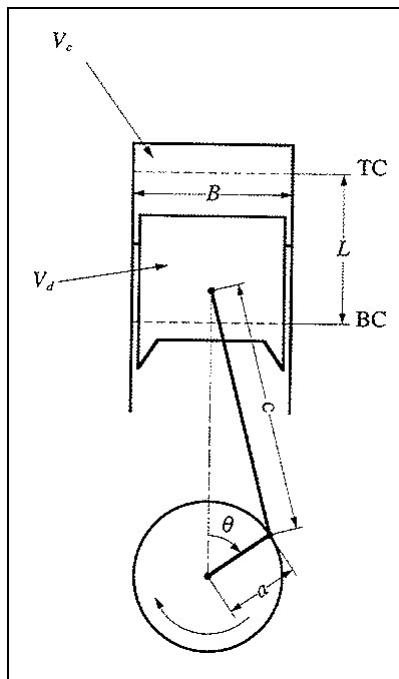
a due tempi una piccola quantità di olio viene introdotta direttamente nel combustibile (2%, circa) oppure iniettata in seno all'aria che attraversa il condotto di aspirazione.

1.4 PARAMETRI CARATTERISTICI DEI MOTORI A DUE TEMPI

Vengono di seguito esposti i principali parametri che caratterizzano i motori a due tempi, sia ad accensione comandata che per compressione: relazioni analitiche di carattere geometrico, relazioni di potenza, coppia e consumo specifico, ed infine, ma non meno importanti, le definizioni di rendimento ed efficienza.

1.4.1 Parametri Geometrici

Con riferimento alla figura 1-4 si esplorano i principali parametri geometrici caratterizzanti i motori endotermici alternativi in genere, ed il motore a due tempi in particolare. In merito a questo aspetto non sussistono particolari differenze tra motori ad accensione comandata e motori ad accensione per compressione.



Parametro	Significato Geometrico
B	Alesaggio
L	Corsa
V_d	Cilindrata
V_c	Volume della camera di combustione

Figura 1-4 Parametri geometrici caratteristici di un motore endotermico alternativo [1]

L'alesaggio B rappresenta il diametro interno del cilindro (teoricamente esso è coincidente con il diametro del pistone), la corsa L rappresenta la distanza percorsa dal pistone durante uno spostamento tra i due punti morti (TC e BC), la cilindrata V_d rappresenta il volume spazzato dal pistone durante una corsa, mentre V_c è il volume della camera di combustione, ossia il volume racchiuso dalla testa, dalle pareti del cilindro e dal pistone al punto morto superiore (TC).

Da considerazioni geometriche:

$$V_d = \frac{\pi}{4} B^2 L \quad (1.1)$$

Sulla base delle grandezze appena definite è possibile definire degli altri parametri di utilità sia pratica che teorica come il rapporto di compressione r_c del motore, definito come:

$$r_c = \frac{(V_d + V_c)}{V_c} \quad (1.2)$$

Altri parametri caratteristici dei motori endotermici alternativi sono:

- rapporto alesaggio-corsa B/L
- rapporto tra lunghezza di biella e raggio di manovella c/a

Si osserva che i due parametri appena elencati si legano tramite la relazione $L = 2a$.

Nel caso di motori con funzionamento a carter-pompa è possibile definire un altro parametro quale il rapporto tra il massimo volume del carter (V_{cc}), quando il pistone si trova a TC, ed il massimo volume del cilindro ($V_d + V_c$), quando il pistone si trova a BC. Poiché il prototipo oggetto di questo elaborato non riguarda motori a due tempi con carter-pompa non si terrà conto di quest'ultima grandezza. Valori tipici di questi parametri sono riportati in tabella 1-1.

<i>Tipologia di motore</i>	<i>Taglia</i>	r_c	B/L	c/a	$V_{cc}/(V_d + V_c)$
Accensione comandata		8-12	0.8-1.2	3-4	2.5-4.5
Accensione per compressione	Piccola	12-24	0.8-1.2	3-4	2.5-4.5
	Grande	12-16	0.3-0.7	5-9	

Tabella 1-1: Valori caratteristici dei parametri geometrici definiti.

Una volta definiti i parametri geometrici elementari è possibile ricavare la legge di variazione del volume all'interno del cilindro in funzione della posizione angolare dell'albero motore. Stabilito lo zero dell'angolo ϑ di manovella, si ha:

$$\frac{V}{V_c} = 1 + \frac{I}{2}(r_c - 1) \left[\frac{c}{a} + 1 - \cos \vartheta - \sqrt{\left(\frac{c}{a}\right)^2 - \sin^2 \vartheta} \right] \quad (1.3)$$

È altresì possibile definire la velocità media del pistone come

$$\bar{S}_p = 2LN \quad (1.4)$$

con N regime di rotazione del motore espresso in [giri/s]. Valori tipici di questo parametro sono 8÷16 m/s per i motori più piccoli e veloci, e 5÷10 m/s per i motori più grandi e lenti. Questo parametro mette in evidenza il grado di sollecitazione meccanica del motore in quanto più è elevata la velocità media del pistone maggiori sono le accelerazioni degli elementi in moto alterno, quindi le forze d'inerzia cui questi sono sottoposti.

Derivando l'equazione 1.3 è possibile ricavare la velocità di spostamento del pistone che viene di seguito presentata in rapporto alla sua velocità media definita come in 1.4:

$$\frac{S_p}{\bar{S}_p} = \frac{\pi}{2} \sin \vartheta \left(1 + \frac{\cos \vartheta}{\sqrt{\left(\frac{c}{a}\right)^2 - \sin^2 \vartheta}} \right) \quad (1.5)$$

1.4.2 Coppia, Potenza, Lavoro Indicato, Rendimento Meccanico

Definita T la coppia erogata all'albero in corrispondenza di un determinato regime di rotazione ($T = T(N)$) la potenza erogata è data dalla relazione 1.6:

$$P_b = 2\pi NT \quad (1.6)$$

dove 2π è il coefficiente di conversione della velocità angolare da [giri/s] in [rad/s], mentre la potenza è espressa in [W] e la coppia in [Nm]. Rilevando in corrispondenza di un determinato regime la coppia T al banco, ad esempio mediante un freno dinamometrico, è possibile calcolare la potenza del motore all'albero; poiché la coppia è funzione del regime, la potenza dipenderà da esso con legge quadratica (una dipendenza diretta ed una indiretta), per cui la massima potenza si verificherà in corrispondenza di un regime superiore a quello di massima coppia (fig. 1-5).

Considerando il diagramma di indicatore di fig. 1-3 (b), la relazione che permette di definire il lavoro indicato del motore 2 tempi, ossia il lavoro raccolto dal pistone ad ogni ciclo grazie all'espansione dei gas all'interno del cilindro, è la 1.7:

$$W_{c,i} = \oint p dV \quad (1.7)$$

La potenza indicata di un motore avente n_c cilindri è, quindi, data dal prodotto tra il lavoro erogato ad ogni ciclo da tutti i cilindri per il numero di cicli compiuti nell'unità di tempo, 1.8:

$$P_i = n_c W_{c,i} \frac{2N}{n_R} \quad (1.8)$$

dove n_R è il numero di tempi del motore ($n_R = 2$ per un motore a due tempi, $n_R = 4$ per un motore a quattro tempi) da cui il valore doppio di potenza indicata del motore a due tempi rispetto ad uno a quattro tempi di pari cilindrata.

La potenza indicata P_i differisce dalla potenza erogata all'albero P_b a causa delle perdite meccaniche dovute agli attriti degli elementi in moto relativo; la differenza fra questi due "livelli" di potenza rappresenta la potenza P_f che è stata spesa per vincere gli attriti meccanici:

$$P_f = P_i - P_b \quad (1.9)$$

Si definisce rendimento meccanico, η_m , il rapporto tra la potenza rilevata all'albero e la potenza indicata:

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_i} = \frac{P_i - P_f}{P_i} = 1 - \frac{P_f}{P_i} \quad (1.10)$$

Osservazione: nel caso la potenza P_b fosse rilevata al banco con tutti i dispositivi ausiliari inseriti (pompe, aria condizionata, impianto elettrico etc.) la grandezza η_m così definita terrebbe conto anche dell'assorbimento di potenza da parte dei sistemi ausiliari. Valori caratteristici del rendimento meccanico così definito sono di poco superiori al 90%.

1.4.3 Pressione Media Effettiva

Poiché la coppia e la potenza sono grandezze che dipendono dalla cilindrata, il confronto fra motori di taglia diversa non avrebbe significato se non tramite la definizioni di parametri indipendenti dalla cilindrata. Si definisce quindi la pressione media effettiva mep come:

$$mep = \frac{W_c}{V_d} \quad (1.11)$$

ossia il rapporto fra il lavoro effettivo erogato ad ogni ciclo del motore e la cilindrata; in particolare, mep rappresenta la pressione media effettiva $bmep$ se W_c rappresenta il lavoro erogato all'albero $W_{c,b}$, mentre rappresenta la pressione media indicata $imep$ se W_c rappresenta il lavoro indicato $W_{c,i}$.

Considerando la 1.8 e la 1.6 si ricava che:

$$W_c = \frac{P n_R}{2N n_c} = \frac{2\pi N T n_R}{2N n_c} = \frac{\pi T n_R}{n_c} \quad (1.12)$$

la 1.11 diventa, quindi:

$$mep = \frac{Pn_R}{2Nn_cV_d} = \frac{\pi n_R T}{n_c V_d} \quad (1.13)$$

dove P rappresenta la potenza, P_i o P_b , e T rappresenta la coppia, T_i o T_b , in base al significato di mep come $imep$ o $bmep$.

Un'analisi dimensionale della pressione media effettiva data dalla 1.11 mette in evidenza come la mep sia effettivamente una pressione, almeno a livello di unità di misura, che raggiunge il suo massimo ad un regime di rotazione corrispondente al regime di massima coppia. Dal punto di vista concettuale tale parametro altro non è che il lavoro erogato ad ogni ciclo per unità di cilindrata; valori caratteristici di $bmep$, per un motore due tempi Diesel, sono 1.2÷1.75 MPa.

1.4.4 Consumo Specifico, Efficienza Globale di Conversione, Rendimento di Combustione

Il consumo di energia da parte di un motore potrebbe essere definito come la portata di combustibile \dot{m}_f necessaria al corretto funzionamento del motore. Un parametro assoluto come questo non terrebbe conto dell'efficienza di conversione della macchina e tanto meno della cilindrata. Si definisce, quindi, un parametro normalizzato, il consumo specifico sfc , che indichi il consumo di energia da parte del motore per unità di potenza erogata:

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (1.14)$$

Tale parametro, inversamente proporzionale all'efficienza di conversione, assume valori tipici, per motori due tempi diesel, di 180 g/kWh.

Per valutare l'efficienza globale di conversione, il consumo specifico viene spesso trascurato rispetto ad un altro parametro che relaziona la potenza erogata all'albero con l'energia chimica introdotta:

$$\eta_f = \frac{W_c}{\dot{m}_f K_i} = \frac{P}{\dot{m}_f K_i} \quad (1.15)$$

dove K_i rappresenta il potere calorifico inferiore del combustibile espresso in [MJ/kg]; valori tipici del potere calorifico inferiore sono: 40÷50 MJ/kg, almeno per i combustibili di usuale impiego in campo automobilistico (non viene considerato l'idrogeno che ha un potere calorifico molto più alto, 120 MJ/kg, circa).

Battezzando $\eta_{f,i}$ l'efficienza globale di conversione rispetto al lavoro indicato e $\eta_{f,b}$ l'efficienza globale di conversione rispetto al lavoro effettivo, sulla base della relazione 1.10 si ha:

$$P_b = \eta_m P_i \quad \eta_{f,i} = \frac{P_i}{\dot{m}_f K_i} \quad \eta_{f,b} = \frac{P_b}{\dot{m}_f K_i}$$

$$\eta_{f,b} = \frac{\eta_m P_i}{\dot{m}_f K_i} = \eta_m \eta_{f,i} \Rightarrow \eta_{f,b} = \eta_m \eta_{f,i} \quad (1.16)$$

Combinando, altresì, le espressioni 1.14 ed 1.15 si ottiene la relazione di proporzionalità inversa tra consumo specifico ed efficienza globale di conversione:

$$\dot{m}_f = sfc \cdot P \Rightarrow \eta_f = \frac{P}{sfc \cdot P \cdot K_i}$$

$$\eta_f = \frac{1}{sfc \cdot K_i} \Rightarrow sfc = \frac{1}{\eta_f \cdot K_i} \quad (1.17)$$

Dalla 1.16 ed 1.17 si ottiene il consumo specifico $bsfc$ che tiene conto di tutti gli assorbimenti di potenza:

$$bsfc = \frac{1}{\eta_m \eta_{f,i} K_i} \quad (1.18)$$

Si definisce, inoltre, il rendimento di combustione come il prodotto fra l'energia termica liberata in combustione e l'energia chimica introdotta, entrambe le grandezze riferite ad singolo ciclo:

$$\eta_c = \frac{Q_c}{m_f K_i} \quad (1.19)$$

dove Q_c rappresenta il calore effettivamente liberato in combustione, inferiore all'energia teoricamente introdotta $m_f K_i$, a causa di svariati fattori associati a processi dissipativi e fenomeni di combustione incompleta (v. Appendice). Nei calcoli svolti in questo elaborato il valore di Q_c verrà calcolato come integrale del "rilascio calore istantaneo", $R.o.H.R.$ espresso in $[j/^\circ]$, tra gli istanti angolari che comprendono la combustione:

$$\eta_c = \frac{\int_{\theta_i}^{\theta_f} R.o.H.R. d\theta}{m_f K_i} \quad (1.20)$$

dove θ_i e θ_f rappresentano gli istanti angolari di inizio e fine della combustione, questi istanti angolari vengono definiti in base al processo di iniezione ed alla durata angolare prevista della combustione, in modo tale da garantire che il calcolo venga eseguito su un intervallo in cui il processo di ossidazione sia concluso.

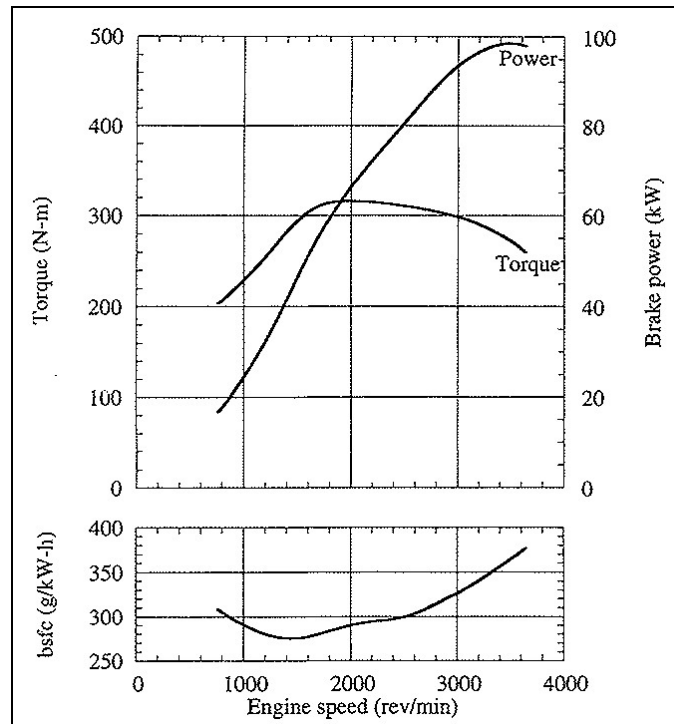


Figura 1-5 – Curve caratteristiche di un motore due tempi Diesel di media cilindrata per applicazioni automobilistiche [1]

1.5 PRINCIPALI PARAMETRI OPERATIVI CHE INFLUENZANO LE EMISSIONI DEL MOTORE A DUE TEMPI DIESEL

Si considera, in questo paragrafo, l'influenza che carico e regime hanno sulle prestazioni, l'efficienza e le emissioni inquinanti del motore a due tempi Diesel. Relativamente alla teoria che sta alla base dello studio delle emissioni inquinanti si rimanda al relativo paragrafo 2.2.8 di questo elaborato ed alla bibliografia [1],[3].

I motori a due tempi Diesel sono, generalmente, caratterizzati da valori di $\eta_{f,b}$ spesso superiori al 50% presentando un massimo in corrispondenza dell'80% del carico.

Gli elevati indici d'aria ed i bassi regimi che caratterizzano il punto di funzionamento dei motori ad accensione per compressione comportano basse emissioni di CO ed HC allo scarico ed elevati rendimenti di combustione in quanto l'elevato eccesso d'aria presente in camera ed i consistenti tempi a disposizione dei singoli processi permettono di ottenere combustioni più complete rispetto ad un motore a ciclo otto di pari categoria che, al contrario, è costretto a lavorare con indici d'aria circa unitari. Nel caso delle emissioni di NO_x questa tipologia di motore presenta, invece, una tendenza opposta in quanto le stesse

cause che portano a livelli molto contenuti di CO ed HC conducono ad alti livelli di NO_x dovuti principalmente alle alte temperature presenti in camera.

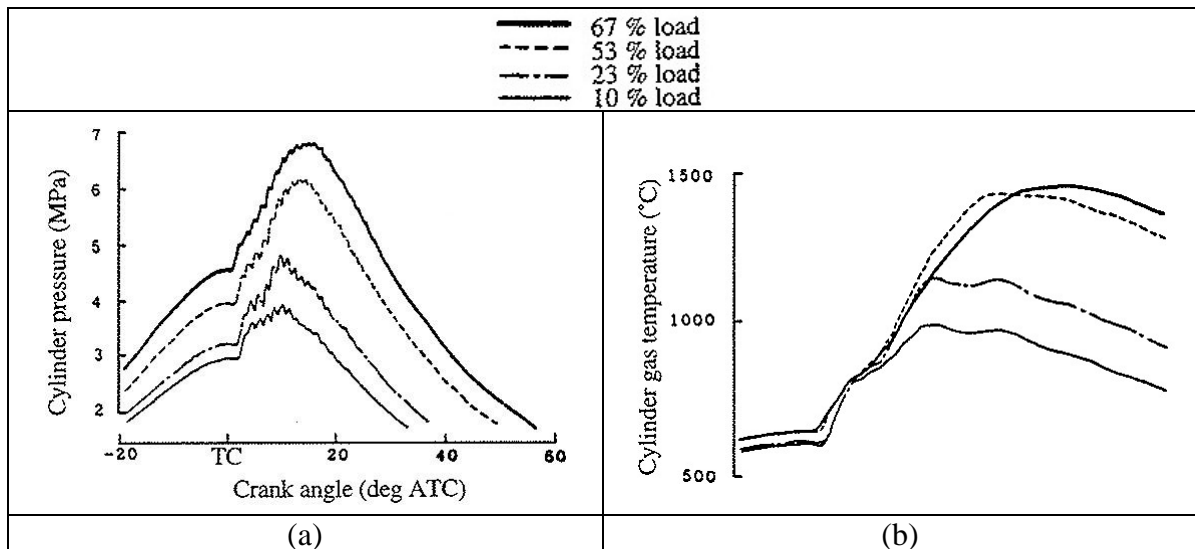


Figura 1-6 – Analisi della traccia di pressione (a) e di temperatura (b) dei gas all'interno del cilindro di un motore a due tempi Diesel di grande alesaggio in funzione del carico [1]

Un'analisi della concentrazione di NO_x in motori di grande alesaggio [1] mette in luce come questa aumenti all'aumentare del carico (fig. 1-6 (a),(b)) e diminuisca all'aumentare del regime:

- all'aumentare del regime, a carico costante, la concentrazione di NO_x diminuisce poiché i processi di iniezione e di combustione occupano un maggiore spazio angolare ed il picco di pressione, e di conseguenza di temperatura, si presenta con maggiore ritardo rispetto al punto morto superiore TC, ossia quando la pressione all'interno del cilindro è già in fase di rapida diminuzione grazie al moto verso il basso del pistone.
- all'aumentare del carico, a regime costante, lo spazio angolare del processo di iniezione e del processo di combustione aumenta generando un aumento di pressione e, di conseguenza, di temperatura.

In merito al particolato, esso tende ad aumentare all'aumento del carico, maggiore combustibile iniettato, e del regime, difficoltà di eseguire un iniezione pilota ed una strategia di iniezione che eviti gli accumuli di combustibile in camera.

2 I PROCESSI ANALIZZATI

Durante il funzionamento del motore a due tempi, sia ad accensione spontanea che ad accensione comandata, si susseguono più processi (lavaggio, iniezione, combustione, etc.) che insieme contribuiscono all'efficacia e all'efficienza della macchina, ed allo stesso tempo si attivano diversi sistemi la cui funzione è utile, se non indispensabile, al corretto funzionamento del motore (raffreddamento, lubrificazione, sovralimentazione, etc.). In questa sezione si riassumono i concetti teorici che stanno alla base dei processi analizzati via software nel capitolo 4: il processo di lavaggio ed il processo di combustione.

2.1 IL PROCESSO DI LAVAGGIO

Mentre nel tradizionale motore a quattro tempi il processo di sostituzione della carica ha a disposizione, almeno a livello teorico, due corse del pistone (360° in termini di angolo di manovella), il motore a due tempi, per la stessa operazione, dispone di un ristretto intervallo angolare a cavallo del punto morto inferiore di circa 140° (fig. 1-3 (a)) durante il quale il moto del pistone definisce la fasatura mentre le differenze di pressione tra cilindro e condotti definiscono l'efficacia e la qualità del ricambio della carica. Di conseguenza tale processo risulta molto più critico rispetto ad un motore a quattro tempi e, nello stesso tempo, rappresenta il maggiore punto di forza che caratterizza questa tipologia di motore (raddoppio teorico della potenza indicata, v. espressione 1.8).

Facendo riferimento alla fig. 2-1(a) si illustrano gli andamenti di pressione delle regioni coinvolte nel processo di lavaggio in funzione dell'angolo di manovella. Sull'asse delle ascisse gli istanti angolari sono riferiti al punto morto inferiore BC, mentre il tratto definito da EO (apertura della luce di scarico) e EC (chiusura della luce di scarico) definisce l'intervallo angolare in cui il cilindro è in comunicazione con il condotto di scarico; allo stesso modo il tratto definito da IO (apertura della luce di lavaggio) e IC (chiusura della luce di lavaggio) definisce l'intervallo angolare in cui il cilindro è in comunicazione con il condotto di lavaggio. L'angolo racchiuso tra IO ed IC è definito angolo di lavaggio, in questo periodo angolare le luci scarico e quelle di lavaggio sono contemporaneamente aperte.

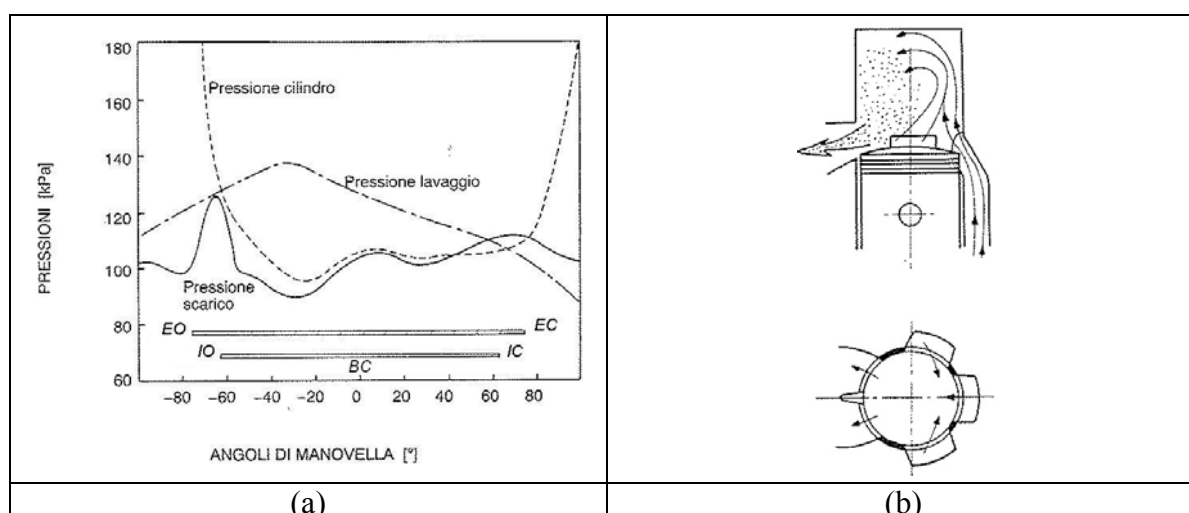


Figura 2-1 a) Tracce di pressione interno cilindro, condotto di lavaggio, condotto di scarico [4], b) esempio di disposizione circonferenziale delle luci, sia di travaso che di scarico [4].

All'istante di apertura della luce di scarico (EO) il cilindro entra in comunicazione con il condotto di scarico in cui regna, teoricamente, la pressione ambiente, di conseguenza la pressione all'interno del cilindro crolla; il tracollo di pressione all'interno del cilindro è spesso più rapido rispetto ad un motore a quattro tempi a causa delle maggiori sezioni di efflusso a disposizione dei gas, spesso sviluppate anche in direzione circonferenziale oltre che assiale (fig. 2-1(b)). Questa fase di scarico spontaneo si conserva fino al raggiungimento del valore ambiente da parte della pressione interno cilindro, nella pratica il valore della pressione di scarico è soggetto a fenomeni d'onda ([5],[6]) che in determinate condizioni possono favorire l'espulsione dei gas grazie a valori di pressione nel condotto di scarico leggermente inferiori alla pressione del cilindro. Quest'ultima si riduce con minore velocità a causa dell'apertura della luce di lavaggio, in questo istante, e fino a che la pressione di lavaggio risulta superiore alla pressione del cilindro, si verifica l'ingresso della nuova carica, questa con il sua quantità di moto dovrebbe favorire l'espulsione dei gas combusti. La pressione di lavaggio, nel caso sia presente un compressore esterno, si mantiene facilmente su valori superiori a quelli presenti nel cilindro durante tutto il processo di lavaggio.

In questo periodo di tempo i gas combusti e la carica fresca, o aria fresca, entrano in contatto e la loro mutua interazione definisce le modalità con cui avverrà il lavaggio. Sul piano strettamente concettuale si definiscono tre casi estremi con cui può avere luogo il ricambio della carica:

1. *Perfetta espulsione*: è il caso in cui la carica fresca, sotto la spinta della differenza di pressione tra condotto di lavaggio e cilindro, forma un fronte unito e compatto che forza l'espulsione dei gas combusti senza che si verifichi alcun miscelamento tra essi. In questo caso del tutto ideale, la luce di scarico si chiude dopo che tutti i gas combusti sono stati spinti fuori dal cilindro e dopo che la carica fresca ha riempito il cilindro.
2. *Corto-circuito*: è il caso estremo del quale si è già fatto riferimento nei paragrafi 1.2 ed 1.3; in questo caso la carica fresca fluisce direttamente allo scarico senza miselarsi con i gas combusti e senza spingerli verso lo scarico. L'adozione di un deflettore ricavato sulla testa del pistone permette di scongiurare il verificarsi di questo fenomeno (fig. 1-1 (a)).
3. *Perfetto miscelamento*: è il caso in cui la carica fresca si miscela con i gas combusti generando una miscela perfettamente omogenea. Sebbene questo caso sia più realistico degli altri due, il suo effettivo verificarsi è del tutto ideale e comporta, comunque, la perdita di una piccola parte di carica fresca direttamente allo scarico ed un contenuto grado di inquinamento della carica (l'effetto di quest'ultimo fenomeno si rivela strategico in termini di emissioni di NO_x). Sebbene ideale, il "perfetto miscelamento" si presenta come un caso intermedio fra i precedenti.

Nella realtà fisica del fenomeno il processo di lavaggio si svolge in modalità che presentano tratti comuni a tutti e tre i casi ideali precedentemente esposti, mentre la loro classificazione si presta ad una trattazione matematica comoda ai fini della stima dell'efficienza di lavaggio.

2.1.1 I Coefficienti di Lavaggio

Con riferimento alla schematizzazione di fig 2-2 (a) ed alle notazioni di fig. 2-2 (b), si definiscono i coefficienti di riempimento, di intrappolamento e di lavaggio.

Si consideri il caso di *perfetto miscelamento* in cui, ad un istante t , nel cilindro è presente una massa di carica fresca m_a ed una massa di gas residui m_r , perfettamente miscelate, che definiscono una massa di miscela di miscela composta da carica fresca e gas combusti m_m ; durante un intervallo di tempo infinitesimo dt una massa elementare di carica fresca dm_l farà il suo ingresso nel cilindro attraverso la luce di lavaggio. Una porzione di questa massa infinitesima, dm_{au} , finirà direttamente allo scarico, mentre un'altra si miscelerà in modo omogeneo con i gas combusti.

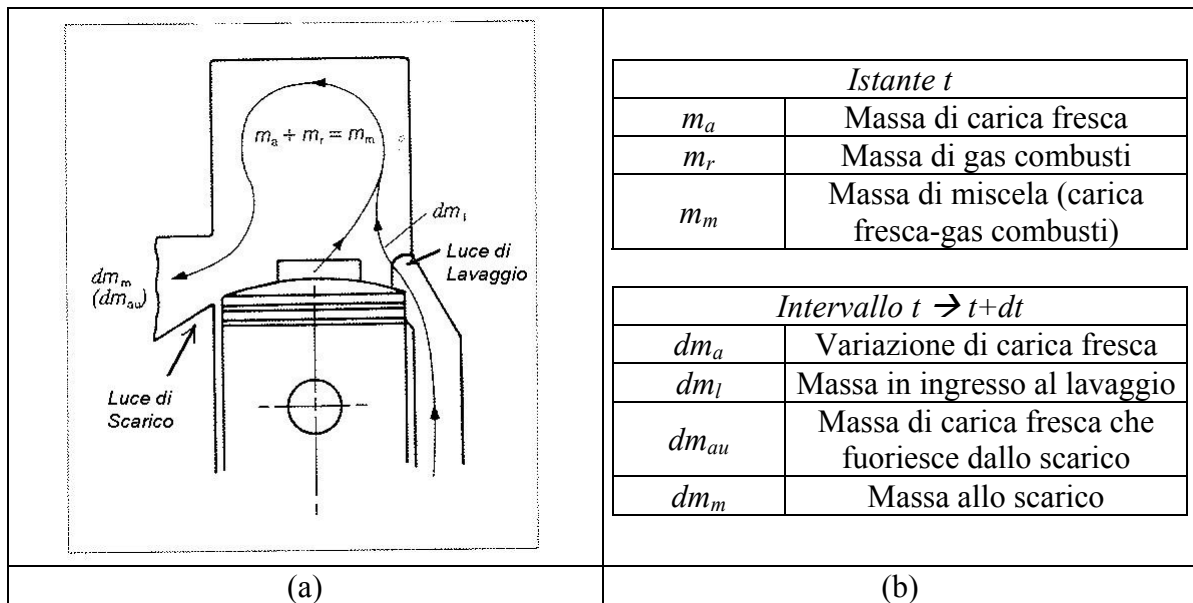


Figura 2-2 a) Schematizzazione del lavaggio [4], b) Notazioni delle masse e delle variazioni di massa durante un intervallo infinitesimo di lavaggio dt [4]

Sulla base delle notazioni di fig. 2-2 (b) si definiscono i coefficienti adimensionali di lavaggio:

- $\lambda_v = \frac{m_a}{\rho_a V} \rightarrow$ coefficiente di riempimento
- $\lambda_l = \frac{m_l}{\rho_a V} \rightarrow$ coefficiente di lavaggio
- $\lambda_{vr} = \frac{m_a}{m_l} = \frac{\lambda_v}{\lambda_l} \rightarrow$ coefficiente di intrappolamento

dove V è un volume di riferimento definito in modo arbitrario (spesso è la cilindrata V_d , v. paragrafo 1.4.1) e ρ_a è un valore arbitrario di densità (spesso è il valore di densità dell'aria in condizioni ambiente). Il calcolo dei coefficienti di lavaggio viene eseguito considerando le variazioni di massa di carica fresca e gas combusti tra l'istante t e l'istante $t+dt$.

All'istante t nel cilindro è presente la massa $m_m = m_a + m_r$, mentre, all'istante $t+dt$, la variazione infinitesima di massa di carica fresca, che non considera ancora la massa di carica fresca fuoriuscita dallo scarico sottoforma di miscela omogenea con i gas combusti, è data dall'equazione di bilancio della massa:

$$dm_a = dm_l - dm_{au} \quad (2.1)$$

Nell'intervallo di tempo considerato, la massa di carica fresca che fuoriesce dallo scarico sottoforma di miscela omogenea con i gas combusti è calcolata considerando che

una massa elementare dm_m fluisce allo scarico, sotto l'ipotesi di perfetto miscelamento la composizione della miscela in uscita è uguale a quella di m_m :

$$\frac{dm_m}{dm_{au}} = \frac{m_m}{m_a} \Rightarrow dm_{au} = \frac{m_a}{m_m} \cdot dm_m \quad (2.2)$$

Sulla base della 2.2 la 2.1 diventa:

$$dm_a = dm_l - \frac{m_a}{m_m} dm_m \quad (2.3)$$

Sotto l'ipotesi che, in un intervallo infinitesimo del lavaggio, la pressione vari in modo trascurabile (è quindi possibile non considerare la comprimibilità dei gas) e che le variazioni di volume a cavallo del punto morto inferiore siano trascurabili (si considera un volume medio V_{mid}), il volume di massa entrante deve essere pari a quello uscente:

$$\frac{dm_l}{\rho_l} = \frac{dm_m}{\rho_m} \Rightarrow \frac{dm_m}{dm_l} = \frac{\rho_m}{\rho_l} \quad (2.4)$$

dove ρ_l e ρ_m rappresentano le densità del fluido in corrispondenza della sezione di travaso e di scarico, rispettivamente. Considerato poi che la densità ρ_m è anche quella del fluido presente nel cilindro si può scrivere la cilindrata nella forma:

$$V_{mid} = \frac{m_m}{\rho_m} \quad (2.5)$$

Sostituendo quindi la 2.4 e la 2.5 nella 2.3 si ottiene:

$$\begin{aligned} dm_a &= dm_l \left(1 - \left(\frac{m_a}{m_m} \right) \frac{dm_m}{dm_l} \right) \Rightarrow dm_a = dm_l \left(1 - \left(\frac{m_a}{m_m} \right) \frac{\rho_m}{\rho_l} \right) \\ &\Rightarrow dm_a = dm_l \left(1 - \frac{m_a}{V_{mid} \rho_l} \right) \end{aligned} \quad (2.6)$$

La forma finale della 2.6 rappresenta un'equazione differenziale nelle incognite m_a ed m_l che è possibile risolvere separando le variabili ed integrando:

$$\frac{dm_a}{\left(1 - \frac{m_a}{V_{mid} \rho_l} \right)} = dm_l \Rightarrow \left[\ln \left(1 - \frac{m_a}{V_{mid} \rho_l} \right) \right] (-V_{mid} \rho_l) = m_l \Rightarrow \ln \left(1 - \frac{m_a}{V_{mid} \rho_l} \right) = -\frac{m_l}{V_{mid} \rho_l} \quad (2.7)$$

da cui:

$$\begin{aligned} \ln \left(1 - \frac{m_a}{V_{mid} \rho_l} \right) &= -\frac{m_l}{V_{mid} \rho_l} \Rightarrow e^{\left(-\frac{m_l}{V_{mid} \rho_l} \right)} = \left(1 - \frac{m_a}{V_{mid} \rho_l} \right) \\ &\Rightarrow \frac{m_a}{V_{mid} \rho_l} = 1 - e^{\left(-\frac{m_l}{V_{mid} \rho_l} \right)} \Rightarrow m_a = V_{mid} \rho_l \left(1 - e^{\left(-\frac{m_l}{V_{mid} \rho_l} \right)} \right) \end{aligned} \quad (2.8)$$

Sulla base della relazione 2.8 si riscrivono i coefficienti adimensionali di lavaggio definiti in precedenza:

$$\lambda_v = \frac{m_a}{V \rho_a} = \frac{V_{mid} \rho_l}{V \rho_a} \left(1 - e^{-\left(\frac{m_l}{V_{mid} \rho_l}\right)} \right) \Rightarrow \lambda_v = \frac{V_{mid} \rho_l}{V \rho_a} \left(1 - e^{-\left(\frac{\lambda_l \rho_a V}{V_{mid} \rho_l}\right)} \right) \quad (2.9)$$

Si definisce il coefficiente adimensionale ψ come:

$$\psi = \frac{V_{mid} \rho_l}{V \rho_a} \quad (2.10)$$

Esso, rappresentando un indice della pressione con cui viene eseguito il lavaggio, permette di definire la 2.9 nella forma:

$$\lambda_v = \psi \left(1 - e^{-\left(\frac{\lambda_l}{\psi}\right)} \right) \quad (2.11)$$

Considerando che il lavaggio avviene a cavallo del punto morto inferiore ad una pressione prossima a quella ambiente (la luce di scarico è aperta ed in comunicazione con l'ambiente esterno) si può considerare un valore di ψ unitario. La relazione 2.11 diventa, quindi:

$$\lambda_v = (1 - e^{-\lambda_l}) \quad (2.12)$$

La 2.12 lega il coefficiente di riempimento al coefficiente di lavaggio (fig. 2-3 (a)): esso tende al valore unitario al crescere del coefficiente di lavaggio all'infinito. Ciò mette in evidenza come un buon coefficiente di lavaggio, ottenuto per mezzo della pressione fornita dal compressore, permetta un buon riempimento del cilindro. In realtà, questa relazione non tiene conto della spesa energetica di trascinamento del compressore; di questo aspetto si tiene conto per mezzo del coefficiente di intrappolamento λ_{tr} , definito in precedenza, che tiene conto della carica rimasta nel cilindro rispetto a quella introdotta dalla luce di lavaggio:

$$\lambda_{tr} = \frac{m_a}{m_l} = \frac{\lambda_v}{\lambda_l} \Rightarrow \lambda_{tr} = \frac{\psi}{\lambda_l} \left(1 - e^{-\left(\frac{\lambda_l}{\psi}\right)} \right) \quad (2.13)$$

La relazione 2.13 mette in evidenza la relazione di proporzionalità inversa tra il coefficiente di intrappolamento ed il coefficiente di lavaggio (fig. 2-3 (a)), ad elevati valori di λ_l corrispondono valori bassi di λ_{tr} .

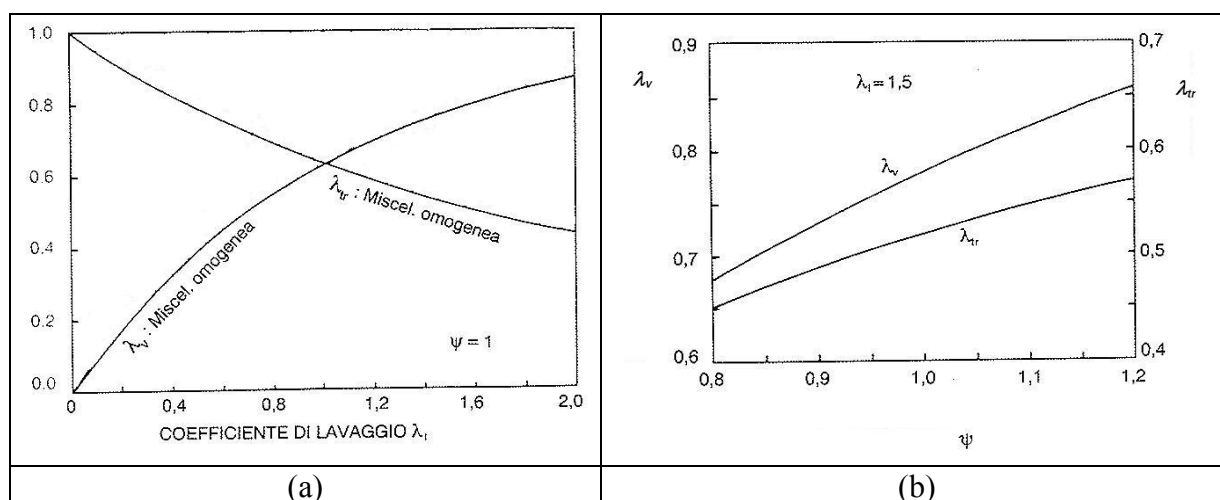


Figura 2-3 Perfetto miscelamento (o miscelazione omogenea): a) Andamento del coefficiente di riempimento e del coefficiente di intrappolamento al variare del coefficiente di lavaggio, con ψ fissato [4]; b) andamento del coefficiente di riempimento e del coefficiente di intrappolamento al variare di ψ , con il coefficiente di lavaggio fissato ad un valore realistico[4].

Si consideri ora il caso ideale di *perfetta espulsione*: la massa di carica fresca nel cilindro sarebbe uguale a quella entrata dalla luce di lavaggio ($m_a = m_l$), per valori di λ_l inferiori o uguali al valore unitario sia avrebbe un valore di massa di carica fresca che fuoriesce dallo scarico nulla ($dm_{au} = 0$); mentre per valori di λ_l superiori ad 1 risulterebbe un totale riempimento del cilindro ($\lambda_v = 1$) ed una fuoriuscita di carica fresca allo scarico pari alla massa introdotta in eccesso rispetto alla capacità del cilindro.

Sulla base delle definizioni dei coefficienti di lavaggio e delle considerazioni appena svolte si avrebbe:

	λ_v	λ_{tr}
$\lambda_l \leq 1$	λ_l	1
$\lambda_l > 1$	1	$\lambda_{tr} = \frac{1}{\lambda_l}$

Tabella 2-1 Coefficienti di lavaggio nel caso di perfetta espulsione

Tutti i casi appena esposti rappresentano, come già accennato in precedenza, casi teorici che non si verificano mai; essi, però, permettono di definire le modalità estreme con cui avviene il processo di lavaggio ed un campo di valori ben delimitato all'interno del quale cadranno i valori dei coefficienti di un processo di lavaggio realistico (fig. 2-4). In particolare, un valore di coefficiente di riempimento realistico, definito in funzione del coefficiente di lavaggio λ_l , è compreso nella zona del diagramma delimitata dalla curva di

λ_v nel caso di perfetta espulsione e dalla curva di λ_v nel caso di perfetto miscelamento; mentre valori di coefficiente di intrappolamento realistici sono compresi nella zona del diagramma delimitata dalle curve di λ_{tr} , sempre nei casi di perfetta espulsione e perfetto miscelamento.

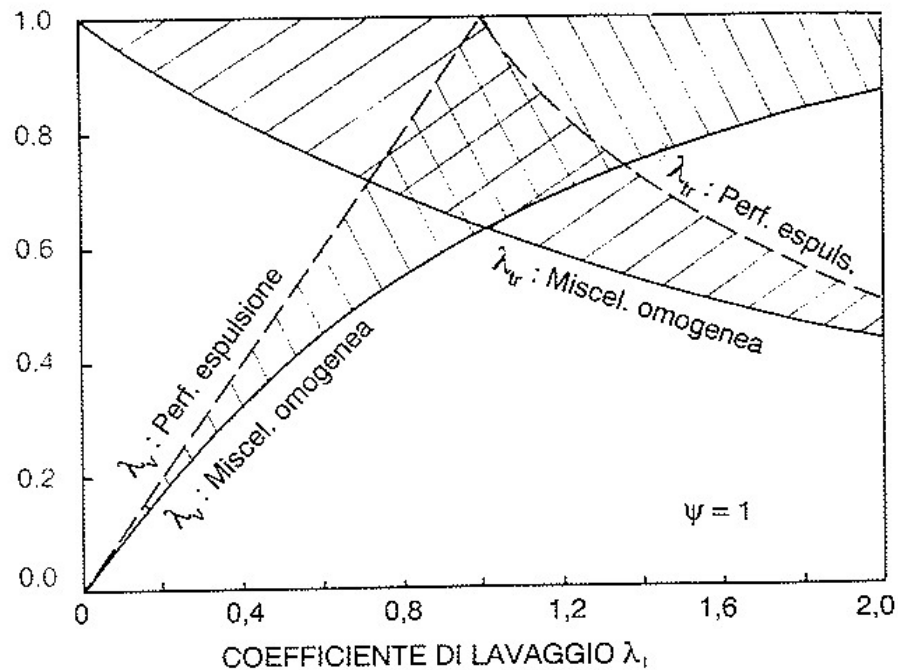


Figura 2-4 Andamento dei coefficienti dimensionali di lavaggio nei casi di perfetto miscelamento e perfetta espulsione [4]

2.1.2 Soluzioni Costruttive

Il processo di lavaggio si verifica in condizioni più prossime ad un caso rispetto che ad un altro sulla base di svariati fattori, ma soprattutto in base alla geometria dei condotti ed alla disposizione e geometria delle luci. Considerando due macrocategorie, una caratterizzata da un lavaggio unidirezionale ed una caratterizzata da un lavaggio a correnti riflesse, si passano in rassegna le soluzioni costruttive comunemente adottate in questa tipologia di motori.

Le architetture adottate nel caso di *lavaggi unidirezionali* presentano una disposizione delle luci sugli estremi del cilindro in modo definire una direzione assiale del flusso.

La soluzione (a) di fig. 2-5 presenta due pistoni contrapposti con luci ricavate in direzione circonferenziale su ognuna delle due porzioni di cilindro; le luci relative al

cilindro superiore fungono da porte di lavaggio, mentre quelle del cilindro inferiore fungono da porte di scarico. Pensata per applicazioni ad alta richiesta di potenza (sottomarini, navi mercantili, etc.), questa soluzione presenta un ottimo risultato in termini di lavaggio e, di conseguenza, di potenza elaborata che viene però penalizzata dall'eccessiva complicazione architettonica della macchina (doppio albero, doppio manovellismo, etc.).

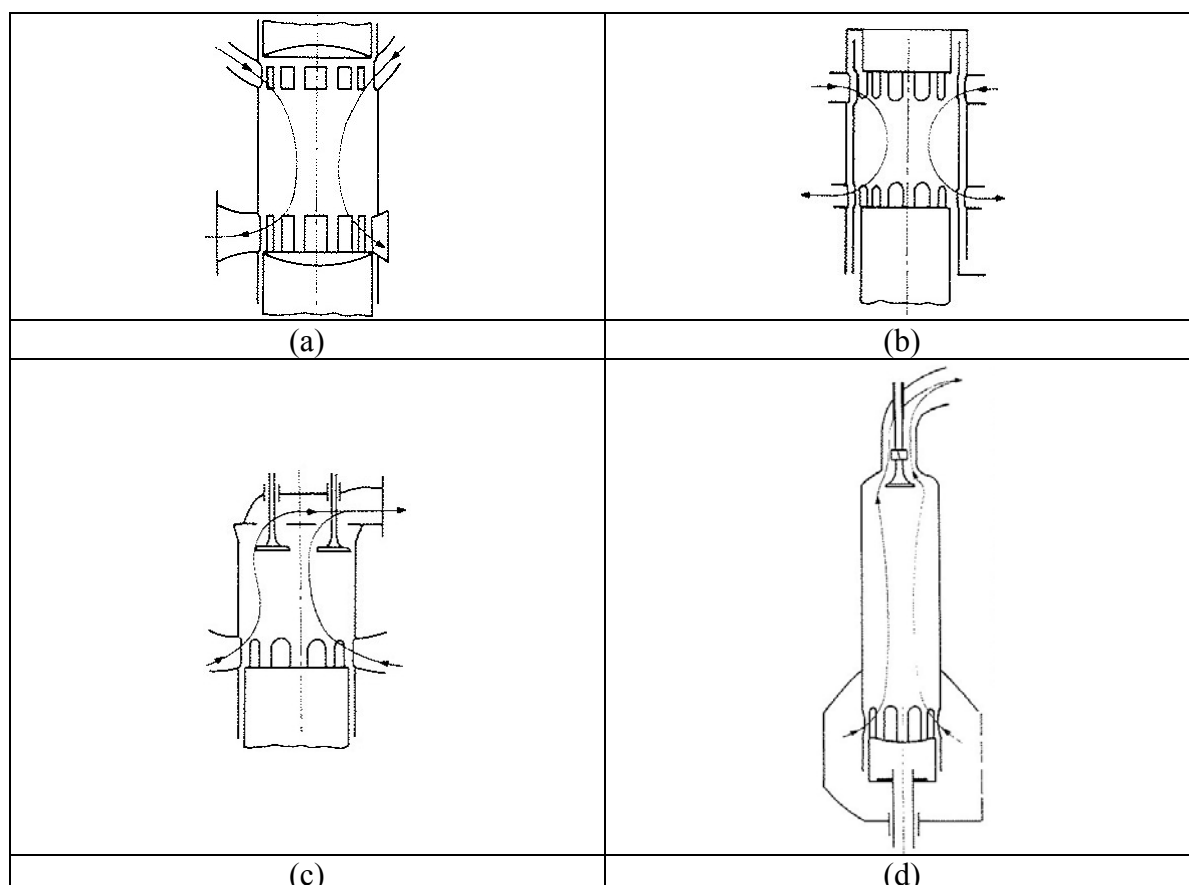


Figura 2-5 Schemi semplificati di diversi sistemi di ricambio della carica caratterizzati da lavaggio unidirezionale [4]

La soluzione di fig. 2-5 (b) presenta un manicotto coassiale ai cilindri all'interno del quale scorrono due pistoni contrapposti, il manicotto consente l'apertura e chiusura delle luci in modo indipendente dai movimenti dei pistoni slegando, così, la fasatura dai tradizionali vincoli associati a questa tipologia di motori. Essa, in realtà, non viene mai applicata.

Lo schema di fig. 2-5 (c) presenta due valvole a fungo sulla testa del cilindro che fungono da valvole di scarico; il lavaggio, eseguito per mezzo delle tradizionali luci di travaso ricavate sulla base del cilindro e delle valvole, permette un ottimo ricambio della

carica ma compromette uno dei principali vantaggi dei motori a due tempi, ossia l'assenza di valvole a fungo.

La soluzione rappresentata in fig. 2-5 (d) riduce le valvole di scarico della soluzione (c) ad una sola. Questa soluzione è meno complessa della precedente e trova applicazioni in motori Diesel navali che lavorano con bassi regimi e che sono caratterizzati da un rapporto alesaggio/corsa molto basso.

Il lavaggio unidirezionale, sebbene molto efficace, presenta soluzioni tecniche molto complesse che penalizzano gli aspetti più caratterizzanti ed attraenti di questa tipologia di motori, ossia la semplicità costruttiva ed i costi di produzioni.

Il *lavaggio a correnti riflesse* è, invece, una lavaggio che si basa esclusivamente su luci di lavaggio e scarico che non richiedono particolari complicazioni costruttive.

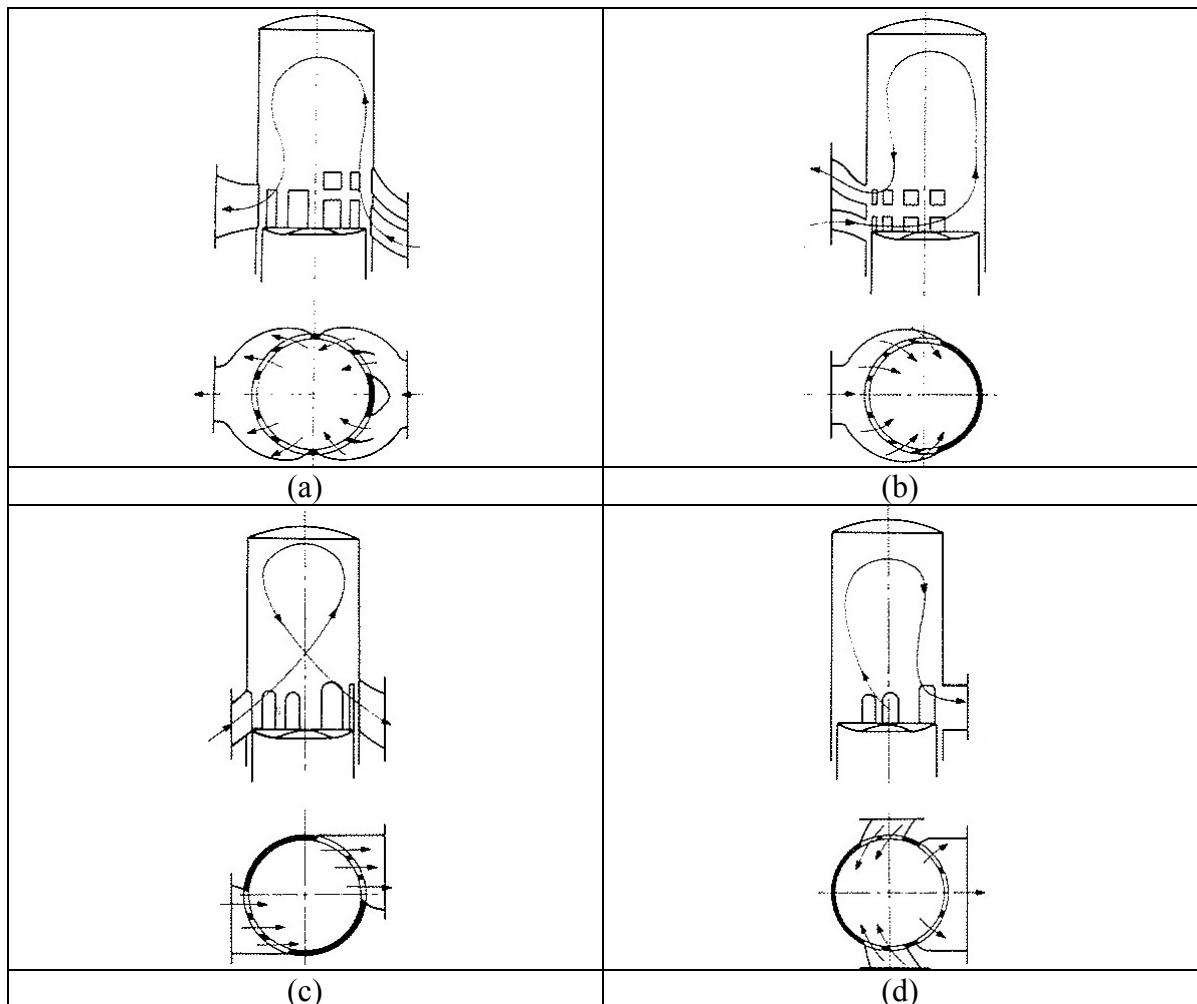


Figura 2-6 Schemi semplificati di diversi sistemi di ricambio della carica caratterizzati da lavaggio a correnti riflesse [4]

La soluzione di fig. 2-6 (a) è caratterizzata dalla presenza di luci di lavaggio che, per mezzo di un'opportuna inclinazione dei condotti, convogliano il flusso verso la testa del cilindro che la riflette verso il condotto di scarico; in questo modo, però, potrebbe avvenire che parte della carica fresca fluisce direttamente allo scarico per corto-circuito.

Il lavaggio in controcorrente presentato in fig. 2-6 (b) presenta le luci di scarico sopra quelle di lavaggio; l'inclinazione dei condotti di lavaggio convogliano la carica verso la parte opposta del cilindro assicurando un buon lavaggio sopra il pistone. Il flusso viene poi deviato verso le luci di scarico dalle pareti del cilindro. Sebbene con questo sistema non si verificano significative perdite per corto-circuito, si può verificare una riduzione del coefficiente di efflusso delle luci, sia di scarico che di lavaggio.

Lo schema di fig. 2-6 (c) presenta un lavaggio a correnti intrecciate, esso è un'evoluzione dello schema di figura 2-6 (a) in cui i condotti vengono disegnati in modo tale da conferire una forte corrente tangenziale al fluido.

La soluzione che appare più interessante è rappresentata in fig. 2-6 (d); si tratta di un lavaggio a corrente tangenziale o ad anello (tipo Schnürle) in cui più gruppi di luci di lavaggio si sviluppano in direzione circonferenziale e conferiscono al flusso un'elevata componente tangenziale che viene poi convogliata verso luci di scarico dalle pareti del cilindro. In questo caso, un'opportuna disposizione di più gruppi di luci di lavaggio permette di ottenere un processo molto vicino a quello di perfetta espulsione.

La soluzione adottata in questo elaborato prende spunto dall'architettura presentata in fig. 2-6 (d) e 2-1 (b).

2.2 IL PROCESSO DI COMBUSTIONE NEI MOTORI DIESEL

Un motore ad accensione per compressione è caratterizzato da un rapporto volumetrico di compressione sufficientemente elevato ($14 \div 24$) tale da provocare un aumento di $500 \div 600$ °C nella temperatura della carica d'aria introdotta nel cilindro durante la fase di aspirazione. Nei motori aspirati, la pressione che regna nella camera di combustione all'avvio dell'iniezione di combustibile è dell'ordine dei $3 \div 4$ MPa, mentre nei motori sovralimentati i valori di pressione e temperatura superano quelli sopra menzionati in funzione del grado di sovralimentazione.

Il combustibile, iniettato sotto forma di spray in seno all'aria ad alta pressione e temperatura prima che lo stantuffo raggiunga la posizione di punto morto superiore, vaporizza portando alla formazione di una miscela aria-combustibile che in presenza di opportune condizioni fisiche e chimiche (pressione, temperatura, rapporto locale di miscela) si accende spontaneamente.

Il conseguente aumento di pressione nel cilindro accelera le reazioni di pre-ossidazione di quella parte di miscela aria-combustibile già formata che si accende e brucia rapidamente; l'elevata temperatura (2000 °C) e pressione (15 ÷ 20 MPa) che viene raggiunta dai gas favorisce la vaporizzazione e diffusione dei vapori del combustibile che non ha ancora partecipato al processo. Una volta che ha inizio la fase di discesa del pistone verso il punto morto inferiore sotto la spinta dei gas, le temperature e le pressioni diminuiscono fino all'estinzione della fiamma. L'iniezione termina nel momento in cui è stata introdotta in camera la quantità di combustibile necessaria a fornire la potenza richiesta da parte dell'utilizzatore.

2.2.1 Chimica della Combustione

La combustione è una reazione chimica di ossidazione che ha luogo in presenza di un'elevata temperatura (superiore a quella di autoaccensione caratteristica del combustibile), e di una sostanza combustibile ed una comburente localmente miscelate tra loro in opportune proporzioni. La simultanea presenza di questi due componenti permette all'ossigeno contenuto nel comburente di ossidare il carbonio e l'idrogeno contenuti nel combustibile secondo un processo esotermico.

