

POLITECNICO DI MILANO

Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione

Corso di Laurea Magistrale in
Ingegneria Energetica



Modellazione CFD della Camera di Combustione di un Motore a Ciclo Otto

Relatore: Prof. Angelo ONORATI
Correlatore: Ing. Marco MORONE

Tesi di Laurea di:

Saverio Edoardo GIRGENTI Matr. 818582

Anno Accademico 2014 - 2015

Saverio Edoardo Girgenti *Modellazione CFD della Camera di Combustione di un Motore a Ciclo Otto* | Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica, Politecnico di Milano.

© Copyright Aprile 2016.

Politecnico di Milano:

www.polimi.it

Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione:

www.ingindinf.polimi.it

Ringraziamenti

In primo luogo desidero ringraziare il Professore Angelo Onorati per i preziosi consigli e per l'incredibile disponibilità mostratami durante il corso di tutti questi anni di studio al Politecnico di Milano, specialmente negli ultimi mesi di svolgimento del lavoro finale di tesi.

Un ringraziamento speciale va all'ing. Marco Morone, per avermi dato la possibilità di completare il mio percorso universitario con uno stage presso la Virtual Validation Solution di Altran Italia spa, e all'ing. Eduardo Marrone, per avermi seguito e aiutato durante l'intera esperienza a Torino.

Ringrazio tutte le fantastiche persone che ho conosciuto durante il mio percorso accademico a Milano e durante l'intero anno di studi trascorso a Monterrey, con le quali ho condiviso momenti di studio ed esperienze di vita.

Infine il ringraziamento più importante va alla mia famiglia, senza la quale tutto questo non sarebbe stato possibile, a Chiara, per il costante supporto e incoraggiamento, e a mio "fratello" Matteo.

Milano, Aprile 2016

S. E. G.

*La vita è come uno specchio:
ti sorride se la guardi sorridendo.
Jim Morrison*

Indice

Introduzione	1
1 Fluidodinamica Computazionale	3
1.1 Equazioni Governanti	3
1.1.1 Equazione di continuità	4
1.1.2 Equazione del momento	4
1.1.3 Equazione dell'energia	5
1.1.4 Equazione di stato	5
1.1.5 Modello di turbolenza	5
1.2 Meshing	7
1.2.1 Tipologie di griglie	7
1.2.2 La mesh del modello	8
1.2.3 Trimmed Cell Mesher	9
1.2.4 Polyhedral Mesher	9
1.3 Metodi Numerici per CFD	11
2 Overset Mesh	15
2.1 Caratteristiche	15
2.2 Overset Mesh Zero Gap Interface	17
2.3 Overset Mesh workflow	19
2.3.1 Hole cutting	19
2.3.2 Donor Search	19
2.3.3 Overset Topology	20
3 Il Modello	23
3.1 Pistone	23
3.1.1 Legge di moto del pistone	24
3.2 Valvola aspirazione e scarico	26
3.2.1 Legge di alzata delle valvole	29
3.3 Alimentazione di combustibile	32
3.3.1 Iniezione di combustibile	33
3.3.2 Dosatura di combustibile	34
4 Simulazione Numerica	39
4.1 Condizioni iniziali	39
4.2 Condizioni al contorno	41
4.3 Definizione del moto relativo delle parti	42

4.4	Time-Step	43
4.5	Iniezione	43
5	Risultati	47
5.1	Pressioni	49
5.2	Portate Massiche	52
5.3	Tumble e Swirl	54
5.4	Iniezione	58
	Conclusioni	63

Elenco delle figure

1.1	Rappresentazione moto medio più moto fluttuante con U velocità.	6
1.2	Tipologie di celle	7
1.3	Esempio di griglia strutturata	8
1.4	Esempio di "Block-Structured Mesh"	8
1.5	Mesh superficiale con software HyperMesh	9
1.6	Mesh della valvola d'aspirazione non inizializzata	10
1.7	Illustrazione della discretizzazione dell'equazioni governanti	12
2.1	Background region e overset region	15
2.2	Configurazione con utilizzo Overset Mesh	16
2.3	Overset region e background region con soluzione non inizializzata	17
2.4	Overset region e background region con soluzione inizializzata	18
2.5	Overset region e background region con soluzione non inizializzata	18
2.6	Overset region e background region con soluzione inizializzata	18
2.7	Illustrazione celle donatrici e riceventi	20
2.8	Regione del pistone	21
3.1	Immagine raffigurante la forma del cielo del pistone	24
3.2	Rappresentazione schematica del gruppo: cilindro, biella, manovella e illustrante le principali grandezza geometriche del motore	24
3.3	Grafici velocità e posizione del pistone	25
3.4	Schema della valvola con parametri geometrici principali	26
3.5	Andamento in funzione di h/d_v del coefficiente di variazione dell'area di passaggio e due tipici diagrammi del coefficiente di efflusso C.	28
3.6	Modello CAD delle valvole	28
3.7	Rappresentazione della camma e le sue parti.	29
3.8	Diagramma circolare rappresentante la fasatura delle valvole	30
3.9	Grafico di velocità e posizione della valvola di aspirazione.	31
3.10	Grafico di velocità e posizione della valvola di scarico.	31
3.11	Diagramma fasature delle valvole rispetto all'angolo motore	32
3.12	Piano quotato rappresentante andamento del rapporto aria/combustibile in funzione del carico	33
3.13	Andamento coefficiente di riempimento in funzione del diametro valvola e del regime del motore	36
3.14	Particolare camera di combustione	37
3.15	Modello completo	37
4.1	Grafico posizione iniziale delle valvole	40

4.2	Posizione valvole inizio simulazione	40
4.3	Rappresentazione del plenum a monte dell'aspirazione	41
4.4	Sistema di coordinate locali per la definizione del moto delle valvole	42
4.5	Possibili meccanismi di break-up secondario in funzione di We . . .	45
4.6	Schema del processo di break-up primario	45
5.1	Posizione punti di misura	47
5.2	Posizione delle sezioni di misura delle portate	48
5.3	Andamento della pressione in camera di combustione	49
5.4	Dettaglio del digramma $p-V$	50
5.5	Andamento pressione condotto di aspirazione	50
5.6	Andamento pressione condotto di scarico	51
5.7	Portata aspirata	52
5.8	Coefficiente di riempimento in funzione del numero di giri	53
5.9	Portata scaricata	54
5.10	Evoluzione del campo di moto vettoriale	55
5.11	Evoluzione del flusso durante l'aspirazione	56
5.12	Andamento coefficienti di Swirl e Tumble	58
5.13	Iniezione di combustibile in camera di combustione	59
5.14	Distribuzione miscela aria/combustibile	60
5.15	Distribuzione frazione massica di combustibile	61
5.16	Evaporazione della fase iniettata	62
5.17	Percentuale massa di combustibile evaporata	62

Elenco delle tabelle

1.1	Informazioni numero di celle del modello	10
3.1	Velocità e posizione rispetto all'angolo ϑ	25
3.2	Valori ottenibili del diametro minimo del fungo d_v , in rapporto all'alesaggio D , per tipi di camera di combustione.	27
3.3	Posizione e velocità della valvola di aspirazione rispetto all'angolo ϑ	31
3.4	Posizione e velocità della valvola di scarico rispetto all'angolo ϑ . .	31
5.1	Quantità di massa entrante durante aspirazione	53
5.2	Valori del coefficiente di riempimento	53

Sommario

Nel presente lavoro di tesi di laurea magistrale è stata effettuata l'analisi fluidodinamica di una camera di combustione di un motore a ciclo otto. Lo studio di Fluidodinamica Computazionale (CFD) è stato eseguito con il software "general purpose" STAR-CCM+ della CD-Adapco (release 10.06) utilizzando la tecnologia "Overset Mesh Zero Gap" per la simulazione del contatto perfetto tra le varie componenti del sistema.

La geometria del sistema così come le leggi del moto delle componenti in movimento non si riferiscono a nessun modello esistente, ma è stato effettuato un dimensionamento di massima con il supporto della teoria.

La tesi si propone di effettuare un'analisi in-cylinder di un motore senza l'utilizzo di un software di CFD specializzato in questa tipologia di studi.

Del sistema è stato monitorato l'andamento delle grandezze caratteristiche di un'analisi di flussaggio per un motore a combustione interna (MCI): la pressione in camera di combustione; la massa di carica fresca aspirata; l'interazione del getto di combustibile con i moti organizzati all'interno del cilindro.

Parole chiave: CFD, Overset Mesh Zero Gap, MCI, Flussaggio

Abstract

The aim of this master thesis is to analyse the fluid dynamics of an internal combustion engine's combustion chamber with Otto cycle. The computational fluid dynamics (CFD) analysis is carried out via the general purpose software STAR-CCM+ by CD-Adapco using the "Overset Mesh Zero Gap" technology for the simulation of the perfect contact between bodies.

Since none of the existent models match the geometry of this object and the law of motion of its components, general sizing is conducted under the guidance of theory.

The purpose of this exercise is to run an in-cylinder analysis without the support of a standard CFD software traditionally used in ICE's field 's studies.

The primary flux variables being monitored during the simulation are: combustion chamber pressure, intake fresh charge mass, interaction between gasoline injection and the organized charge motion inside the cylinder.

Keywords: CFD, Overset Mesh Zero Gap, ICE, Flux analysis

Introduzione

Lo scopo di questa tesi è dimostrare che attraverso l'utilizzo di un software di fluidodinamica computazionale definito "general purpose", non specializzato in un determinato campo di interesse, come STAR-CCM+, è possibile affrontare un'analisi di flusso di un motore a combustione interna. Attualmente in commercio esistono svariati programmi le cui applicazioni sono focalizzate in un solo determinato campo di studi. Nell'area dei motori a combustione interna possiamo citare: STAR-CD ES-ICE della CD-Adapco, stessa casa produttrice di STAR-CCM+, CONVERGE CFD, AVL FIRE.

La tesi nasce come ricerca interna della Virtual Validation solution di Altran Italia spa e l'idea di affrontare questa tipologia di analisi deriva dall'implementazione di un interessante strumento per la movimentazione dei corpi nel software STAR-CCM+, fin dalla release 7.06, chiamato "Overset Mesh" che nelle edizioni successive del programma è stato raffinato e ampliato con l'introduzione de "Overset Mesh Zero Gap", ovvero la possibilità di simulare il contatto perfetto tra corpi, fermi o in movimento, la cui applicazione nel campo dei motori a combustione interna rappresenta il punto focale di questo elaborato.

Il modello su cui è stata svolta la simulazione non si riferisce a nessun motore già esistente, perciò dopo aver definito alcune caratteristiche di base come la cilindrata, il numero di valvole, si è dimensionato il tutto con l'aiuto della letteratura, così come i profili geometrici della testa del pistone e delle valvole e la legge di alzata di quest'ultime sono state ipotizzate e considerate le più semplici possibili perché non determinanti per lo scopo della tesi.

Outline

Il testo della tesi è così strutturato:

Nel primo capitolo successivamente a una breve introduzione sulla storia della fluidodinamica computazionale, vengono presentate le equazioni governanti la dinamica dei fluidi e i modelli di turbolenza, introdotto il processo di meshing e le principali caratteristiche della mesh utilizzata per il modello. Infine si discutono i metodi numerici per la fluidodinamica computazionale con un focus sul metodo ai volumi finiti.

Nel secondo capitolo si presentano le principali peculiarità riguardanti l'Overset Mesh e l'Overset Mesh Zero Gap Interface, concentrandosi sulla logica di funzionamento e sulle loro applicazioni.

Nel terzo capitolo si descrivono le caratteristiche geometriche del modello e il punto di funzionamento su cui si è deciso di effettuare l'analisi. Si mostra la geometria del pistone e come è stata definita la sua legge di moto e anche il processo di dimensionamento delle valvole e la definizione delle legge di alzata ad esse associate. Infine si discute l'influenza del rapporto aria/combustibile per il corretto funzionamento del motore e i parametri di dosatura del combustibile utilizzati per determinare l'intervallo d'iniezione e la quantità di combustibile.

Nel quarto capitolo vengono presentati i modelli utilizzati per la simulazione CFD. Descritte le condizioni iniziali e al contorno caratterizzanti il modello e gli accorgimenti presi nella scelta del time-step. Mostrato come le leggi di movimentazione delle componenti costituenti il modello siano state implementate nel programma e infine discusso i modelli e le caratteristiche principali della simulazione dell'iniezione di combustibile in camera.

Nel quinto capitolo vengono mostrati e discussi i risultati e gli andamenti delle variabili fluidodinamiche monitorate durante la simulazione.

Capitolo 1

Fluidodinamica Computazionale

La fluidodinamica computazionale, (in breve detta CFD, *Computational Fluid Dynamics* in inglese), è un ramo della meccanica dei fluidi che utilizza algoritmi numerici per analizzare e risolvere sistemi che coinvolgono flussi di fluidi, scambio di calore e fenomeni associati come per esempio reazioni chimiche.

L'analisi CFD fornisce informazioni importanti che possono essere utilizzate per lo studio di sistemi difficili da investigare con le tradizionali tecniche di sperimentazione, per la risoluzione di problemi e lo sviluppo di prodotti. Gli esperimenti tradizionali descrivono il fenomeno fisico attraverso misurazioni di una grandezza per volta, per un numero limitato di punti e istanti di tempo, su un modello in scala e per un range di condizioni di funzionamento limitato. Con le simulazioni CFD è possibile monitorare tutte le grandezze desiderate, per un numero idealmente illimitato di punti, per le dimensioni reali del modello e virtualmente per ogni condizione di funzionamento. I risultati ottenuti con entrambe le metodologie sono influenzati da errori, nei due casi di natura diversa, ma la simulazione oltre a risultare più economica, risulta essere più veloce, permettendo inoltre di analizzare il sistema in un più ampio range di condizioni portando ad una conoscenza più approfondita del problema.

La prima simulazione 2D di un flusso in regime transitorio governato dalle equazioni di *Navier-Stokes* e risolta utilizzando un computer fu affrontata durante la fine degli anni '50, mentre per la pubblicazione della prima simulazione 3D si dovranno aspettare la fine degli anni '60. La teoria per affrontare questi problemi era già disponibile ma lo sviluppo fu ritardato dalla mancanza di risorse computazionali. Comparato con il metodo degli elementi finiti e gli strumenti utilizzati nella modellazione meccanica, le equazioni governanti della CFD sono di complessità maggiore per la risoluzione. Si ha l'esigenza di risolvere il moto di un fluido con strati limite e turbolenza che aumenta il numero di equazioni con la conseguente richiesta di maggiore potenza di calcolo.

1.1 Equazioni Governanti

I problemi di dinamica dei fluidi coinvolgono una matematica complessa e equazioni differenziali alle derivate parziali, per le quali la soluzione analitica esiste solo per casi estremamente semplici. La complessità di queste equazioni ha spinto

allo sviluppo di modelli numerici per la approssimazioni di tali equazioni e di algoritmi di risoluzione da implementare nei software di calcolo.

La fluidodinamica computazionale è basata sull'ipotesi del mezzo continuo e la fisica della dinamica dei fluidi può essere descritta da tre equazioni di conservazione fondamentali. Queste sono la conservazione della massa, momento ed energia che formano le equazioni di Navier-Stokes. Nel caso di flusso multi-fase si aggiunge un'ulteriore equazione riguardante la conservazione della specie.

La forma integrale generale delle citate equazioni è la seguente:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \varphi dx + \oint_A \rho \varphi V dA = \oint_A \Gamma \nabla \varphi dA + \int_V S_\varphi dV \quad (1.1)$$

Facendo riferimento alla eq.1.1 è possibile distinguere quattro termini:

- il termine relativo alla variazione nel tempo t all'interno del volume di controllo V della variabile φ ;
- il termine relativo al flusso netto della variabile φ per convezione attraverso le superfici del volume di controllo;
- il termine relativo al flusso netto per diffusione della variabile φ attraverso le superfici del volume di controllo;
- il termine relativo alla generazione all'interno del volume di controllo.

1.1.1 Equazione di continuità

La prima equazione di conservazione generalmente si riferisce all'equazione di continuità della massa, che afferma che la massa non può essere né creata né distrutta all'interno del volume di controllo in assenza di un termine di generazione.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (1.2)$$

1.1.2 Equazione del momento

L'equazione del momento ha origine dalla seconda legge di Newton nella quale la variazione della quantità di moto è uguale alla sommatoria delle forze agenti sul fluido in ogni direzione. L'equazione del momento scritta per un tensore cartesiano presenta la seguente forma:

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\boldsymbol{\tau}_{ij}) + \rho \mathbf{g} \quad (1.3)$$

con τ_{ij} è il tensore degli sforzi viscosi definito utilizzando la relazione per fluidi newtoniano come:

$$\tau_{ij} = 2\mu \left(S_{ij} - \frac{S_{kk} \delta_{ij}}{3} \right) \quad (1.4)$$

Nell'eq. 1.3 il primo termine si riferisce al tasso di variazione del momento rispetto al tempo, mentre il secondo termine rappresenta gli effetti convettivi. I termini a destra dell'uguale rappresentano le forze agenti sul fluido dovuti ai gradienti di pressione, agli sforzi e alla gravità. Nella eq. 1.4, il termine δ_{ij} rappresenta il *tensore delta di Kronecker*, mentre S_{kk} e S_{ij} sono rispettivamente le componenti normali e tangenziali del tensore degli sforzi.

1.1.3 Equazione dell'energia

L'equazione di conservazione dell'energia presenta la seguente forma:

$$\frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho i \mathbf{u}) = -p \nabla \cdot (\mathbf{u}) + \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi + S_E \quad (1.5)$$

dove $i = c_v T$ (energia interna specifica) e k è la conduttività termica del fluido. Il primo e il secondo termine rappresentano rispettivamente la variazione di energia rispetto al tempo e variazione dovuta alla convezione. La parte a destra dell'uguale rappresenta la variazione dovuta alla trasmissione di calore, dissipazione (Φ) e sorgenti di calore (S_E).

Le equazioni di conservazione di massa, momento ed energia sono più complesse di quanto esse appaiano. Sono equazioni non lineari, accoppiate e difficili da risolvere. Infatti risulta estremamente difficile provare che esista una soluzione univoca con particolari condizioni al contorno con i metodi matematici esistenti. L'esperienza mostra che le equazioni di Navier-Stokes descrivono accuratamente il flusso per un fluido Newtoniano, e solo in un ristretto e semplificato gruppo di casi è possibile ottenere una soluzione analitica. Per questi motivi si fa riferimento a *metodi numerici*.

1.1.4 Equazione di stato

In flussi comprimibili, l'equazione di stato per gas perfetti o ideali fornisce il collegamento tra l'equazione di conservazione del momento e di continuità con l'equazione dell'energia poichè $p = \rho R T$ e $i = c_v T$ con c_v calore specifico a volume costante del fluido. Nel caso di fluidi inconprimibili e gas caratterizzati da bassi valori del numero di Mach, la densità si può considerare pari ad un valore costante, quindi rendendo il collegamento tra le equazioni di conservazione non necessario. In questo caso il campo di moto può essere risolto senza l'ausilio dell'equazione di energia.

Data la natura stessa di una macchina volumetrica come un motore a combustione interna e le alte velocità raggiunte dall'aria durante i cicli di funzionamento, nel caso in esame si è fatto riferimento ad un modello di gas ideale.

1.1.5 Modello di turbolenza

La turbolenza è caratterizzata da un flusso caotico e casuale nelle tre dimensioni. Flussi turbolenti si formano ad alti numeri di Reynolds dove le forze viscosive non sono sufficienti a contrastare le forze inerziali e il moto risultante delle particelle del fluido non segue più traiettorie ordinate come nel caso di regime laminare. Quindi una strategia per descrivere la fluidodinamica di un regime turbolento consiste nel considerare il moto come la sovrapposizione di un moto medio $\bar{\Phi}$ e di un moto fluttuante nel tempo Φ' , con Φ generica grandezza (vedi fig. 1.1):

$$\Phi = \bar{\Phi} + \Phi' \quad (1.6)$$

Dove $\bar{\Phi}$ è appunto la media temporale definita come:

$$\bar{\Phi} = \lim_{t \rightarrow +\infty} \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \varphi dt \quad (1.7)$$

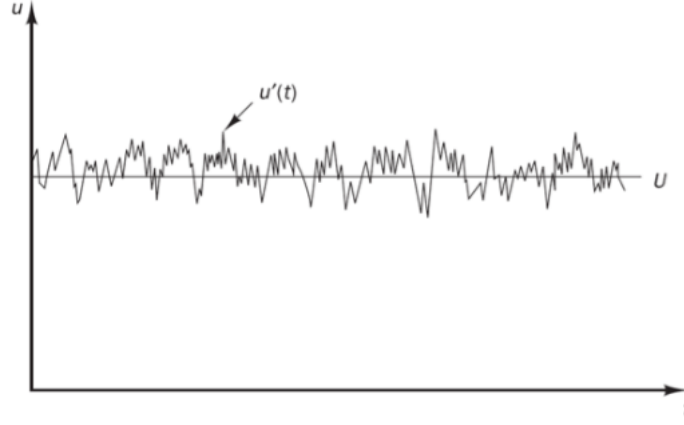


Figura 1.1: Rappresentazione moto medio più moto fluttuante con U velocità.

