



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.a. 2023/2024

Sessione di Laurea Dicembre 2024

**Analisi CFD dei processi di iniezione e
combustione in motori 2T in configurazione
"opposed piston" e "boxer"**

Relatori:

Prof. Baratta Mirko (DENERG)

Prof.ssa Misul Daniela Anna (DENERG)

Ing. Sola Riccardo

Candidato:

Carle Samuele MAT. 315487

“Hydrogen and energy have a long-shared history. The first demonstrations of water electrolysis and fuel cells captured the imagination of engineers in the 1800s. Hydrogen was used to fuel the first internal combustion engines over 200 years ago. Hydrogen provided lift to balloons and airships in the 18th and 19th centuries, and propelled humanity to the moon in the 1960s”

“The Future of Hydrogen” IEA, 2019

Sommario

1	Abstract.....	5
2	Introduzione	6
3	Nozioni di Teoria.....	7
3.1	Motori a due tempi (2T ICE)	7
3.1.1	<i>Ciclo motore</i>	7
3.1.2	<i>Design ed ottimizzazione del lavaggio</i>	9
3.2	Movimento del fluido in camera	11
3.2.1	<i>Tipologie di moto</i>	11
3.2.2	<i>Caratteristiche della turbolenza</i>	13
3.2.3	<i>Modellazione matematica della turbolenza: modello RANS.....</i>	16
3.3	Iniezione	18
3.3.1	<i>Tipologie di iniettore</i>	21
3.3.2	<i>Proprietà dell'idrogeno.....</i>	24
3.3.3	<i>Ugelli</i>	26
3.4	Combustione.....	31
3.4.1	<i>Fondamenti sulla combustione</i>	31
3.4.2	<i>Modellazione matematica della combustione</i>	32
4	Setup e condizioni iniziali.....	37
4.1	Motori in esame e condizioni prima dell'iniezione	37
4.1.1	<i>Motore Opposed Pistons</i>	37
4.1.2	<i>Motore Boxer.....</i>	38
4.2	Parametri dell'iniezione	41
4.2.1	<i>Iniettore e condizioni di iniezione.....</i>	41
4.2.2	<i>Portata e durata di iniezione</i>	42
4.3	Setup del software di simulazione	45
4.3.1	<i>Modelli di simulazione e parametri</i>	45
4.3.2	<i>Mesh.....</i>	58
4.3.3	<i>Set-up simulazioni di combustione.....</i>	60
4.4	Simulazioni effettuate	63
4.4.1	<i>Motore Opposed Piston (Config. Uniflow)</i>	64
4.4.2	<i>Motore Boxer (Config. Loop)</i>	68
5	Analisi dei risultati.....	69
6	Riferimenti.....	70

1 Abstract

La ricerca in ambito motoristico finalizzata alla diminuzione di emissioni dannose per il pianeta ha portato alla ricomparsa dell'idrogeno come alternativa all'uso dei combustibili fossili. Le ridotte dimensioni della molecola di idrogeno e la sua complessità nello stoccaggio hanno però ritardato la sua diffusione nel mondo dei motori a combustione interna e solamente negli ultimi anni hanno iniziato a diffondersi studi riguardanti il suo utilizzo come carburante alternativo. In questo lavoro di tesi, il software di simulazione CFD 3D CONVERGE viene utilizzato per simulare l'iniezione di idrogeno puro in forma gassosa all'interno di due differenti configurazioni di motore a due tempi, uno con layout opposed piston ed uno con geometria boxer. L'iniezione avviene mediante l'utilizzo di un sistema ad iniezione diretta, il cui costrutto matematico è stato preso da uno studio su un motore Sandia. A partire dai risultati delle simulazioni di lavaggio si effettuano quindi vari tentativi al fine di determinare l'orientamento dell'iniettore che garantisca il miglior miscelamento del carburante. Si prosegue infine con un primo tentativo di simulazione della fase di combustione con lo scopo di effettuare un paragone tra i due motori sulla base dei parametri prestazionali.

Le simulazioni mostrano come orientare il getto di idrogeno in modo opposto al moto del fluido in camera favorisca la miscelazione del carburante rendendola più rapida ed omogenea. Dai risultati della combustione invece, si denota una maggior efficienza termica della configurazione opposed piston ma una maggior rapidità di combustione nella configurazione boxer. Si evidenziano inoltre alcune criticità del modello utilizzato per quest'ultima simulazione, utili ad eventuali studi futuri in merito all'argomento.

English version

The research in the internal combustion engines field aimed at reducing the emission of harmful substances for the planet has led to the reintroduction of hydrogen as an alternative to the use of fossil fuels. However, the small size of the hydrogen molecule and the complexity of the storage of this gas, have delayed its diffusion in the world of ICE's, and only in recent years have studies on its use begun to spread. In this thesis, the CFD 3D simulation software CONVERGE is used to simulate the injection of pure hydrogen in the combustion chamber of two different two-stroke engine configurations: one with a boxer geometry and one in an opposed-piston layout. The injection occurs using a direct injection system whose mathematical model comes from a study of a Sandia engine. Starting from the scavenging results, several simulations are run to determine the orientation of the injector which ensure the best fuel-air mixing. These are followed by a first attempt of combustion simulation which aim to compare the two engine layouts basing on performance parameters.

Results show that injecting against the charge motion enhance the mixing making it faster and homogeneous. Moreover, from combustion analysis, a higher thermal efficiency is highlighted for the opposed piston layout while the reaction process results to be more rapid in the boxer. Additionally, some critical issues have been found for this combustion model, which may be useful for potential future studies on the subject.

2 Introduzione

L'introduzione in ambito motoristico di limiti sempre più stringenti in termini di emissioni di gas serra ed inquinanti ed il contemporaneo tentativo di diminuire la dipendenza dell'uomo dai combustibili fossili ha progressivamente portato la ricerca a focalizzarsi su carburanti in grado di minimizzare l'impatto sull'ambiente. Tra le varie alternative quali e-fuels, bio-fuels e gas naturale, di rilevante importanza è l'idrogeno: data l'assenza di carbonio, l'idrogeno rappresenta una delle principali opzioni per il rimpiazzo dei carburanti convenzionali in quanto potenzialmente capace di garantire emissioni zero non solo durante il suo utilizzo ma anche durante la sua produzione. Se si considera inoltre la possibilità di adattare gli odierni motori a combustione interna all'alimentazione ad idrogeno semplicemente attraverso alcune modifiche di design, questo combustibile risulta a tutti gli effetti un valido candidato per il futuro degli ICEs.

Tra le principali criticità si evidenziano il basso peso molecolare e la bassa densità, i quali risultano in una ridotta energia specifica sul volume rendendo critico lo stoccaggio di grandi quantità di combustibile. Inoltre, a causa dell'elevata volatilità e della bassa densità, in caso di utilizzo di sistemi di iniezione PFI, la densità di energia della carica nella camera di combustione risulta essere minore se paragonata ai carburanti più comuni. Oltre a diminuire l'efficienza volumetrica, questo favorisce la comparsa di fenomeni quali knock, pre-ignition e backfire, dannosi per il cilindro ed il relativo sistema di aspirazione. Ciò ha spinto i progettisti ad optare per una sempre più diffusa iniezione diretta (DI) in grado di mitigare tali problemi, in aggiunta alla capacità di controllare più facilmente le emissioni di NOx semplicemente variando timing e durata dell'iniezione.

Si deduce quindi l'importanza che la Computational Fluid Dynamics (CFD) ricopre nelle fasi di progettazione e studio dei motori, portando ad una notevole riduzione di tempi e costi di sviluppo, nonché ad una più profonda comprensione di ciò che avviene nel cilindro durante l'intero ciclo.

Sulla base di questo scenario ha origine questa tesi, nella quale verranno presi in esame il processo di iniezione dell'idrogeno in camera durante la fase di compressione e la successiva omogeneizzazione della carica. Verrà inoltre abbozzato un esame preliminare della fase di combustione. Lo studio è svolto utilizzando il software di simulazione CFD-3D CONVERGE e si fonda sui risultati di un precedente studio mirato alla progettazione del layout dei motori 2T in esame in modo da ottimizzarne il lavaggio e favorire la creazione di moti in camera utili alle successive fasi del ciclo.

3 Nozioni di Teoria

3.1 Motori a due tempi (2T ICE)

Il principale punto di forza dei motori a due tempi è quello di essere in grado di generare coppia ad ogni giro dell'albero motore. A differenza dei quattro tempi che richiedono un'intera rotazione per la sostituzione del fluido in camera infatti, i due tempi dispongono di una fase di lavaggio dei gas di durata inferiore che in genere si verifica quando il pistone si trova al punto morto inferiore (BDC). Questo permette quindi di avere una fase di combustione ed espansione ad ogni giro, rendendo l'erogazione della coppia più costante nel tempo ed aumentando il rapporto potenza/cilindrata unitaria di circa il 20÷60% rispetto ad un 4T di pari cilindrata.

L'utilizzo di porte (o "luci") di aspirazione e scarico, aperte o chiuse dal moto del pistone stesso, porta all'assenza di un sistema di valvole e camme in testa ai cilindri (nella maggioranza dei casi). In questo modo il design risulta più semplice e compatto, con una conseguente riduzione dei costi di produzione.

Tutto ciò porta il motore 2T ad essere molto competitivo su mercato, in particolare in due categorie di applicazione:

- Motori di piccola taglia: semplicità, leggerezza, compattezza, robustezza ed economicità sono alla base del loro successo quando si tratta di attrezzi e macchinari portatili per agricoltura ed edilizia, in ambito motociclistico ed anche in quello marino su alcuni fuoribordo.
- Motori di grande taglia: in ambito navale come propulsori di grandi dimensioni e per la generazione di energia i motori 2T vengono scelti per la loro maggior efficienza e il miglior rapporto prezzo/potenza.

Questi punti di forza sono tuttavia intaccati da alcune caratteristiche a sfavore del motore a due tempi. La principale criticità di questi propulsori risiede nella fase di lavaggio della camera: i gas esausti vengono rimossi dal cilindro per mezzo del fluido fresco che, entrando in camera, spinge i combustibili verso la luce di scarico. Ciò comporta un inevitabile miscelamento di parte della carica o dell'aria fresca con i gas esausti portando sia ad avere residui della combustione in camera al termine della fase di lavaggio, sia ad un efflusso di fluido fresco attraverso lo scarico. Si ottiene quindi una riduzione dell'efficienza di lavaggio e nel caso di motori ad accensione comandata che aspirano miscela aria-combustibile un maggiore consumo di carburante che in parte viene sprecato. Rilevante anche le maggiori emissioni di idrocarburi incombusti attraverso lo scarico, importante fonte di inquinamento nel caso di utilizzo di combustibili a base di carbonio.

Meno critici i casi di accensione per compressione o dell'iniezione diretta dato che il fluido aspirato è semplicemente aria.

3.1.1 Ciclo motore

Il ciclo di un motore a due tempi risulta essere analogo ad un corrispondente ciclo di un motore a quattro tempi fatta eccezione per le modalità di rinnovamento del fluido. Durante questo processo si possono mettere in evidenza due fasi strettamente legate al design delle porte del cilindro. La luce di scarico viene generalmente scoperta prima rispetto a quella di aspirazione, detta anche di

scavenging (Figura 3.1.b), analogamente a quanto avviene con le valvole dei motori 4T: questo fa sì che si verifichi una rapida fase di blowdown dei gas combusti in camera attraverso lo scarico, come evidenziato in Figura 3.2.a dal drop subito dal grafico della pressione a valle dell'apertura della porta di scarico (EPO), seguita da una fase di lavaggio (o scavenging) dopo l'apertura della luce di aspirazione (IPO). In modo simmetrico di avrà prima la chiusura della porta di aspirazione (IPC) seguita da quella di scarico (EPC): ciò permette di sfruttare al meglio l'inerzia dei gas in camera per ultimare la rimozione di gas esausti nel cilindro.

Nel caso di motori ad accensione comandata dotati di iniezione diretta del combustibile, l'iniezione ha generalmente luogo a seguito della chiusura delle luci per sfruttare a pieno il potenziale di questo sistema di alimentazione.

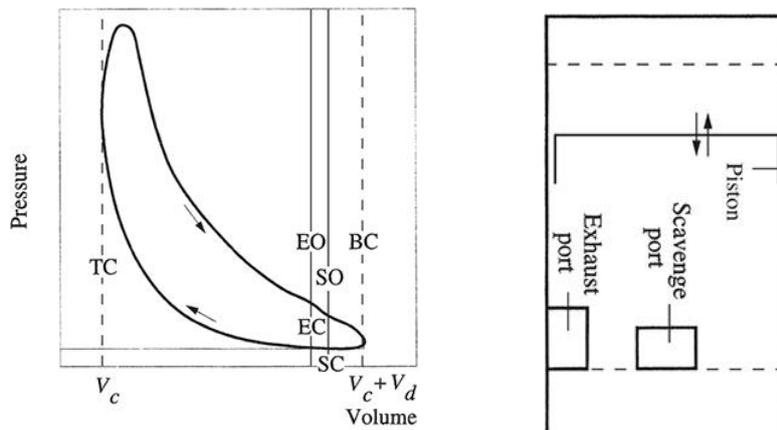


Figura 3.1: a) Ciclo motore 2T con apertura e chiusura porte, b) Schema di un motore 2T (Heywood, 2019)

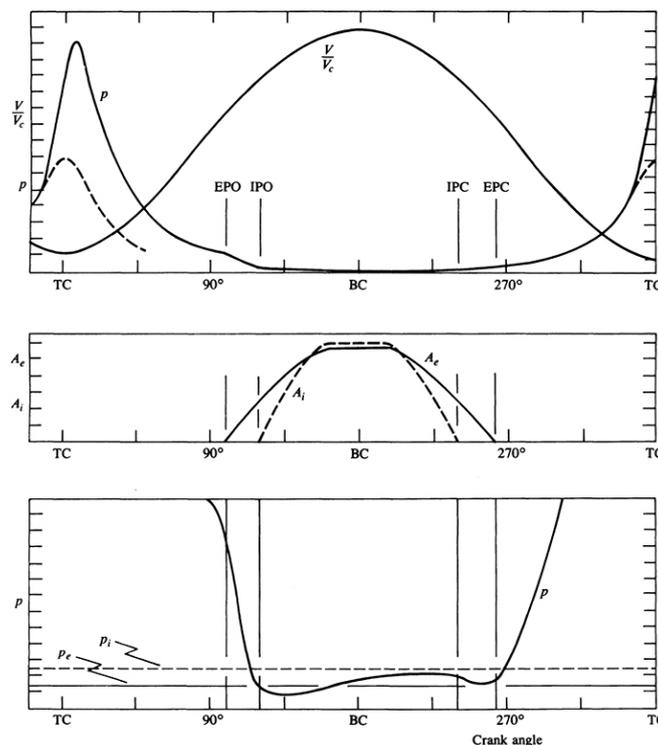


Figura 3.2: a) Andamenti di pressione e rapporto "Volume/Volume" morto durante il ciclo motore, b) Andamenti dell'area delle porte di aspirazione e scarico durante il ciclo, c) Andamento della pressione durante la fase di lavaggio (Heywood, 2019)

3.1.2 Design ed ottimizzazione del lavaggio

Come già accennato, un corretto svolgimento della fase di lavaggio è cruciale per l'ottimizzazione delle prestazioni di un motore a due tempi ed allo stesso tempo influisce largamente su consumi ed emissioni della macchina. Dovendo percorrere ad ogni ciclo compressione, combustione ed espansione, risulta evidente come il ricambio del fluido debba avere luogo quando il pistone si trova al suo punto morto inferiore. Se si considera inoltre che i gas combusti debbano essere "spinti" verso la luce di scarico dal fluido fresco in entrata (aria o miscela aria-combustibile) è chiaro che il design ed il posizionamento delle porte influiscano enormemente sull'efficienza del lavaggio.