Su un piano strettamente chimico il rapporto tra combustibile e comburente è determinato dal bilancio della reazione stechiometrica di ossidazione, questa grandezza prende il nome di *rapporto stechiometrico*. In merito a questo aspetto, ogni combustibile è caratterizzato da un campo di infiammabilità al di fuori del quale non si può presentare, nemmeno a livello locale, la condizione stechiometrica necessaria all'avvio e all'autosostentamento della combustione (fig. 2-7, troppo poco combustibile o, al contrario, troppo poco comburente).

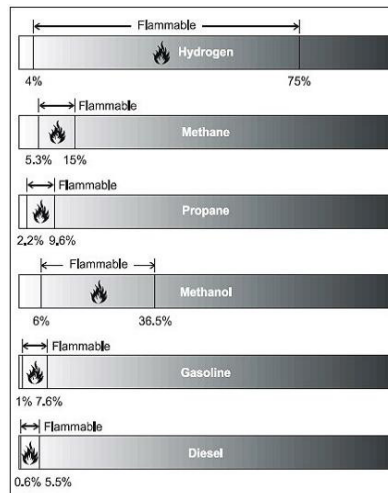


Figura 2-7 Campo di infiammabilità di alcuni combustibili di principale impiego nel settore automobilistico

I combustibili utilizzati in ambito motoristico sono principalmente idrocarburi la cui formula chimica vede la presenza di atomi di carbonio ed atomi di idrogeno (C_aH_b); si definisce, quindi, il rapporto aria/combustibile dell'idrocarburo come rapporto fra la portata d'aria aspirata dalla macchina e la portata di combustibile iniettata:

$$\frac{A}{F} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (2.14)$$

mentre il rapporto stechiometrico, diverso per ogni combustibile, viene indicato con $(A/F)_s$. Si definisce, inoltre, l'indice d'aria (2.15) ed il rapporto di equivalenza (2.16) come:

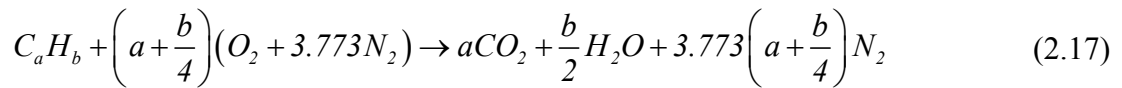
$$\lambda = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)}{\left(\frac{A}{F}\right)_s} \quad (2.15)$$

$$\phi = \frac{1}{\lambda} = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_s}{\left(\frac{A}{F}\right)} \quad (2.16)$$

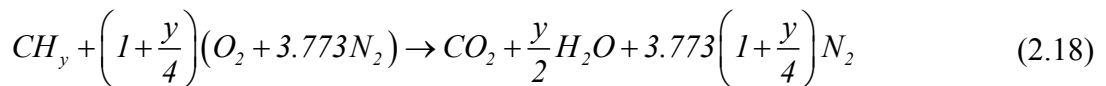
Sia λ che ϕ sono due coefficienti adimensionali inversamente proporzionali tra loro, essi definiscono la "qualità" della miscela in base al loro valore rispetto a quello unitario che definisce il valore stechiometrico:

	λ	ϕ
Miscela Magra	> 1	< 1
Miscela Ricca	< 1	> 1

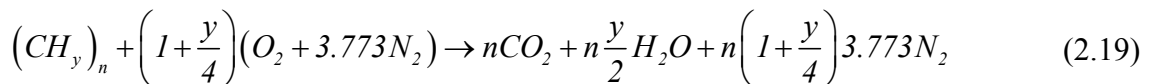
Considerando un generico idrocarburo C_aH_b , la sua reazione stechiometrica con aria è data da 2.17, [3]:



dove la presenza del coefficiente 3.773 è dovuta alla composizione molare dell'aria (21% di O_2 e 79% di N_2); si osserva come l'azoto, a livello del tutto teorico, non partecipi alla reazione. Definito poi il rapporto y come rapporto fra il numero di atomi di idrogeno ed il numero di atomi di carbonio $\left(y = \frac{b}{a}\right)$ la reazione è facilmente riscrivibile tramite la 2.18, [1]:



e per n moli di idrocarburo:



Sulla base della reazione teorica 2.18 e del rapporto y , il rapporto stechiometrico è calcolabile tramite la 2.20, [3]:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{\left(1 + \frac{y}{4}\right)(\mu_{O_2} + 3.773\mu_{N_2})}{(\mu_C + \mu_H y)} \quad (2.20)$$

dove i coefficienti μ_{O_2} , μ_{N_2} , μ_C , μ_H , rappresentano i pesi molecolari di ossigeno, azoto, carbonio ed idrogeno, rispettivamente; sostituendo, quindi, i valori dei pesi molecolari (v. Appendice, fig. A-1 (a)) si ottiene la formula definitiva del rapporto stechiometrico del generico idrocarburo C_aH_b .

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{\left(1 + \frac{y}{4}\right)(32 + 3.773 \times 28.16)}{(12.011 + 1.008y)} = \frac{34.56(4 + y)}{(12.011 + 1.008y)} \quad (2.21)$$

Mentre la reazione teorica vede nei prodotti della combustione solo acqua ed anidride carbonica, nella realtà i prodotti della combustione presentano diverse specie chimiche frutto di un'incompleta reazione di ossidazione, tra questi CO, HC, particolato, idrogeno molecolare, composti dell'azoto (NO_x) e dello zolfo (SO_x). Inoltre, le reazioni intermedie di ossidazione, in gran parte ancora sconosciute, non sono neppure tutte esotermiche (dissociazione ad alta temperatura della CO_2 a CO) e spesso coinvolgono molecole dalla vita molto breve; il processo di combustione è irreversibile, esso infatti

avviene passando attraverso una successione di stati di “non equilibrio”, e la condizione di equilibrio finale è quella che massimizza l’entropia del sistema.

Per una trattazione più completa e dettagliata della chimica di combustione si rimanda all’Appendice di questo elaborato.

2.2.2 Fisica della Combustione

La combustione nei motori avviene in un sistema chiuso; la camera di combustione, delimitata lateralmente dal cilindro, inferiormente dal cielo del pistone e superiormente dalla testa, costituisce un volume variabile. La combustione inizia durante la corsa di compressione e si conclude durante la corsa di espansione. La fase di compressione si verifica quando il pistone risale, a valvole chiuse, verso il punto morto superiore; questa fase ha lo scopo di creare condizioni di temperatura e di pressione elevate in camera, affinché possa avvenire l’autoaccensione del combustibile e quindi la combustione.

In fig. 2-8 è riportato un diagramma avente per ordinate le pressioni e per ascisse i tempi angolari di avanzamento del ciclo; con linea continua è rappresentato l’andamento della pressione interno cilindro durante un ciclo con combustione, mentre con linea tratteggiata è rappresentata l’andamento relativo ad un ciclo trascinato (assenza di combustibile).

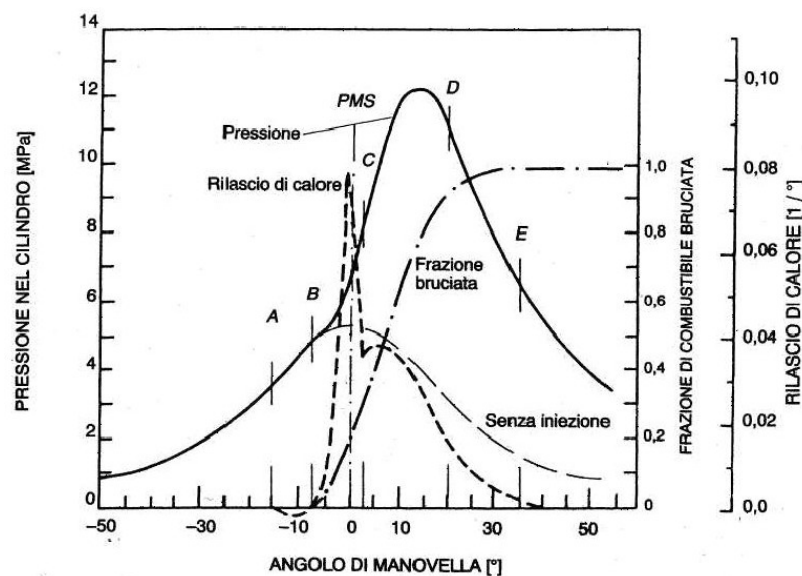


Figura 2-8 Traccia di pressione interno cilindro, rilascio calore istantaneo, frazione di combustibile bruciata [2]

Definito θ l'istante generico, in termini di angolo di manovella, e definito il suo riferimento in corrispondenza del punto morto superiore, è possibile definire le funzioni di pressione $p(\theta)$, di massa di combustibile bruciato $x(\theta)$ e di rilascio calore istantaneo ($dQ_b/d\theta$).

Dall'analisi delle grandezze tracciate in fig. 2-8, tutte funzioni dell'angolo di manovella θ , è possibile definire, seppur a livello schematico, quattro fasi principali caratterizzanti il processo di iniezione-combustione nei motori Diesel:

1. la prima fase (AB) inizia all'istante di avvio dell'iniezione di combustibile in camera e termina all'avvio della fase di combustione; mentre il primo istante è definito dalla centralina, il secondo istante è definito dal punto, in termini di angolo θ , in cui la traccia di pressione del ciclo con combustione si distacca da quella del ciclo trascinato di una quantità relativa pari all'1%. Questa fase prende il nome di *ritardo all'accensione*.
2. la seconda fase (BC) è caratterizzata da una veloce propagazione della combustione di tutto il combustibile accumulato durante il ritardo all'accensione. Durante questa fase si manifesta un rapido incremento di pressione e rilascio di calore istantaneo. Questa fase prende il nome di *combustione rapida*.
3. la terza fase (CD) è caratterizzata da una combustione regolata dai processi di diffusione del nucleo centrale del getto e del combustibile successivamente iniettato, per cui, in questa fase, la legge di rilascio calore può essere definita per mezzo del controllo dell'iniezione e delle leggi che ne determinano la strategia. Questa fase prende il nome di *combustione controllata*.
4. durante la quarta ed ultima fase (DE), che ha inizio al termine dell'iniezione, viene portata a termine l'ossidazione del combustibile iniettato in precedenza. Questa fase risulta di fondamentale importanza per la riduzione di HC e particolato allo scarico in quanto prodotti di ossidazione incompleta. Questa fase prende il nome di *completamento della combustione*.

2.2.3 Il Ritardo all'Accensione

La fenomeno del ritardo all'accensione ha caratterizzato per lungo tempo i motori Diesel limitandone notevolmente le prestazioni, soprattutto in termini di regime di rotazione; oggi, grazie all'avvento dei sistemi di iniezione ad alta pressione del combustibile, è stato notevolmente ridotto il divario fra questa tipologia di motori e quelli a ciclo otto.

Contenere al massimo il ritardo di accensione permette di evitare accumuli eccessivi di combustibile che possono essere causa di combustioni rapide troppo impulsive, e quindi dannose, sul piano dello stress meccanico e termico, della rumorosità e delle vibrazioni.

Mentre una piccola parte del ritardo è principalmente dovuta al tempo di attuazione dell'iniettore (impulso elettrico, apertura dello spillo, iniezione di combustibile finemente polverizzato, v. cap. 5), un'altra è dovuta ai processi fisici (disgregazione, diffusione, ed evaporazione delle gocce di combustibile) e processi chimici (decomposizione degli idrocarburi a più alta massa molecolare in composti più leggeri, formazione di composti ossigenati intermedi poco stabili, avvio delle reazioni a catena di accensione) che precedono l'autoaccensione vera e propria del combustibile. A livello strettamente schematico si è soliti studiare il ritardo all'accensione come l'effetto della sovrapposizione di un ritardo di natura fisica (ritardo fisico) ed un ritardo di natura chimica (ritardo chimico).

Ritardo chimico: si può osservare che le fasi precedenti l'avvio delle reazioni a catena (le più lente), sono controllate prevalentemente dalle dimensioni e dalla struttura della molecola di combustibile. La predisposizione di un combustibile ad autoaccendersi è determinata dalla sua resistenza ai "tentativi" di ossidazione da parte dell'ossigeno contenuto nel comburente; tale caratteristica viene quantificata per mezzo del numero di cetano, più tale parametro è elevato (fino ad un massimo di 100), più il combustibile presenta caratteristiche di autoaccendibilità favorevoli.

Ritardo fisico: l'autoaccensione può avere luogo solo nel caso in cui si abbia un rapporto aria/combustibile localmente stechiometrico ed una temperatura superiore a quella di autoaccensione; il tempo che intercorre tra l'iniezione ed il raggiungimento di questa condizione vede il verificarsi di una serie di processi intermedi di polverizzazione, decomposizione delle goccioline di combustibile, miscelamento con l'aria, riscaldamento, vaporizzazione e diffusione. I parametri che influenzano il tempo necessario a questi processi per avvenire sono, per citarne alcuni, il grado di polverizzazione del combustibile, l'intensità di turbolenza dell'aria.

2.2.4 Le Altre Fasi della Combustione

In fig. 2-9 (a) è riportata la rappresentazione schematica di un getto di combustibile iniettato in aria mediamente turbolenta. Mentre il nucleo centrale del getto appare ancora compatto, le gocce di minori dimensioni sono trascinate dalla corrente d'aria nella zona del getto avanzata dove si trovano circondate da una quantità d'aria relativamente grande e

sono rapidamente riscaldate e vaporizzate. E' possibile ritenere che, in questa zona, prima dell'autoaccensione i vapori di combustibile ed aria siano premiscelati, anche se in maniera non omogenea, con una concentrazione di combustibile via via decrescente a partire dal nucleo centrale verso l'esterno.

In essa, si formano (fig. 2-9 (b)) dei nuclei di accensione in diversi punti, in cui il rapporto di miscela locale risulta più favorevole. Quando l'accensione si avvia, un piccolo fronte di fiamma poco luminoso si propaga a partire da ciascun nucleo, andando ad accendere la miscela che lo circonda. Sebbene la carica globale sia, in questa tipologia di motori, mediamente magra e, di conseguenza, caratterizzata da una combustione generalmente completa, si possono formare NO_x a causa delle elevate temperature locali, raggiunte soprattutto quando il motore lavora in condizioni di pieno carico (l'indice d'aria si avvicina molto al valore unitario). Davanti alla zona ora considerata, se ne può prendere in esame un'altra (v. fig. 2-9 (a)) di spessore dipendente dalla turbolenza, dalla pressione, dalla temperatura, etc., in cui la miscela è troppo povera per presentare un'autoaccensione o sostenere la propagazione del fronte di fiamma. Questa parte, perciò, non contribuisce al processo di combustione ma riveste una notevole importanza dal punto di vista della genesi degli idrocarburi incombusti scaricati dal motore; in essa avvengono, infatti, reazioni di decomposizione ed ossidazione parziale del combustibile, che portano alla formazione di idrocarburi incombusti che si presentano poi allo scarico.

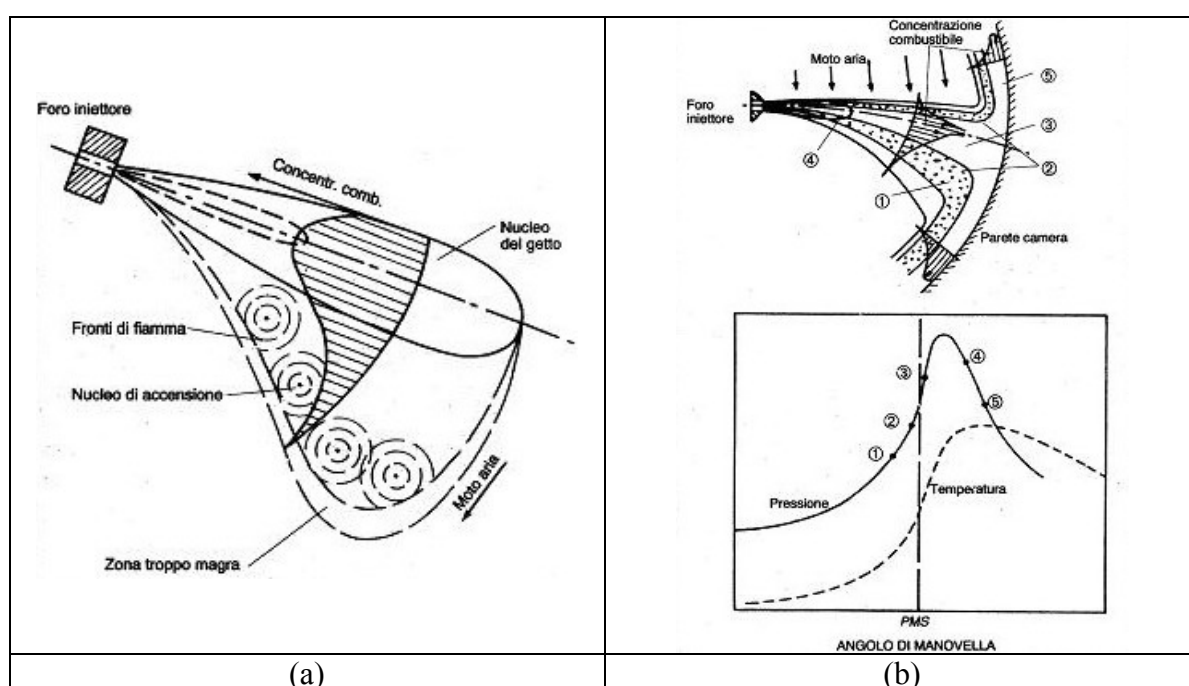


Figura 2-9 (a) Schematizzazione del getto liquido in aria [4], (b) analisi delle zone del getto [4]

Avvenuta l'accensione ed avviata la combustione della carica premiscelata (zona 1 di fig. 2-9 (b)), la fiamma si propaga molto rapidamente verso il nucleo centrale del getto dove si trovano gocce di combustibile di maggiori dimensioni. Queste, ricevendo calore principalmente per irraggiamento da parte dei fronti di fiamma già avviati, evaporano velocemente, mentre i vapori di combustibile si diffondono nella carica circostante. Alcune di queste gocce, specialmente quelle che si trovano alla periferia del nucleo, (zona 2 di fig. 2-9 (b)) sono completamente vaporizzate quando sono investite dal fronte di fiamma, che trova una miscela di aria/combustibile di tipo premiscelato. Molte gocce, però, soprattutto nelle condizioni di pieno carico e nella parte centrale del nucleo (zona 3 di fig. 2-9 (b)) sono solo parzialmente vaporizzate, per cui vengono circondate da *fiamme di diffusione*.

La loro velocità di combustione, comunque, dipende da diversi fattori (turbolenza, caratteristiche del getto, calore liberato dalla combustione, etc.) che regolano l'evaporazione e la diffusione dei vapori di combustibile verso la fiamma. La natura dei prodotti di combustione è legata al valore locale del rapporto aria/combustibile. Ai carichi parziali, si ha generalmente una quantità di ossigeno sufficiente per una combustione completa, mentre a pieno carico si possono ottenere prodotti di ossidazione parziale (CO, idrocarburi incombusti, particelle carboniose, etc.). In entrambi i casi, nella zona della fiamma, a causa delle elevate temperature locali, si ha produzione di NO_x .

Il processo di combustione interessa poi l'ultima parte di combustibile iniettato (zona 4 di fig. 2-9 (b)), il quale viene spruzzato in camera di combustione sotto l'azione di pressioni relativamente modeste (rispetto alla fase centrale d'iniezione). Si formano quindi delle gocce di grandi dimensioni, che però si trovano circondate da gas ad elevata temperatura (circa la massima del ciclo), che ne provoca una rapida evaporazione e decomposizione, senza che si possa avere un'adeguata penetrazione. La combustione di quest'ultima porzione di combustibile porta di conseguenza, specialmente nelle condizioni di pieno carico, alla produzione di CO per carenza di ossigeno, particelle carboniose ed idrocarburi incombusti.

2.2.5 Fiamme di Diffusione

Nella combustione di goccioline di combustibile portate in sospensione in una corrente d'aria, giocano un ruolo i fenomeni di diffusione di queste gocce in seno all'aria, si parla dunque di combustione diffusiva. Alcune gocce ancora allo stato liquido possono trovarsi circondate da un fronte di fiamma, mentre i gas caldi circostanti le forniscono calore provocandone una graduale evaporazione.

Sulla base di un bilancio energetico per una singola goccia, trascurando i termini dovuti alle forze viscosi, la potenza termica trasferita \dot{Q} dall'ambiente esterno andrà ad aumentarne l'entalpia e in parte verrà speso per l'evaporazione:

$$m \frac{dh}{dt} - H_v \frac{dm}{dt} = \dot{Q} \quad (2.22)$$

dove m è massa della goccia all'istante t , mentre H_v è calore latente di vaporizzazione del combustibile. I vapori di combustibile che si formano diffondono nell'aria circostante incontrando l'ossigeno e formando una miscela aria/combustibile che raggiunge un valore prossimo allo stechiometrico (favorevole alla combustione) ad una certa distanza dalla goccia, come mostrato in fig. 2-10. Questo fenomeno è indipendente dal rapporto globale aria/combustibile, ed è principalmente per questo motivo che i motori diesel possono lavorare con miscele molto magre.

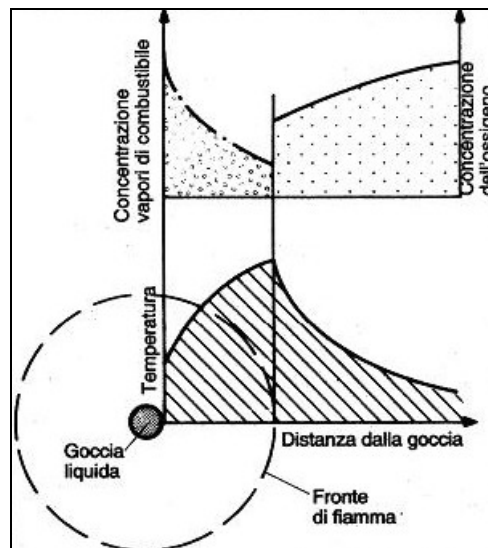


Figura 2-10 Andamento della temperatura e della concentrazione dei vapori di combustibile in funzione della distanza del fronte di fiamma [4]

Il miscelamento su scala molecolare di vapori di combustibile e aria è dovuto al moto vorticoso turbolento di quest'ultima, quindi la velocità di diffusione sarà inversamente proporzionale al tempo di miscelamento turbolento che può essere calcolato come rapporto tra l'energia cinetica turbolenta k per unità di massa:

$$k = \frac{u'^2}{2} \quad (2.23)$$

e la sua velocità di dissipazione ε :

$$\tau_t = \frac{L_f}{u'} \approx \frac{k}{\varepsilon} \quad (2.24)$$

$\frac{L_f}{u'}$ è il tempo di ricambio turbolento dai macro ai micro vortici, circa uguale in condizioni di equilibrio ai tempi di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta.

Alle elevate temperature, in piena combustione, i tempi caratteristici della cinetica chimica (τ_a) sono molto minori dei tempi caratteristici dei fenomeni di evaporazione e diffusione ($\tau_a \ll \tau_t$) ed è per questo motivo che, in questa fase, è l'iniezione a controllare la combustione.

La situazione risulta rovesciata nelle prime fasi della combustione, quando ad avvio iniezione, le temperature sono molto basse, di conseguenza τ_a sarà molto maggiore in assoluto e soprattutto maggiore di τ_t .

2.2.6 Calcolo della Legge di Rilascio del Calore sulla Base di Dati Sperimentali

Attraverso prove effettuate al banco è possibile ricavare la legge di variazione di pressione per via sperimentale; sulla base di questi ed altri dati è possibile definire anche la legge di rilascio del calore.

Si consideri il sistema termodinamico aperto di fig. 2-11 che vuole descrivere in modo schematico la camera di combustione.

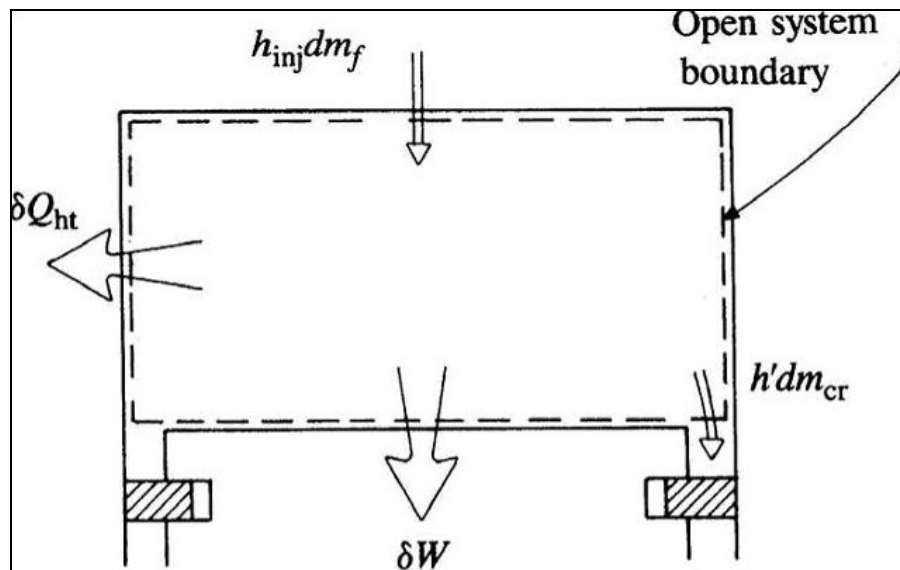


Figura 2-11 Rappresentazione schematica della camera di combustione come sistema aperto [3]

Il primo principio scritto per questo sistema è:

$$\delta Q_{ch} = dU_s + \delta Q_{ht} + \delta W + \sum h_i dm_i \quad (2.25)$$

dove dU_s è la variazione di energia sensibile, δQ_{ch} è l'energia chimica apportata dalla combustione, W il lavoro del pistone, che vale pdV , δQ_{ht} il calore ceduto alle pareti, mentre l'ultima sommatoria rappresenta il flusso di massa che entra/ esce dal sistema a causa delle cavità interstiziali, dei trafiletti, o dell'iniezione del combustibile.

L'analisi accurata della traccia di pressione tramite l'equazione (2.25) dipende ora dal dettaglio con cui si modellano i diversi termini. L'energia sensibile può essere valutata con l'espressione $U_s = m \cdot u(\bar{T})$ dove \bar{T} è la temperatura media della carica e u è l'energia specifica, così da ottenere:

$$dU_s = m c_v(\bar{T})dT + u(\bar{T})dm \quad (2.26)$$

La temperatura media \bar{T} può essere calcolata dalla legge dei gas perfetti senza commettere errori grossolani, dal momento che essa è praticamente coincidente con la media pesata sulla massa, (i pesi molecolari di gas freschi e gas combusti sono circa uguali). L'effetto di masse entranti e/o uscenti può essere limitato all'analisi che entra o esce da un volume unico alla pressione del cilindro, con una temperatura decisamente inferiore a quella media di camera. Trascurando il trafiletto verso il carter e ponendo $dm_i = dm_{cr} = -dm$ si ha:

$$\delta Q_{ch} = m_{cv}dT + \delta Q_{ht} + pdV + (h'-u)dm_{cr} \quad (2.27)$$

dove si è posto, per convenzione, $dm_{cr} > 0$ quando il fluido entra nelle cavità, mentre h' è valutata nell'ambiente di partenza del fluido. Applicando la legge dei gas perfetti si ha:

$$\delta Q_{ch} = \left(\frac{c_v}{R}\right)Vdp + \left(\frac{c_v}{R} + 1\right)pdV + \delta Q_{ht} - (h'-u + c_v T)dm_{cr} \quad (2.28)$$

Questa relazione può essere utilizzata in diversi modi; il primo è la valutazione del rilascio di calore netto, *net heat release*, definito come:

$$\delta Q_{net} + (h'-u + c_v T)dm_{cr} - \delta Q_{ht} = \left(\frac{c_v}{R}\right)Vdp + \left(\frac{c_v}{R} + 1\right)pdV \quad (2.29)$$

L'andamento dell'integrale del rilascio di calore netto ha una forma analoga alla frazione di massa bruciata, tant'è che il suo andamento, adimensionalizzato sul valore massimo, viene utilizzato in alternativa alla frazione di massa bruciata (a rigore si tratta della frazione di energia rilasciata); occorre però fare attenzione alla scelta del valore del rapporto c_v/R , ossia del parametro γ .

La valutazione dello scambio termico a parete si fa solitamente supponendo che lo scambio avvenga per convenzione secondo la formula:

$$\frac{dQ_{ht}}{dt} = Ah_c(T - T_w) \quad (2.30)$$

dove T_w è la temperatura della parete, A l'area di scambio e h_c un coefficiente di scambio solitamente valutato attraverso correlazioni empiriche, delle quali la più famosa è quella proposta da Woshini:

$$h_c = CB^{m-1} p^m w^m T^{0.75-1.62m} \quad (2.31)$$

dove B è l'alesaggio espresso in metri, p la pressione espressa in kPa, T la temperatura espressa in K, w una velocità caratteristica espressa in m/s, C ed m costanti che valgono 3.26 e 0.8 rispettivamente; il risultato è un coefficiente di scambio espresso in W/(m²K). La definizione della velocità caratteristica differisce dalla velocità media dello stantuffo per un termine legato alla presenza della combustione:

$$w = \left[C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \right] \quad (2.32)$$

dove V_d è la cilindrata, p è la pressione nel cilindro, mentre le grandezze col pedice r si riferiscono alle condizioni di trascinato. Nella tabella 3.1 sono riportati i valori suggeriti dalle costanti.

	C_1	C_2
<i>Ricambio carica</i>	6.18	0
<i>Compressione</i>	2.28	0
<i>Combustione</i>	2.28	$3.24 \cdot 10^{-3}$

Tabella 2-2 Valori delle costanti C_1 e C_2 della relazione di Woshini

Dal momento che gli effetti delle cavità interstiziali sono piccoli, senza commettere errori troppo grandi si può supporre che la temperatura del gas in queste cavità sia prossima a quella delle pareti; supponendo inoltre una dipendenza di γ dalla temperatura del tipo $\gamma = a + bT$ si ottiene:

$$\frac{dQ_{ch}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{1-\gamma} V \frac{dp}{d\theta} + V_c r \left[\frac{T'}{T_w} + \frac{T}{T_w(\gamma-1)} + \frac{1}{bT_w} \ln \left(\frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right) \right] \frac{dp}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} \quad (2.33)$$

Questa equazione può quindi essere utilizzata per l'analisi della traccia di pressione, per valutare l'integrale del rilascio di calore e stimare i contributi dei diversi termini, così da avere dei riferimenti per valutare il disegno della camera di combustione ed eventualmente procedere con la sua ottimizzazione.

2.2.7 Camere di Combustione

L'andamento del processo di combustione in un motore diesel risulta influenzato in maniera decisiva dalla geometria della camera e dalle caratteristiche del sistema di

iniezione che concorrono a determinare il miscelamento fra combustibile ed aria, condizionando le successive reazioni di ossidazione.

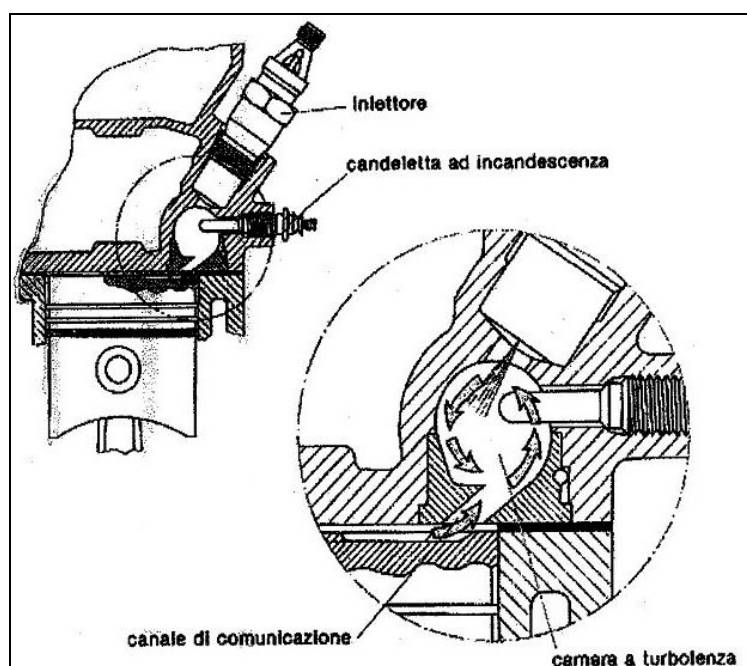


Figura 2-12 Camera di combustione con precamera Ricardo

Nelle applicazioni automobilistiche, i motori Diesel, caratterizzati da alesaggi di 70 - 90 mm e regimi di rotazione $n=70 \div 80$ giri/s, devono rispettare vincoli quali bassi consumi e scarichi puliti, al fine di competere con le elevate potenze specifiche dei concorrenti motori ad accensione comandata con guadagni quindi su emissioni e consumi. In passato si è riusciti ad accelerare il processo di combustione del motore Diesel, fino al raggiungimento delle velocità di rotazione citate, solo ricorrendo all'artificio della precamera (es. camera Ricardo, fig. 2-12) in cui il combustibile viene iniettato all'interno di una precamera dove, per effetto della salita del pistone ed un opportuno orificio di collegamento con la camera principale, è presente un'elevatissima intensità di turbolenza; tale sistema, per contro, presenta una complicazione architettonica notevole nonché un elevato costo di produzione, una maggiore difficoltà di raffreddamento della testa ed una maggiore perdita di energia per effetto di scambio termico a parete su una superficie maggiore. La camera ad iniezione diretta è, al contrario, costruttivamente più semplice, uniformemente raffreddabile ed è caratterizzata da un più basso consumo specifico di combustibile, per le minori perdite termiche e fluidodinamiche. Alcuni esempi di camere di combustione per motori Diesel sono riportate nelle figg. 2-13 classificate in base alle dimensioni di alesaggio.

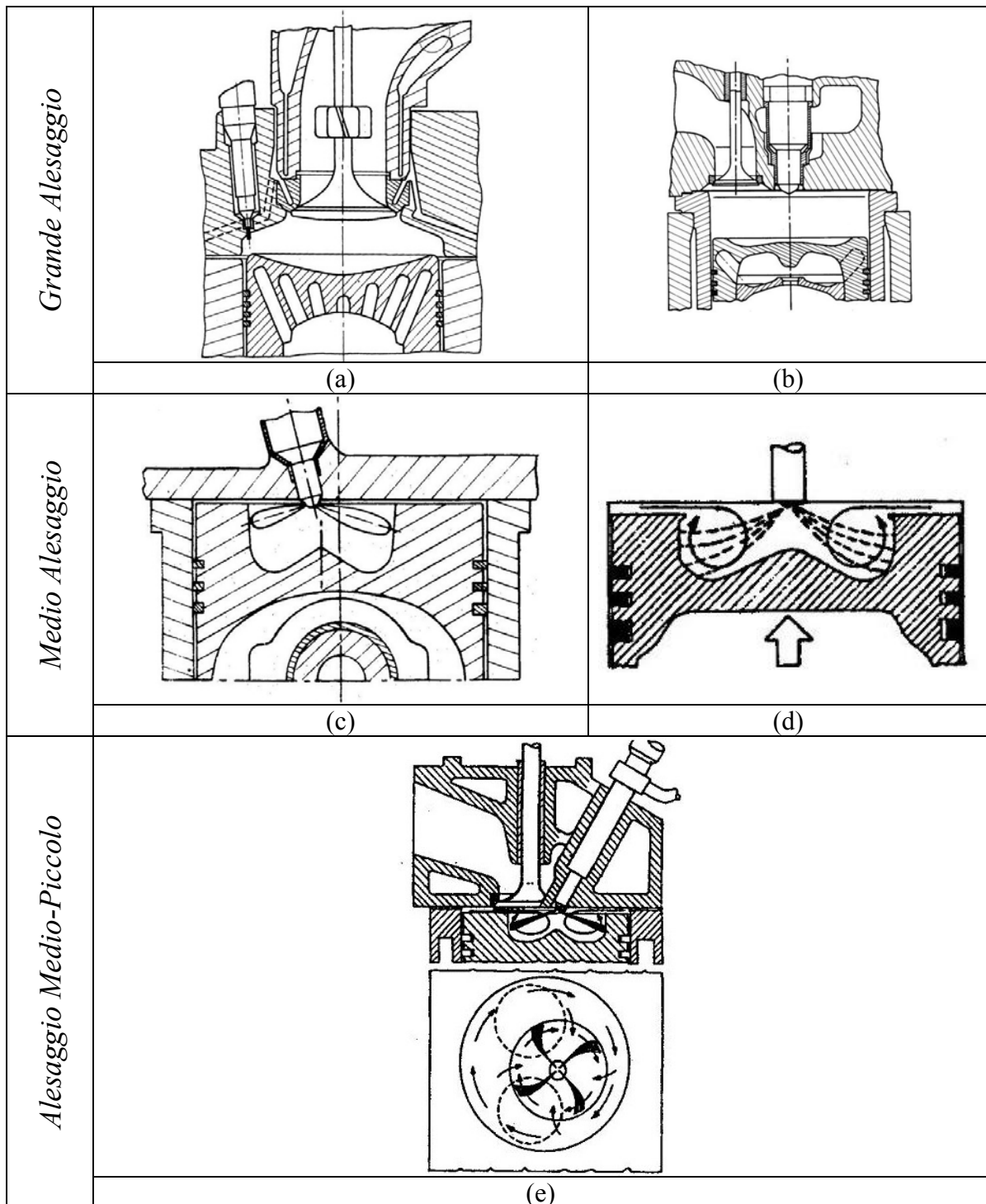


Figura 2-13 Esempi di camere di combustioni per motori Diesel di grande alesaggio (a)(b), di medio alesaggio (c) (d), e di alesaggio medio-piccolo (e) [4]

Si mette in luce la *bowl* ricavata sul cielo del pistone (fig. 2-13 (c), (d), (e)) all'interno del quale si sviluppano e si conservano i moti turbolenti caratteristici dei motori Diesel a quattro tempi (moti di *swirl* e *squish*).

Negli ultimi decenni si è quindi riusciti a vincere la sfida di realizzare anche questi motori Diesel con camere di combustione indivise, agendo ancora una volta sia sul moto dell'aria che su quello del combustibile.

In particolare, dovendo un motore per autovettura lavorare su un ampio intervallo di numeri di giri ($20 \div 80$ giri/s), per ottenere un adeguato moto turbolento dell'aria su tutto il campo d'impiego, si usano delle tazze sul pistone (*bowl*), che costituiscono camere compatte e, per conservazione del momento angolare, garantiscono velocità elevate di *swirl* e un elevato effetto di *squish*.

2.2.8 Emissioni Inquinanti nei Motori Diesel

La formazione degli inquinanti durante il processo di combustione in un motore Diesel è fortemente influenzata dalla disomogeneità della carica, dovuta alla distribuzione del combustibile in seno all'aria, continuamente variabile nel tempo.

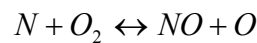
Questo porta alla formazione di inquinanti come CO, HC e particolato (tipico unicamente dei motori diesel) presente, quest'ultimo, in casi di cattiva combustione nonostante le miscele siano sempre particolarmente magre. Inoltre le elevate temperature in camera, tipiche dei motori Diesel, comportano la formazione di elevate quantità di NO_x.

- *HC*. Gli idrocarburi incombusti in un motore Diesel possono avere diverse origini; innanzitutto la zona periferica dello spray (v. fig. 2-9 (a)), dove la concentrazione di combustibile è troppo bassa per portare all'autoaccensione ed alla propagazione del fronte di fiamma, può essere la sede di reazioni di cracking termico e parziale ossidazione del combustibile. Alcuni HC, inoltre, potrebbero derivare dalla incompleta combustione del nucleo centrale del getto, specie a fine iniezione e in condizioni di pieno carico. Nei motori di piccolo alesaggio una parte di gasolio può raggiungere le pareti fredde della camera e del pistone evaporando troppo tardi e non trovando ossigeno a sufficienza. Infine, un contributo significativo può essere dato dal combustibile che si infila nella cavità inferiore dell'iniettore e nelle crevices in generale.
- *CO*: L'ossido di carbonio costituisce un prodotto intermedio dell'ossidazione degli idrocarburi. Tranne che in rare zone della camera, come il nucleo centrale del getto, la quantità di ossigeno presente in un motore Diesel è superiore alla quantità stechiometrica, quindi tutto il CO ha buone probabilità di completare la sua ossidazione a CO₂. La presenza di CO allo scarico di motori Diesel può

assumere valori significativi solo a pieno carico e nei motori destinati a lavorare con regimi di rotazione medio elevati.

Grazie agli elevati indici d'aria con cui lavora un motore Diesel, la presenza di HC e CO è molto contenuta e non rappresenta, almeno a primo impatto, il principale elemento di interesse nell'analisi delle emissioni relative a questo tipo di motore.

- NO_x : La formazione di NO_x è principalmente dovuta all'ossidazione, in presenza di elevate temperature, dell'azoto presente nell'aria secondo il seguente probabile meccanismo (proposto da Zeldovich):



Il reale meccanismo di formazione è comunque molto complesso per via della disuniforme distribuzione di combustibile in camera. Le reazioni di ossidazione avvengono a livello atomico nei gas combusti per via delle elevate temperature raggiunte dopo il passaggio della fiamma. Queste condizioni si possono verificare nelle regioni debolmente magre che circondano il getto (i vapori in questa zona bruciano per primi grazie alla disponibilità locale di ossigeno ed alle alte temperature) ed in corrispondenza del nucleo centrale dello spray dove si hanno le massime temperature ed eccessi di ossigeno in condizioni di carico parziale.

In fase di espansione la rapida diminuzione di temperatura non permette la diminuzione di concentrazione degli NO_x ai valori previsti dagli equilibri chimici, ma congela questi prodotti che dunque si ritroveranno poi allo scarico.

- *Particolato*: con questo termine si indica l'insieme delle particelle solide e liquide generate in combustione e portate in sospensione nei gas di scarico. Nei motori Diesel sono particelle di tipo carbonioso (il classico fumo nero), su cui si sono condensate o che hanno assorbito composti organici ad alta massa molecolare. Queste particelle sono agglomerate tra loro formando aggregati solidi di dimensioni che vanno dai 10 ai 200 nm. Gli agglomerati più piccoli sono quelli da tenere più sotto controllo in quanto le loro dimensioni li rendono capaci di penetrare all'interno delle vie respiratorie senza essere filtrati. La loro formazione

si ha nel normale funzionamento del motore e risulta maggiore a carichi elevati quando si hanno miscele più grasse. Da rilievi sperimentali su motori ad iniezione diretta si è osservato che il particolato si produce maggiormente nelle zone centrali del getto, più ricche, dove il combustibile brucia con fiamme di tipo diffusivo; le massime concentrazioni si hanno 10° - 20° dopo il PMS quando, cessata l'iniezione, il nucleo centrale degli spray si mescola con l'aria circostante, favorendo l'ossidazione della maggior parte delle particelle carboniose formatesi (circa il 90%). In generale si osserva la formazione di nuclei precursori (molecole del tipo acetilene e poliacetilene), la crescita di dimensione di nuclei carboniosi per adesione superficiale e condensazione di altre specie povere in idrogeno, la loro coagulazione in particelle maggiori quando si abbassano le temperature. Lo stadio finale prevede l'assorbimento di composti organici ed inorganici da parte delle particelle carboniose.

Le misure che è possibile adottare per limitare le emissioni inquinanti in generale sono:

- Ricircolo di gas di scarico per ridurre le temperature massime, in questo modo si inquina e si diluisce la carica fresca in modo da ridurre le temperature massime di ciclo. La presenza di gas combusti in camera non solo limita la temperatura, ma assorbe parte della temperatura prodotta in funzione del suo calore specifico.
- Scelta appropriata dell'istante di avvio dell'iniezione e iniezioni pilota per controllare il processo di combustione e le pressioni massime.
- Ottimizzazione del sistema d'iniezione e della geometria dei condotti per avere getti finemente polverizzati, con elevata penetrazione e elevata turbolenza in camera.
- Turbosovralimentazione con interrefrigerazione della carica per abbassare le temperature e ridurre il rapporto di compressione.

Accurata manutenzione del sistema di alimentazione e uso di gasoli con buone caratteristiche di accendibilità.

3 IL MOTORE HSD₂

La sfida più difficile per i motori Diesel automobilistici moderni è quella di limitare le emissioni inquinanti senza penalizzare le prestazioni, gli ingombri ed i costi di produzione, questi ultimi già molto elevati rispetto ai corrispondenti motori ad accensione comandata.

Un concetto potenzialmente interessante per coniugare le opposte esigenze appena esposte risulta essere quello del ciclo a due tempi, abbinato all'accensione per compressione. Tale concetto è ampiamente diffuso su motori di grande alesaggio, per impianti fissi e per la propulsione navale, laddove viene apprezzato per gli alti valori di potenza specifica, abbinati ad elevatissime efficienze di conversione del combustibile (in alcuni casi superiori al 50%).

L'applicazione ai motori automobilistici, di piccolo alesaggio e relativamente alta velocità di rotazione, risale agli inizi degli anni Novanta [1]. Mentre, però, in campo automobilistico i motori due tempi Diesel veloci hanno avuto solo applicazioni prototipali, salvo qualche rara eccezione (Daihatsu [7]), questi propulsori sono già una realtà significativa in campo aeronautico, per velivoli leggeri [8-10].

Il concetto di motore a due tempi Diesel presenta indubbi vantaggi, se paragonato ad un propulsore Diesel a quattro tempi di pari fascia: tra i principali si citano, ad esempio, il potenziale incremento del rapporto peso/potenza unitamente alla riduzione delle emissioni di NO_x e delle vibrazioni. Fino ad oggi, comunque, l'applicazione di questa tipologia di propulsore al settore automobilistico è stata fortemente limitata dalla progressiva entrata in vigore negli anni di normative sempre più stringenti in materia di emissioni inquinanti allo scarico dei motori, con particolare riferimento alle emissioni di particolato.

Un'analisi dello stato dell'arte dei motori due tempi Diesel ha messo in evidenza come tutte le soluzioni fin'ora proposte non siano riuscite a sfruttare la semplicità costruttiva intrinseca di questa tipologia di motori, tale semplicità costruttiva è invece uno dei punti cardine di questo studio ancora in atto presso il Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Civile dell'Università di Modena e Reggio Emilia, presso il quale sono state svolte le attività di Dottorato.

3.1 STATO DELL'ARTE DEI MOTORI DUE TEMPI DIESEL VELOCI

Tra gli esempi più significativi di prototipi di motori Diesel due tempi sviluppati negli ultimi anni si citano, indicativamente, quelli proposti da Toyota ([1],[14]), Yamaha ([12]) AVL ([1],[13]) e Daimler-Benz ([1]). Nei casi di Yamaha ed AVL, ad esempio, nonostante l'applicazione di filosofie di progetto globale del motore estremamente differenti tra di loro, possono essere evidenziate alcune linee comuni di sviluppo. Infatti, entrambi i propulsori sono dotati di un sistema di iniezione diretta del combustibile e di geometrie dei condotti di aspirazione e della camera di combustione finalizzati alla creazione, durante la fase di aspirazione, di un forte moto di swirl all'interno del cilindro. In questo modo, il processo di combustione, almeno durante la prima fase, si sviluppa in maniera analoga a quella di un tipico motore Diesel ad iniezione diretta con ciclo a quattro tempi. Da un lato, tale similitudine di funzionamento permette ai progettisti di utilizzare componentistica, conoscenze tecniche e tecnologie produttive già ampiamente consolidate negli anni; dall'altro, la necessità di generare all'interno del cilindro del motore due tempi un campo di moto di swirl caratterizzato da adeguati livelli di intensità media, determina l'insorgenza di inevitabili complicazioni costruttive.

3.1.1 Il Prototipo Daimler-Benz

La soluzione proposta da Daimler-Benz [1] prevede un sistema di iniezione di tipo Common Rail e consiste in un sistema di lavaggio che può essere o unidirezionale (figg. 2-5), caratterizzato da un moto turbolento di tipo swirl simile a quello dei motori a quattro tempi di pari categoria, oppure ad anello (figg. 2-6) mediante tradizionali luci di lavaggio, in questo caso non è presente un moto di swirl. In tabella 3-1 sono riassunte le principali caratteristiche delle due versioni proposte dalla casa costruttrice:

<i>Grandezze Caratteristiche</i>	<i>Lavaggio ad Anello</i>	<i>Lavaggio Unidirezionale</i>
<i>Rapporto Alesaggio/Corsa</i>	80/70 mm	80/98 mm
<i>Cilindrata Unitaria</i>	350 cm ³	493 cm ³
<i>Tipologia di Camera di combustione</i>	<i>Bowl</i> ricavata sulla testa	<i>Bowl</i> ricavata sul pistone
<i>Sistema di lavaggio</i>	Carter-Pompa	Compressore Esterno

Tabella 3-1 Caratteristiche principali del prototipo proposto da Daimler-Benz nelle due versioni:
lavaggio ad anello e lavaggio unidirezionale

Definita una condizione di pieno carico come valore limite di particolato emesso, il confronto tra queste due tipologie di motore nella condizione suddetta manifesta una pressione media indicata massima di 5.7 bar a 1600 rpm nel caso di lavaggio ad anello contro 11 bar a 3000 rpm nel caso di lavaggio unidirezionale; nella prima configurazione, all'aumentare del regime di rotazione, la combustione peggiora molto rispetto alla seconda a causa di un peggiore sfruttamento dell'aria introdotta, nonché il rendimento volumetrico risulta inferiore di una quantità relativa variabile dal 30% al 50%. Allo stesso modo, il consumo specifico di combustibile nel caso di un lavaggio ad anello è superiore al caso di lavaggio unidirezionale di una quantità relativa del 10%. Al contrario, grazie alla maggiore massa di residui intrappolata nel cilindro, il lavaggio ad anello presenta combustioni sfavorevoli e, di conseguenza, temperature massime di ciclo inferiori alla soluzione con lavaggio unidirezionale. Concordemente con un peggioramento della qualità della combustione verso i regimi più elevati, il sistema di lavaggio ad anello presenta basse temperature in corrispondenza delle stesse condizioni operative; tutto ciò, se da un lato peggiora le prestazioni del motore in termini di potenza, le migliora in termini di quantità di NO_x emesso.

In definitiva, il sistema con lavaggio unidirezionale e moto turbolento di swirl presenta una maggior potenza erogata il cui valore netto, tolto l'assorbimento di potenza da parte del compressore, è di 45 kW/litro contro i 20 kW/litro della soluzione con lavaggio ad anello, penalizzata fortemente da una bassa qualità di ricambio della carica.

3.1.2 Il Prototipo AVL

La soluzione proposta da AVL ([1],[13]) presenta tre cilindri in linea, raffreddati ad acqua, caratterizzati da una cilindrata totale di 980 cm³ e lavaggio unidirezionale. Tale lavaggio è ottenuto con una serie di luci di aspirazione ricavate nella parte inferiore del cilindro, e con quattro valvole a fungo, per l'espulsione dei gas, poste sulla testata del motore stesso, mentre la lubrificazione avviene per mezzo di un carter a bagno d'olio, e la pressione di lavaggio è fornita da un sistema di sovralimentazione. Nel caso specifico, il sistema si compone di un compressore volumetrico alimentato dal motore, collegato in serie ad un compressore centrifugo, quest'ultimo mosso da una turbina a geometria variabile con l'obiettivo di fornire coppia sia agli alti che ai bassi regimi di rotazione.

In questo prototipo il sistema di combustione è identico a quello dei motori Diesel automobilistici ad iniezione diretta (camera di combustione ad “Omega” ricavata nel pistone, iniettore centrale, moto di swirl), da cui mutua anche il sistema di iniezione Common Rail. Rispetto ad un quattro tempi Diesel di pari prestazioni, il motore presenta dimensioni e pesi più contenuti ed una potenza specifica più elevata.

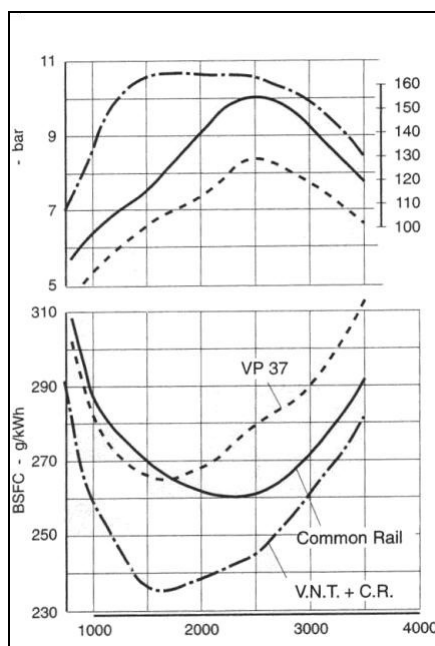


Figura 3-1 Pressione in camera (sopra), e consumo specifico (sotto) del prototipo AVL, nelle diverse versioni: con Common Rail (linea continua), con Common Rail e turbina a geometria variabile VNT (linea tratto punto) [1]

Il prototipo AVL, con sistema di iniezione common rail (CR) e turbocompressore con turbina a geometria variabile (VNT), presenta un'elevata pressione media in camera accompagnata da un consumo specifico contenuto (fig. 3-1).

In definitiva, l'analisi a pieno carico di questo prototipo presenta seguenti valori caratteristici:

- potenza specifica: 50kW/litro a 3500 rpm,
- coppia massima: 170 Nm,
- pressione media effettiva: 11 bar,
- consumo specifico: 240 g/kWh a 1600 rpm

il tutto rapportato ad un peso paragonabile ad un motore a ciclo otto due tempi di pari cilindrata: 75 kg.

Questo prototipo, messo a punto nel 1998, non supera la normativa Euro IV, ma mette in luce la possibilità di considerare questa tipologia di motore come una valida alternativa ai motori a quattro tempi tradizionali.

3.1.3 Il prototipo Toyota

Il prototipo Toyota ([1],[14]), sviluppato sulla base di un motore a 4 tempi, 4 cilindri in linea per una cilindrata totale di 2500 cm³, è caratterizzato da una sovralimentazione eseguita per mezzo di compressore volumetrico Roots, utilizzo delle valvole a fungo come luci di lavaggio, sistema di iniezione indiretta. L'elevata concentrazione di residui in camera comporta bassi valori di temperatura e pressione, e quindi di emissioni di NO_x, particolato, rumore.

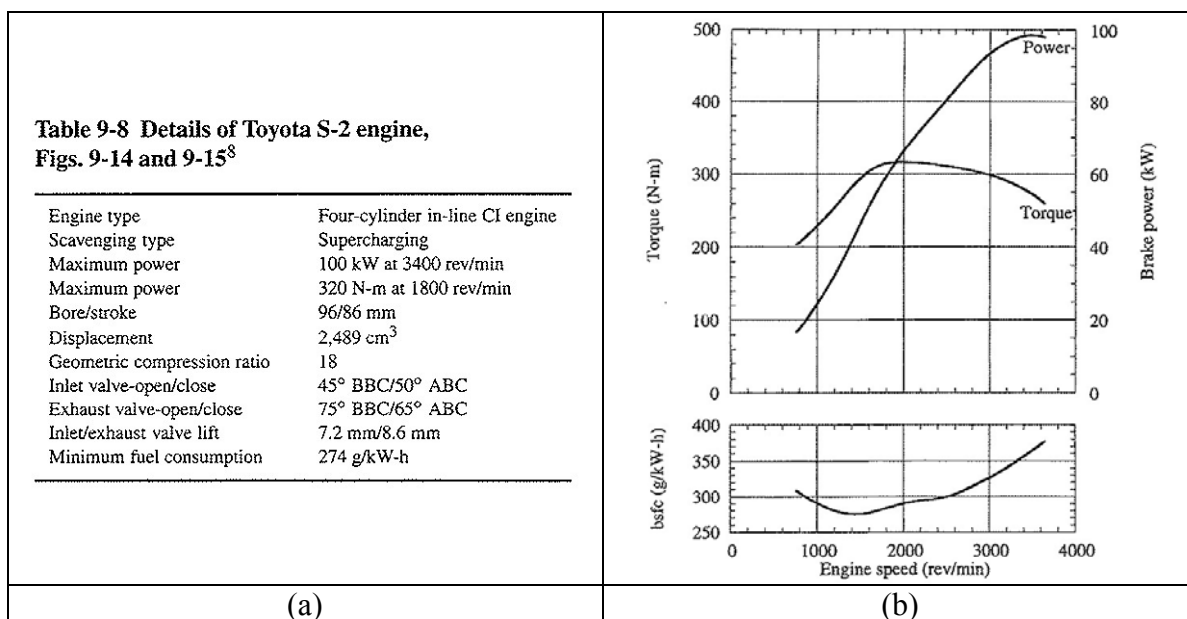


Figura 3-2 Caratteristiche generali (a) e Curve caratteristiche (b), del Prototipo Toyota

Il prototipo Toyota presenta (figg. 3-2) una potenza massima di 100 kW, una coppia massima di 320 Nm, una pressione media effettiva massima di 8 bar, ed un consumo specifico minimo, a circa 1500 rpm, di 274 g/kWh. Rispetto ai motori Diesel dello stesso periodo, il prototipo Toyota vantava un incremento di potenza e coppia massima pari rispettivamente al 25% ed al 40%, a fronte anche di un dimezzamento delle emissioni di ossidi di azoto.

3.1.4 Il prototipo Yamaha

Il prototipo di motore Diesel veloce, due tempi, messo a punto da Yamaha [12] nel 1999, è costituito da un propulsore bicilindrico, 1000 cm³, alimentato con carter pompa (fig. 3-3). Pur non avendo potenze specifiche elevate, questo motore presenta dimensioni eccezionalmente compatte (lunghezza x spessore x altezza: 374 x 565 x 550 mm), abbinate a consumi ed emissioni molto ridotti.