Applicando questo concetto alle equazioni di Navier Stokes otteniamo le Reynolds Averaged Navier-Stokes equations (RANS) nella forma vettoriale:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \bar{\mathbf{u}}) = 0 \quad (1.8)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \bar{\mathbf{u}})}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \bar{\mathbf{u}} \bar{\mathbf{u}}) = -\nabla \bar{p} + \nabla \cdot (\mu \nabla \bar{\mathbf{u}}) - \nabla \cdot (\overline{\mathbf{u}' \mathbf{u}'}) + \bar{\rho} \mathbf{g} \quad (1.9)$$

Dove il termine $\nabla \cdot (\overline{\mathbf{u}' \mathbf{u}'})$ rappresenta la divergenza della media del prodotto delle fluttuazioni delle velocità e si definiscono gli *Sforzi di Reynolds* con il tensore $r_{ij} = -\overline{\rho u'_i u'_j}$. Questi sforzi vengono definiti “apparenti” in quanto non esistono fisicamente, ma nascono dal processo di media delle equazioni di Navier-Stokes. Introducendo la grandezza ‘viscosità turbolenta’ μ_T possiamo esprimere il tensore r_{ij} come:

$$r_{ij} = -\overline{\rho u'_i u'_j} = -\frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} + \mu_T \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (1.10)$$

dove $k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$ rappresenta l’energia cinetica turbolenta. Mentre per calcolare μ_T si fa riferimento a diversi metodi e modelli.

Nel caso in esame si è utilizzato il modello $k - \varepsilon$. Questo modello consiste nel risolvere due equazioni addizionali per il trasporto di *energia cinetica turbolenta* k e della *dissipazione turbolenta* ε :

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \bar{\mathbf{u}}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon P}{k} - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2 a}{k} \quad (1.11)$$

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \bar{\mathbf{u}}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P - \rho \varepsilon \quad (1.12)$$

con la viscosità turbolenta modellata nel seguente modo:

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (1.13)$$

con P indice di produzione dell'energia cinetica turbolenta; mentre $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, σ_k e σ_ε sono valori costanti.

Il modello $k - \varepsilon$ è molto utilizzato in ambito industriale perchè è sia robusto e non troppo oneroso da un punto di vista computazionale.

1.2 Meshing

La generazione della mesh è il processo che permette la discretizzazione spaziale del dominio computazionale. Essa localizza la posizione dei punti in cui le variabili del problema andranno calcolate. L'intero volume del modello geometrico viene suddiviso in tanti piccoli volumi, chiamati elementi o celle, tutti connessi tra di loro senza intersezioni. La generazione della griglia è un processo fondamentale per la buona riuscita di una simulazione, ed è la parte più impegnativa di uno studio di CFD con geometrie complesse. Inoltre la sua qualità incide fortemente sulla correttezza e sulla stabilità del calcolo. Generalmente più grande è il numero di celle in cui il dominio è suddiviso, migliore sarà la precisione della soluzione ma aumenterà anche il tempo hardware necessario per il computo. La mesh, inoltre, dipende anche dal sistema stesso che si sta analizzando. Infatti le mesh ottimali solitamente non sono uniformi, ovvero saranno più fitte in zone del dominio dove ci si aspetta grandi variazioni delle caratteristiche del flusso, e più rade dove avvengono piccoli cambiamenti.

1.2.1 Tipologie di griglie

Le celle costituenti la mesh possono avere svariate forme. Si distinguono celle esaedriche, tetraedriche, piramidali, prismatiche e poliedriche (fig. 1.2).

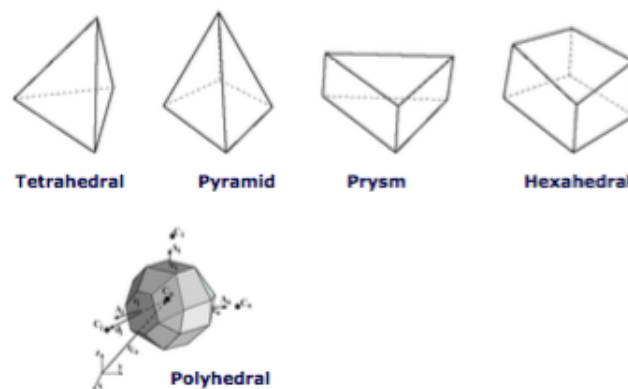


Figura 1.2: Tipologie di celle

Tuttavia le celle possono essere raggruppate in due macro-categorie:

- griglie strutturate;
- griglie non-strutturate.

In una geometria tri-dimensionale, una griglia *strutturata* è costituita da un identico set di elementi esaedrici ed ad ogni nodo interno al dominio sono connessi otto elementi (fig. 1.3). La posizione di ogni punto della griglia all'interno al dominio è univocamente identificato da tre indici (caso 3D). Questa tipologia di griglia è la più semplice in quanto presenta una forma regolare e velocizza i tempi di calcolo (a parità di numero di celle). Tuttavia non si presta bene per geometrie complesse o qualora si volesse rendere la griglia più densa in alcune zone del dominio a meno che non si ricorra alle "Block-Structured Mesh" nelle quali il dominio è diviso in sotto-regioni nelle quali si costruisce una griglia strutturata (fig. 1.4).

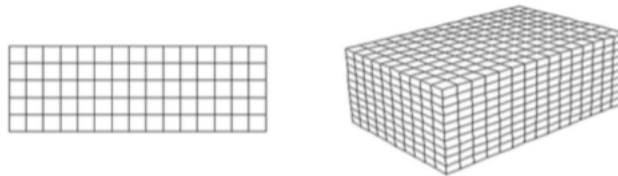


Figura 1.3: Esempio di griglia strutturata

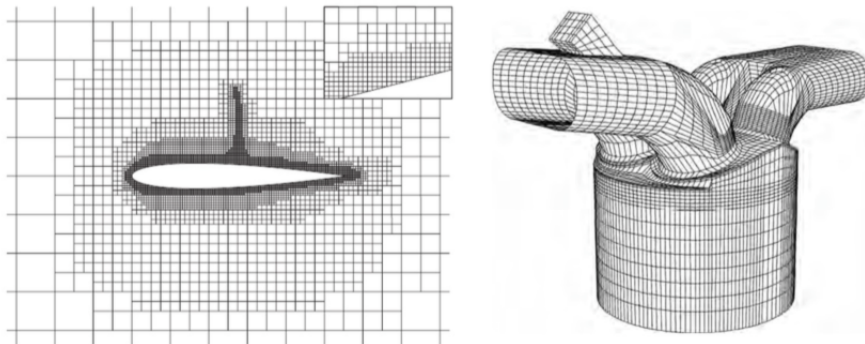


Figura 1.4: Esempio di "Block-Structured Mesh"

1.2.2 La mesh del modello

Per il modello geometrico trattato nel presente progetto il processo di creazione della mesh è stato suddiviso in due step. Nel primo step, attraverso l'utilizzo del software Altair HyperMesh, le varie parti del sistema come condotti d'aspirazione e scarico, cilindro, valvole ecc. sono stati assemblati a formare il modello finale.

La figura 1.5 mostra la mesh superficiale e come le varie superfici siano state organizzate. Quest'ultima parte risulta molto importante per la gestione locale della densità della mesh:

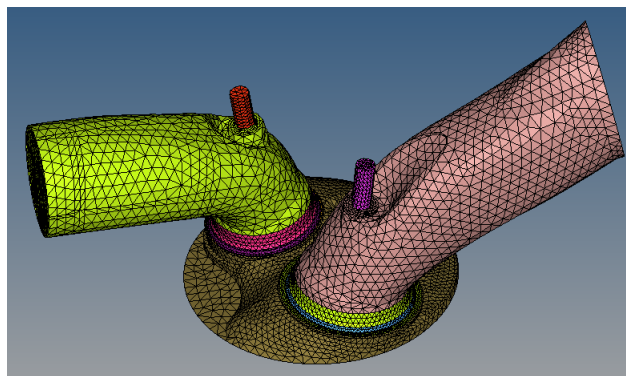


Figura 1.5: Mesh superficiale con software HyperMesh

Il secondo step consiste nella costruzione della mesh volumetrica, utilizzando i comandi di meshatura implementati nel software STAR-CCM+ della CD-adapco.

Per il presente progetto sono state utilizzate due tipologie di mesh. In un primo approccio, per tutte le differenti parti costituenti il modello è stato utilizzato il *Trimmed Mesher*, suggerito dai vari tutorial riguardanti l'overset mesh. Successivamente si è adottato il *Polyhedral Mesher*, con l'intento di diminuire il numero di celle e rendere il modello computazionalmente più leggero.

1.2.3 Trimmed Cell Mesher

Il "Trimmed Cell Mesher" fornisce un robusto e efficiente metodo di creazione di una griglia ad alta qualità sia per modelli semplici che complessi. Di default, questo metodo di generazione della mesh utilizza una griglia modello costituita da celle esaedriche dalla quale viene ritagliata o sistemata la mesh nucleo usufruendo della mesh superficiale creata in precedenza. La griglia modello è caratterizzata da un raffinatezza basata sulle dimensioni della mesh superficiale e sui parametri locali di raffinatezza. Possono essere utilizzati parametri di crescita per controllare la transizione delle dimensioni delle celle da piccole a grandi sia vicino alla superficie che lontano. Inoltre può essere fornita una dimensione massima o minima delle celle e il modello può essere allineato in ogni direzione lungo un sistema di coordinate definite dall'utente. La mesh risultante è composta in gran parte da celle esaedriche, tagliate nelle zone prossime alla superficie. Possono essere applicati anche dei controlli di densità della mesh volumetrici, permettendo di aumentare o meno la densità della griglia a seconda delle zone di interesse.

1.2.4 Polyhedral Mesher

Questo modello utilizza delle celle di forma poliedrica al fine di costruire la mesh volumetrica. Questo risulta particolarmente utile nel caso in cui la geometria del sistema in esame è complicata, in quanto la forma del tutto arbitraria dei poliedri

permette di seguire bene i confini e le peculiarità geometriche del modello. La densità della mesh volumetrica può essere incrementata o diminuita modificando fattori della densità. Inoltre si possono utilizzare dei volumi di forme predefinite per il controllo del raffinamento della mesh.

Per il caso in esame, la parte di creazione della mesh ha richiesto molte ore di lavoro e di studio, poichè la presenza di parti mobili (valvole e pistone) insieme all'utilizzo dell'overset mesh ha aumentato il grado di complessità. Come verrà spiegato nel dettaglio nel prossimo capitolo, l'overset mesh consiste nel creare una mesh di fondo su cui "slittano" le mesh associate alle parti mobili del sistema. Questo comporta la presenza di quattro regioni separate in STAR-CCM+, che dal punto di vista della mesh sono completamente indipendenti una dall'altra. Con l'utilizzo dell'overset mesh le celle nelle zone di overlap devono essere di dimensioni comparabili così da mantenere l'errore di interpolazione dello stesso ordine passando le informazioni dalla mesh di background a quella mobile, inoltre la cella più grossolana determina il livello dell'errore.

Nelle seguenti tabelle viene riportato il numero di celle regione per regione per i due modelli di mesh utilizzati:

Regione	Trimmed Mesher	Polyhedral Mesher
Background	5372687	1690144
Overset Pistone	1901516	130981
Overset Aspirazione	945295	316482
Overset Scarico	798756	319564
Totale	9018254	2457171

Tabella 1.1: Informazioni numero di celle del modello

La grande differenza nel numero di celle per la regione del pistone è dovuto all'utilizzo di una feature particolare dell'overset mesh che verrà illustrata nel capitolo seguente.

Di seguito viene riportata un'immagine (fig. 1.6) presa su un piano passante per il centro della valvola di aspirazione con soluzione ancora non inizializzata per entrambe le configurazioni delle griglia, nella quale si può notare come le caratteristiche della mesh dell'overset della valvola di aspirazione siano diverse da quelle del background:

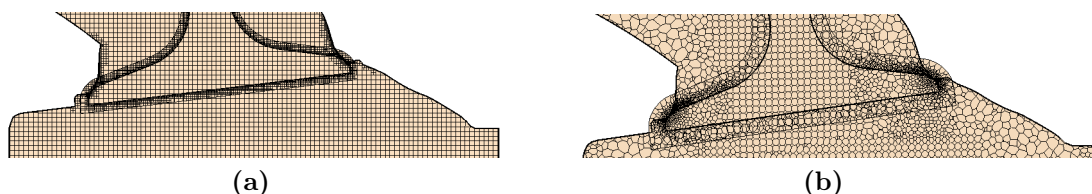


Figura 1.6: Mesh della valvola d'aspirazione non inizializzata

1.3 Metodi Numerici per CFD

La fluidodinamica computazionale utilizza metodi numerici per la risoluzione delle equazioni governanti il moto di un fluido. L'applicazione di questi metodi chiamata *discretizzazione*, permette di approssimare il set di equazioni differenziali alle derivate parziali governanti della meccanica dei fluidi (*Navier-Stokes*) trasformandolo in un sistema di equazioni algebriche. Esistono vari metodi per la discretizzazioni di tali equazioni, STAR CCM+ implementa il metodo ai Volumi Finiti (*Finite Volume Method, FVM*), il quale discretizza il dominio in volumi di controllo finiti. La soluzione ad un problema (velocità, pressione, temperatura, ecc) è definita nel nodo all'interno di ogni volume di controllo, detto centroide. L'insieme di tutte questi volumetti chiamati celle formano la *mesh*. Le equazioni governanti verranno risolte in ogni volume di controllo, al quale è associato un centroide (P) e un certo numero di facce piate definite dal loro vettore superficiale. Ciascuna di queste facce può appartenere alla superficie esterna del dominio oppure può essere condivisa con un altro volume di controllo con il proprio centroide N. Per illustrare meglio il processo di discretizzazione applichiamo il teorema del trasporto a una generica proprietà trasportata Γ :

$$\frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \varphi) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla \varphi) + \mathbf{S} \quad (1.14)$$

con:

- φ generico scalare (ad es. temperatura, velocità, ecc.);
- S termine di sorgente.

Scrivendo la eq. 1.14 in forma integrale, integrando su un generico volume dV :

$$\int_V \left[\frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \varphi) - \nabla \cdot (\Gamma \nabla \varphi) - \mathbf{S} \right] dV = 0 \quad (1.15)$$

Applicando il teorema di Gauss si passa da integrali di volume a integrali di superficie:

$$\int_V \frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} dV + \int_A \rho \varphi \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dA = \int_A \Gamma \nabla \varphi \cdot \mathbf{n} dA - \int_V \mathbf{S} dV = 0 \quad (1.16)$$

Dove:

- ρ =densità;
- \mathbf{u} = vettore velocità;
- $\mathbf{n} \cdot A$ =vettore superficie (\mathbf{A});
- S =termine di sorgente di φ per unità di volume;
- V =volume della cella.

Tramite l'utilizzo di opportuni strumenti del calcolo numerico, si discretizza l'equazione precedente nel seguente modo:

$$\frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} V + \sum_{f=1}^{n_f} \rho_f \mathbf{u}_f \varphi_f \cdot \mathbf{A}_f = \sum_{f=1}^{n_f} \Gamma \nabla \varphi_f \cdot \mathbf{A}_f + SV \quad (1.17)$$

Dove:

- n_f =numero di facce della cella;
- φ_f =valore di φ nella faccia f ;
- A_f =area della faccia f ;
- $\rho_f \mathbf{u}_f \cdot \mathbf{A}_f$ =flusso massico attraverso la faccia f ;
- $\nabla \varphi_f$ =gradiente di φ nella faccia f ;

Come accennato in precedenza le variabili scalari φ vengono calcolate nei centroidi delle varie celle (C_0 e C_1 con riferimento alla fig. 1.7) mentre i valori di φ_f vengono valutati tramite metodi di interpolazione a partire dai valori valutati nei centri. Nel presente è stato impostato il "Second Order Upwind Scheme", secondo il quale i valori sulle facce vengono calcolati nel modo seguente:

$$\varphi_f = \varphi + \nabla \varphi \cdot \mathbf{r} \quad (1.18)$$

Dove φ e $\nabla \varphi$ sono valutati nei centroidi delle celle, mentre \mathbf{r} è il vettore che va dal centro della cella, cosiddetta "Upstream", al centroide della cella considerata.

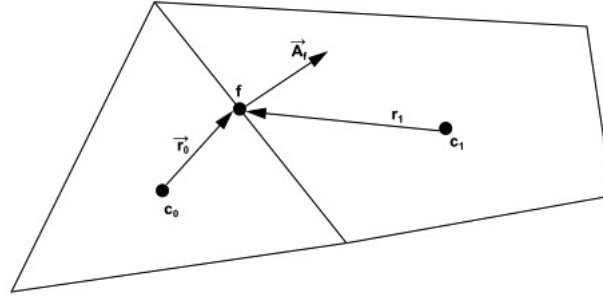


Figura 1.7: Illustrazione della discretizzazione dell'equazioni governanti

Per gli studi dipendenti dal tempo t , come in questo caso, le equazioni governanti devono essere discretizzate sia nel tempo che nello spazio. La discretizzazione spaziale, con la formazione della mesh, è identica al caso di regime stazionario, mentre la discretizzazione temporale fa sì che l'integrazione dell'equazione avvenga per ogni *time step*. Un'espressione generale dell'evoluzione temporale di una variabile φ può essere scritta nel seguente modo:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} = F(\varphi) \quad (1.19)$$

Dove la funzione F è già stata discretizzata nello spazio. Un metodo per esprimere questa funzione è il cosiddetto “Implicit Unsteady Model” dove la funzione $F(\varphi)$ è valutata al successivo time step:

$$\frac{\varphi^{n+1} - \varphi^n}{\Delta t} = F(\varphi^{n+1}) \quad (1.20)$$

e quindi:

$$\varphi^{n+1} = \varphi^n + \Delta t F(\varphi^{n+1}) \quad (1.21)$$

Questa equazione implicita viene risolta iterativamente ad ogni livello temporale prima di passare al time step successivo.

Capitolo 2

Overset Mesh

Overset Mesh, altrimenti conosciuto come mesh “Chimera”, è una delle più interessanti tecnologie contenute nel programma STAR-CCM+ poichè permette ai corpi di muoversi liberamente all’interno del dominio computazionale senza vincolare la mesh ad alcuni nodi. È utilizzato per discretizzare il dominio con differenti mesh che si sovrappongono l’una sull’altra in maniera del tutto arbitraria. Risulta essere una tecnica molto utile in problemi contenenti corpi mobili come anche problemi di ottimizzazione e di parametrizzazione. Nella maggioranza dei casi usare questa tecnica non richiede la modifica della mesh dopo la sua iniziale generazione, così da offrire una maggiore flessibilità rispetto alle tecniche di meshing standard.

2.1 Caratteristiche

Ogni studio che coinvolge l’utilizzo dell’Overset Mesh possiede una regione di fondo, detta *background region*, che racchiude l’intero dominio in cui verrà calcolata la soluzione e una o più regioni di dimensioni minori contenenti i corpi all’interno del dominio stesso, come illustrato nella figura 2.1, chiamate *overset region*.

Le regioni contenenti i corpi mobili si muoveranno rigidamente con questi sovrapponendosi alla regione di background.