In particolare, è importante evitare la formazione di cortocircuiti della portata entrante con la porta di scarico e la creazione di volumi morti, ossia zone di stagnazione dei gas combusti, non soggette all'azione del fluido fresco. A tal proposito, i layout più diffusi presentano generalmente un maggior numero di porte rispetto all'unità, in particolare nel caso dell'aspirazione, direzionate in modo tale da indirizzare il fluido in ingresso verso le zone più critiche, lontano dalle luci di scarico. È inoltre buona norma far sì che questi flussi si scontrino tra loro dopo esser entrati nel cilindro in modo da rallentare la massa d'aria entrante, evitando che questa penetri nei gas esausti creando volumi morti ai lati.

Sulla base di questi requisiti sono tre i principali design dei motori 2T in circolazione (*Figura 3.3 e Figura 3.4*):

- Cross-scavenged: le porte di aspirazione e scarico sono posizionate le une opposte alle altre al punto morto inferiore. Il layout è semplice ma anche maggiormente soggetto a cortocircuiti in quanto la portata in ingresso è direzionata verso le luci di scarico. Per ovviare al problema si può ricorrere ad una testa del pistone sagomata con un deflettore che indirizzi il fluido fresco verso la testa del cilindro.
- Loop-scavenged: analogamente al cross-scavenged le porte sono situate al punto morto inferiore, ma dirette in modo tale che il fluido segua un percorso ad anello a seguito del suo ingresso in camera. Questa caratteristica permette di agevolare lo scontro tra le portate entranti e rallentare il fluido, migliorando il lavaggio.
- Uniflow-scavenged: questa configurazione è quella che offre una maggior efficienza di lavaggio a discapito di una maggior complessità. In questo caso le porte di aspirazione sono posizionate al punto morto inferiore, solitamente orientate in modo tale da generare un moto di swirl all'interno della camera ed evitare cortocircuiti con lo scarico. Quest'ultimo può essere effettuato attraverso delle valvole poste in testa al cilindro o utilizzando delle luci nel caso di un layout a pistoni contrapposti.

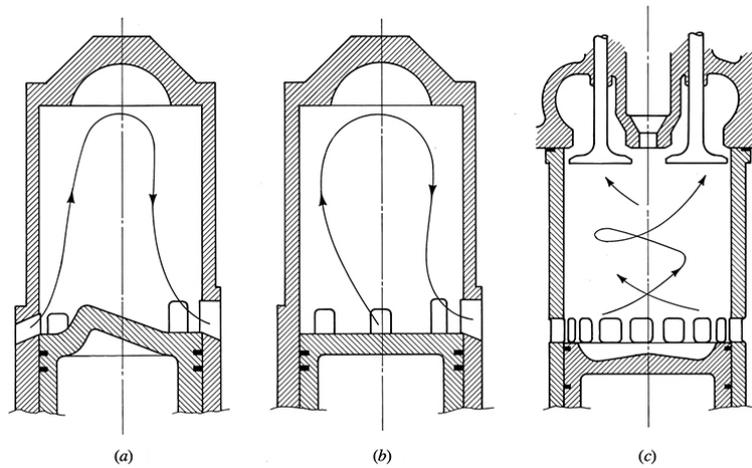


Figura 3.3: Diverse configurazioni di motori 2T, vista laterale.
 a) Cross-scavenged, b) Loop-scavenged, c) Uniflow-scavenged
 (Heywood, 2019)

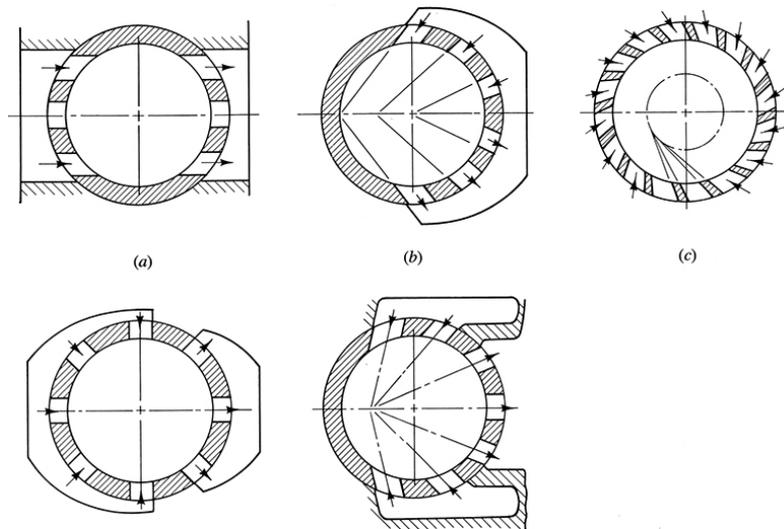


Figura 3.4: Diverse configurazioni di motori 2T, vista in pianta.
 a) Cross-scavenged, b) Loop-scavenged, c) Uniflow-scavenged
 (Heywood, 2019)

3.2 Movimento del fluido in camera

Il movimento della massa d'aria (o della miscela) all'interno del cilindro è di fondamentale importanza in quanto non solo gioca un ruolo chiave nel miscelamento del combustibile a seguito dell'iniezione, ma è anche uno dei principali fattori che influenzano il processo di combustione. Come menzionato nel 3.4.1, infatti, è importante che raggiunto il punto morto superiore e per tutta la durata della combustione il fluido presente nella camera disponga di sufficiente energia turbolenta per far sì che la fiamma venga propagata in tempi quanto più brevi possibili (o per aiutare il miscelamento del combustibile nei motori diesel). Come visto nel 3.1.2, nei motori 2T direzione e velocità della portata in ingresso influiscono oltretutto sul processo di lavaggio e sulla sua efficienza.

Nei motori 4T l'intensità di questi moti può essere collegata alla velocità di discesa del pistone in quanto è il movimento discendente di quest'ultimo a generare l'abbassamento di pressione necessario ad aspirare il fluido fresco in camera. A regimi di rotazione elevati, l'elevata velocità del pistone provoca infatti uno squilibrio di pressioni maggiore, risultando in una maggior velocità del fluido che attraversa la valvola e quindi in una più elevata intensità dei vortici nel cilindro. Ciò non vale per i motori a due tempi, nei quali il processo di lavaggio è legato solamente alla differenza di pressione tra aspirazione e scarico.

Essendo l'origine dei moti associata in gran parte alla fase di aspirazione, è facilmente deducibile come il design e la disposizione di valvole, porte e condotti influenzi enormemente il risultato ottenuto; tramite l'inserimento di deflettori o sagomando opportunamente i **condotti** è infatti possibile obbligare la massa d'aria in ingresso a seguire determinati percorsi. È importante sottolineare che spesso, in particolare ad alti regimi di rotazione e carico, questo tipo di accorgimenti ha effetti negativi sull'efficienza volumetrica del motore dal momento che introducono un ulteriore ostacolo al passaggio dell'aria aspirata (si riduce la sezione di passaggio effettiva delle valvole). È però possibile utilizzare sistemi regolabili in base al punto di lavoro del motore in modo da mantenere una buona efficienza volumetrica alle alte velocità ed allo stesso tempo garantire benefici alle basse velocità ed ai carichi parziali.

3.2.1 Tipologie di moto

Per poter classificare agevolmente il moto del fluido all'interno della camera, questo viene generalmente assimilato a quello di un corpo rigido equivalente avente stessa quantità di moto e momento angolare: così facendo si riescono ad individuare tre categorie, ognuna generata secondo differenti modalità e avente effetti diversi.

Swirl

Viene definito come rotazione organizzata del fluido attorno all'asse del cilindro. Si utilizza nei motori ad accensione per compressione per aumentare il mixing del carburante con l'aria pulita durante la fase di iniezione e nei motori ad accensione comandata per incrementare la velocità di combustione. Nei motori 2T è utile per migliorare il lavaggio come visto nel 3.1.2 con la configurazione uniflow-scavenged.

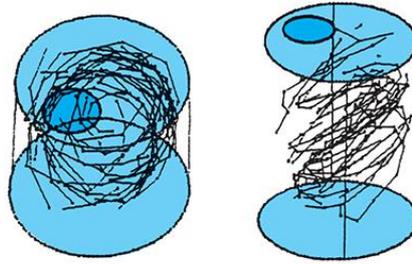


Figura 3.5: Moto di swirl (Heywood, 2019)

Può essere indotto in due modi:

- Introducendo tangenzialmente l'aria nella camera in modo che la portata di fluido acquisti rotazione seguendo le pareti del cilindro
- Imprimito momento angolare al fluido attraverso la geometria della valvola e/o del condotto di aspirazione

Tende a conservarsi durante le fasi di compressione, combustione ed espansione in quanto **conforme** alla forma della camera.

Tumble

Con "tumble" si intende la rotazione organizzata della massa di fluido intorno ad un asse perpendicolare a quello del cilindro. Viene principalmente utilizzato nei motori ad accensione comandata per incrementare la turbolenza della carica a favore di una combustione più stabile e rapida. Il vortice di larga scala creato durante l'aspirazione viene infatti ridotto di raggio dal moto ascensionale del pistone: questo provoca un incremento della sua velocità angolare (per conservazione della quantità di moto) e quindi degli sforzi di taglio nel fluido portando alla sua instabilità e rottura in vortici di scala minore con conseguente aumento dell'energia cinetica turbolenta.

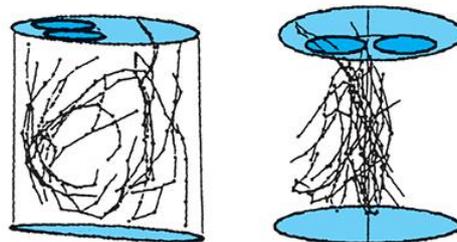


Figura 3.6: Moto di tumble (Heywood, 2019)

Può essere generato direzionando in modo opportuno i condotti di aspirazione, dirigendo la portata in ingresso al di sotto della valvola di scarico (motori 4T) o mediante l'utilizzo di deflettori all'interno del condotto stesso. Nei motori 2T si può ottenere utilizzando una configurazione loop-scavenged (3.1.2).

Squish

Qualora il pistone o la testa della camera di combustione siano sagomate in modo da presentare delle tasche (Figura 3.7), il moto ascensionale del pistone è in grado di indurre uno spostamento radiale della massa di fluido verso tali volumi. Questo, in combinazione con i moti di swirl e tumble

favorisce il miscelamento e il decadimento dei vortici di larga scala in turbolenze su scala minore. Nel caso particolare dello swirl, lo squish tende a ridurre il raggio del vortice aumentandone la velocità angolare.

Viceversa, nei primi istanti della fase di espansione si osserva un movimento della massa fluida dalla tasca verso le pareti, utile alla propagazione del fronte di fiamma.

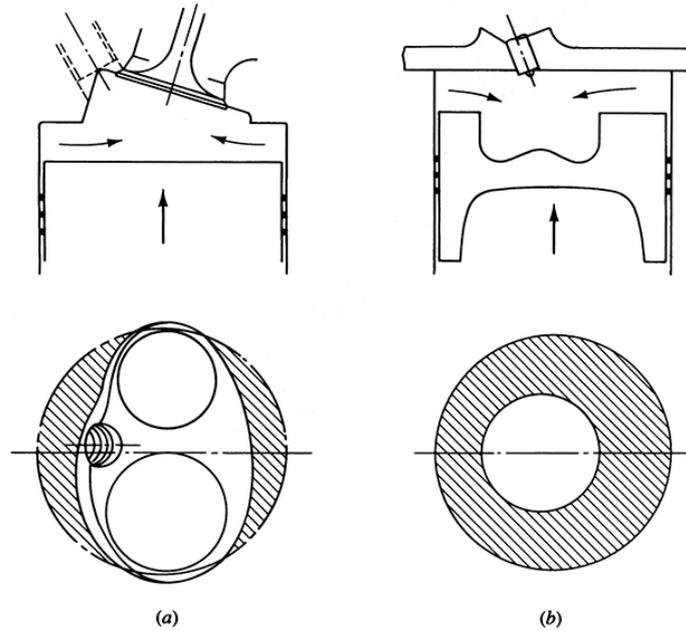


Figura 3.7: Moti di squish (Heywood, 2019)

3.2.2 Caratteristiche della turbolenza

I moti della carica in camera sono in generale di carattere turbolento: questo, come già menzionato nel 0, favorisce il mixing tra le specie, sia per quanto riguarda il trasporto di massa, sia il trasferimento di energia. Per uno studio accurato quindi, risulta importante modellizzare matematicamente i livelli di turbolenza nel cilindro. Data la natura randomica ed irregolare di questo tipo di flusso, è utile usare un modello che preveda la definizione di una grandezza media (in questo caso una velocità media) e di una fluttuazione della grandezza attorno al valore medio (Versteeg & Malalasekera, 2007). Per la descrizione del problema si definiscono inoltre alcune scale di lunghezza tipiche essendo la turbolenza un fenomeno interessato sia da diffusione a livello molecolare, sia da correnti macroscopiche.

Se si considera un campo di moto stazionariamente turbolento, la velocità istantanea di un punto nel campo può essere scomposta come segue:

$$U(t) = \bar{U} + u'(t)$$

dove \bar{U} è la velocità media e $u(t)$ la fluttuazione rispetto a tale valore. La prima si ottiene come media temporale della velocità istantanea, mentre la seconda può essere definita attraverso la sua rms, altrimenti detta "intensità di turbolenza" $\overline{(u')^2}$.

$$\bar{U} = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \frac{1}{\tau} \int_{t_0}^{t_0 + \tau} U(t) dt$$

$$\overline{(u')^2} = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{\tau} \int_{t_0}^{t_0+\tau} (u')^2 dt \right)^{1/2} = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{\tau} \int_{t_0}^{t_0+\tau} (U^2 - \bar{U}^2) dt \right)^{1/2}$$

Nei motori tuttavia il campo di moto turbolento è tutt'altro che stazionario e presenta un'elevata variabilità della velocità media sia all'interno dello stesso ciclo, sia tra cicli diversi; per ovviare al problema è possibile sfruttare la periodicità delle operazioni che avvengono all'interno del cilindro andando a valutare le precedenti grandezze come media su più cicli successivi. La velocità istantanea di un punto all'interno del cilindro ad un dato angolo di manovella θ , per un dato ciclo i sarà quindi composta da tre elementi (Figura 3.8.b): un valore medio d'insieme (media su più cicli) della velocità media all'angolo di manovella in esame ($\bar{U}_{EA}(\theta)$), un valore di variabilità della velocità media al ciclo i -esimo rispetto alla media d'insieme ($\hat{U}(\theta, i)$) ed una fluttuazione rispetto alla media al ciclo i -esimo ($u'(\theta, i)$).

$$U(\theta, i) = \bar{U}_{EA}(\theta) + \hat{U}(\theta, i) + u'(\theta, i)$$

$$\bar{U}_{EA}(\theta) = \frac{1}{N_c} \sum_{i=1}^{N_c} U(\theta, i)$$

$$\hat{U}(\theta, i) = U(\theta, i) - \bar{U}_{EA}(\theta)$$

dove N_c è il numero di cicli dei quali si conoscono i dati.