Le caratteristiche principali del prototipo in oggetto sono elencate in tabella 3-2 mentre la sua architettura generale è riportata in fig. 3-3:

<i>Layout</i>	2 cilindri in linea
<i>Sistema di lavaggio</i>	Carter-Pompa
<i>Cilindrata</i>	982 cm ³
<i>Alesaggio x Corsa</i>	82 x 93 mm
<i>Peso</i>	95 kg
<i>Consumo</i>	3 litri/100 km
<i>Potenza Massima</i>	33kW @ 4000 rpm
<i>Coppia Massima</i>	80Nm @ 2500 rpm

Tabella 3-2 Caratteristiche Principali del Prototipo Yamaha

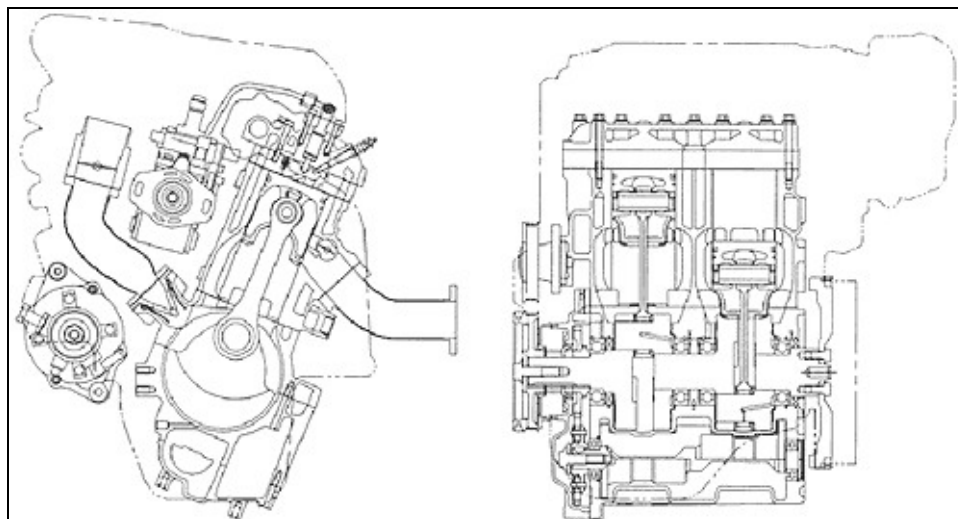


Figura 3-3 Architettura generale del prototipo Yamaha

Tale prototipo è, inoltre, caratterizzato da un rapporto di compressione (effettivo) variabile da un minimo di 13 ad un massimo di 18 in base alle condizioni di regime e

carico. Tale sistema (fig. 3-4) permette di variare il rapporto di compressione effettivo variando la distanza tra la posizione del pistone in corrispondenza del punto morto superiore e quella della luce di scarico.

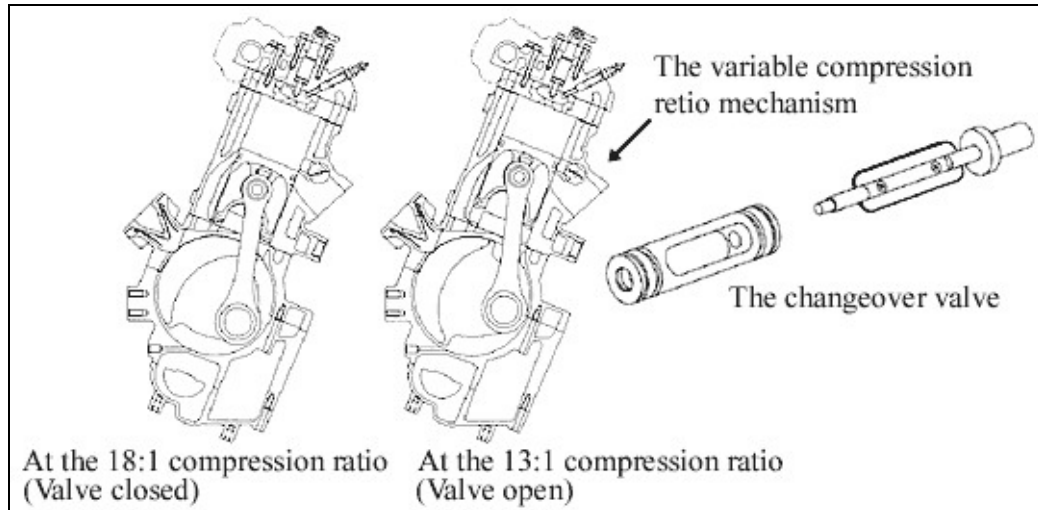


Figura 3-4 Sistema di variazione del rapporto di compressione

L'aspetto più innovativo del motore è rappresentato, senza dubbio, dal sistema di combustione costituito da una sorta di precamera, collegata al cilindro attraverso quattro fori. Tali fori, in fase di compressione, imprimono alla carica entrante nella precamera un forte moto di swirl; in fase di espansione consentono invece ai gas di espandersi con perdite fluidodinamiche limitate rispetto ai Diesel a iniezione indiretta di tipo tradizionale.

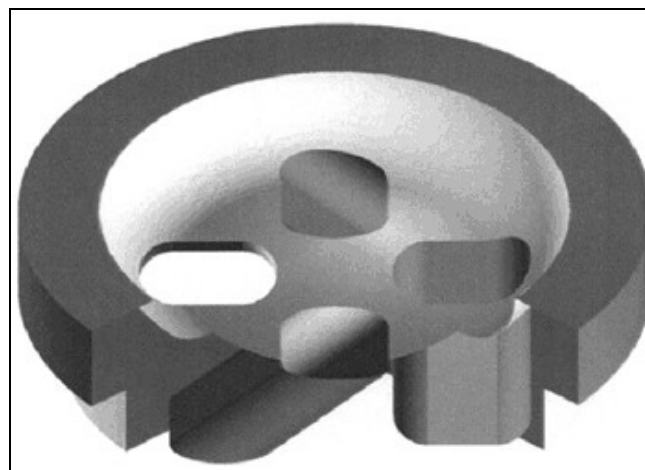


Figura 3-5 Sistema di combustione con precamera e 4 fori di collegamento con il cilindro al fine di imprimere alla carica un forte campo di moto di swirl.

Si segnala, infine, che nel 2005 FEV ha annunciato di aver sviluppato, per usi militari, un piccolo motore due tempi Diesel, sovralimentato, a cilindri contrapposti [15]. Il lavaggio è di tipo unidirezionale, con luci ricavate sulla canna cilindro. Tale motore si contraddistingue per l'elevata potenza specifica, i bassi consumi e per la compattezza della sua costruzione.

3.2 IL MOTORE HSD₂: PRESENTAZIONE DEL PROGETTO

Sebbene tutte le soluzioni precedentemente descritte siano coerenti con i rispettivi obiettivi progettuali, si nota come, in tutti i casi, la semplicità costruttiva intrinseca del motore due tempi sia andata parzialmente perduta. Tale semplicità costruttiva, oltre agli obiettivi di compattezza, basse emissioni inquinanti e prestazioni soddisfacenti, è invece il principale obiettivo del presente lavoro. Per ottenere elevati valori di potenza specifica (fino a 100 HP/litro), unitamente a limitati consumi (comunque paragonabili a quelli di un motore Diesel a quattro tempi dello stesso segmento commerciale), particolare cura è stata dedicata all'ottimizzazione termo-fluidodinamica dei sistemi di lavaggio e di combustione. Come ovvio, oltre ai suddetti obiettivi prestazionali, il motore oggetto del presente studio dovrà essere caratterizzato anche da livelli di emissioni inquinanti allo scarico in grado di ottemperare alle normative vigenti in materia (Euro V, Euro VI).

Coerentemente agli obiettivi citati in precedenza, il sistema di lavaggio del nuovo motore si baserà esclusivamente sulla presenza di luci comandate dal movimento del pistone, mentre la camera di combustione dovrà essere caratterizzata da un grado di compattezza analogo a quelli propri dei motori Diesel per la trazione automobilistica di corrente produzione industriale.

Negli intendimenti degli autori del presente studio, il risultato finale del progetto sarà costituito dallo studio di fattibilità e dalla successiva realizzazione di un prototipo di motore ultra-compatto, caratterizzato da elevati valori di efficienza globale, unitamente a ridotti livelli di emissioni inquinanti allo scarico. Tale motore, denominato *HSD₂* (*High Speed Diesel 2-Stroke*) potrà essere, poi, adattato a molteplici applicazioni: propulsione

automobilistica, aeronautica (velivoli ultra-leggeri), piccoli veicoli industriali (spazzatrici, muletti), motoscafi, ecc.

3.2.1 Configurazione Base del Motore HSD₂

Sulla base di considerazioni critiche relative alle soluzioni proposte dalle diverse case automobilistiche e sulla base di calcoli 1D, è stato messo a punto un layout generale del motore a due tempi la cui configurazione base è rappresentata in fig. 3-6; esso è costituito da 3 cilindri in linea, un sistema di iniezione Common Rail di ultima generazione, un gruppo turbocompressore VGT (F turbina, A compressore dinamico) con turbina a geometria variabile, un compressore volumetrico Roots (B) ad alimentazione meccanica (l'energia viene fornita direttamente dall'albero motore attraverso un ingranaggio), ed un intrcooler (C) (fig. 3-6). Come verrà meglio precisato in seguito (v. par. 3.3.3), le prestazioni della macchina, elaborate durante tutto il processo di analisi, sono state messe in costante confronto con un motore a quattro tempi di pari categoria del quale sono tutte le caratteristiche sperimentali, al fine di valutare la convenienza del progetto in termini di emissioni inquinanti, prestazioni, etc.

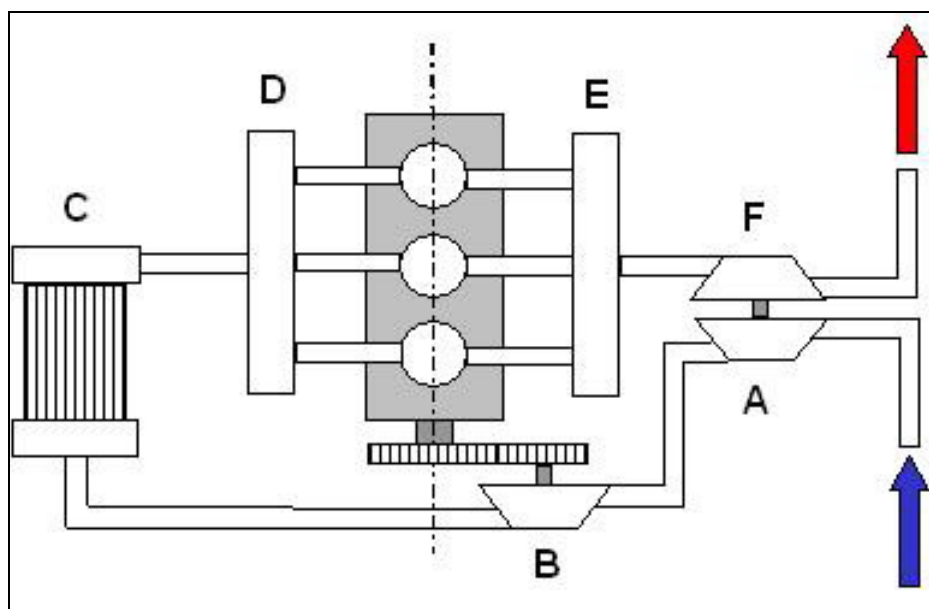


Figura 3-6 Layout di base del motore HSD₂: A: compressore dinamico; B: Compressore volumetrico; C: Intercooler; D: Plenum di aspirazione; E: Plenum di scarico; F: Turbina a geometria variabile.[28]

L'aspetto più innovativo del progetto è sicuramente costituito dal sistema di combustione, esso si basa sullo sfruttamento di un campo di moto di tipo tumble (fig. 3-7), inedito nei motori a ciclo Diesel ad iniezione diretta, e sulle potenzialità dei sistemi di iniezione Common Rail di ultima generazione.

Come noto, le camere dei motori Diesel ad iniezione diretta sono ricavate all'interno del pistone, con una forma disegnata allo scopo di sfruttare le caratteristiche di un campo di moto di tipo swirl, di adeguata intensità. Nel nuovo sistema di combustione, invece, la camera è ricavata dentro la testa, consentendo l'adozione di un pistone piatto e leggero a tutto vantaggio della velocità di rotazione del motore e della semplicità costruttiva (fig. 3-7).

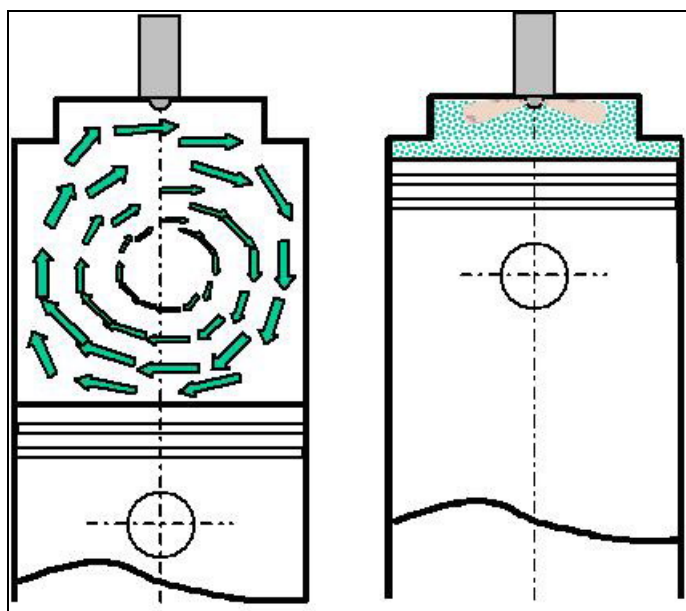


Figura 3-7 Campo di moto interno cilindro

Durante la compressione, il forte tumble generato dal lavaggio ad anello si dissipa, generando un'elevata intensità di turbolenza in prossimità del punto morto superiore. La produzione di energia cinetica turbolenta viene sostenuta anche dal fenomeno dello squish, ma soprattutto dal contributo, in termini di quantità di moto, dato dell'iniezione stessa. La penetrazione dello spray di combustibile risulta sempre ottimale, grazie all'alta pressione di iniezione ed alla minima distorsione dello spray da parte del flusso medio, mentre la diffusione è garantita dall'elevato numero di fori dell'iniettore (6 o più) e dalla turbolenza stessa.

L'obiettivo del sistema di lavaggio è, quindi, quello di generare all'interno del cilindro un intenso moto di tumble, in corrispondenza dell'istante di chiusura delle luci di scarico, minimizzando, al contempo, la fuga della carica fresca attraverso le luci di scarico.

Come ovvio, disporre di una buona permeabilità delle luci è importante, ma, nel caso specifico, non fondamentale, in quanto il motore è fortemente sovralimentato in tutte le condizioni operative. Inoltre, la presenza all'interno del cilindro, al termine del lavaggio, di una modesta quantità di gas residui del ciclo precedente, risulta utile al fine di ridurre le emissioni di ossidi di azoto (NO_x).

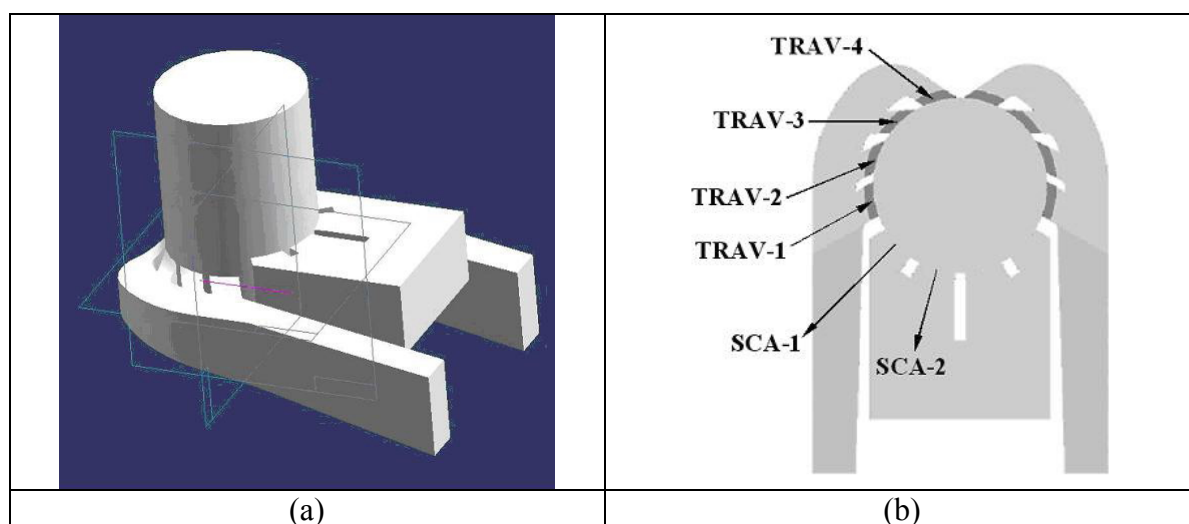


Figura 3-8 (a) Schema 3D del sistema di lavaggio, (b) Schema 2D del sistema di lavaggio, [28]

Il sistema di lavaggio prescelto, illustrato schematicamente in figg. 3-8, è di tipo Schnürle, e risulta simmetrico rispetto ad un piano ortogonale all'asse dell'albero motore.

Il sistema di travaso è costituito da due condotti, posizionati rispettivamente ai lati del cilindro, ciascuno dei quali è dotato di quattro luci (indicate come TRAV in fig. 3-8 (b)), per un totale di otto luci di travaso. In particolare, è importante notare come tutte le luci di travaso siano orientate verso un unico punto focale, localizzato all'interno del cilindro, e si trovano dalla parte opposta rispetto alle luci di scarico (indicate come SCA in fig. 3-8 (b)).

Questa configurazione, suggerita anche da Blair [5], è ideale proprio per la generazione di un fronte d'aria fresca molto compatto, che avanza nel cilindro lungo una traiettoria ad anello. Il tipo di sistema di scarico, poi, è abbastanza simile a quello dei motori a due tempi di corrente produzione industriale, ed è costituito da due condotti connessi ognuno ad una delle due luci di scarico (SCA1 e SCA2).

Il nuovo sistema di combustione, preso nel suo insieme, presenta diversi vantaggi rispetto ad una camera convenzionale. Prima di tutto non sono presenti le valvole di scarico in testa, tipiche dei motori basati su moti di tipo swirl: l'assenza di valvole a fungo garantisce una maggiore compattezza, minore costo, peso e perdite per attrito. In secondo luogo il pistone è molto semplice e leggero con ulteriori vantaggi in termini di costo, perdite per attrito, rumore e vibrazioni. Infine, la superficie totale della camera di combustione è tendenzialmente minore, a tutto vantaggio dell'efficienza termica e del comportamento in fase di avviamento a freddo; non si trascuri, inoltre, la possibilità di adottare un sistema di raffreddamento più semplice grazie alla camera di combustione ricavata sulla testa.

Un altro aspetto critico di questo studio è la definizione del sistema di alimentazione dell'aria. A fronte dell'elevata potenza specifica richiesta, l'impiego della sovralimentazione è una scelta quasi obbligata. Un compressore volumetrico trascinato dall'albero motore sarebbe la soluzione costruttivamente più semplice. Si osserva che un compressore esterno permette l'applicazione di un sistema di lubrificazione convenzionale con coppa dell'olio, eliminando tutti i problemi legati all'adozione di un carter-pompa. Purtroppo questa soluzione non permette di coniugare le alte prestazioni ai bassi consumi: alti valori di coppia ai bassi regimi possono essere ottenuti solo a discapito dei consumi ai medi ed agli alti regimi. La soluzione proposta per questo nuovo motore prevede allora l'utilizzo in serie di un gruppo turbocompressore con turbina a geometria variabile e di un compressore volumetrico Roots. L'aria viene prima elaborata dal compressore dinamico, poi inviata al compressore volumetrico. È possibile anche interporre un Intercooler, o tra i due compressori, oppure a valle di entrambi. È stato anche considerato l'utilizzo di una turbina con valvola Waste Gate, ma la soluzione è stata poi subito scartata a causa delle minori prestazioni rispetto alla turbina a geometria variabile.

Come prima applicazione del concetto generale di motore a due tempi Diesel veloce descritto in precedenza, si è deciso di considerare un motore avente una cilindrata totale di circa 1 litro, analoga a quella dei prototipi sviluppati rispettivamente da Yamaha [12] e da AVL [1],[13]. Considerando una potenza specifica di riferimento pari a 100 HP/litro, le prestazioni del motore a due tempi dovrebbero risultare paragonabili a quelle di un motore Diesel automobilistico a quattro tempi, caratterizzato da una cilindrata totale superiore circa del 50%.

In tabella 3-3 vengono presentate le principali caratteristiche geometriche del motore HSD₂.

<i>Cilindrata totale</i>	1.051	[litri]
<i>Numero di cilindri</i>	3 in linea	[-]
<i>Alesaggio x Corsa</i>	70 x 91	[mm]
<i>Rapporto di compressione</i>	19.5 ÷ 21.5	[-]
<i>Rapporto di compressione effettivo</i>	13.9	[-]
<i>Sovralimentazione</i>	VGT + Roots	[-]
<i>Rapporto di trasmissione motore-compressore volumetrico</i>	1:3.6	[-]
<i>Rapporto minimo aria/combustibile (A/F)</i>	16	[-]
<i>Sistema di iniezione</i>	C.R., 160 MPa	[-]
<i>Numero di fori per iniettore</i>	6	[-]
<i>Diametro dei fori</i>	0.121	[mm]
<i>Lunghezza di biella</i>	146	[mm]
<i>IPC (Intake Port Closing)</i>	-135 °	[° ATDC]
<i>EPO (Exhaust Port Opening)</i>	+104 °	[° ATDC]

Tabella 3-3 Caratteristiche principali del Motore HSD₂

3.2.2 Possibili Evoluzioni o Modifiche del Layout Proposto

Il motore descritto precedentemente costituisce la base dalla quale è possibile partire per lo sviluppo di altre configurazioni. Una prima soluzione alternativa è idonea nelle applicazioni in cui le esigenze di compattezza e/o costi siano prioritarie. In questa configurazione, rispetto al motore originale può essere rimosso l'intercooler.

Nal caso in cui, invece, siano prioritarie le prestazioni, può essere applicato un rapporto di trasmissione a variazione continua tra il motore ed il compressore volumetrico Roots; Il vantaggio principale di questa soluzione risiede nella possibilità di mantenere un'elevata pressione di sovralimentazione anche ai bassi regimi, che si traduce in un aumento del valore di coppia. Inoltre, ai carichi parziali, è possibile ridurre l'assorbimento di potenza da parte del compressore volumetrico (e quindi i consumi di combustibile) semplicemente riducendo la sua velocità di rotazione.

Aumentando ulteriormente la complessità dell'impianto è possibile migliorare ulteriormente le prestazioni del motore. A questo proposito è stata considerata la possibilità di adottare una luce di scarico a geometria variabile, come quelle utilizzate in molti motori a due tempi veloci di corrente produzione industriale (es. prototipo Yamaha, par. 3.1.4).

Questo sistema permette di variare l'altezza della luce di scarico e, quindi, sia la fasatura che il rapporto di compressione effettivo. Questa soluzione permette anche di migliorare l'avviamento a freddo consentendo alla carica di raggiungere temperature più alte alla fine della corsa di compressione. Infine, la luce di scarico a geometria variabile consente di controllare la quantità di gas residui allo scopo di ottenere un effetto simile a quello dei sistemi convenzionali di ricircolo dei gas combusti, ma senza la necessità di valvole e circuiti esterni.

3.2.3 Analisi Preliminare del Layout di Base Proposto

La definizione dei principali parametri geometrici e dei componenti di questo tipo di motore è il frutto di un lungo processo iterativo; come spesso accade nei sistemi complessi, quasi tutte le scelte sono più o meno dipendenti dalle altre, cosicché la variazione di un singolo parametro richiede una nuova taratura di tutti gli altri.

Un aspetto particolarmente critico, rispetto ai motori a quattro tempi, è rappresentato dalla fasatura delle luci. Un'apertura troppo ritardata della luce di scarico o un'apertura troppo anticipata della luce di travaso possono generare fenomeni di back-flow dei gas di scarico nei condotti di travaso, associato a forti pulsazioni di pressione, o fenomeni di corto-circuito.

In queste condizioni, il funzionamento del motore diventa talmente irregolare che la soluzione numerica del codice di calcolo 1D non è in grado di convergere. Lo stesso problema si verifica scegliendo una turbina di permeabilità relativamente bassa, poiché essa determina una forte contropressione allo scarico.

Il parametro fondamentale per la scelta del compressore dinamico e del compressore volumetrico è la portata che deve essere smaltita da ogni componente. Una stima approssimata di questo parametro può essere effettuata assumendo che il motore 2 tempi abbia la stessa potenza effettiva del motore 4 tempi di riferimento:

$$\dot{m}_{2S} = \frac{\dot{m}_{4S} \eta_{f,4S}}{\eta_{tr,2S} \eta_{f,2S}} \quad (3.1)$$

nella quale con $\dot{m}_{2S}, \dot{m}_{4S}$ si sono indicate la portate in massa elaborate dal compressore nel caso del motore 2 tempi e 4 tempi, rispettivamente, con $\eta_{tr,2S}$ il coefficiente di intrappolamento del motore a 2 tempi e con $\eta_{f,2S} \eta_{f,4S}$ il rendimento globale sempre nel caso del motore 2 tempi e 4 tempi, rispettivamente.

Naturalmente, la portata massima che il gruppo turbocompressore è in grado di smaltire deve essere lievemente più alta, di modo che il compressore e la turbina operino sui loro punti di massima efficienza, o comunque in punti vicino ad essi.

Per quel che riguarda il compressore volumetrico, la portata volumetrica massima richiesta può essere assunta, in prima approssimazione, pari alla portata d'aria in ingresso nel motore calcolata attraverso l'equazione (3.1):

$$Q_{max} = \frac{\dot{m}_{2S}}{\rho_{IN,C}} \quad (3.2)$$

dove $\rho_{IN,C}$ è la densità dell'aria in ingresso al compressore volumetrico. Dall'equazione (3.2) è possibile osservare che tanto maggiore è la densità del gas in ingresso tanto più piccolo sarà il compressore volumetrico. I calcoli dimostrano, tuttavia, che, anche cambiando l'ordine dei due compressori, le prestazioni del motore restano sostanzialmente invariate.

VE	Rendimento Volumetrico	Massa d'aria fresca intrappolata/Massa di riferimento
TR	Coefficiente di intrappolamento	Massa d'aria fresca intrappolata/ Massa d'aria fresca fornita
CE	Rendimento di carica	Massa d'aria fresca fornita/Massa di riferimento
SE	Rendimento di lavaggio	Massa d'aria fresca intrappolata/Massa totale presente nel cilindro

Tabella 3-4 Coefficienti analizzati durante l'analisi preliminare

I risultati relativi ad un'analisi preliminare, effettuata a pieno carico, di questa configurazione sono presentati in fig. 3-9. Con riferimento alle notazioni di tabella 3-4, il primo grafico, (a), mette in evidenza come il rapporto tra le pressioni a cavallo dei compressori e della turbina a geometria variabile cambi al variare del regime di rotazione; nel secondo grafico, (b), sono rappresentati i parametri di lavaggio analizzati; nel terzo grafico, (c), viene presentato l'andamento della pressione media effettiva ed indicata; infine in (d) l'andamento della pressione media d'attrito.

La qualità dell'accoppiamento tra il motore ed il sistema di sovralimentazione può essere valutata analizzando il comportamento dei compressori e della turbina. E' possibile osservare, fig. 3-9 (a), che il rapporto fra le pressioni a cavallo del compressore volumetrico varia in un intervallo corrispondente ai più alti valori di rendimento volumetrico ed interno. L'andamento di questo rapporto di pressioni, relativo a questo

componente, dipende dalle resistenze fluidodinamiche del cilindro durante la fase di lavaggio.

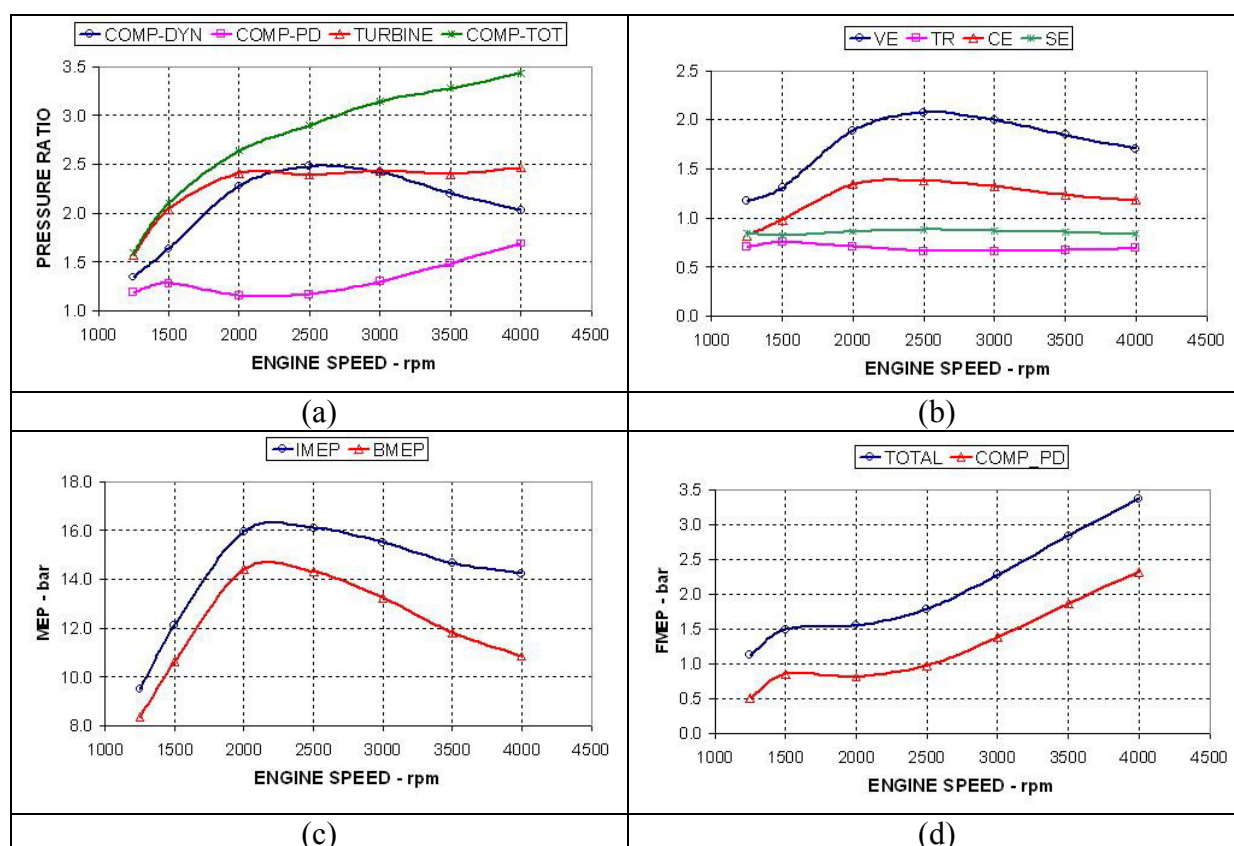


Figura 3-9 Analisi preliminare del motore HSD₂ nella sua versione base, (a) Rapporto delle pressioni a cavallo dei singoli elementi, (b) Parametri di lavaggio, (c) Pressione media effettiva ed indicata, (d) Pressione media d'attrito; tutti i grafici sono riportati in funzione del regime di rotazione. [28]

Per quanto riguarda il gruppo di sovralimentazione, l'adozione di una turbina a geometria variabile offre la possibilità di una maggiore permeabilità del sistema di scarico, rispetto ad una turbina con waste-gate: a fronte di un rapporto di compressione fino a 3.5 il rapporto di espansione della turbina non supera mai il valore 2.5, segno, questo, di una buona efficienza sia del compressore che della turbina.

Analizzando i parametri del secondo grafico di fig. 3-9, è possibile osservare che, sia l'efficienza di lavaggio che il coefficiente di intrappolamento sono circa costanti su tutto l'intervallo di regimi di funzionamento, con un valore medio rispettivamente di 0.85 e di 0.69. Il rendimento di carica è superiore al valore unitario da 1500 a 4000 rpm, con valore massimo di 1.38 a 2500 rpm.

I valori di pressione media indicata e pressione media effettiva sono molto alti per un motore a 2 tempi, ma inferiori a quelli di un motore Diesel 4 tempi di pari categoria: ci si attendono, quindi, sollecitazioni meccaniche inferiori sia sulla testa che sul manovellismo. Inoltre, la forma della curva di pressione media effettiva del motore 2 tempi è molto simile a quella tipica di un motore a 4 tempi.

L'ultimo grafico di fig. 3-9 illustra gli andamenti delle pressioni medie di attrito considerando, rispettivamente, il contributo del solo compressore volumetrico ed il valore totale. Al regime massimo, circa il 70% delle perdite meccaniche è dovuto al compressore volumetrico. Nonostante le perdite meccaniche diminuiscano al diminuire del regime, resta evidente come la via per ridurle e, quindi, ridurre anche i consumi, sia quella di minimizzare l'energia assorbita dal compressore.

3.3 STRUMENTI E METODOLOGIA DI CALCOLO

Nell'ambito di questo lavoro si è fatto largo uso di simulazioni CFD 3D per l'analisi dei principali processi termo-fluidodinamici che caratterizzano il funzionamento e l'efficienza del motore. Per mezzo del codice KIVA3V, rel.2, oltre ad un'analisi del sistema di lavaggio è stato eseguito un approfondito studio del processo di combustione sulla base del quale è stata prima definita, e poi ottimizzata, una geometria di camera che permettesse di ottenere, a calcolo, delle buone efficienze di conversione. I risultati ottenuti con questo tipo di camera sono stati poi messi a confronto con un motore a 4 tempi di pari cilindrata unitaria, il motore FIAT 1300 MultiJet.

A monte dell'intero studio è stata eseguita una procedura di validazione dello strumento di analisi che permettesse di tarare, sul motore oggetto di studio, i parametri dei modelli matematici implementati all'interno del codice. Tale scopo poteva essere raggiunto per mezzo di confronto numerico-sperimentale del motore HSD₂; tale prototipo, tuttavia, al momento esiste solo in una realtà virtuale e non consente di disporre di indicazioni sperimentali da confrontare con i risultati ottenuti a calcolo. Per ovviare al problema è stato deciso di eseguire una validazione del codice di calcolo per mezzo di un confronto numerico-sperimentale sul motore preso come riferimento, FIAT 1300 MultiJet, del quale sono note tutte le principali caratteristiche.

3.3.1 Il codice KIVA3V, rel. 2

Il codice KIVA3V utilizzato per l'analisi del processo di lavaggio e, soprattutto, del processo di combustione si basa sulla versione originale sviluppata presso i laboratori di Los Alamos [20] ma è caratterizzato da un modello di cinetica chimica dettagliata a 72 specie chimiche e 306 reazioni, messo a punto presso l'Università svedese di Chalmers, KIVA3V, rel.2, [18],[26],[27]. Questa versione del codice è stata poi ulteriormente sviluppata presso il Dipartimento DIMeC dell'Università di Modena e Reggio Emilia [17].

3.3.1.1 Combustione turbolenta di uno spray diesel.

La modellazione matematica della combustione di uno spray diesel è molto complessa e comprende la turbolenza, la chimica e la presenza di un fluido bifase; l'interazione chimica-turbolenza, in particolare, richiede un modello affidabile al fine di ottenere una buona analisi del processo, soprattutto quando la previsione delle emissioni inquinanti diventa uno dei principali aspetti da indagare. Le reazioni chimiche che avvengono durante la combustione, inoltre, si stima siano più di 10000 ed attualmente la maggior di queste non possono essere previste; tuttavia, un modello di cinetica chimica dettagliata che comprenda almeno i principali meccanismi risulta un'alternativa molto attraente.

Lo spray diesel genera, in camera, elevati gradienti di velocità e, quindi, un'elevata turbolenza che interagisce con quella generata dal moto della carica introdotta e con quella generata dal moto del pistone. Il diametro dello spray liquido è di circa 0.1 mm e la sua velocità va dai 200 ai 400 m/s. A valle dell'iniezione si verifica l'accensione e, successivamente, la combustione; queste coinvolgono le scale di turbolenza più piccole che richiederebbero una grande quantità di memoria ed un lungo tempo di calcolo. Per comprimere i tempi di calcolo diventa necessario, di conseguenza, adottare griglie a bassa definizione, per cui lo spray va trattato in maniera Lagrangiana in quanto questo metodo non necessita di griglie molto fitte. Nella descrizione Lagrangiana lo spray è rappresentato da punti che si riferiscono alle gocce, più punti sono presenti, più accurata sarà la rappresentazione dello spray. A questi punti vengono assegnate alcune proprietà quali posizione, velocità, diametro, massa, temperatura e composizione. Poiché questi punti sono zero-dimensionali e non occupano spazio del dominio di calcolo il loro scopo è solo quello di contrassegnare lo spazio che rappresentano. La risoluzione delle equazioni Euliane,

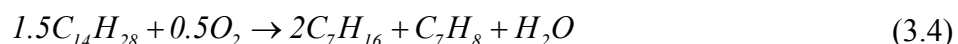
per i gas, necessita la conoscenza delle celle in cui si verifica l'interazione gas-liquido in modo tale esprimere i termini di interazione nelle giuste posizioni. Questi punti definiscono poi il percorso del passaggio da cella a cella secondo le leggi di conservazione della massa, del momento della quantità di moto e dell'energia.

3.3.1.2 Modellazione del combustibile per motori Diesel (DOS).

I combustibili commerciali liquidi impiegati nei motori ad accensione per compressione sono costituiti da composti alifatici ed aromatici, la cui cinetica chimica è molto complessa e non può essere modellata usando un meccanismo di cinetica chimica dettagliata per ogni singolo componente. Presso l'Università di Chalmers è stato messo a punto un combustibile non realmente esistente in natura ma con le stesse caratteristiche chimico-fisiche del gasolio commerciale, ed impiegato nelle simulazioni numeriche. Tale combustibile prende il nome di DOS, Diesel Oil Surrogate, la cui formula bruta è $C_{14}H_{28}$. Il DOS è una miscela composta in proporzioni di circa 70% di n-eptano (C_7H_{16}) e 30% di toluene (C_7H_8) secondo la reazione di decomposizione:



L'n-eptano è solitamente utilizzato per approssimare i reali combustibili tradizionalmente impiegati nei motori Diesel grazie al suo numero di cetano a pari a 56, molto prossimo al valore dei combustibili convenzionali; esso, in realtà, è caratterizzato da una temperatura di autoaccensione più bassa. Prove di combustione di spray diesel iniettato in un volume costante (*shock-tube*) hanno messo in evidenza che nel range di temperature $750 \div 830$ K il ritardo di accensione del combustibile commerciale, rilevato per via sperimentale, è minore rispetto all'n-eptano. Poiché il componente più reattivo costituente il DOS è l'n-eptano, si rende necessario modificare la reazione di ossidazione al fine di tenere conto di questa caratteristica. La 3.3 viene quindi sostituita dalla reazione 3.4 con energia di attivazione più bassa che accelera l'autoaccensione alle temperature più basse.



La reazione appena esposta non è reale, ma è un modello di rappresentazione dell'evaporazione del combustibile. I composti alifatici comunemente presenti nei combustibili tradizionali per motori Diesel, possono essere rappresentati da una catena di idrocarburi come l'n-eptano, avente un numero di cetano pari a 56, molto prossimo al

valore dei combustibili convenzionali, mentre i composti aromatici, che influenzano la formazione di particolato possono essere rappresentati dal toluene.

Il meccanismo di cinetica chimica implementato in questa versione del codice KIVA3V, consiste di 72 specie chimiche e 306 reazioni, validate attraverso analisi sperimentali in shock-tube. I risultati ottenuti dimostrano un buon accordo fra i valori sperimentali e numerici in termini di ritardo d'accensione (fig. 3-10), [29].

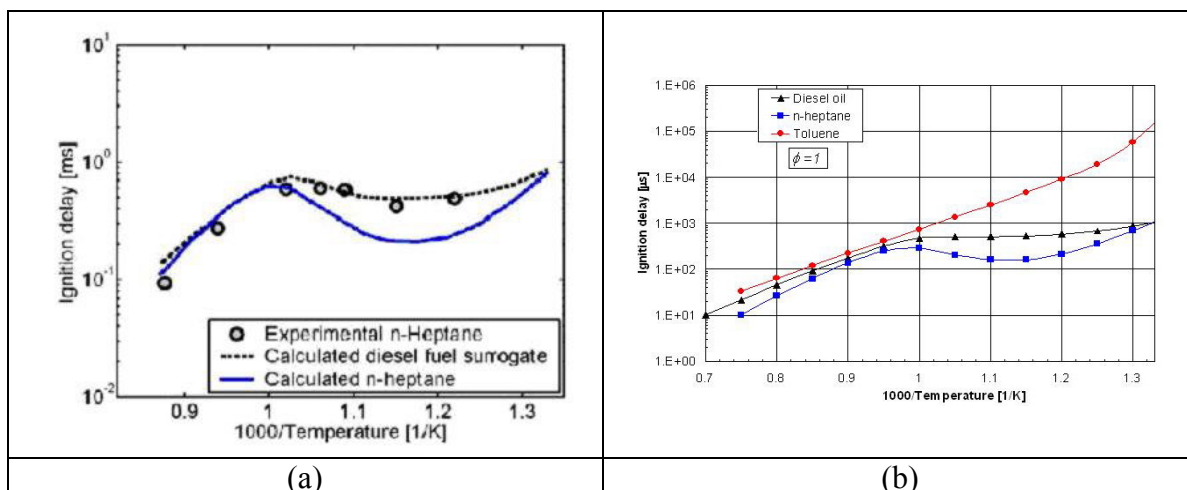


Figura 3-10 (a) Confronto numerico-sperimentale in termini di ritardo d'accensione tra il DOS e l'n-eptano, sia sperimentale che numerico, (b) Confronto numerico in termini di ritardo d'accensione tra il DOS, l'n-eptano ed il toluene [29]

Il grafico riportato in fig 3-10 (b) mette in luce che il DOS (Diesel oil) ha un comportamento molto prossimo, in termini di ritardo di accensione, all'n-eptano e le sue caratteristiche non sono significativamente influenzate dalla presenza del toluene. Si osserva, inoltre, come alle medie e basse temperature, il toluene sia molto meno reattivo dell'n-eptano.

3.3.1.3 Formazione del particolato.

La presenza di toluene (30%), il quale rappresenta i composti aromatici del combustibile, è causa della produzione di particolato. Come precursore del particolato gassoso viene assunto l'acenaftilene A2R5. In fig. 3-11 è riportato il percorso che conduce dal radicale al A2R5 e quindi al particolato in fase gassosa, l'espressione 3.5 mette in luce la proporzionalità tra la quantità di A2R5 e quella di particolato:



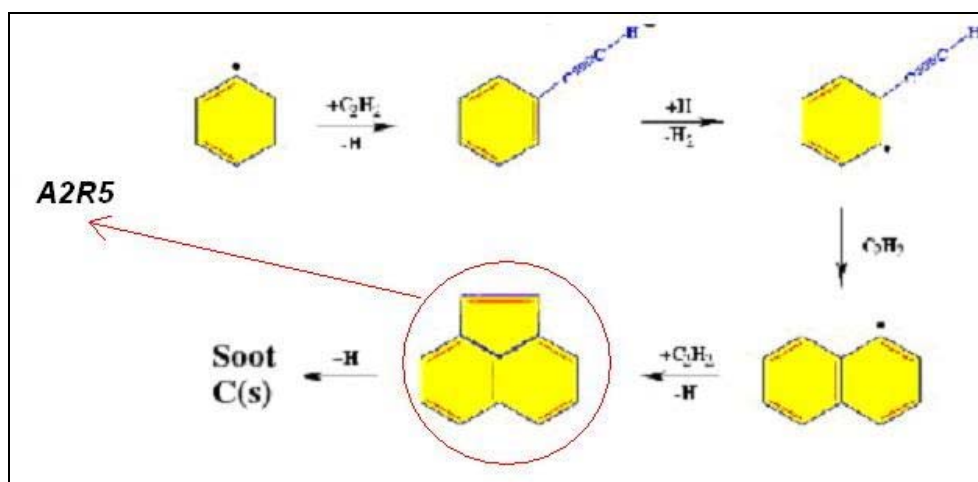


Figura 3-11 Percorso schematico di formazione del particolato

La concentrazione di particolato ottenuto alla fine della simulazione dipenderà, quindi, da quanto A2R5 si formerà e da quanto ne verrà ossidato. Si deve precisare che essendo il particolato considerato solo nella sua forma gassosa, la sua ossidazione risulterà notevolmente favorita in confronto al reale processo. Nella realtà il particolato, a causa della diminuzione delle temperatura e della pressione tende a presentarsi in microparticelle solide maggiormente resistenti all'ossidazione. Lo strumento utilizzato è quindi ottimo per valutazioni comparative, ma non per valutazioni assolute, nelle quali la concentrazione di particolato è spesso sottostimata.

3.3.1.4 Formazione di NO_x .

Il meccanismo di formazione comunemente adottato per la modellazione degli ossidi di azoto (NO ed NO_2 , tipicamente indicati con la sigla NO_x) è il seguente (v. par. 2.2.8):



A questo è stato aggiunto, all'interno della versione del codice utilizzata, il meccanismo di formazione di NO_2 e, in particolar modo, della sua dissociazione ad NO secondo il meccanismo di Zeldovich:



3.3.1.5 Interazione Chimica/Turbolenza.

Secondo il modello EDC (Eddy Dissipation Concept), proposto da Magnussen e Hjertager [30], la velocità locale di consumo di combustibile, \dot{w}_f , in una reazione a passo singolo del tipo 3.8 è data da 3.9:



$$\dot{w}_f = \frac{A \cdot \min \left(Y_f, \frac{Y_{O_2}}{\left(\frac{A}{F}\right)_{st}}, B \frac{Y_p}{1 + \left(\frac{A}{F}\right)_{st}} \right)}{\tau_{mix}}
 \tag{3.9}$$

dove A e B sono costanti empiriche, τ_{mix} è il tempo di miscelamento turbolento, ($\tau_{mix}=k/\varepsilon$, con k ed ε , parametri di turbolenza del modello $k-\varepsilon$), e Y_f , Y_{O_2} , Y_p sono le frazioni in massa medie locali di combustibile, di ossigeno e di prodotti, rispettivamente. Il modello assume che la velocità di reazione sia infinita, mentre la velocità locale di reazione è controllata dal miscelamento turbolento. La costante B introdotta nella formula 3.9 si rende necessaria al fine di tenere conto del miscelamento; imponendo un valore nullo al parametro B l'accensione si verificherebbe prematuramente.

Al fine di ottenere dei buoni risultati in termini di autoaccensione, il modello di Magnussen deve essere utilizzato in sinergia con un modello che utilizzi l'espressione di Arrhenius fino a che il tempo di autoaccensione non sia stato raggiunto, a quel punto sarà possibile passare al modello di combustione turbolenta di Magnussen.

$$\tau_{chem} \geq \tau_{mix} \qquad \dot{w}_f^{lam} = -k \left[\rho \frac{Y_f}{M_f} \right]^p \left[\rho \frac{Y_{O_2}}{M_{O_2}} \right]^q M
 \tag{3.10}$$

$$\tau_{chem} < \tau_{mix}$$

$$\dot{w}_f^{turb} = \frac{A \cdot \min \left(Y_f, \frac{Y_{O_2}}{\left(\frac{A}{F} \right)_{st}} \right)}{\tau_{mix}} \quad (3.11)$$

dove τ_{chem} e τ_{mix} sono i tempi di reazione chimica e di miscelamento turbolento, rispettivamente, mentre p e q non sono gli stessi di una reazione stechiometrica teorica. Tuttavia, prendendo la media armonica dei due valori precedenti, (espressione 3.12) è possibile slegarsi dalla ricerca della maggiore scala dei tempi.

$$\bar{\dot{w}}_f = \frac{\dot{w}_f^{turb} \dot{w}_f^{lam}}{\dot{w}_f^{turb} + \dot{w}_f^{lam}} \quad (3.12)$$

Nella versione di codice KIVA3V utilizzata nel presente lavoro, questo modello di interazione chimica/turbolenza, è stato sostituito con il modello PaSR (Partially Stirred Reactor) [27].

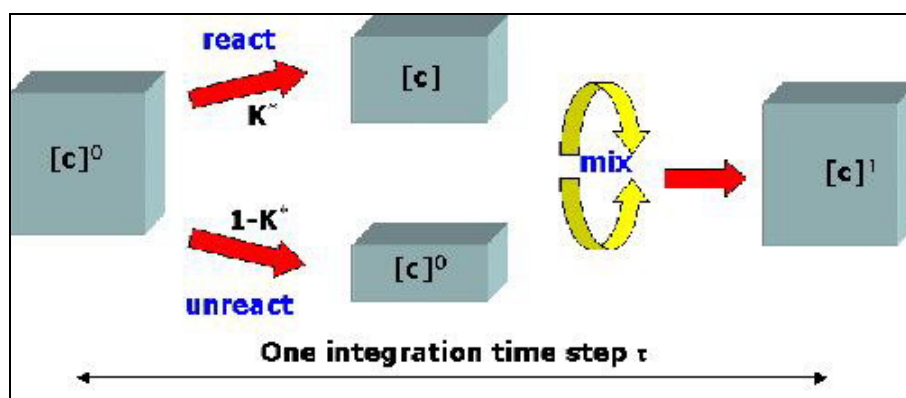


Figura 3-12 Schema semplificato del modello PaSR

Secondo questo modello (fig. 3-12), fissato un time step di integrazione τ , il volume di ogni cella, nella quale regna, all'istante t_0 , la composizione omogenea $[C]^0$, viene diviso in una parte reattiva (frazione in volume K^*) ed una non reattiva (frazione in volume $1-K^*$, complementare alla prima). Nelle zone della cella dove si verificano le condizioni per la reazione, si avranno dei prodotti che portano ad una composizione $[C]$, mentre la restante parte resta alla composizione $[C]^0$. Poiché al termine del time step dovrà regnare, nella cella, una composizione omogenea, le composizioni $[C]$ e $[C]^0$ si miscelano fino ad una composizione $[C]^1$ data dall'espressione 3.13:

$$[C^I] = K^*[C] + (1 - K^*)[C^0] \quad (3.13)$$

Per una descrizione dettagliata del modello PaSR si faccia riferimento a [18], [26], [27], [29].

3.3.2 Lo Strumento di Discretizzazione del Dominio di Calcolo: ICEM CFD

Nelle simulazioni R.A.N.S. (Reynolds Average Navier-Stokes) l'integrazione spazio-temporale delle equazioni differenziali del secondo ordine alle derivate parziali quali:

Conservazione della massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3.14)$$

Conservazione della quantità di moto:

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial \rho}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} \quad (3.15)$$

Bilancio dell'entalpia:

$$\frac{\partial(\rho h_s)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h_s) = \dot{\omega}_t + \frac{Dp}{Dt} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho \sum_{k=1}^N V_{k,i} Y_k h_{s,k} \right) + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3.16)$$

Bilancio delle specie chimiche:

$$\frac{\partial(\rho Y_k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i Y_k) = - \frac{\partial \rho}{\partial x_i} (V_{k,i} Y_k) + \dot{\omega}_k \quad \text{Per } k=1, N \quad (3.17)$$

dove:

- ρ è la densità del gas
- u è il vettore velocità
- τ_{ij} è il tensore degli sforzi viscosi
- Y_k e V_k sono rispettivamente la frazione massica e la velocità di diffusione della k-esima specie nella miscela
- P e T sono pressione e temperatura assoluta del gas
- h_s è l'entalpia sensibile
- λ è il coefficiente di diffusione di calore
- $\dot{\omega}_t$ è il calore rilasciato dalla combustione
- $\dot{\omega}_k$ è la velocità di reazione relativa alla specie k
- N numero di specie chimiche

richiede una discretizzazione del dominio di calcolo in volumi di controllo sui quali il codice andrà a risolvere queste equazioni opportunamente linearizzate. Questa operazione è a monte del calcolo in una fase di pre-processing ed è particolarmente delicata in quanto da essa può dipendere la convergenza della soluzione delle equazioni risolte in modo iterativo dal codice KIVA3.

Le equazioni di governo vengono risolte numericamente dal codice KIVA, grazie alla loro discretizzazione spaziale e temporale, tramite l'applicazione del metodo ALE (Arbitrarian Lagrangian-Eulerian).

La discretizzazione spaziale è fornita dall'applicazione del metodo ALE alla griglia di calcolo. Le quantità scalari vengono riferite al baricentro di ogni singola cella, mentre le componenti della velocità media sono definite nei vertici. Gli integrali di volume sono trasformati, mediante il teorema della divergenza, in integrali di superficie, i quali vengono approssimati a sommatorie sulle facce di contorno della cella. Il volume della cella costituisce il volume di controllo, cioè il dominio di integrazione delle equazioni differenziali di conservazione discretizzate. Il metodo di risoluzione impiegato dal KIVA3 infatti è il così detto "metodo dei volumi finiti", le cui fasi fondamentali sono così strutturate:

- Integrazione delle equazioni fondamentali in tutto il volume di controllo del dominio di soluzione.
- Conversione delle equazioni in forma integrale in un sistema di equazioni algebriche. La conversione è possibile poiché la discretizzazione in sottovolumi comporta la sostituzione dei termini dell'equazione in forma integrale, rappresentanti dei processi di convezione, diffusione e conduzione, con termini di approssimazione derivanti dal metodo delle differenze finite.
- Soluzione del sistema di equazioni algebriche tramite un metodo iterativo.

Secondo lo schema ALE, il calcolo è suddiviso ad ogni ciclo in due fasi fondamentali, indicate come Lagrangiana ed Euleriana.

La fase Lagrangiana è essa stessa divisa in due stati. La fase A consiste nel calcolo dei termini sorgenti di massa ed energia dovuti alle reazioni chimiche e allo spray iniettato (quest'ultimo contributo presente ovviamente solo nel caso di simulazione di motori ad iniezione diretta). La fase B invece calcola i termini acustici, quali il gradiente di pressione nell'equazione del momento e la velocità di dilatazione nelle equazioni di massa ed energia, oltre ai termini dovuti alla diffusione propri delle diverse equazioni di governo.

Durante la fase Lagrangiana, la griglia di calcolo non è fissa. Le celle traslano e si deformano seguendo gli spostamenti del fluido secondo le direzioni dei vettori di velocità media; in pratica si ha un calcolo del campo di moto in cui la geometria della cella varia, per impedire trasporti di massa tra celle adiacenti ed eliminare la necessità del calcolo dei flussi convettivi. Questo calcolo è composto da una procedura di inizializzazione dei valori di velocità, pressione e densità, calcolati in base ai risultati del ciclo precedente (fase Lagrangiana esplicita) e da un algoritmo iterativo (fase Lagrangiana implicita), che corregge i valori ottenuti nella fase precedente, fino ad ottenere la convergenza per i campi di pressione e di velocità dell'equazione di Navier-Stokes.

Per quel che riguarda la fase Euleriana, il fluido viene "congelato" senza avanzamenti temporali nella risoluzione delle equazioni di governo, quindi senza alterazioni del campo di moto, mentre il codice riposiziona opportunamente i punti nodali della griglia per eliminare le deformazioni derivanti dalla fase precedente. In questa fase, si ha il calcolo dei flussi convettivi conseguenti al riposizionamento della griglia di calcolo.

Senza considerare il grande numero di subroutines che sono comprese nel codice, la struttura procedurale è nel complesso semplice; tutte le subroutine interessate, vengono chiamate consecutivamente e attivano in cascata altre eventuali parti di programma.

Le griglie di calcolo che questo tipo di solutore è in grado di trattare sono griglie strutturate che, al contrario di quelle non strutturate, non permettono di discretizzare agilmente geometrie molto complesse; in questi casi la realizzazione delle griglie richiede l'utilizzo di un software sufficientemente potente.

3.3.3 Validazione dello Strumento – Confronto Numerico/Sperimentale su Motore FIAT 1300 MultiJet

L'assenza di un prototipo di motore 2 tempi Diesel non permette un confronto numerico-sperimentale che possa confermare o smentire il corretto utilizzo dello strumento computazionale impiegato per la valutazione delle prestazioni del modello oggetto di sviluppo. Come precedentemente accennato, si è quindi provveduto a validare la correttezza delle indicazioni fornite dal codice di calcolo attraverso un confronto numerico-sperimentale con un motore simile in termini di cilindrata unitaria, emissioni inquinanti e prestazioni; queste sue caratteristiche permetteranno, inoltre, di utilizzare tale motore come termine di paragone dei principali risultati relativi al motore 2 tempi in fase

di sviluppo. A tale scopo è stato analizzato a calcolo, ed al banco, il motore Fiat 1300 MultiJet caratterizzato da parametri motoristici i cui valori di principale interesse, nell'ambito della procedura in corso, sono riportati in tabella 3-5.

Cilindrata unitaria	312.75	[cm ³]
Numero cilindri	4	[-]
Alesaggio	69.6	[mm]
Corsa	82.0	[mm]
Lunghezza di biella	131.3	[mm]
Rapporto di compressione	17.6	[-]
IVC	-147.0	[° ATDC]
EVO	67.7	[° ATDC]
Temperatura canna	460.0	[K]
Temperatura pistone	571.0	[K]
Temperatura testa	464.0	[K]
Swirl Ratio	1.80	[-]
Altezza Squish	0.59	[mm]
Numero fori iniettore	6	[-]
Diametro fori iniettore	0.121	[mm]
Angolo getti (piano orizzontale)	15.0	[°]
Diametro polverizzatore	2.0	[mm]
Affondamento polverizzatore	2.85	[mm]
Altezza fori (dalla testa)	1.32	[mm]

Tabella 3-5 Parametri motoristici principali del motore FIAT 1300 MultiJet

I calcoli sono stati eseguiti a pieno carico per 4 condizioni di regime: 1500, 2000, 3000, 4000 rpm, iniziando un campo di moto di moto tipo swirl, tipico dei motori a 4 tempi, la cui intensità viene considerata proporzionale al regime.