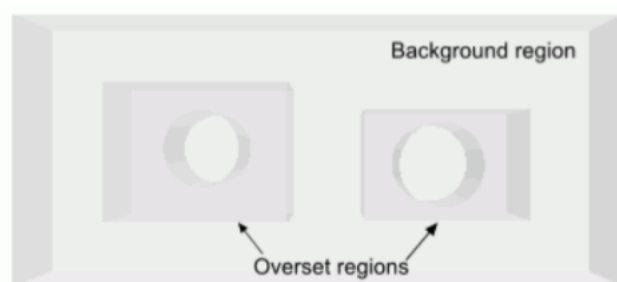
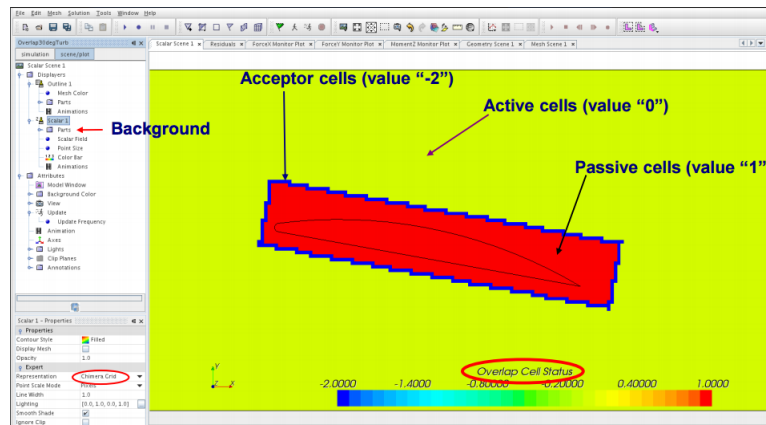


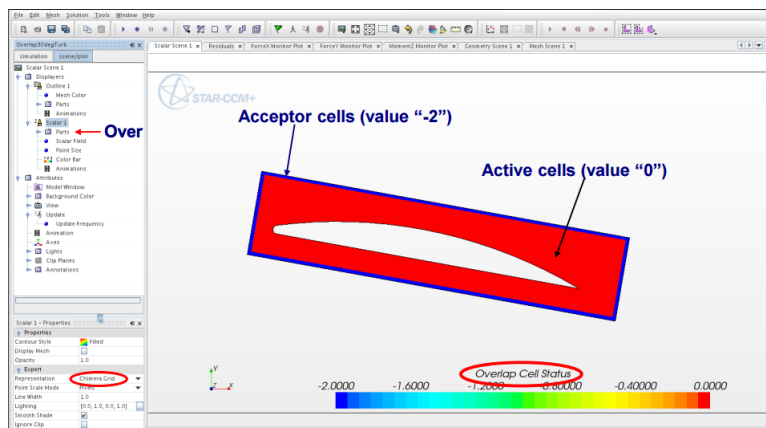
Figura 2.1: Background region e overset region

In un overset mesh le celle vengono raggruppate in attive, passive e riceventi (acceptor cells). Nelle prime vengono risolte le equazioni governanti discretizzate, mentre in quelle passive non viene risolta alcuna equazione, sono a tutti gli effetti

inattive. Quest'ultime però possono diventare attive se l'overset mesh è in movimento e viceversa. Le celle "acceptor" separano le attive dalle inattive nella regione di background e sono prossime al confine nella regione di overset. Inoltre svolgono l'importante ruolo di accoppiare la soluzione tra le griglie che si sovrappongono. Il valore delle variabili nelle celle riceventi di una mesh dipendono fortemente dal valore delle stesse nelle celle donatrici dell'altra mesh, e il passaggio della soluzione avviene tramite metodi di interpolazione. Le celle donatrici sono celle attive dell'altra mesh e sono le più vicine alle riceventi. La soluzione è calcolata simultaneamente per tutte le celle attive poichè le mesh sono implicitamente accoppiate. Nella figura 2.2 viene mostrato graficamente quanto descritto, la fig. 2.2a dal punto di vista della regione di background e la fig. 2.2b dell'overset.



(a) Background



(b) Overset

Figura 2.2: Configurazione con utilizzo Overset Mesh

Quando si fa riferimento al valore di una variabile in una cella "acceptor" di una mesh all'interno delle equazioni discretizzate viene utilizzato una miscela di valori delle celle donatrici dell'altra mesh. Questo valore viene direttamente riflesso nella matrice dei coefficienti del sistema di equazioni algebriche. Questo stretto accoppiamento tra la mesh di background e overset fa sì che la soluzione rimanga sotto un certo livello di errore di iterazione. La velocità di convergenza della soluzione dunque rimane simile a quella di una singola mesh con le stesse caratteristiche.

Per accoppiare la regione di background con quella di overset bisogna definire un'interfaccia, *Overset Mesh Interface*, una per ogni coppia di regione che si sovrappone. Inoltre condizione necessaria affinché sia possibile definire tale interfaccia è che in entrambe le regioni venga definito il medesimo modello fisico.

2.2 Overset Mesh Zero Gap Interface

È possibile definire due tipologie di interfaccia:

- Overset Mesh Interface, che rende possibile lo studio parametrico di un sistema o la simulazione di parti mobili all'interno del sistema;
- Overset Mesh Zero Gap Interface, che permette la simulazione del contatto perfetto tra due parti del sistema.

Obiettivo principale della tesi è proprio quello di effettuare un'analisi di flussaggio di un motore a combustione interna, fortemente influenzato dal timing di chiusura e apertura delle valvole di aspirazione e scarico. Quindi data la natura del problema sono state definite tre interfacce "Overset Mesh Zero Gap" per la simulazione di:

1. chiusura valvola di aspirazione;
2. chiusura valvola scarico;
3. movimento alternato del pistone.

Quando viene definita una interfaccia "Overset Mesh Zero Gap" tra due regioni, viene creata automaticamente in ognuna di esse una condizione al contorno di "zero gap wall". Durante la simulazione, se la distanza tra i due "wall" è minore di due celle, quelle nel mezzo verranno disattivate e le facce delle celle adiacenti che si affacciano su quelle inattive vengono comprese nelle condizioni di "zero gap wall". Le seguenti immagini mostrano tale configurazione (si prende in considerazione solo il caso della valvola di aspirazione e del pistone per la prima configurazione di mesh analizzata):

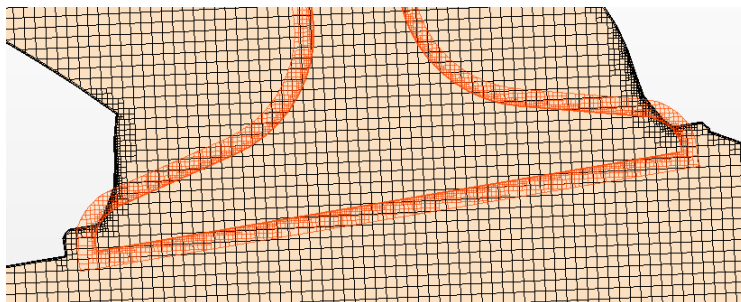


Figura 2.3: Overset region e background region con soluzione non inizializzata

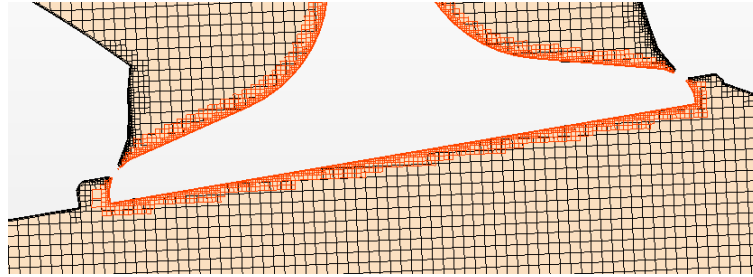


Figura 2.4: Overset region e background region con soluzione inizializzata

La figura 2.3 mostra la mesh nel suo stato iniziale, prima che la simulazione inizi. La mesh arancione rappresenta la mesh relativa alle regioni di overset della valvola di aspirazione. Si può notare che la regione di overset si estende oltre i confini del background. Inoltre si evidenzia la presenza di uno spazio molto ristretto tra le due regioni, che risulta essere minore di due strati di celle e quindi l'algoritmo della zero gap viene applicato.

Infatti nella immagine successiva (fig. 2.4), con simulazione inizializzata, si mostra che le celle comprese tra le due regioni sono state disattivate.

L'interfaccia "zero gap" è stata definita anche tra pistone e background per simulare il contatto tra la superficie laterale del pistone e le pareti del cilindro.

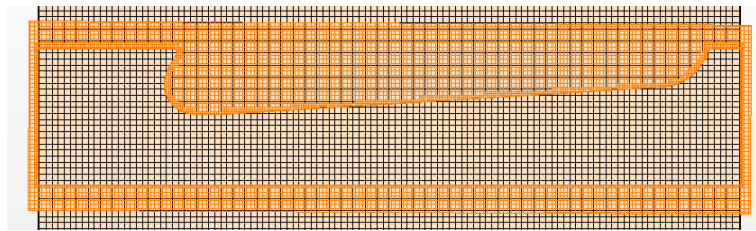


Figura 2.5: Overset region e background region con soluzione non inizializzata

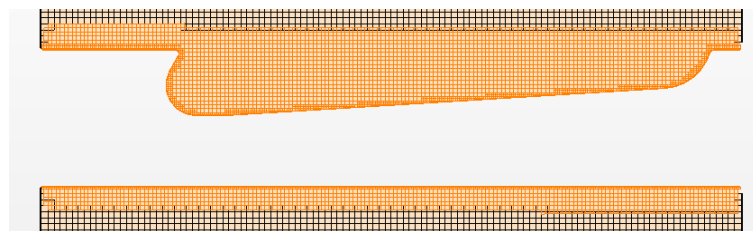


Figura 2.6: Overset region e background region con soluzione inizializzata

2.3 Overset Mesh workflow

Per stabilire la connessione tra la regione di background e la regione overset, viene effettuato un processo di Overset Assembly caratterizzato da due step:

1. “Hole Cutting”, che determina quali celle sono attive, passive o riceventi;
2. “Donor Search”, che assicura la presenza di celle donatrici per ogni ricevente.

2.3.1 Hole cutting

Il processo di “Hole Cutting” è parte dell’accoppiamento delle regioni attraverso l’interfaccia. Un accoppiamento riuscito risulta essere un vero e proprio “buco” tagliato nella mesh di background. Il programma attualmente fornisce due metodi per tale processo:

- Layered approach;
- Global approach.

Il primo identifica, lungo il confine della regione overset, uno strato di celle che forma lo strato di celle donatrici. Le celle del background, in prossimità delle precedenti diventano le riceventi. Mentre le celle del background totalmente coperte dalle celle della regione di overset vengono disattivate. Il “Global approach”, invece, verifica se per ogni cella del background il centroide è fuori o dentro la regione di overset. Se risulta all’interno, la cella associata viene disattivata.

2.3.2 Donor Search

Il punto fondamentale è che per ogni cella ricevente, devono essere trovate delle celle donatrici. Il set di celle necessarie dipende dalla tipologia del metodo di interpolazione utilizzato e dal numero di celle attive nella regione donatrice attorno al centroide della cella ricevente. Il software STAR-CCM+ fornisce più metodi di interpolazione. Di seguito verranno descritti solamente quelli utili alla realizzazione del progetto:

- “Distance-weighted”: i fattori di interpolazione sono inversamente proporzionali alla distanza tra i centri delle celle donatrici e riceventi, risultando così che la cella più vicino da il contributo più grande. Questo metodo coinvolge due celle donatrici in 2D o 4 in 3D;
- “Linear”: vengono utilizzate delle funzioni di forma che coprono un triangolo in 2D o un tetraedro in 3D, definiti dai centroidi delle celle. Questa opzione è più accurata rispetto alle altre ma anche più onerosa. È fondamentale, in problemi che coinvolgono mesh mobili, assicurare che gli elementi utili all’interpolazione non si sovrappongano. La scelta delle celle donatrici non è univoca poichè i centroidi delle celle donatrici disponibili che includono la ricevente possono definire più di un solo triangolo o tetraedro.

Nelle seguente immagine (fig. 2.7) vengono mostrate due celle riceventi (linea tratteggiata), una nella mesh di background (blu) e una in quella dell'overset (rossa).

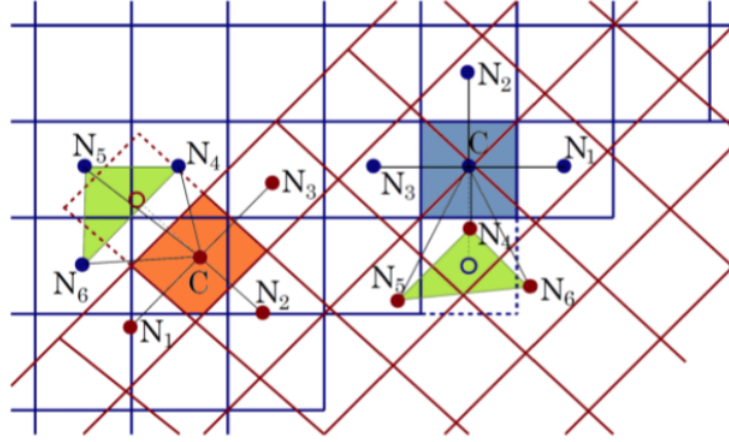


Figura 2.7: Illustrazione celle donatrici e riceventi

Il flusso attraverso la faccia dell'ultima cella attiva e la cella ricevente sono approssimati nello stesso modo di quelli tra due celle attive. Tuttavia, ogni volta si fa riferimento al valore della variabile nel centroide della cella ricevente, i valori ponderati delle variabili nelle celle donatrici vengono sostituiti:

$$\Phi_{acceptor} = \sum \alpha_i \Phi_i \quad (2.1)$$

Nell'equazione precedente, α_i sono i fattori di interpolazione ponderati mentre Φ_i rappresenta i valori delle variabili nelle celle donatrici N_i . Il pedice i spazia su tutti i nodi di un elemento di interpolazione (triangolo verde nella figura 2.7). In questo modo, l'equazione algebrica per la cella "C" coinvolge tre celle vicine della stessa mesh (N_1, N_2, N_3) e tre celle della mesh di background (N_4, N_5, N_6).

2.3.3 Overset Topology

L'Overset topology descrive come le regioni di una simulazione che utilizzano l'overset mesh siano relazionate tra loro. Questo strumento permette di identificare quale regione sia il background e quale la regione di overset. Questa distinzione è di cruciale importanza per il processo di Hole-Cutting. Per molte casi, l'algoritmo riconosce automaticamente tale distinzione, ma in altrettante situazioni, come un pistone in un cilindro, è necessario definire qualche dettaglio aggiuntivo. Tra le varie modalità che STAR CCM+ troviamo "piston", utile per simulare il movimento del pistone all'interno di un cilindro. L'attivazione di questa funzione giustifica la grossa differenza di numero di celle tra la regione del pistone e il primo modello con mesh trimmed e il secondo con mesh poliedrica. Con l'attivazione di tale strumento, è necessario definire la direzione che identifica la porzione di background che non interessa ai fini del calcolo. Normalmente solo le celle sottostanti la regione di overset vengono disattivate. Con questo tool è possibile eliminare la porzione di

background al di sotto del pistone, snellendo ulteriormente il numero di celle attive su cui viene calcolata la soluzione.

L'utilizzo de "overset topology piston" comporta inoltre la definizione della regione di overset in maniera differente rispetto a quanto illustrato in precedenza. Le seguenti immagini, fig. 2.8, a confronto con la 2.6 e 2.5 mostra tale differenza:

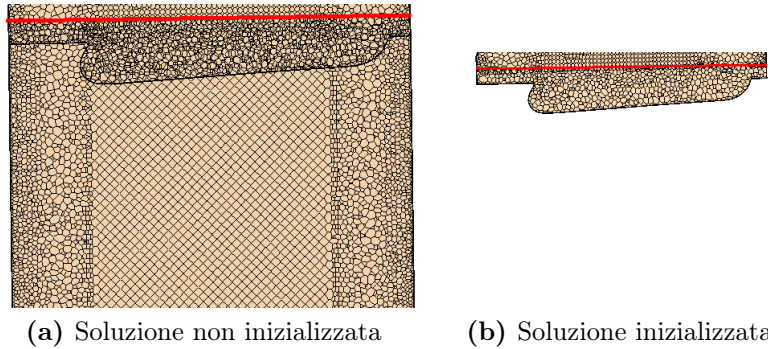


Figura 2.8: Regione del pistone

Come si può notare in questo caso viene definita la regione pistone come il negativo di quella principale, con l'ulteriore differenza che l'interfaccia di overset non è più definita dalle superficie di un volume come nel caso originale, ma da un singola superficie, in rosso nella fig. 2.8.

Capitolo 3

Il Modello

Il modello oggetto del presente lavoro di tesi consiste di un sistema cilindro-pistone, corredato di valvole di aspirazione e scarico e relativi condotti di collegamento con l'ambiente esterno. Il cilindro, facente parte di un ipotetico motore quattro tempi ad accensione comandata di 1400 cm^3 di cilindrata totale, presenta le seguenti caratteristiche geometriche:

- *Cilindrata unitaria*: 350 cm^3 ;
- *Alesaggio (D)*: 70 mm;
- *Corsa (C)*: 90 mm;
- *n° valvole per cilindro*: 2;

L'analisi di flussaggio è stata effettuata in regime di massima potenza per il motore con numero di giri pari a 5500 rpm .

3.1 Pistone

Il pistone è un componente mobile che ricopre un ruolo determinante nel corretto e efficiente funzionamento dell'intero motore. Esso è alloggiato all'interno del cilindro e rappresenta la "parete mobile" della camera di combustione. Attraverso il suo movimento periodico provvede a richiamare carica fresca dal condotto di aspirazione, comprimere la miscela aria-combustibile e ricevere la pressione dei gas in espansione per poi provvedere alla loro espulsione. La parte sommitale del pistone viene detta *cielo* e la sua forma influenza il moto della carica nel cilindro favorendo il miscelamento tra aria e combustibile che porta ad un miglior processo di combustione.

Per il modello è stata scelta una forma che, in maniera del tutto qualitativa, potesse favorire il moto di *tumble* della carica nel cilindro (fig. 3.1) ¹

¹tumble: moto rotatorio organizzato su di un piano passante per l'asse del cilindro, che inizia a formarsi in fase di aspirazione e poi sostenuto e amplificato dalla fase di compressione.

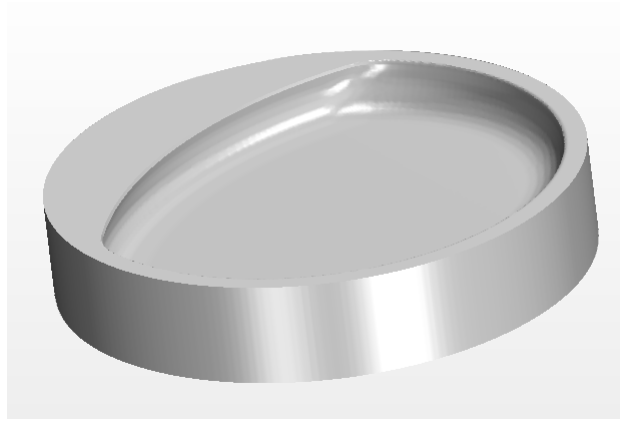


Figura 3.1: Immagine raffigurante la forma del cielo del pistone

3.1.1 Legge di moto del pistone

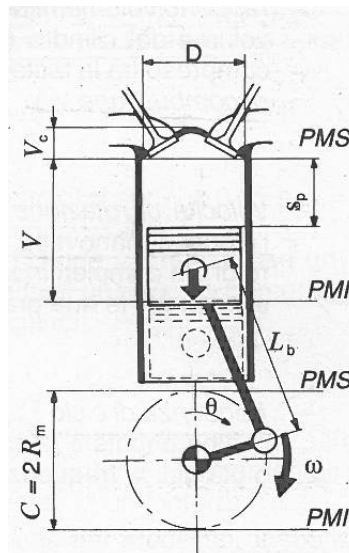


Figura 3.2: Rappresentazione schematica del gruppo: cilindro, biella, manovella e illustrante le principali grandezze geometriche del motore

Ipotizzando un rapporto *raggio di manovella* (R_m) e *lunghezza biella* (L_b) pari a 0.25, è possibile calcolare lo spostamento del pistone s_p in funzione dell'angolo di manovella ϑ :

$$s_p = C/2 \left[1 + 1/\Lambda - \cos(\vartheta) - 1/\Lambda \sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2(\vartheta)} \right] \quad (3.1)$$

dove:

$$- \Lambda = R_m/L_b$$

Definendo la *velocità media del pistone* \bar{u}_p , relativa ad un giro completo di albero motore, durante il quale il pistone percorre una distanza pari a due volte la corsa, come:

$$\bar{u}_p = 2Cn \quad (3.2)$$

si calcola la *velocità istantanea del pistone* u_p , ottenuta derivando rispetto al tempo l'eq. 3.1:

$$u_p = \bar{u}_p \pi/2 \left\{ \sin\vartheta + \Lambda \sin 2\vartheta / \left[2\sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2\vartheta} \right] \right\} \quad (3.3)$$

Con un valore di $\bar{u}_p = 16.5 \text{ m/s}$ si ottengono i seguenti valori di velocità istantanea in funzione dell'angolo di manovella:

Gradi di Manovella [°]	Velocità [m/s]	Posizione [m]
0	0	0.09
45	21.61849911	0.073984982
90	25.91813939	0.039284251
135	15.03528513	0.010345372
180	2.38152E-15	0
225	-15.03528513	0.010345372
270	-25.91813939	0.039284251
315	-21.61849911	0.073984982
360	-7.93839E-15	0.09

Tabella 3.1: Velocità e posizione rispetto all'angolo ϑ

Inoltre vengono riportati i grafici della velocità e della posizione del pistone, nei quali si nota che all'inizio e alla fine della corsa, ovvero PMS (punto morto superiore) e PMI (punto morto inferiore), la velocità del pistone è nulla, mentre risulta essere massima a metà della corsa.