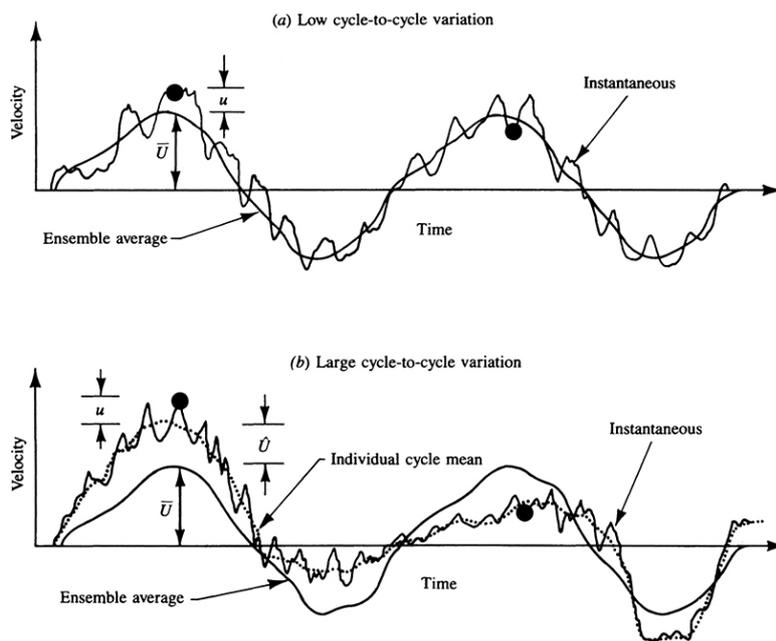


Figura 3.8: Scomposizione della velocità istantanea in caso di alta (a) e di bassa (b) cycle to cycle variation (Heywood, 2019)

Altrettanto importante è conoscere le differenti scale di lunghezza che caratterizzano il flusso turbolento in esame. Le correnti vorticoshe di larga scala indotte durante la fase di aspirazione dal flusso entrante in camera tendono a mantenersi nei primi istanti della compressione per poi decadere in moti turbolenti su scala minore. Le prime, essendo regolate dalla geometria della camera, tendono a seguirne il profilo, dando origine ad un moto d'insieme che in genere può essere identificato come

swirl, tumble o una combinazione dei due (3.2.1). I vortici di scala minore invece sono tipici di un campo di turbolenza più omogeneo ed isotropo e sono i principali responsabili del miscelamento tra le varie specie e della dissipazione di energia cinetica turbolenta.

Le principali scale di lunghezza utilizzate sono (Figura 3.9):

- L'*Integral length scale* (l_I): è la scala di dimensioni maggiori, associata ai vortici presenti nel getto di fluido che attraversa la valvola/porta di aspirazione durante l'omonima fase. Queste correnti sono le principali responsabili della generazione di turbolenza durante la fase di intake. La scala ha dimensioni paragonabili allo spessore locale del getto.
- La *Kolmogorov scale* (l_K): è la scala delle vorticosità di dimensioni minori, alla quale l'energia cinetica turbolenta viene dissipata e convertita in energia termica attraverso la viscosità.
- La *Taylor Microscale* (l_M): lega le velocità di deformazione del flusso turbolento all'intensità di turbolenza u' .

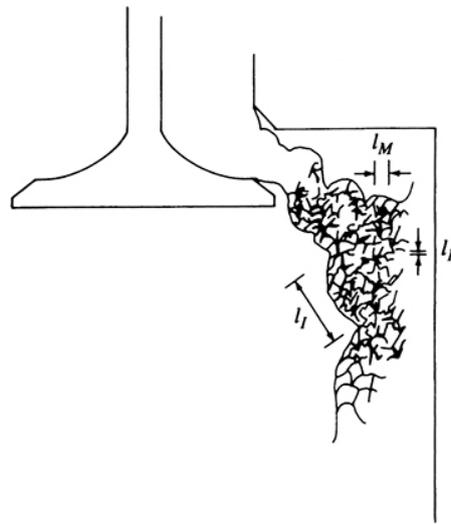


Figura 3.9: Scale di lunghezza tipiche di un flusso turbolento (Heywood, 2019)

Le definizioni e le relazioni che legano tra loro tali scale non vengono esaminate in questa trattazione per evitare di divagare troppo rispetto agli argomenti utili allo studio in esame. Qualora si volesse approfondire si consiglia di consultare il relativo capitolo ("8.2 Mean velocity and turbulence characteristics") del (Heywood, 2019) al quale si è fatto riferimento durante questa stesura.

Spesso risulta utile associare al campo di moto turbolento due parametri scalari che ne descrivano l'intensità del miscelamento e la velocità di decadenza dell'energia cinetica: per il primo si utilizza l'energia cinetica turbolenta (TKE o k), mentre per il secondo la velocità di dissipazione ε . Un flusso turbolento è sempre di tipo dissipativo: la presenza di un gradiente di velocità nel campo di moto del fluido è strettamente vincolato alla nascita di sforzi di taglio al suo interno; il conseguente lavoro di deformazione è responsabile del decadimento di energia cinetica turbolenta a favore dell'energia interna. Per questo motivo è utile introdurre una legge di conservazione della TKE in modo da poterla utilizzare per quantificare il mixing tra aria e combustibile e per tracciare il processo di combustione:

$$\frac{\overline{Dk}}{\overline{Dt}} = P - \varepsilon - (\nabla \cdot \mathbf{T})$$

dove P è la velocità di produzione della TKE (legata al tensore delle deformazioni), \mathbf{T} il vettore di trasporto della TKE e ε la velocità di dissipazione legata al cubo dell'intensità della turbolenza u' ed alla Integral length scale l_I ("14.5.2 Turbulence Models" (Heywood, 2019)). Utile per definire il livello di turbolenza anche l'utilizzo del numero di Reynolds turbolento

$$Re_T = \frac{l_I u'}{\nu}$$

dove ν è la viscosità dinamica del fluido.

3.2.3 Modellazione matematica della turbolenza: modello RANS

Nel modello di turbolenza *Reynolds-Averaged Navier-Stokes* (RANS) la velocità del fluido soggetto a regime turbolento, scomposta in una componente media ed una fluttuazione, viene sostituita nelle relazioni di Navier-Stokes ottenendo le seguenti equazioni per il trasporto di massa e quantità di moto per un fluido comprimibile (Convergent Science, 2024).

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial x_i} = 0$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ji} \right] + \frac{\partial}{\partial x_i} (-\bar{\rho} \widetilde{u'_i u'_j})$$

dove \tilde{u}_i è definita nel seguente modo.

$$\tilde{u}_i = \frac{\overline{\rho u_i}}{\bar{\rho}}$$

L'ultimo termine dell'equazione di trasporto della quantità di moto rappresenta gli effetti della turbolenza attraverso il *Reynolds stress* τ_{ij} .

$$\tau_{ij} = -\bar{\rho} \widetilde{u'_i u'_j}$$

Il modello di turbolenza (RANS in questo caso) si occupa di risolvere quest'ultimo termine attraverso delle equazioni di trasporto addizionali per delle variabili che descrivono la turbolenza (TKE e ε). Si definisce un'ulteriore scala di lunghezza che caratterizza i problemi in regime turbolento, la *turbulence length scale* le .

$$le = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{\varepsilon}$$

dove C_μ è una costante del modello.

Modello RNG k- ε

Il Reynolds stress modellato dall'RNG (Renormalization Group) k- ε è dato dalla seguente espressione.

$$\tau_{ij} = -\bar{\rho} \widetilde{u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} \right)$$

La TKE è pari alla metà della traccia del tensore degli sforzi

$$k = \frac{1}{2} \widetilde{u'_i u'_i}$$

mentre la viscosità turbolenta μ_t ed il tensore delle deformazioni medio valgono rispettivamente

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right)$$

Per la risoluzione del set di equazioni risulta inoltre necessario introdurre delle equazioni di trasporto per la TKE e ε (vedere il manuale CONVERGE (Convergent Science, 2024), capitolo “13.1 RANS Models” per il significato dei vari coefficienti).

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i k}{\partial x_i} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\mu + \mu_t}{Pr_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{C_s}{1.5} S_s$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\mu + \mu_t}{Pr_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} + C_{\varepsilon 3} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \left(C_{\varepsilon 1} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tau_{ij} - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_s S_s \right) \frac{\varepsilon}{k} + S - \rho R_\varepsilon$$

3.3 Iniezione

Nei motori ad accensione comandata, la fase di combustione avviene a seguito dell'innesco della miscela per mezzo di una scintilla generata dalla candela. Perché questo avvenga però, è necessario che la miscela aria-combustibile rispetti determinate caratteristiche che dipendono dalle condizioni di lavoro del motore. Per definire la composizione della miscela si utilizza in genere il rapporto tra le masse di aria e combustibile α detto *dosatura*. Dal momento che ogni carburante è composto da diverse molecole con composizione chimica differente, la dosatura stechiometrica alla quale si ha la perfetta combustione della miscela varia da caso a caso.

$$\alpha = \frac{m_A}{m_F}$$

Carburante	Formula	α_{st}
Idrogeno	H ₂	34.3
Benzina	C _n H _{1.87n}	14.6
Diesel	C _n H _{1.7n}	14.5
Metano	CH ₄	17.2
Metanolo	CH ₄ O	6.5
Etanolo	C ₂ H ₆ O	9.0

Tabella 3.1: Dosatura stechiometrica dei carburanti più comuni

Data la grande variabilità del parametro α risulta utile introdurre un altro indicatore che vada a definire la composizione della miscela a prescindere dal carburante utilizzato. Nello specifico, si utilizzano il rapporto tra la dosatura effettiva e quella stechiometrica, detto *dosatura relativa* λ , o il suo inverso, detto *equivalence ratio* φ .

$$\lambda = \frac{\alpha}{\alpha_{st}}$$

$$\varphi = \frac{\alpha_{st}}{\alpha}$$

L'utilizzo di queste due grandezze semplifica enormemente la gestione del problema della dosatura in quanto, indipendentemente dal combustibile utilizzato, un rapporto pari a 1 corrisponderà ad una miscela stechiometrica a prescindere dalla formula utilizzata. Con dosature più ricche di carburante si avrà $\varphi > 1$ (o $\lambda < 1$) e viceversa, lavorando con miscele povere si otterrà $\varphi < 1$ (o $\lambda > 1$).

La dosatura ottimale per un dato motore, operante in una data condizione, è quella che garantisce la potenza richiesta con il più basso consumo di carburante e la miglior stabilità delle operazioni durante il ciclo. È logico pensare che ottenere una certa potenza in output cercando di minimizzare i consumi e quindi optando per un funzionamento a miscela più magra possibile sia la soluzione migliore; così facendo si rischia però di incappare in problemi durante la fase di combustione quali autoaccensione, knock o missfire che portano a livelli di emissioni maggiori oltre a possibili ingenti danni al motore. Per questo motivo, per i carburanti comuni, α ottimale si aggira solitamente nell'intorno del valore stechiometrico. Di rilevante importanza il caso dell'idrogeno, nel quale l'elevata

velocità di propagazione della fiamma aiuta a stabilizzare il processo di combustione rendendo possibile l'utilizzo di miscele più magre rispetto ai carburanti convenzionali (vedere 3.3.2).

Prima di andare ad analizzare le differenti modalità di distribuzione del carburante all'interno di un motore, è utile conoscere quali sono le condizioni di lavoro tipiche di un ICE. La principale distinzione che occorre fare è tra operazioni a regime o durante un transitorio. Le operazioni a regime si suddividono a loro volta in:

- Condizioni di carico parziale: in questo caso è possibile operare con una dosatura leggermente povera dal momento che non è richiesta piena potenza al motore.
- Condizioni di pieno carico: per poter ridurre il rischio di detonazione e lavorare alla massima p_{me} è utile lavorare con dosatura leggermente ricca.
- Idle: quando il motore si trova alla minima velocità di rotazione si ha in genere un'elevata laminazione all'aspirazione. In questo caso, se si utilizza un carburante in forma liquida è importante utilizzare una miscela leggermente ricca per stabilizzare la combustione.

Le principali fasi di transitorio sono invece le seguenti:

- Avviamento a freddo: la bassa temperatura del motore, in caso di carburante liquido, ne riduce la volatilità. È quindi opportuno aumentare la quantità di combustibile iniettato in modo da ottenere comunque una miscela stechiometrica in camera.
- Accelerazione: variando il grado di laminazione all'aspirazione varia la pressione all'interno dei condotti. Nel caso di un carburante liquido, l'aumento di pressione generato dall'apertura della valvola causa una momentanea condensazione del carburante ed un conseguente impoverimento della miscela. Il fenomeno è tanto più sentito quanto è brusca la riduzione della laminazione a monte del cilindro ed anche in questo caso risulta quindi essere utile un momentaneo arricchimento della miscela della durata di qualche ciclo motore.

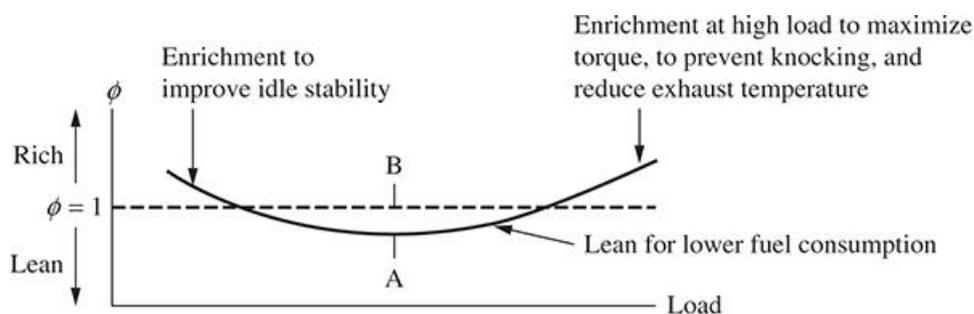


Figura 3.10: Richieste di dosatura tipiche per un ICE
(Heywood, 2019)

Di cruciale importanza sono le modalità di immissione del carburante all'interno del sistema, in particolare durante i transitori. Posizione dell'iniettore e timing e durata dell'iniezione possono incidere enormemente sulla stabilità della combustione e sul controllo delle emissioni di inquinanti. Inizialmente la regolazione della quantità di combustibile iniettato e la sua iniezione veniva effettuata mediante l'utilizzo di un carburatore, un dispositivo che permetteva di variare la portata di carburante immessa nel condotto di aspirazione a monte della valvola a farfalla, unicamente in base alla differenza di pressione che si genera tra monte e valle dello stesso. Essendo fissa la sezione di passaggio del condotto, un aumento di portata e quindi di velocità a seguito dell'apertura della valvola a farfalla

causa un aumento della caduta di pressione e di conseguenza una maggior quantità di combustibile immesso nel sistema.