Dopo aver verificato le condizioni di assialsimmetria del problema, per le simulazioni sono state impiegate due griglie di discretizzazione, strutturate a blocchi, la prima ricopre solo un sesto dell'intero dominio di calcolo, composta da circa 50.000 celle, la seconda ricopre l'intero dominio di calcolo ed è composta da circa 300.000 celle, in entrambi i casi si è tenuto conto delle *crevices* (fig. 3-13 (a)); entrambi i calcoli hanno messo in evidenza la sostanziale equivalenza delle due strategie di discretizzazione sia in termini di pressione media in camera che di rilascio calore istantaneo (fig. 3-13 (b), (c)).

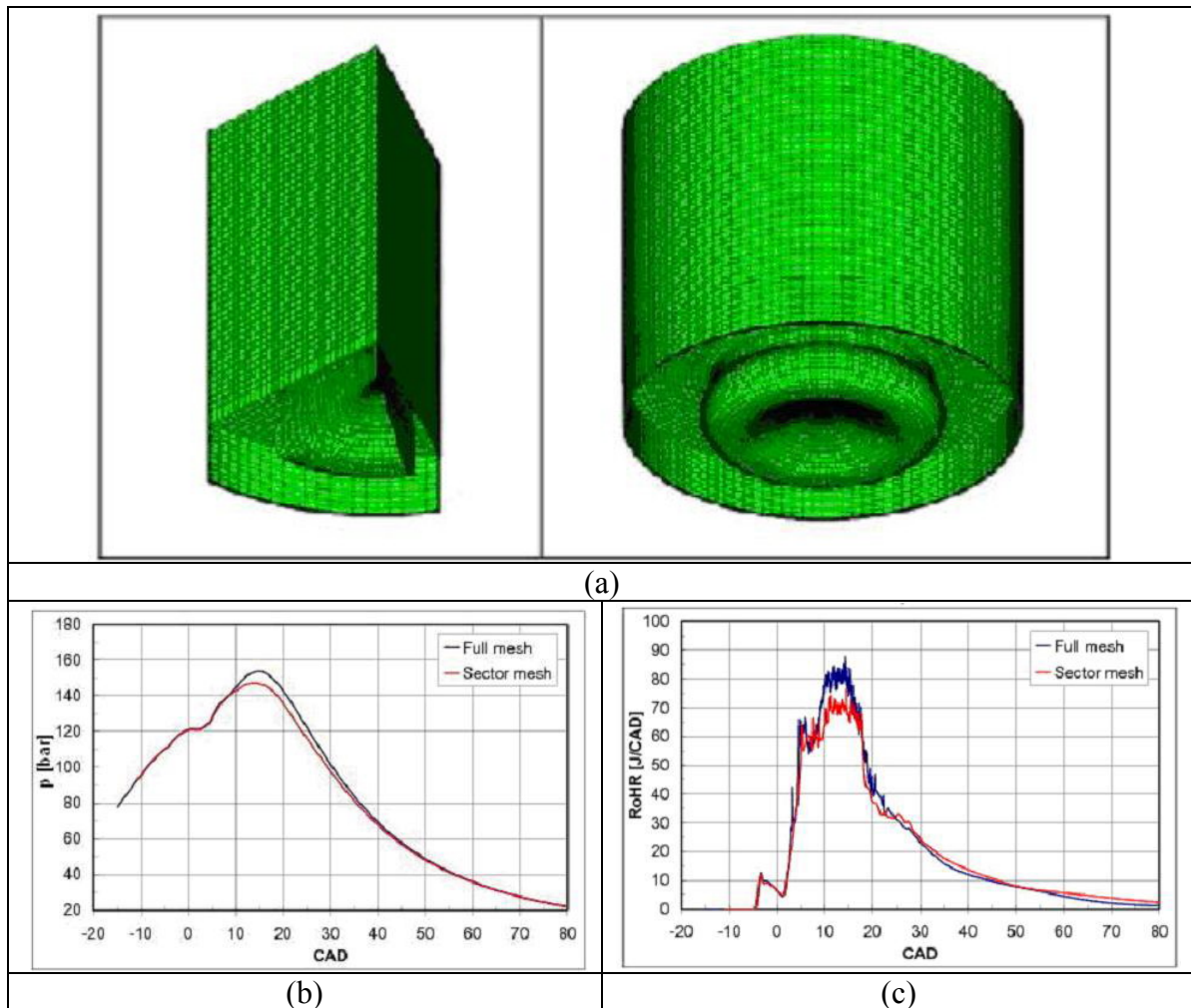


Figura 3-13 Confronto dei risultati ottenuti sulle 2 strategie di discretizzazione, (b) Pressione media interno cilindro, (c) Rilascio calore istantaneo in camera, (a) Presenza del volume delle crevices nella geometria della camera di combustione

Il presente motore è caratterizzato, inoltre, da un sistema di iniezione common rail con alte pressioni di iniezione (800,1600 bar) che consente di eseguire fino a 5 iniezioni consecutive all'interno dello stesso ciclo. La presenza di un'iniezione pilota garantisce inoltre una riduzione dei picchi di temperatura in camera e quindi minori emissioni di NO_x . La strategie di iniezione possono essere modificate in base al punto di funzionamento del motore, nel nostro caso si sono adottate leggi di iniezione differenti in base al regime di rotazione (fig. 3-14).

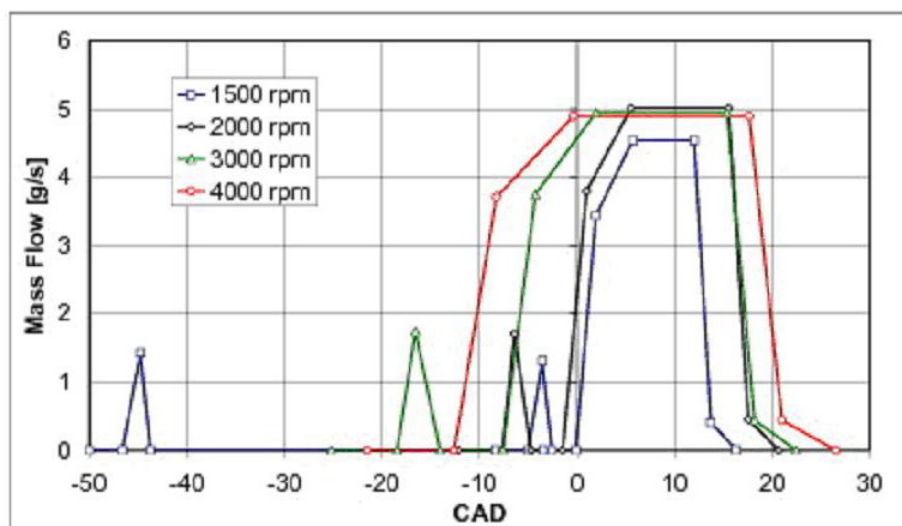


Figura 3-14 Leggi di iniezione del motore FIAT per ogni regime di rotazione analizzato

Le leggi di iniezione, la massa d'aria presente nel cilindro, e quindi anche la massa di combustibile sono state elaborate per mezzo di un codice di calcolo a parametri concentrati per ogni regime di funzionamento [19], i valori utilizzati sono presenti nelle tabelle 3-6 e 3-7.

Regimi Analizzati - rpm	4000	3000	2000	1500
Massa aria intrappolata - mg	638.333	686.944	691.667	586.667
Pressione ad IVC - bar	2.673	2.485	2.509	2.1
Temperatura ad IVC - K	404.000	396	392.000	394

Tabella 3-6 Condizioni iniziali dalla carica presente nel cilindro al variare delle condizioni di funzionamento

Regimi Analizzati - rpm	4000	3000	2000	1500
SOI - ° ATDC	-21.5	-25.2	-12.2	-50.0
Massa combustibile iniettata - mg	35.1	37.4	41.8	37.1
Pressione di iniezione - bar	1600	1200	1000	800

Tabella 3-7 Condizioni iniziali di iniezione al variare delle condizioni di funzionamento

I risultati ottenuti mettono in evidenza (fig. 3-15) un buon accordo tra i risultati sperimentali e quelli numerici, almeno in termini di grandezze medie istantanee. Si sono riscontrati picchi di pressione più alti ai regimi elevati con un corrispondente minor lavoro disponibile all'albero, ciò è dovuto ad una traccia di pressione meno spanciata, che tende a

fornire valori di pressione media indicata leggermente inferiori. Si mette in evidenza, inoltre, che nella condizione più critica di 4000 rpm (fig. 3-15 (d)), il codice non rileva un picco di rilascio calore istantaneo, ed un corrispondente picco di pressione, in corrispondenza della fase di ritardo all'accensione, ciò è probabilmente dovuto ad un accumulo di combustibile che brucia in maniera tendenzialmente impulsiva e che non si manifesta nella simulazione.

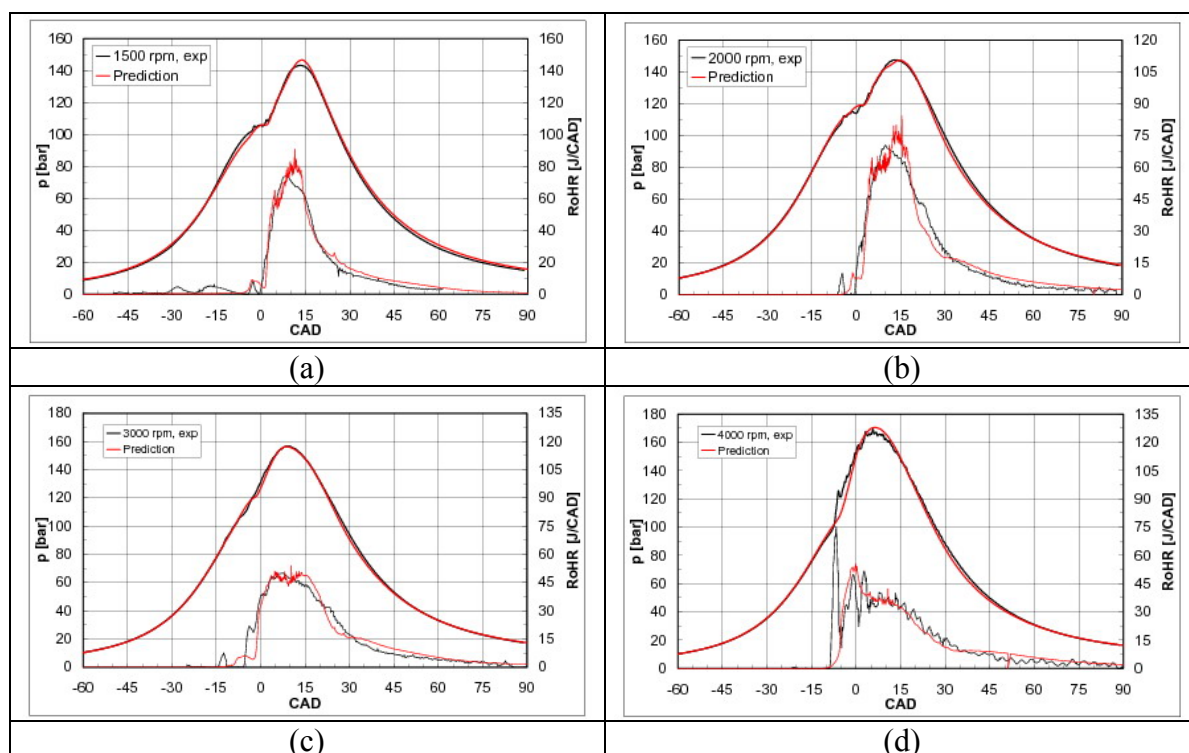


Figura 3-15 Confronto numerico-sperimentale, in termini di pressione media istantanea e rilascio calore istantaneo, eseguito sul motore FIAT 1300 MultiJet, (a) 1500 rpm, (b) 2000 rpm, (c) 3000 rpm, (d) 4000 rpm.

Riguardo ai rendimenti di combustione, calcolati come in 1.20, si è ottenuto, in tutte le condizioni di funzionamento analizzate, un valore superiore al 97%; il valore del potere calorifico che è stato utilizzato per il calcolo del rendimento di combustione è quello del $C_{14}H_{28}$, 44.5 MJ/kg.

Risultati meno confortanti, ma comunque accettabili, sono stati ottenuti riguardo alla concentrazione delle principali emissioni inquinanti all'istante di apertura della valvola di scarico.

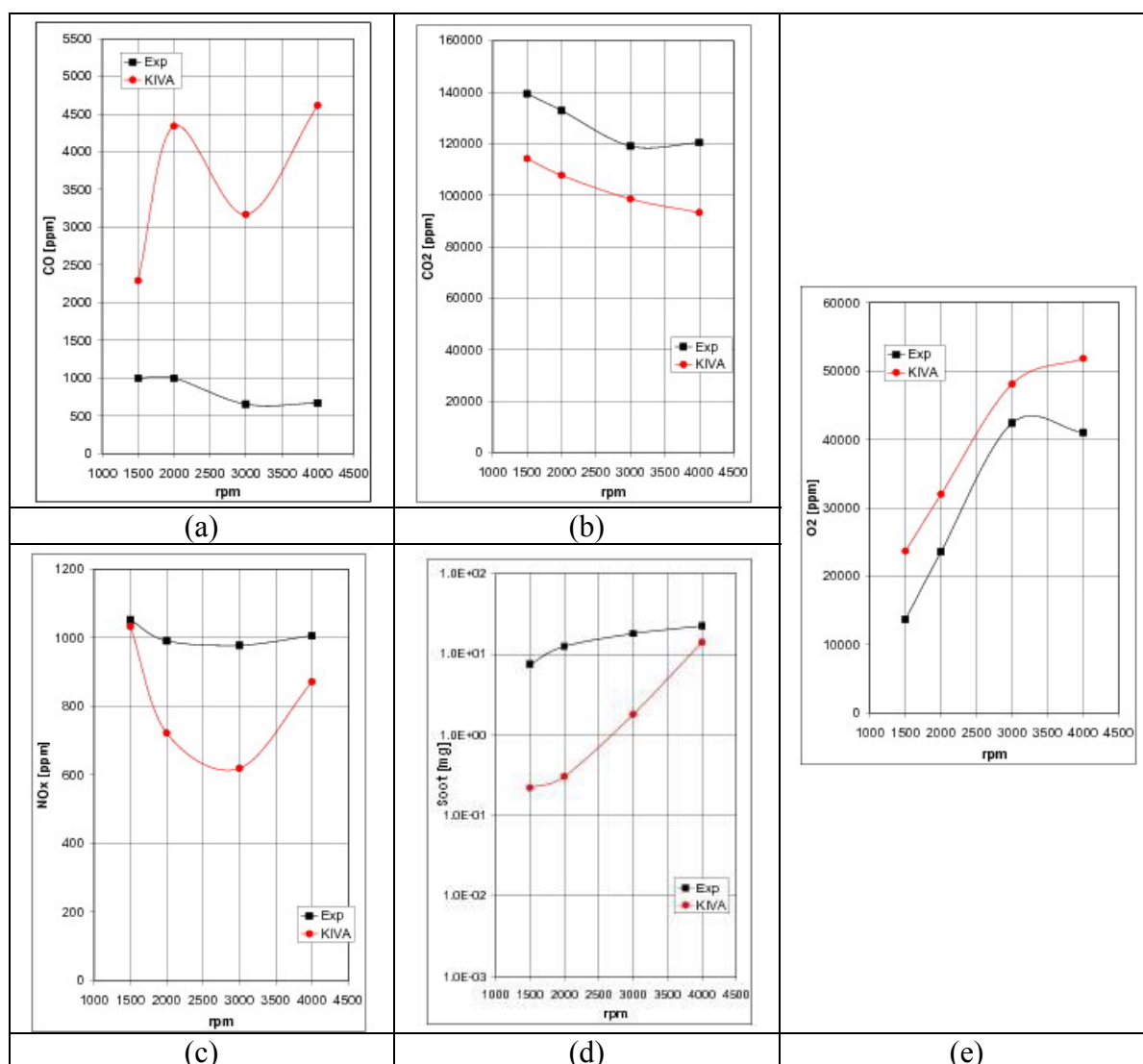


Figura 3-16 Confronto numerico sperimentale, in termini di emissioni inquinanti, eseguito sul motore FIAT 1300 MultiJet ad EVO, concentrazioni di (a) CO, (b) CO₂, (c) NO_x, (d) Particolato, (e) O₂.

Lo strumento numerico utilizzato tende a sottostimare le emissioni di CO₂ e a sovrastimare quelle di CO (fig. 3-16 (a), (b)); il risultato è ragionevole in quanto la misura sperimentale delle emissioni inquinanti è stata eseguita a valle del condotto di scarico, ed è quindi plausibile ritenere che le condizioni allo scarico abbiano favorito l'ossidazione del monossido di carbonio ad anidride carbonica. Analogo ragionamento viene seguito osservando come il codice sovrastimi la concentrazione di ossigeno e sottostimi la concentrazione di NO_x (fig. 3-16 (c), (e)). Anche la concentrazione di particolato (fig. 3-16 (d)) è sottostimata dal codice; come già accennato questo comportamento è il risultato di un modello di formazione di particolato che tende a trattare questo elemento sempre in fase

gassosa, mentre nella realtà può presentarsi sottoforma di microparticelle liquide o solide maggiormente resistenti all'ossidazione.

In tutti i casi vengono comunque rispettati in modo abbastanza corretto gli andamenti in funzione del regime; lo strumento numerico utilizzato può, quindi, essere considerato valido, se non in termini assoluti, almeno in termini relativi, fornendo informazioni accurate nell'ambito di analisi comparative.

E' possibile affermare, in conclusione, che il codice di calcolo utilizzato per la previsione del processo di combustione è in grado di fornire informazioni preziose, e relativamente affidabili, in merito alle principali prestazioni e caratteristiche del sistema di combustione oggetto di studio del prossimo capitolo.

4 ANALISI DEI PRINCIPALI RISULTATI

Il presente capitolo tratta l'analisi dei principali risultati ottenuti mediante le simulazioni CFD 3D eseguite sui sistemi di combustione e di lavaggio. Il motore HSD₂ non è realmente esistente, per cui, a monte della fase di analisi vera e propria dei principali processi, ha avuto luogo una fase di sintesi di questi due sistemi con particolare attenzione al sistema di combustione. Sulla base delle soluzioni proposte è stata eseguita un'analisi critica dei principali risultati ottenuti sia a pieno carico che a carico parziale prendendo come termine di paragone il motore a quattro tempi utilizzato per la validazione del codice (FIAT 1300 MultiJet); questo è un motore appartenente alla stessa categoria del motore HSD₂ oggetto di studio, caratterizzato dalla stessa cilindrata unitaria ed il cui riferimento diventa essenziale per uno studio di fattibilità e convenienza del progetto. A valle di questa analisi dettagliata ha fatto seguito una fase di ottimizzazione dei principali parametri della geometria di camera definita in precedenza allo scopo di poter usufruire di eventuali margini di sviluppo, soprattutto in termini di efficienza di conversione di energia. In ultimo è stata eseguita un'analisi e 3D del lavaggio al fine di valutare il comportamento del sistema rispetto a quello previsto e, quindi, verificare la correttezza dell'intero processo.

4.1 DEFINIZIONE DELLA CAMERA DI COMBUSTIONE

Durante questa procedura preliminare si sono messi a punto diverse tipologie di sistema di combustione e, successivamente, è stata definita la soluzione più promettente, in termini di prestazioni ed efficienza, per mezzo di un'analisi comparativa dei risultati ottenuti dalle diverse configurazioni proposte.

La camera di combustione è stata sviluppata a partire da una geometria molto semplice, sulla base della quale sono state disegnate diverse varianti, tutte diverse tra loro ma tutte caratterizzate da una camera ricavata sulla testa, a tutto vantaggio della semplicità costruttiva, e quindi dei costi, e del regime di rotazione sostenibile; questa tipologia di sistema di combustione offre, inoltre, la possibilità di adottare un sistema di raffreddamento semplice ed economico.

Le griglie di calcolo relative alle geometrie di camera di combustione finora analizzate con il codice KIVA-3V sono presentate in fig. 4-3. È importante sottolineare che ogni configurazione presenta parametri geometrici e funzionali che vanno impostati caso per caso: tra quelli più importanti si citano l'angolo di inclinazione del getto, l'affondamento dell'iniettore, l'anticipo e la legge di iniezione. Per il resto, invece, allo scopo di eseguire un rapido confronto fra le configurazioni analizzate, e fra queste ed il motore 4 tempi diesel preso come riferimento, le condizioni iniziali ed al contorno sono state impostate sotto delle ipotesi semplificative di base:

- stesso rapporto A/F del motore Fiat 1300 MultiJet
- viene trascurato l'effetto che potrebbe avere la differente geometria sul processo di lavaggio, considerando quindi costante la massa intrappolata al variare della geometria, ed assumendo, arbitrariamente, una massa di gas residui pari al 20% per tutti i casi esaminati. Le masse di aria e di combustibile sono state, invece, impostate per ogni regime di rotazione, in base ad alcuni calcoli mono-dimensionali di ciclo.
- le leggi di iniezione sono state elaborate per mezzo di un modello parametrico [19]
- il campo di moto imposto all'inizio della simulazione è un *tumble* ideale di intensità proporzionale al regime di rotazione. Questa ipotesi si basa sui risultati di analisi presentate in [28], dove, definito il *Numero di Tumble* $NT = \frac{\bar{\omega}_{vortice}}{\omega_{motore}}$ e

PR il rapporto fra la pressione totale sulla sezione di ingresso del condotto di travaso e la pressione statica sulla sezione finale del condotto di scarico, si è osservato, all'istante di chiusura della luce di scarico, una sostanziale equivalenza di NT al variare di PR, ossia al variare delle condizioni operative del sistema di sovralimentazione.

4.1.1 Implementazione di un Campo di Moto Iniziale Tipo *Tumble* Ideale

Si dedica una particolare attenzione all'ultima ipotesi semplificativa considerata: le condizioni iniziali, corrispondenti all'istante di chiusura della luce di scarico, in termini di campo di moto interno cilindro. Da simulazioni CFD 3D è risultato essere presente all'interno del cilindro a EPC (Exhaust Port Closing) un campo di moto molto più simile ad un *tumble* che a uno *swirl* esattamente come negli intendimenti degli autori, per cui al

fine di condurre una rapida caratterizzazione delle camere di combustione prese in esame è stato deciso di imporre un campo di moto di tipo tumble. Il codice KIVA3V utilizzato per le simulazioni di combustione è stato sviluppato per motori caratterizzati da un campo di moto iniziale esclusivamente di tipo swirl, per cui, per poter procedere all'analisi comparativa delle soluzioni proposte a parità di campo di moto iniziale, si è resa necessaria la stesura di una subroutine in grado di imporre un campo di moto di tipo tumble ideale (rigido) e di intensità proporzionale al regime di rotazione.

Questa versione del codice KIVA3V imposta, di default, un campo di moto iniziale tipo swirl lasciando all'utilizzatore la possibilità di settarne l'intensità, in rad/s, come parametro di input; la modifica apportata è quindi consistita nell'aggiunta di una subroutine che, in base al segno di questa intensità, imposta uno swirl o un tumble con un'intensità pari al valore assoluto del parametro di input.

Considerando una rappresentazione schematica di una camera di combustione come quella di fig. 4-1, si imposta un'intensità di tumble pari a ω_0 e, facendo riferimento alle notazioni di figura ed assegnando il pedice i all' i -esima cella, si calcolano le seguenti grandezze:

$$R = \sqrt{\left(\frac{B}{2}\right)^2 - x_i^2} \quad (4.1)$$

$$T = \sqrt{\left(\frac{H}{2}\right)^2 + R^2} \quad (4.2)$$

$$r_i = \sqrt{y_i^2 + z_i^2} \quad (4.3)$$

$$\theta_i = \arctg\left(\frac{z_i}{y_i}\right) \quad (4.4)$$

Considerato il generico punto i -esimo di coordinate cartesiane x_i, y_i, z_i (coordinate polari r_i e θ_i), fissato il centro di sviluppo del vortice di tumble a mezza altezza tra la posizione del pistone alla chiusura della luce scarico e la testa, e definito R il raggio limite entro cui si deve avere uno sviluppo di tumble, con R pari alla metà della sezione longitudinale di normale \hat{i} , si imposta, a partire da quel raggio limite una diminuzione lineare dei vettori velocità lungo il raggio.

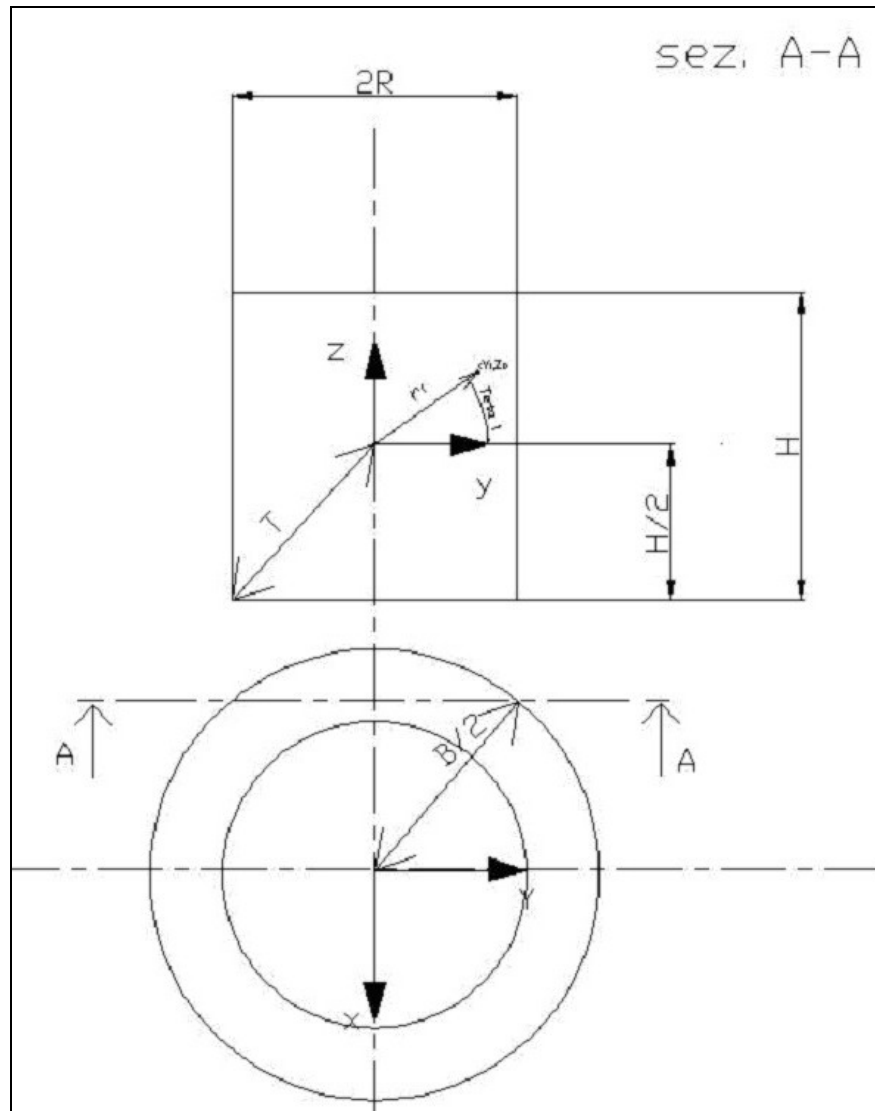


Figura 4-1 Rappresentazione schematica di un cilindro per motori e notazione dei parametri considerati

se $r_i < R$ allora sarà:

$$u_i = 0 \tag{4.5}$$

$$v_i = \omega_0 \cdot r_i \cdot \sin \theta_i \tag{4.6}$$

$$w_i = -\omega_0 \cdot r_i \cdot \cos \theta_i \tag{4.7}$$

mentre se $r_i \geq R$ allora sarà:

$$u_i = 0 \quad (4.8)$$

$$v_i = \omega_0 \cdot \frac{T - r_i}{T - R} \cdot \sin \vartheta_i \cdot R \quad (4.9)$$

$$w_i = -\omega_0 \cdot \frac{T - r_i}{T - R} \cdot \cos \vartheta_i \cdot R \quad (4.10)$$

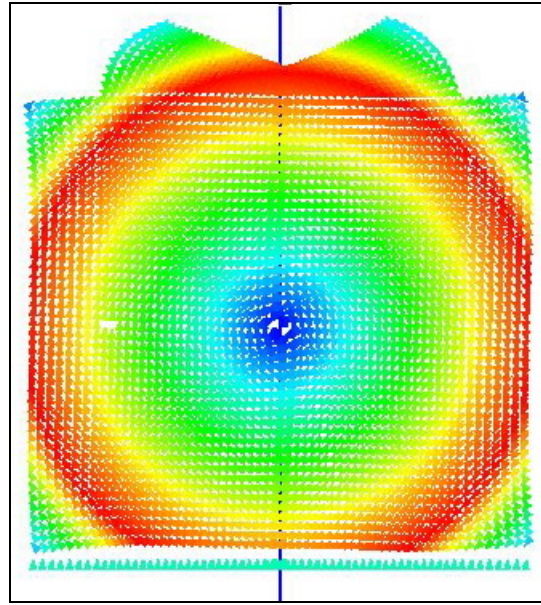


Figura 4-2 Risultato dell'implementazione di un tumble ideale rigido come condizione iniziale delle simulazioni di scelta della tipologia di camera di combustione

Per essere sicuri di avere implementato correttamente il campo di moto si è aggiunto un piccolo ciclo di controllo in cui si verifica che la velocità angolare equivalente del vortice di tumble sia pari a $\omega_{eq} = 950 \text{ rad/s}$ ($\omega_0 = 1500 \text{ rad/s}$), da questo valore si era infatti partiti per definire l'intensità del tumble:

$$v_{ti} = \sqrt{v_i^2 + w_i^2} \quad (4.11)$$

$$\omega_{eq} = \frac{\sum_{i=1}^{ncells} m_i \cdot r_i \cdot v_{ti}}{m_i \cdot r_i^2} \quad (4.12)$$

dove v_{ti} è la velocità sul piano $x = cost$ dell' i -esima cella, m_i è la massa dell' i -esima cella ed r_i la distanza di essa dal centro di sviluppo del vortice di tumble. Da altre simulazioni eseguite con codici di calcolo CFD 3D si è osservata una sostanziale

invariabilità dell'intensità del tumble in funzione delle condizioni operative; ciò è probabilmente dovuto al fatto che questa operazione viene fatta in corrispondenza di una posizione del pistone prossima a quella di punto morto inferiore dove si registrano i valori minimi di velocità del suo moto. Poiché in questi sistemi di lavaggio il processo di ricambio della carica è governato principalmente dal moto del pistone, è lecito ritenere che, se la sua velocità è bassa, l'influenza del regime di rotazione sul campo di moto si riduce al minimo.

4.1.2 Definizione della Camera di Combustione

La geometria di partenza è costituita da una camera di combustione cilindrica ricavata sulla testa del cilindro, ma caratterizzata da un raggio inferiore (fig. 4-3 (a)).

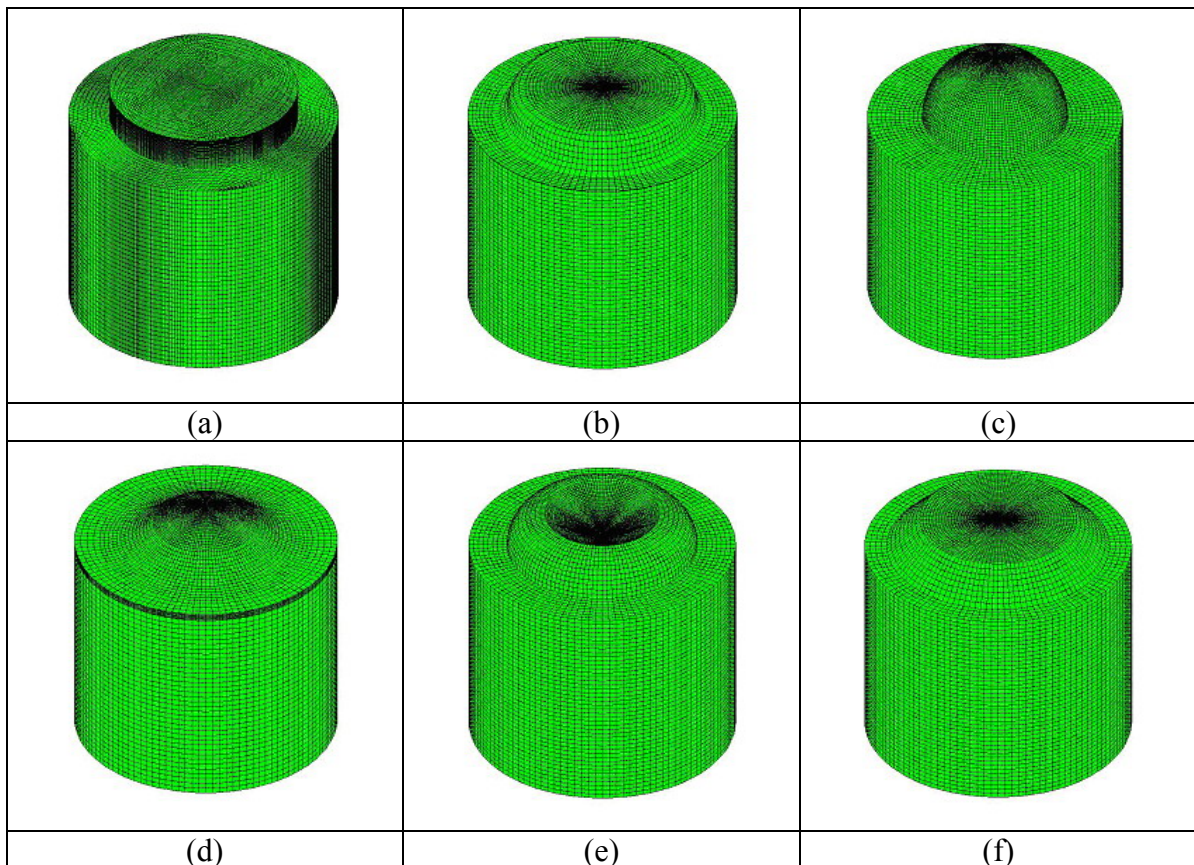


Figura 4-3 Camere di combustione analizzate: (a) Cilindrica, (b) Cilindrica smussata, (c) Sferica, (d) Sferica smussata, (e) Bowl rovesciata, (f) Conica

A partire da questa configurazione sono state proposte ed analizzate altre cinque alternative di camera: in fig. 4-3 (b) è rappresentata una camera molto simile alla

precedente ma caratterizzata da uno smussamento degli spigoli vivi, sia interni che esterni che, però, non hanno condotto a miglioramenti significativi. In fig. 4-3 (c) viene proposta una geometria sostanzialmente diversa dalle due presentate in precedenza, con questa soluzione si è cercato di creare una camera più raccolta che permettesse di mantenere la combustione confinata nel cuore della camera, senza toccare subito le pareti del cilindro come accadeva nelle geometrie precedenti che erano caratterizzate da un notevole scambio termico a parete. Gli spigoli vivi presenti in quest'ultima configurazione non permettevano di ottenere una combustione che coinvolgesse buona parte dell'ossigeno presente in camera, per cui si sono proposte le configurazioni di fig. 4-3 (d), (e), (f) al fine di valutare la possibilità di ulteriori miglioramenti in termini qualità della combustione e coinvolgimento dell'ossigeno presente in camera.

La valutazione delle prestazioni delle configurazioni prese in esame è stata effettuata attraverso un parametro comparativo che sarà di seguito indicato con la sigla *GIMEP* (Pressione Media Indicata Lorda), esso è sostanzialmente uguale alla relazione 1.11, ma con un espressione del lavoro indicato che differisce dalla 1.7 per gli estremi di integrazione:

$$GIMEP = \frac{\int_{EPC}^{EPO} p dV}{V} \quad (4.13)$$

dove *EPC* ed *EPO* rappresentano gli istanti angolari di chiusura ed apertura della luce di scarico, rispettivamente, mentre *V* rappresenta la cilindrata. In definitiva questo parametro non tiene conto della spesa necessaria al ricambio della carica ma solo di ciò che viene ottenuto in combustione; essa è una pressione media indicata “al lordo” del lavaggio.

A parità di massa di combustibile iniettato, questo parametro è un buon indice, oltre che delle prestazioni, anche dell'efficienza termica della camera.

I risultati ottenuti in termini di *GIMEP* vengono proposti in fig. 4-4, e sono stati ottenuti adottando le medesime condizioni iniziali e le medesime condizioni al contorno, gli unici parametri che sono stati modificati, al variare della camera, sono l'istante di iniezione e l'inclinazione dei getti, i quali sono stati imposti in modo tale da ottenere il massimo lavoro indicato. Si propongono quindi, in fig. 4-4, i 4 confronti fra le 6 configurazioni, ognuno dei quali a parità di regime di rotazione.

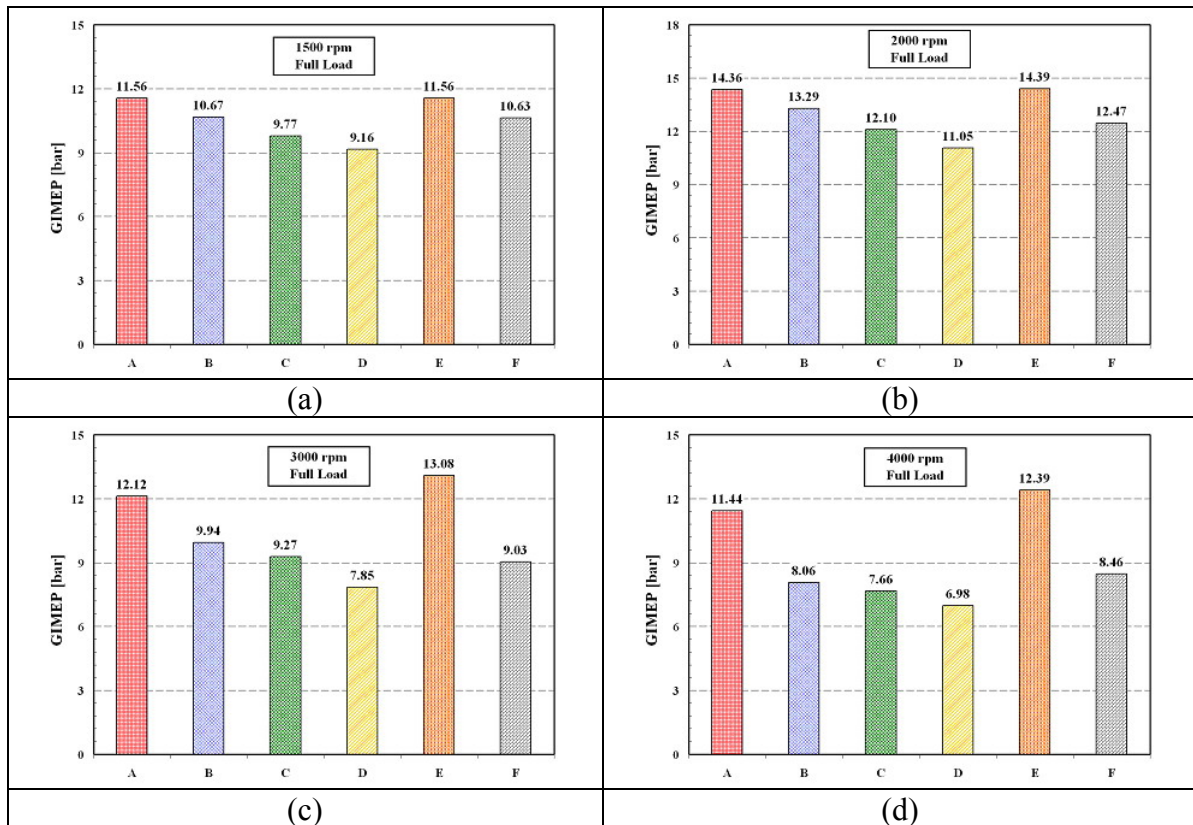


Figura 4-4 Confronto fra i valori di GIMEP ottenuti con le diverse configurazioni di camera di combustione, (a) 1500 rpm, (b) 2000 rpm, (c) 3000 rpm, (d) 4000 rpm, tutti a pieno carico

Dal confronto appena proposto si è evidenziata una maggiore efficienza della camera (e) con “*bowl rovesciata*”. Con tutte le precauzioni del caso, dovute alle ipotesi semplificative della metodologia adottata, ed il ristretto numero di configurazioni analizzate, si assumerà la camera di fig. 4-3 (e) come base di ulteriori analisi per lo sviluppo del progetto.

4.2 ANALISI DEL PROCESSO DI COMBUSTIONE

Le simulazioni eseguite per mezzo del codice di calcolo KIVA3V, rel.2 (v. par. 3.3.1) permettono di valutare l’efficienza di combustione e le prestazioni della camera per mezzo di indici comparativi rapportati al motore di riferimento; come già ripetuto più volte in precedenza, tale analisi non avrebbe senso in termini assoluti a causa delle incertezze sul codice, sulla sua taratura e a causa dell’assenza di un confronto numerico-sperimentale

diretto di validazione. L'analisi del processo di combustione si pone, quindi due obiettivi principali:

- ottenere un legge di rilascio calore che consenta poi, ad uno strumento monodimensionale quale GTPower, di procedere ad un calcolo dell'intero sistema motore sull'intero ciclo termodinamico (non solo, quindi, la durata angolare della simulazione di combustione). Il codice di calcolo monodimensionale esegue un calcolo del sistema in più condizioni operative di carico e regime, simula l'interazione di eventuali sistemi ausiliari (compressore, common rail, eventuali intercooler) attraverso l'utilizzo di modelli. La differenza di concetto con i codici di simulazione fluidodinamica o di combustione CFD 3D, consiste nel considerare la camera di combustione come un ambiente unico, in cui, in ogni punto, regnano gli stessi valori delle grandezze termofluidodinamiche senza discretizzazioni spaziali. La legge di rilascio calore che il codice KIVA3V è in grado di generare come output verrà inserita nella simulazione di GTPower come dato in input, questa andrà a condizionare la PMI del motore su tutto il ciclo e la potenza erogata dal motore nel suo complesso;
- valutare il processo di combustione in sé, l'efficienza e le prestazioni della camera messa punto, al fine di ottenere informazioni preziose circa la redditività della strada intrapresa. Tale processo di valutazione è stato eseguito sulla base di un confronto numerico, in termini di prestazioni, efficienza ed emissioni inquinanti, con il motore 4 tempi di riferimento (FIAT 1300 MultiJet) in più condizioni di carico e di regime. Sono stati confrontati, in particolare, i principali aspetti dei due motori in tutte le condizioni di regime di principale interesse (1500, 2000, 3000, 4000 rpm) sia in condizioni di pieno carico che di carico parziale [17].

4.2.1 Analisi a Pieno Carico

Come accennato, è stato eseguito un confronto numerico dei risultati ottenuti dalle simulazioni CFD 3D tra il motore 2 tempi Diesel proposto (HSD₂) ed il motore 4 tempi assunto come riferimento; i principali parametri caratteristici del motore HSD₂ sono riportati in tabella 3-3, mentre in tabella 3-5 sono presenti quelli relativi al motore FIAT 1300 MultiJet. Per completezza, e al fine di avere un raffronto più immediato, si riportano

in tabella 4-1 le principali caratteristiche dei motori oggetto del confronto e le loro caratteristiche più significative.

	HSD₂	FIAT 1300 MultiJet	
<i>Cilindrata totale</i>	1.051	1.251	[litri]
<i>Numero di cilindri</i>	3 in linea	4 in linea	[-]
<i>Alesaggio</i>	70	69.6	[mm]
<i>Corsa</i>	91	82	[mm]
<i>Rapporto di compressione</i>	19.5	17.6	[-]
<i>Numero di valvole</i>	-	4	[-]
<i>Sovralimentazione</i>	VGT + Roots	VGT	[-]
<i>Intercooler</i>	Opzionale	Si	[-]
<i>Sistema di iniezione</i>	C.R., 160 MPa	C.R., 160 MPa	[-]
<i>Numero di fori per iniettore</i>	6	6	[-]
<i>Diametro dei fori</i>	0.121	0.121	[mm]

Tabella 4-1 Principali caratteristiche dei motori messi a confronto

E' stato eseguito un primo confronto in condizioni di pieno carico a 4 regimi, a parità di emissioni inquinanti. Questa scelta si basa sulla volontà di sviluppare un motore 2 tempi che sia in grado di competere con il motore 4 tempi più sul piano dei consumi e delle emissioni inquinanti, che sul piano delle prestazioni. La prima fase del confronto è stata quella di definire un rapporto aria/combustibile tale da ottenere, all'istante di apertura della luce scarico (EPO), una quantità di particolato uguale a quella del motore 4 tempi all'istante di apertura della valvola di scarico (EVO). La ricerca di un rapporto *A/F limite*, tale da fornire le stesse concentrazioni di particolato allo scarico, non è stata molto incoraggiante, in quanto il suo valore è superiore a quello del motore 4 tempi FIAT (fig. 4-5). La minore massa di combustibile che è necessario introdurre ad ogni ciclo per limitare le emissioni inquinanti, nel motore HSD₂, è causa di valori dei coefficienti prestazionali inferiori al motore 4 tempi di riferimento. Il risultato non è stato però tale da scoraggiare lo sviluppo del progetto in quanto sono ancora presenti margini di miglioramento della geometria della camera e dei parametri di iniezione. Inoltre, il motore HSD₂, ha il vantaggio di elaborare, al contrario di un motore 4 tempi di pari categoria, una fase utile ad ogni giro d'albero motore è quindi una potenza superiore, teoricamente doppia in virtù della 1.8.

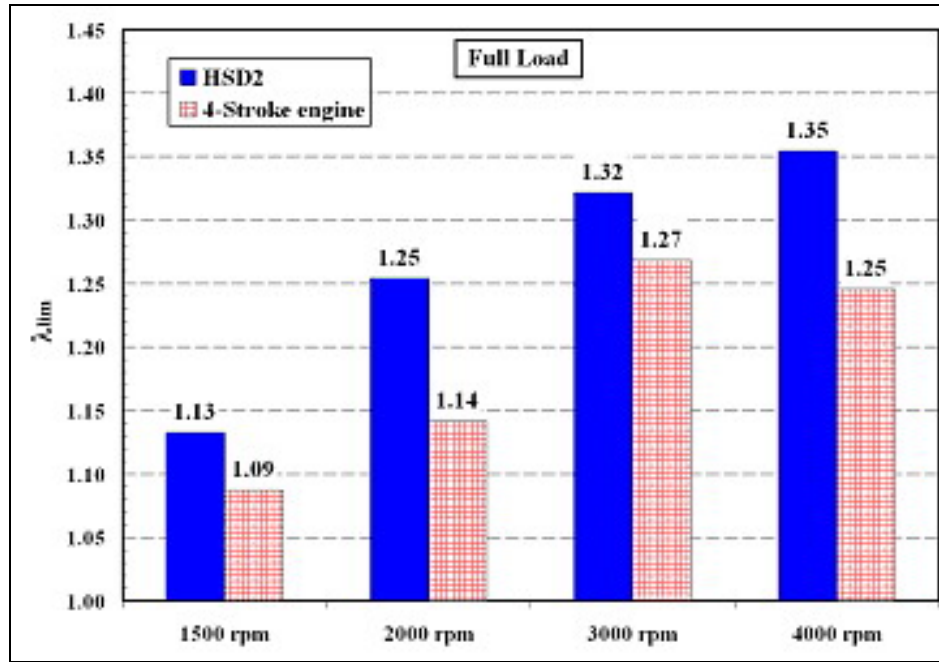


Figura 4-5 Valori del rapporto A/F da adottare nel motore HSD₂ per ottenere le stesse emissioni di particolato del motore 4 tempi di riferimento

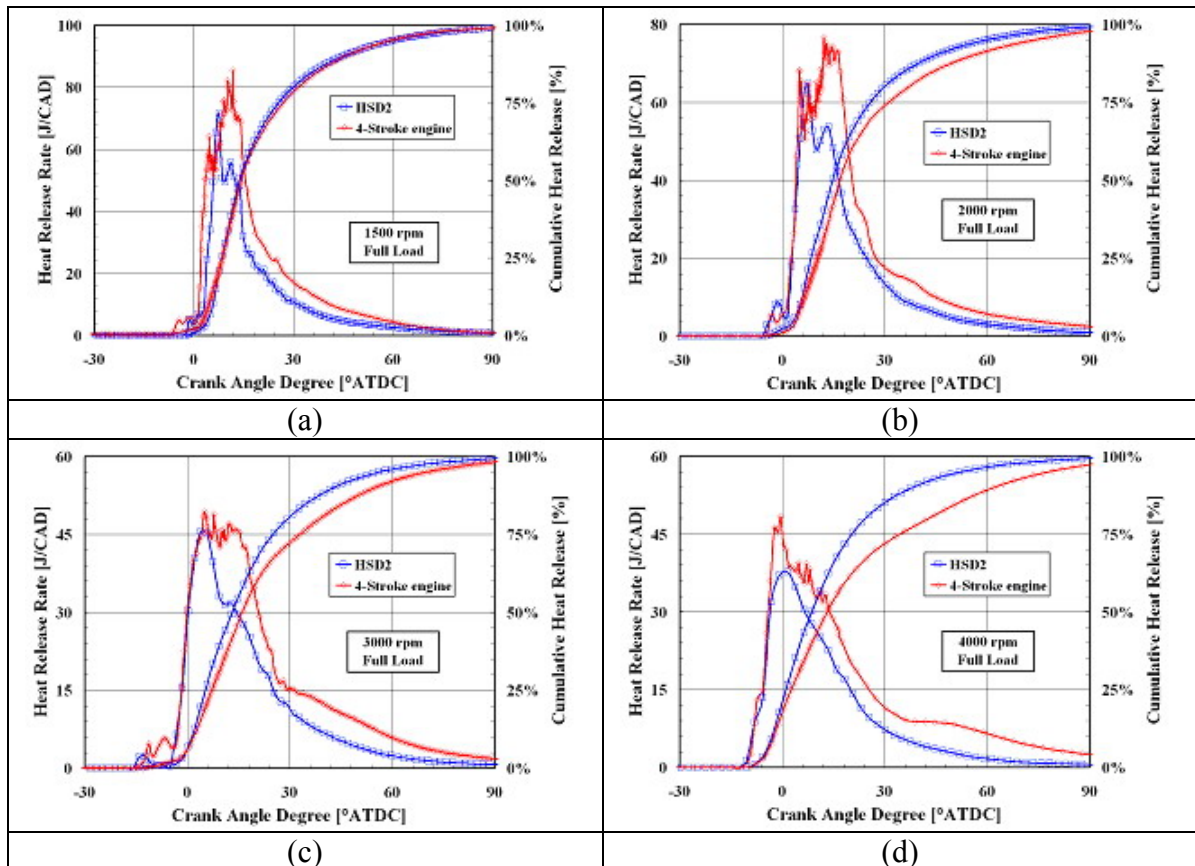


Figura 4-6 Andamenti del rilascio calore istantaneo ed integrale, (a) 1500 rpm, (b) 2000 rpm, (c) 3000 rpm, (d) 4000 rpm

Si riportano in fig. 4-6, 4-7, 4-8, 4-9, 4-10 i confronti tra i due motori ottenuti a parità di emissioni inquinanti in termini di grandezze istantanee ed integrali medie, in funzione dell'istante angolare: tasso di rilascio calore, rilascio calore integrale, scambio termico a parete, pressione, temperatura, quantità di particolato.

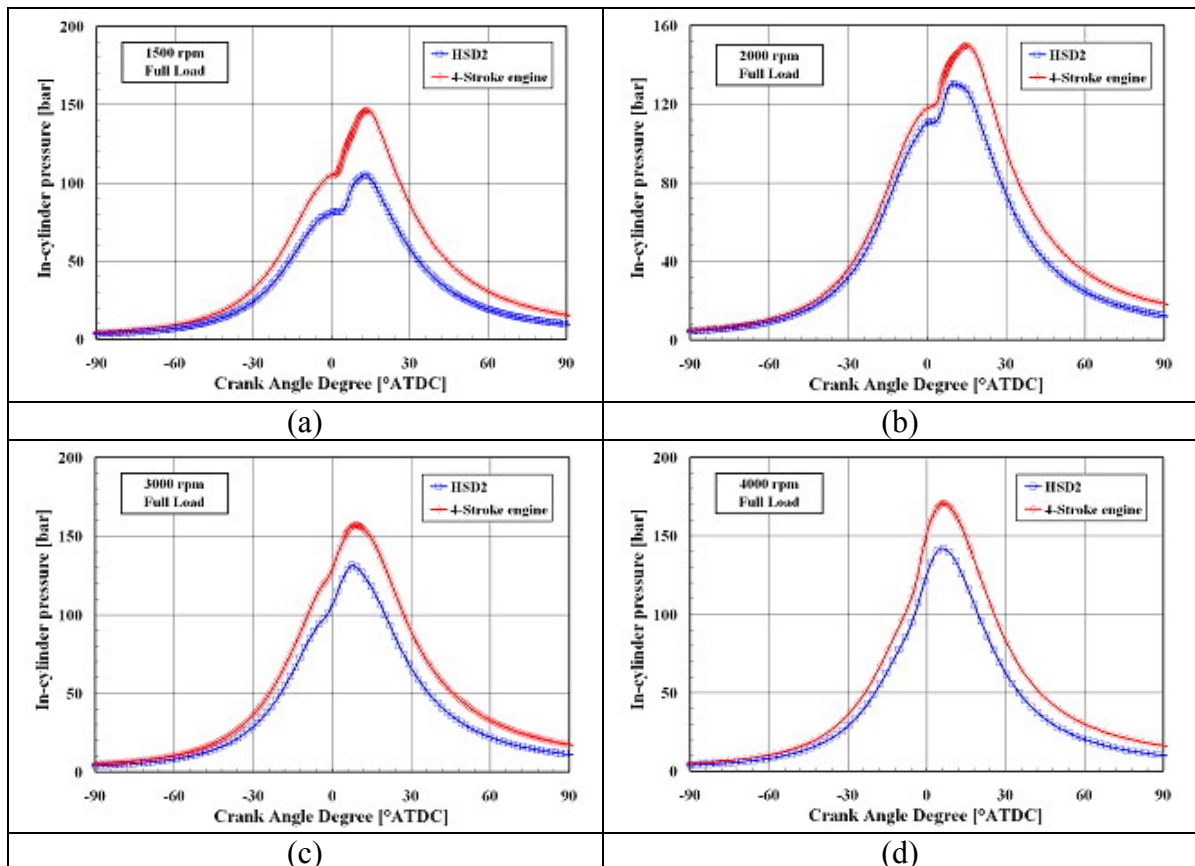


Figura 4-7 Andamenti della pressione media interno cilindro, (a) 1500 rpm, (b) 2000 rpm, (c) 3000 rpm, (d) 4000 rpm

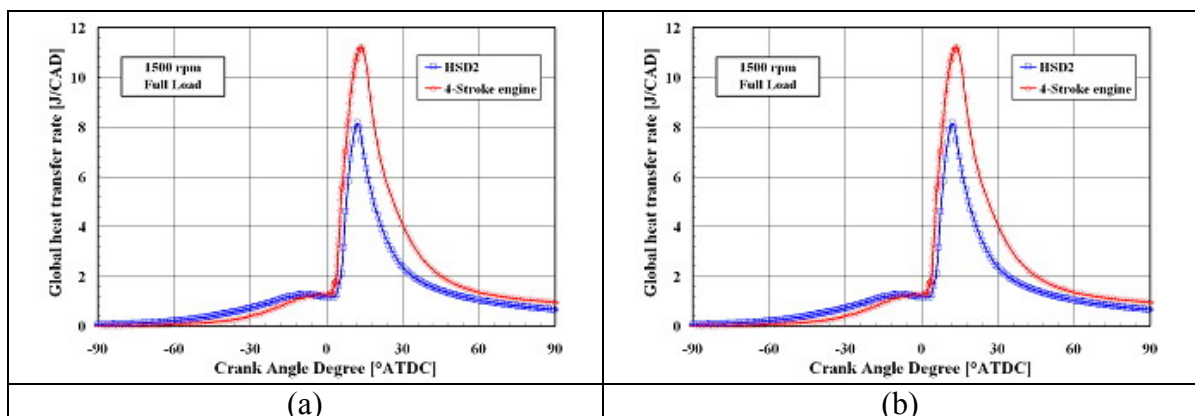


Figura 4-8 Andamenti del calore scambiato a parete, (a) 1500 rpm, (b) 4000 rpm

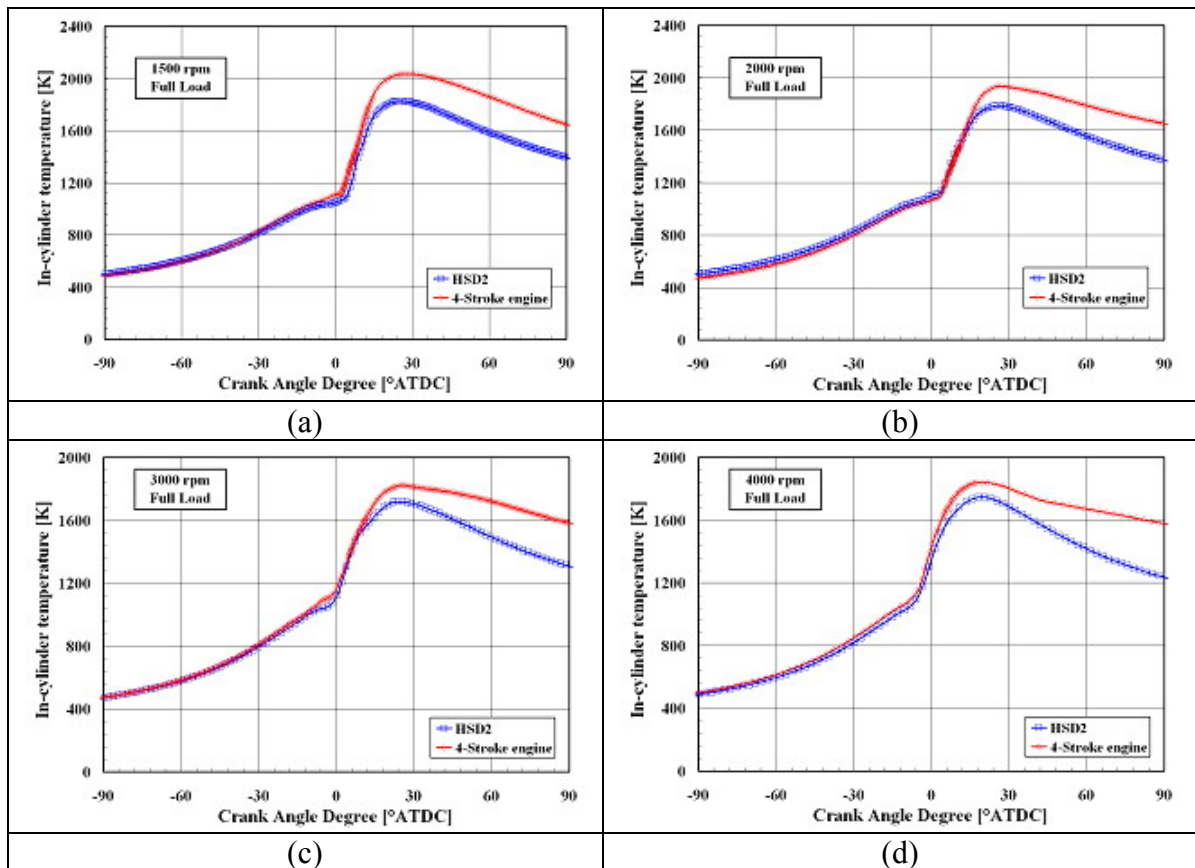


Figura 4-9 Andamenti della temperatura media interno cilindro, (a) 1500 rpm, (b) 2000 rpm, (c) 3000 rpm, (d) 4000 rpm

Analizzando i confronti proposti è possibile trarre le seguenti considerazioni:

- Il motore HSD₂ presenta sempre picchi di rilascio calore istantaneo inferiori al motore FIAT 1300 MJ, ciò è probabilmente dovuto alla maggiore massa di gas residui intrappolati nel cilindro dopo il lavaggio.
- Il motore HSD₂ presenta una maggiore velocità di combustione, consumando il 90% di combustibile in un intervallo angolare inferiore rispetto al motore 4 tempi di riferimento; il motore HSD₂, inoltre, consuma il 90% di combustibile con un anticipo di 30° rispetto al motore FIAT. Questo comportamento dell'HSD₂ è probabilmente dovuto alla maggiore penetrazione del getto che si miscela rapidamente con l'ossigeno presente bruciando velocemente, lasciando incombusto il combustibile nella zona delle pareti dove, a 90° dopo il PMS, non c'è più ossigeno (fig. 4-11).