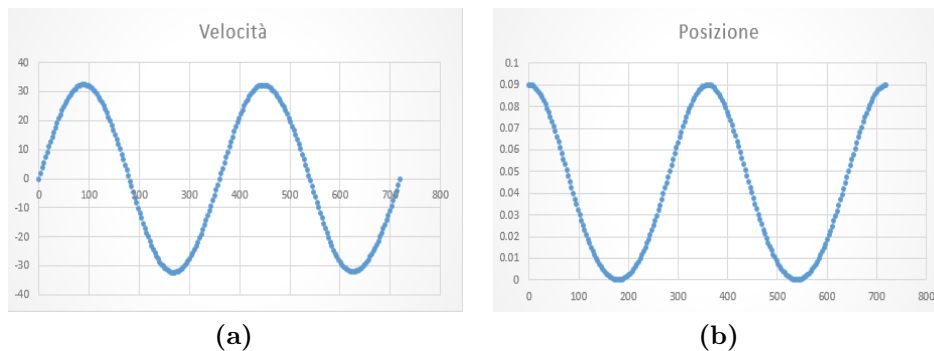


Figura 3.3: Grafici velocità e posizione del pistone

3.2 Valvola aspirazione e scarico

Per il controllo delle luci di aspirazione e scarico in un motore quattro tempi vengono generalmente utilizzate delle valvole a fungo. Queste con le rispettive sedi, formano le sezioni di passaggio per il fluido. Ai fini dell'analisi oggetto della tesi, si è effettuato un dimensionamento di massima di tali valvole utilizzando tabelle e coefficienti forniti dalla letteratura. Di seguito viene riportata la schematizzazione di una valvola a fungo tipica di motori d'autovettura con indicati i principali parametri geometrici che ne definiscono la forma.

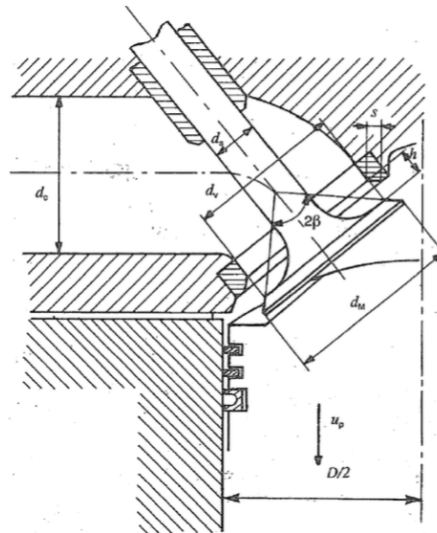


Figura 3.4: Schema della valvola con parametri geometrici principali

Dove:

- d_v - diametro minimo del fungo;
- d_M - diametro massimo del fungo;
- d_s - diametro dello stelo;
- h - alzata valvola;
- s - larghezza della sede;
- β - angola della sede.

Nella tabella 3.2 vengono riportati i coefficienti utilizzati per calcolare il valore del diametro minimo del fungo sia per la valvola d'aspirazione sia per quella di scarico in funzione della forma della camera di combustione.

Tipo di camera di combustione	Diametro valvola aspirazione d_{va}	Diametro valvola di scarico d_{vs}
Testa piana	$(0.38 - 0.40) D$	$(0.35 - 0.46) D$
Camera triangolare	$(0.40 - 0.42) D$	$(0.36 - 0.38) D$
Camera emisferica	$(0.45 - 0.48) D$	$(0.40 - 0.42) D$
Quattro valvole	$(0.32 - 0.34) D$	$(0.28 - 0.30) D$

Tabella 3.2: Valori ottenibili del diametro minimo del fungo d_v , in rapporto all'alesaggio D , per tipi di camera di combustione.

Nel caso in analisi si è considerato per camera emisferica un coefficiente di 0.48 per la valvola di aspirazione e di 0.42 per la valvola di scarico ottenendo i seguenti valori:

- Diametro minimo aspirazione: 33.6 mm ;
- Diametro minimo scarico: 29.4 mm

La legge di alzata della valvola viene stabilita tenendo presente diverse esigenze:

- a. buon riempimento del motore;
- b. assenza di moti oscillatori sovrapposti al moto fondamentale della camma, con abbandono del contatto fra i componenti del sistema di comando della valvola, con conseguenti urti e vibrazioni;
- c. buone condizioni di lubrificazione, ovvero modeste velocità di strisciamento fra le superfici a contatto.

Le esigenze b. e c. definiscono la forma del diagramma delle accelerazioni e delle velocità di sollevamento della valvola. Invece la prima condizione definisce l'anticipo dell'apertura e il ritardo di chiusura della valvola e il valore massimo dell'alzata. Per quanto riguarda l'ultimo punto si considera l'andamento di un coefficiente che dà un'idea approssimata, ma di calcolo immediato, della variazione dell'area di passaggio attraverso la valvola, al crescere dell'alzata. Esso viene definito come rapporto fra la superficie laterale del cilindro avente diametro di base d_v e altezza h e la sezione trasversale della sede valvola:

$$\Gamma = \pi d_v h / (\pi d_v^2 / 4) = 4 h / d_v \quad (3.4)$$

Questo indice approssimato della variazione dell'area di passaggio con l'alzata raggiunge il valore unitario per $h/d_v = 0.25$ (come si vede nella fig. 3.5), indicando semplicemente che risulta superfluo superare il valore dell'alzata in corrispondenza del quale la sezione trasversale della sede valvola diventa la sezione minima di controllo del flusso.

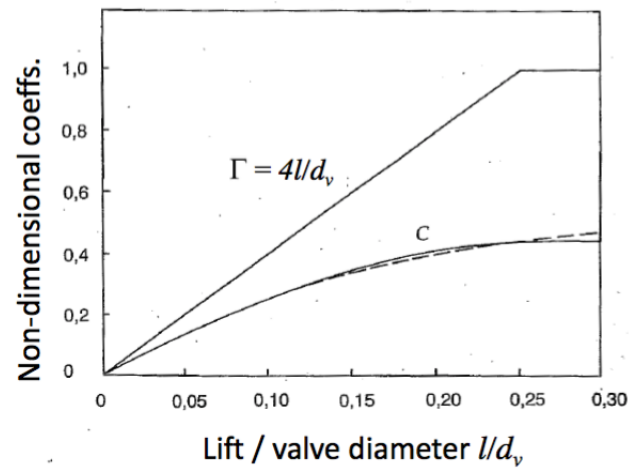


Figura 3.5: Andamento in funzione di h/d_v del coefficiente di variazione dell'area di passaggio e due tipici diagrammi del coefficiente di efflusso C .

Detto ciò per l'analisi in questione si è preso come valore di alzata per entrambe le valvole quello risultante dalla 3.4 sostituendo opportunamente i valori del diametro delle valvole, ottenendo i seguenti risultati:

- Valore dell'alzata dell'aspirazione: 8.4 mm ;
- Valore dell'alzata dello scarico: 7.35 mm .

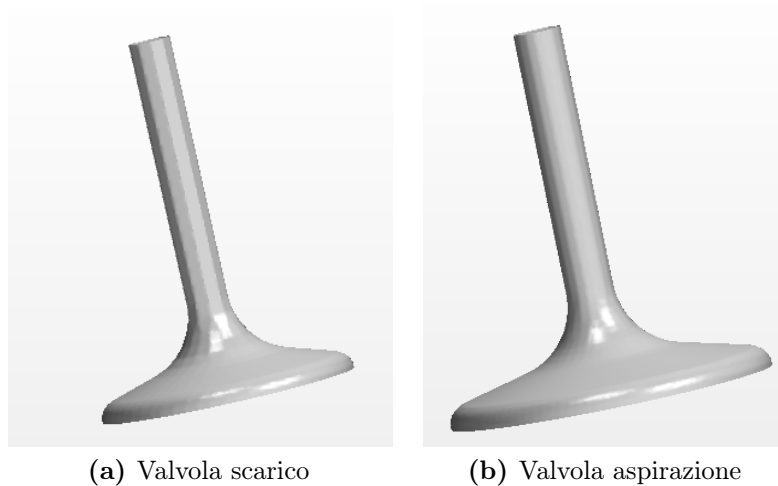


Figura 3.6: Modello CAD delle valvole

3.2.1 Legge di alzata delle valvole

Per ciò che concerne la definizione della forma dei diagrammi delle accelerazioni e delle velocità di sollevamento delle valvole, queste non verranno approfondite ma semplicemente saranno riportate le informazioni strettamente utili ai fini dell'oggetto di tesi, in quanto tali temi non rientrano in questa trattazione.

Il profilo della camma, il suo sviluppo angolare ed il suo orientamento sull'albero motore, devono essere tali da assicurare l'apertura e la chiusura della valvola negli istanti voluti. Poichè dal punto di vista puramente teorico, la fase di aspirazione (ed anche quella di scarico) deve avere durata pari alla corsa del pistone, lo sviluppo angolare del nasello (fig. 3.7) dovrebbe essere tale da consentire suddetta fase nel tempo corrispondente a mezzo giro dell'albero motore. Ricordando che il ciclo termico di un motore a quattro tempi si compie in due giri d'albero motore, e ogni valvola si apre una sola volta durante un ciclo, è facile concludere che l'albero a camme deve compiere un numero di giri al minuto pari alla metà di quello compiuto dall'albero principale; ne consegue che il nasello della camma dovrebbe avere, nel caso teorico, uno sviluppo angolare di 90° .

In realtà la durata delle fasi di apertura delle valvole è maggiore di quanto previsto dal ciclo teorico, in considerazione degli effetti prodotti dall'inerzia al moto opposto dal fluido nell'istante dell'apertura e della chiusura, vedi fig. 3.8.

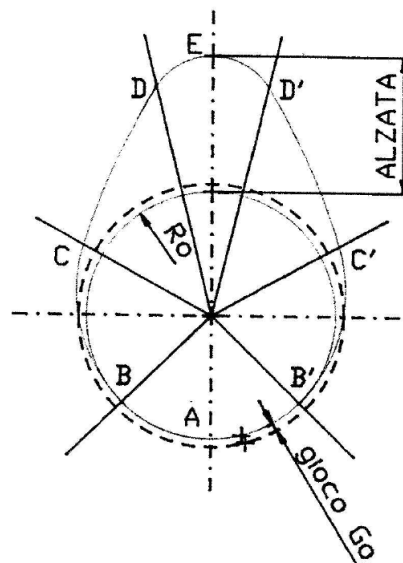


Figura 3.7: Rappresentazione della camma e le sue parti.

dove:

- cerchio di base, tratto A-B;
- rampa di raccordo, tratto B-C;
- fianco, tratto C-D;
- nasello o testa, tratto D-E.

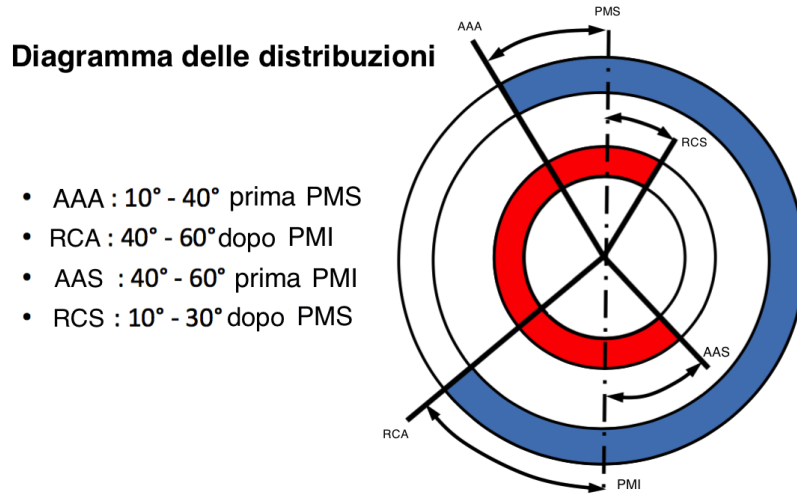


Figura 3.8: Diagramma circolare rappresentante la fasatura delle valvole

Considerando la formula per l'angolo di salita delle valvole α_s , ovvero l'intervallo angolare necessario per riportare la valvola al punto di partenza:

$$\alpha_s = \frac{180^\circ + \alpha_a + \alpha_r}{2} \quad (3.5)$$

con:

- α_a è l'angolo di anticipo apertura della valvola;
- α_r è l'angolo di ritardo chiusura della valvola.

Con l'eq. 3.5 si ha la conferma analitica di come nel caso ideale, con anticipi e ritardi nulli, lo sviluppo angolare del nasello è pari a 90° . Nel caso in esame si è considerato un anticipo di apertura e chiusura per la valvola di aspirazione rispettivamente di 30° e 60° e di 60° e 30° per quella di scarico, da cui risulta un valore dell'angolo di salita pari a 135° per entrambe le valvole. Con la definizione del diametro, dell'altezza e dell'angolo di salita delle valvole è possibile definire la legge di alzata.

Esistono svariate tipologie di leggi di alzate delle valvole, ma per semplicità si è scelto di adottare una legge armonica semplice descritta dalla seguente espressione:

$$y = h/2 \left[1 - \cos(\pi \vartheta / \alpha_s) \right] \quad (3.6)$$

Derivando la precedente equazione (eq. 3.6) rispetto al tempo si ottiene l'espressione delle velocità:

$$y' = \omega \pi h / (2\beta) \operatorname{sen}(\pi \vartheta / \alpha_s) \quad (3.7)$$

Angolo [°]	Pos [m]	Vel [m/s]
0	0	0
45	0.0021	2.793251021
90	0.0063	2.793251021
135	0.0084	3.95156E-16
180	0.0063	-2.793251021
225	0.0021	-2.793251021
270	0	-7.90311E-16

Tabella 3.3: Posizione e velocità della valvola di aspirazione rispetto all'angolo ϑ

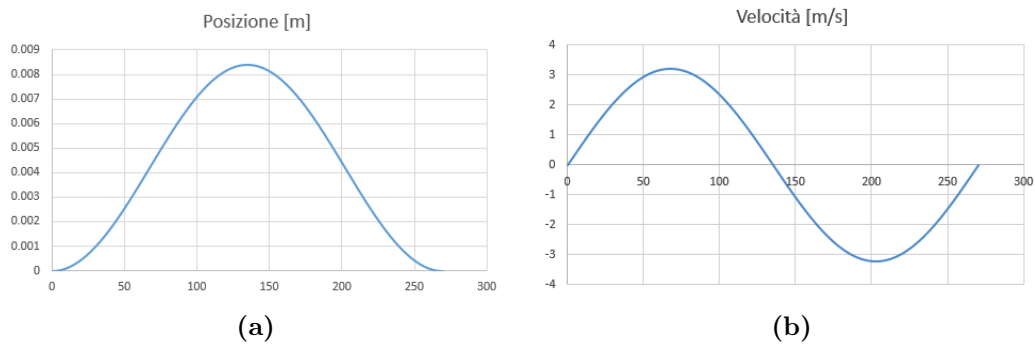


Figura 3.9: Grafico di velocità e posizione della valvola di aspirazione.

Angolo [°]	Pos [m]	Vel [m/s]
0	0	0
45	0.0018375	2.444094643
90	0.0055125	2.444094643
135	0.00735	3.45761E-16
180	0.0055125	-2.444094643
225	0.0018375	-2.444094643
270	0	-6.91522E-16

Tabella 3.4: Posizione e velocità della valvola di scarico rispetto all'angolo ϑ

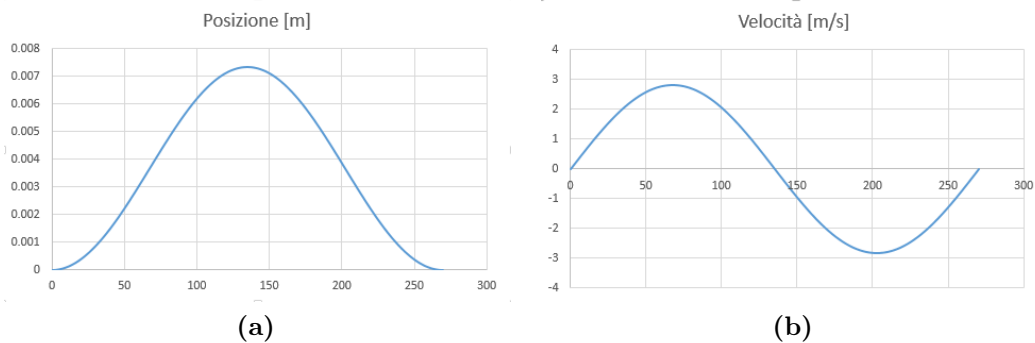


Figura 3.10: Grafico di velocità e posizione della valvola di scarico.

Nella seguente immagine viene rappresentata la fasatura delle valvole rispetto all'angolo motore, considerando come istante iniziale ($\vartheta = 0$) l'inizio della fase di espansione, quindi pistone al punto morto superiore (PMS) e le valvole entrambe chiuse. Considerando gli anticipi all'apertura e i ritardi alla chiusura precedentemente indicati si ottiene il seguente andamento:

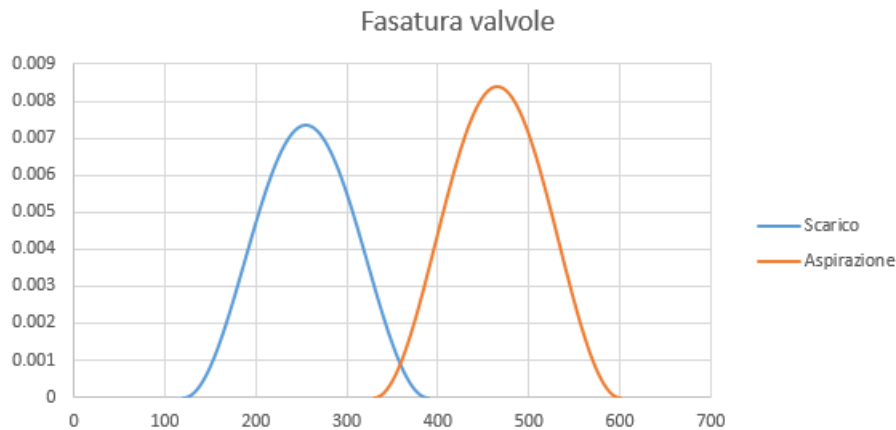


Figura 3.11: Diagramma fasature delle valvole rispetto all'angolo motore

3.3 Alimentazione di combustibile

Il motore ad accensione comandata utilizza combustibili sufficientemente volatili da poter essere premiscelati con aria, prima che la combustione sia avviata dallo scoccare della scintilla fra gli elettrodi della candela di accensione. Il compito del sistema di alimentazione è quello di dosare la quantità di combustibile necessaria per ottenere, con l'aria aspirata, una miscela di ricchezza opportuna sull'intero campo d'impiego del motore. Il rapporto di miscela ideale per un motore ad accensione per scintilla varia, in una certa misura, con le sue condizioni di funzionamento. In generale si può dire che, a parità di regime di rotazione e di apertura della farfalla, è possibile individuare un rapporto ottimo di aria/combustibile (miscela leggermente ricca) per il quale si ha massima potenza, ed un valore diverso per il quale si ha il massimo rendimento (miscela leggermente povera), ovvero minimi consumi.

La figura 3.12 mostra l'andamento tipico del rapporto aria/combustibile (α) per un motore di utilizzo comune, nel piano di funzionamento: regime di rotazione-carico. Si nota che a *parità di carico*, ai bassi regimi per aumentare la velocità di propagazione del fronte di fiamma e rendere più stabile il funzionamento del motore (migliore coppia di spunto), convenga tenere una miscela leggermente ricca. Il valore del rapporto di equivalenza ($\Phi = 1/\alpha$) poi può essere diminuito al crescere di n , fin oltre il regime di massima coppia, in modo da non rendere eccessivi i consumi. Esso poi dovrà tornare a crescere per numero di giri elevati perchè le esigenze di consumo passano in secondo piano prediligendo la massima potenza. Mentre a *regime a costante*, al variare del carico, il rapporto di miscela richiesto è mediamente magro per i carichi intermedi (marcia di crociera), per il quale si

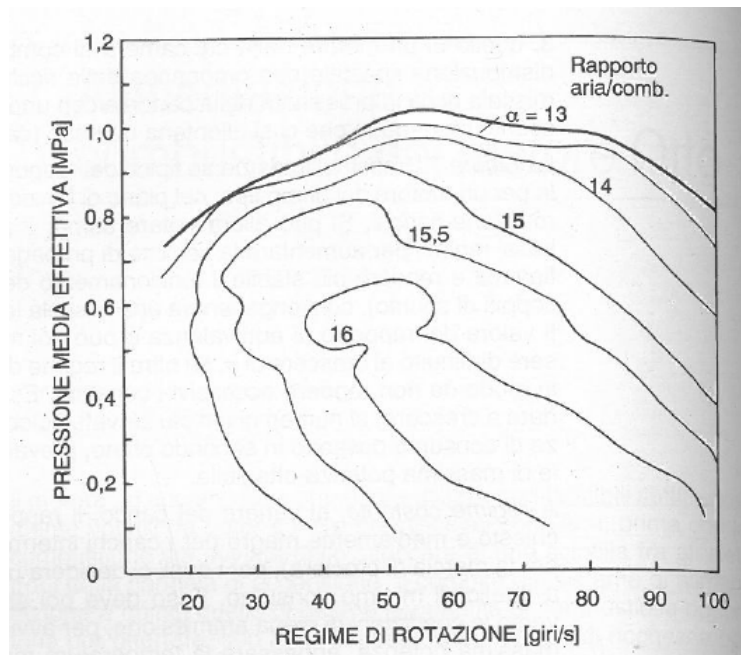


Figura 3.12: Piano quotato rappresentante andamento del rapporto aria/combustibile in funzione del carico

richiede minimo consumo per poi arricchirsi andando verso le condizioni di piena ammissione, per avvicinarsi al valore di massima potenza.