L'iniezione attraverso il carburatore, che avviene lontano dai cilindri e che normalmente è di tipo continuo, è stata però sostituita nel corso degli anni da sistemi di iniezione più moderni a pilotaggio elettronico: questi ultimi permettono infatti un controllo più preciso ed efficiente della quantità di combustibile iniettato, riducendo i consumi ed aumentando le prestazioni dei propulsori. L'utilizzo dell'elettronica, in coordinazione con la rete di sensori montata sul motore, consente di attuare un'iniezione intermittente regolando timing e durata dell'apertura degli iniettori in funzione delle condizioni di lavoro in cui si sta operando. L'utilizzo di questo sistema permette inoltre di variare la posizione dell'iniettore rispetto ai cilindri ed ottenere così differenti layout del circuito di alimentazione del combustibile.

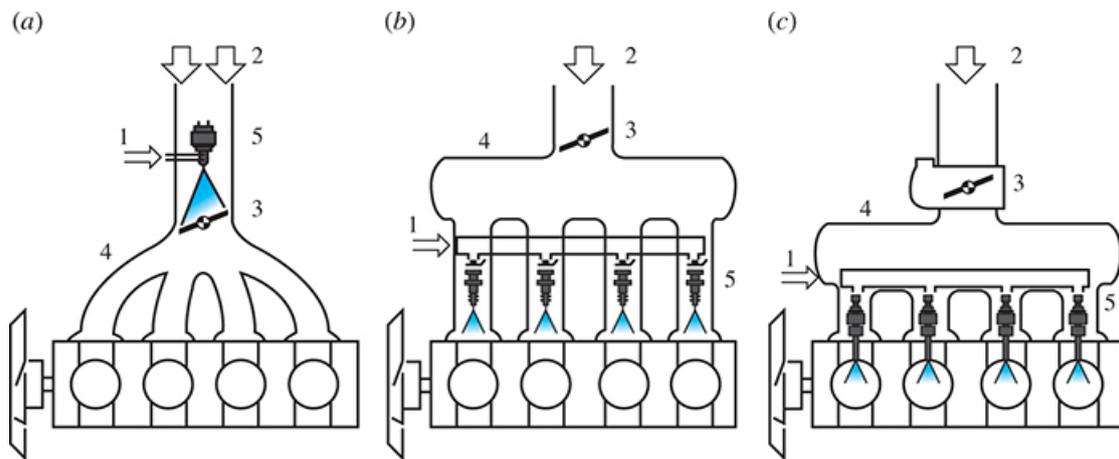


Figura 3.11: Differenti layout per il posizionamento degli iniettori in un motore SI (Heywood, 2019)

Nel caso più semplice (Figura 3.11.a), il carburatore viene sostituito in loco dall'iniettore: L'iniezione continua perciò ad avvenire a monte della valvola a farfalla e si utilizza un solo iniettore per ogni ramo dell'aspirazione (per es. un iniettore per un motore in linea, due per un motore a V). Questa configurazione, detta "single point", è la più economica e semplice da realizzare ma è caratterizzata da alcuni aspetti critici. Iniettando così lontano dai cilindri infatti, la regolazione della dosatura, in particolare in fase di transitorio, risulta più complessa e imprecisa, principalmente a causa dell'inerzia del sistema (il carburante bagna le pareti dei condotti e viene trasportato più lentamente rispetto all'aria). Per ovviare a tale problema entra in gioco il sistema di iniezione "multipoint" (Figura 3.11.b), altrimenti detto *Port Fuel Injection (PFI)*. In questo caso è presente un iniettore per ogni cilindro, posto subito a monte della valvola o della porta di aspirazione: ciò permette, oltre ad ottenere un miglior controllo della quantità di combustibile immesso in ogni cilindro, di reagire in modo più rapido ai transitori e di poter variare timing e durata dell'iniezione a seconda delle condizioni di lavoro del motore. Per esempio, nel caso si utilizzi un carburante liquido, eseguire l'iniezione prima dell'apertura della valvola di aspirazione consente di aumentare il tempo che il carburante ha a disposizione per evaporare, ponendolo inoltre a contatto con la superficie calda della valvola (se il motore è a quattro tempi); in questo modo si riducono le emissioni di idrocarburi incombusti e si favorisce la miscelazione aria-combustibile. Con un'iniezione più tardiva a valvola aperta invece, si può sacrificare in parte l'omogeneità della miscela a favore di una maggior efficienza volumetrica: il carburante, entrando in camera sotto forma ancora liquida, occupa infatti meno volume

permettendo di aspirare più aria. Ovviamente questo non è valido nel caso si utilizzi un combustibile gassoso quale l'idrogeno. Con questo layout è inoltre possibile "spegnere" totalmente uno dei cilindri in caso di operazioni a basso carico in modo da risparmiare sui consumi, ridurre il lavoro di pompaggio e permettere ai cilindri restanti di lavorare in condizioni più ottimali, incrementando di molto il rendimento a parità di potenza emessa. Esiste infine un terzo sistema di iniezione che prevede l'apporto di combustibile direttamente all'interno del cilindro (*Figura 3.11.c*) e che viene quindi detto *Direct Injection (DI)*: con questa configurazione si riesce ad avere un controllo ancora più rapido e preciso della fase di iniezione ed è inoltre possibile realizzare la stratificazione della carica in modo da aumentare il rendimento del propulsore ai carichi parziali, ovviamente a discapito di una maggiore complessità e di un maggior costo del sistema, nonché un minor tempo di miscelazione disponibile. La stratificazione della carica consiste nell'iniettare il carburante in modo tale che, in combinazione con il layout della camera e l'ausilio dei moti del fluido presenti in essa, una nube di miscela circa stechiometrica si trovi in corrispondenza della candela nell'istante del rilascio della scintilla. Ciò permette, ai carichi parziali, di avere una combustione stabile nonostante si lavori con una dosatura d'insieme più magra rispetto a quella che sarebbe richiesta in caso di miscela omogenea. In questo modo è possibile diminuire la potenza erogata dal motore semplicemente riducendo la quantità di combustibile iniettato, senza abbassarne l'efficienza volumetrica a causa della laminazione all'aspirazione (analogamente a quanto si fa con la regolazione dei motori diesel). Un ulteriore vantaggio è dato dalla diminuzione di temperatura del fluido in camera dovuta all'introduzione del carburante più freddo (nel caso di carburanti in forma liquida si ha anche la sottrazione di calore necessario a farlo evaporare). Riducendo la temperatura alla fine della compressione, si abbassa così il rischio di incappare in fenomeni quali autoaccensione o knock ed è quindi possibile aumentare il rapporto di compressione ed il grado di sovralimentazione; ciò permette di diminuire le dimensioni del motore ed aumentarne l'efficienza.

3.3.1 Tipologie di iniettore

Con l'iniezione diretta, per poter ottenere la distribuzione di combustibile desiderata in camera a seguito dell'iniezione è possibile utilizzare alcune strategie per il controllo di questa fase. I principali fattori che entrano in gioco sono, come già anticipato, la forma della camera, il moto turbolento del fluido al suo interno, la posizione e l'orientamento dell'iniettore e la sua tipologia.

I primi due parametri sono spesso strettamente collegati in quanto la turbolenza in camera viene generata in fase di aspirazione dall'interazione tra la portata entrante nel cilindro e le sue pareti (cap. 3.2.1). Posizione e orientamento dell'iniettore invece possono essere decisi sulla base della strategia di controllo che si vuole utilizzare per la gestione del combustibile in camera: una volta iniettato, il carburante può distribuirsi in vari modi e, se il sistema è disegnato in modo accurato, può essere "guidato" durante questo processo. In particolare esistono tre diverse strategie: wall-guided, air-guided e spray-guided. Nel primo caso il getto di carburante è direzionato verso una delle pareti della camera, tipicamente la testa sagomata del pistone, in modo da dirigerlo verso la candela. Nel secondo caso si sfrutta invece il moto dell'aria in camera per accompagnarlo in tale zona. Nella terza opzione infine, si sfrutta la geometria dell'iniettore per dare al getto di carburante una certa geometria che ne favorisca la dispersione o il contenimento in una data area a seconda del risultato desiderato. Ovviamente, data la complessità del problema, ci si ritrova generalmente ad utilizzare una combinazione di queste configurazioni: si può per esempio sfruttare la geometria della camera in

combinazione al movimento turbolento dell'aria in essa contenuta per confinare il combustibile nella zona della candela (*Figura 3.12.a*) oppure posizionare l'iniettore vicino a quest'ultima e iniettare il carburante con un getto che si disperda poco (*Figura 3.12.b*), ottenendo lo stesso risultato.

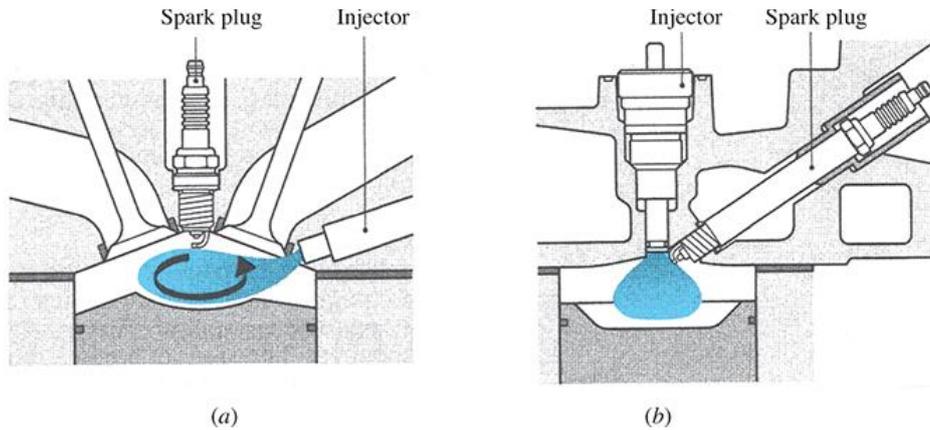


Figura 3.12: Strategie di controllo della distribuzione del carburante in camera (Heywood, 2019)

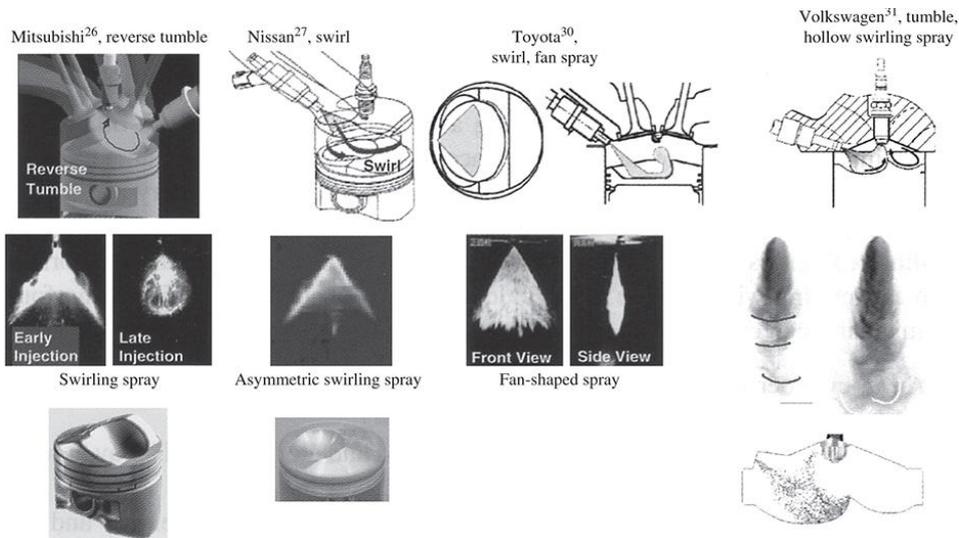


Figura 3.13: Esempi di gestione della stratificazione del combustibile in camera mediante iniezione diretta (Heywood, 2019)

La geometria degli iniettori è stata sviluppata ed affinata nel corso degli anni per poter soddisfare al meglio i requisiti imposti dalla crescente complessità e precisione dei propulsori. Data la varietà di configurazioni in cui è possibile operare negli ICE, è ovvio che siano state ideate differenti tipologie di iniettore a seconda del risultato che si vuole ottenere. Oltre al semplice iniettore a orifizio singolo infatti (configurazione più semplice assimilabile ad un ugello), sono nate varie configurazioni che permettono di aumentare la dispersione del getto in vari modi; le principali sono le seguenti (*Figura 3.14*):

- Swirl nozzle: si imprime al getto di carburante una certa rotazione intorno all'asse dell'ugello. Maggiore è la pressione di iniezione e quindi la velocità di fuoriuscita del getto, maggiore la forza centrifuga e quindi la dispersione del combustibile.
- Outward opening nozzle: sulla punta dell'ago di chiusura dell'iniettore è presente un cono rovesciato che dirige il getto lontano dall'asse dell'iniettore.

- Multi-hole nozzle: la sezione di uscita non presenta un singolo foro ma più di uno orientati secondo un determinato angolo

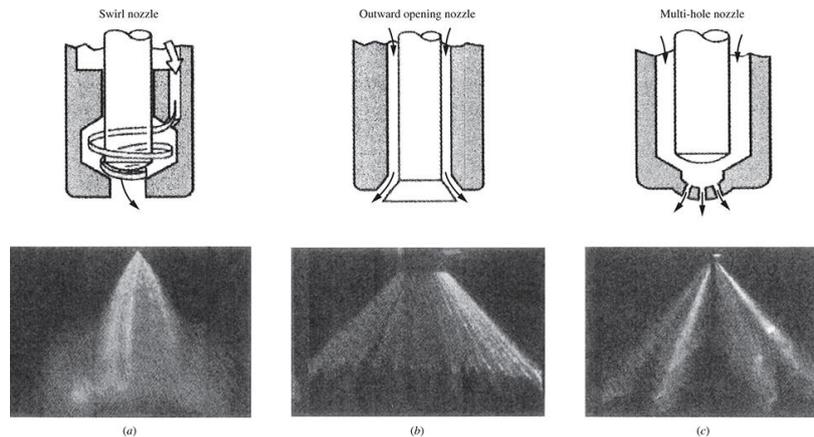


Figura 3.14: Tipologie di iniettori con i relativi spray pattern generati.
 a) Swirl nozzle, b) Outward opening nozzle, c) Multi-hole nozzle
 (Heywood, 2019)

La prima configurazione è spesso utilizzata in sistemi wall e spray guided data la facilità con cui può essere regolata l'apertura del getto. Per operazioni omogenee si utilizza una maggior pressione di iniezione per disperdere maggiormente il carburante mentre per l'ottenimento di una carica stratificata si inietta con una pressione minore per ottenere un getto più concentrato. Le configurazioni *outward opening* e *multi-hole*, data la forma definita del getto, sono ottime per iniezioni spray-guided.