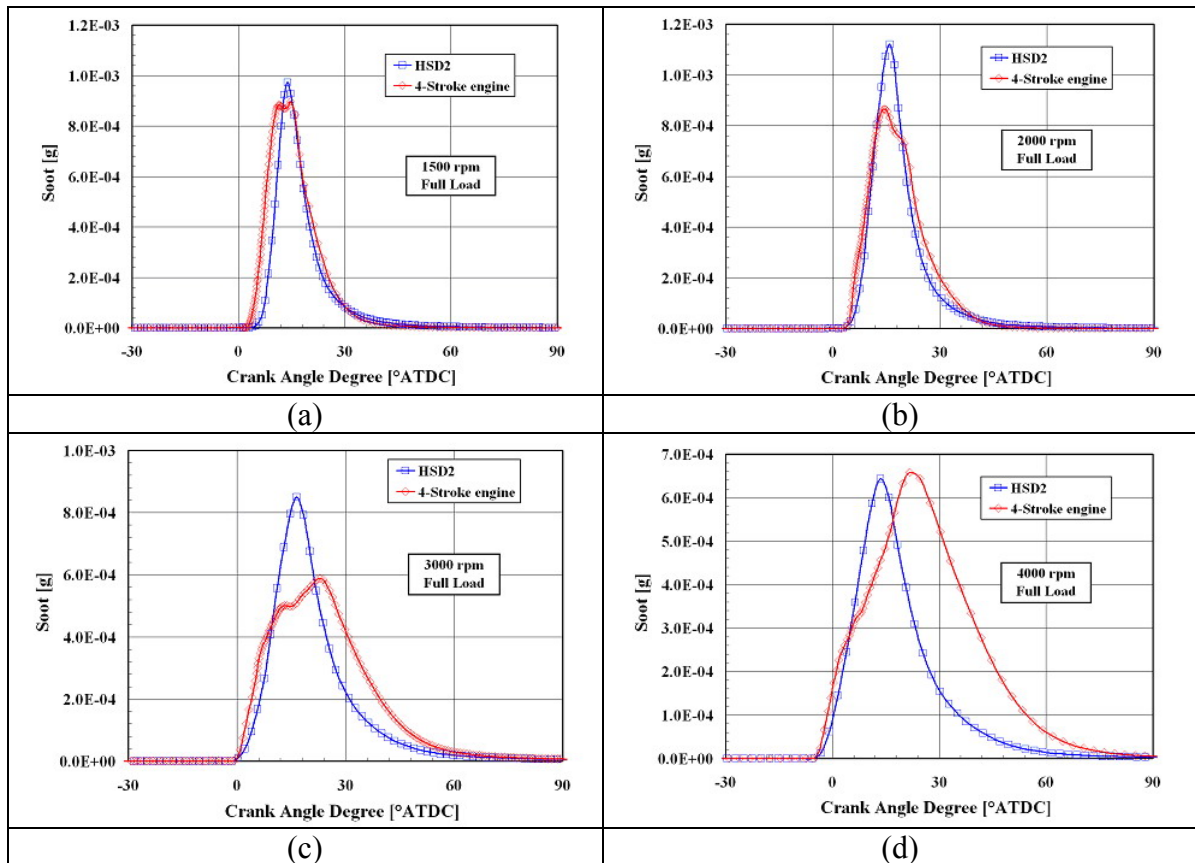


Figura 4-10 Andamenti della massa istantanea di particolato, (a) 1500 rpm, (b) 2000 rpm, (c) 3000 rpm, (d) 4000 rpm

- Il motore HSD₂ presenta perdite di calore per scambio termico a parete inferiori al motore 4 tempi diesel per due motivi principali: in primo luogo le minori temperature medie in camera, in secondo luogo l'assenza di un intenso moto di swirl che riduce il coefficiente di scambio termico (fig. 4-8).
- Il calore netto rilasciato in combustione, differenza tra calore rilasciato durante la combustione e calore perso a parete, è molto simile fra i due tipi di motore; mentre il calore lordo rilasciato in combustione, calcolato come integrale del rilascio calore istantaneo, è superiore per il motore 4 tempi a causa del minore rapporto A/F (fig. 4-6 e fig. 4-5).
- Le basse temperature medie che si sviluppano nella camera dell'HSD₂ rispetto al motore FIAT consentono di ottenere, oltre ad un contenuto carico termico, valori di concentrazione di NO_x allo scarico leggermente inferiori. Un ridotto carico termico potrebbe, ad esempio, consentire un incremento della pressione di boost del gruppo turbo-compressore.

- Il motore HSD₂ presenta, a tutti i regimi, dei massimi di concentrazione di particolato superiori al motore 4 tempi assunto come riferimento, ma una velocità di ossidazione di questo elevata, soprattutto tra i 15° e 30° dopo il PMS. A partire da questo punto la velocità di ossidazione del particolato crolla a causa della carenza di ossigeno, soprattutto vicino alle pareti (fig. 4-11).

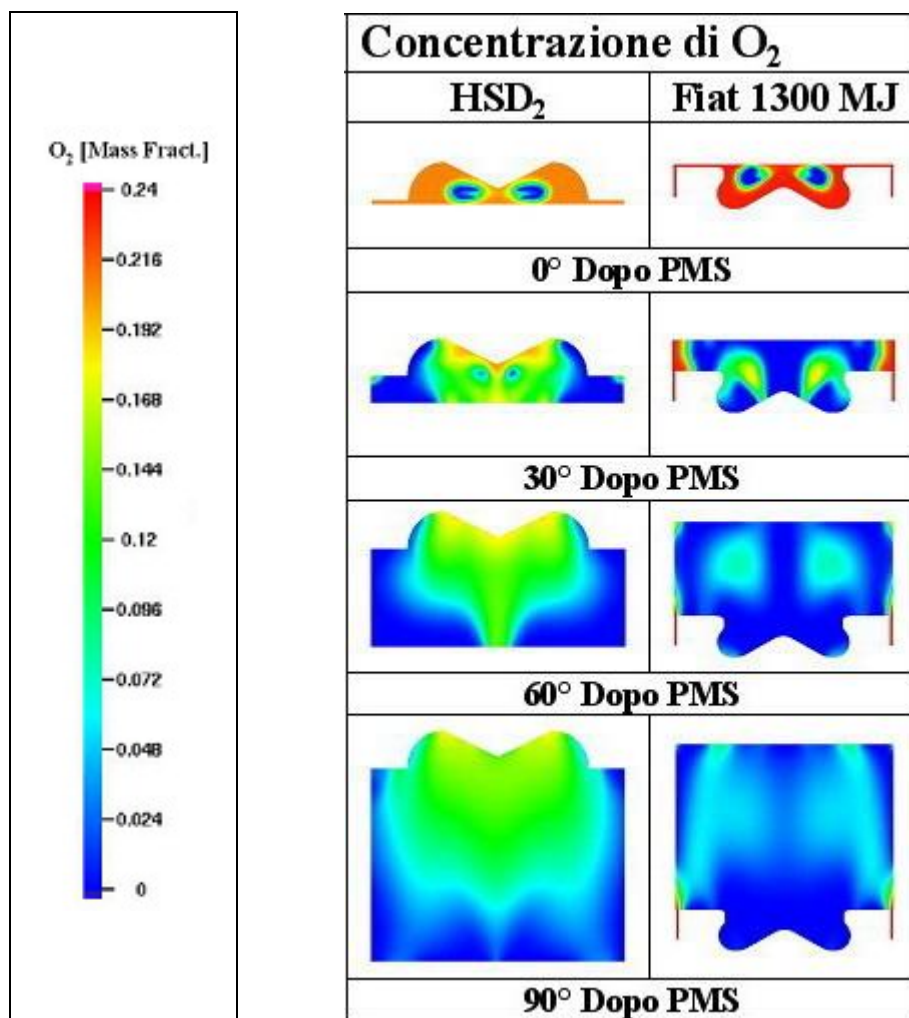


Figura 4-11 Distribuzione della concentrazione di ossigeno su un piano contenente l'asse del cilindro per entrambi i tipi di motore

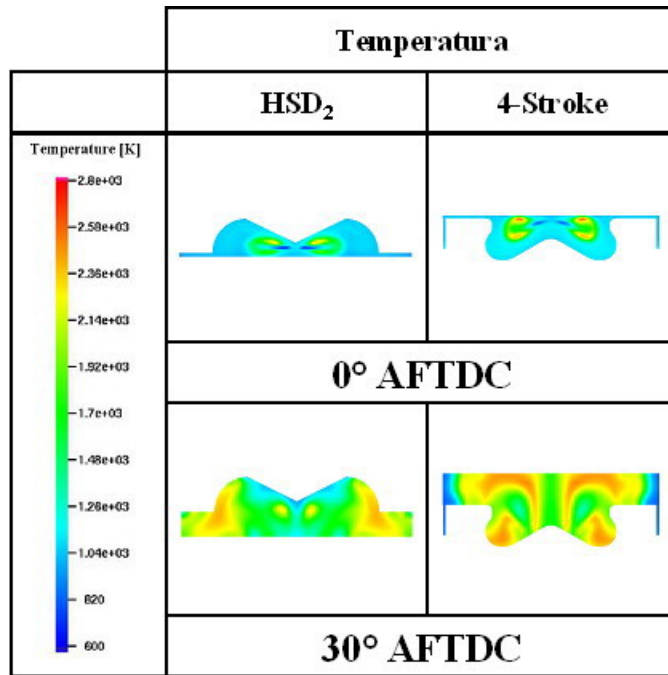


Figura 4-12 Distribuzione dei campi di temperatura su un piano contenente l'asse del cilindro per entrambi i tipi di motore, dal PMS a 30° dopo

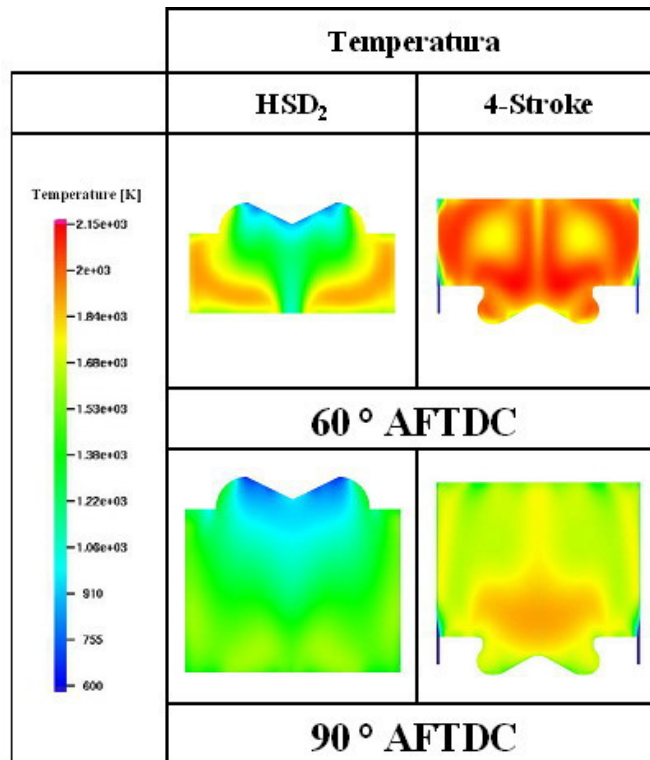


Figura 4-13 Distribuzione dei campi di temperatura su un piano contenente l'asse del cilindro per entrambi i tipi di motore, da 60° a 90° dopo il PMS

4.2.2 Analisi a Carico Parziale

E' stato eseguito un secondo confronto tra le principali emissioni inquinanti emesse dai due motori in condizioni di carico parziale ed in tutte le condizioni di regime (1500 rpm, 2000 rpm, 3000 rpm e 4000 rpm), a parità di coppia erogata, 60 Nm, valore indicativo di un ciclo di guida caratteristico dei veicoli per il trasporto passeggeri. La metodologia applicata a questo confronto è simile a quella applicata nel confronto a pieno carico, anche in questo caso, infatti, viene variato il rapporto aria/combustibile in modo che la PMI (Pressione Media Indicata) calcolata sia tale da ottenere la stessa coppia erogata:

$M = PMI \cdot \frac{V_{cil}}{\pi \cdot \tau}$ dove M è la coppia mentre τ rappresenta, in questo caso, il numero di tempi del motore. Al contrario del rapporto di miscela, la massa di gas residui non è molto diversa tra i due motori.

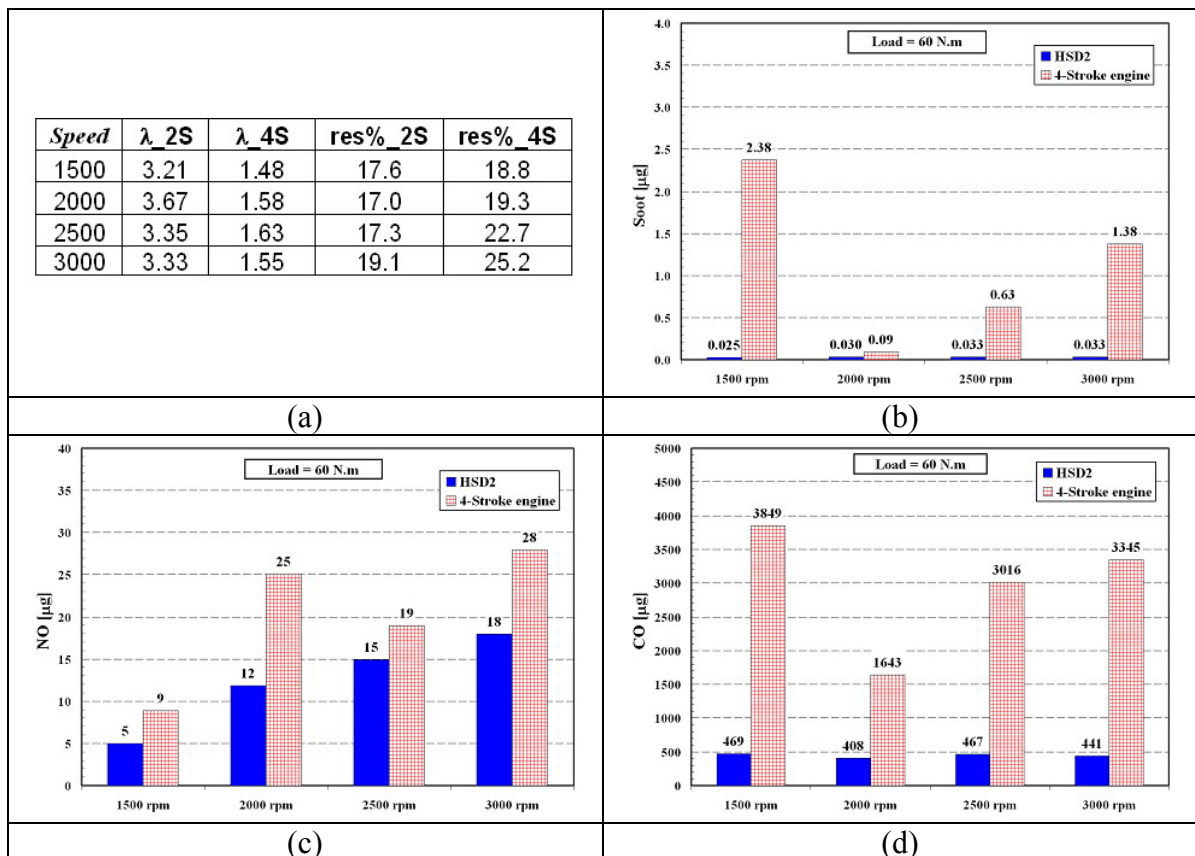


Figura 4-14 (a) Condizioni operative dei due motori a carico parziale, (b) confronto delle quantità di particolato, (c) ossidi di azoto, (d) monossido di carbonio a 100° dopo il PMS, ai vari regimi presi in esame: 1500 rpm, 2000 rpm, 2500 rpm, 3000 rpm

Al fine di ottenere la stessa coppia è stato calcolato un rapporto aria/combustibile del motore HSD₂ superiore a quello relativo al motore FIAT a 4 tempi di un fattore 2 (fig. 4-14 (a)). La massa delle emissioni inquinanti ottenuta a calcolo è stata modificata secondo le peculiarità costruttive dei 2 motori considerando un fattore 3 per il motore HSD₂ (3 cilindri con un ciclo per ogni giro d'albero) ed un fattore 2 per il motore FIAT (4 cilindri con un ciclo per ogni 2 giri d'albero). Gli istogrammi proposti in fig. 4-14 (b), (c), (d), mettono in evidenza le basse emissioni di particolato del motore 2 tempi: a 1500 rpm queste sono inferiori a quelle del motore 4 tempi di 2 ordini di grandezza, mentre a 2000 rpm sono solo leggermente inferiori, in quanto questo è il regime di massima efficienza del motore 4 tempi. I valori di CO ottenuti dalle simulazioni del motore HSD₂ sono quelli più favorevoli, grazie alla minore massa di combustibile necessario ad ottenere il valore di coppia stabilito. La differenza in termini di NO, comunque a vantaggio del motore 2 tempi, è più limitata, ma va considerato che il motore HSD₂ presenta valori inferiori di NO nonostante l'assenza di un sistema di ricircolo dei gas combusti.

4.2.3 Ottimizzazione della Camera di Combustione

Il disegno della camera di combustione, individuata come più promettente per i successivi sviluppi del progetto (fig. 4-3 (e), 4-15 (a), (b)), è stata ulteriormente analizzata ed ottimizzata rispetto ai suoi parametri principali sempre facendo uso del codice KIVA3V come strumento di analisi comparativa.

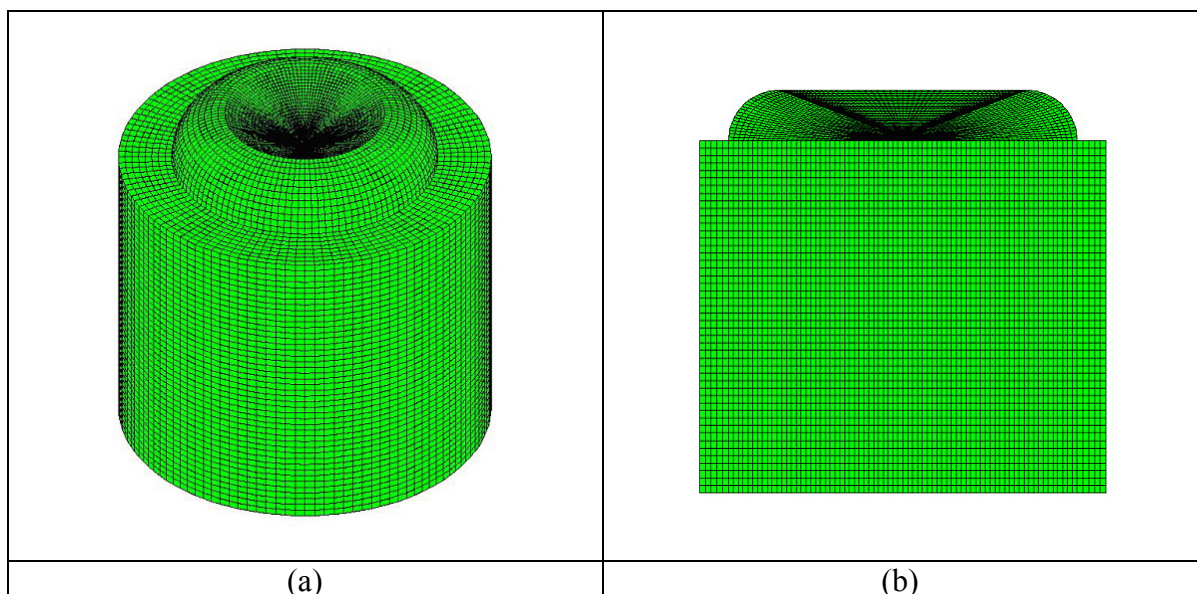


Figura 4-15 Camera di combustione oggetto di sviluppo

A partire dalla soluzione ottimale individuata, in termini di GIMEP (v. par. 4.1.2), si è portata avanti un'attività di analisi specifiche con l'obiettivo di valutare gli effetti dei principali i parametri geometrici sull'efficienza termodinamica, con lo scopo di ottimizzarli in termini di rendimento di combustione definito come in 1.20. In conseguenza delle variazioni geometriche della camera sono stati variati, ed adattati opportunamente, dei parametri di iniezione che altrimenti non sarebbero stati compatibili con le nuove conformazioni della camera. L'analisi comparativa è stata eseguita in corrispondenza di una condizione operativa critica caratterizzata da un regime di rotazione di 4000 rpm e carico massimo al quale corrisponde una massa di combustibile pari 28 mg, per tutte le soluzioni è stato definito un aumento del numero di fori dell'iniettore da 6 a 8 a parità di area totale (è cambiato infatti il diametro del foro: da 0.121 mm al nuovo valore di 0.104 mm) mentre, per il resto, sono state adottate le stesse ipotesi fatte in 4.1.

Come primo sviluppo si è scelto di variare la lunghezza di squish S (vedi fig. 4-16) da 15 mm, come nelle simulazioni fino ad ora effettuate, a valori di 0 mm, 3 mm e 5 mm in un primo step, ed a valori superiori a 5mm in un secondo step. Tale parametro geometrico, infatti, si è rivelato, come atteso, molto influente in termini di efficienza del processo di combustione che ha subito notevoli variazioni rispetto al valore di 0.89 trovato in corrispondenza di $S = 15$ mm.

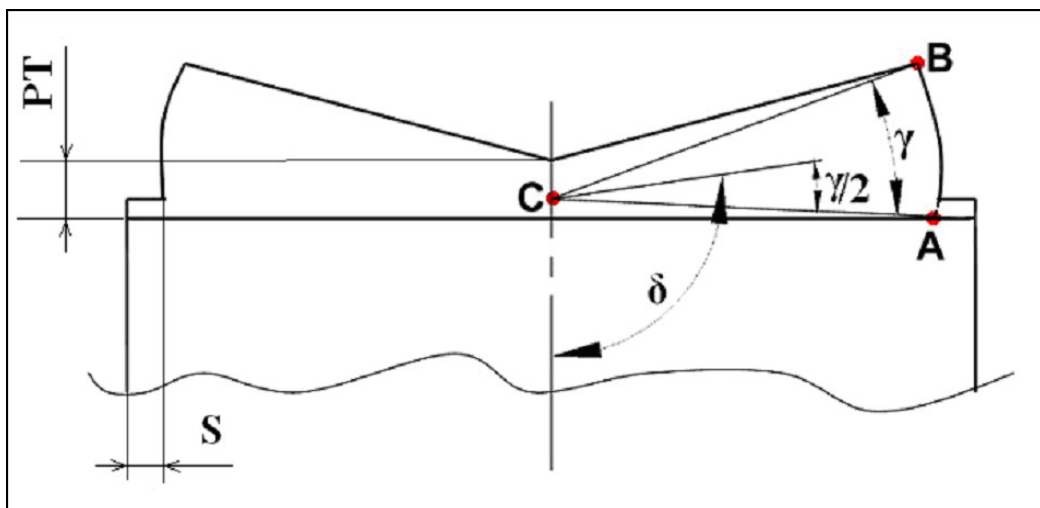


Figura 4-16 Rappresentazione della lunghezza di squish S e dell'angolo di iniezione δ

Si è proceduto all'analisi dell'influenza della lunghezza di squish sul rendimento di combustione e su altri parametri caratterizzanti il processo di combustione (tra i quali pressione, temperatura, rilascio calore, ecc.). Nelle simulazioni si è assunto un angolo di inclinazione del foro rispetto all'asse del cilindro pari a 95° poiché questo è risultato essere il valore ottimale, in termini di diffusione dello spray, per ognuna delle configurazioni analizzate ($\gamma = 10^\circ$).

Ad un valore di energia chimica teorica introdotta di 1212.4 J, ottenuta come $Q_c^{th} = m_c \cdot K_i$, corrispondono valori di rilascio calore effettivo differenti in base alle condizioni di turbolenza sviluppate in camera secondo le diverse configurazioni (tabella 4-2, fig. 4-17).

	m_c [mg]	H.R. max [J]	H.R. KIVA [J]	η_{comb}
Squish 0	28	1212,40	794,41	65,52%
Squish 3	28	1212,40	1039,91	85,77%
Squish 5	28	1212,40	1146,62	94,57%

Tabella 4-2 Rendimenti di combustione calcolati sulla base delle relazioni sopra esposte

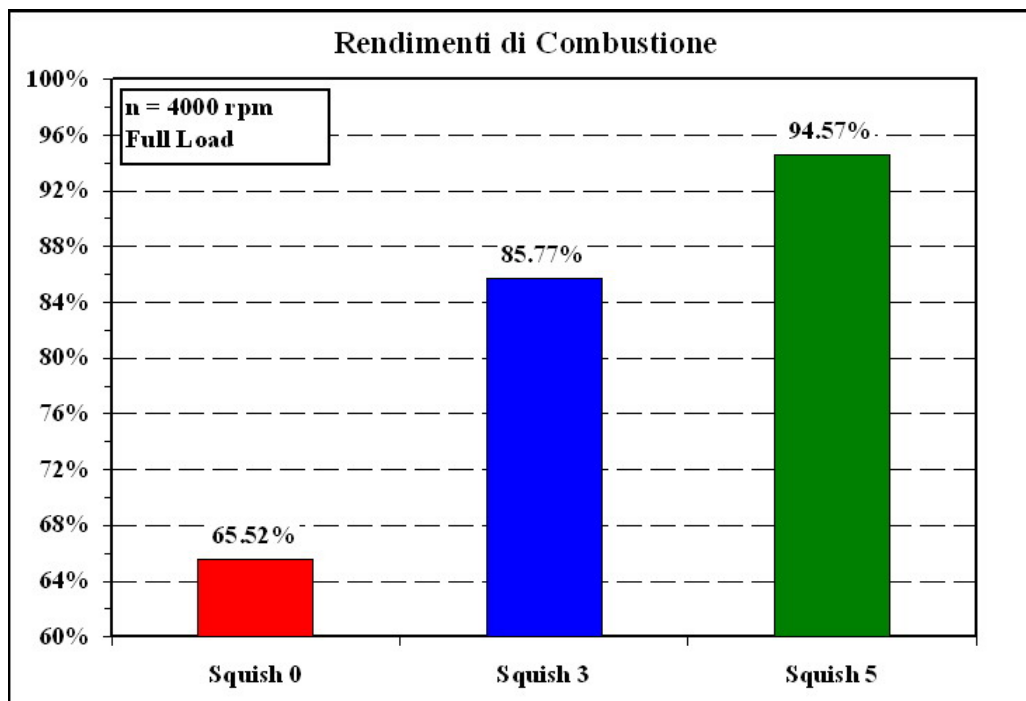


Figura 4-17 Rendimenti di combustione relativi alle varianti S_0, S_3, S_5

Ciò dimostra che, aumentando la lunghezza di squish, si ottiene un miglioramento significativo del processo di combustione, pertanto le camere S_0 e S_3 sono da scartare.

Si sono eseguite ulteriori simulazioni con camere aventi rispettivamente lunghezza di squish 6, 7 e 8 mm, identificate dalle sigle S_6, S_7 e S_8, sempre a parità di rapporto di compressione del valore di 19.5. Il confronto tra i risultati delle analisi relative alle predette camere S_6, S_7 e S_8 sono state eseguite prendendo come riferimento la camera S_5. Le simulazioni, per le tre nuove geometrie analizzate, sono state eseguite considerando un angolo che permette l'iniezione del getto a metà strada tra la testa della bowl e il piano ortogonale all'asse del cilindro, che taglia la zona di squish. Tale angolo viene calcolato come

$$\delta = 90^\circ + \frac{\gamma}{2} \quad (4.14)$$

dove γ è l'angolo formato dai punti A, C, B di fig. 4-16. Si è scelto di utilizzare questo angolo perché permette allo spray di trovare aria, e quindi ossigeno, sia sotto che sopra al proprio asse, consentendo così un buon inizio del processo di combustione. Infatti, i buoni risultati ottenuti dalla camera S_5, sono in parte dovuti al fatto che l'angolo di 95° individuato rappresenta l'angolo d'iniezione ottimale prossimo al valore δ calcolato secondo la 4.14. In tab. 4-3 sono riportati i valori dell'angolo δ utilizzati per l'analisi delle diverse camere e calcolati sempre secondo la 4.14.

Camere di combustione	<i>S 5</i>	<i>S 6</i>	<i>S 7</i>	<i>S 8</i>
Angolo di iniezione δ [°]	95	97.5	99	101

Tabella 4-3 Valori ottimali dell'angolo di iniezione per le diverse camere di combustione analizzate

Dal grafico di fig. 4-18 (a) è evidente come, dopo un primo peggioramento, si ha un andamento crescente del rendimento di combustione con l'aumentare della lunghezza di squish. Facendo riferimento alla prima camera analizzata, che presentava una lunghezza di squish di 15 mm e che raggiungeva un valore del rendimento di combustione abbastanza contenuto (89%), risulta prevedibile che, all'aumentare della lunghezza di squish, dopo un lieve incremento del rendimento di combustione, si possa presentare un repentino calo del suo valore. Inoltre, l'incremento dei picchi di pressione e temperatura nell'intorno del punto morto superiore causano, al crescere di S , un aumento delle sollecitazioni termiche e meccaniche che gravano sugli organi del motore. Il rendimento di combustione presenta il

suo valore massimo in corrispondenza della configurazione S_5, ed il risultato è confermato dal maggiore rilascio di calore integrale (fig. 4-18 (d)).

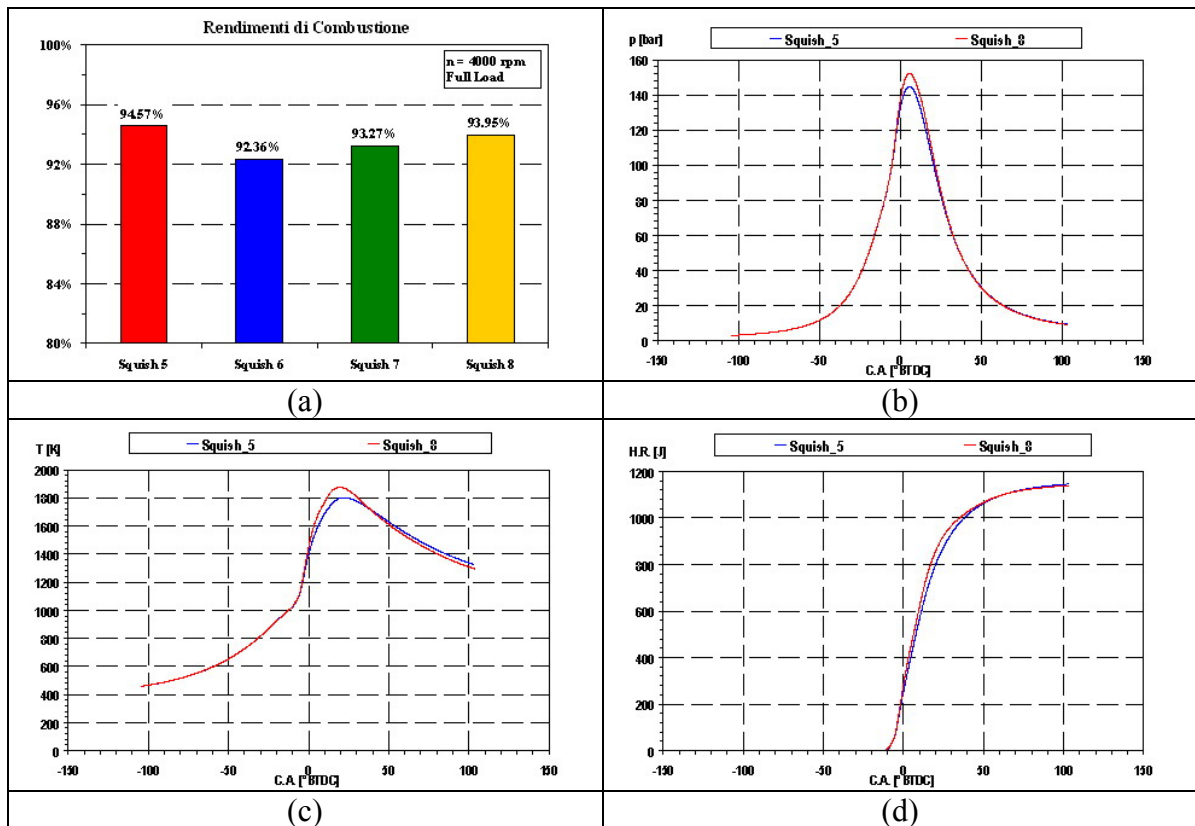


Figura 4-18 (a) Risultati ottenuti dal confronto fra le camere S_5, S_6, S_7, S_8 in termini di: Rendimento di Combustione. Risultati ottenuti dal confronto fra le camere S_5, S_8 in termini di: (b) Traccia di pressione, (c) Temperatura media in camera, (d) Rilascio di calore integrale. Condizioni Operative: $n=4000 \text{ rpm}$, carico massimo

Alla luce degli ultimi risultati ottenuti si è eseguito un confronto mirato a valutare le configurazioni S_5 ed S_8 in quanto, in corrispondenza di queste geometrie, è stato riscontrato, a calcolo, un valore di rendimento di combustione paragonabile oltre che interessante.

Dalla fig. 4-18 (b) è evidente come la differenza di pressione tra i due casi è presente solo nella parte centrale del processo di combustione, più precisamente nella fase di combustione controllata dai processi di diffusione. Ciò è dovuto, probabilmente, all'incremento, nella camera S_8 rispetto alla camera S_5, della velocità con cui si ossidano le gocce di combustibile non ancora vaporizzate. Tale velocità di combustione dipende, oltre che dalla turbolenza presente nella camera di combustione e dai parametri di iniezione, anche dalla quantità di calore rilasciato durante questa fase della combustione.

Nella fig. 4-18 (c) si nota, in prossimità del punto morto superiore, un più alto valore della temperatura dovuto al più elevato valore del calore istantaneo rilasciato nella fase di combustione controllata.

In conclusione, si è riscontrato che nella camera di combustione S_8 il processo di ossidazione del combustibile avviene in modo più impulsivo, rispetto alla camera S_5, penalizzando la fase di completamento della combustione e causando maggiori sollecitazioni termiche e meccaniche nei confronti degli organi che compongono il manovellismo. Ciò sembra dimostrare che l'aumento della lunghezza di squish oltre 5 mm, non solo non comporta apprezzabili miglioramenti del rendimento di combustione, ma causa anche stress maggiori sugli organi meccanici del motore. Alla luce dei risultati finora ottenuti, la camera S_5 risulta essere quella più adatta per lo sviluppo del sistema di combustione.

Una volta individuata una geometria in grado di fornire risultati incoraggianti in termini di qualità di combustione, si è proceduto al design di nuove configurazioni che, a partire dalla S_5, potessero portare ad ulteriori miglioramenti in termini di prestazioni e rendimento di combustione secondo criteri stabiliti in base ai risultati finora ottenuti. Secondo questi accorgimenti si è deciso, innanzitutto, di analizzare una camera che, a parità di altezza PT minima tra centro-testa e cielo del pistone al PMS (fig. 4-16), garantisca un aumento del rapporto di compressione (S_5_B); la scelta di mantenere costante il parametro PT deriva dalla possibilità di conservare un'area di cortina nell'intorno dell'iniettore tale da assicurare una buona presenza di ossigeno nella fase iniziale dell'iniezione. In secondo luogo si è deciso di analizzare una camera caratterizzata da un'altezza PT inferiore alla S_5, ma con un rapporto di compressione maggiore e pari a quello della S_5_B; l'esame di questa configurazione è stato messo a punto per valutare la possibilità di compensare una carenza di ossigeno nell'intorno dell'iniettore con il rapporto di compressione (S_5_C).

Le ultime due configurazioni proposte comportano una riduzione dell'angolo γ , si è quindi deciso di analizzare un'ultima configurazione caratterizzata da un valore di PT e γ pari a quelli della S_5 a scapito di una lunghezza di squish che passa da 5 a 6.2 mm; quest'ultima soluzione, di seguito denominata S_5_D, è stata definita allo scopo di garantire, simultaneamente, una buona penetrazione del getto ed un'area di cortina nell'intorno dell'iniettore sufficiente a garantire un buon miscelamento nella fase iniziale

dell'iniezione. A causa dell'aumento del rapporto di compressione, la camera S_5_D presenta una riduzione comprensibile del raggio della bowl, in quanto la maggiore temperatura e densità dell'aria frantumano il getto prima, che quindi non corre il rischio di infrangersi sulla parte della bowl, in questo caso, più vicina. I risultati relativi alle camere oggetto di studio, denominate rispettivamente S_5_B, S_5_C ed S_5_D sono stati confrontati con quelli della S_5_A (=S_5). I parametri caratteristici sono riportati in tabella di tabella 4-4, nella quale sono state evidenziate in blu le peculiarità delle camere che si discostano dalla S_5_A, camera assunta come riferimento per il confronto.

	S_5_A	S_5_B	S_5_C	S_5_D
Alesaggio [mm]	70	70	70	70
Corsa [mm]	91	91	91	91
Rapporto di compressione [-]	19.5	21.5	21.5	21.5
Lunghezza di squish [mm]	5	5	5	6.2
PT=Distanza PMS-centro testa [mm]	2	2	1.5	2

Tabella 4-4 Parametri geometrici delle camere oggetto di studio: S_5_A, S_5_B, S_5_C ed S_5_D

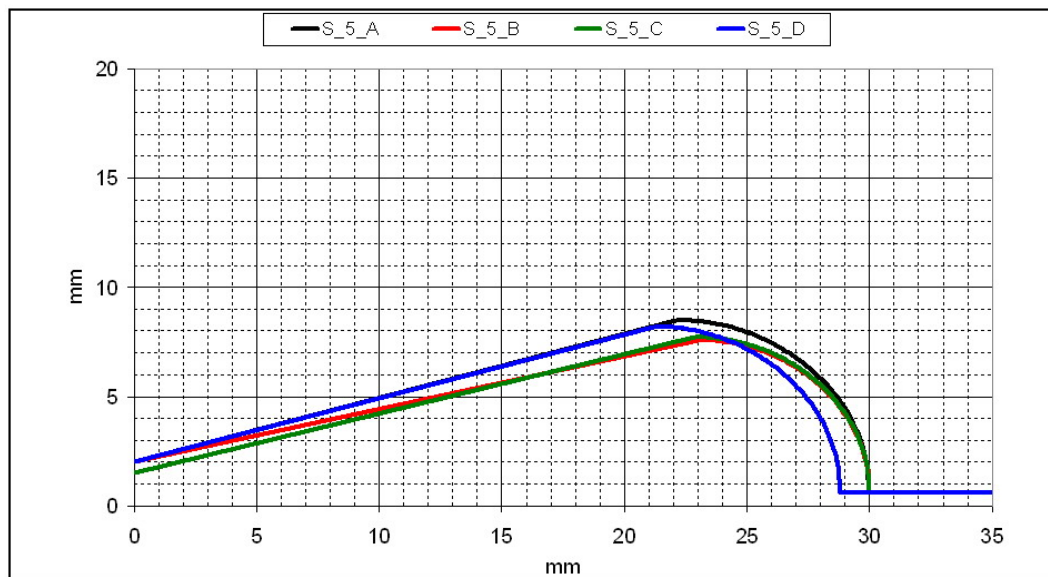


Figura 4-19 Geometrie delle camere S_5_B, S_5_C ed S_5_D confrontate con la camera di riferimento S_5_A

L'angolo di iniezione del combustibile δ (fig. 4-16) è pari, per tutte le configurazioni in esame, al valore ottimale di 95° individuato nelle precedenti analisi.

L'ultimo parametro in tabella 4-4 rappresenta la distanza che intercorre tra il cielo del pistone, al punto morto superiore, ed il punto più basso della testa, in corrispondenza

dell'asse del cilindro. Un'analisi dell'influenza di questo parametro ha messo in evidenza che l'altezza ottimale per il posizionamento dei fori di iniezione corrisponde a circa 2/3 PT, misurata a partire dal cielo del pistone; iniettando il combustibile ad un valore superiore si verifica un contatto precoce del getto con la testa che impedisce allo spray di raggiungere il punto B di fig. 4-16. Viceversa, posizionando i fori ad un'altezza minore di 2/3 PT si verifica una collisione tra getto e cielo del pistone che penalizza fortemente la penetrazione dello spray verso le zone di squish. L'inclinazione dei fori stabilita ($\delta = 95^\circ$) consente un migliore miscelamento tra il combustibile iniettato e la significativa concentrazione di ossigeno presente nella zona periferica della camera (squish).

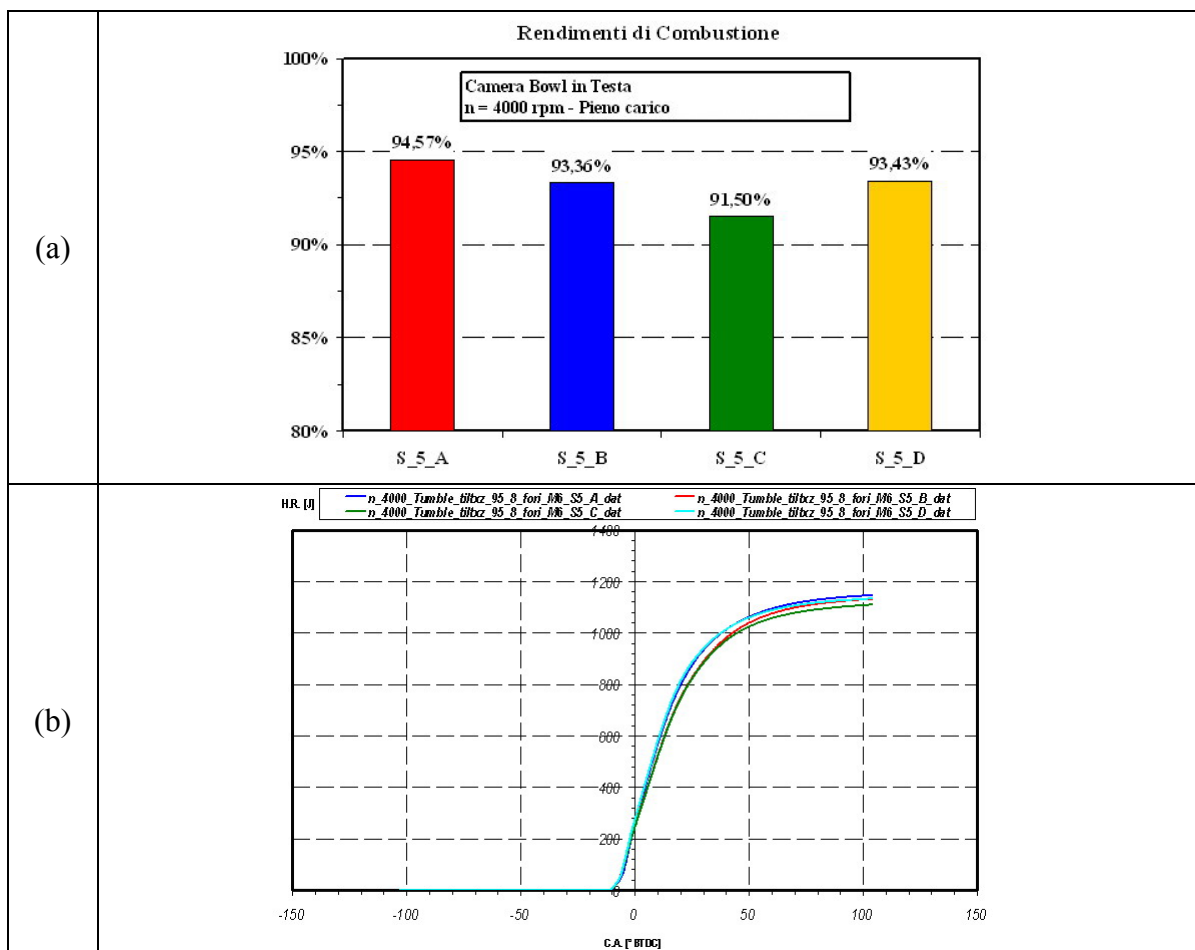


Figura 4-20 Risultati ottenuti dal confronto fra le camere S_5_A, S_5_B, S_5_C, S_5_D in termini di:
(a) Rendimenti di combustione, (b) Rilascio calore integrale

L'elevato rapporto di compressione delle tre varianti analizzate causa pressioni e temperature più alte, che fanno iniziare prima la combustione, mentre la maggiore densità dell'aria compressa in camera fa diminuire la sua penetrazione ed aumenta la sua

atomizzazione su un raggio più contenuto. Il getto, non riesce a raggiungere le zone periferiche più lontane, lasciando zone molto ricche di ossigeno sulla periferia e mettendo a disposizione del combustibile solo l'ossigeno presente intorno all'iniettore; la combustione avviene, di conseguenza, in carenza di ossigeno.

I risultati ottenuti dimostrano, quindi, che ridurre l'angolo γ del cono comporta un peggioramento in termini di penetrazione del getto, e quindi di miscelamento aria/combustibile, conducendo ad un peggioramento del rendimento di combustione (fig. 4-20 (a)) causato da un peggiore andamento del rilascio calore integrale (fig. 4-20 (b)).

Successivamente sono state individuate delle nuove configurazioni che, sulla base delle informazioni ottenute dalle precedenti, potessero portare ad un miglioramento rispetto alla camera di partenza S₅ (= S_{5_A}). Le camere oggetto di studio sono state denominate rispettivamente come la S_{5_E}, S_{5_F} ed S_{5_G}. I risultati ottenuti sono stati, poi, confrontati con quelli relativi alla S_{5_A}. I parametri caratteristici di queste camere sono riportati nella tabella di fig. 4-5. Anche questa volta sono state evidenziate in colore blu le caratteristiche delle diverse camere che si discostano dalla S_{5_A} (=S₅), camera assunta come riferimento per il confronto.

	<i>S_{5_A}</i>	<i>S_{5_E}</i>	<i>S_{5_F}</i>	<i>S_{5_G}</i>
<i>Alésaggio [mm]</i>	70	70	70	70
<i>Corsa [mm]</i>	91	91	91	91
<i>Rapporto di compressione [-]</i>	19.5	19.5	19.5	19.5
<i>Lunghezza di squish [mm]</i>	5	6.2	5.5	6.2
<i>PT=Distanza PMS-centro testa [mm]</i>	2	4	3	2.5

Tabella 4-5 Parametri geometrici delle camere oggetto di studio: S_{5_A}, S_{5_E}, S_{5_F} ed S_{5_G}

Anche per queste simulazioni l'angolo δ di iniezione del combustibile (fig. 4-16) è rimasto invariato, al valore di 95°, per tutte le camere.

Il valore di PT è mutato per tutte le camere considerate e, di conseguenza, è mutato l'affondamento dell'iniettore sulla base del valore ottimale 2/3 PT.

Si è mantenuto per tutte le camere lo stesso rapporto di compressione della S_{5_A}, che ha comportato modifiche di alcuni parametri della bowl ma non del suo volume totale. Si è deciso di mantenere lo stesso rapporto di compressione per tutte le camere analizzate perché, nelle S_{5_B}, S_{5_C} ed S_{5_D}, si sono riscontrati valori inferiori del rendimento di combustione nonostante un valore maggiore di tale parametro.

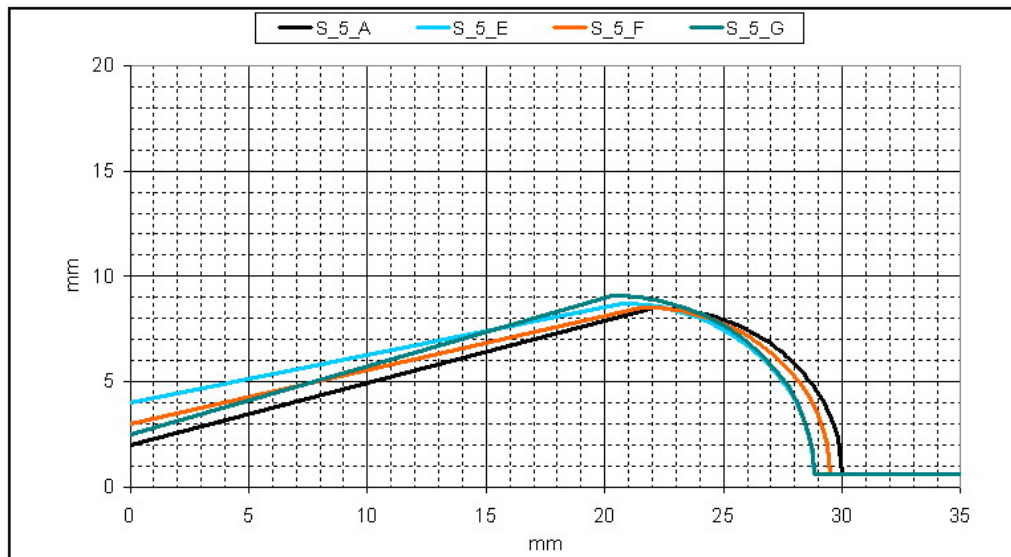


Figura 4-21 Geometrie delle camere S_5_E, S_5_F ed S_5_G confrontate con la camera di riferimento S_5_A

Nel dettaglio (fig. 4-21), la configurazione S_5_E presenta un tetto sollevato, in corrispondenza del suo asse, rispetto a quello della S_5_A, mentre, al fine di rispettare il vincolo sul volume totale, è aumentata la lunghezza di squish. Questa geometria è stata disegnata con l'obiettivo sia di ridurre il soffocamento del getto nella zona centrale, che di aumentare la turbolenza in camera nella fase di completamento della combustione.

Le geometrie S_5_F ed S_5_G sono state disegnate come configurazioni intermedie tra la S_5_A ed S_5_E in termini di parametro PT, con l'obiettivo di ottenere un buon compromesso tra angolo γ del cono e lunghezza di squish ottimale.

L'analisi dei risultati, relativi a tutte le simulazioni effettuate, non hanno evidenziato sensibili aumenti del rendimento di combustione rispetto alla camera S_5_A.

L'analisi dei valori di rendimento di combustione (fig. 4-22 (a)) mette in evidenza un miglioramento dei valori rispetto a quelli ottenuti con le configurazioni analizzate in precedenza (S_5_B, S_5_C, S_5_D) ma, comunque, sempre al di sotto del valore massimo ottenuto con la camera S_5_A. Si osserva come il valore della S_5_G sia molto prossimo al valore di confronto.

Il grafico del rilascio calore integrale di fig. 4-22 (b) manifesta, a fine fase utile, una più alta quantità di calore rilasciato nella configurazione S_5_A. Dall'esperienza maturata si evince come, a causa di questo fenomeno, la camera S_5_A abbia un più alto

rendimento di combustione generato da una più alta quantità di calore effettivamente sviluppato.

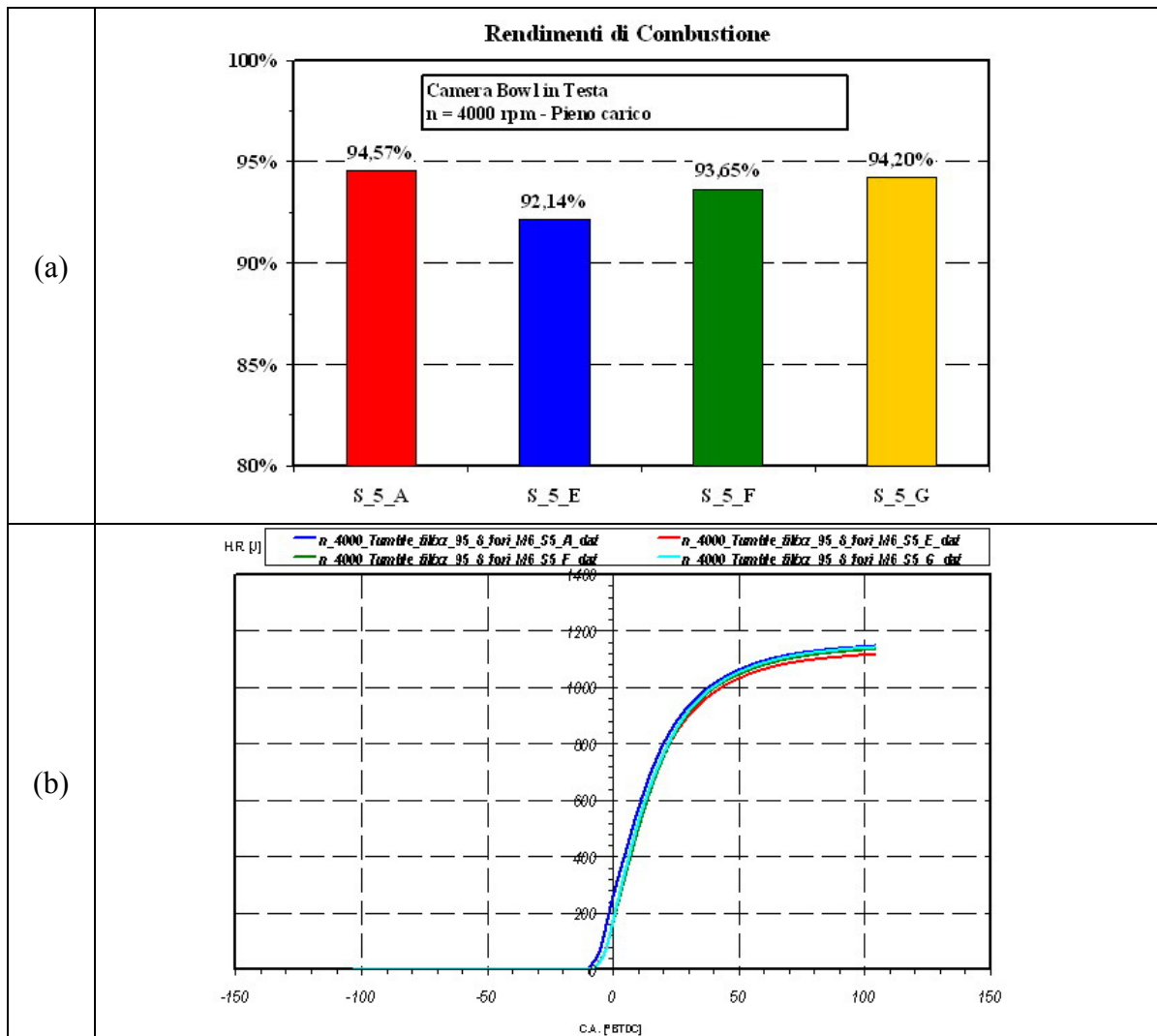


Figura 4-22 Risultati ottenuti dal confronto fra le camere S_5_A, S_5_E, S_5_F, S_5_G in termini di:
(a) Rendimenti di combustione, (b) Rilascio calore integrale

La configurazione S_5_G è quella che, più di tutte, presenta un valore di rendimento di combustione prossimo, anche se sempre inferiore, a quello della camera di riferimento; la sua geometria è molto simile a quella della S_5_A a conferma di come quest'ultima rappresenti la soluzione ottimale in rapporto a questa tipologia di sistema di combustione.

Successivamente, in merito alla configurazione S_5_G, si è ottenuto un valore di rendimento di combustione superiore a quello di riferimento attraverso una variazione dell'istante angolare di avvio dell'iniezione che è passato da 22.5° BTDC a 24.5° BTDC (BTDC = Before Top Dead Center).

Considerando quest'ultima configurazione (S_5_G), i cui parametri ottimali sono riportati in tabella 4-6, se ne propone un confronto più dettagliato con la configurazione di riferimento nelle figg. 4-23, 4-24, 4-25, 4-26.