3.3.1 Iniezione di combustibile

I carburatori sono stati i primi ad affermarsi come sistemi di alimentazione per la maggior parte dei motori ad accensione comandata grazie alla loro semplicità di funzionamento. Tuttavia è stata la grande diffusione dei motori per trazione stradale a determinare il loro continuo sviluppo tecnologico e le sempre più stringenti limitazioni legislative delle emissioni inquinanti hanno finito per imporre sistemi di iniezione per questa categoria di motori. L'iniezione di combustibile costituisce un'operazione alternativa alla carburazione per preparare la miscela aria/combustibile adatta per il corretto funzionamento del motore. I sistemi d'iniezione si basano su principi fisici diversi dal carburatore, sia per dosare il combustibile che per polverizzarlo nella massa d'aria. Essi infatti dosano il combustibile in modo proporzionale alla portata d'aria aspirata dal motore, sfruttando, non la depressione da essa prodotta (carburatore), ma un incremento di pressione del combustibile rispetto all'aria, generato dalla pompa d'iniezione. Nel carburatore inoltre il processo di polverizzazione del combustibile si basa sulla più alta velocità dell'aria, che trascina il carburante e lo suddivide in gocce via via più piccole, mentre nell'iniezione è il getto di combustibile che fuoriesce a velocità maggiore dall'ugello dell'iniettore, formando uno spray di fini goccioline. Una delle classificazioni più importanti per i sistemi di iniezione è in base alla posizione e si divide in diretta e indiretta. La prima avviene nella camera di combustione del cilindro, la seconda ha luogo nel collettore di aspirazione in posizione più o meno vicina alla valvola.

Successivamente verranno descritte alcune caratteristiche e problematiche del sistema di iniezione diretta in quanto metodo adottato in questa analisi. L'iniezione diretta ha la necessità di essere fasata rispetto al ciclo del motore. Infatti, se si vuole ottenere una miscela aria/ combustibile omogenea, occorre anticiparla il più possibile dopo l'avvio della corsa di aspirazione (40° - 90°) dopo il PMS). In questo modo si lascia il massimo tempo allo spray di mescolarsi con l'aria entrante e vaporizzare. Essendo comunque il tempo disponibile per l'omogeneizzazione della carica minore di quello relativo all'iniezione indiretta, occorre incrementare i moti turbolenti dell'aria. Inoltre per avere tempi di iniezione, polverizzazione e miscelazione ridotti, si deve poter contare su di una pressione d'iniezione più alta (dell'ordine di $10 - 20 \text{ MPa}$). Come ulteriore vantaggio di questo sistema si può citare la possibilità di usare ampi incroci tra la valvola di aspirazione e scarico, con conseguente buon lavaggio dello spazio morto, e di fare il lavaggio del cilindro con sola aria nel caso del due tempi. Inoltre si elimina ogni rischio di condensazione del combustibile sulle pareti dei condotti e sulla valvola d'aspirazione, anche se parte dello spray può raggiungere il pistone e le pareti del cilindro. Per contro l'iniettore essendo affacciato nella parte del cilindro è sottoposto, durante il funzionamento del motore, a sollecitazioni meccaniche e termiche maggiori, ragione per cui dovrà essere più robusto quindi più costoso.

3.3.2 Dosatura di combustibile

Il sistema di iniezione deve essere in grado di sentire il variare dei parametri che influenzano la dosatura ottimale richiesta dal motore e passare queste informazioni all'unità centrale di controllo. Questa integra i singoli segnali ricevuti e li traduce in termini di quantità di combustibile che deve essere iniettata per ogni ciclo in ciascun cilindro per quella particolare condizione di funzionamento. La funzione conclusiva dell'iniezione è eseguita da un iniettore ad apertura controllata elettronicamente. Ad un istante appropriato del ciclo, un impulso elettronico (di durata Δt) viene inviato alla valvola solenoide che fa sollevare lo spillo. Il combustibile viene quindi spinto dalla pressione a monte a passare attraverso l'ugello dell'iniettore. Al cessare dell'impulso, una molla elicoidale torna a premere lo spillo contro la propria sede, chiudendo il foro. L'esperienza dice che, in prima approssimazione, la massa di combustibile m_c iniettata aumenta linearmente con la durata del Δt del periodo di apertura. Assumendo che il flusso del combustibile attraverso il foro sia quasi-stazionario, si può legare la portata di combustibile con il Δp tra la pressione del combustibile a monte e quella dell'aria a valle, mediante la relazione:

$$m_c = \int_0^{\Delta t} \dot{m}_c dt = \sqrt{2\rho_c \Delta p} \int_0^{\Delta t} A_{ef} dt \quad (3.8)$$

dove con A_{ef} si indica l'area efficace istantanea di efflusso dell'ugello dell'iniettore. Se si introduce poi una sua area efficace mediata nel tempo \bar{A}_{ef} (o permeabilità):

$$m_c = \sqrt{2\rho_c \Delta p} \bar{A}_{ef} \Delta t \quad (3.9)$$

Fissata la dosatura ($\alpha = m_a/m_c$) voluta, partendo dalla misura della portata d'aria totale aspirata (se n_{cil} è il numero di cilindri, si ha: $m_a = \dot{m}_a \varepsilon / n_{cil}$) l'unità di

controllo può calcolarsi tramite la 3.9 il valore del Δt richiesta per il singolo cilindro:

$$\Delta t = m_a / (\alpha \sqrt{2\rho_c \Delta p} \bar{A}_{ef}) = \dot{m}_a \varepsilon / (n n_{cil} \alpha \sqrt{2\rho_c \Delta p} \bar{A}_{ef}) \quad (3.10)$$

Quindi facendo riferimento al set di equazioni precedente, si può affermare che i principali parametro di controllo della dosatura, che devono essere continuamente rilevati sono:

- portata d'aria aspirata, come principale dato per il calcolo della massa di combustibile;
- il numero di giri, che determina la frequenza e la quantità di combustibile da iniettare per ciclo;
- posizione della valvola a farfalla, ovvero il carico del motore, che insieme al numero di giro permette all'unità di controllo di individuare il valore di α nelle mappe salvate in memoria;
- il salto di pressione a cavallo dell'ugello;
- la temperatura e la pressione dell'aria di aspirazione, per tenere conto delle sue variazioni di densità;
- la temperatura del refrigerante, per correggere l'alimentazione in fase di riscaldamento e di avviamento a freddo;
- il contenuto di ossigeno nei gas di scarico, per il controllo dell'abbattimento degli inquinanti nella marmitta catalitica.

Per il caso in esame, per il calcolo della portata di combustibile da iniettare, si sono presi in considerazione per i parametri fondamentali i seguenti valori:

- λ_v (coefficiente di riempimento) = 0.8, si è scelto questo valore facendo riferimento al grafico 3.13;
- $\alpha = 14$, leggermente minori al valore stechiometrico per le condizioni di funzionamento del motore;
- $\rho_a = 1.2 \text{ kg/m}^3$
- $\rho_c = 751 \text{ kg/m}^3$
- $\Delta p = 10 \text{ Mpa}$ tra pressione in camera e pressione di iniezione;
- $\bar{A}_{eff} = 0.3 \text{ mm}^2$, area efficace dell'iniettore mediate nel tempo;
- n° di fori dell'iniettore = 3;
- $\varepsilon = 2$, coefficiente che tiene conto del fatto che la frequenza del ciclo termodinamico per il motore 4 tempi è il doppio di quella di quella meccanica, ovvero il ciclo si compie in due giri di albero motore.

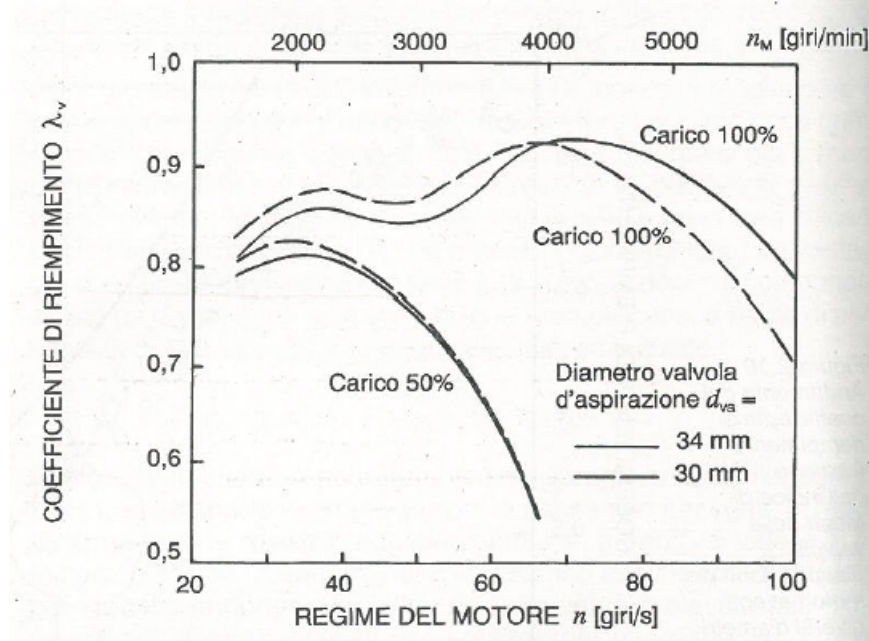


Figura 3.13: Andamento coefficiente di riempimento in funzione del diametro valvola e del regime del motore

Il valore scelto per alcuni parametri, come per esempio il coefficiente di riempimento, sono del tutto qualitativi, infatti con i risultati ottenuti dall'analisi è possibile verificare se tali valori sono corretti o meno.

Calcolo la portata d'aria totale aspirata:

$$\dot{m}_a = \lambda_v V_t \rho_a n / 2 = 0.8 \cdot 1400 e^{-6} \cdot 1.2 \cdot 91.66667 / 2 = 0.0616 \text{ kg/s} \quad (3.11)$$

Quindi la massa d'aria aspirata per cilindro risulta essere:

$$m_a = \dot{m}_a \varepsilon / n n_{cil} = 0.0616 \cdot 2 / (4 \cdot 91.66667) = 0.000336 \text{ kg} = 0.336 \text{ g} \quad (3.12)$$

e fissata la dosatura (α), si ricava la massa di combustibile da iniettare per ogni singolo cilindro e per ogni ciclo:

$$m_c = m_a / \alpha = 0.336 / 14 = 0.024 \text{ g} \quad (3.13)$$

Conoscendo la massa di combustibile da iniettare si può ricavare l'intervallo Δt di apertura dell'iniettore necessario:

$$\begin{aligned} \Delta t &= m_c / [(2\rho_c \Delta p)^{1/2} \bar{A}_{eff}] = 0.024 / [(2 \cdot 751 \cdot 10^6)^{1/2} 0.3 e^{-6}] = 0.000652762 \text{ s} = \\ &= 0.652762 \text{ ms} \end{aligned} \quad (3.14)$$

corrispondente a:

$$\Delta \vartheta = 360^\circ \cdot n \cdot \Delta t = 360 \cdot 91.66667 \cdot 0.652762 e^{-3} = 21.54^\circ \quad (3.15)$$

La velocità di fuoriuscita del combustibile è possibile calcolarla applicando Bernoulli per liquidi incompressibili, tra un punto all'interno dell'ugello dell'iniettore e uno appena fuori:

$$\frac{v^2}{2} + gz + \frac{p}{\rho} = \text{costante} \quad (3.16)$$

Trascurando la componente gravitazionale, poiché $\Delta z \rightarrow 0$ si ottiene un valore di velocità isoentropica pari a:

$$v_{is} = \sqrt{2\Delta p/\rho_c} = 163.19 \text{ m/s} \quad (3.17)$$

Le seguenti immagini illustrano il modello completo:

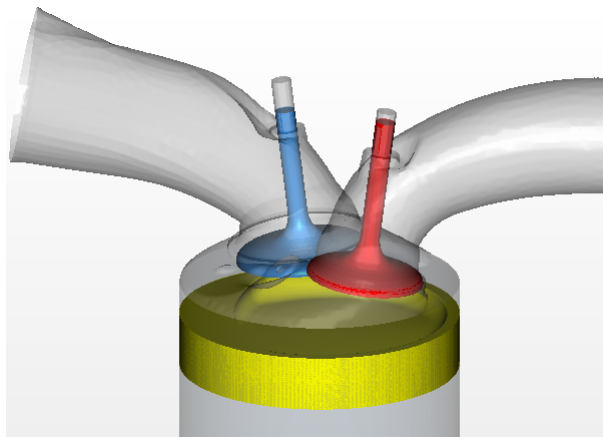


Figura 3.14: Particolare camera di combustione

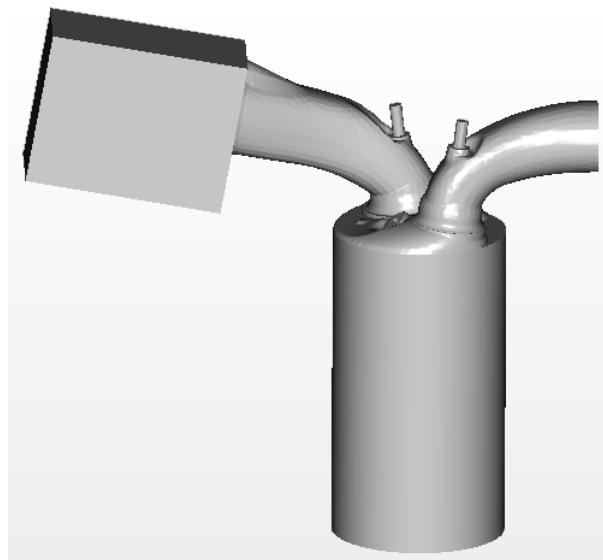


Figura 3.15: Modello completo

Capitolo 4

Simulazione Numerica

Il motore a combustione interna è una macchina volumetrica alternativa, in cui il ciclo di lavoro è caratterizzato da una certa periodicità. Anche se il motore funziona in condizioni stazionarie, il fluido di lavoro al suo interno è in continua evoluzione infatti le condizioni di moto della carica nel cilindro sono casuali ed irripetibili nei dettagli passando da un ciclo all'altro. Tale caratteristica influenza la strategia di approccio alla simulazione numerica di tale sistema, soprattutto nella scelta delle condizioni iniziali e del punto del ciclo da cui far partire la simulazione. Il sistema è tridimensionale e transitorio, il che ha portato alla scelta di un time step pari $3.0303e^{-5} s$ ovvero il tempo necessario per percorrere un grado di manovella a $5500 \text{ giri}/\text{min}$. Il “Segregated Flow Model” si propone di risolvere le equazioni di flusso (una per ogni componente di velocità e una per la pressione) in maniera separata mentre per la modellizzazione della turbolenza è stato adottato il modello $k - \epsilon$. Il “Segregated Fluid Temperature” risolve l'equazione dell'energia usando la temperatura del fluido come variabile e calcola l'entalpia in accordo con l'equazione di stato. Essendo l'analisi di flussaggio l'oggetto della presente tesi, il fluido di lavoro utilizzato per la simulazione numerica è solamente l'aria, rappresentata con il modello di gas ideale.

4.1 Condizioni iniziali

Il primo argomento di primaria importanza da affrontare è stato quello relativo al punto del ciclo di lavoro da cui far partire la simulazione in termini di posizione delle varie parti mobili (valvole e pistone), che chiaramente incidono sul valore della pressione di inizializzazione. Non potendo definire un valore di pressione esclusivamente nella camera di combustione, non è stato possibile utilizzare come punto di partenza la fine della compressione, con entrambe le valvole chiuse e il pistone al PMS. Inoltre non avendo a disposizione dati riguardanti la distribuzione di pressioni e velocità ad un determinato istante del ciclo di lavoro, si è optato di far partire la simulazione all'istante relativo alla chiusura della valvola di scarico a fine overlap (vedi fig. 4.1 e fig. 4.2). In questo istante il pistone ha percorso 7.441 mm dal PMS, mentre la valvola di aspirazione 3.471 mm dalla posizione di valvola chiusa.

È stata adottata questa condizione poiché è risultata la più stabile da un punto di vista numerico ed anche la meno onerosa per il posizionamento del pistone e della valvola di aspirazione, note le leggi di moto istante per istante di tutte le parti mobili.

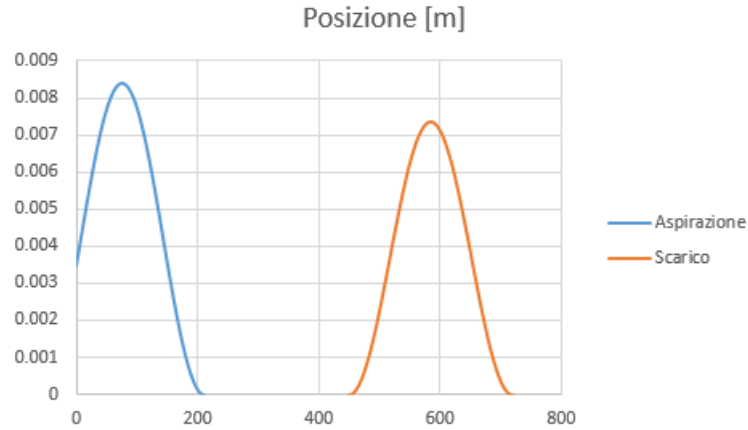


Figura 4.1: Grafico posizione iniziale delle valvole

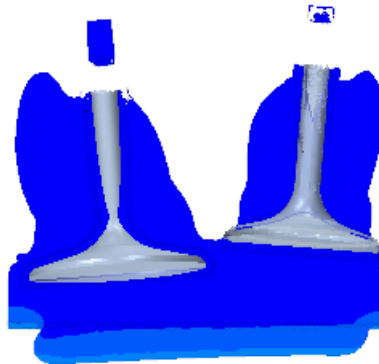


Figura 4.2: Posizione valvole inizio simulazione

Questa condizione di partenza rende i risultati dei primi 360° inattendibili, poiché vengono letteralmente saltati i primi 60° di aspirazione (tenendo conto dell'anticipo di apertura) e come conseguenza di questo nasce l'esigenza di effettuare un secondo ciclo di lavoro. La posizione iniziale scelta permette che il sistema, date le leggi di moto del pistone e di alzata delle valvole, durante i primi due giri di manovella definisca una plausibile distribuzione di pressioni e velocità che poi verrà utilizzata come input per la simulazione del secondo ciclo. In conclusione si è considerato il fluido di lavoro con velocità nulla in tutto il dominio ed un valore di pressione pari a $95000 Pa$ come condizione iniziale, così da tenere in conto la depressione creata dal movimento del pistone nei primi 60° di corsa.

4.2 Condizioni al contorno

Da un punto di vista termico l'intero sistema è stato considerato completamente adiabatico. A tutte le pareti dei componenti costituenti il sistema è stata applicata la condizione di "Wall", che prevede le seguenti condizioni:

- No slip: condizione che impone al fluido all'interno adiacente alla parete una velocità nulla.
- No penetration: questa condizione precisa che la parete è impenetrabile al fluido, quindi anche la componente della velocità perpendicolare alla parete sarà nulla.

Per quanto riguarda la sezione di uscita, al termine del condotto di scarico, è stata imposta una condizione al contorno di "Pressure Outlet" fissando un valore di pressione costante pari a quella ambiente.