Per poter immettere nella camera una quantità di combustibile precisa e costante rispettando tempistiche così brevi serve che l'apertura e la chiusura dell'ago dell'iniettore avvenga in tempi estremamente ridotti. Per ottenere ciò è necessario che la massa dell'ago sia ridotta al minimo per ridurre l'inerzia e che l'attivazione dell'iniezione avvenga elettromagneticamente, comandata da un segnale digitale. Una volta ricevuto questo segnale, il driver dell'iniettore attiva l'armatura dell'elettromagnete attraverso un impulso iniziale ad alta intensità di corrente in modo da ottenere un'apertura rapida dell'ugello che viene in seguito mantenuta aperto da un secondo segnale di intensità inferiore. Per un corretto dosaggio, i tempi di apertura e chiusura dell'iniettore vengono presi in considerazione per il calcolo della durata del segnale.

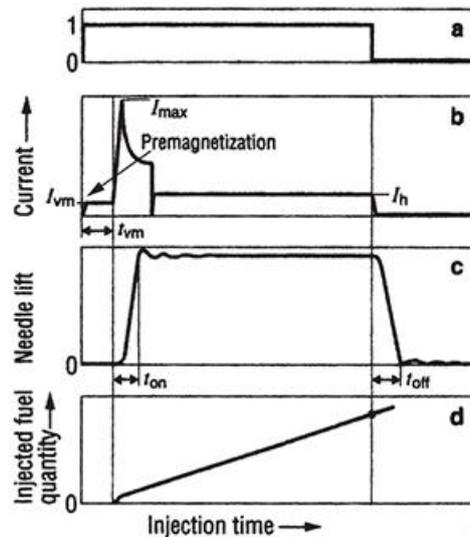


Figura 3.15: Andamenti di segnale digitale, corrente, alzata dell'ago e quantità di carburante iniettato durante un processo di iniezione (Heywood, 2019)

3.3.2 Proprietà dell'idrogeno

L'utilizzo dell'idrogeno come carburante alternativo **si è diffuso recentemente grazie al suo vantaggio nell'essere carbon-free**. In un caso ideale la combustione dell'idrogeno ha infatti come unico prodotto la molecola d'acqua: in questo modo le emissioni di gas serra come la CO_2 , tipiche dei carburanti comuni, vengono ridotte a zero. Persiste tuttavia il problema della formazione di NO_x e di creazione di particolato a partire dall'olio di lubrificazione del motore e si aggiunge il rischio di formazione di ammoniaca durante il processo di combustione. Questo fa sì che sia comunque necessario un processo di post trattamento dei gas combusti per il loro abbattimento.

Data la sua scarsa presenza in natura sotto forma di molecola pura (H_2), per poterne usufruire industrialmente è necessario che l'idrogeno venga prodotto in modo artificiale. Per questo motivo questa sostanza viene definita come un vero e proprio *vettore di energia* in quanto può essere utilizzato per il trasporto e lo stoccaggio di quest'ultima. Esistono al giorno d'oggi diversi processi industriali che consentono la produzione dell'idrogeno a partire da idrocarburi, carbone, biomassa o acqua: sulla base del processo produttivo utilizzato, l'idrogeno viene classificato utilizzando una scala di colori come indicato in *Figura 3.16*. Nel primo caso un idrocarburo, tipicamente gas naturale, viene fatto reagire con del vapore acqueo (processo di steam reforming) ottenendo idrogeno e monossido di carbonio; quest'ultimo può a sua volta essere ossidato con ulteriore vapore per ottenere anidride carbonica ed altro idrogeno (idrogeno grigio o blu nel caso la CO_2 venga raccolta). In maniera analoga è possibile trattare il carbone utilizzandolo per rimuovere ossigeno dal vapore acqueo (idrogeno nero). Queste due soluzioni risultano essere tutt'oggi le più economiche e diffuse per la produzione di idrogeno ma comportano elevati livelli di emissioni di CO_2 . La produzione in bioreattori invece può essere effettuata seguendo due processi: nel primo caso ci si basa sul fatto che alcune alghe, se private dello zolfo, iniziano a rilasciare idrogeno invece di ossigeno come prodotto di scarto della fotosintesi. Alternativamente, è possibile l'utilizzo di batteri che, cibandosi di idrocarburi, generano anidride carbonica ed idrogeno. L'elettrolisi dell'acqua, invece, rappresenta tutt'oggi l'unico processo carbon-free diffuso industrialmente. L'utilizzo di energia elettrica per la scomposizione di molecole d'acqua in ossigeno ed idrogeno è tuttavia un processo energeticamente molto oneroso e solo il 3%

dell'idrogeno in commercio a livello mondiale è attualmente prodotto attraverso tale processo. Data la grande varietà di fonti utilizzate per la produzione di energia elettrica, si effettua la distinzione tra idrogeno rosa (energia proveniente da impianti nucleari), giallo (da esclusivamente energia solare) e verde (fonti di energia rinnovabili non meglio specificate).

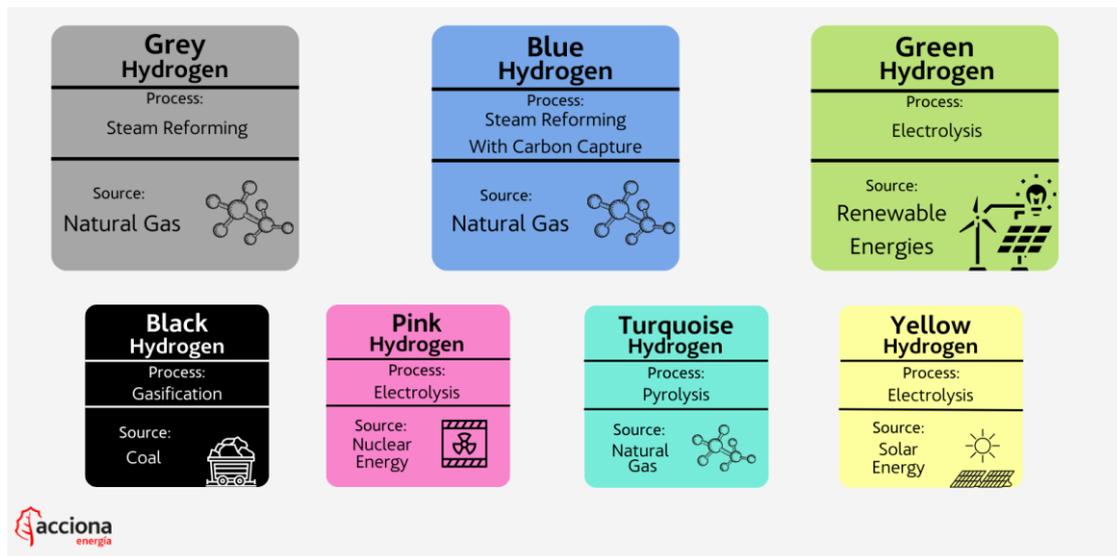


Figura 3.16: Classificazione dell'idrogeno in base alla sua provenienza (Acciona, 2022)

Il principale ostacolo alla diffusione su larga scala dell'idrogeno come combustibile, è il suo stoccaggio. Il principale problema è la bassa densità di energia per unità di volume che ha l'idrogeno quando lo si confronta con i carburanti più comuni. Allo stato liquido, alla temperatura di conservazione di 20 K, l'idrogeno presenta un quarto della densità di energia specifica rispetto ad un idrocarburo liquido. Se compresso alla sua massima pressione di stoccaggio in forma gassosa (70 MPa) e lo si confronta con il gas naturale, il rapporto diventa invece pari ad un terzo. Inoltre, anche il rapporto potenza/cilindrata unitaria risulta essere minore rispetto agli idrocarburi: durante il suo utilizzo in una carica aria-combustibile, l'idrogeno occupa circa il 30% del volume della miscela rispetto al meno del 2% della benzina.

Importante segnalare anche il fenomeno dell'infragilimento da idrogeno che può affliggere i serbatoi utilizzati per lo stoccaggio.

I vantaggi principali risiedono invece nelle proprietà legate al processo di combustione (Verhelst & Wallner, 2009). Le ridotte dimensioni della molecola di idrogeno garantiscono un'elevatissima capacità di diffusione: ciò non solo ne migliora notevolmente il miscelamento, ma ha effetti benefici anche sulla velocità di fiamma laminare (vedere 3.4.2) che risulta essere circa cinque volte maggiore rispetto a quella di una comune miscela aria-idrocarburo. Inoltre, nonostante la temperatura di autoaccensione più bassa della benzina, l'idrogeno presenta una maggior resistenza al fenomeno del knock ed un numero di ottani più elevato. Questo, in combinazione con dei limiti di infiammabilità molto ampi ($0.1 < \varphi < 7.1$), aumenta la stabilità della combustione permettendo di operare con dosature lean ed ultra-lean, con conseguenti benefici in termini di efficienza del motore ed emissioni di NOx (temperature di combustione minori).

Proprietà	Idrogeno	Metano	Iso-ottano
Peso molecolare (g/mol)	2.016	16.043	114.236
Densità (kg/m ³)	0.08	0.65	692
Diffusività di massa in aria (cm ² /s)	0.61	0.16	0.07
Energia di accensione minima (mJ)	0.02	0.28	0.28
Distanza di spegnimento minima (mm)	0.64	2.03	3.5
Limite di infiammabilità in aria (vol%)	4–75	5–15	1.1–6
Limite di infiammabilità (λ)	10–0.14	2–0.6	1.51–0.26
Limite di infiammabilità (ϕ)	0.1–7.1	0.5–1.67	0.66–3.85
Potere calorifico inf. (MJ/kg)	120	50	44.3
Potere calorifico sup. (MJ/kg)	142	55.5	47.8
Dosatura stechiometrica (kg/kg)	34.2	17.1	15

Tabella 3.2: Proprietà idrogeno in confronto a metano e iso-ottano. Dati a 300 K e 1 atm (Verhelst & Wallner, 2009)

In alternativa, l'idrogeno può essere usato a scopi propulsivi utilizzandolo nelle celle a combustibile: questa soluzione garantisce una maggior efficienza energetica e dei livelli di emissioni di NOx nulli ma con una vita utile nettamente inferiore a quella di un ICE e dei costi ed un impatto di riciclaggio decisamente più elevati.

3.3.3 Ugelli

Studiando un motore a combustione interna ci si ritrova spesso ad osservare un fluido che passa attraverso una zona a sezione ristretta. Esempi tipici sono le fasi di aspirazione e scarico durante le quali aria, miscela o gas combusti attraversano valvole o porte, e la fase di iniezione del combustibile tramite l'utilizzo di un iniettore. Queste zone con sezioni di passaggio ristrette sono solite avere svariate forme e dimensioni rendendo lo studio del problema altamente specifico. È tuttavia usanza comune assimilare questi fenomeni ad un flusso ideale (stazionario ed adiabatico reversibile) e tenere conto delle irreversibilità attraverso dei coefficienti di efflusso che dipendono dalle caratteristiche del problema. In tal modo è possibile determinare il campo di moto del fluido attraverso le equazioni che regolano l'efflusso attraverso un ugello.

$$C_{\text{efflusso}} = \frac{\text{portata effettiva}}{\text{portata ideale}}$$

Considerando l'iniezione di idrogeno in forma gassosa in camera durante la fase di compressione il principale argomento di questa tesi si è deciso, con riferimento a (Ferrari, 2021), di riportare in questo capitolo dei richiami alla teoria degli ugelli con un focus sul fenomeno della post-espansione libera nell'ambiente a valle di questi ultimi.

Si considerano innanzitutto la temperatura e la pressione di stagnazione del gas nell'ambiente a monte dell'ugello legate tra loro da una trasformazione isoentropica.

$$T_0 = T + \frac{c^2}{2c_p}$$

$$\left(\frac{T}{T_0}\right) = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Dove T , p e c sono temperatura, pressione e velocità del gas a monte dell'ugello, c_p il suo calore specifico a pressione costante e γ il rapporto tra i calori specifici. Attraverso la legge della trasformazione adiabatica si può ricavare il valore della densità del fluido in ogni sezione del condotto a partire dalle condizioni di stagnazione:

$$\rho = \rho_0 \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

Si considera inoltre l'equazione di Bernoulli per un fluido comprimibile con flusso unidimensionale.

$$\frac{dp}{\rho} + c \cdot dc = 0$$

Integrando la precedente equazione tra le condizioni totali di monte e la generica sezione dell'ugello avente pressione p , si ottiene la velocità del gas in tale sezione.

$$c = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}$$

Note queste grandezze e nota la sezione di passaggio dell'ugello, la portata scaricata da quest'ultimo vale:

$$\dot{m} = \rho A c$$

Dove A è l'area della sezione. Combinando le precedenti equazioni si ottiene

$$\dot{m} = A \cdot \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} p_0 \rho_0 \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}$$

Inoltre, considerando la velocità del suono locale espressa come $a_s = \sqrt{\gamma \cdot p / \rho}$ si può facilmente ricavare il numero di Mach in ogni sezione come rapporto c/a_s .

$$Ma = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}$$

Nel caso specifico di un condotto semplicemente convergente, quale l'iniettore del motore, il fluido può essere espanso e accelerato attraverso il restringimento della sezione fintanto che la sua velocità non raggiunge quella del suono a_s . Tale condizione viene raggiunta quando il rapporto tra le pressioni a valle e a monte dell'ugello scende al di sotto del rapporto critico seguente.

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

Superata questa condizione (pressione a valle minore di quella critica), l'ugello raggiunge le condizioni di blocco sonico e la portata smaltita rimane costante indipendentemente dal valore del rapporto di pressione.

$$\dot{m}_c = A \cdot \sqrt{\gamma \cdot p_0 \rho_0 \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}}}$$

Esaminando però in modo più approfondito il processo di iniezione dell'idrogeno in camera, ci si accorge che il rapporto di pressione è di molto inferiore a quello critico. La velocità di rotazione di un motore impone infatti, alla fase di iniezione, limiti stringenti in termini di tempo e per poter immettere in camera una sufficiente quantità di combustibile in un intervallo di pochi millisecondi occorre che la portata di combustibile sia sufficientemente elevata. È facile notare dalla formula della portata critica come questa dipenda unicamente dalle condizioni di stagnazione del gas a monte dell'ugello e che quindi occorra iniettare l'idrogeno ad una pressione nettamente superiore a quella della camera: ha in questo caso origine il fenomeno della post-espansione libera.

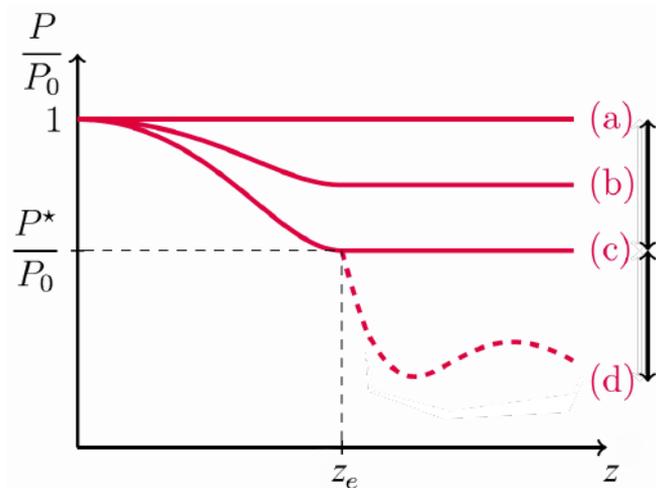


Figura 3.17: Andamento della pressione lungo l'asse dell'ugello (Duronio, Villante, & De Vita, 2023)

La Figura 3.17 riporta l'andamento della pressione lungo l'asse di un ugello semplicemente convergente in funzione del rapporto di pressione. Scendendo al di sotto del rapporto critico (caso c), l'ugello raggiunge la condizione di blocco sonico: ciò comporta che la pressione nella sezione d'uscita rimanga invariata al diminuire di quella dell'ambiente di valle e che quindi il fluido in uscita dall'ugello si ritrovi ad una pressione maggiore rispetto all'ambiente circostante, portando ad un'espansione libera non isoentropica del gas.