	S_5_A	S_5_G
Lunghezza di squish [mm]	5	6.2
PT=Distanza PMS-centro testa [mm]	2	2.5
SOI [° BTDC]	22.5	24.5

Tabella 4-6 Parametri geometrici definitivi delle camere: S_5_A, S_5_G, comprensivi dell'istante angolare di avvio dell'iniezione (SOI) ottimale per ciascuna delle due configurazioni

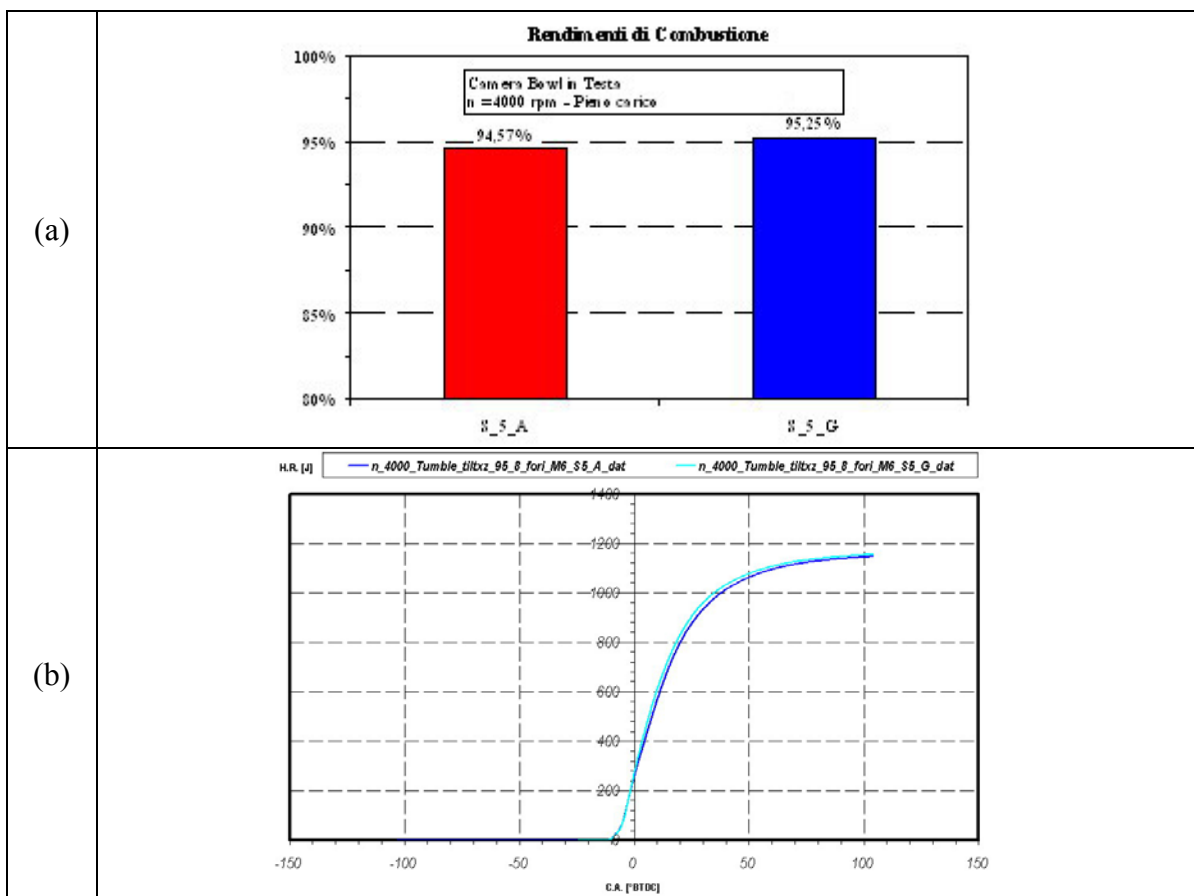


Figura 4-23 Risultati ottenuti dal confronto fra le camere S_5_A ed S_5_G, ottimizzata, in termini di: (a) Rendimenti di combustione, (b) Rilascio calore integrale

Il valore di rendimento in fig. 4-23 (a), mette in evidenza come la camera S_5_G, grazie all'ottimizzazione rispetto all'angolo di iniezione, abbia recuperato, rispetto alla S_5_A, quasi un punto percentuale in termini di rendimento di combustione. La fig. 4-24

illustra come lo scostamento delle pressioni tra le due camere implichi maggiori sollecitazioni ma anche una maggiore pressione media indicata.

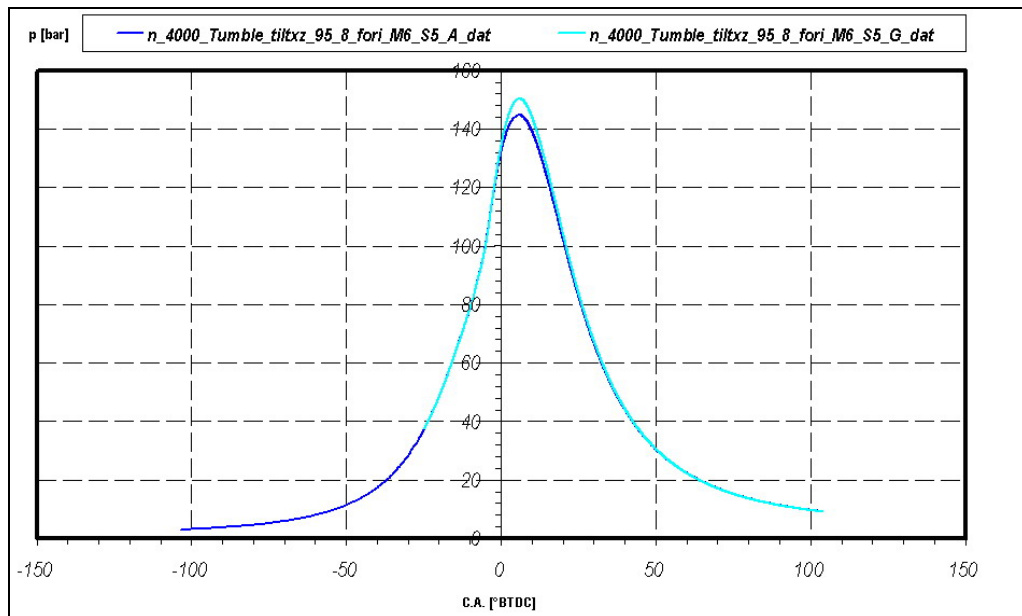


Figura 4-24 Andamento della pressione media per le camere S_5_A (= S_5) ed S_5_G ottimizzata

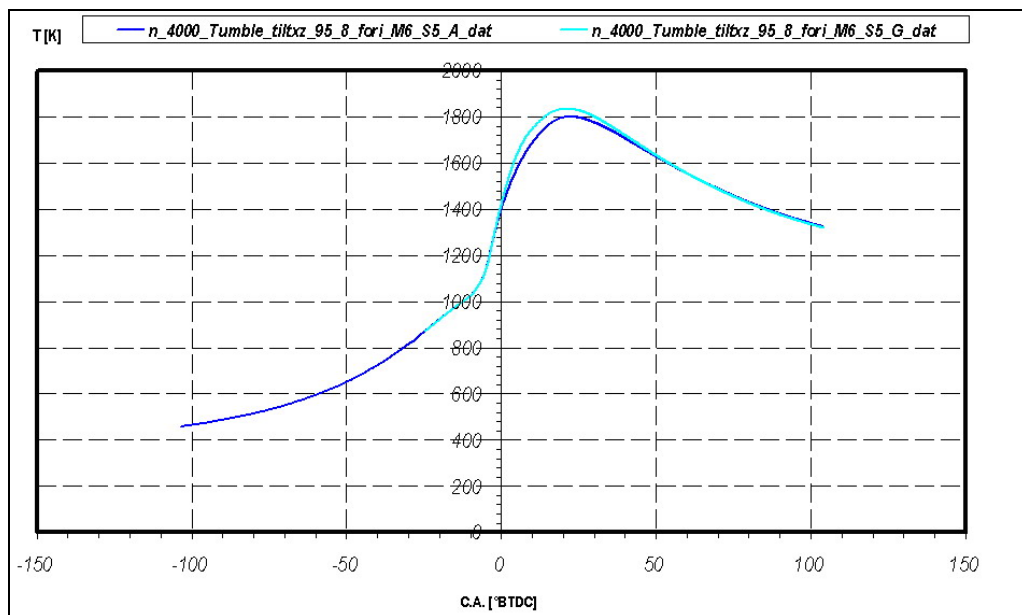


Figura 4-25 Andamento della temperatura media per le camere S_5_A (= S_5) ed S_5_G ottimizzata

L'andamento di temperatura di fig. 4-25 mette in evidenza come, nella camera S_5_G ottimizzata, il combustibile bruci meglio nella parte centrale dell'iniezione (fase di

combustione controllata) che comporta, di conseguenza, un aumento delle temperature rispetto alla camera S_5_A.

La fig. 4-23 (b) mette in luce un maggior calore effettivamente rilasciato durante la combustione da parte della camera S_5_G, a conferma del fatto che, a parità di combustibile iniettato, questa presenti un maggior valore di rendimento di combustione.

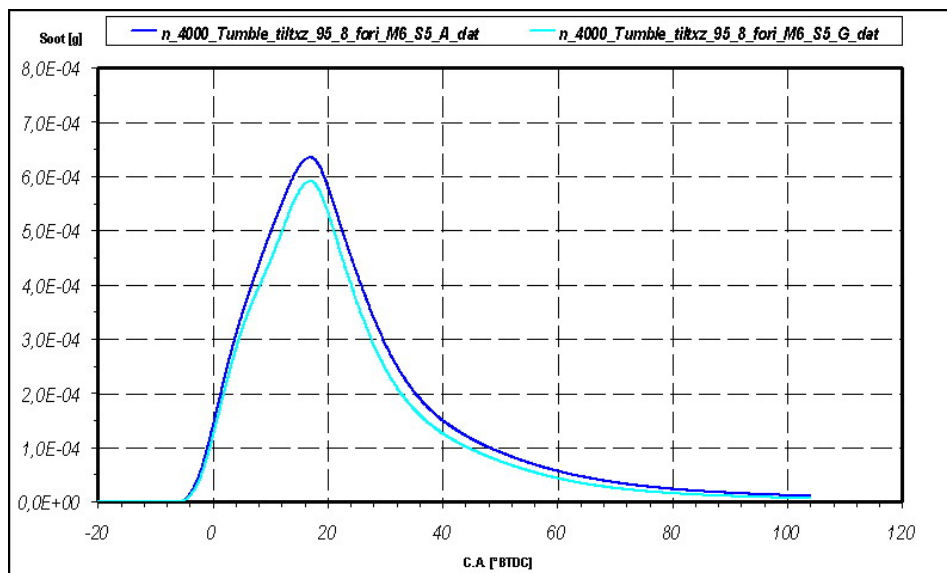


Figura 4-26 Andamento della massa di particolato presente in camera durante il processi di combustione per le camere S_5_A (= S_5) ed S_5_G ottimizzata

Anche l'andamento del particolato (fig. 4-26) mostra come, adottando la camera S_5_G, si possa ottenere un buon livello di efficienza della camera in termini di formazione ed ossidazione di questo elemento inquinante, in quanto il combustibile iniettato ha la possibilità di incontrare ossigeno a sufficienza per una combustione pressoché completa e regolare.

I fotogrammi di figg. 4-27, 4-28, confermano come la camera S_5_G presenti una migliore penetrazione del getto dovuta ad un angolo γ più ampio e ad un tetto maggiormente sollevato. Il getto liquido dispone di una maggiore quantità di ossigeno fin dall'avvio della combustione e giunge velocemente nella zona di squish, più vicina rispetto alla S_5_A, dove è presente la gran parte di ossigeno accumulato durante il processo di lavaggio.

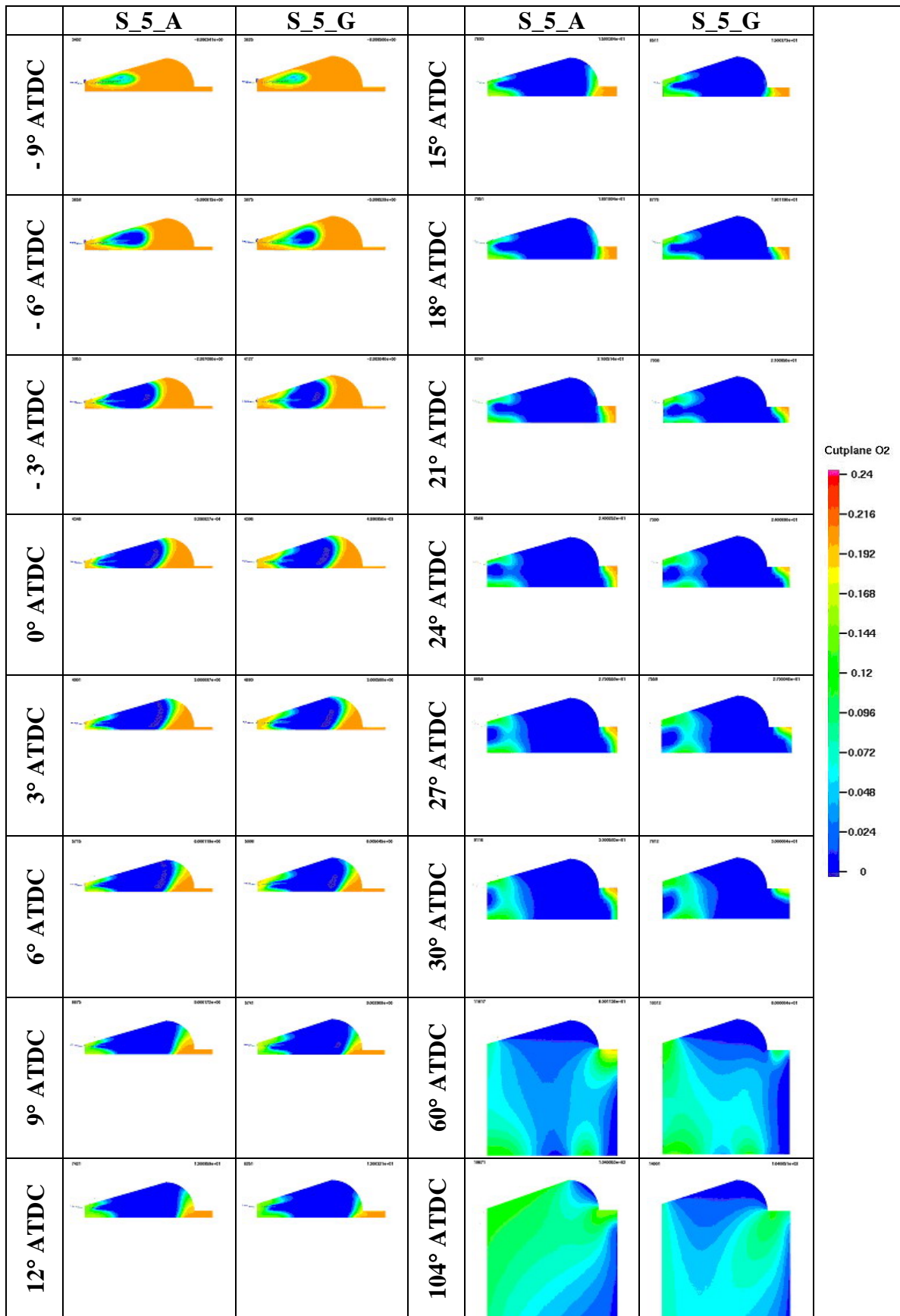


Figura 4-27 Concentrazione di O₂ su di un piano passante per l'asse del getto

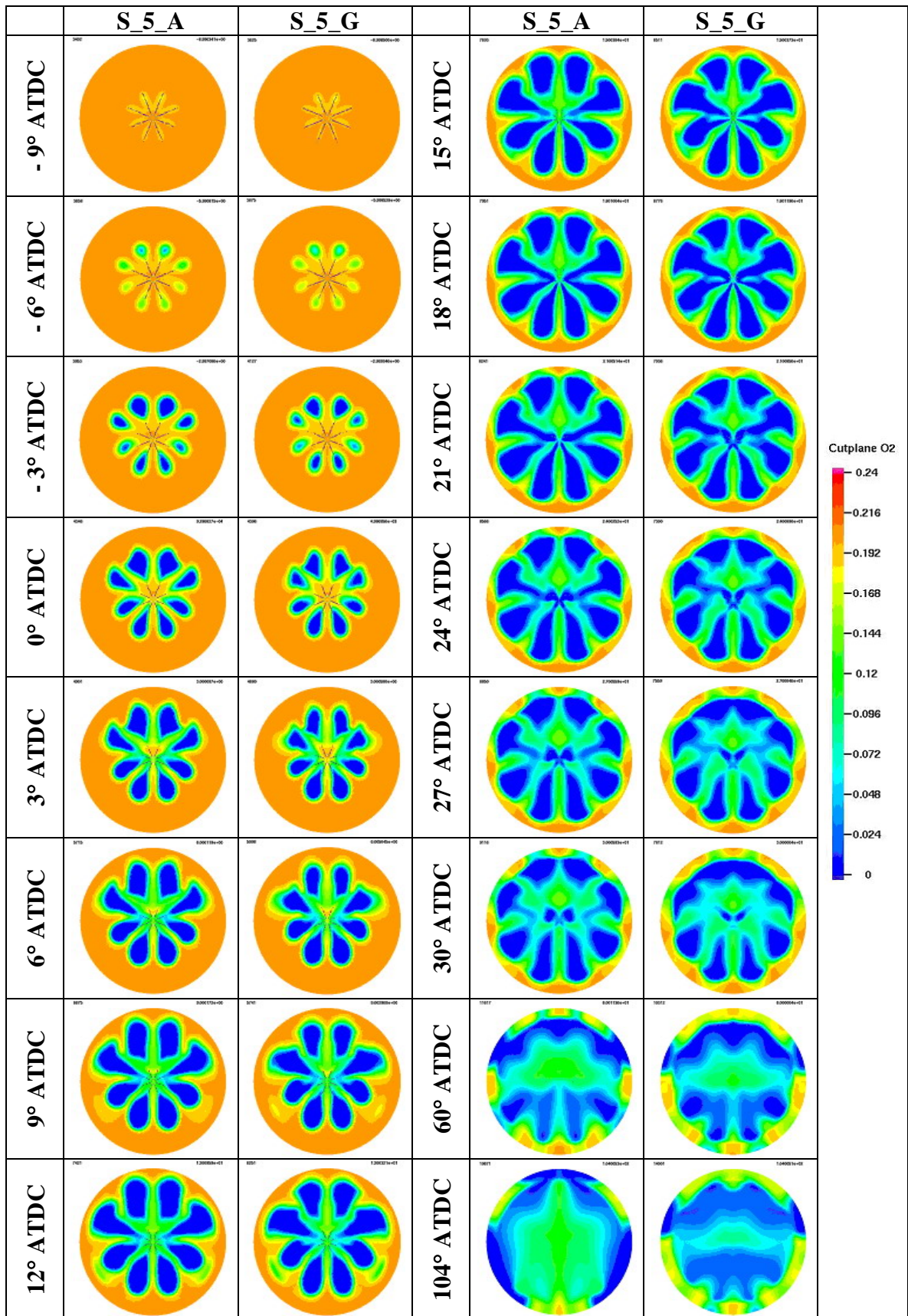


Figura 4-28 Concentrazione di O₂ su di un piano ortogonale all'asse del cilindro

La configurazione S_5_G diventa quindi la configurazione ottimale per eventuali ed ulteriori sviluppi del sistema di combustione.

4.3 ANALISI DEL PROCESSO DI LAVAGGIO

Una volta individuata la configurazione definitiva del sistema di combustione per mezzo di simulazioni a costo computazionale relativamente contenuto, si è passati alla messa a punto di una procedura di analisi dell'intero ciclo. La possibilità di effettuare un'analisi dell'intero ciclo implica la possibilità di effettuare un'analisi di ciclo a regime, e cioè un ciclo tale per cui non si riscontrino più differenze sostanziali tra un ciclo ed il precedente.

Questa procedura si basa sulla simulazione del processo di lavaggio e del successivo processo di combustione al quale vengono imposte le condizioni iniziali ottenute a fine simulazione del primo processo, in termini di composizione chimica dei gas, pressione, temperatura, densità, energia cinetica turbolenta e dissipazione di energia cinetica turbolenta (modello di turbolenza $k-\varepsilon$).

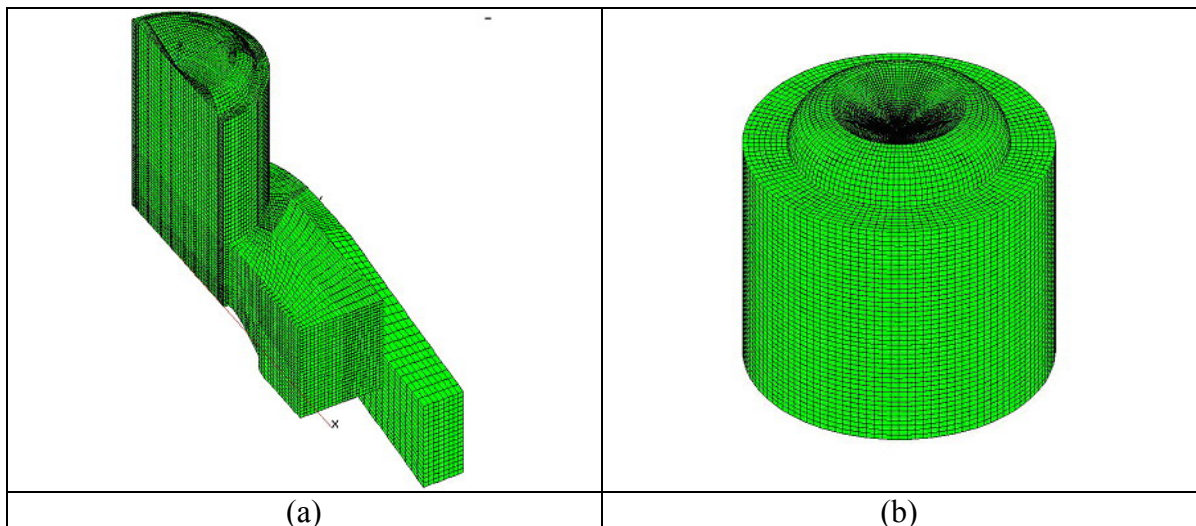


Figura 4-29 (a) Griglia di calcolo per analisi del processo di lavaggio (cartesiana), (b) Griglia di calcolo per analisi del processo di combustione (polare)

Entrambi i processi vengono analizzati per mezzo del codice KIVA3V, rel. 2, ma su griglie di calcolo differenti per i due processi. In particolare, il processo di lavaggio è stato analizzato per mezzo di una griglia cartesiana caratterizzata da un numero totale di celle pari a 110000, comprendente i condotti di scarico e travaso (fig. 4-29 (a)), mentre il processo di combustione è stato analizzato per mezzo di una griglia di calcolo polare ad alta definizione caratterizzata da un numero totale di celle pari a 230000 nonostante l'assenza dei condotti (fig. 4-29 (b)).

La scelta di utilizzare due tipologie di griglie di calcolo differenti è stata dettata da esigenze di accuratezza e da impedimenti strettamente tecnici: il pre-processore utilizzato per generare griglie polari non riesce ad essere efficace nelle zone occupate dai condotti, queste zone, a causa della loro geometria caratteristica, non si prestano ad una discretizzazione polare (fig. 4-30). In secondo luogo la griglia polare si presta meglio a cogliere le variazioni delle grandezze che avvengono all'interno di un volume assialsimmetrico, sia perché il posizionamento delle celle è in accordo con la geometria del problema, sia per il maggior numero di celle che la caratterizza, in particolar modo nella zona critica dell'iniettore.

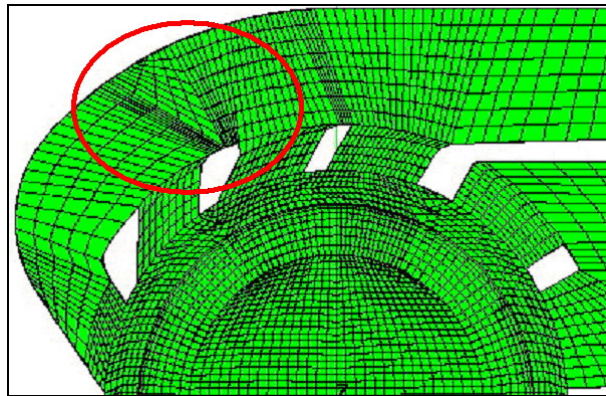


Figura 4-30 Zone critiche di discretizzazione

La metodologia messa a punto prevede il trasferimento delle condizioni che si ottengono al termine di un processo, eseguito con la sua griglia più congeniale, al processo immediatamente successivo in forma di condizioni iniziali non omogenee, non ideali, e con griglia ad esso congeniale. Considerando il ciclo i -esimo ed il suo successivo $i+1$, la metodologia generale di calcolo messa a punto prevede degli step di avanzamento delimitati

da istanti angolari ben definiti (EPO: $+100^\circ$ ATDC, istante angolare sufficientemente successivo ad EPC: -40° ATDC) così come rappresentato nello schema di fig. 4-31:

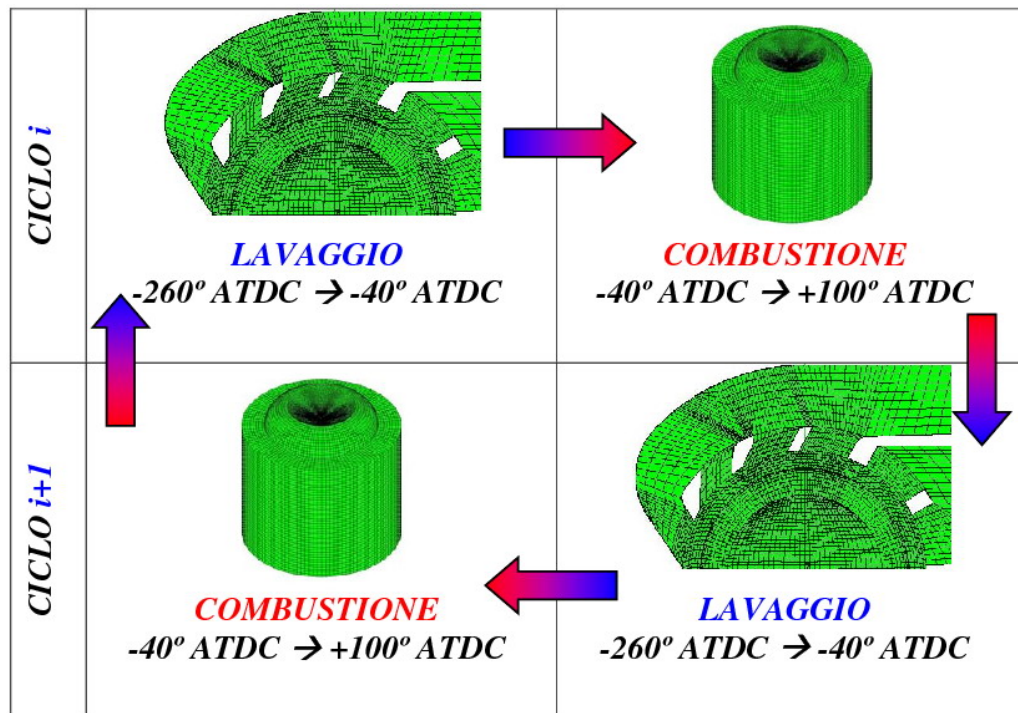


Figura 4-31 Schema semplificato della metodologia di calcolo

Naturalmente il codice KIVA3V non presenta al suo interno strumenti così specifici per il trasferimento di dati da un dominio ad un altro, tuttavia, a tale scopo è stata messa a punto una routine sorgente, integrata poi all'interno del codice KIVA3V, rel. 2, che funge da interfaccia tra i due processi e quindi tra le due griglie di calcolo; questa routine importa i campi velocità, temperatura, densità, energia cinetica turbolenta k , dissipazione di energia cinetica turbolenta ε , e frazioni in massa delle specie chimiche per tutti i punti del dominio, da un calcolo, effettuato per mezzo di una determinata griglia, ad un altro, con griglia differente; questa routine è stata sviluppata sulla base di un algoritmo messo a disposizione da ricercatori che precedentemente hanno collaborato con il gruppo di ricerca presso il quale sono state svolte le attività di Dottorato.

Il presente elaborato non tratterà risultati inerenti il processo di combustione ottenuto con questa metodologia in quanto l'elevata definizione della griglia polare comporta tempi di calcolo estremamente lunghi. Tale metodologia è stata sfruttata, però, per eseguire

un'analisi del processo di lavaggio con griglia completa di condotti di travaso e di scarico (fig. 4-29 (a)) e, soprattutto, sulla base di condizioni iniziali realistiche estratte da un calcolo di combustione su griglia polare.

4.3.1 Implementazione di un Algoritmo di Interfaccia tra Griglie di Calcolo Differenti

Al termine di un generico processo, sia esso di combustione che di lavaggio, ogni cella comprendente il dominio di calcolo è caratterizzata da numerosi valori, ognuno associato ad una grandezza fisica o chimica specifica. Le grandezze che sono state ritenute di principale interesse e di fondamentale importanza ai fini dell'impostazione di condizioni iniziali fisicamente accettabili e consistenti sono:

- Campo di temperatura
- Campo di velocità (in tutte le sue componenti u, v, w)
- Parametri di turbolenza k ed ε
- Densità
- Frazione in massa di tutte le specie chimiche presenti

La pressione, invece, viene calcolata nuovamente sulla base dell'equazione di stato dei gas perfetti:

$$pv = \bar{R}T, \quad \bar{R} = \frac{R_0}{\bar{\mu}_{gas}}, \quad \bar{\mu}_{gas} = \sum_{j=1}^N \mu_j x_j \quad (4.15)$$

dove \bar{R} rappresenta la costante del gas, $\bar{\mu}_{gas}$ il suo peso molecolare medio, x_j la frazione in massa della j -esima specie chimica ed N il numero di specie chimiche. Il peso molecolare medio del gas, $\bar{\mu}_{gas}$, viene calcolato come media pesata sulla massa dei pesi molecolari di tutte le specie chimiche presenti.

L'algoritmo deve essere in grado di affrontare una prima fase di lettura dei dati, relativi alle grandezze appena menzionate, su ogni cella che costituisce la griglia di calcolo che le ha prodotte. Successivamente esso deve stabilire una corrispondenza spaziale tra ogni singola cella della griglia relativa al processo precedente e quelle relative al dominio di calcolo oggetto di inizializzazione. In ultimo, l'algoritmo deve essere in grado di assegnare ad ogni singola cella del nuovo dominio i valori della precedente manipolandoli secondo criteri che legano il contributo di ogni singola cella precedente alla loro massa.

Non riconoscendo un particolare interesse tecnico-scientifico alla fase di lettura dei dati, si espongono di seguito le principali fasi che caratterizzano l’algoritmo messo a punto che, lo ricordiamo, rappresenta lo sviluppo di un algoritmo implementato in una versione precedente del codice.

Dopo una verifica generale dell’effettiva corrispondenza geometrica delle due configurazioni, l’algoritmo affronta, in rigorosa sequenza cronologica, due fasi (la logica dell’algoritmo viene presentata in 2D ma conserva la sua validità anche in 3D):

- 1) *Fase I*: viene eseguito, su ogni singola cella appartenente alla griglia che ha prodotto il calcolo (griglia rossa di fig. 4.32 (a), “griglia di importazione”), un’operazione di intercettazione di tutti i nodi della nuova griglia (griglia blu 4.32 (a), “griglia di esportazione”). Fissata una generica cella $i4(A)$ della griglia di importazione, ne viene definito il centroide ed una circonferenza (sfera in 3D) limite pari alla massima distanza tra questo ed uno dei vertici che costituiscono il quadrilatero (intera cella in 3D) incrementata del 10% (valore arbitrario di sicurezza). Successivamente viene eseguito, quindi un ciclo su tutte le celle della griglia di esportazione memorizzando tutte quelle presenti all’interno della circonferenza (nodi $i4(B)$ ed $i3(B)$ in fig. 4.32 (a)). In ultimo, vengono assegnati alla cella $i4(A)$ sotto processo i valori delle grandezze oggetto del trasferimento; fissata una generica grandezza “G”, il valore di “G” che verrà assegnato alla cella $i4(A)$ sarà il risultato della media pesata sulla massa dei valori di “G” contenuti in tutti i nodi della griglia di esportazione intercettati ($i4(B)$ ed $i3(B)$ di fig. 4.32 (a)). In definitiva:

$$G^{IMP} = \sum_{i=1}^k \frac{G^{EXP}_i \cdot m_i}{m_i} \quad (4.16)$$

dove k rappresenta il numero di nodi intercettati (nel caso in esempio due), G la generica grandezza oggetto di interpolazione, G^{IMP} rappresenta la grandezza “G” da assegnare alla griglia di importazione (griglia rossa), mentre G^{EXP}_i rappresenta la grandezza “G” esportata dal calcolo precedente e contenuta nell’ i -esima cella intercettata; m_i , infine, rappresenta la massa dell’ i -esima cella intercettata.

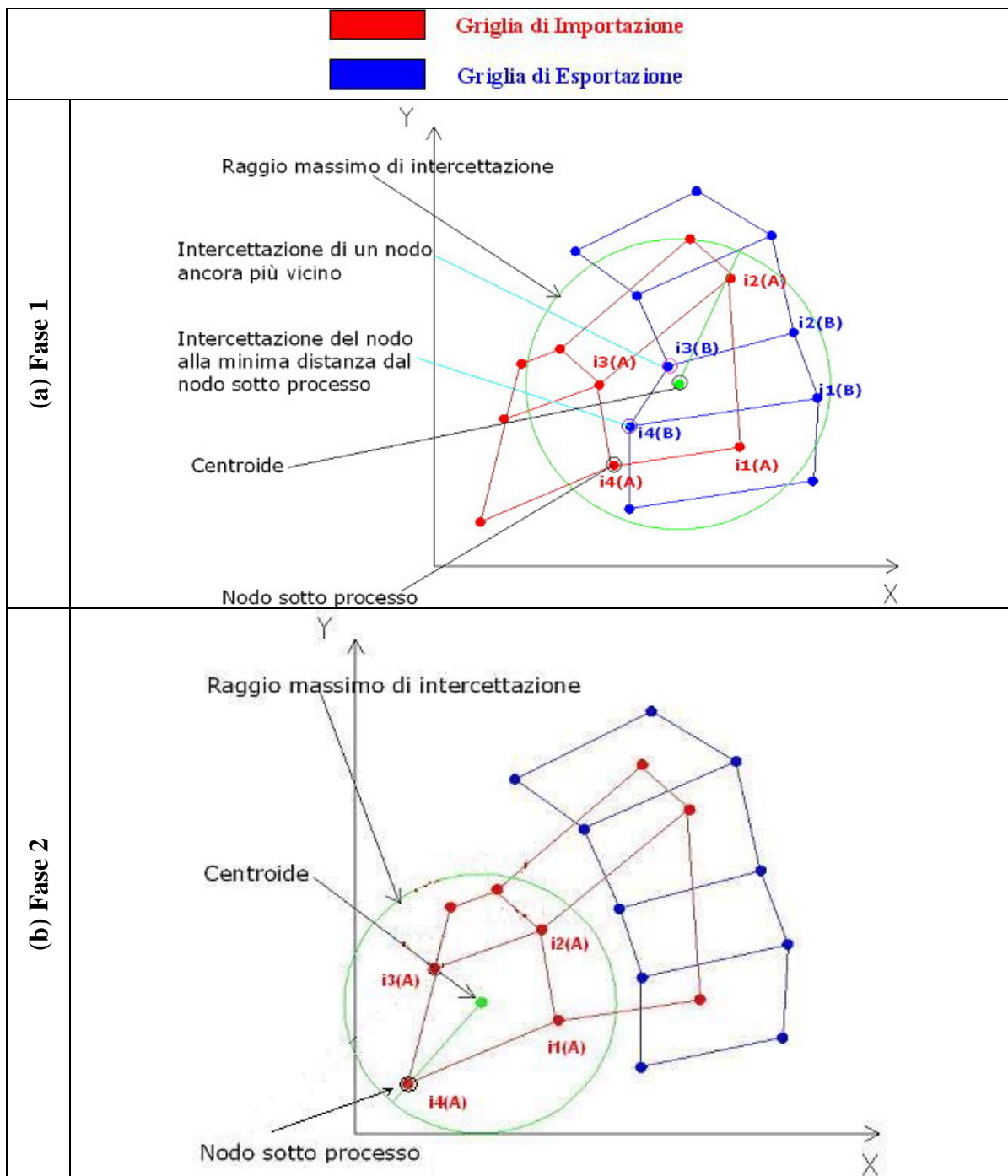


Figura 4-32 Logica di interpolazione, in due fasi, applicata dall' algoritmo di interfaccia tra una griglia di importazione da inizializzare (griglia rossa ed argomento "A"), ed una griglia di esportazione da cui estrarre i dati (griglia blu ed argomento "B")

- 2) Fase 2: al termine della "fase 1" l'algoritmo potrebbe avere inizializzato tutti i nodi della griglia del calcolo successivo (griglia rossa di importazione), quindi potrebbe iniziare il calcolo. Nella realtà potrebbe succedere che un nodo i4(A) della cella

generi, per mezzo del suo centroide, una circonferenza che non intercetta alcun nodo della griglia blu di esportazione (fig. 4.32 (b)). A questa cella $i4(A)$ non viene assegnato alcun valore a nessuna delle grandezze oggetto del trasferimento. In questo caso viene nuovamente eseguito un ciclo di elaborazione su tutte le celle appartenenti alla griglia rossa di importazione e, per ogni cella non ancora inizializzata, l'algoritmo verifica se esistono delle celle adiacenti già inizializzate. Nel caso le trovasse, esso provvede ad assegnare a questa cella $i4(A)$ un valore della generica grandezza "G" pari alla media aritmetica della grandezza associata alle celle adiacenti già inizializzate:

$$G^{IMP} = \sum_{i=1}^k \frac{G^{EXP}_i}{i} \quad (4.17)$$

Nel caso non le trovasse il nodo in oggetto viene by-passato. Questa operazione viene eseguita iterativamente fino all'annullamento di un contatore che tiene traccia del numero di celle prive di inizializzazione. Nel caso le griglie non dovessero corrispondere tra loro, ad esempio a causa di un errore di unità di misura, quest'ultima operazione si ripeterebbe all'infinito senza alcun risultato, per cui l'adozione di un numero massimo di interazioni potrebbe consentire l'interruzione del processo e la segnalazione all'utente di eventuali incongruenze tra le griglie da interfacciare.

L'algoritmo è stato successivamente validato per mezzo di un confronto dei valori delle grandezze in oggetto, tra la fine del calcolo precedente e l'inizio del calcolo successivo. Il confronto è stato eseguito per tutte le grandezze coinvolte nell'operazione. Per brevità si riportano i confronti eseguiti su un piano contenente l'asse del cilindro relativi alla distribuzione di ossigeno (fig. 4.33) ed al campo di energia cinetica turbolenta del modello di turbolenza $k-\varepsilon$ lineare (fig. 4.34)

O_2

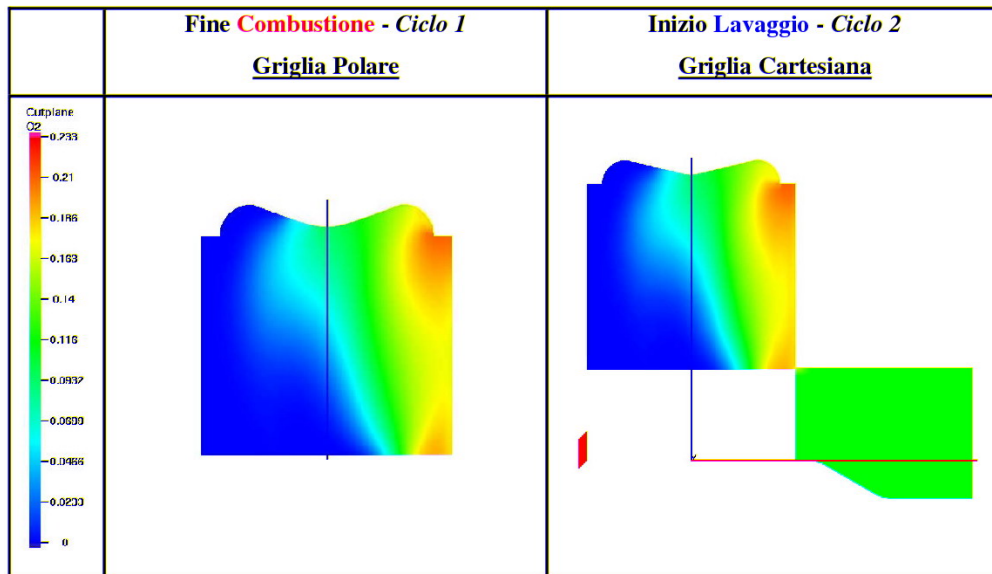


Figura 4-33 Confronto della distribuzione di O_2 ottenuta a fine combustione su griglia polare, ed inizializzata ad inizio lavaggio per mezzo dell'algoritmo di interfaccia

k - (modello k - ϵ)

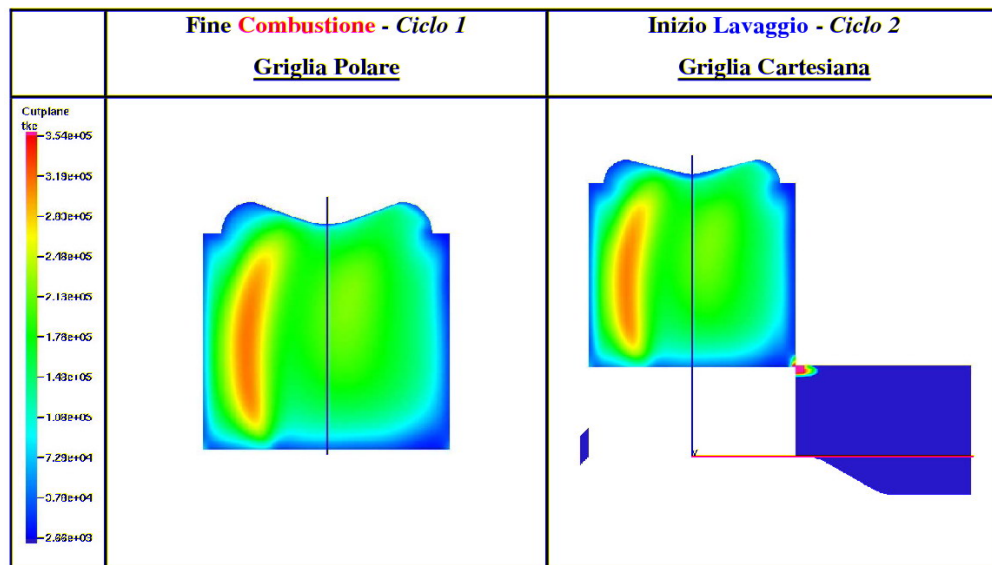


Figura 4-34 Confronto dell'energia cinetica turbolenta " k " (modello k - ϵ lineare) ottenuta a fine combustione su griglia polare, ed inizializzata ad inizio lavaggio per mezzo dell'algoritmo di interfaccia

Con riferimento alla fig. 4.34, i valori fuori scala rilevati all'apertura della luce di scarico sono dovuti al fatto che i fotogrammi sono stati estratti in istanti angolari non proprio coincidenti: il processo di lavaggio rileva, quindi, un aumento dell'energia cinetica turbolenta dovuta alle differenze di pressione a cavallo della ristretta sezione di scarico.

4.3.2 Risultati del Processo di Lavaggio

La stesura e la messa a punto dell'algoritmo di interfaccia tra griglie, e quindi calcoli e processi differenti, si è resa utile ai fini dell'analisi del lavaggio; quest'ultimo è stato eseguito in condizioni operative critiche di 4000 rpm con condizioni iniziali imposte, principalmente, sulla base dei risultati ottenuti dal ciclo di combustione.

Tuttavia, mentre la definizione delle condizioni iniziali all'interno del cilindro riprende i risultati del calcolo di combustione, le condizioni iniziali di pressione e temperatura dei condotti vengono imposte, così come riportato in tabella 4-7, sulla base di conoscenze empiriche, di stime eseguite sulla base dell'esperienza o di calcoli preliminari eseguiti con codici di calcolo a parametri concentrati.

	<i>Travaso</i>	<i>Aspirazione</i>
<i>Temperatura [K]</i>	320	770
<i>Pressione [bar]</i>	3	2.6

Tabella 4-7 Condizioni iniziali imposte nei condotti

Ciò è dovuto all'assenza, nella griglia polare utilizzata per il calcolo di combustione (fig. 4-29 (b)), di una discretizzazione dei condotti. In merito alla composizione chimica inizializzata in tutte le zone presenti nel dominio di lavaggio, esse vengono imposte come aria pura nel condotto di travaso e composizione di gas combustibili, calcolata al ciclo precedente, nei condotti di scarico; all'interno del cilindro vengono imposte le condizioni iniziali ottenute dal processo di combustione precedente sia in termini di grandezze termodinamiche che di composizione chimica. La stessa procedura sarà applicata al processo di combustione, il quale avrà come condizioni iniziali all'interno del cilindro, quelle estratte dal processo di lavaggio che lo ha preceduto; in questo elaborato, lo ricordiamo, non verranno trattati calcoli di combustione eseguiti secondo la procedura esposta al paragrafo 4.3 e schematizzata in fig. 4-31.

Il processo di lavaggio è stato eseguito per mezzo dello strumento utilizzato per il processo di combustione, KIVA3V, rel. 2, che è in grado, inoltre, di trattare più di 70 specie chimiche. Il calcolo viene eseguito tra -260° ATDC e -40° ATDC (After Top Dead Center). All'avvio della simulazione avviene l'inizializzazione e, in seguito, viene

eseguito il calcolo. I risultati ottenuti sono riportati in fig. 4-36 e visualizzati secondo i criteri definiti in fig. 4-35. Il risultato è stato analizzato sulla base della distribuzione spaziale di O_2 e del suo sviluppo durante l'intero processo. Le modalità con cui la concentrazione di ossigeno varia all'interno del cilindro e dei condotti permette di ottenere informazioni preziose in merito all'efficacia del processo di lavaggio.

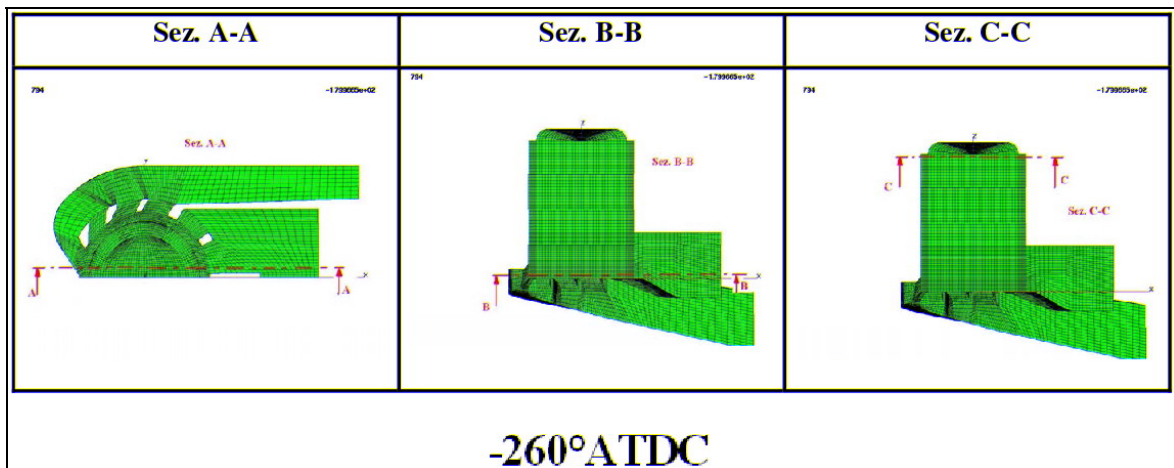
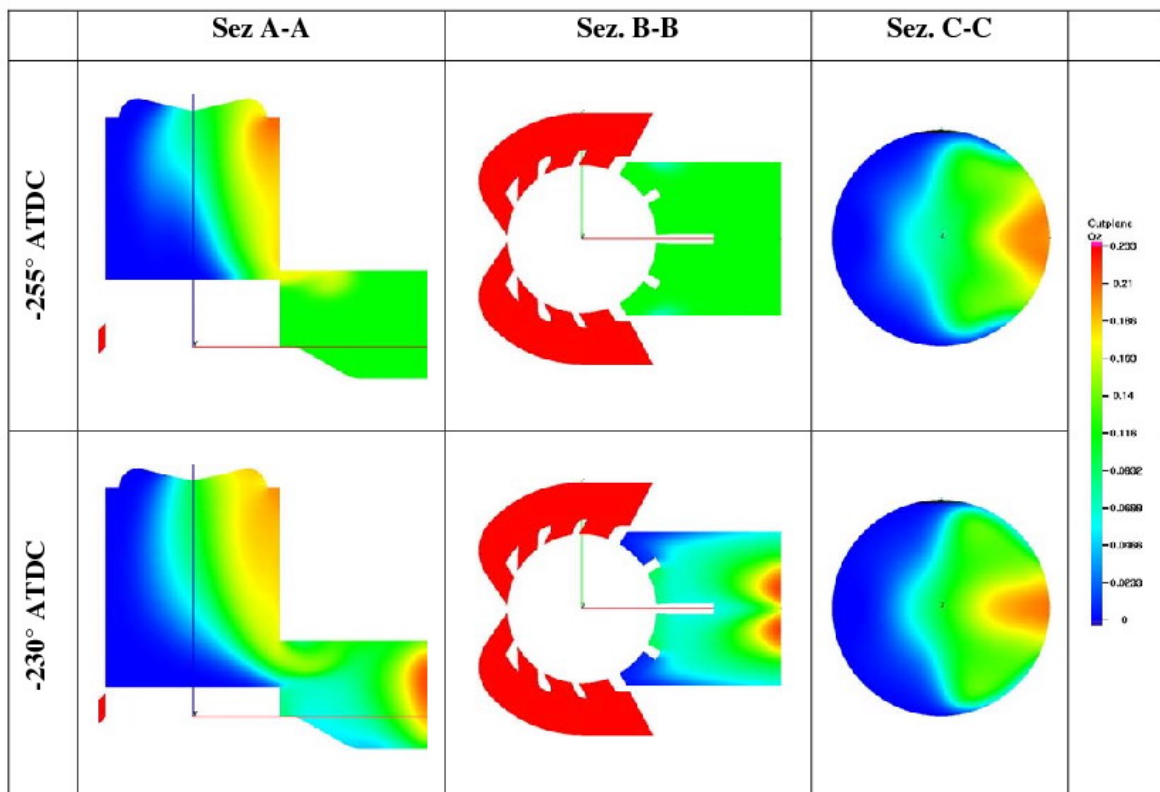
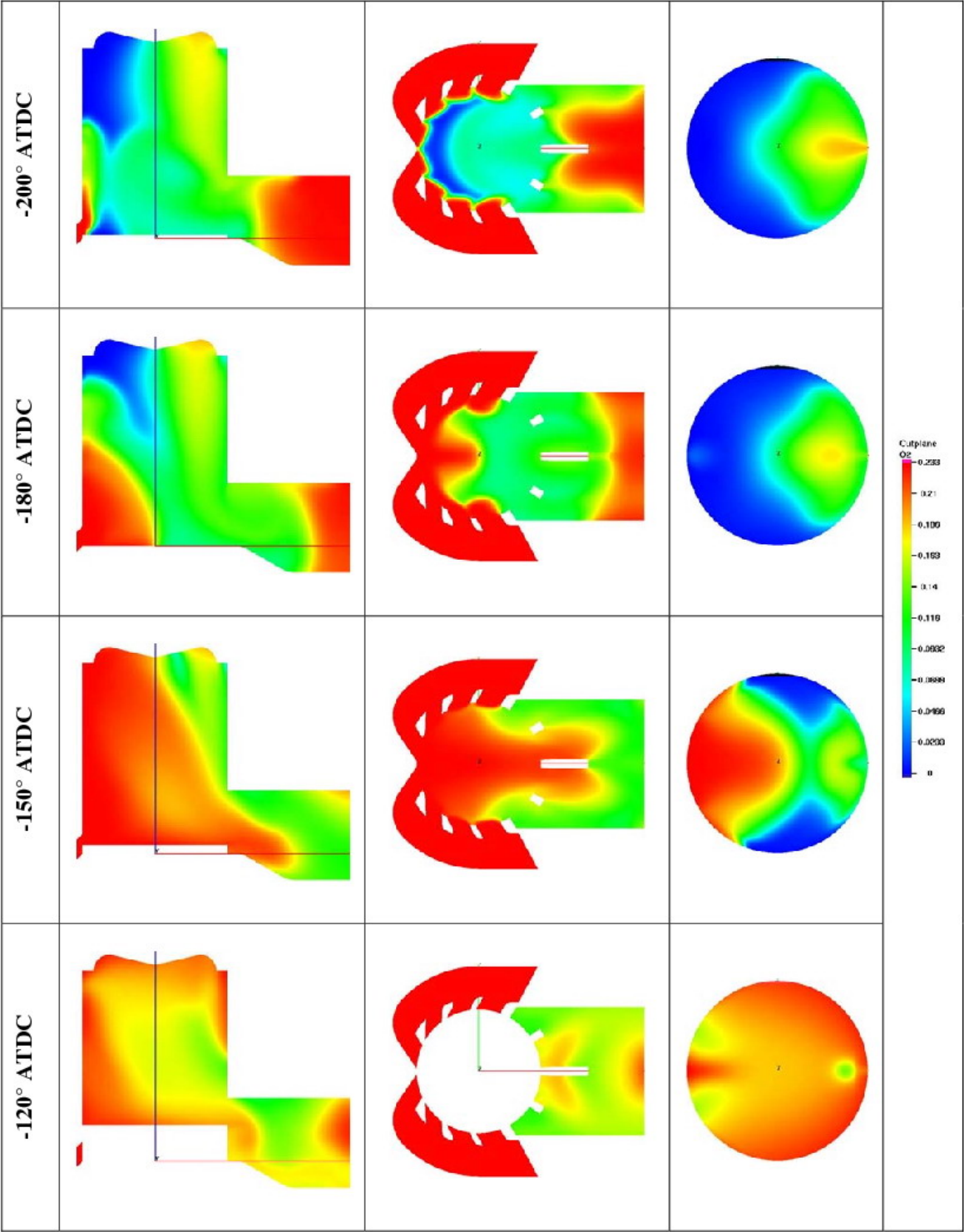


Figura 4-35 Sezioni di visualizzazione del processo di lavaggio





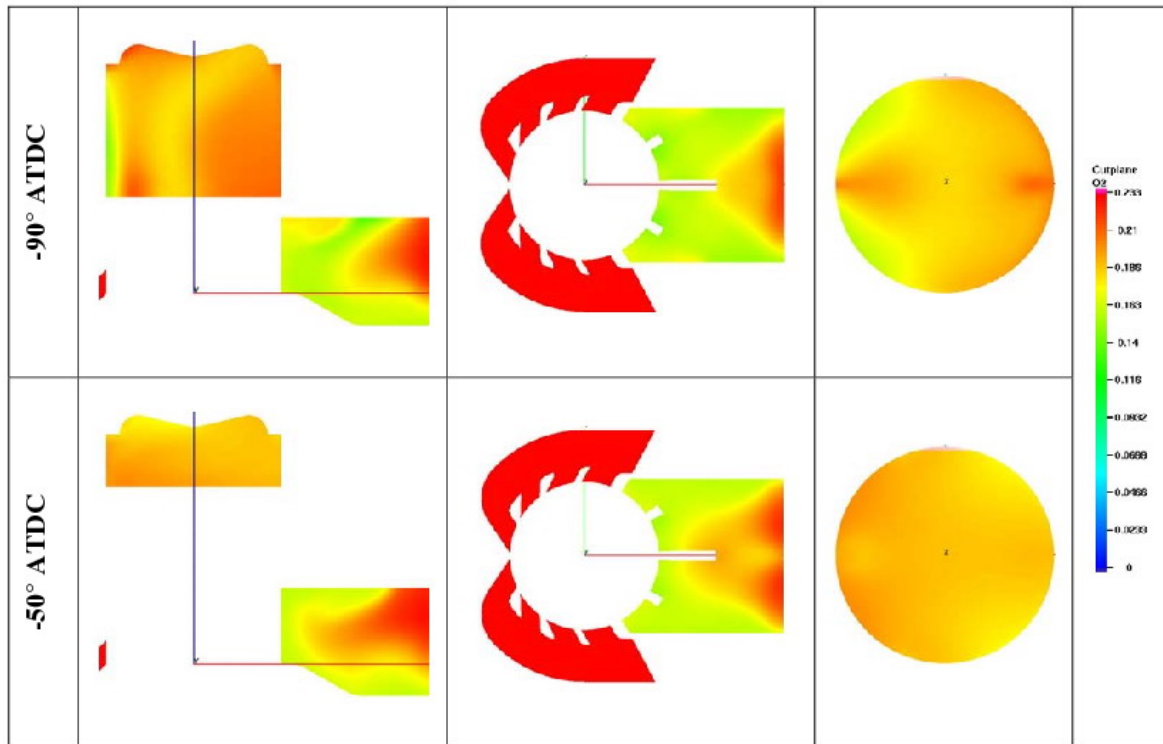


Figura 4-36 Evoluzione della Concentrazione di O_2 durante un processo di lavaggio

Il processo simulato mette in evidenza una buona qualità di ricambio d'aria all'interno del cilindro, il valore medio di presenza di O_2 è del 18% circa e tiene già conto della composizione puntuale presente in camera alla fine del processo di combustione precedente. Si osserva, per contro, un fenomeno di parziale corto circuito che ha inizio 45° prima che il pistone raggiunga il punto morto inferiore ed è caratterizzato, nel caso specifico, da una durata angolare di circa 15° ; questo fenomeno, seppur limitato nel tempo, penalizza il coefficiente di intrappolamento del motore definito come in 2.1.1 ($\lambda_{tr} = \frac{m_a}{m_l}$ dove m_a è la massa d'aria che rimane intrappolata nel cilindro ed m_l è la massa d'aria introdotta attraverso le luci di travaso).