In ingresso, invece, non è stato forzato il sistema definendo una velocità sulla sezione d'entrata del condotto di aspirazione e nemmeno un certo valore di portata entrante. Per rendere la simulazione più vicina ad un reale funzionamento è stata applicata una condizione di "Stagnation Inlet". Questa si sposa bene con flussi comprimibili e inoltre impone l'aggiunta a monte del condotto di aspirazione di un plenum per simulare al meglio la condizione di flusso completamente a riposo (vedi fig. 4.3). Con la condizione di "Stagnation Inlet" il fluido di lavoro inizialmente si trova in condizione di quiete. Questo si metterà in movimento grazie al salto di pressione creato dal movimento relativo del pistone tra il condotto di aspirazione e il cilindro, che determina la quantità d'aria entrante nel cilindro.



Figura 4.3: Rappresentazione del plenum a monte dell'aspirazione

4.3 Definizione del moto relativo delle parti

Sia le valvole che il pistone durante il funzionamento di un motore descrivono un movimento alternato che ricopre nel caso del pistone l'intera corsa del cilindro, e nel caso delle valvole il corrispondente valore di alzata. Questi movimenti avvengono, per determinati intervalli angolari, contemporaneamente e sono strettamente legati li uni agli altri, poichè ricoprono un ruolo fondamentale per il corretto riempimento del cilindro e per un buon lavaggio. L'espressioni analitiche che descrivono il movimento del pistone e di entrambe le valvole sono già state calcolare nel cap. 3. In questa sezione si descrive come queste espressioni siano state implementate nel programma STAR CCM+ e associate al rispettivo componente del sistema.

Come già descritto in precedenza il punto di partenza da cui si è deciso far partire la simulazione è quello corrispondente alla chiusura della valvola di scarico a fine *overlap*. Con altri programmi di CFD, specializzati nell'analisi *in-cylinder*, come punto di partenza si sceglie la fine della compressione, ovvero dove tutte le parti mobili sono ferme (valvole chiuse e pistone al PMS). In questo caso, invece, sia il pistone che la valvola di aspirazione hanno già percorso una certa parte del loro percorso e sono in fase di accelerazione. Per questo motivo non è stato possibile semplicemente definire una "Field Function" contenente l'espressione analitica descrivente il moto ma si è dovuto adottare un altro metodo. È stata creata per ogni componente mobile una tabella utilizzando un figlio di calcolo Excel con quattro colonne ("Crankangle", "Vel. X", "Vel. Y", "Vel. Z") contenente i valori di velocità in funzione dell'angolo di manovella. Per tutte le parti mobili le colonne riguardanti le componenti della velocità in X e Y sono nulle, poichè si ha una traslazione solamente lungo l'asse Z. Per il pistone l'asse lungo cui avviene il movimento corrisponde all'asse Z del sistema di riferimento assoluto dell'intero modello, mentre per le valvole di aspirazione e scarico, sono stati definiti rispettivamente due sistemi di coordinate locali con l'asse Z positivo uscente dalla testa della valvola vedi fig. 4.4.

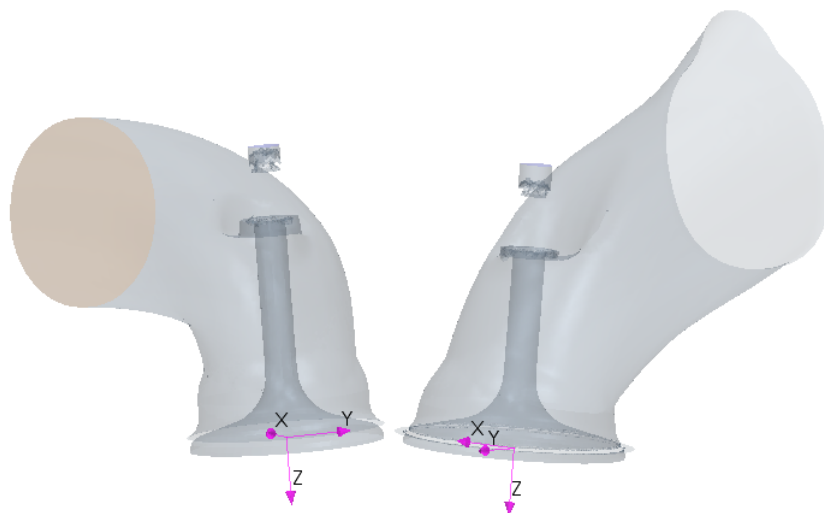


Figura 4.4: Sistema di coordinate locali per la definizione del moto delle valvole

Una volta importate suddette tabelle nel modello, sono state trasformate in “Field Functions” tramite il seguente comando:

```
interpolateTable(@Table("DataTable"), "Time", LINEAR, "Phi", $Time)
```

Assumendo una tabella “DataTable” con le colonne “Time” e “Phi”, la funzione “InterpolateTable” interpola linearmente i valori di “Phi” come una funzione di “Time”, e fornendo i valori interpolati nell’istante di simulazione considerato. La variabile rispetto a cui sono stati interpolati i valori della componente della velocità lungo Z è l’angolo di manovella (crankangle, Θ) definito rispetto al tempo come segue:

$$\Theta = 5500 \frac{\text{giri}}{\text{min}} * 1/60 \frac{\text{min}}{\text{sec}} * 360^\circ * \$time$$

Nel caso in oggetto la funzione appare così:

```
interpolateTable(@Table("VelocityIntake"), "Crankangle", LINEAR,
  "Vel.X","Vel.Y","Vel.Z", $Time)
```

4.4 Time-Step

Con l’utilizzo dell’overset mesh, è necessario soddisfare un ulteriore criterio per la scelta delle dimensioni del time-step. Se una cella inattiva diventa attiva senza essere stata una cella “acceptor” per almeno un time-step, non ci sarà soluzione del time-step precedente in quella cella per calcolare la soluzione al time-step successivo. Quindi se lo schema di discretizzazione temporale è del primo ordine, come in questo caso, la dimensione del time-step deve essere tale che il massimo spostamento della parte mobile sia pari alle dimensioni della cella più piccola nella zona di sovrapposizione delle mesh, poichè tale schema richiede un solo time-step precedente per calcolare la soluzione. Se di secondo grado, il massimo spostamento deve essere pari alla metà delle dimensioni della cella più piccola perchè questo schema necessita di due time-step precedenti.

4.5 Iniezione

Oltre all’analisi di flussaggio in camera di combustione con l’utilizzo dell’overset mesh zero gap, si è voluto simulare anche l’iniezione di combustibile benzina all’interno del cilindro. Risulta interessante studiare come il combustibile, una volta iniettato, interagisce con i moti della carica sviluppati durante la fase di aspirazione e in quali zone della geometria si possano creare accumuli di idrocarburi non combusti responsabili del mal funzionamento del motore. Per far ciò è stato attivato il modello “Lagrangian Multiphase” che risolve le equazioni del moto per dei gruppi rappresentativi della fase dispersa attraversante il dominio. Questo si sposa bene per sistemi costituiti prevalentemente da una singola fase continua che trasporta un relativamente piccolo volume di particelle e nei casi in cui si vuole studiare l’interazione della seconda fase con i confini fisici del sistema. È stato inoltre attivato il “Two-way coupling model”. Questo modello indica che la fase

lagrangiana può scambiare massa, momento ed energia con la fase del continuo, aggiungendo un termine sorgente nell'equazioni di bilancio di quest'ultima. Senza questo modello attivo, quindi "One-Way coupling", la fase continua semplicemente influenza le particelle iniettate solamente attraverso i termini delle forze di drag nelle equazioni del momento e nel termine di scambio termico nell'equazione dell'energia.

Questa sezione non si propone di studiare quale modello di break-up meglio rappresenti i fenomeni che influenzano l'atomizzazione del getto di combustibile. Per questo motivo per la scelta di tali modelli è stata effettuato un confronto tra la teoria e la descrizione dei modelli fornita dalla guida di STAR CCM+ .

Il getto liquido, non appena esce dall'ugello, si disintegra immediatamente con un processo di rottura primaria (break up primario) dovuto ai moti turbolenti del liquido e l'implosione delle bolle di vapore formatasi per cavitazione, generando delle onde superficiali instabili. Successivamente man mano che questo insieme di gocce e particelle liquide si muove in mezzo all'aria dotata di moti turbolenti, le gocce subiscono una rottura secondaria (break up secondario) che le suddivide in parti di dimensioni sempre più piccole. Infatti lo spray, penetrando, ingloba una crescente quantità d'aria dall'ambiente circostante, formando vortici turbolenti che favoriscono l'atomizzazione. Questo fenomeno dipende dal numero di Weber:

$$We = \frac{\rho_l u_l^2 d_g}{\sigma_l} \quad (4.1)$$

dove:

- ρ_l è la densità del liquido iniettato;
- u_l è la velocità delle gocce relativa all'aria;
- d_g è diametro delle gocce;
- σ_l è la tensione superficiale del liquido.

Il numero di Weber rappresenta il rapporto tra le forze inerziali ($\rho_l u_l^2$) rispetto a quelle dovute alla tensione superficiale (σ_l/d_g). Nella figura 4.5 vengono mostrati vari tipologie di break up secondario in funzione del numero di Weber.

Finchè $We < 12$, prevale l'effetto del moto oscillatorio della goccia, mentre per valori superiori di We la goccia si deforma in una sottile membrana liquida, che prima di suddividersi in più parti, al crescere di We , assume prima la forma di una borsa vuota (Bag break-up) e poi di un lobo. Per numeri di weber ancora più alti si ha prima lo strapparsi di gocce (stripping) e poi la rottura catastrofica della membrana direttamente in più gocce.

I modelli attivati per la modellizzazione di tali fenomeni sono:

- LISA (Linearized Instability Sheet Atomization): è il modello che rappresenta il break-up primario, che simula il passaggio dalla formazione di onde superficiale fino alla formazione di agglomerati e gocce (vedi fig. 4.6)
- KHRT (Kelvin-Helmoltz-Rayleigh-Taylor): è il modello utilizzato per il break-up secondario, che tiene conto delle instabilità dovute alla velocità di scorrimento delle gocce (regime di stripping) e all'accelerazione delle gocce (regime catastrofico).




















Category					Weber Number
Vibrational breakup					~ 12
Bag breakup					< 20
Bag/ streamer breakup					< 50
Stripping breakup					< 100
Catastrophic breakup					> 100

Figura 4.5: Possibili meccanismi di break-up secondario in funzione di We

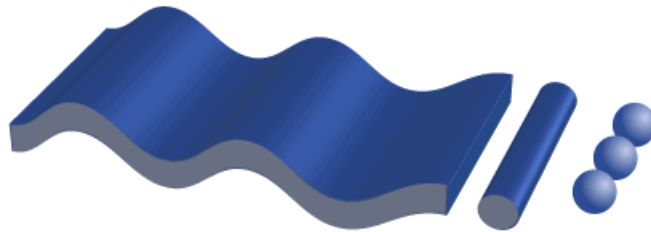


Figura 4.6: Schema del processo di break-up primario

Inoltre è stato attivato il modello per le collisioni, il NTC Collision Model, (unico modello implementato in STAR CCM+) e il Bai-ONERA Wall Impingement Model, per predire il comportamento delle gocce che impattano su un confine impermeabile del sistema. In base all'obiettivo prefissato, si è posta la condizione che ogni particella che tocchi un confine si appiccichi in modo da analizzare quali sono i punti critici della geometria e dell'interazione delle gocce di benzina con i moti turbolenti dell'aria. Per non appesantire eccessivamente l'elaborato, gli approfondimenti relativi ai modelli utilizzati sono facilmente consultabili sulla guida di STAR CCM+.

Capitolo 5

Risultati

L'obiettivo del presente lavoro di tesi è sfruttare la tecnologia dell'Overset Mesh Zero Gap implementata in STAR-CCM+ per simulare il funzionamento di un motore a combustione interna. Il modello su cui si è basata l'analisi è stato creato dal nulla, di conseguenza non avendo dati relativi al funzionamento reale di un motore con le medesime caratteristiche, la discussione dei risultati si baserà semplicemente ad un confronto con la teoria dei motori a combustione interna. Durante la simulazione sono state monitorate le seguenti grandezze:

- pressione all'interno della camera di combustione;
- pressione nei condotti di aspirazione e scarico in prossimità delle rispettive valvole;
- flussi massici nei condotti di aspirazione e scarico su una sezione prossima alle valvole;
- densità e temperatura in camera di combustione;

Per i moti organizzati all'interno del cilindro come *swirl* e *tumble*, è stato monitorato l'evolversi del campo di moto durante la fase di aspirazione e di compressione. Inoltre è stata simulata l'iniezione di combustibile con l'obiettivo di analizzare l'interazione tra la fase liquida e i moti organizzati dell'aria sviluppati durante il funzionamento del motore e la distribuzione del combustibile evaporato all'intera della camera di combustione. La figura 5.1 mostra i punti in cui sono state monitorate l'andamento delle pressioni, temperatura e densità.

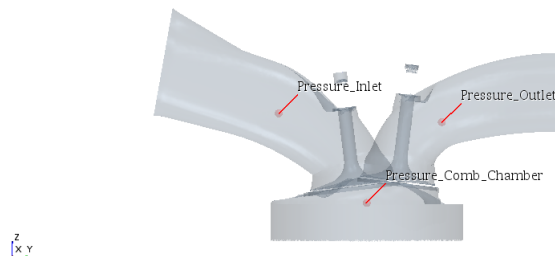


Figura 5.1: Posizione punti di misura

La seguente immagine fig. 5.2 illustra la posizione delle sezioni dei canali di aspirazione e scarico a ridosso delle zone di contatto delle valvole attraverso le quali sono state misurate le portate.

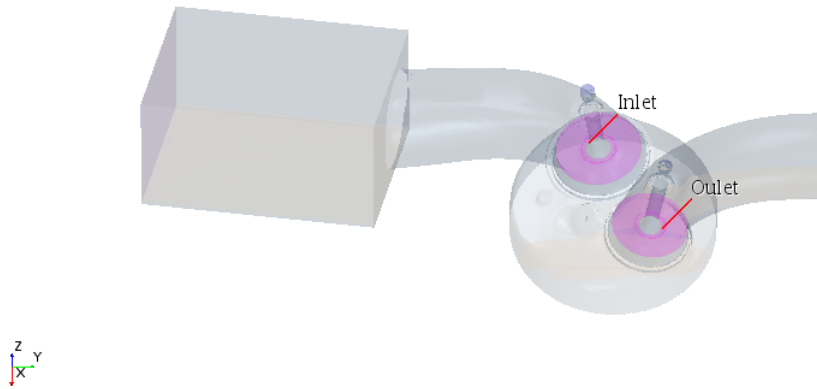


Figura 5.2: Posizione delle sezioni di misura delle portate

5.1 Pressioni

La figura 5.3 riporta l'andamento della pressione all'interno della camera di combustione in funzione dell'angolo di manovella. Nel grafico vengono riportate anche le leggi di movimento del pistone e delle valvole, così da rendere più agevole la comprensione dei risultati.

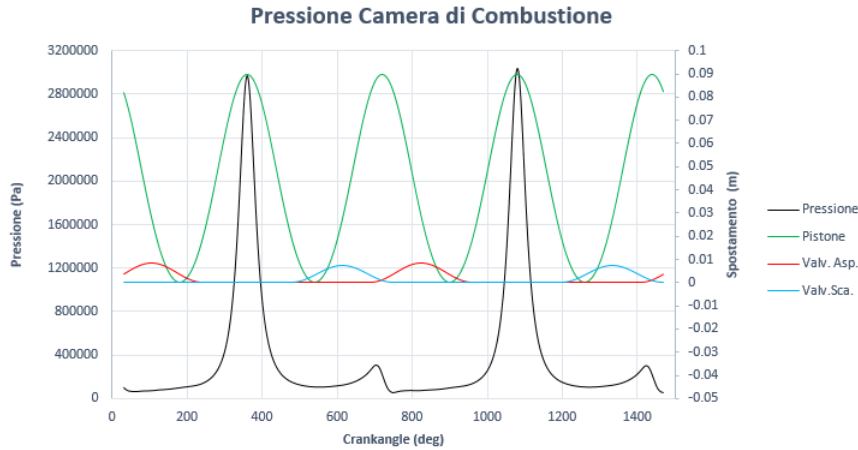


Figura 5.3: Andamento della pressione in camera di combustione

Il valore di pressione massima raggiunta in camera di compressione è pari a 2.96 MPa per il primo ciclo e di 3.03 MPa per il secondo. Questi valori sono del tutto plausibili considerate le caratteristiche di funzionamento del motore.

Un aspetto interessante da approfondire è l'andamento della pressione nel periodo di overlap ovvero nella fase finale dello scarico dei gas combusti quando entrambe le valvole sono aperte. Nella figura 5.4 viene mostrato il dettaglio del diagramma p-V che si riferisce al periodo di overlap. Durante la fase iniziale di scarico i valori di pressioni seguono l'andamento teorico ma verso la fase finale, 50° prima del PMS, si nota un aumento anomalo della pressione in camera di combustione. Questo incide in maniera marcata sulla fase di aspirazione successiva in quanto al momento dell'apertura della valvola di aspirazione la pressione all'interno del cilindro risulta maggiore rispetto a quella che si ha all'interno del condotto provocando un riflusso dei gas di scarico. Il motivo di tale comportamento può essere dovuto alla legge di apertura della valvola di scarico che non permette alla massa intrappolata di fuori uscire nel modo corretto, così che il pistone durante la corsa di risalita provoca l'aumento di pressione monitorato.

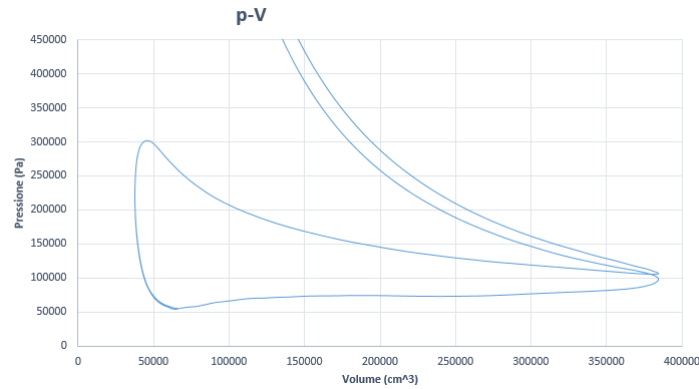


Figura 5.4: Dettaglio del digramma p-V

Le immagini 5.5 e 5.6 mostrano l'andamento delle pressioni rispettivamente all'interno del condotto di aspirazione e scarico nei punti mostrati in precedenza.

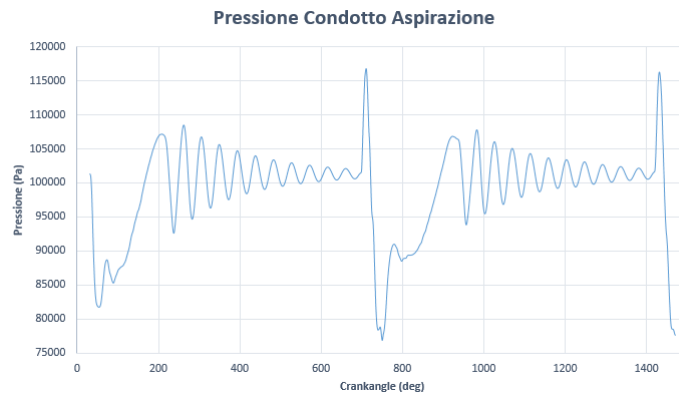


Figura 5.5: Andamento pressione condotto di aspirazione

Si nota chiaramente un andamento oscillante delle pressioni dovuti al comportamento instazionario del sistema. Queste oscillazioni sono dovute agli effetti inerziali. Nel succedersi dei processi d'aspirazione e scarico, la massa d'aria contenuta nel condotto è di volta in volta attirata dal movimento del pistone nel cilindro e poi fermata. Se quindi la frequenza di questo moto forzato si accorda con la frequenza propria del sistema gassoso interessato, risulta possibile sfruttare in modo ottimale le sue oscillazione per facilitare il riempimento del cilindro. La massa d'aria contenuto nel condotto costituisce un sistema oscillante smorzato, con una propria massa ed elasticità distribuite. Tuttavia per facilitare il calcolo della frequenza propria il sistema può essere considerato a parametri concentrati, ovvero costituito da una sola molla e una sola massa. Seguendo la schematizzazione più semplice, si suppone che:

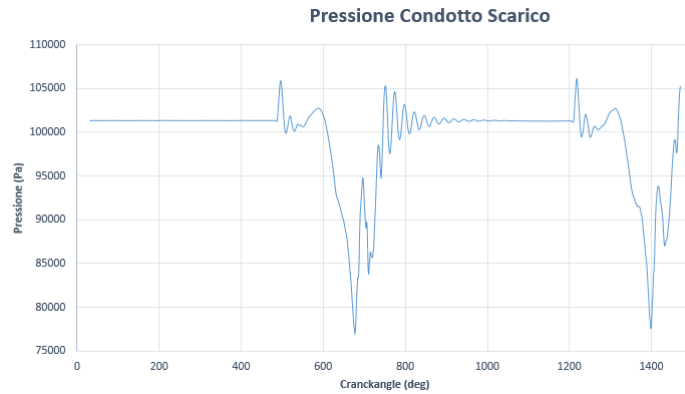


Figura 5.6: Andamento pressione condotto di scarico

- la massa del sistema sia costituita solo da quella contenuta nel condotto, trascurandone la comprimibilità;
- l'elasticità del sistema sia data dal fluido contenuto nel cilindro, che si considera venga compresso ed espanso adiabaticamente.