La struttura di un getto sotto-espanso può essere suddivisa in diverse zone (Figura 3.18). In un primo tratto, a ridosso dell'ugello, il campo di moto è ancora influenzato dalle condizioni presenti nella sezione di uscita; allontanandosi da questa, l'interazione con l'ambiente circostante si fa più evidente e l'importante differenza di velocità tra getto e ambiente genera turbolenza man mano che ci si allontana. La zona a ridosso dell'ugello può essere a sua volta suddivisa in due aree: un cuore detto anche "area gas-dinamica" e una zona di miscelamento detta anche "shear layer". Nella prima zona,

che risulta essere isolata dall'ambiente circostante, il gas continua ad espandere isoentropicamente anche al di sotto della pressione ambiente per poi essere ri-compresso attraverso delle onde d'urto (il processo si può ripetere a più riprese all'interno di quest'area). Nella zona di mixing invece, si ha l'interazione tra getto ed ambiente circostante e l'importante differenza di velocità tra i due causa la nascita di vortici turbolenti di natura dissipativa (presenza di elevati sforzi di taglio tra gli strati di fluido).

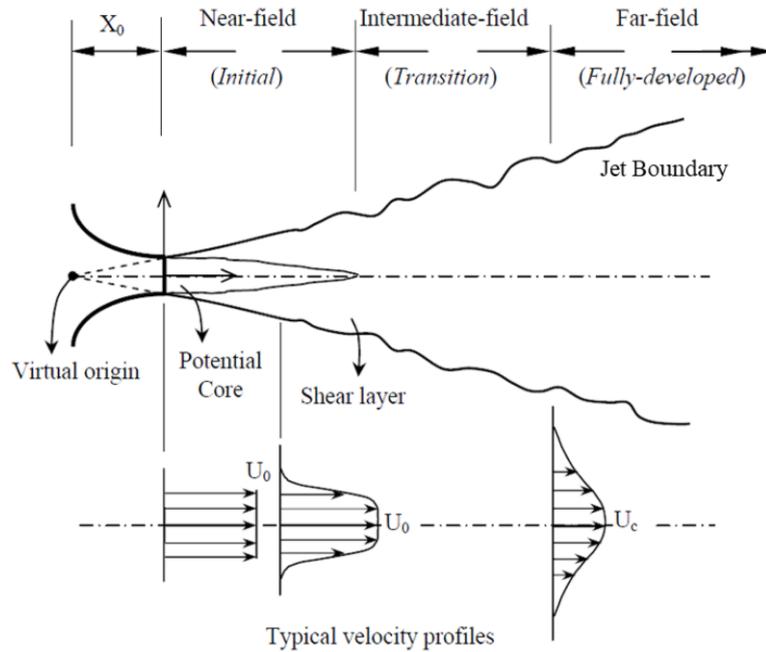


Figura 3.18: Struttura di un getto sotto-espanso (Duronio, Villante, & De Vita, 2023)

Come riportato in (Samsam-Khayani, Chen, Kim, & Kim, 2022), il rapporto critico influenza in modo importante la geometria del getto sotto-espanso, in particolare nella zona a ridosso dell'ugello. Con l'aumentare dell'NPR (*Net Pressure Ratio*, inverso del rapporto di pressione considerato in precedenza), gli urti presenti nel cuore del getto passano dall'aver una conformazione ad "X" ad assumere una geometria "a barile" con la comparsa dei caratteristici dischi di Mach, tipici dei getti sotto-espansi.

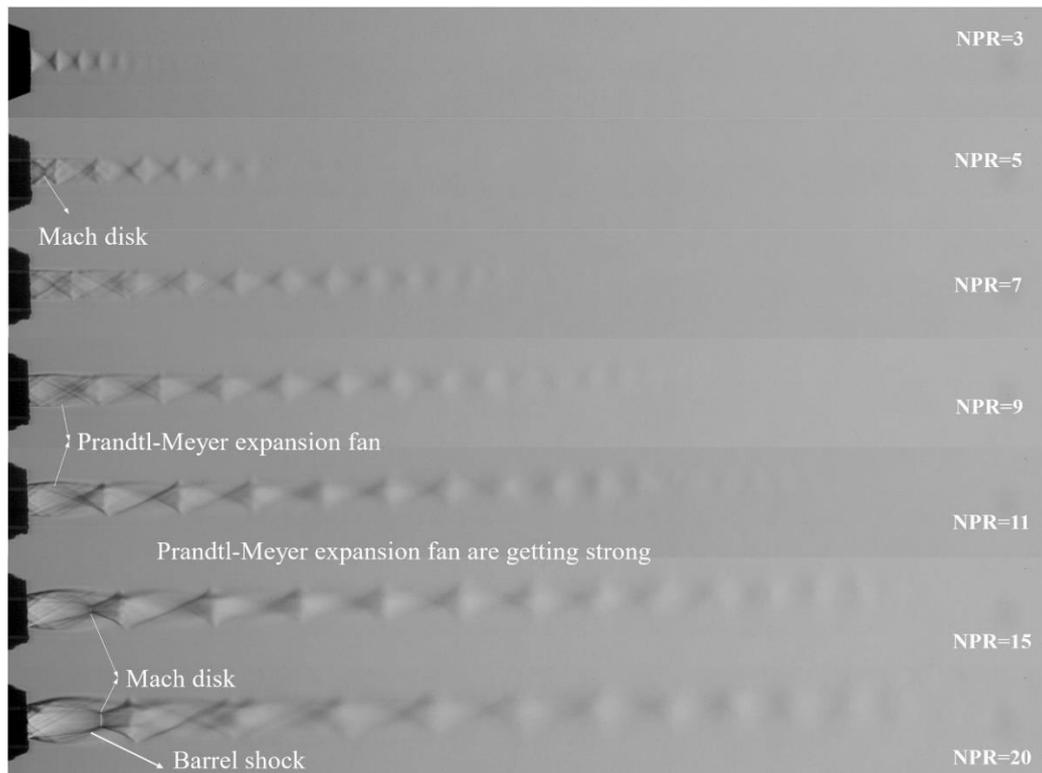


Figura 3.19: Geometria getti sotto-espansi al variare del NPR. Visualizzazione tramite tecnica Schlieren (Samsam-Khayani, Chen, Kim, & Kim, 2022)

Nella fluidodinamica computazionale l'importanza della geometria del getto a valle dell'ugello risiede principalmente nella valutazione della bontà dei risultati ottenuti dalla simulazione della fase di iniezione. È infatti cruciale la corretta rappresentazione dei primi dischi di Mach data la grande influenza che questa ha nel calcolare la penetrazione del getto in camera, soprattutto in casi complessi come quello dell'idrogeno che presenta un'elevata diffusività.

3.4 Combustione

3.4.1 Fondamenti sulla combustione

La combustione è la fase del ciclo termico del motore che permette la liberazione dell'energia chimica del carburante con lo scopo di aumentare pressione e temperatura del fluido in camera in modo tale che questo, espandendo, produca lavoro sul pistone (fase attiva). È identificata dalla rapida reazione esotermica in fase gassosa tra combustibile ed ossigeno presente nell'aria aspirata ed è confinata in una regione dello spazio, la fiamma, che separa la zona di gas combusti da quella di miscela incombusta. La fiamma si propaga subsonicamente all'interno della camera di combustione e la sua velocità dipende da diversi fattori quali reazioni chimiche, processi di diffusione e trasporto di massa e calore e dal campo di moto del fluido. In generale si può affermare che la generazione di calore e di specie attive accelera le reazioni chimiche e che il supplemento di reagenti è governato dalla turbolenza presente in camera al momento della combustione.

La combustione può avvenire secondo diverse modalità e viene perciò classificata in vari modi: una prima distinzione si può effettuare tra combustione premiscelata o di diffusione. Nel primo caso, tipico dei motori ad accensione comandata, ci si ritrova ad avere in camera al termine della compressione una miscela aria-combustibile che viene accesa attraverso il rilascio di una scintilla; l'energia rilasciata dalla candela genera un nucleo di accensione detto *kernel* che si propaga in seguito fino alle pareti della camera dove la fiamma si spegne per cessione di calore ed esaurimento di specie attive. Nei motori ad accensione per compressione invece, al termine della compressione è presente in camera solamente aria: il carburante viene iniettato negli ultimi istanti di risalita del pistone e si autoaccende spontaneamente grazie alle condizioni di pressione e temperatura elevate presenti al punto morto superiore a seguito del suo miscelamento con l'aria in camera.

Un'ulteriore distinzione si effettua sulla base del campo di moto del fluido soggetto a combustione: la fiamma può infatti propagarsi laminarmente o in modo turbolento. Se la combustione è laminare (numero di Reynolds basso) il mixing ed il trasporto di massa e calore sono regolati dai processi di diffusione molecolare. La velocità di propagazione laminare della fiamma è solitamente funzione delle caratteristiche della miscela quali pressione, temperatura, dosatura e proprietà del carburante. Questo valore risulta però essere generalmente inferiore ad 1 m/s, insufficiente a garantire il completamento della combustione nell'arco di pochi gradi di angolo di manovella (40÷60 CA a ridosso del TDC). Occorre quindi aumentare il trasporto di massa ed energia attraverso correnti di turbolenza in modo da ridurre la durata della combustione e far sì che questa avvenga nel minor tempo possibile.

Uno dei parametri che maggiormente influisce sulle prestazioni del motore è il timing dell'accensione. Anticipando la scintilla (o l'iniezione del carburante nel caso di motori CI) si anticipano le reazioni del processo di combustione ed il conseguente rilascio di calore: ciò provoca un aumento della pressione del gas in camera già al termine della compressione aumentando il lavoro che il pistone deve effettuare sul fluido per arrivare al TDC. Aumenta inoltre anche l'energia persa per scambio termico con le pareti del cilindro data la maggior temperatura raggiunta al suo interno. Al contrario, ritardando l'inizio della combustione e quindi la sua fine, il picco di pressione raggiunto all'interno della camera risulterà posticipato anch'esso e ridotto di intensità, con una conseguente riduzione del lavoro effettuato dal gas sul pistone durante la fase di espansione. Il timing ottimale viene

definito come quello che garantisce il miglior compromesso tra i vari effetti di anticipo e posticipo dell'accensione per una data condizione di lavoro del motore. Come mostrato in *Figura 3.20*, il parametro utilizzato per la valutazione di questo trade-off è il *maximum brake torque* (MBT) che risulta solitamente essere massimo per un anticipo di qualche decina di gradi di manovella.

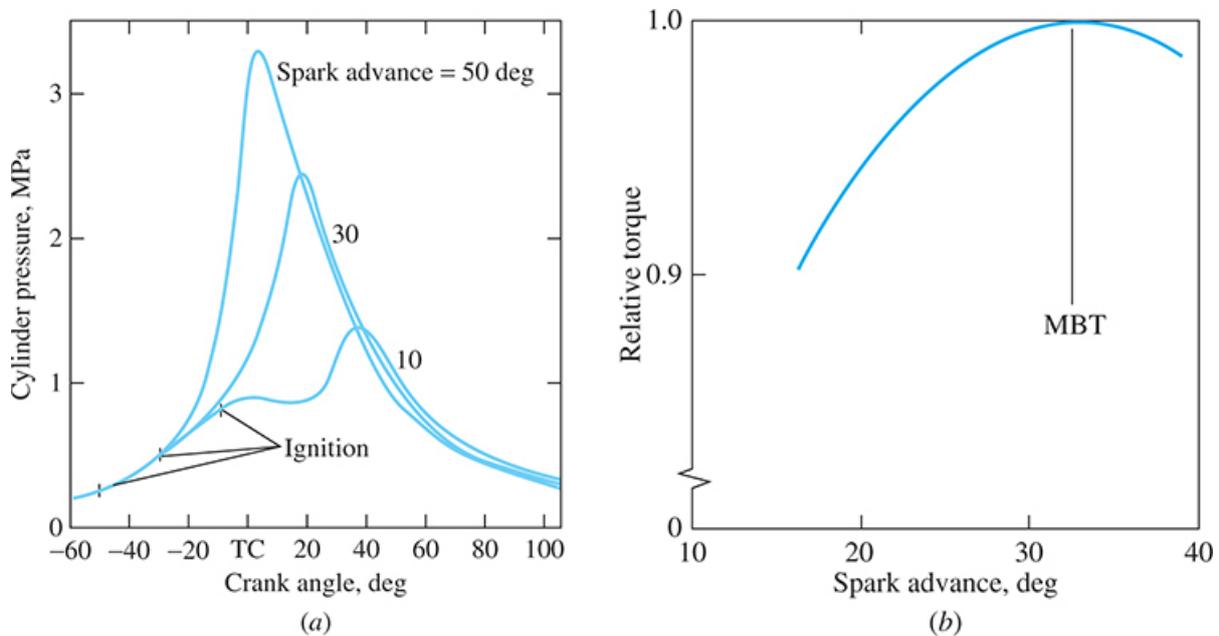


Figura 3.20: Influenza dell'anticipo di accensione sull'andamento di pressione e coppia per un motore ad accensione comandata (Heywood, 2019)

3.4.2 Modellazione matematica della combustione

Risulta evidente che la buona riuscita del processo di combustione sia cruciale per il controllo di potenza, efficienza ed emissioni del motore e che la complessità del problema richieda l'utilizzo di simulazioni CFD per lo studio e l'ottimizzazione di tale fase. Nel corso degli anni sono stati formulati vari modelli nel tentativo di ottenere equazioni in grado di descrivere il fenomeno quanto più similmente alla realtà possibile: ognuno di essi è caratterizzato da delle ipotesi che permettono di semplificare il problema suddividendolo nei vari aspetti che lo compongono per poi combinarli tra loro seguendo diverse filosofie. In questo capitolo si è deciso di riportare un riassunto delle idee alla base dei modelli di combustione che verranno utilizzati durante le simulazioni CFD con riferimento a (Poinsot & Veynante, 2005) e (Convergent Science, 2024).

Innanzitutto è utile introdurre alcuni parametri chiave per l'analisi del problema. La *Figura 3.21* riporta un'illustrazione di come viene considerato il fronte di fiamma dalla maggior parte dei modelli di combustione attualmente utilizzati in ambito scientifico ed industriale. Come anticipato, la fiamma è la regione di spazio nella quale sono confinate le reazioni tra combustibile ed ossigeno e separa la zona di gas combusti da quella contenente miscela fresca. Come rappresentato in figura, si può considerare tale regione come caratterizzata dalla presenza di una superficie di fiamma laminare increspata dall'azione della turbolenza: è quindi utile immaginare la presenza di un fronte di fiamma "medio" (linea tratteggiata) che si sposta alla velocità di propagazione di fiamma turbolenta S_T al quale viene associato uno spessore dato dalla presenza delle increspature. Localmente si considera invece un fronte di fiamma di spessore trascurabile soggetto all'azione di fenomeni di diffusione e che quindi si sposta con velocità di fiamma laminare S_L (linea continua fine).