Considerando l'analisi di questo lavaggio come preliminare ad analisi più dettagliate ed esaustive, sarebbe possibile valutare la concentrazione di gas residui del ciclo di combustione precedente e valutarne l'evoluzione in termini di diluizione della carica, questo aspetto è oggi essenziale allo scopo di contenere le temperature massime di ciclo per limitare le concentrazioni di NO_x . Una buona gestione dei gas residui da parte del

sistema di lavaggio favorirebbe il rispetto delle normative vigenti in termini di emissioni inquinanti nonostante l'assenza di sistemi di ricircolo esterno di parte dei gas combusti.

La possibilità di disporre di un codice calcolo a sorgenti accessibili consente, come ha consentito in diverse fasi presentate in questo elaborato, di manipolarlo e modificarlo al fine di ottenere informazioni mirate in merito al processo che si intende analizzare, nel caso specifico la stesura di un'opportuna subroutine consentirebbe un calcolo accurato dei coefficienti di lavaggio esposti al paragrafo 2.1.1.

5 MODELLO DELL'INIETTORE ELETTRO- IDRAULICO

La crescente richiesta di ridurre fortemente le emissioni inquinanti dei motori Diesel ad iniezione diretta richiede un controllo molto accurato di molteplici parametri quali il tempo di iniezione, la portata e la quantità iniettate.

Dalla metà degli anni '90, il sistema di iniezione common rail (CRS) si è imposto quale sistema più utilizzato nel settore automotive, in quanto permette di ottenere delle elevate pressioni di iniezione su tutto il campo di funzionamento del motore. Una maggior pressione di iniezione contribuisce a garantire una maggior potenza e una riduzione del consumo specifico e delle emissioni di particolato allo scarico. Questo sistema di iniezione consente una polverizzazione efficace del getto liquido in uscita dai fori dell'iniettore. Un getto finemente polverizzato in seno all'aria calda presente nel cilindro consente una rapida vaporizzazione dello stesso e quindi un intimo miscelamento combustibile/comburente che porta ad una considerevole riduzione del ritardo di accensione (v. par. 2.2 con particolare riferimento a 2.2.3). Ridurre al minimo il ritardo di accensione comporta una riduzione del tempo necessario al completamento di una fase di combustione, un conseguente aumento del regime di rotazione e, quindi, della potenza del motore a parità di cilindrata. Un'altra prospettiva permette di affermare che, essendo la potenza il prodotto tra coppia (direttamente proporzionale alla cilindrata) e regime di rotazione, è possibile ottenere la stessa potenza di un "vecchio" motore Diesel per automobile, dotato di un sistema di iniezione tradizionale, per mezzo di una cilindrata più contenuta ed un regime di rotazione più elevato. In definitiva è possibile affermare che ciò che un tempo veniva ottenuto per mezzo di elevate cilindrata, oggi può essere ottenuto con cilindrata più piccole.

Tutti i sistemi CRS sono dotati di un controllo elettronico che li rende flessibili ed efficaci anche in termini di portata istantanea di combustibile può essere opportunamente controllata e definita per mezzo della mappatura della centralina. Essa lavora sulla base delle condizioni operative in cui si trova a lavorare la macchina e consente di realizzare iniezioni multiple utili, se non indispensabili, al contenimento delle emissioni inquinanti (strategia di iniezione).

L'obiettivo che si intende raggiungere in questo capitolo è quello di mettere a punto, in ambiente AMESIM, un modello di elettroiniettore per mezzo del quale definire una legge tempo-forza di attuazione del solenoide che definisca le corrette leggi di iniezione per il motore HSD₂. Per raggiungere tale obiettivo è indispensabile validare il modello per mezzo di un confronto numerico/sperimentale, questo è stato eseguito per mezzo dell'elettro-iniettore impiegato nel motore FIAT 1300 MultiJet del quale sono note le principali caratteristiche sperimentali. L'attività è stata avviata a fine periodo di Dottorato, per cui non è stato possibile definire il modello dell'iniettore a otto fori del motore HSD₂ e le sue leggi di iniezione, ma è stato possibile definire il modello dell'iniettore a solenoide a sei fori adottato nel motore FIAT, e caratterizzarlo sulla base dei dati sperimentali relativi alle condizioni operative di pieno carico, su tutti i regimi di principale interesse (1500 rpm, 2000 rpm, 3000 rpm, 4000 rpm).

Questo capitolo è focalizzato sull'iniettore a solenoide, esso è solo un componente di tutto il sistema di iniezione ed i suoi principali aspetti saranno trattati nei paragrafi successivi, mentre per una sua trattazione completa e dettagliata dell'intero sistema di iniezione Common Rail si rimanda alla letteratura specializzata [4],[31].

5.1 RICHIAMI SUL PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO

L'avvio della fase di iniezione e la quantità di combustibile iniettata ad ogni ciclo motore vengono controllate mediante l'utilizzo di iniettori a comando elettro-idraulico, questa particolare tipologia di iniettore può essere montata direttamente sulla testa del cilindro del motore e può essere installata anche su motori Diesel ad iniezione diretta di tipo tradizionale.

5.1.1 Descrizione del Sistema

Una rappresentazione schematica dell'iniettore a solenoide, sia in posizione di chiusura (fig. 5-1 (a)) che di apertura (fig. 5-1 (b)), e dei suoi principali componenti è riportata in fig. 5-1, dove sono visibili:

1. Ritorno di combustibile al serbatoio

2. Connessione elettrica per la trasmissione del segnale dalla centralina al solenoide 3
3. Solenoide
4. Elemento di alimentazione del combustibile dal rail all'iniettore
5. Otturatore a sfera dello stadio pilota
6. Orificio calibrato di trafilamento tra stadio pilota e stadio principale
7. Orificio calibrato di trafilamento tra il condotto di alta pressione 10 (pressione del rail) e la camera di controllo 8
8. Camera di controllo
9. Pistoncino collegato allo spillo, la sua area di azione e la sua massa diventano parametri fondamentali per la movimentazione corretta dello spillo
10. Condotto di alta pressione per l'alimentazione di combustibile alla tazza dell'iniettore dove è presente lo spillo 11
11. Spillo dell'iniettore

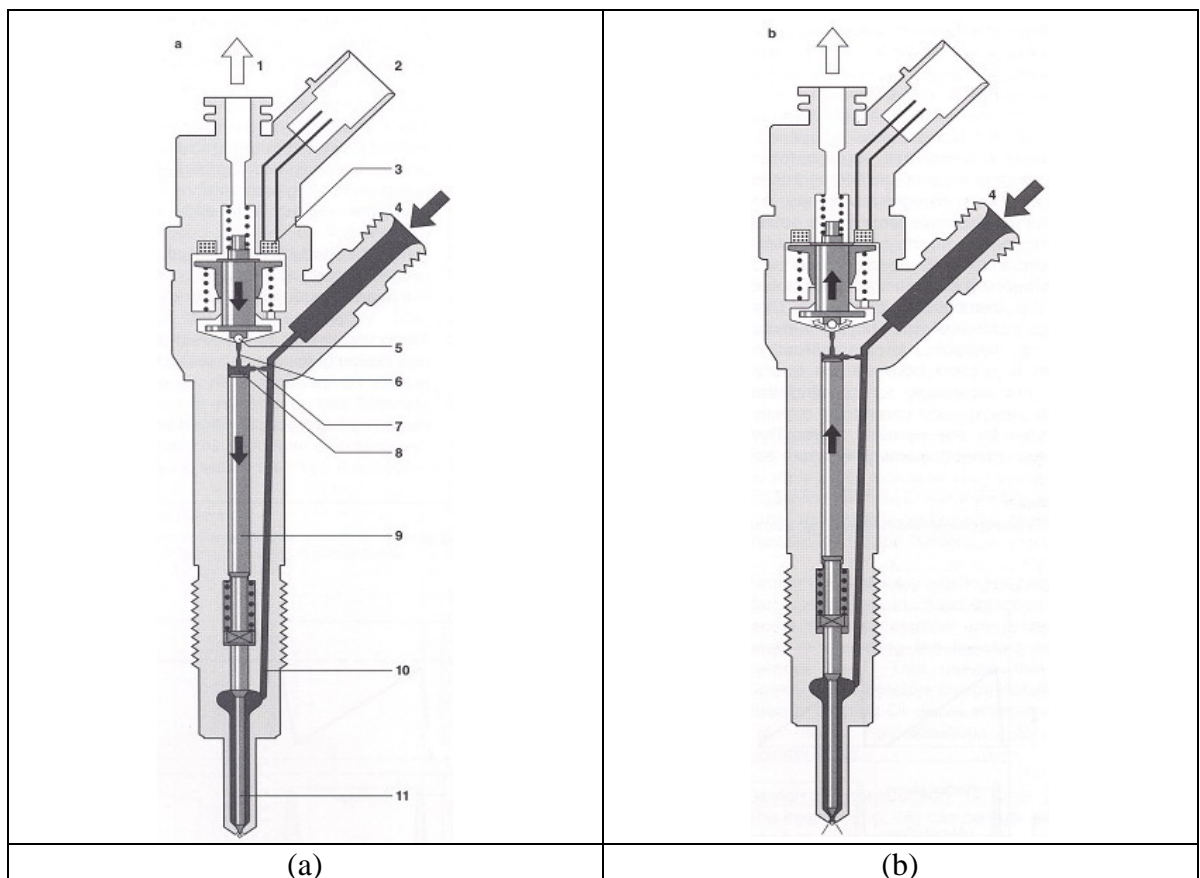


Figura 5-1 Rappresentazione schematica dell'iniettore a solenoide nelle sue due configurazioni estreme: (a) Iniettore Chiuso, (b) Iniettore Aperto [31]

Da un punto di vista strettamente funzionale questo dispositivo può essere diviso in due stadi così come riportato in fig. 5-2:

- a) Stadio pilota
- b) Stadio Principale

La presenza di uno stadio pilota permette di lavorare con alte pressioni di iniezione (1600 bar) senza la necessità di alti precarichi delle molle di contrasto dello spillo che sarebbero ingombranti e costose. Lo stadio pilota permette quindi una movimentazione dello spillo sulla base di differenze di pressione contenute a tutto vantaggio della stabilità e precisione del funzionamento.

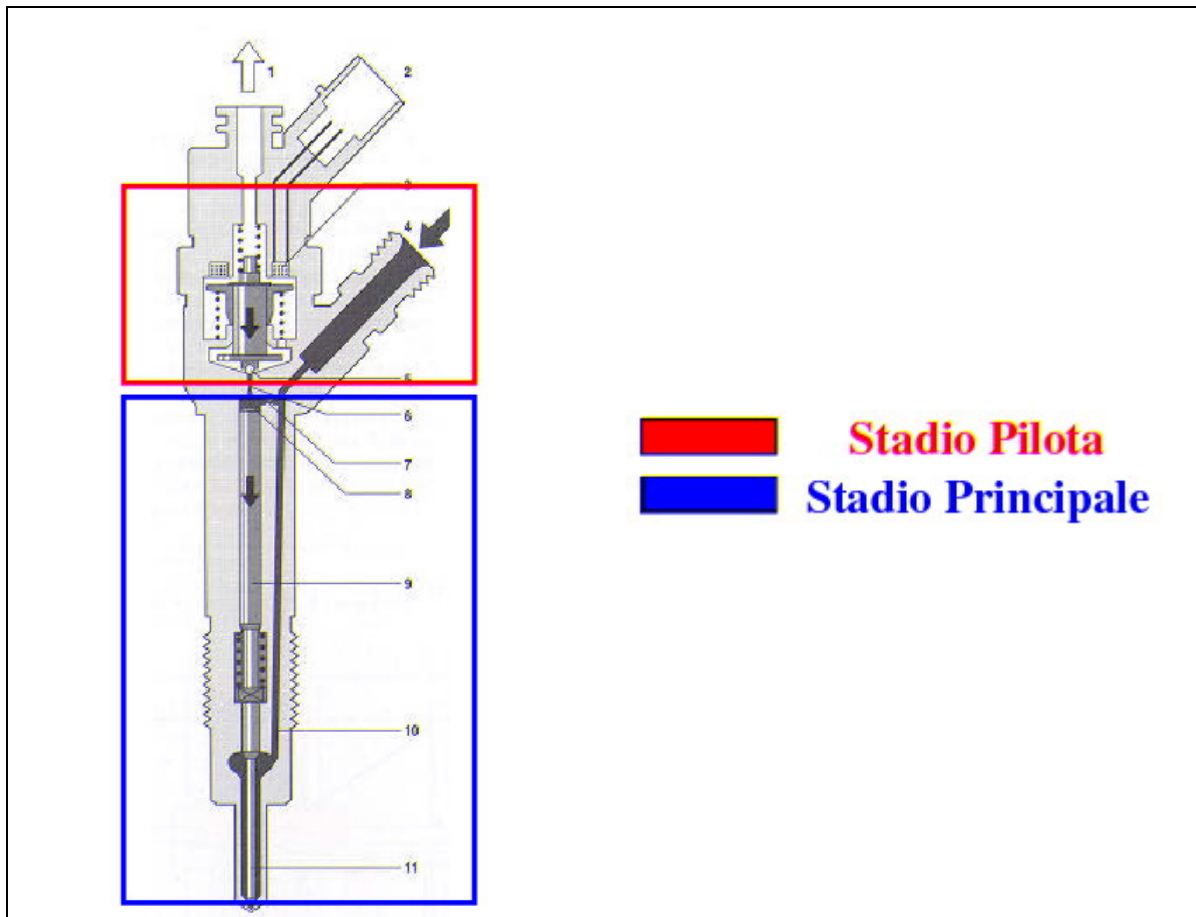


Figura 5-2 Delimitazione degli Stadi che costituiscono l'iniettore

Mentre, a livello più dettagliato, il sistema può essere diviso in tre parti principali:

- 1. Valvola a solenoide
- 2. Servosistema idraulico
- 3. Ugello e polverizzatore di iniezione

Il combustibile entra all'interno dell'iniettore dalla connessione di alta pressione (elemento n° 4 in fig. 5-1) e giunge nella parte inferiore dell'iniettore (nozzle) attraverso il canale (elemento n° 10 in fig. 5-1) ed all'interno della camera di controllo (elemento n° 8 in fig. 5-1) attraverso l'orificio di trafilamento (elemento n° 7 in fig. 5-1). La camera di controllo è collegata alla via di ritorno del combustibile verso il serbatoio (elemento n° 1 in fig. 5-1) attraverso un ulteriore orificio di trafilamento (elemento n° 6 in fig. 5-1) mantenuto in posizione di chiusura dalla valvola a solenoide.

5.1.2 Modalità di Funzionamento

Le modalità di funzionamento dell'iniettore possono essere descritte considerando quattro fasi principali di funzionamento:

- Iniettore chiuso (con l'alta pressione applicata)
- Iniettore aperto (avvio dell'iniezione)
- Iniettore completamente aperto
- Iniettore in fase di chiusura

In queste fasi di funzionamento sono determinanti le forze applicate ai principali componenti dell'iniettore da parte del solenoide, delle pressioni agenti sui vari elementi mobili ($F = p \cdot A$ dove F è la forza generata da una generica pressione p agente su una generica area A) e delle forze di reazione delle molle (proporzionali allo spostamento subito per effetto delle differenze di pressione: $F = F_0 + Kx$ dove F è la forza, F_0 il precarico della molla, K la costante elastica della molla espressa in N/m ed x lo spostamento subito dalla molla per effetto di forze esterne.)

Con il motore spento e pressione nulla agente all'interno del rail l'iniettore viene mantenuto in posizione di chiusura dalla molla che tiene in battuta lo spillo sulla sua sede.

Iniettore Chiuso: quando l'iniettore è chiuso la valvola a solenoide (elemento n° 3 in fig. 5-1) non è eccitata dal segnale elettrico e rimane in posizione di chiusura. In questo caso, l'otturatore sferico dello stadio pilota (elemento n° 5 in fig. 5-1) è mantenuto a contatto con la sua sede in posizione di chiusura e l'orificio di trafilamento (elemento n° 6

in fig. 5-1) è anch'esso ostruito. Il combustibile ad alta pressione proveniente dal rail riempie sia la camera di controllo (elemento n° 8 in fig. 5-1) per mezzo dell'orificio di tra filamento 7, che la camera intorno allo spillo per mezzo del condotto 10. Nel complesso lo spillo dell'iniettore viene mantenuto in posizione di chiusura dall'azione congiunta della pressione agente all'interno della camera di controllo e della molla interna che tiene lo spillo in posizione di chiusura.

Iniettore Aperto (Avvio dell'iniezione): la valvola a solenoide (elemento n° 3 in fig. 5-1) viene eccitata con una corrente elettrica esterna. La forza esercitata dal solenoide supera quella esercitata dalla molla di contrasto (molla in alto nella fig. 5-1) e l'ancoretta interna si muove verso l'alto. Come conseguenza di ciò, l'orificio di tra filamento (elemento n° 6 in fig. 5-1) si apre ed il combustibile può fluire dalla camera di controllo verso la camera situata posteriormente alla valvola a solenoide (elemento n° 1 in fig. 5-1) e ritornare infine al serbatoio del sistema di iniezione. Pertanto, la pressione del fluido all'interno della camera di controllo diminuisce fortemente, mentre la pressione all'interno della camera dello spillo rimane costante al valore di pressione del rail. La riduzione della pressione all'interno della camera di controllo (elemento n° 8 in fig. 5-1) determina una riduzione della forza esercitata sullo spillo (elemento n° 11 in fig. 5-1) che, muovendosi verso l'alto, consente l'avvio alla fase di iniezione.

Iniettore Completamente Aperto: quando l'iniettore è completamente aperto la velocità di apertura dello spillo è determinata dalla differenza tra le portate che attraversano i due orifici di tra filamento (elementi n° 6 e 7 in fig. 5-1). Lo spillo si muove verso l'alto, esso raggiunge la sua posizione finale a contatto con la battuta superiore ricavata all'interno del corpo supportato da un "cuscinetto" di fluido generato dal flusso del combustibile attraverso gli orifici di tra filamento. Lo spillo dell'iniettore è ora completamente aperto ed il combustibile viene iniettato all'interno della camera di combustione ad una pressione pari a quella che regna all'interno del rail.

Iniettore in fase di chiusura: Nel momento in cui viene meno l'alimentazione della corrente alla valvola a solenoide, l'ancoretta viene spinta verso il basso dalla forza esercitata dalla molla della valvola a solenoide (molla in alto in fig. 5-1). L'orificio di tra filamento (elemento n° 6 in fig. 5-1) viene chiuso dalla valvola a sfera che viene spinta

verso il basso e va ad esercitare nuovamente la tenuta idraulica contro la sede ricavata all'interno del corpo dell'iniettore. La pressione all'interno della camera di controllo (elemento n° 8 in fig. 5-1) torna a risalire e, agendo unitamente alla forza della molla interna, torna a vincere la forza esercitata dalla pressione del fluido all'interno della camera dove ha sede lo spillo (elemento n° 11 in fig. 5-1). Quest'ultimo viene perciò spinto verso il basso e torna progressivamente ad assumere la posizione di chiusura iniziale dell'iniettore. La velocità di chiusura dello spillo è determinata dalla portata di combustibile attraverso l'orificio di trafilamento (elemento n° 7 in fig. 5-1). Il processo di iniezione cessa nel momento in cui lo spillo arriva a chiudere completamente i fori di efflusso ricavati nella parte terminale dell'iniettore (il pulverizzatore).

5.1.3 Ugello e Pulverizzatore di iniezione

Oltre alla pressione di iniezione, la geometria del pulverizzatore e le dimensioni dei fori su di esso ricavati determinano le caratteristiche dello spray ed incidono, di conseguenza, in modo significativo sulla qualità della combustione e sulle emissioni inquinanti che si presentano allo scarico. Per questo motivo viene dedicata particolare attenzione a questo elemento dell'iniettore.

I pulverizzatori possono essere di due tipi: *Sac-Hole Nozzle*, e *Seat-Hole Nozzle* rappresentati in fig. 5-3 (a) e 5-3 (b), rispettivamente.

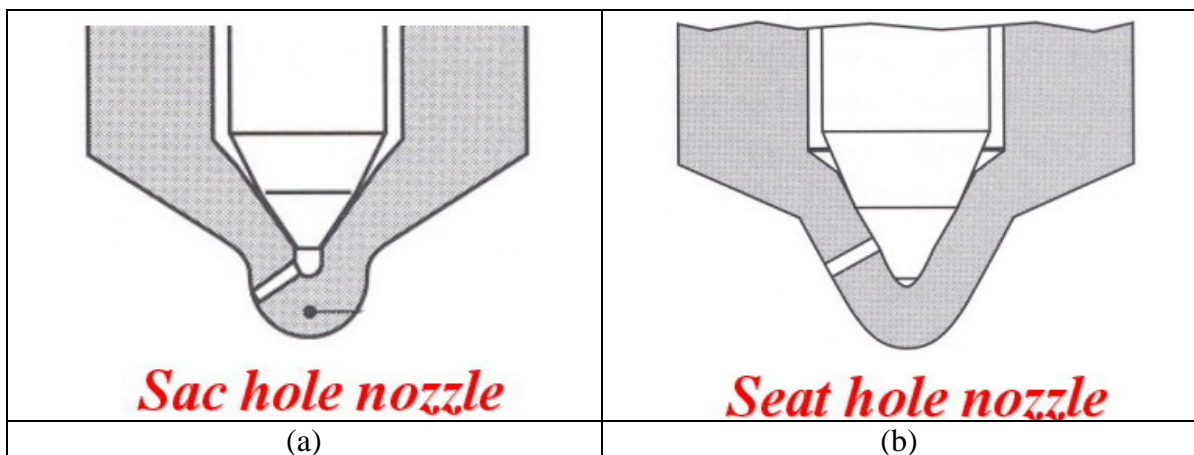


Figura 5-3 (a) Schematizzazione del pulverizzatore tipo "Sac-Hole Nozzle", (b) Schematizzazione del pulverizzatore tipo "Seat-Hole Nozzle"

Sac-Hole Nozzles: questo tipo di iniettori sono caratterizzati da fori di iniezione posizionati nella parte terminale dell'iniettore stesso. Tutti i fori di iniezione sono alimentati da un volume di fluido ricavato nella parte terminale dell'iniettore, detto "sac", da cui il nome del particolare tipo di iniettore; la forma geometrica del sac può essere di due diverse tipologie: "sac cilindrico" e "sac conico". Gli iniettori di tipo *sac-hole nozzles* con sac di forma cilindrica ed estremità di forma emisferica, oltre ad offrire la possibilità di realizzare fori di uguale lunghezza, permettono di avere massima libertà in fase di progetto per quanto riguarda il numero dei fori di iniezione, la lunghezza dei fori di iniezione e l'angolo dei fori di iniezione.

Gli iniettori di tipo *sac-hole nozzles* con sac di forma cilindrica ed estremità di forma conica sono caratterizzati esclusivamente da fori di iniezione aventi lunghezza pari a 0.6 mm e la forma conica dell'estremità dell'iniettore permette di aumentarne lo spessore di parete della parte terminale e, quindi, di accrescerne la resistenza strutturale.

Gli iniettori di tipo *sac-hole nozzles* con sac di forma conica ed estremità di forma conica sono caratterizzati da valori inferiori del volume residuo rispetto agli altri due introdotti in precedenza, tale caratteristica li rende particolarmente attraenti in termini di contenimento di alcuni degli elementi che costituiscono le principali emissioni inquinanti.

Per ridurre al minimo le emissioni di idrocarburi incombusti (HC) è importante cercare di limitare al minimo il volume di combustibile che si trova nella parte terminale dell'iniettore al di sotto dei fori di iniezione (volume residuo), tale obiettivo può essere raggiunto più facilmente utilizzando iniettori di tipo *seat-hole nozzles*.

Seat-Hole Nozzles: in questo tipo di iniettori la sezione iniziale dei fori di iniezione può essere ricavata direttamente in corrispondenza della sede conica della parte terminale dell'iniettore, come conseguenza di ciò non esiste praticamente volume di combustibile isolato (sac) e non c'è connessione diretta tra la camera di combustione e l'iniettore quando quest'ultimo è in posizione di chiusura. In questo caso il volume di combustibile isolato nella parte terminale dell'iniettore è decisamente inferiore rispetto a quello del *sac-hole nozzle*, mentre la parte terminale dell'iniettore è di forma conica per motivi di resistenza strutturale.

5.2 COSTRUZIONE DEL MODELLO

Il modello che verrà costruito in questo paragrafo è stato utilizzato al fine di definire una legge tempo-forza di attuazione del solenoide. La sua caratterizzazione sulla base di dati sperimentali, in diverse condizioni operative del motore, permette, con le dovute precauzioni, di affermare la correttezza funzionale e numerica dello stesso. Al termine di questa fase è prevista la possibilità di adottare questo modello per la definizione delle leggi di attuazione del solenoide, sulla base di leggi di iniezione definite, per ogni condizione operativa, per mezzo di calcoli 1D e 3D.

5.2.1 Ambiente di Sviluppo

Il software adottato per effettuare la caratterizzazione del modello dell'iniettore elettro-idraulico è un codice di calcolo a parametri concentrati (AMESim, "Advanced Modeling Environment for performing Simulations"). Tale ambiente di modellazione e simulazione, comunemente utilizzato per lo sviluppo e l'analisi di sistemi ingegneristici, è basato su un'intuitiva interfaccia grafica nella quale il sistema è rappresentato durante l'intero processo di simulazione.

Tramite AMESim è possibile costruire schemi di sistemi più o meno complessi semplicemente aggiungendo icone all'interno dell'area grafica deputata al disegno (Main Area). Nel momento in cui lo schizzo risulta completato si procede, nell'ordine, alla descrizione matematica dei componenti associati alle singole icone, alla definizione delle caratteristiche dei componenti, all'esecuzione della simulazione e, infine, all'analisi dei risultati per via grafica.

Le modalità con cui si interfacciano i componenti di AMESim è un approccio "Multiport". Nel tradizionale approccio Signal Port Approach viene trasferito, da un generico componente ad un altro, solamente un singolo valore in una sola direzione. Ciò è accettabile fino a quando il sistema fisico si comporta in modo analogo ad un sistema di controllo. Nel momento in cui, però, all'interno di un sistema viene trasmessa potenza, cominciano a insorgere alcuni problemi non trascurabili in quanto, in un sistema in cui i componenti si trasmettono potenza vicendevolmente, è necessario trasferire informazioni in entrambe le direzioni. Se si volesse soddisfare tale esigenza utilizzando un approccio tradizionale, occorrerebbe prevedere, sul generico componente, due porte invece che una

singola. La conseguenza più evidente sarebbe una notevole complicazione dell'intero layout, mentre un approccio "Multiport" consente di ottenere un modello molto più aderente alla realtà fisica del sistema.

Il comportamento dinamico di ogni singolo componente fa riferimento ad equazioni definite ed implementate all'interno di un codice sorgente non accessibile. La costruzione di un modello e l'interfaccia tra i diversi componenti comporta la compilazione di tali sorgenti in un unico eseguibile che contiene tutte le caratteristiche del sistema messo a punto.

L'ambiente AMESim offre numerose ed ampie librerie di sottomodelli e di componenti. Le librerie standard offrono icone e sottomodelli che permettono di operare una simulazione dinamica di una enorme varietà di sistemi. In aggiunta esso presenta delle librerie opzionali tra le quali la libreria idraulica HCD, termica, termo-idraulica, pneumatica, delle trasmissioni meccaniche, etc.

Una peculiarità molto interessante del software utilizzato è quella di sviluppare il modello di un sistema complesso e di evolverlo poi, in differenti versioni. Nella maggior parte dei casi, l'obiettivo dell'utente è quello di mettere a confronto tali modelli; eseguire questa operazione manualmente appare assolutamente difficoltoso ed improponibile a fini aziendali.

5.2.2 Il Modello dell'Iniettore

La prima fase di modellazione di qualunque sistema in ambiente AMESim, consiste, come già affermato precedentemente, nel costruire il modello logico-funzionale del sistema che si vuole caratterizzare, utilizzando le icone appropriate contenute nelle librerie di AMESim. Si precisa che le librerie utilizzate nella creazione del presente modello sono state essenzialmente quella idraulica (HCD) e quella controllistica (Control Signals).

In fase di messa a punto del modello è stato deciso di suddividere l'iniettore in due stadi distinti secondo la sua logica funzionale: "stadio pilota" e "stadio principale". I due stadi sono stati disposti uno al di sotto dell'altro per rimanere il più possibile fedeli alla realtà costruttiva dell'iniettore (fig. 5-4). Lo stadio pilota, collocato nella parte alta dell'iniettore, consiste essenzialmente di una valvola a sfera a battuta su una sede circolare di tenuta. Come descritto nel paragrafo 5.1, la funzione essenziale dello stadio pilota risulta unicamente quella di depressurizzare la camera di controllo, aprendo al combustibile la via di ritorno alla serbatoio.

Si discutono di seguito i componenti utilizzati nella costruzione del modello dello stadio pilota, dello stadio principale e del polverizzatore.

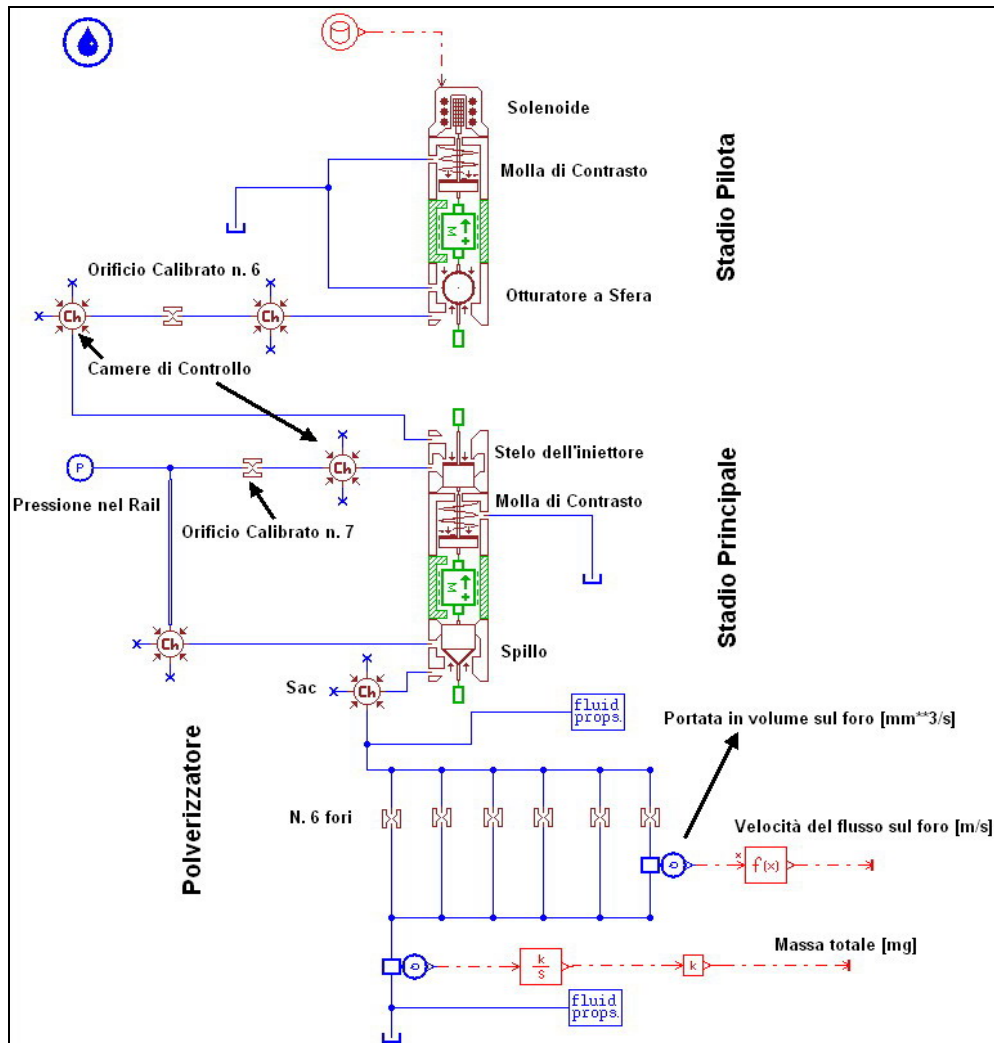


Figura 5-4 Modello AMESim dell'iniettore elettro-idraulico

Stadio Pilota:

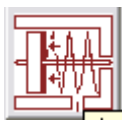


Questo componente, appartenente alla libreria AMESim dei segnali, rappresenta un sottomodello che fornisce in output un segnale (privo di unità di misura), variabile nel tempo, definito dall'utente in precedenza attraverso un file in formato ASCII. Attraverso questo componente si è cercato di simulare la legge della forza applicata, in funzione del tempo, dal solenoide alla valvola a sfera che permette l'apertura in sequenza dello stadio pilota e di quello principale dell'iniettore, in modo da ottenere curve

prestazionali di velocità di efflusso e di portata iniettata al cilindro, pari a quelle sperimentali.



Questo simbolo rappresenta un sottomodulo che trasforma un segnale adimensionale in input, in una forza espressa in Newton in output. Attraverso questa semplificazione concettuale si è rappresentato in modo decisamente realistico il funzionamento dello stadio di attuazione dell'iniettore, tralasciando, nella costruzione del modello, la conversione del segnale elettrico proveniente dalla centralina, in forza.



Questa icona è stata utilizzata per modellare la molla di contrasto dello stadio pilota dell'iniettore avente la funzione di mantenere la valvola a sfera a battuta sulla sede di tenuta; essa è rappresentata da un semplice pistone con molla di contrasto. Si può notare anche una linea più spessa sul cielo del pistone, rappresentante l'area attiva sulla quale il sottomodulo associato al componente fa agire la pressione. Le frecce, visibili in figura, indicano tale area.

Nella camera della molla la pressione è pari a quella del serbatoio di ritorno; ecco dunque la connessione diretta ad un serbatoio la cui pressione sarà in seguito portata al valore ambiente. (0 bar, pressione relativa rispetto al valore ambiente, questa è la convezione utilizzata nell'ambiente di sviluppo). Il valore assegnato al diametro del pistone, osservando la sezione dell'iniettore, è posto pari a 10 mm, mentre il valore del diametro dello stelo è posto pari a 5 mm. Nella parte di assegnazione dei parametri viene anche richiesta la forza esercitata dalla molla, il cui valore è posto a 150 N.



Questo componente è stato scelto per modellare la valvola a sfera dello stadio pilota. Questo componente rappresenta l'elemento finale della valvola, in cui si nota la sfera con relativa sede circolare di tenuta. Il valore del diametro dello stelo è posto pari a zero, in quanto questo non è presente nella valvola reale. Il diametro della sede circolare di battuta è pari a 1 mm mentre, al fine di garantire tenuta sulla sede, al momento della battuta, il diametro della sfera è posto pari a 1.5 mm. Si precisa che le uniche forze agenti

su tale valvola sono quelle derivanti dalla pressione e quelle derivanti dalla molla di contrasto prima descritta. Si osserva, inoltre (fig. 5-4), che le camere della molla e della valvola a sfera sono collegate in modo comune con un serbatoio posto a pressione relativa nulla.



Per completare il modello funzionale dello stadio pilota occorre tenere conto della massa dell'elemento mobile della valvola. Infatti, i componenti fino a qui utilizzati non ne tengono conto in alcun modo e, di conseguenza, non tengono conto dell'inerzia dovuta alle masse in movimento. Il sottomodulo utilizzato per questo componente rappresenta il moto monodimensionale, con corsa finita, di una massa sotto l'azione di due forze esterne espresse in N, applicate ad altrettante porte e sottoposta alla forza di attrito di strisciamento. Il sottomodulo fornisce in output indicazioni sulla velocità in m/s, lo spostamento in m, mentre l'accelerazione della massa è espressa in m/s^2 . Il valore della massa è di 0.02 Kg, mentre il valore dello spostamento massimo della massa, corrispondente al valore limite di alzata della valvola a sfera dello stadio pilota, è posto pari a 0.0002 m.



Per simulare il volume della camera della valvola a sfera è stato utilizzato il sottomodulo che rappresenta il volume idraulico dotato di comprimibilità (Ch); il valore del volume è imposto pari a 0.002 cm^3 .

Lo stadio pilota risulta in questo modo completamente definito, almeno dal punto di vista del layout. Si può osservare, sempre in fig. 5-4, la presenza di uno strozzatore fisso. Questo rappresenta l'orificio calibrato di trafileamento (elemento n° 6 in fig. 5-1) di passaggio dallo stadio pilota a quello principale, il cui valore di diametro è di 0.3 mm. Nel momento dell'apertura della valvola a sfera, la luce di passaggio viene aperta e risulta dunque consentito l'efflusso di combustibile verso la linea di ritorno.

Stadio Principale:

Lo stadio principale dell'iniettore risulta collegato allo stadio pilota precedentemente definito, attraverso una connessione di tipo "direct", sottolineando in questo modo, il fatto

che le due parti funzionali (pilota e principale) dell'iniettore, sono nella realtà fisica, praticamente congiunte.

Partendo dalla parte superiore dello stadio (fig. 5-4), si nota la presenza, immediatamente a valle dello strozzatore (orificio calibrato) descritto precedentemente, di un volume dotato di comprimibilità. Per una mera semplificazione del modello, si è scelto di rendere il volume di controllo, all'interno del quale agisce la pressione del rail, con due volumi separati (Ch). Il volume di controllo è pari a circa 0.003 cm^3 , al primo volume (Ch) è stato attribuito il valore di 0.002 cm^3 mentre al secondo volume (Ch), posto a valle dell'orificio calibrato visibile in fig. 5-4, è stato dato il valore di 0.001 cm^3 . Il valore della pressione regnante all'interno di questi due volumi è quella del rail, variabile a seconda del regime di rotazione considerato.



Non è stato preso in considerazione il rail, modellato secondo una semplice sorgente di pressione rappresentata da questo componente. Il valore di pressione è posto ad un valore costante; in particolare, al regime di lavoro di 4000 rpm, tale valore di pressione è pari a 1610 bar; a 3000 rpm è pari a 1207 bar, a 2000 rpm vale 1005 bar ed infine, all'ultimo regime di rotazione indagato nel corso della simulazione (a 1500 rpm), vale 809 bar.

Il combustibile proveniente dal rail trafila, a pressione praticamente costante, attraverso l'orificio calibrato di diametro 0.2 mm (elemento n° 7 in fig. 5-1), verso l'interno della camera di controllo. Questa è il fulcro nevralgico dello stadio principale e dell'intero iniettore, in quanto la sua pressurizzazione e la sua depressurizzazione sanciscono rispettivamente la chiusura e l'apertura dello spillo dell'iniettore.



Mediante questo elemento si vuole rappresentare l'attuatore di comando dello stadio principale. Le frecce indicano l'area attiva sulla quale la pressione all'interno della camera del flipper agisce. Si osservano anche due porte di connessione al circuito esterno. Queste simulano, nella realtà fisica del sistema, le connessioni allo stadio pilota (porta superiore) e al condotto longitudinale interno all'iniettore (porta inferiore), che permette il passaggio del combustibile fino alla zona inferiore dello stesso. Il diametro del flipper è di 4 mm, mentre il ricoprimento negativo in corrispondenza della posizione di

riposo è di 0.2 mm. Tale attribuzione è necessaria in quanto occorre garantire al combustibile in arrivo dal rail, una luce di accesso alla camera di controllo, senza la quale lo stadio principale non funzionerebbe.

La pressione agente all'interno della camera di controllo, agisce sul cielo del pistoncino di comando tendendo a spingerlo verso il basso, mentre nella parte inferiore dell'iniettore, immediatamente prima del polverizzatore, è presente una molla di contrasto che esercita la sua forza elastica verso il basso, contribuendo a mantenere l'ago in posizione di chiusura. Globalmente, sull'asta di comando dell'iniettore agiscono tre forze in senso longitudinale: la forza esercitata dall'alto verso il basso dalla pressione all'interno della camera di controllo, la forza pari alla precedente ma esercitata in senso opposto dalla pressione regnante all'interno della camera inferiore dell'iniettore, ed infine, la forza esercitata dalla molla dall'alto verso il basso. Si osservi la presenza di un componente rappresentante la molla di contrasto dello stelo. La camera della molla è stata collegata ad un serbatoio posto alla pressione relativa di 0 bar. Questo valore è giustificato dal fatto che la pressione all'interno di questa camera, come confermano i rilievi sperimentali, sia di fatto trascurabile, soprattutto se confrontata con i livelli di pressione di lavoro.

Proseguendo nella descrizione del sistema, si può osservare come il combustibile venga riportato all'interno della camera inferiore dell'iniettore attraverso una connessione differente dal tipo "direct connection", collegante la sorgente lineare di pressione con la suddetta camera. In questo frangente, infatti, non avrebbe un senso logico utilizzare una connessione di tipo "direct", in quanto si è in presenza di un vero e proprio condotto. La sua lunghezza e il suo diametro interno sono rispettivamente pari a 10 cm e 2 mm. Le dimensioni non sono dunque trascurabili ed occorre tenere conto delle fluttuazioni di pressione, dovute alla propagazione delle onde provenienti dal rail per mezzo di un modello matematico specifico.

Per simulare l'inerzia delle masse in movimento all'interno dello stadio principale, come di consueto, è stato utilizzato il sottomodello rappresentante un moto monodimensionale di una massa con corsa finita. Per questo, è stato impostato un valore di massa pari a 0.01 kg ed un valore limite di spostamento pari a 0.0002 m.

Dallo schema generale del layout del sistema di fig. 5-4, ci si può rendere conto di come, al momento dell'apertura della valvola a sfera dello stadio pilota, la camera di

controllo tenda a depressurizzarsi, determinando l'innalzamento dello spillo dell'iniettore e di conseguenza l'apertura dello stadio principale, consentendo l'iniezione di combustibile all'interno del cilindro.

Polverizzatore:



Questo componente rappresenta un otturatore con sede conica caratterizzato dai seguenti valori: diametro dell'otturatore pari 3 mm, diametro del foro pari a 2 mm, valore massimo del coefficiente di efflusso: 0.95 (si è posto, per tutti gli altri elementi un coefficiente d'efflusso convenzionale pari a 0.7). Si può notare in fig. 5-4 la presenza di due porte di pressione: una superiore ed una inferiore. Quella superiore collega la parte finale dell'ago ad un volume (Ch), con il quale si è inteso rappresentare lo spazio fisico intorno all'estremità dello spillo e caratterizzata da un valore pari a 0.003 cm^3 ed un valore di pressione pari a quello del rail. L'altro volume (Ch), collegato alla porta inferiore dell'icona, rappresenta il sac, ossia lo spazio, in funzione della posizione dello spillo, che si viene a generare tra l'estremità dell'ago e le pareti del polverizzatore, nella sua parte finale. L'entità di tale volume è di 0.0002 cm^3 ed il valore di pressione è posto pari a 0 bar. Questa attribuzione è giustificata dal fatto che, nella pratica sperimentale, il combustibile viene iniettato all'interno di un contenitore graduato ad una pressione vicina a quella ambiente.

Collegati al volume (Ch) inferiore ci sono i fori del polverizzatore, in fig. 5-4 ne sono rappresentati sei; come da indicazioni costruttive sono stati impostati i seguenti parametri caratteristici: diametro equivalente dell'orificio: 0.121 mm, valore massimo del coefficiente di efflusso: 0.8.

Per un'analisi più accurata è stato inserito un misuratore di portata e, subito a valle, è presente un serbatoio; questo funzionalmente rappresenta la pressione presente in camera di combustione, all'interno del quale il getto sarà iniettato. Il valore di pressione relativa impostato per questo componente è pari a 0 bar.

5.3 VALIDAZIONE DEL MODELLO

Il modello dell'iniettore elettro-idraulico è stato validato in diverse condizioni di regime di funzionamento, 1500 rpm, 2000 rpm, 3000 rpm, 4000 rpm, mentre il carico è stato sempre considerato pari al valore massimo.

5.3.1 Caratterizzazione dell'Iniettore a 4000 rpm

L'obiettivo che si intende raggiungere, per mezzo della modellazione dell'iniettore, è quello di ottenere risultati di simulazione che descrivano, con buona approssimazione, i risultati delle misure sperimentali in nostro possesso.

La prima modellazione dell'iniettore in analisi è stata eseguita facendo riferimento ai dati di funzionamento del motore al regime di 4000 rpm i cui valori di principale interesse sono riportati in tabella 5-1.

Regime rotazione [rpm]	4000
Pressione rail [bar]	1610.06
Volume iniettato [mm ³]	41.65
Anticipo PMS [°]	21.5
Diametro foro [mm]	0.121
Densità gasolio [kg/m ³]	842.7
Massa iniettata [mg]	35.1

Tabella 5-1 Condizioni di funzionamento a 4000 rpm

In tabella 5-2 sono riportati i valori forniti dalla casa costruttrice e rilevati mediante misurazioni sperimentali al banco prova.

Angolo	Tempo	Velocità	Portata Volumetrica	Portata in Massa
°	ms	m/s	mm ³ /s	g/s
0	0	0	0	0
8.88624	0.37026	0	0	0
13.2	0.55	383.1408	4405.742	3.712882
21.12	0.88	505.4628	5812.325	4.898262
39.12	1.63	505.4628	5812.325	4.898262
42.48	1.77	45.49166	523.1092	0.440844
48	2	0	0	0

Tabella 5-2 Caratteristiche dell'iniettore, a 4000 rpm, ricavate per via sperimentale

Il valore “zero” dell’angolo e del tempo di simulazione è riferito a 21.5° di anticipo rispetto al punto morto superiore, tuttavia, ai fini della caratterizzazione della legge di apertura dell’iniettore, questa informazione non assume particolare rilevanza.

La colonna “velocità” riporta i valori sperimentali della velocità di efflusso da un singolo foro dell’iniettore, in corrispondenza di un istante di funzionamento generico. Anche i valori riportati all’interno della colonna “portata” sia volumetrica che in massa, sono riferiti ad un singolo foro del polverizzatore.

Sulla base delle informazioni sperimentali, è stata definita una legge di forza in funzione del tempo (tabella 5-3) che permetta di ottenere una corretta attivazione dell’iniettore, rispettando i vincoli di timing imposti dai dati sperimentali. Si sono eseguiti diversi tentativi al fine di ottenere una legge di attuazione dell’iniettore che riproducesse, con sufficiente precisione, i risultati di velocità di efflusso e di portata di derivazione sperimentale.

<i>Tempo [s]</i>	<i>Forza [N]</i>
0	0
0.00037	-130
0.00055	-80
0.0007	-200
0.0009	-140
0.0011	-140
0.0014	-30
0.0017	-30
0.0018	0

Tabella 5-3 Legge di attuazione del solenoide a 4000 rpm

Il segno negativo della forza è dovuto alla convenzione utilizzata nei componenti del modello dello stadio pilota in cui l’orientamento positivo della forza esercitata dal solenoide risulta verso il basso. Come valore di forza centrale (per “centrale” si intende centrale rispetto all’intervallo di tempo che definisce l’attuazione del solenoide) è stato imposto quello minimo che garantisce la totale alzata dell’iniettore e il valore centrale di velocità e portata. Per tale valore di forza, in modulo, non è stato superato il modulo di 200 N, al di sopra del quale non si apprezzano sensibili variazioni nella legge di alzata sia dello stadio pilota che di quello principale.

In fig. 5-5 Si può osservare come il segnale di forza inviato allo stadio pilota dell'iniettore presenti uno sfasamento in anticipo rispetto al timing dell'output di velocità e di portata. Questo è dovuto al fatto che, dall'istante in cui il segnale arriva allo stadio pilota, al momento in cui lo stadio principale dell'iniettore apre, intercorre un intervallo di tempo variabile ($0.0002 \div 0.0003$ s), che costituisce il tempo di risposta dell'iniettore al segnale.

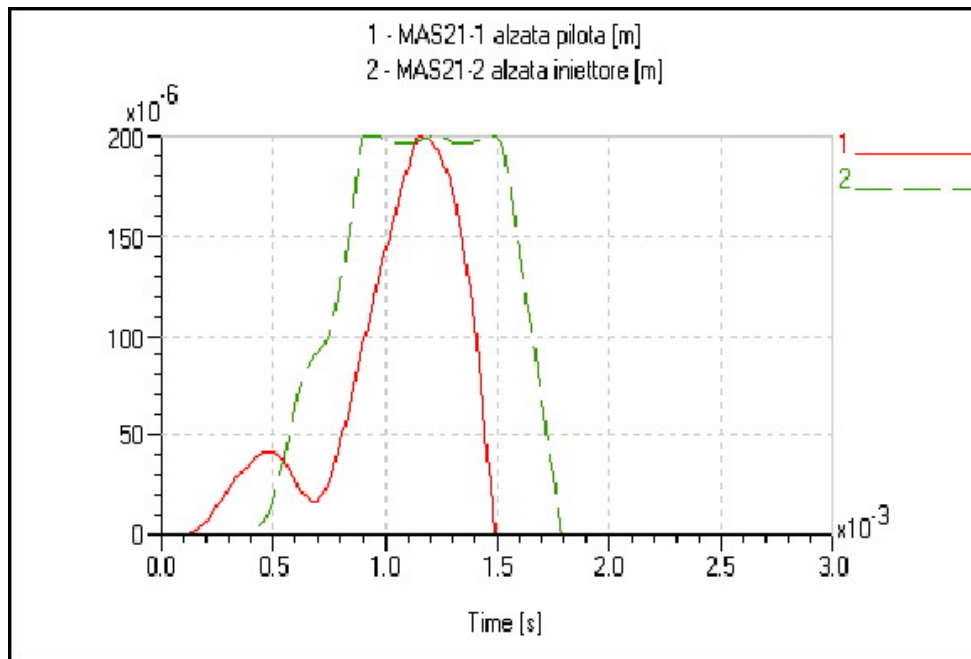


Figura 5-5 Leggi di alzata, ottenuti a calcolo, dello stadio pilota (curva rossa) e dello stadio principale (curva verde) a 4000 rpm

Utilizzando la legge di forza in funzione del tempo precedentemente definita, si ottengono i primi riscontri numerico-sperimentali espressi in termini di velocità di efflusso (fig. 5-6 (a)) e di portata volumetrica (fig. 5-6 (b)) da un singolo foro.

Come si può osservare dal primo grafico, l'obiettivo primario di ottenere una legge di iniezione che intercettasse i valori sperimentali di cui si disponeva, è stato raggiunto con ottima precisione. Anche per quanto riguarda la portata iniettata da un singolo foro misurata in mm^3 , l'aderenza ai dati sperimentali è confermata. Nei valori ottenuti dalle misurazioni, la portata volumetrica iniettata nel corso della parte centrale dell'iniezione è pari a $5812 \text{ mm}^3/\text{s}$, valore sostanzialmente uguale a quello ottenuto in simulazione. Anche la pendenza delle rampe dei grafici e gli istanti di inizio e fine iniezione sono rispettati.

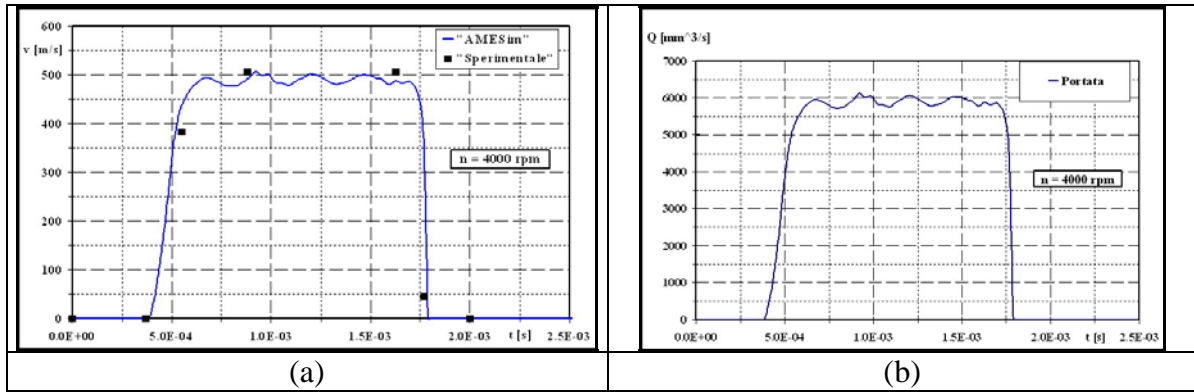


Figura 5-6 (a) Confronto numerico-sperimentale della velocità di efflusso in un singolo foro, (b) Andamento della portata volumetrica, ottenuta a calcolo, in un singolo foro. Regime: 4000 rpm

5.3.2 Caratterizzazione dell’Iniettore a 3000 rpm

Rispetto al regime di rotazione precedente, cambiano sostanzialmente i dati sperimentali, ma per quanto riguarda la strategia di modellazione e simulazione, non si presentano differenze evidenti.

Regime rotazione [rpm]	3000
Pressione rail [bar]	1207.46
Volume iniettato [mm ³]	44.4
Anticipo PMS [°]	25.2
Diametro foro [mm]	0.121
Densità gasolio [kg/m ³]	842.3423
Massa iniettata [mg]	37.4

Tabella 5-4 Condizioni di funzionamento a 3000 rpm

Come nel caso precedentemente analizzato, si sono eseguiti diversi tentativi al fine di ottenere una legge di attuazione dell’iniettore che riproducesse, con sufficiente precisione, i risultati di velocità di efflusso e di portata volumetrica ottenuti per via sperimentale.

In tabella 5-5 sono riportati i valori forniti dalla casa costruttrice e rilevati mediante misurazioni sperimentali al banco prova.

<i>Angolo</i>	<i>Tempo</i>	<i>Velocità</i>	<i>Portata Volumetrica</i>	<i>Portata in Massa</i>
°	ms	m/s	mm ³ /s	g/s
0	0	0	0	0
6.75	0.375	0	0	0
8.64	0.48	180	2069.823	1.743499
11.16	0.62	0	0	0
17.55	0.975	0	0	0
20.91767	1.162093	387.3324	4453.941	3.751743
27.11328	1.506294	510.9926	5875.912	4.949529
40.56943	2.253857	510.9926	5875.912	4.949529
43.36185	2.408991	45.98934	528.8321	0.445458
47.62396	2.645775	0	0	0

Tabella 5-5 Caratteristiche dell'iniettore, a 3000 rpm, ricavate per via sperimentale

La legge di attuazione dell'iniettore che riproduce, con sufficiente precisione, i risultati di velocità di efflusso e di portata, di derivazione sperimentale, sono riportati in tabella 5-6.

<i>Tempo [s]</i>	<i>Forza [N]</i>
0.0002	0
0.00025	-149.7
0.00055	0
0.0008	0
0.00085	-130
0.0011	-150
0.00115	-150
0.0018	-130
0.002165	-95
0.0024	-90
0.00245	0
0.0025	0

Tabella 5-6 Legge di attuazione del solenoide a 3000 rpm

Si osserva che, rispetto alla tabella della legge tempo-forza di attuazione del solenoide relativa a 4000 rpm, il valore della forza nel tratto centrale della curva non supera, in modulo, il valore di 150 N. Con questa intensità, infatti, si raggiunge la completa alzata sia dello stadio pilota che dello stadio principale, come si evince anche dal grafico di fig. 5-7 in cui sono riportate le leggi di alzata relative a entrambi gli stadi in condizioni di regime di 3000 rpm.

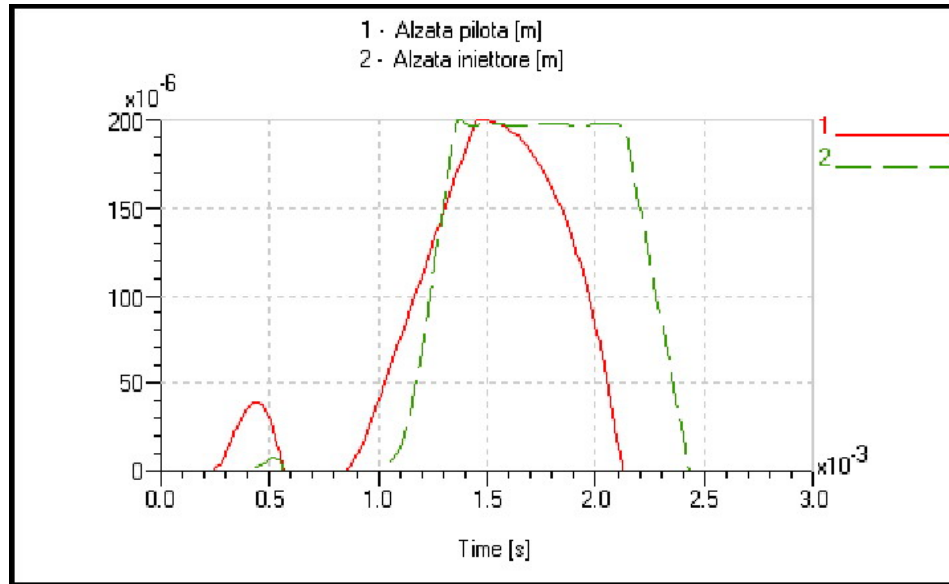


Figura 5-7 Leggi di alzata, ottenuti a calcolo, dello stadio pilota (curva rossa) e dello stadio principale (curva verde) a 3000 rpm

Per mezzo della legge tempo-forza definita in tabella 5-6 sono stati ottenuti, a calcolo, i riscontri numerico sperimentali riportati in fig. 5-8 (a) per la velocità di efflusso da un singolo foro, ed in fig. 5-8 (b) per la portata volumetrica, sempre relativa ad un singolo foro.