Con queste ipotesi risulta che la frequenza propria del sistema è:

$$f_0 = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{LV_m}} \quad (5.1)$$

dove:

- a è la velocità del suono;
- S è la sezione del condotto, ipotizzata costante;
- L è la lunghezza del condotto di aspirazione;
- V_m è volume medio del cilindro.

Questa risulta essere collegata con la frequenza angolare del motore, ovvero la velocità con cui si succedono le aspirazioni, che possono essere favorite o ostacolate dal comportamento del sistema gassoso. È dimostrabile che si ha il massimo riempimento quando il rapporto tra la frequenza propria del sistema e quella corrispondente ai giri del motore risulta essere un numero pari ($f_0/f_m = 2, 4, 6, ecc$), anche se la condizione nettamente più favorevole si ha con una frequenza del sistema doppia rispetto a quella del motore [1]:

$$f_0 = 2 f_m = 2 n \quad (5.2)$$

Questa schematizzazione può essere applicata al sistema di scarico, ovvero è possibile sfruttare le oscillazioni inerziali della massa di gas combusti espulsi periodicamente del cilindro, per creare una depressione, opportunamente fasata, in prossimità della valvola di scarico.

Applicando questi concetti al caso in esame, al solo condotto di aspirazione, si ha un rapporto $f_0/f_m = 3.65$, ottenuto sostituendo nell'eq. 5.1 i seguenti valori:

- $S = 6,14e^{-4} m^2$;
- $L = 0.08m$;
- $V_m = 0.00021 m^3$;
- $a = 348,19 m/s$ a $300 K$;

Quindi sulla base della teoria precedentemente introdotta, per portare il rapporto f_0/f_m pari a un multiplo di 2, e quindi sfruttare gli effetti inerziali del sistema sarebbe opportuno apportare delle modifiche alla geometria (per esempio diminuendo la lunghezza del condotto a $0.066 m$ si ottiene un rapporto tra le frequenze pari a 4).

5.2 Portate Massicche

Analizzando l'andamento delle portate di aria entrante nel cilindro durante la fase di aspirazione, illustrate in figura 5.7, si nota l'effetto della sovrappressione anomala durante la fine della fase di scarico introdotta in precedenza (fig. 5.4). Infatti al momento dell'apertura della valvola di aspirazione si nota un massiccio riflusso di gas esausti nel condotto di aspirazione (porzione negativa del grafico), che chiaramente incide sul coefficiente di riempimento.

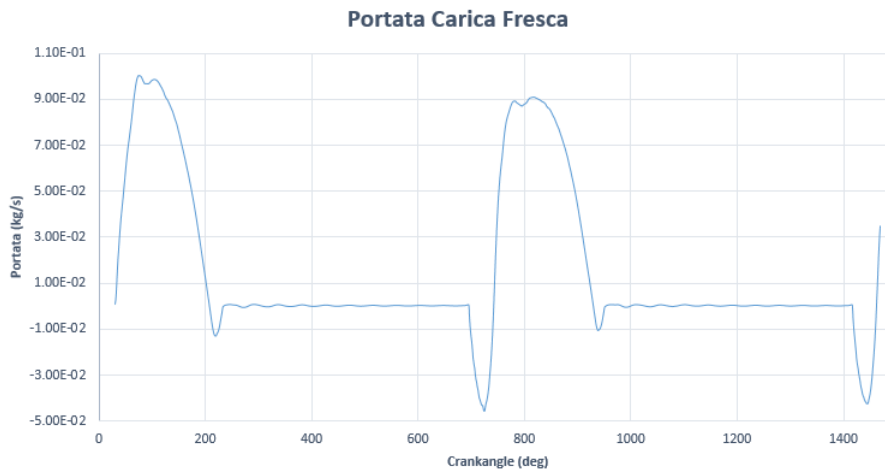


Figura 5.7: Portata aspirata

Inoltre si faccia attenzione alla forma dell'area sottesa dalla curva nel caso del primo ciclo rispetto al secondo, e di come le condizioni iniziali abbiano inciso sui risultati ottenuti. Integrando la curva sul periodo di aspirazione di entrambi i cicli si sono ottenuti i seguenti valori di massa entrante nel cilindro:

	Primo ciclo	Secondo ciclo
Massa [kg]	3.5942E-04	3.3608E-04

Tabella 5.1: Quantità di massa entrante durante aspirazione

Si definisce il coefficiente di riempimento λ_v come il rapporto tra la massa effettiva entrante nel cilindro (m_r) e quella che teoricamente (m_t) potrebbe riempire un volume pari alla cilindrata V e con un massa volumica ρ_a corrispondente a prefissate condizioni di riferimento:

$$\lambda_v = \frac{m_r}{m_t} = \frac{m_a}{V\rho_a} \quad (5.3)$$

Questo dà una misura del grado di utilizzo della cilindrata disponibile. Dati i valori della massa effettiva entrante (tab. 5.1) è possibile calcolare il valore di λ_v :

	Primo ciclo	Secondo ciclo
λ_v	0.86	0.80

Tabella 5.2: Valori del coefficiente di riempimento

I valori ottenuti sono del tutto in linea con quelli che teoricamente ci si aspetterebbe (vedi fig. 5.8), date le condizioni di funzionamento del modello.

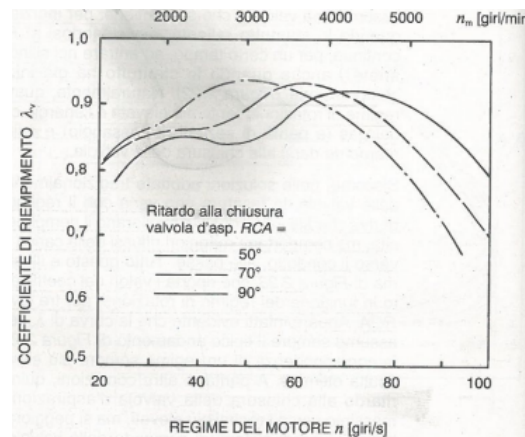


Figura 5.8: Coefficiente di riempimento in funzione del numero di giri

La figura 5.9 mostra la storia delle portate di gas in uscita dal cilindro durante la fase di scarico. Dal grafico è possibile identificare in maniera abbastanza marcata che il periodo di espulsione dei gas può essere diviso in due fasi distinte. La prima fase governata dalla differenza di pressione tra cilindro e condotto di scarico, e una seconda fase di espulsione dove il cilindro ha ormai invertito la sua corsa e spinge i gas combusti verso l'uscita. Le due fasi sono collegate tra loro da un breve periodo durante il quale la curva si appiattisce poichè la differenza di pressione non è più sufficiente a far muovere i gas e il pistone raggiunge il PMI e inverte il moto.

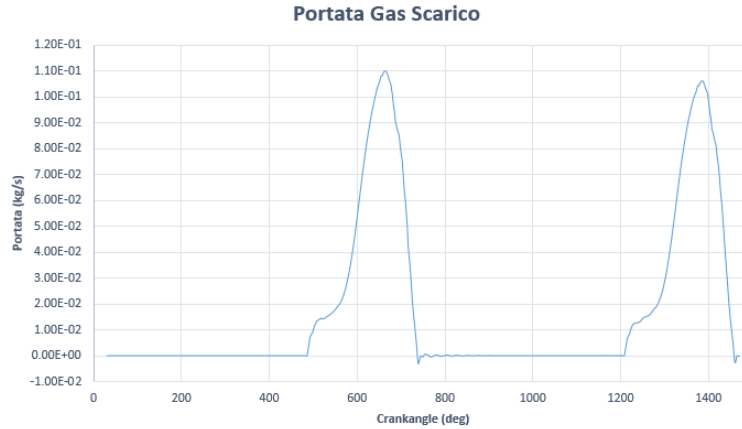


Figura 5.9: Portata scaricata

5.3 Tumble e Swirl

A partire dalla fase di ammissione, si formano nella carica entrante dei movimenti rotatori organizzati, sia sui piani perpendicolari all'asse del cilindro, sia su piani passanti per tale asse. Questi moti organizzati favoriscono quindi un rapido rimescolamento tra il combustibile e l'aria ed accelerano la combustione. Con il termine *swirl* si intende il movimento rotatorio organizzato della carica su un piano circolare, derivato dalla componente tangenziale della velocità del fluido che entra nel cilindro. Esso è influenzato principalmente dalla geometria del gruppo condotto-valvola di aspirazione. La caratterizzazione del moto di swirl tramite i dettagli del campo di moto generato, è un'operazione alquanto difficile. Per questo motivo si fa riferimento ad analisi effettuate in condizioni di moto stazionarie. Per tenere conto degli effetti dinamici di tale fenomeno viene definito un numero adimensionale di swirl N_s , con un misuratore di impulso, attraverso la seguente relazione:

$$N_s = \frac{8M_s}{\dot{m}Dv_{is}} \quad (5.4)$$

Dove:

- M_s è la coppia misurata da una cella di carico necessaria per impedire la rotazione del sensore;
- \dot{m} è la portata misurata in condizione stazionarie;
- D è l'alesaggio del cilindro;
- v_{i_s} è la velocità isoentropica dovuto al salto di pressione mantenuto a cavallo della valvola.

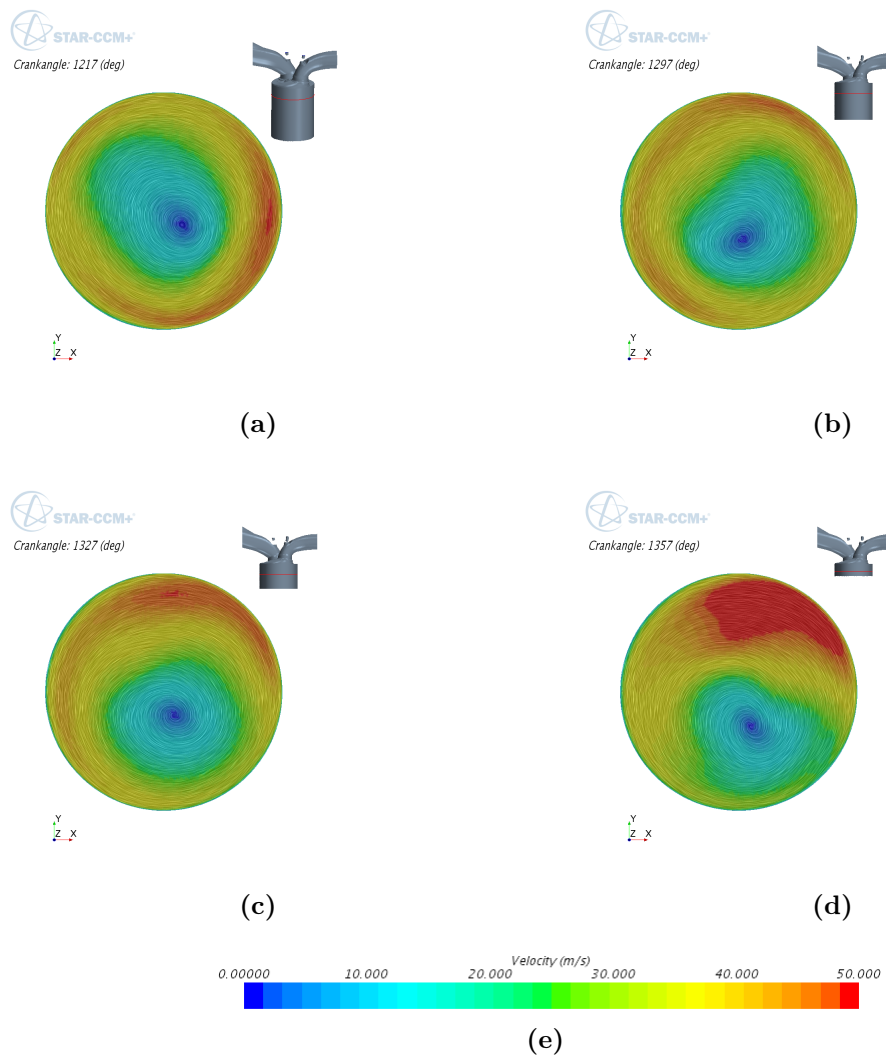


Figura 5.10: Evoluzione del campo di moto vettoriale

Nella figura 5.10 viene rappresentato, su un piano perpendicolare all'asse del cilindro posto in prossimità del PMS, l'evolversi del campo di moto con l'avanzare del processo di compressione. Dalle immagini si nota bene il moto organizzato di swirl, con velocità più alte nella zona periferiche del cilindro e più basse avvicinandosi all'asse.

Con il termine *tumble* si intende un moto rotatorio organizzato su di un piano passante per l'asse del cilindro, che incomincia a formarsi durante la fase di aspirazione ed è poi sostenuto ed amplificato verso la fine della fase di compressione. In maniera del tutto analoga al caso del swirl, si definisce un numero adimensionale di tumble N_T , definito come segue:

$$N_T = \frac{8M_s}{\dot{m}Dv_{is}} \quad (5.5)$$

Il tumble è considerato come una tecnica alternativa per la produzione di turbolenza legata al processo di aspirazione.

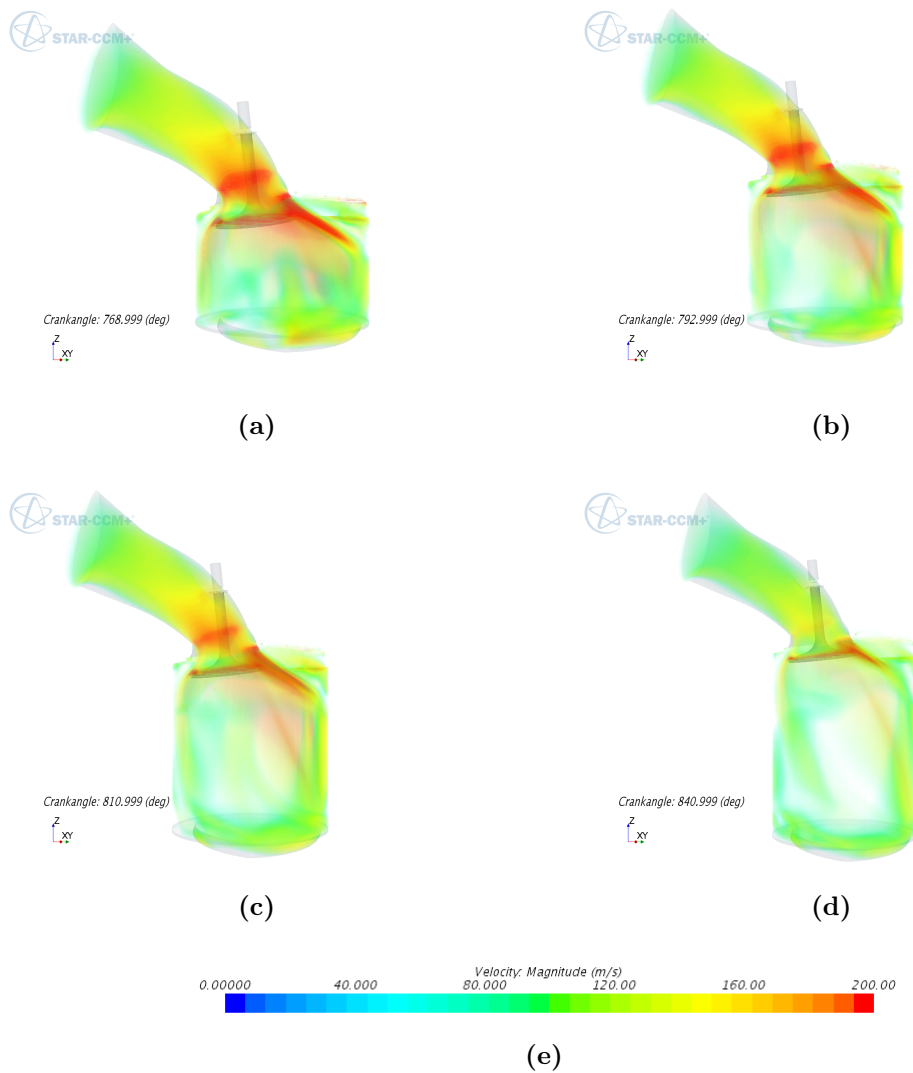


Figura 5.11: Evoluzione del flusso durante l'aspirazione

Nel gruppo di immagine precedente fig. 5.11 mostra l'andamento del flusso durante la fase di aspirazione. Viene messo in evidenza il moto organizzato di tumble precedentemente descritto. Infatti il flusso attirato nel cilindro dal movimento del pistone sbatte sulla parete del cilindro provocando un "capitombolo" (traduzione di tumble), che verrà poi alimentato durante la fase di compressione.

Di seguito viene spiegato brevemente il metodo di calcolo utilizzato dal software per il calcolo del Tumble Ratio e Swirl Ratio. Il tumble viene definito come:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{cells} (T_u^2 + T_v^2 + T_w^2) \quad (5.6)$$

con:

$$T_u = Asse_y \cdot S_z - Asse_z \cdot S_y$$

$$T_y = Asse_z \cdot S_x - Asse_x \cdot S_z$$

$$T_w = Asse_x \cdot S_y - Asse_y \cdot S_x$$

che in forma vettoriale risulta: $\mathbf{T} = \mathbf{Asse} \times \mathbf{S}$

In maniera analoga lo swirl risulta essere:

$$S_w = Asse_x \cdot S_x + Asse_y \cdot S_y + Asse_z \cdot S_z \quad (5.7)$$

definendo:

$$S_x = \frac{M_x}{I_x} = \frac{\sum_{cells} \rho_i V_i [(Y_i - Y_m)w_i - (Z_i - Z_m)v_i]}{2\pi \frac{N}{60} \sum_{cells} \rho_i V_i [(Y_i - Y_m)^2 - (Z_i - Z_m)^2]} \quad (5.8)$$

$$S_y = \frac{M_y}{I_y} = \frac{\sum_{cells} \rho_i V_i [(Z_i - Z_m)w_i - (X_i - X_m)v_i]}{2\pi \frac{N}{60} \sum_{cells} \rho_i V_i [(X_i - X_m)^2 - (Z_i - Z_m)^2]} \quad (5.9)$$

$$S_z = \frac{M_z}{I_z} = \frac{\sum_{cells} \rho_i V_i [(X_i - X_m)w_i - (Y_i - Y_m)v_i]}{2\pi \frac{N}{60} \sum_{cells} \rho_i V_i [(Y_i - Y_m)^2 - (X_i - X_m)^2]} \quad (5.10)$$

dove:

- X_i, Y_i, Z_i sono le coordinate del centroide della cella [m];
- X_m, Y_m, Z_m coordinate del centro del cilindro [m];
- u_i, v_i, w_i componenti della velocità nella cella [m/s];
- M_x, M_y, M_z momento angolare rispetto all'asse x,y,z [$kg m^2/s$];
- N numero di giri del motore [giri/min];
- I_x, I_y, I_z momento di inerzia lungo l'asse x,y,z [$kg m^2/s$]

L'immagine seguente (fig. 5.12) riporta l'andamento del Tumble Ratio e Swirl Ratio, calcolati come precedentemente spiegato, durante la fase di aspirazione e compressione del secondo ciclo di funzionamento simulato. Per quanto riguarda i valori assoluti dei risultati non si può assumere a priori se siano corretti o meno perchè basati su metodologie e condizioni di calcolo differenti rispetto alla letteratura.