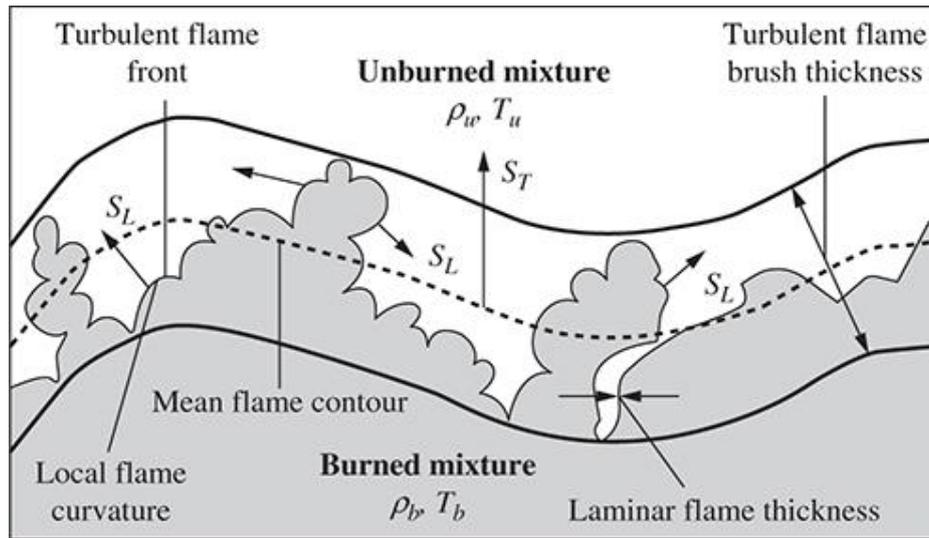


Figura 3.21: Struttura del fronte di fiamma turbolento (Heywood, 2019)

Considerando una fiamma laminare premiscelata si definiscono una velocità S_L dipendente dalle caratteristiche della miscela, ed uno spessore δ_L .

$$\delta_L \approx \frac{D_L}{S_L}$$

dove D_L rappresenta la diffusività molecolare delle specie radicali attraverso la fiamma.

Nel caso invece di una fiamma turbolenta i parametri in gioco sono molteplici in quanto lo studio del processo di combustione è strettamente legato a quello della turbolenza. Oltre alle scale di lunghezza ed ai parametri menzionate nel 3.2.2 quali la *integral length scale* l_i , la *Kolmogorov scale* l_K ed il numero di Reynolds turbolento Re_T , vengono definite altre grandezze e numeri adimensionali per la caratterizzazione del problema. Si introducono innanzitutto due tempi caratteristici: uno di turnover delle correnti turbolente (τ_T) ed uno delle reazioni chimiche (τ_L)

$$\tau_T = \frac{l_i}{u'}$$

$$\tau_L = \frac{\delta_L}{S_L}$$

Il rapporto tra i due prende il nome di numero adimensionale di Damköhler ed è indice di quale sia il fenomeno più rapido tra chimica e turbolenza: un $Da \gg 1$ indica che i tempi di reazione chimica sono di molto inferiori a quelli di turnover dei vortici turbolenti e che quindi sono questi ultimi a limitare la velocità di combustione.

$$Da = \frac{\tau_T}{\tau_L} = \frac{l_i S_L}{\delta_L u'}$$

Il caso $Da \gg 1$ risulta essere il regime di combustione più diffuso nelle operazioni degli ICE e viene definito come regime *flamelet*. In queste condizioni la fiamma risulta avere uno spessore ridotto, con una struttura interna simile a quella di una fiamma laminare che viene increspata dai vortici turbolenti (come descritto in precedenza in Figura 3.21).

La maggior parte dei modelli di combustione si concentra sul calcolo della velocità di combustione (*burning rate* $\dot{\omega}_x$), strettamente legata alla velocità di propagazione di fiamma turbolenta S_T . Generalmente quest'ultima viene calcolata a partire da quella laminare, moltiplicando quest'ultima per un fattore maggiorativo che tiene conto dell'incremento di superficie di fiamma dato dalla presenza della turbolenza.

$$S_T = \frac{A_{Turb}}{A_{med}} S_L$$

Dove A_{Turb} è la superficie di interfaccia fiamma-incombusti effettiva (increspata, *Figura 3.21* linea continua fine), mentre A_{med} è la superficie del fronte di fiamma medio (*Figura 3.21* linea tratteggiata).

A seconda del modello di combustione utilizzato, questo fattore di maggiorazione viene calcolato secondo ipotesi e modalità differenti.

Modelli cinetici (SAGE)

In questo tipo di modello (il più semplice) chimica e turbolenza vengono totalmente disaccoppiati e gli effetti della seconda sulla velocità di reazione non sono presi in considerazione (non è un modello flamelet). Il modello calcola quindi le velocità di ogni reazione elementare del sistema ad ogni istante ed in ogni punto dello spazio; in seguito il CFD risolve le equazioni di trasporto per ogni specie includendo le velocità appena calcolate.

È possibile scrivere una generica reazione chimica multi-step nel seguente modo (Convergent Science, 2024).

$$\sum_{m=1}^M v'_{m,i} \chi_m \rightleftharpoons \sum_{m=1}^M v''_{m,i} \chi_m \quad \text{per } i = 1, 2 \dots I$$

dove $v'_{m,i}$ e $v''_{m,i}$ sono i coefficienti stechiometrici di reagenti (') e prodotti (") per la specie m nella reazione i , con I numero totale di reazioni ed M il numero totale di specie; χ_m è invece il simbolo chimico della specie m -esima. La specie m viene prodotta ad una velocità $\dot{\omega}_m$ calcolabile come segue.

$$\dot{\omega}_m = \sum_{i=1}^I v_{m,i} q_i \quad \text{per } m = 1, 2 \dots M$$

considerando $v_{m,i} = v''_{m,i} - v'_{m,i}$ è invece la variabile di progresso dell' i -esima reazione. Date le concentrazioni molari delle specie $[X_m]$ ed i coefficienti di reazione in avanti ($k_{i,f}$) ed all'indietro ($k_{i,r}$) per la reazione i -esima:

$$q_i = k_{i,f} \prod_{m=1}^M [X_m]^{v'_{m,i}} - k_{i,r} \prod_{m=1}^M [X_m]^{v''_{m,i}}$$

in cui i coefficienti di reazione possono essere espressi secondo una legge di tipo Arrhenius dati R la costante dei gas ideali, E_i l'energia di attivazione della reazione ed A_i e β_i dei coefficienti dell'equazione.

$$k_{i,f} = A_i T^{\beta_i} \cdot e^{\frac{-E_i}{RT}}$$

Extended Coherent Flame Model (ECFM)

L’ECFM è un modello flamelet che calcola una densità di superficie della fiamma per poi utilizzarla per aumentare la velocità di fiamma laminare ed ottenere quella turbolenta.

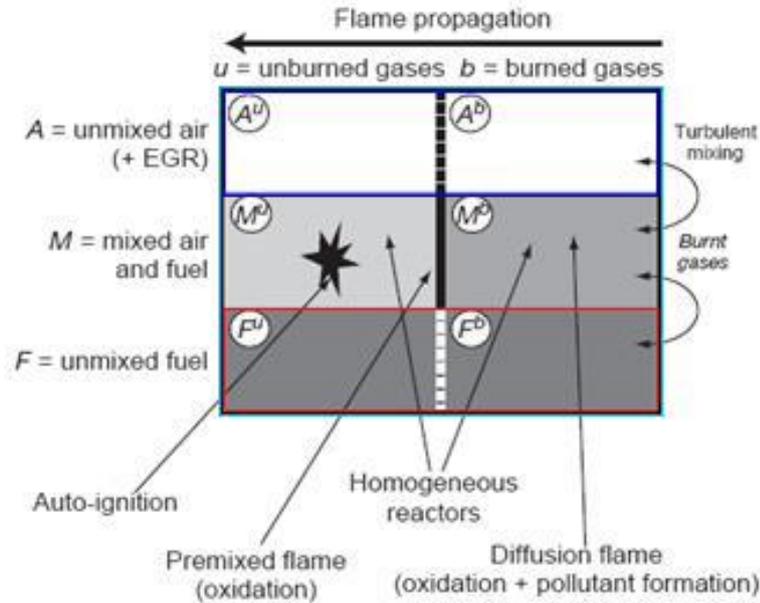


Figura 3.22: Schema di funzionamento dell’ECFM

Ogni cella della mesh viene suddivisa a sua volta in 3 zone: una contenente il carburante, una contenente aria pulita ed una zona di mixing delle due specie. All’interno di quest’ultima si definisce la frazione in massa di ogni specie (aria o fuel) Y_i . Solamente all’interno di questa zona può avvenire la combustione dal momento che nelle altre due si ha l’esclusiva presenza di aria o carburante. Per tracciare l’andamento della combustione all’interno della zona di mixing si fa riferimento ad una variabile di progresso c avente valore nullo prima dell’inizio della combustione e valore 1 al termine della stessa. Noti questi parametri è possibile scrivere l’equazione di trasporto della densità di superficie della fiamma Σ (Convergent Science, 2024).

$$\frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \frac{\partial u_i \Sigma}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu}{Sc} \frac{\partial (\Sigma / \bar{\rho})}{\partial x_i} \right) + (At_{sgs} + At_{res} + Curv_{sgs}) \Sigma - D + P_k$$

Dove μ e $\bar{\rho}$ sono rispettivamente la viscosità molecolare e la media tra le densità di gas combusti e incombusti, Sc il numero adimensionale di Schmidt, At_{sgs} , At_{res} e $Curv_{sgs}$ dei termini sorgente di Σ derivanti dall’azione di turbolenza, espansione media del fluido e curvatura, P_k il termine sorgente della candela e D il termine dissipativo dato dal consumo di reagenti. Una trattazione più approfondita è riportata su (Convergent Science, 2024), capitolo “Combustion Modeling: Extended Coherent Flame Model”.

Nota Σ è possibile calcolare la velocità di reazione attraverso la relazione che segue.

$$\dot{\omega}_x = \rho Y_{f,u} S_L \Sigma$$

dove $Y_{f,u}$ è la frazione in massa di combustibile nella miscela incombusta.

G-equation Model

Il modello utilizza uno scalare passivo G per identificare la posizione del fronte di fiamma attraverso l'iso-superficie $G = G^* = 0$: questa superficie suddivide la zona dei gas combusti a $G > 0$ dalla zona di miscela che deve ancora bruciare ($G < 0$).

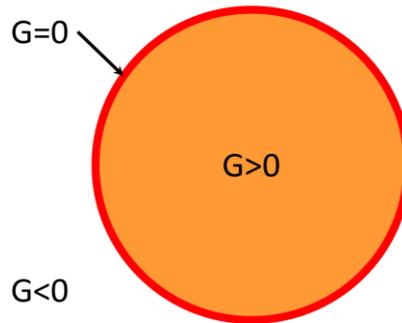


Figura 3.23: Modello G-equation. $G>0$ gas combusti, $G<0$ miscela fresca (Convergent Science, 2024)

L'equazione di trasporto della variabile G è espressa come segue (Convergent Science, 2024).

$$\frac{\partial \rho G}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i G}{\partial x_i} = -\rho D_t \kappa \left| \frac{\partial G}{\partial x_i} \right| + \rho u S_T \left| \frac{\partial G}{\partial x_i} \right|$$

I due termini sorgente (lato destro dell'equazione) dipendono rispettivamente dalla curvatura del fronte di fiamma (componente diffusiva turbolenta) e dalla velocità di combustione turbolenta. Quest'ultima viene calcolata sulla base della fluttuazione di velocità in regime turbolento u' (vedere 3.2.2).

$$\frac{S_T}{S_L} = 1 + \alpha \left(\frac{u'}{S_L} \right)^n$$

con α ed n costanti del modello (Poinsot & Veynante, 2005).

Per descrivere la struttura della fiamma e considerarne lo spessore si utilizza invece l'equazione della varianza di G , G' .

$$\frac{\partial \rho G'}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i G'}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho D_t \frac{\partial G'}{\partial x_i} \right) + 2\rho D_t \frac{\partial G'}{\partial x_i} \frac{\partial G'}{\partial x_i} - c_s \rho G' \frac{\varepsilon}{k}$$

dove c_s è una costante di taratura del modello.

L'avanzare della reazione su fronte di fiamma viene invece tracciato tramite l'utilizzo di una variabile di progresso c avente valore nullo prima dell'inizio della combustione e valore 1 al termine della stessa. La variabile c viene trasportata risolvendo l'equazione

$$\frac{\partial \rho c}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i c}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho D_t \frac{\partial c}{\partial x_i} \right) + \rho S$$

Il termine sorgente S viene valutato a sua volta sulla base della velocità di fiamma turbolenta S_T e sulla *turbulent flame length scale* l_t . Per maggiori dettagli si consiglia di consultare il relativo capitolo del manuale CONVERGE (Convergent Science, 2024).

4 Setup e condizioni iniziali

Si riporta in questo capitolo una descrizione delle condizioni iniziali delle simulazioni e delle scelte effettuate in fase di impostazione delle stesse.

4.1 Motori in esame e condizioni prima dell'iniezione

Oggetto dello studio sono due motori 2T per applicazioni heavy duty di differente design, uno in configurazione opposed pistons ed uno in configurazione boxer. Antecedentemente a questa tesi, il design delle porte e dei condotti di aspirazione e scarico dei due motori è stato oggetto del lavoro di altri due studenti tesisti, finalizzato all'ottimizzazione della fase di lavaggio in entrambi i layout. Le odierne simulazioni, effettuate per la caratterizzazione della fase di iniezione, hanno quindi come dati di partenza i risultati degli studi menzionati.

4.1.1 Motore Opposed Pistons

Il layout presenta una configurazione uniflow a pistoni contrapposti con luci di aspirazione e scarico posizionate ai punti morti inferiori dei due pistoni: i condotti di scarico (collettore superiore in *Figura 4.1*) sono posizionati ortogonalmente all'asse del cilindro a differenza di quelli di aspirazione che, per garantire un adeguato lavaggio e generare un moto di swirl all'interno della camera, sono orientati tangenzialmente rispetto al cilindro, leggermente orientati verso il lato dello scarico. In entrambi i casi la presenza di un collettore ad anello connesso con un unico canale principale permette la distribuzione o la raccolta del fluido. Il moto ascendente dei due pistoni in fase di compressione copre le luci di aspirazione e scarico come è tipico per un motore a due tempi. Iniettori e candela sono invece posizionati centralmente tra i due pistoni (punto morto superiore), disposti in modo diametralmente opposto, come rappresentato in *Figura 4.2*.

In *Tabella 4.1* si riportano alcuni parametri relativi a questa geometria.