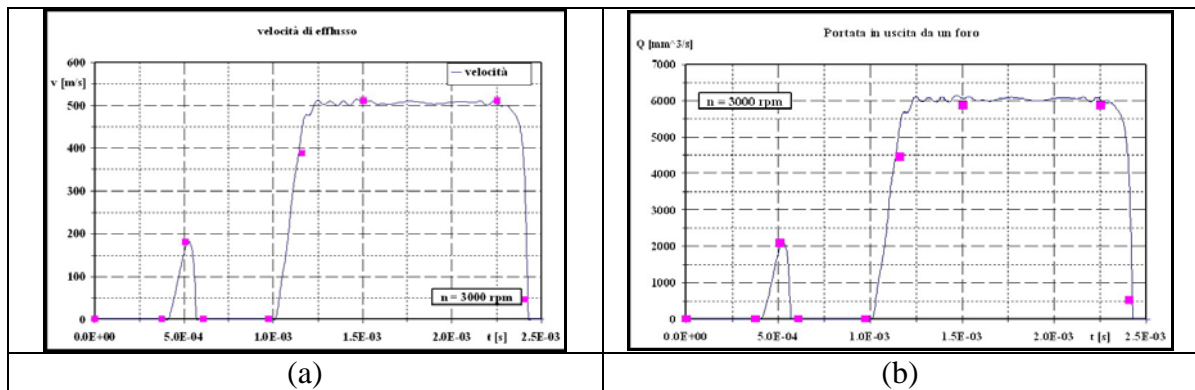


Figura 5-8 (a) Confronto numerico-sperimentale della velocità di efflusso in un singolo foro, (b) Confronto numerico sperimentale della portata volumetrica in un singolo foro. Regime: 3000 rpm

Nei valori ottenuti al banco, la portata iniettata nel corso della parte centrale dell'iniezione è pari a 5875 mm³/s, valore sostanzialmente uguale a quello ottenuto in simulazione.

Anche la simulazione del funzionamento dell'iniettore al regime di 3000 rpm, quindi, ha portato risultati aderenti alla realtà sperimentale.

5.3.3 Caratterizzazione dell'Iniettore a 2000 rpm

In tabella 5-7 sono riportate i parametri di funzionamento in corrispondenza di un regime di 2000 rpm

Regime rotazione [rpm]	2000
Pressione rail [bar]	1005.33
Volume iniettato [mm ³]	50.77
Anticipo PMS [°]	12.2
Diametro foro [mm]	0.121
Densità gasolio [kg/m ³]	823.3209
Massa iniettata [mg]	41.8

Tabella 5-7 Condizioni di funzionamento a 2000 rpm

Si osserva che rispetto ai regimi precedentemente analizzati, la pressione all'interno del rail è calata sostanzialmente, così come l'anticipo dell'istante di inizio iniezione è stato fortemente ridotto. Dal momento che la pressione di iniezione è calata, anche il valore misurato della densità risulta minore rispetto ai casi precedenti. Oltre ai dati riportati in tabella 5-7, si è fatto riferimento anche a quelli riportati in tabella 5-8.

<i>Angolo</i>	<i>Tempo</i>	<i>Velocità</i>	<i>Portata Volumetrica</i>	<i>Portata in Massa</i>
°	ms	m/s	mm ³ /s	g/s
0	0	0	0	0
4.5	0.375	0	0	0
5.76	0.48	180	2069.823	1.704128
7.44	0.62	0	0	0
10.7	0.891667	0	0	0
13.1594	1.096617	401.5372	4617.282	3.801504
17.68403	1.47367	529.7324	6091.401	5.015177
27.69319	2.307766	529.7324	6091.401	5.015177
29.73248	2.477707	47.67592	548.2261	0.451366
32.84509	2.737091	0	0	0

Tabella 5-8 Caratteristiche dell'iniettore, a 2000 rpm, ricavate per via sperimentale

Dal punto di vista operativo, il modo di procedere che si è adottato segue esattamente quello visto per i casi precedenti, ed anche in questo caso è stata formalizzata una legge di attuazione della forza in funzione del tempo così come riportato in tabella 5-9.

<i>Tempo [s]</i>	<i>Forza [N]</i>
0.00016	0
0.00017	-144.7
0.000739	0
0.00074	-130
0.0013	-150
0.00175	-130
0.0023	0
0.004	0

Tabella 5-9 Legge di attuazione del solenoide a 2000 rpm

In questa condizione di regime è stato riscontrato, a calcolo, un valore di forza minimo, che garantisce l'alzata completa dello spillo dell'iniettore, pari a 150 N, sempre inteso in valore assoluto.

Applicando questo segnale di forza all'elemento di attuazione del modello dell'iniettore, si ottiene la corretta alzata dell'iniettore (fig. 5-9).

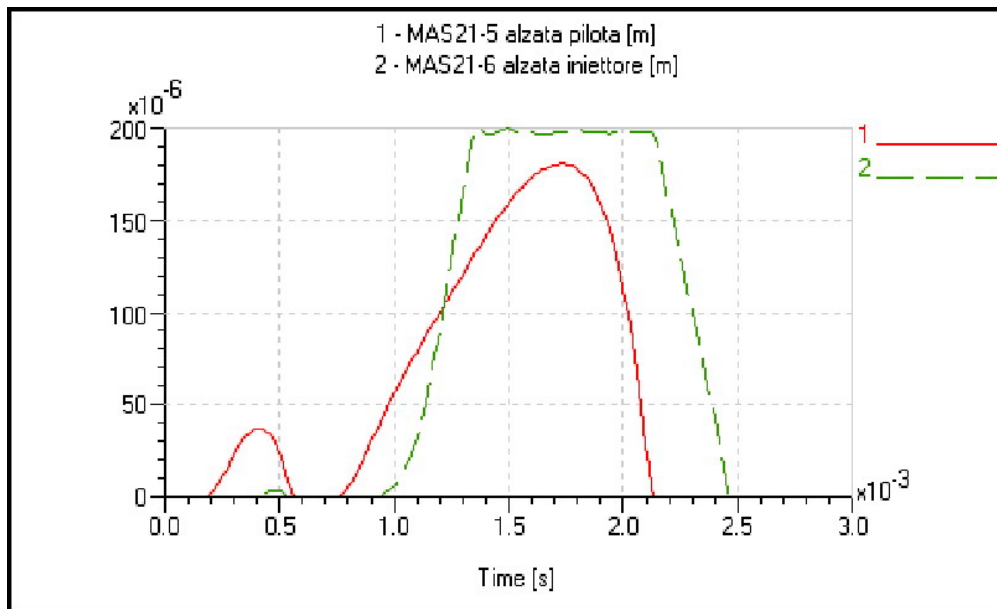


Figura 5-9 Leggi di alzata, ottenuti a calcolo, dello stadio pilota (curva rossa) e dello stadio principale (curva verde) a 2000 rpm

Sempre in fig. 5-9, è visibile lo sfasamento fra l’alzata dello stadio pilota e quella relativa allo stadio principale. Si osserva, come nel caso di funzionamento del sistema a 3000 rpm, l’esistenza di una pre-iniezione anticipata di circa 0.3 s rispetto all’iniezione principale (“main injection”).

In questo caso è stata eseguita una duplice simulazione caratterizzata da diversi valori di pressione del rail. Le due simulazioni sono state eseguite adoperando il valore di pressione prestabilito di 1005 bar, nel primo caso, ed un valore incrementato rispetto al precedente di 50 bar, nel secondo caso. Nella realtà operativa di un sistema di iniezione, infatti, la pressione nel rail non è rigidamente fissa al valore di lavoro nominale ma presenta fluttuazioni di pressione, anche se di entità limitata. I risultati ottenuti sono riportati in fig. 5-10 (a), per la velocità di efflusso da un singolo foro, ed in fig. 5-10 (b), per la portata volumetrica, sempre relativa ad un singolo foro.

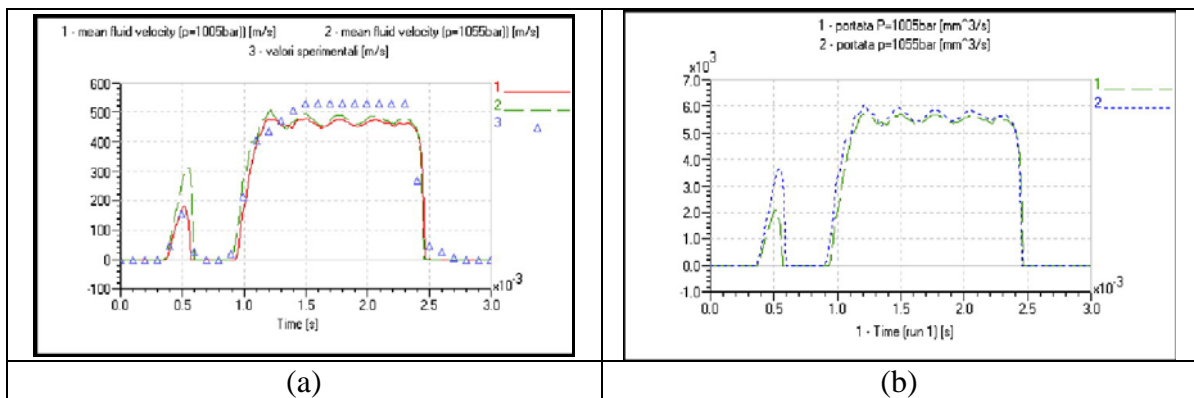


Figura 5-10 (a) Confronto numerico-sperimentale della velocità di efflusso in un singolo foro, (b) Andamento della portata volumetrica in un singolo foro. Regime: 2000 rpm, valori di pressione del rail di 1005 bar (curva rossa), 1055 bar (curva verde)

In fig. 5-10 (a) si può osservare come il valore di velocità risulti leggermente inferiore ai valori sperimentali a disposizione. Il risultato della simulazione è comunque accettabile in quanto i dati sperimentali in possesso sono affetti da errore; tali misurazioni, infatti, sono notevolmente difficoltose da un punto di vista esecutivo e sono sicuramente suscettibili di scostamenti dal valore realistico effettivo.

Per quanto riguarda il “timing” delle iniezioni (“pre” e “main”) la simulazione offre risultati confortanti. Anche il valore di portata ottenuto dalla simulazione, fig. 5-10 (b), risulta inferiore a quello sperimentale, che nel tratto centrale, mediamente dovrebbe essere pari a circa 6090 mm³/s, contro un valore calcolato di circa 5850 mm³/s. Tale differenza è

giustificabile dal momento che le misurazioni sperimentali sono di tipo indiretto, nel senso che la portata non viene rilevata direttamente, ma ricavata dal rapporto fra la misura del volume iniettato dall'iniettore all'interno di un recipiente graduato e la misura del tempo di iniezione. Operando con questa tipologia di misurazione, è logico attendersi un errore nei valori misurati che giustifica lo scostamento dai valori ottenuti a calcolo.

5.3.4 Caratterizzazione dell'Iniettore a 1500 rpm

I dati di cui si è potuto disporre relativamente al funzionamento a 1500 rpm, sono riportati in tabella 5-10:

Regime rotazione [rpm]	1500
Pressione rail [bar]	809.03
Volume iniettato [mm ³]	43.6
Anticipo PMS [°]	50
Diametro foro [mm]	0.121
Densità gasolio [kg/m ³]	850.9174
Massa iniettata [mg]	37.1

Tabella 5-10 Condizioni di funzionamento a 1500 rpm

<i>Angolo</i>	<i>Tempo</i>	<i>Velocità</i>	<i>Portata Volumetrica</i>	<i>Portata in Massa</i>
°	ms	m/s	mm ³ /s	g/s
0	0	0	0	0
3.375	0.375	0	0	0
5.256	0.584	146	1678.856	1.428568
6.246	0.694	0	0	0
41.6	4.622222	0	0	0
44.975	4.997222	0	0	0
46.406	5.156222	133.5	1535.118	1.306259
47.396	5.266222	0	0	0
46.5	5.166667	0	0	0
49.83773	5.537526	0	0	0
51.9	5.766667	351.8819	4046.295	3.443063
55.69402	6.188225	464.2241	5338.12	4.542299
61.98	6.886667	464.2241	5338.12	4.542299
63.69	7.076667	41.78017	480.4308	0.408807
66.3	7.366667	0	0	0

Tabella 5-11 Caratteristiche dell'iniettore, a 1500 rpm, ricavate per via sperimentale

Si osserva che la pressione nel rail riportata in tabella 5-10 è ulteriormente calata rispetto ai casi precedenti, mentre si osserva un anomalo aumento della densità. Come si osserverà in seguito, questo valore di densità determina una certa differenza tra i risultati sperimentali e quelli ottenuti in simulazione. In tabella 5-11 sono riportati, invece, i valori di derivazione sperimentale di principale interesse.

Una volta definita la legge tempo-forza di attuazione del solenoide, si sono confrontati i risultati ottenuti in termini di velocità di efflusso (fig. 5-11 (a)) e di portata volumetrica (fig. 5-11 (b)), in funzione del tempo.

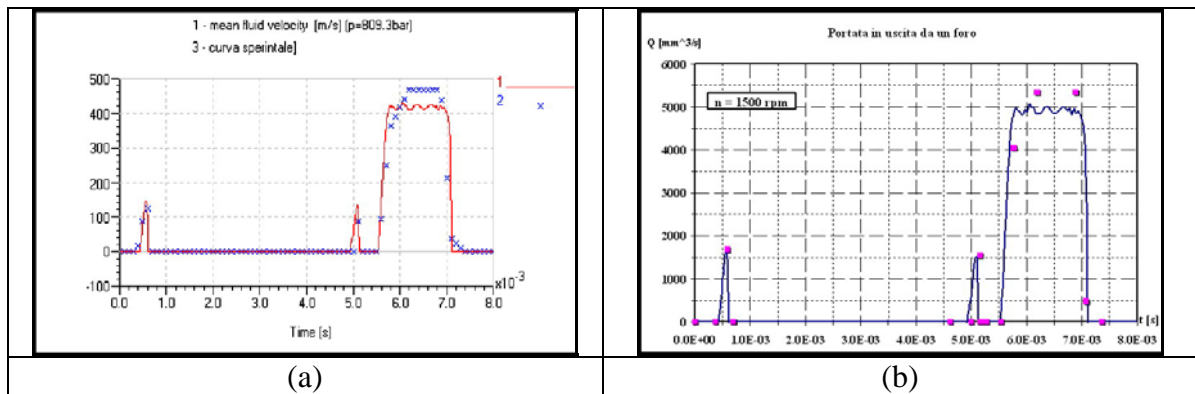


Figura 5-11 (a) Confronto numerico-sperimentale della velocità di efflusso in un singolo foro, (b) Confronto numerico sperimentale della portata volumetrica in un singolo foro. Regime: 1500 rpm

Per quanto riguarda il timing della curva di iniezione, i risultati sono ottimali, tuttavia, il valore centrale della velocità di efflusso risulta abbastanza lontano dal valore sperimentale. La ragione risiede soprattutto nel valore alquanto opinabile della densità del gasolio usata nella misurazione al banco.

Con riferimento alla fig. 5-11 (b), i dati sperimentali ottenuti attraverso misurazioni indirette (quadrati colore viola) si discostano dai valori ottenuti dalla simulazione solamente per l'iniezione principale. Si ribadisce che tale discordanza è sostanzialmente dovuta all'errore inerente alla tipologia della misurazione (indiretta) e al valore di densità utilizzata, non coerente con la realtà operativa.

In definitiva, è possibile affermare che è stato ottenuto un buon comportamento del modello sviluppato in ambiente AMESim. L'obiettivo finale sarà quello di utilizzare tale modello per la definizione della legge tempo-forza di attuazione del solenoide in relazione alle strategie di iniezione definite per il motore oggetto di sviluppo, HSD₂. Tali leggi di

iniezione, la cui forma generale è riportata in fig. 5-12, sono state definite ed ottimizzate sulla base di calcoli 1D e 3D per tutti i regimi di principale interesse.

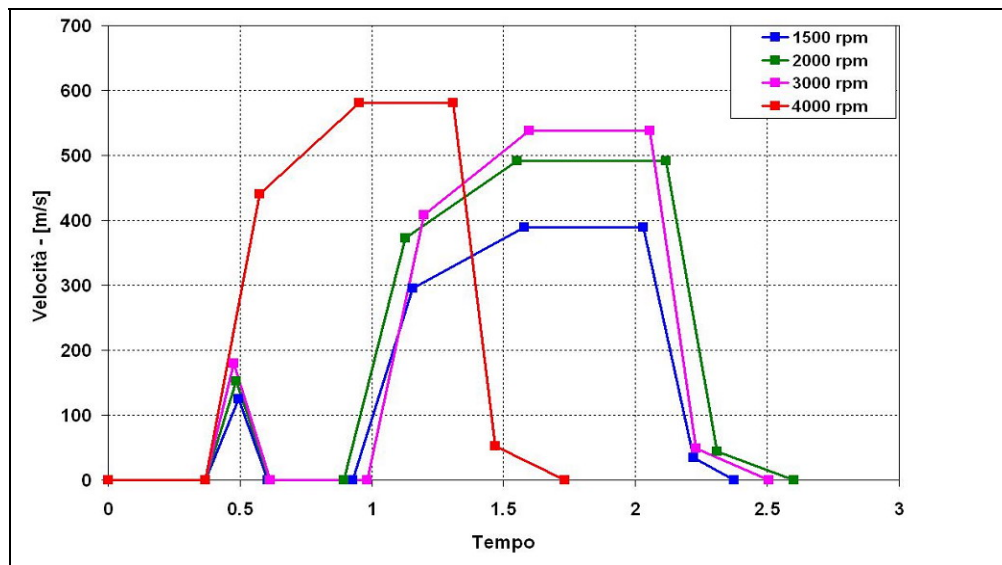


Figura 5-12 Leggi di iniezione definite per il motore HSD2 a pieno carico e quattro regimi

CONCLUSIONI

Il presente elaborato descrive il progetto e lo sviluppo di un motore Diesel “veloce” a due tempi di nuova concezione per applicazioni automobilistiche, battezzato con la sigla *HSD₂*, ed analizza le informazioni, ottenute esclusivamente a calcolo, in merito alla fattibilità ed alla convenienza del concetto proposto, in termini di prestazioni, di efficienza di conversione e, in particolar modo, di emissioni inquinanti; tutto ciò compatibilmente con le imprescindibili esigenze di costi ed ingombri contenuti i quali, infatti, rappresentano un aspetto fondamentale nell’ambito della produzione industriale di veicoli per trasporto civile, per il quale questo progetto è stato concepito. Questo nuovo concetto di motore prevede un sistema di iniezione Common Rail di ultima generazione, un lavaggio ad anello che non richiede la presenza di valvole a fungo, una camera di combustione semplice e compatta ricavata sulla testa, un pistone piatto e leggero, un sistema di sovralimentazione esterno costituito da un compressore volumetrico ad alimentazione meccanica posto in serie ad un compressore dinamico alimentato da una turbina a geometria variabile e, infine, un sistema di lubrificazione di tipo tradizionale con carter; non è prevista la presenza di un sistema di ricircolo esterno di parte dei gas combusti tramite EGR, ciò grazie all’effetto di “ricircolo interno”, questo si manifesta in modo del tutto naturale durante il complesso processo di lavaggio. Lo sviluppo di questo prototipo virtuale, con particolare attenzione al sistema di combustione, si basa su una serie di simulazioni CFD, i cui i risultati principali, descritti in forma dettagliata, sono presentati nel capitolo 4.

I risultati CFD-3D forniscono alcune informazioni utili, come la legge di rilascio calore, da utilizzare come input per le simulazioni 1D, che costituiscono lo strumento fondamentale per definire i principali parametri operativi e geometrici, e supportano la scelta del sistema di sovralimentazione. Tali simulazioni consentono, inoltre, di ottenere informazioni preziose in merito alla qualità del sistema di combustione con particolare riferimento all’efficienza di conversione ed alla formazione delle principali emissioni inquinanti. La definizione e l’analisi del sistema di combustione è stato l’aspetto maggiormente indagato da parte dello scrivente in questo elaborato.

Lo studio pone a confronto il prototipo a due tempi con un piccolo motore a quattro tempi tradizionale di pari alesaggio, sia a carico parziale che a pieno carico, sempre per mezzo di simulazioni numeriche. I risultati di queste simulazioni hanno evidenziato che il

motore a due tempi è in grado di erogare una potenza specifica considerevole (da 80 fino a 110 CV/l contro 75 CV/l del motore a quattro tempi) con ulteriori vantaggi in termini di consumi ed emissioni inquinanti, soprattutto a carico parziale. A questo aspetto si aggiunge la possibilità, o l'ambizione, di raggiungere questo risultato con un motore caratterizzato da una notevole compattezza e da una semplicità costruttiva che lo favorisce in termini di costi di produzione.

Come accennato, i risultati più incoraggianti sono stati ottenuti a carico parziale, condizione operativa in corrispondenza della quale il motore HSD₂ ha manifestato la possibilità di lavorare con rapporti aria/combustibile più elevati rispetto al motore a quattro tempi di riferimento. L'elevata quantità di gas residui, inoltre, presente all'interno del cilindro, pur senza l'ausilio di una valvola EGR, ha messo in evidenza una sensibile riduzione delle emissioni inquinanti allo scarico, con particolare riferimento alle emissioni di NO_x e particolato.

L'analisi di un prototipo non realmente esistente ha rappresentato un impedimento superato per mezzo di validazioni numerico-sperimentali degli strumenti informatici, utilizzati durante l'intera fase di sviluppo fin qui svolto. Le informazioni ottenute per via esclusivamente numerica non avrebbero avuto alcun senso se non previo riscontri sperimentali, a causa di ciò si consiglia di adottare una buona dose di scetticismo in merito ai valori assoluti delle analisi eseguite, soprattutto in termini di emissioni inquinanti, riponendo, al contrario, grande fiducia nelle indicazioni ottenute, in merito alle tendenze dei principali aspetti analizzati per mezzo di confronti relativi fra configurazioni differenti e motori diversi.

In ultimo, preme sottolineare come i risultati presentati in questo elaborato siano tutt'altro che definitivi. Rimane ancora molto lavoro da compiere al fine di ottimizzare i diversi componenti ed i principali sistemi ausiliari del motore due tempi, soprattutto in vista della realizzazione di un prototipo sul quale eseguire rilievi sperimentali, finalizzati sia alla validazione dei modelli numerici utilizzati, che alla verifica finale del lavoro svolto e delle potenzialità del concetto di motore a due tempi Diesel veloce qui proposto.

APPENDICE

L'argomento trattato in questa sezione approfondisce gli aspetti relativi alla chimica di combustione e descrive una metodologia di calcolo messa a punto, durante il corso di Dottorato, per la stima dei contributi energetici associati ai principali processi che hanno luogo nel motore. Tale metodologia è stata sviluppata sulla base di dati sperimentali e parametri costruttivi e di funzionamento del motore come traccia di pressione, cilindrata unitaria, rapporto di compressione, portata d'aria aspirata, indice d'aria, regime di rotazione, etc. A seguito di una documentazione bibliografica relativa alle principali proprietà delle miscele gassose, tale metodologia di calcolo è stata messa a punto per la chiusura del bilancio termico del motore a valvole chiuse; in seguito, tale metodologia, è stata implementata in ambiente VBA al fine di realizzare uno strumento informatico pratico ai fini aziendali.

Dal punto di vista teorico, si è reso necessario stimare tutte le grandezze coinvolte nel primo principio della termodinamica:

$$Q_c - Q_p - Q_\lambda - Q_{HC} = L + \Delta E \quad \text{A.1}$$

dove Q_c è il calore rilasciato in combustione, Q_p è il calore perso a parete e rappresenta il termine di chiusura del bilancio, Q_λ è il calore che non riesce a liberarsi per carenza di ossigeno, Q_{HC} è il calore perso per presenza allo scarico di idrocarburi incombusti, L è il lavoro calcolato sulla base della traccia di pressione sperimentale, ΔE è la differenza di energia interna fra gli istanti angolari di inizio e fine valutazione del bilancio. L'attività è stata svolta seguendo un approccio strettamente chimico, validato attraverso una procedura tradizionale di stima di un bilancio energetico. Tale approccio si è reso utile ed interessante a causa della presenza del termine ΔE relativo alla variazione di energia interna, questo termine è, infatti, strettamente dipendente dalla composizione chimica dei gas, oltre che dalla temperatura.

Al fine di mettere a punto una procedura di calcolo basata su dati sperimentali è stato prima eseguito un censimento dei dati strettamente indispensabili al raggiungimento di tale obiettivo:

- Cilindrata unitaria V_c

- Portata d'aria Q_{tot}
- Indice d'aria λ
- Regime di rotazione rpm
- Coefficiente di intrappolamento η_{ir}
- Frazione di gas residui del ciclo precedente presenti nel cilindro, x_b
- Istante angolare iniziale e finale del calcolo $CA(1)$, $CA(2)$
- Traccia di pressione tra i due istanti angolari $p(i)$, $i = CA(1)$, $CA(2)$
- Rapporto di compressione R_C
- Rapporto "raggio di manovella / lunghezza di biella" λ_m

Si precisa soltanto che, al contrario di tutte le grandezze appena elencate, η_{ir} ed x_b non derivano da misure sperimentali ma da calcoli di codici a parametri concentrati.

A partire dalla definizione di calore specifico a pressione e a volume costante, energia interna specifica, entalpia specifica, entalpia specifica sensibile, entalpia specifica di formazione, si è proceduto a sviluppare metodologie e reperire polinomi per il calcolo di alcune grandezze termodinamiche coinvolte nel bilancio e dipendenti dalla composizione dei gas [3],[20]. I calori specifici a pressione e a volume costante, rispettivamente c_p e c_v , l'entalpia specifica h e l'energia interna specifica e sono di seguito definite:

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_{p=const.} \quad A.2$$

$$c_v = \left(\frac{\partial e}{\partial T} \right)_{v=const.} \quad A.3$$

$$h(T) = h(T_0) + \int_{T_0}^T c_p(T) \cdot dT \Rightarrow h = h_0 + c_p \Big|_{T_0}^T \cdot (T - T_0) \quad A.4$$

$$e(T) = e(T_0) + \int_{T_0}^T c_v(T) \cdot dT \Rightarrow e = e_0 + c_v \Big|_{T_0}^T \cdot (T - T_0) \quad A.5$$

Fissata la specie chimica k , l'entalpia specifica è definita a meno di una costante che dipende dallo stato standard di riferimento. In genere lo standard di riferimento è definito dalle seguenti condizioni:

- Pressione: $p_0 = 101325$ Pa
- Temperatura: $T_0 = 298,15$ K

L'entalpia specifica è, inoltre, espressa dalla somma di una costante, l'entalpia di formazione dipendente solo dalla specie chimica, e dall'entalpia sensibile, che costituisce il contributo di variazione di entalpia dovuto alla temperatura.

$$h_k(T)_{T_0} = h_{k,s}(T)_{T_0} + \Delta h_k^\circ(T_0) \quad \text{A.6}$$

$$h_k(T)_{298.15} = h(T_0) + \int_{T_0=298.15}^T c_{p,k} dT + \Delta h_k^\circ(298.15) \quad \text{A.7}$$

Considerata quindi una miscela gassosa ad una determinata temperatura, il suo valore di entalpia specifica viene calcolato come media pesata sulla massa delle entalpie specifiche di ogni specie chimica:

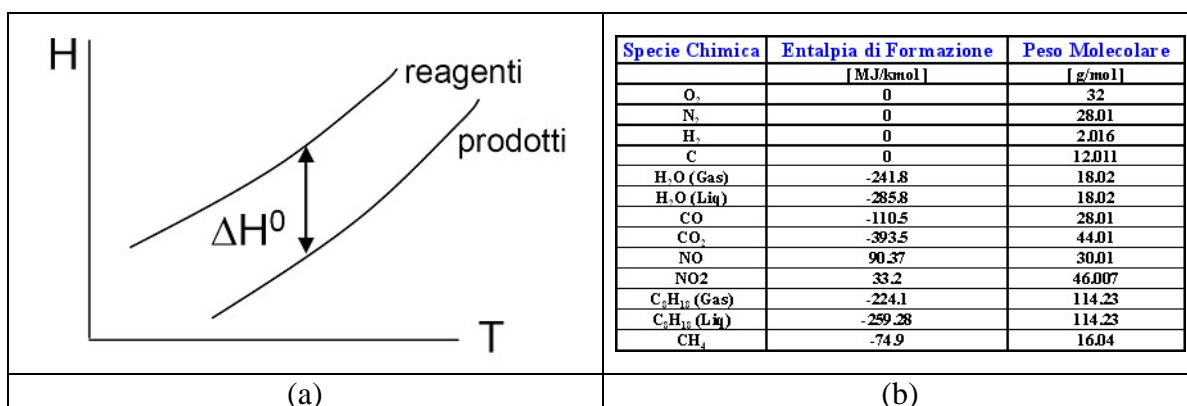
$$\bar{h}(T) = \sum_{k=1}^K x_k h_k(T) \quad \text{A.8}$$

dove K è il numero di specie chimiche contenute nella miscela, x_k ed h_k sono rispettivamente la frazione in massa e l'entalpia specifica della k -esima specie chimica.

L'entalpia nello stato di riferimento è detta entalpia standard di formazione, essa è pari al calore rilasciato da 1 mole di sostanza nelle condizioni standard, quindi il calore rilasciato da una reazione di combustione è pari alla differenza tra l'entalpia di formazione dei reagenti e l'entalpia di formazione dei prodotti.

$$\Delta H^0 = \sum_{k_R} n_{k_R} \tilde{\Delta h}_{k_R}^0 - \sum_{k_P} n_{k_P} \tilde{\Delta h}_{k_P}^0 \quad \text{A.9}$$

dove n_{k_R} e n_{k_P} sono il numero di moli della sostanza k rispettivamente nei reagenti e nei prodotti, mentre $\tilde{\Delta h}_{k_R}^0$ e $\tilde{\Delta h}_{k_P}^0$ sono i valori di entalpia di formazione della sostanza k rispettivamente nei reagenti e nei prodotti, espressi in J/mol , (fig. A-1 (a)).

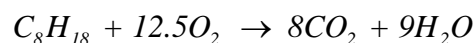


A- 1 (a) Calore rilasciato in combustione in una reazione teorica, (b) Tabella dei valori di entalpia di formazione e peso molecolare per le specie chimiche di principale interesse

Considerata una reazione teorica in condizioni stechiometriche, il rapporto $\frac{\Delta H^0}{\mu_k}$ indica il potere calorifico della sostanza k , potere calorifico inferiore (LHV) se nei prodotti della reazione teorica di combustione verrà considerata acqua in fase aeriforme, potere calorifico superiore se nella reazione teorica di combustione verrà considerata acqua in fase liquida. Si riportano di seguito due esempi, relativi all'isottano C_8H_{18} e al metano CH_4 , rispettivamente, che mettono in evidenza la sostanziale equivalenza significativa tra le due grandezze: Differenza di entalpia di formazione in una combustione completa e teorica, ΔH^0 , e potere calorifico inferiore LHV .

Esempio 1: C_8H_{18}

Combustione completa e teorica di una mole di *Isottano*:



Calcolo dell'entalpia di formazione dei Reagenti (v. fig. A-1 (b)):

$$\Delta \tilde{h}_{O_2}^0(298.15) = 0 \text{ J/mol}$$

$$\Delta \tilde{h}_{C_8H_{18}}^0(298.15) = -224100 \text{ J/mol}$$

$$\Delta H^0_R = 1 \cdot \Delta \tilde{h}_{C_8H_{18}}^0 + 12.5 \cdot \Delta \tilde{h}_{O_2}^0 = -224100 \text{ J/mol}$$

Calcolo dell'entalpia di formazione dei Prodotti (v. fig. A-1 (b)):

$$\Delta \tilde{h}_{CO_2}^0(298.15) = -393500 \text{ J/mol}$$

$$\Delta \tilde{h}_{H_2O}^0(298.15) = -241800 \text{ J/mol (Fase Aereiforme)}$$

$$\Delta H_P^0 = 8 \cdot \Delta \tilde{h}_{CO_2}^0 + 9 \cdot \Delta \tilde{h}_{H_2O}^0 = 8 \cdot (-393500) + 9 \cdot (-241800) = -5324 \cdot 10^3 \text{ J/mol}$$

Calore rilasciato da una reazione teorica e completa di una mole di C_8H_{18} :

$$\Delta H^0 = \Delta H_R^0 - \Delta H_P^0 = -224100 - (-5324 \cdot 10^3) = 5100.1 \cdot 10^3 \text{ J/mol}$$

Il potere calorifico inferiore è pertanto:

$$LHV_{C_8H_{18}} = \frac{\Delta H^0}{\mu_{C_8H_{18}}}$$

dove:

$$\mu_{C_8H_{18}} = 114.23$$

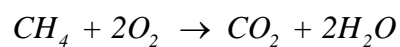
quindi:

$$LHV_{C_8H_{18}} = \frac{\Delta H^0}{\mu_{C_8H_{18}}} = \frac{5100.1 \cdot 10^3}{114.23} = 44647 \text{ J/g} \approx 44.5 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

dove 44.5 MJ/kg è circa il potere calorifico inferiore dell'isottano.

Esempio 2: CH_4

Combustione completa e teorica di una mole di *Metano*:



Calcolo dell'entalpia di formazione dei Reagenti (v. fig. A-1 (b)):

$$\Delta \tilde{h}_{O_2}^0(298.15) = 0 \text{ J/mol}$$

$$\Delta \tilde{h}_{CH_4}^0(298.15) = -74900 \text{ J/mol}$$

$$\Delta H_R^0 = 1 \cdot \Delta \tilde{h}_{CH_4}^0 + 2 \cdot \Delta \tilde{h}_{O_2}^0 = -74900 \text{ J/mol}$$

Calcolo dell'entalpia di formazione dei Prodotti (v. fig. A-1 (b)):

$$\tilde{h}_{CO_2}^0(298.15) = -393500 \text{ J/mol}$$

$$\tilde{h}_{H_2O}^0(298.15) = -241800 \text{ J/mol (Fase Aereiforme)}$$

$$\Delta H_P^0 = \tilde{h}_{CO_2}^0 + 2 \cdot \tilde{h}_{H_2O}^0 = (-393500) + 2 \cdot (-241800) = -877.1 \cdot 10^3 \text{ J/mol}$$

Calore rilasciato da una reazione teorica e completa di una mole di C_8H_{18} :

$$\Delta H^0 = \Delta H_R^0 - \Delta H_P^0 = -74900 - (-877100) = 802200 \text{ J/mol}$$

Il potere calorifico inferiore è pertanto:

$$LHV_{CH_4} = \frac{\Delta H^0}{\mu_{C_8H_{18}}}$$

dove:

$$\mu_{CH_4} = 16.043$$

quindi:

$$LHV_{CH_4} = \frac{\Delta H^0}{\mu_{CH_4}} = \frac{802200}{16.043} = 50003.11 \text{ J/g} \approx 50.0 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

dove 50.0 MJ/kg è circa il potere calorifico inferiore del metano.

Sono state quindi analizzate metodologie e dati presenti in due attendibili fonti bibliografiche: nella prima [3] vengono forniti dei polinomi interpolanti di entalpia specifica molare e calore specifico a pressione costante, nella seconda [20] vengono forniti i dati di entalpia sensibile specifica molare per punti di temperatura (passo = 100 K), e separatamente i valori di entalpia di formazione.

I dati presenti in entrambe le fonti bibliografiche sono stati elaborati a partire da una fonte comune: le tabelle JANAF, ricavate nel corso di un progetto della NASA ([31],[32]), ed, in questa sede è stata verificata e riscontrata la sostanziale equivalenza di dati forniti in forma diversa. Nell'ambito di questa attività si è deciso di utilizzare i polinomi forniti da [3] in quanto formalmente più manipolabili.

Tali polinomi vengono forniti da Heywood nella seguente forma:

Per le specie chimiche di principale interesse:

$$\left[\frac{J}{mol K} \right] \quad \tilde{c}_p = \mathfrak{R}_u \left[a_1 + a_2 \cdot T + a_3 \cdot T^2 + a_4 \cdot T^3 + a_5 \cdot T^4 \right] \quad A.10$$

$$\left[\frac{J}{mol} \right] \quad \tilde{h} = \mathfrak{R}_u \cdot T \left[a_1 + \frac{a_2}{2} \cdot T + \frac{a_3}{3} \cdot T^2 + \frac{a_4}{4} \cdot T^3 + \frac{a_5}{5} \cdot T^4 + \frac{a_6}{T} \right] \quad A.11$$

Per i combustibili:

$$\left[\frac{J}{mol K} \right] \quad \tilde{c}_{p,f} = A_{f1} + A_{f2}t + A_{f3}t^2 + A_{f4}t^3 + \frac{A_{f5}}{t^2} \quad A.12$$

$$\left[\frac{J}{mol} \right] \quad \tilde{h}_f = A_{f1}t + A_{f2} \frac{t^2}{2} + A_{f3} \frac{t^3}{3} + A_{f4} \frac{t^4}{4} + \frac{A_{f5}}{t} + A_{f6} + A_{f8} \quad A.13$$

dove i coefficienti a_i ed A_{fi} sono tabulati in [3] in funzione della temperatura. Si precisa, inoltre, che i polinomi di entalpia specifica sono comprensivi anche dell'entalpia standard di formazione.

Sono stati quindi ricavati i polinomi relativi al calore specifico a volume costante e quelli relativi all' energia interna specifica:

$$\left[\frac{J}{mol K} \right] \quad \tilde{c}_v = \tilde{c}_p - \mathfrak{R}_u \quad A.14$$

$$\left[\frac{J}{mol} \right] \quad \tilde{e}(T) = \tilde{h}(T) - \mathfrak{R}_u T \quad A.15$$

Dove $\mathfrak{R}_u = 8.314 \frac{J}{mol K}$ è la costante universale dei gas perfetti.

Il programma sviluppato comprende un algoritmo di calcolo della composizione dei gas combusti e della carica fresca a partire dalla portata d'aria aspirata dal motore e dal valore di indice d'aria λ con cui sta lavorando il motore. Questo algoritmo è stato scelto sulla base della sua semplicità ed affidabilità, e si basa su un modello di calcolo proposto da [3] in cui il numero di moli calcolato per ogni specie va inteso come numero di moli per mole di O_2 aspirate. A questo scopo l'algoritmo implementato calcola, innanzitutto, la massa d'aria intrappolata nel cilindro, quindi il numero di moli di O_2 , infine stima la composizione dei gas.

Descrizione dell'Algoritmo: Fasi di Calcolo

Calcolo portata per un cilindro:

$$\left[\frac{g}{ciclo} \right] \quad Q = \frac{Q_{tot} \cdot \frac{10^3}{60}}{N \cdot \frac{rpm}{2}} \quad A.16$$

dove N è il numero di cilindri relativi alla misura di portata d'aria, mentre $\frac{10^3}{30 \cdot rpm}$ è

il fattore di conversione da $\left[\frac{kg}{h} \right]$ a $\left[\frac{g}{ciclo} \right]$.

Calcolo rendimento volumetrico:

$$[-] \quad \eta_v = \frac{Q}{\frac{\rho_a \cdot V_c}{1}} \quad A.17$$

Calcolo massa d'aria intrappolata:

$$[g] \quad m_a = Q \cdot \eta_{tr} \cdot l \quad A.18$$

Calcolo rendimento di carica:

$$[-] \quad \eta_c = \eta_v \eta_{tr} \quad A.19$$

Calcolo numero di moli d'aria:

$$[mol] \quad n_{aria} = \frac{m_a}{\mu_{aria}} \quad A.20$$

dove $\mu_{aria} = 28.962 \text{ u.m.a.}$ è il peso molecolare dell'aria.

Calcolo numero di moli di O_2 :

$$[mol] \quad n_{O_2} = n_{aria} \tilde{y}_{O_2,aria} \quad A.21$$

dove $\tilde{y}_{O_2,aria} = 0.2095$ è la concentrazione molare di O_2 nell'aria.

Calcolo della composizione dei gas, sia combustibili che incombustibili, in numero di moli di ogni specie per n_{O_2} nei presenti nei gas reagenti. Tale calcolo è stato eseguito sulla base di un modello matematico proposto da in [3] e le cui relazioni finali sono riportate in A-2 (a), per i gas combustibili, e A-2 (b) per i gas reagenti.

Burned Mixture			Unburned Mixture		
<i>Moles Number of Species</i> <i>Moles Number O₂ Reactant</i>	$\phi \leq 1$	$\phi > 1$	<i>Moles Number of Species</i> <i>Moles Number O₂ Reactant</i>	$\phi \leq 1$	$\phi > 1$
CO_2	$\varepsilon\phi$	$\varepsilon\phi - c$	n_f	$\frac{4(1-x_b)(1+2\varepsilon)\phi}{\mu_f}$	
H_2O	$2(1-\varepsilon)\phi$	$2(1-\varepsilon\phi) + c$	O_2	$1 - x_b\phi$	$1 - x_b$
CO	0	c	N_2	ψ	ψ
H_2	0	$2(\phi - 1) - c$	CO_2	$x_b\varepsilon\phi$	$x_b(\varepsilon\phi - c)$
O_2	$1 - \phi$	0	H_2O	$2x_b(1 - \varepsilon)\phi$	$x_b[2(1 - \varepsilon\phi) + c]$
N_2	ψ	ψ	CO	0	$x_b c$
n_b	$[(1-\varepsilon)\phi + 1 + \psi]$	$[(2-\varepsilon)\phi + \psi]$	H_2	0	$x_b[2(\phi - 1) - c]$
			n_u	$(1-x_b)\left[\frac{4(1+2\varepsilon)\phi}{\mu_f} + 1 + \psi\right] + x_b n_b$	
	(a)			(b)	

A- 2 Calcolo composizione dei gas freschi (b) e dei gas di combustibili (c)

Dove:

- n_f è il numero di moli di combustibile
- m_f è il peso molecolare del combustibile
- x_b è la frazione in massa dei gas residui
- $\varepsilon = 4/(4+y)$, dove y è il rapporto molare H/C del combustibile
- ϕ è rapporto di equivalenza
- $\psi = 3,773$ è il rapporto molare N/O per l'aria
- c è un parametro dipendente principalmente dalla reazione teorica e da ϕ

Calcolo delle temperature all'istante angolare di inizio e fine bilancio (CA(1) e CA(2): istanti angolari di inizio e fine bilancio):

$$[K] \quad T(CA(1)) = \frac{p(CA(1)) \cdot V(CA(1))}{m_{tot} \cdot R_{aria}} \cdot 10^{-1} \quad A.22$$

$$[K] \quad T(CA(2)) = \frac{p(CA(2)) \cdot V(CA(2))}{m_{tot} \cdot \bar{R}_b} \cdot 10^{-1} \quad A.23$$

dove la pressione p è espressa in *bar* ed il volume V espresso in cm^3 , mentre \bar{R}_b è la *costante media del gas* espressa in funzione del *peso molecolare medio del gas* $\bar{\mu}_b$ definito come massa totale del gas diviso numero di moli totale del gas come in A-2.

$$\left[\frac{J}{g \cdot K} \right] \quad \bar{R}_b = \frac{\mathfrak{R}_u}{\bar{\mu}_b} \quad A.24$$

$$[u.m.a.] \quad \bar{\mu}_b = \frac{32 + 4 \cdot \phi(1 + 2\varepsilon) + 28.16\psi}{n_b} \quad A.25$$

Calcolo dell'energia interna specifica:

$$[J] \quad \tilde{e}(T)_{T_0} = \tilde{h}(T)_{T_0} - \mathfrak{R}_u T \quad A.26$$

$$[J] \quad \bar{e}(T)_{T_0} = \frac{1}{m_{tot}} \sum_{spc=1}^{n_{-spc}} n_{spc} \tilde{e}_{spc}(T) \quad A.27$$

Dove la A.26 rappresenta l'energia interna specifica molare, mentre la A.27 rappresenta l'energia interna specifica riferita all'unità di massa.

Calcolo dell'energia interna specifica sensibile:

$$[J] \quad \tilde{e}_s(T)_{T_0} = \tilde{h}_s(T)_{T_0} - \mathfrak{R}_u T \quad A.28$$

$$[J] \quad \bar{e}_s(T)_{T_0} = \frac{1}{m_{tot}} \sum_{spc=1}^{n_{-spc}} n_{spc} \tilde{e}_{s,spc}(T) \quad A.29$$

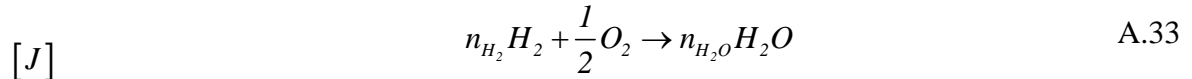
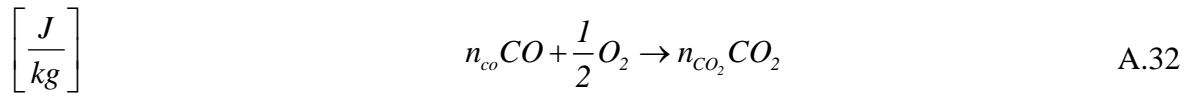
Dove la A.28 rappresenta l'energia interna specifica sensibile molare, mentre la A.29 rappresenta l'energia interna specifica sensibile riferita all'unità di massa.

Calcolo del calore rilasciato durante la combustione (A.30, relativo all'unità di massa dei gas, A.31, assoluto):

$$\left[\frac{J}{kg} \right] \quad q_c = \frac{1}{m_{tot}} \left\{ \left(\sum_{spc=1}^{n_{-spc}} n_{spc} \Delta \tilde{h}_{spc}^\circ(T_0) \right)_P - \left(\sum_{spc=1}^{n_{-spc}} n_{spc} \Delta \tilde{h}_{spc}^\circ(T_0) \right)_R \right\} \quad A.30$$

$$[J] \quad Q_c = q_c \cdot m_{tot} \quad A.31$$

Calcolo dell'energia persa per formazione di CO ed H₂, nel caso di miscele grasse, ottenuto considerando le reazioni teoriche di ossidazione del CO e dell'H₂



In definitiva, il calore rilasciato dalle 2 reazioni è:

$$[J] \quad Q_{CO} = \Delta H^0_R - \Delta H^0_P = n_{co}\Delta H^0_{CO} + n_{O_2}\Delta H^0_{O_2} - n_{CO_2}\Delta H^0_{CO_2} \quad A.34$$

$$[J] \quad Q_{H_2} = \Delta H^0_R - \Delta H^0_P = n_{H_2}\Delta H^0_{H_2} + n_{O_2}\Delta H^0_{O_2} - n_{H_2O}\Delta H^0_{H_2O} \quad A.35$$

quindi il calore perso per incompleta ossidazione del combustibile dovuta a carenza di ossigeno in miscele grasse è:

$$[J] \quad Q_{CO+H_2} = Q_\lambda = Q_{CO} + Q_{H_2} \quad A.36$$

Calcolo della PMI necessaria al calcolo del lavoro meccanico:

Fissato un passo angolare $d\theta$ definito dalla frequenza di acquisizione dello strumento di misura:

$$[bar] \quad PMI = \frac{1}{V_c} \int_{CA(1)}^{CA(2)} p dV \cong \frac{1}{V_c} \sum_{\vartheta=CA(1)}^{CA(2)} p(\vartheta) \cdot (V(\vartheta) - V(\vartheta - d\vartheta)) \quad A.37$$

Dove $V(\theta)$ è calcolata secondo la legge ideale del manovellismo di spinta.

$$[cm^3] \quad V(\vartheta) = V \left\{ \frac{1}{R_C - 1} + \frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\lambda_m} - \cos \vartheta - \frac{1}{\lambda_m} \sqrt{1 - \lambda_m^2 \sin^2 \vartheta} \right] \right\} \quad A.38$$

Calcolo del rendimento di combustione η_{cc} :

$$[-] \quad \eta_{cc} = \frac{Q_{c, reale}}{Q_{c, teorica} \cdot \lambda} \quad A.39$$

dove la $Q_{c, reale}$ è definita dalla A.31, mentre la $Q_{c, teorica}$ è definita massa di combustibile per il relativo potere calorifico inferiore.

Calcolo dell'energia persa sottoforma di idrocarburi incombusti Q_{HC} .

Si procede alla stima dell'energia persa sottoforma di idrocarburi incombusti per mezzo di un artificio che, sulla base degli atomi di carbonio rilevati dallo strumento di misura, in *ppm*, ne suppone un'ossidazione completa come propano equivalente (C_3H_8) o come metano equivalente (CH_4).

Una parte degli HC che vengono rilevati dallo strumento di misura deriva da vapori di benzina che non hanno, in alcun modo, partecipato al bilancio perché sfuggiti durante la fase di incrocio. Si stima, innanzitutto, la massa di gas che sfugge durante l'incrocio:

$$[mg] \quad M_{Incrocio} = M_{Scarico} - M_{Intrappolata} \quad A.40$$

Si calcola la massa di combustibile "puro" presente in quella miscela, questo combustibile non ha partecipato al bilancio, la A.41 tiene quindi conto della massa di HC che non ha partecipato al bilancio:

$$[mg] \quad M_{Incrocio}^{HC} = \frac{M_{Incrocio}}{\lambda \left(\frac{M^{aria}}{M^{comb}} \right)_s + 1} \quad A.41$$

Si converte in *mg* la massa di HC rilevata sperimentalmente in *ppm*:

$$[mg] \quad M_{Scarico}^{HC} = \frac{ppm_{Scarico}^{HC}}{10^6} \cdot M_{Scarico} \quad A.42$$

Si stima la massa di HC coinvolti nel bilancio come differenza tra le A.42 e la A.41:

$$[mg] \quad M_{Effettiva}^{HC} = M_{Scarico}^{HC} - M_{Incrocio}^{HC} \quad A.43$$

Si calcola, infine, l'energia associata agli HC (Q_{HC}) come ossidazione completa della massa ricavata in A.43 con potere calorifico inferiore pari a quello del metano (A.44) e propano (A.45):

$$[J] \quad Q_{HC} = M_{Effettiva}^{HC} \cdot K_i^{CH_4} \quad A.44$$

$$[J] \quad Q_{HC} = M_{Effettiva}^{HC} \cdot K_i^{C_3H_8} \quad A.45$$

Riepilogando i termini di bilancio tra CA(1) e CA(2), si ha:

- Calore effettivamente rilasciato in combustione: $Q_{c, reale} = q_c \cdot m_{tot}$
- Energia chimica introdotta: $Q_{c, teorica} = q_c \cdot m_{tot} + Q_{CO+H_2}$
- Energia interna: $\Delta E = \bar{e} \cdot m_{tot}$
- Energia interna sensibile: $\Delta E_s = \bar{e}_s \cdot m_{tot}$
- Lavoro meccanico: $L = PMI \cdot V_c$
- Energia associata alle catene di idrocarburi incombusti Q_{HC} .

La A.1 può scritta nelle due forme, assolutamente equivalenti, A.46 e A.47

$$[J] \quad Q_c - Q_p - Q_\lambda - Q_{HC} = L + \Delta E_s \quad A.46$$

$$[J] \quad -Q_p - Q_\lambda - Q_{HC} = L + \Delta E_{form+sens} \quad A.47$$

Il termine $Q_{c, reale} = Q_{c, teorica} - Q_\lambda$ ingloba già due termini di bilancio dell'equazione (A.1, A.46, A.47). Considerando quindi il calore scambiato a parete come termine di chiusura del bilancio, si avrà che $Q_p = Q_{c, reale} - Q_{HC} - L - \Delta E_s$ secondo un approccio più tradizionale, oppure $Q_p = -Q_{HC} - L - \Delta E_{form+sens}$ considerando il termine ΔE calcolato a partire dall'entalpia "totale", ossia la somma dell'entalpia di formazione e dell'entalpia sensibile, in cui il contributo energetico del calore rilasciato dalla combustione (pari alla differenza tra l'entalpia di formazione dei reagenti e l'entalpia di formazione dei prodotti), è già incluso nel termine ΔE .

BIBLIOGRAFIA

- [1] *J.B. Heywood, E. Sher, THE TWO-STROKE CYCLE ENGINE, Taylor & Francis*
- [2] *G. Cantore, MACCHINE, Appunti tratti dalle lezioni, Pitagora, Bologna*
- [3] *J.B. Heywood, INTERNAL COMBUSTION ENGINES FUNDAMENTALS, Mc Graw Hill Int.*
- [4] *G. Ferrari, MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA, Il Capitello, Torino*
- [5] *G.P. Blair, DESIGN AND SIMULATION OF TWO-STROKE ENGINES, SAE, 1996*
- [6] *G.P. Blair, DESIGN AND SIMULATION OF FOUR-STROKE ENGINES, SAE, 1999*
- [7] *Daihatsu Motor Co., Ltd, Press Information, The 58th International Motor Show, Frankfurt 1999. Per maggiori informazioni al riguardo consultare il sito web: www.daihatsu.com/motorshow/frankfurt99/S2cd*
- [8] *DeltaHawk Diesel Engines Website. Per maggiori informazioni al riguardo consultare il sito web: www.deltahawkengines.com*
- [9] *Michael Zoche Antriebstechnik Website. Per maggiori informazioni al riguardo consultare il sito web: www.zoche.de*
- [10] *Diesel Air Limited Website. Per maggiori informazioni al riguardo consultare il sito web: www.dair.co.uk*
- [11] *Wilksch Airmotive Limited Website. Per maggiori informazioni al riguardo consultare il sito web: www.wilksch.com*
- [12] *Yamaha Motor official announcement data, ENVIRONMENT-FRIENDLY SD (SUPER DIESEL) ENGINE DEVELOPED, March 23, 1999*
- [13] *Knoll, R., AVL TWO-STROKE DIESEL ENGINE, SAE Paper 980757, 1998.*
- [14] *Nomura, K., and Nakamura, N., DEVELOPMENT OF A NEW TWO-STROKE ENGINE WITH POPPET-VALVES: TOYOTA S-2 ENGINE, A New Generation of Two-Stroke Engines for the Future ? (Ed. P. Duret), pp. 53-62, Proceedings of the International Seminar held at IFP, Rueil-Malmaison, France, November 29-30, 1993*
- [15] *FEV Engine Technology Website. Per maggiori informazioni al riguardo consultare il sito web: www.fev.com*
- [16] *Hata, N., and Lio, T., IMPROVEMENT OF TWO-STROKE ENGINE PERFORMANCE WITH THE YAMAHA POWER VALVE SYSTEM (YPVS). SAE Paper 810922, 1981*

- [17] C.A. De Marco, E. Mattarelli, F. Paltrinieri, *A NEW COMBUSTION SYSTEM FOR 2-STROKE HSDI DIESEL ENGINE*, SAE Paper 2007-01-1255, Detroit, Aprile 2007
- [18] V.I. Golovitchev, N. Nordin, R. Jarinki, J. Chomiak, *3-D DIESEL SPRAY SIMULATION USING A NEW DETAILED CHEMISTRY TURBULENT COMBUSTION MODEL*, SAE Paper 2000-01-1891,2000
- [19] T. Cerri, E. Mattarelli, A. Onorati, *1D ENGINE SIMULATION OF A SMALL HSDI DIESEL ENGINE APPLYING A PREDICTING COMBUSTION MODEL*, *Asme International Combustion Engine Division 2006 Spring Technical Conference*, May 2006, Aachen, Germany, ICES 2006-1382
- [20] Los Alamos National Laboratory, *KIVA-3: A KIVA PROGRAM WITH BLOCK-STRUCTURED MESH FOR COMPLEX GEOMETRIES*
- [21] Gordon, D., and Mc Bride, B. J., *COMPUTER PROGRAM FOR THE CALCULATION OF COMPLEX CHEMICAL EQUILIBRIUM COMPOSITION, ROCKET PERFORMANCE, INCIDENT AND REFLECTED SHOCKS, AND CHAPMAN-JOUGUET DETONATIONS*, NASA publication SP-273, 1971 (NTIS number N71-37775)
- [22] Shevlla, R., and Mc Bride, B. J., *FORTAN IV COMPUTER PROGRAM FOR CALCULATION OF THERMODYNAMIC AND TRANSPORT PROPERTIES OF COMPLEX CHEMICAL SYSTEMS*, NASA technical note TND-7056, 1973 (NTIS number N73-15954)
- [23] M.H. Howarth, *THE DESIGN OF HIGH SPEED DIESEL ENGINE*, Constable, London
- [24] W. Malalasekera, H.K. Versteeg, *AN INTRODUCTION TO COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS; THE FINITE VOLUME METHOD APPROACH*, Prentice Hall, 1995
- [25] Y. Ykeda, T. Ohira, T.Takahashi, T. Nakajima, *MISFIRING EFFECT OF SCAVENGING PORT AND EXHAUST PIPE IN A SMALL TWO-STROKE ENGINE*, SAE Paper 930498
- [26] V.I. Golovitchev, J. Gustavson, G. Cantore, L. Montorsi, F.E. Corcione, *LARGE SCALE CFD APPROACH FOR SPRAY COMBUSTION MODELING IN COMPRESSION IGNITED ENGINES*, *7th International Conference on Engines for Automobile*, September 11-16, Capri, Napoli, ICE2005-45
- [27] V.I. Golovitchev, L. Montorsi, C.A. Rinaldini, A. Rosetti, *CFD COMBUSTION AND EMISSION FORMATION MODELING FOR A HSDI DIESEL ENGINE USING DETAILED CHEMISTRY*, *Asme International Combustion Engine Division 2006 Fall Technical Conference*, November 2006, Sacramento, CA, USA

- [28] *G. Cantore, C.A. De Marco, E. Mattarelli, F. Paltrinieri, F. Tosetti, PRIMI RISULTATI DELLO SVILUPPO DI UN MOTORE DIESEL VELOCE A DUE TEMPI DI NUOVA CONCEZIONE, Congresso Nazionale ATI, Perugia, Settembre 2006.*
- [29] *J. Gustavsson, V.I. Golovitchev, A. Helmantel, 3-D MODELING OF CONVENTIONAL AND HCCI COMBUSTION DIESEL ENGINES, SAE World Congress 2007*
- [30] *Magnussen, B.F., Hjertager, B.H., ON THE MATHEMATICAL MODELING OF TURBOLENT COMBUSTION WITH SPECIAL EMPHASIS ON SOOT FORMATION AND COMBUSTION , 16th International Symposium on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh (1976)*
- [31] *Bosch, GASOLINE-ENGINE MANAGEMENT, SAE International Editions, ISBN 0-7680-0510-8.*
- [32] *Gordon, D., and Mc Bride, B. J., COMPUTER PROGRAM FOR THE CALCULATION OF COMPLEX CHEMICAL EQUILIBRIUM COMPOSITION, ROCKET PERFORMANCE, INCIDENT AND REFLECTED SHOCKS, AND CHAPMAN-JOUGUET DETONATIONS, NASA publication SP-273, 1971 (NTIS number N71-37775)*
- [33] *Shevla, R., and Mc Bride, B. J., FORTRAN IV COMPUTER PROGRAM FOR CALCULATION OF THERMODYNAMIC AND TRANSPORT PROPERTIES OF COMPLEX CHEMICAL SYSTEMS, NASA technical note TND-7056, 1973 (NTIS number N73-15954)*