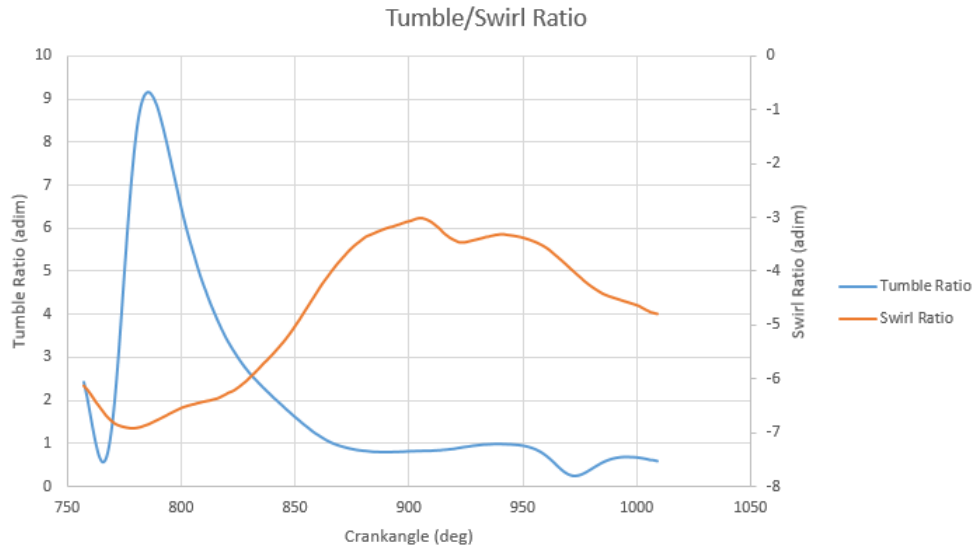


Figura 5.12: Andamento coefficienti di Swirl e Tumble

5.4 Iniezione

Infine si è simulato l'iniezione di benzina con successiva formazione della miscela aria/combustibile in camera di combustione. Di seguito vengono riepilogate le condizioni di iniezione e caratteristiche dell'iniettore:

- $\Delta p = 10 \text{ Mpa}$ tra pressione in camera e pressione di iniezione;
- $V_{comb} = 163.19 \text{ m/s}$ velocità del combustibile in uscita dall'iniettore;
- n° di fori dell'iniettore = 3;
- $\alpha = 40^\circ$ angolo del cono di iniezione;
- $D_{particle} = 0.02 \text{ mm}$ diametro delle particelle per semplicità e mancanza di dati considerato costante;
- $\Delta\Theta = 21^\circ$ intervallo di gradi di iniezione;
- $\Theta_{in} = 1000^\circ$ angolo inizio iniezione;
- $m_{comb} = 2.339e^{-5} \text{ kg}$ massa di combustibile totale da iniettare.

L'obiettivo di quest'ultima parte della simulazione è quella di mostrare l'interazione tra il flusso di combustibile iniettato e l'aria presente in camera e inoltre la formazione e distribuzione della miscela aria/combustibile in funzione dell'angolo di manovella.

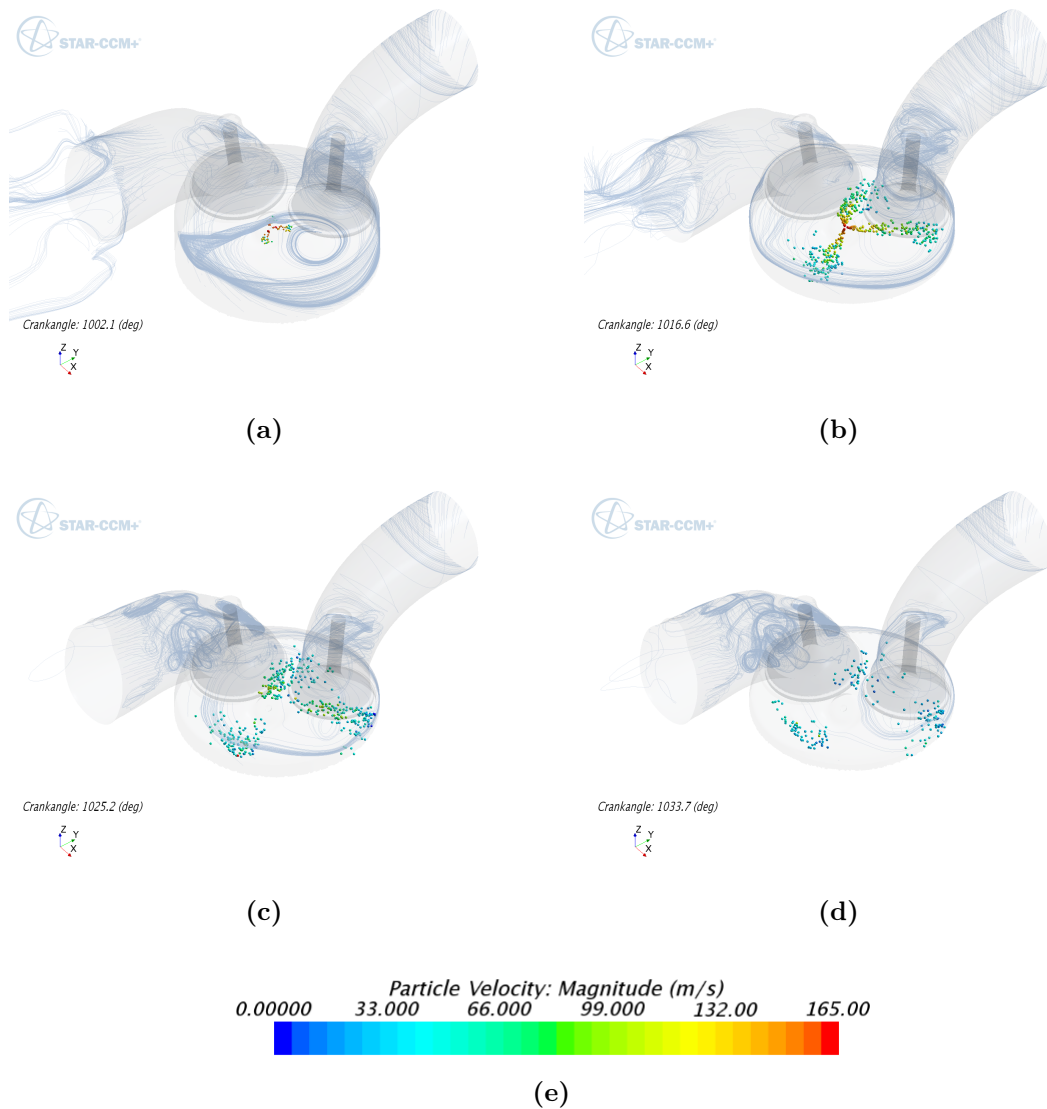


Figura 5.13: Iniezione di combustibile in camera di combustione

Nel sequenza di immagini precedente fig. 5.13 viene illustrata l'iniezione di combustibile in seno all'aria presente in camera di combustione dotata di un moto organizzato circolare come si può vedere dalle streamlines rappresentate sullo sfondo. Le prime particelle di combustibile perdono molto rapidamente la propria energia poichè la scambiano con l'aria caratterizzata da una velocità molto più bassa e leggermente compressa. Una volta che le particelle perdono velocità vengono trascinate dalla corrente. Fin dai primi istanti di iniezione del carburante, una parte di questo evapora formando una miscela con l'aria. Inizialmente il vapore si concentra nelle zone prossime al getto di iniezione, successivamente si diffonde nelle zone circostanti occupando gran parte del volume della camera. Le seguenti immagini (5.14) mostrano chiaramente questo fenomeno. In rosso viene rappresentata la fase vapore. Dalle immagini sembra che la frazione massica della benzina sia perfettamente omogenea in tutta la camera, ma così non è. Non sapendo quale valore la frazione massica del combustibile raggiungesse alla fine del processo,

si è ipotizzato un valore da inserire nella scala utilizzata.

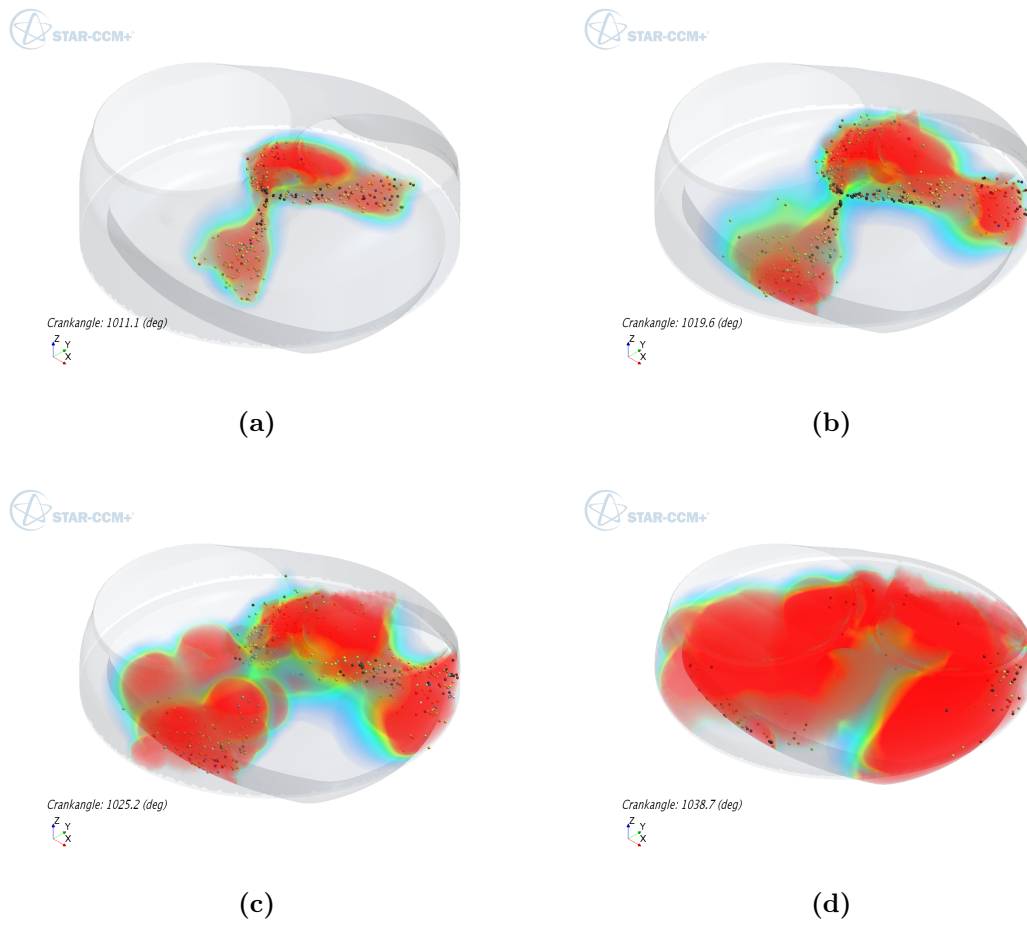


Figura 5.14: Distribuzione miscela aria/combustibile

La figura 5.15 mostra la distribuzione della frazione massica di combustibile con una scala opportuna. Si nota che le concentrazioni più alte si hanno nella zona periferica della camera, dovuto sia alle caratteristiche e all'intensità dei moti organizzati in camera sia dalle caratteristiche dell'iniettore, in quanto sicuramente un numero di fori maggiore aiuterebbe ad ottenere una distribuzione più omogenea. Infine l'immagine mostra due zone di accumulo di combustibile, una sul cielo del pistone e una sulla parete del cilindro. Questo dovuto al fatto che il getto di combustibile in fase di iniezione è riuscito a raggiungere i confini della camera. L'eccessiva penetrazione del getto può essere la conseguenza di una eccessiva pressione di iniezione o a un livello di turbolenza in camera troppo basso. Infatti uno dei tre getti, come si può vedere dalle immagini precedenti con le streamlines in background, non arriva a toccare la parete poichè incontra una zona a turbolenza più elevata che devia subito il getto.

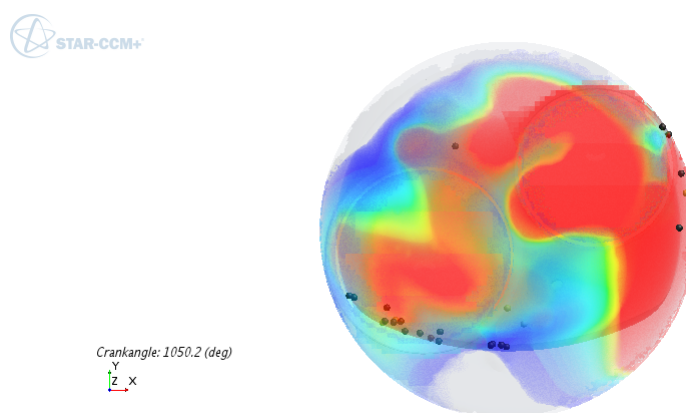


Figura 5.15: Distribuzione frazione massica di combustibile

Nell'immagine seguente fig. 5.16 viene mostrato l'andamento in funzione dell'angolo di manovella della fase liquida iniettata e della corrispondente fase vapore che man mano si va formando. Durante i primi 21° di iniezione l'andamento della fase liquida è lineare, infatti per ogni grado viene iniettata la stessa quantità di combustibile pari alla massa totale diviso l'intervallo di iniezione. La legge di conservazione della massa viene rispettata per l'intero periodo della simulazione, infatti per ogni istante la somma della massa evaporata e di quella liquida risulta essere uguale all'intera massa di combustibile iniettata. Nella fig.5.17 viene mostrato l'andamento della percentuale di massa evaporata in funzione dell'angolo di manovella. Considerando che successivamente all'iniezione del combustibile avviene la combustione, per far sì che questa avvenga nelle condizioni migliori, la fase liquida al momento dello scoccare della scintilla deve essere minima perchè eventuali residui eccessivi potrebbero dar vita a fenomeni di combustione anomali dannosi per il funzionamento del motore. Per far ciò si potrebbe aumentare la pressione di iniezione con conseguente aumento della velocità del fluido e riduzione dell'intervallo di iniezione, provocando però un aumento della penetrazione del getto che potrebbe portare accumuli eccessivi, già evidenziati in precedenza oppure anticipare il momento d'inizio iniezione così che il combustibile abbia più tempo per evaporare.

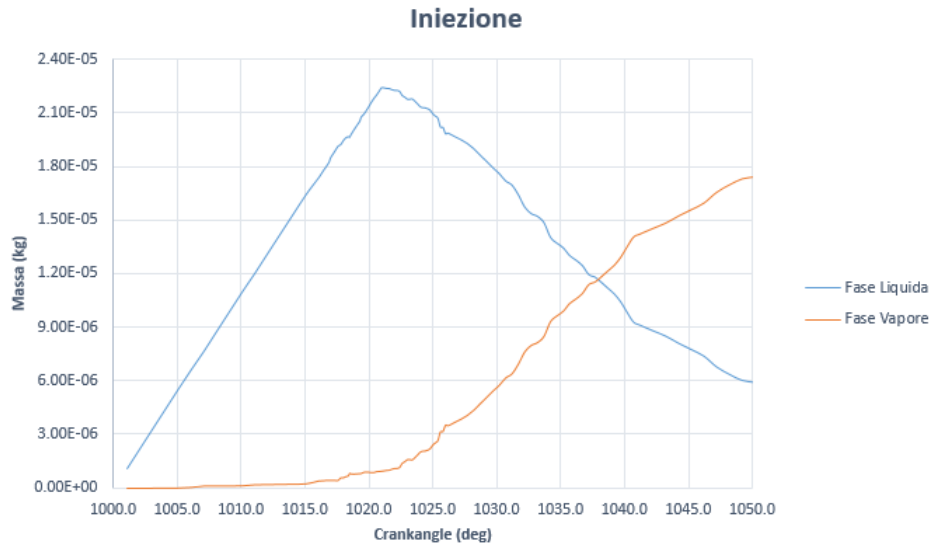


Figura 5.16: Evaporazione della fase iniettata

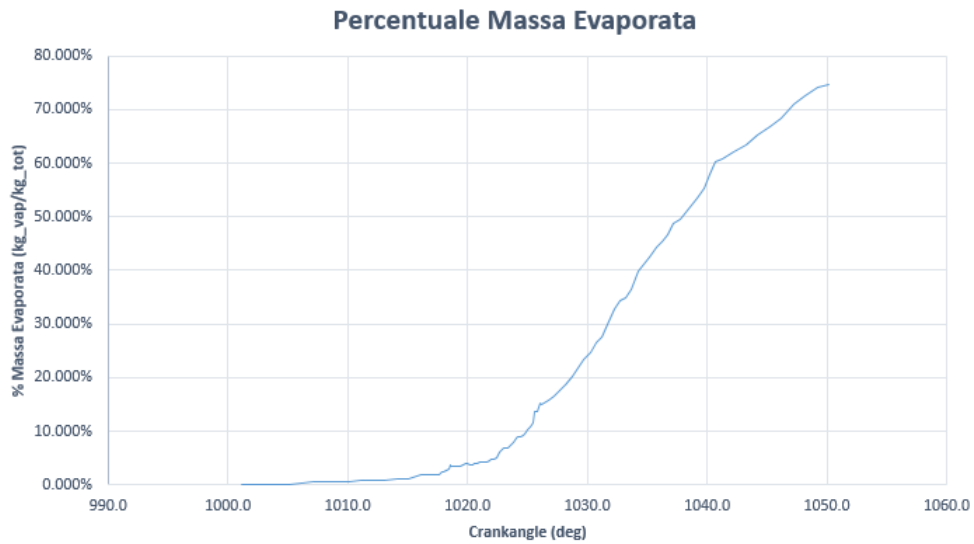


Figura 5.17: Percentuale massa di combustibile evaporata

Conclusioni

Obiettivo principale dell'elaborato è la simulazione del flussaggio in camera di un motore a combustione interna tramite l'utilizzo dell'Overset Mesh e Overset Mesh Zero Gap Interface per la simulazione del contatto perfetto tra corpi. Una volta individuate le criticità di questi tools, come per esempio la finezza della mesh nelle zone dove bisogna simulare il contatto, i risultati ottenuti dalla simulazione sono soddisfacenti e ottenuti in tempi ragionevoli, nonostante le caratteristiche geometriche del modello e le leggi di moto delle valvole non siano state estrapolate da alcun caso reale. Poichè per la rappresentazione della fisica del sistema sono stati utilizzati modelli già ampiamente validati e utilizzati nei campi di studio più svariati, non c'è ragione per credere che la storia della pressione in camera di combustione, così come l'andamento delle altre variabili termodinamiche del sistema non seguano i fenomeni reali rispetto alle condizioni di funzionamento considerate. Anche i valori di velocità coperti dal flusso durante le fasi di aspirazione e scarico sono contenuti in un range ragionevole di valori. Questa applicazione inoltre dà la possibilità di simulare vari tipi di iniettore, in condizione diverse di iniezione e studiare come queste caratteristiche influiscano sulla distribuzione della miscela aria/combustibile fondamentale per un buon processo di combustione. In conclusione oltre ad approfondire la metodologia di calcolo su cui si basano i reports relativi al moto di tumble e swirl sarebbe molto interessante applicare tale tecnologia su un motore esistente (caratteristiche geometriche e leggi di alzata reali) così da effettuare un confronto tra risultati numerici e sperimentali al fine di capire quali e dove sono le lacune di questo modello.

Bibliografia

- [1] Giancarlo Ferrari, *Motori a combustione interna*. Torino, il Capitello, 2008.
- [2] Jhon B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGRAW-HILL INTERNATIONAL EDITIONS, Automotive Technology Series.
- [3] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An introduction to Computational Fluid Dynamics-the finite volume method*. PEARSON-Prentice Hall.
- [4] F. Inzoli, *Termofluidodinamica Computazionale per l'Ingegneria-Class notes*. Dipartimento di Energia, Politecnico di Milano.
- [5] Tony Persson, *Eulerian-Lagrangian Modeling of Multicomponent Spray for Aseptic Treatment of Carton Bottles in the Food-Process and Packaging Industry*. Master's Thesis in Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, 2013.
- [6] A.E. Elwardany, S.S. Sazhin, A. Farooq, *Modelling of Heating and Evaporation of Gasoline Fuel Droplets: A comparative Analysis of Approximations*. King Abdullah University of Science and Technology, Thuwal and University of Brighton.
- [7] ANSYS Fluent 16.2 Theory Guide .
- [8] STAR-CCM+ Documentation, Version 10.02, . Cd-Adapco.
- [9] Marcello Parini, *Analisi Cinematica e Cineto-Statica delle Ultime Generazioni di Distribuzione Desmodromica Ducati*. Tesi di Laurea Magistrale, Università di Bologna.
- [10] Sujib Chandra Sutradhlar, *Validation of Atomization and Evaporation Models for Fuel Spray in Constant-Volume Experiments Under Non-Reacting Conditions*. Dipartimento di Ingegneria Meccanica A.A. 2011-2012, Politecnico di Milano.
- [11] *Best Practice Workshop: Overset Meshing* STAR South East Asian Conference 2013, CD-Adapco.
- [12] Eberhard Schreck and Milovan Peric, *Overset Grids in STAR-CCM+: Methodology, Applications and Future Developments*. STAR Global Conference 2013, Orlando, CD-Adapco.

- [13] Ayan Nath, *How to choose a time-step for a motion simulation using Overset mesh.* sito: <https://steve.cd-adapco.com>.
- [14] Chankai Xu, *How can I simulate an unsteady valve?.* sito: <https://steve.cd-adapco.com>.
- [15] Pathak Yogesh R., Deore Kailas D., Patil Vijiyendra M., *In-Cylinder Cold Flow CFD Simulation of IC Engine Using Hybrid Approach* IJRET: International Journal of Reasearch in Engineering and Technology.