Parametri geometria Uniflow		
Alesaggio	120	mm
Corsa	144	mm
Cilindrata unitaria	3200	mm
Lunghezza biella	111.11	mm
RPM	1200	giri/min
Vel. media pistone	5.76	m/s

Tabella 4.1: Parametri geometria uniflow

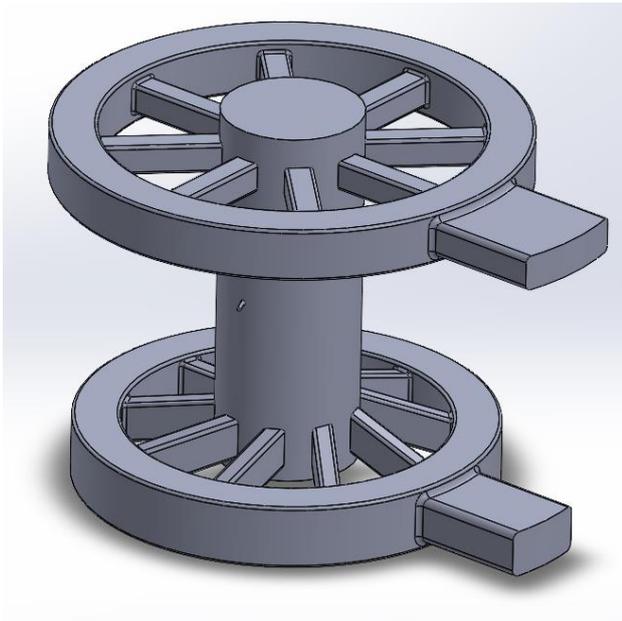


Figura 4.1: Rappresentazione al CAD del motore uniflow

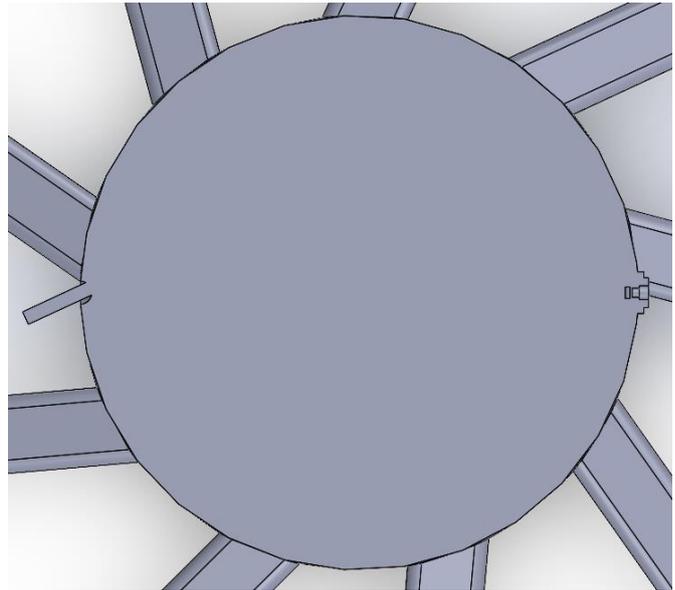


Figura 4.2: Posizionamento di iniettore e candela nel motore uniflow

A seguito della fase di lavaggio l'aria in camera presenta un moto d'insieme di swirl, diretto in senso antiorario osservando la camera in pianta (Figura 4.3 e Figura 4.4). Il fluido si trova ad una pressione di circa 3 bar ed una temperatura di circa 380 K.

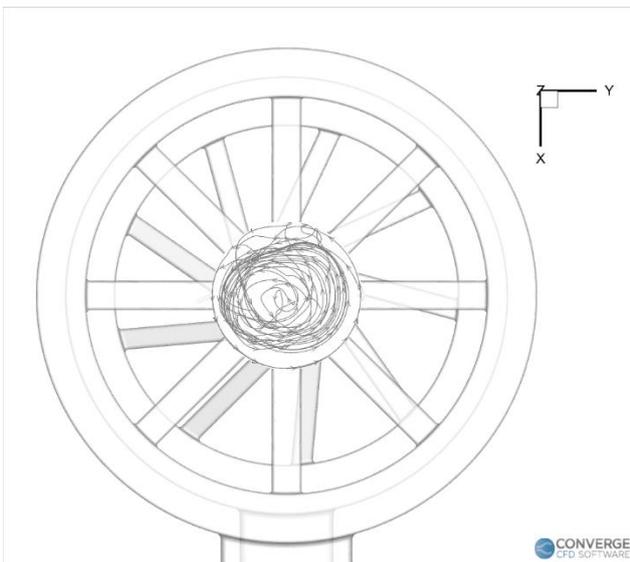


Figura 4.3: Moto in camera antecedente all'iniezione. Vista in pianta streamlines a 260 degCA geometria uniflow

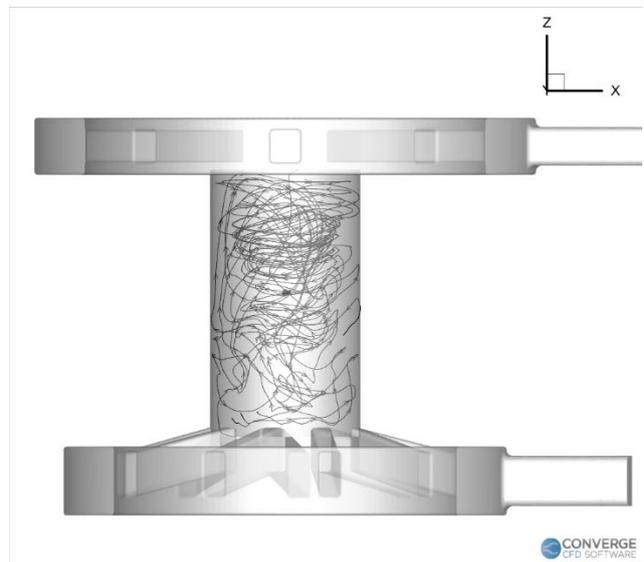


Figura 4.4: Moto in camera antecedente all'iniezione. Vista laterale streamlines a 260 degCA geometria uniflow

4.1.2 Motore Boxer

Questa geometria è caratterizzata dal classico layout a singolo cilindro con testa della camera in configurazione pent-roof (Figura 4.5). Le luci di aspirazione e scarico sono posizionate al punto morto inferiore e sono orientate in modo tale da effettuare il lavaggio della camera seguendo uno schema loop-scavenged (vedere il capitolo 3.1.2): il design presenta un singolo ampio condotto di scarico ortogonale all'asse del cilindro e cinque condotti di aspirazione orientati verso il punto morto superiore e diretti in modo tale da far scontrare tra loro le portate d'aria in ingresso. In questo modo,

oltre ad evitare la formazione di cortocircuiti e zone morte durante la fase di lavaggio, è anche possibile generare un moto di tumble in modo da aumentare la turbolenza in camera verso la fine della compressione. La candela è posizionata sul tetto della camera in posizione quasi centrale mentre l'iniettore è disposto in corrispondenza del piano di simmetria del motore, alla base del tetto della camera di combustione.

In *Tabella 4.2* si riportano alcuni parametri relativi a questa geometria.

Parametri geometria Loop		
Alesaggio	120	mm
Corsa	144	mm
Cilindrata unitaria	1600	mm
Lung. biella	360	mm
RPM	1200	giri/min
Vel. media pist.	5.76	m/s

Tabella 4.2: Parametri geometria loop

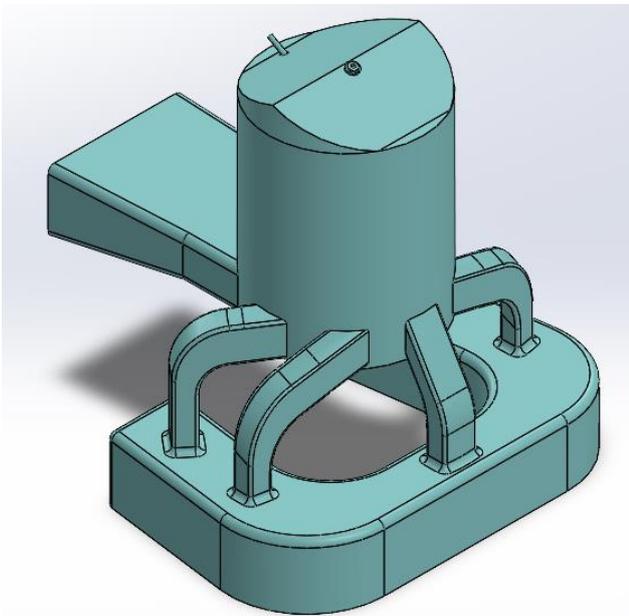


Figura 4.5: Rappresentazione al CAD del motore loop

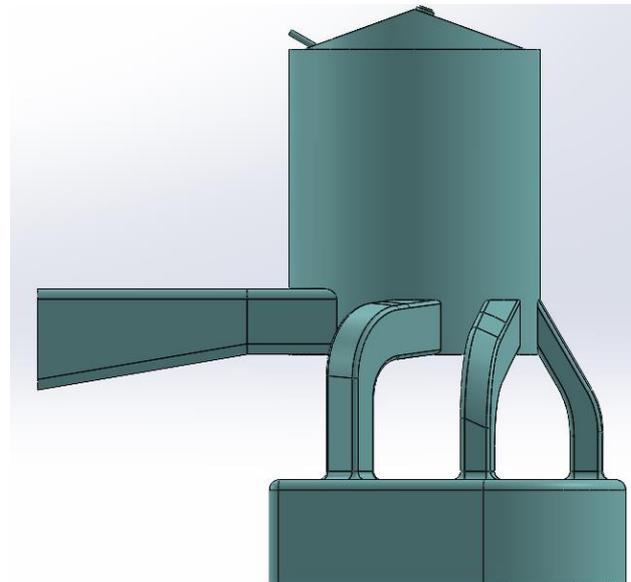


Figura 4.6: Disposizione condotti di aspirazione e scarico nel motore loop

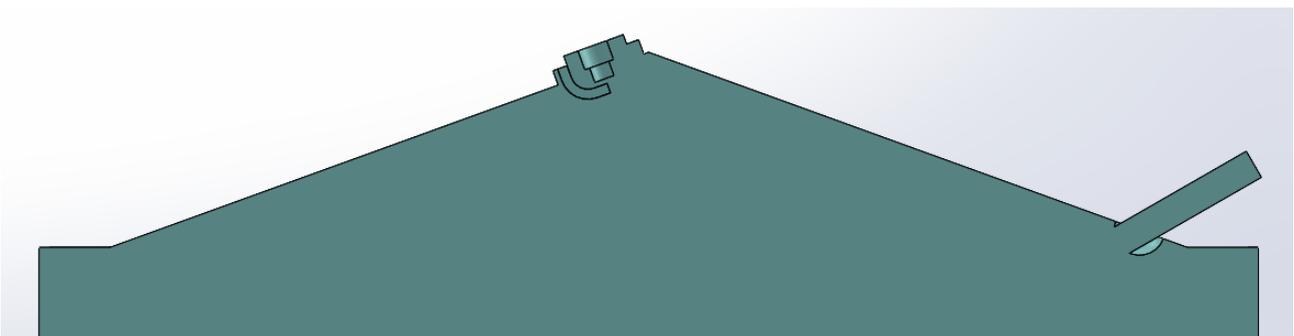


Figura 4.7: Posizionamento di iniettore e candela nel motore loop

A seguito della fase di lavaggio l'aria in camera presenta un moto d'insieme di tumble (*Figura 4.8*). Il fluido si trova ad una pressione di circa 3 bar ed una temperatura di circa 430 K.

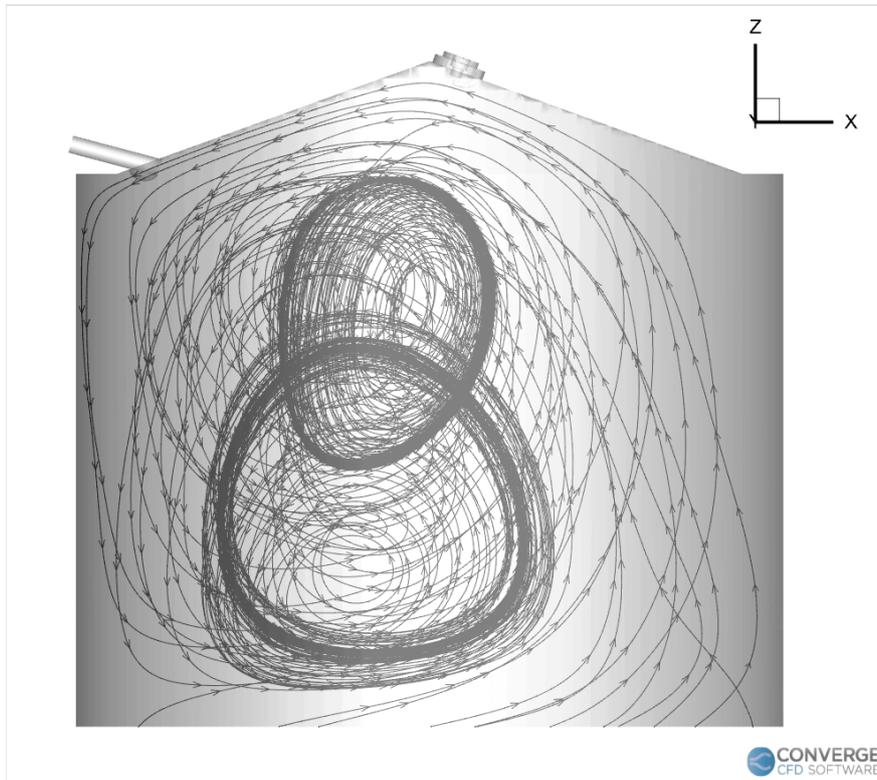


Figura 4.8: Moto in camera antecedente all'iniezione. Vista laterale streamlines a 260 degCA geometria loop

4.2 Parametri dell'iniezione

Nell'impostare i parametri dell'iniezione si è deciso di operare in entrambi i motori con una dosatura obiettivo complessivamente povera corrispondente ad un equivalence ratio pari a $\varphi = 0.6$, con condizioni di miscela omogenea all'inizio della combustione. Per ottenere quest'ultima condizione si è deciso di far iniziare l'iniezione con la chiusura delle luci di aspirazione su entrambi i casi studio in modo tale da poter dare al carburante il maggior tempo possibile per miscelarsi senza però andare ad intaccare l'efficienza volumetrica del motore. Anticipando ulteriormente l'iniezione infatti, l'elevato volume specifico dell'idrogeno causerebbe un aumento dello spazio occupato dal carburante in camera ed una riduzione di quello disponibile per l'aria aspirata. Per il calcolo della durata dell'iniezione invece, è stata innanzitutto determinata la portata di combustibile passante per l'iniettore note le caratteristiche di quest'ultimo e le condizioni a valle ed a monte dello stesso; in seguito, è stato possibile ricavare il tempo di apertura dell'ugello integrando la curva di portata.

4.2.1 Iniettore e condizioni di iniezione

Per simulare l'iniettore si è deciso di utilizzare il modello di un motore Sandia alimentato ad idrogeno dotato di sistema ad iniezione diretta. La taratura di tale modello è stata effettuata tramite la comparazione dei risultati di simulazione con i dati derivanti da prove sperimentali sul modello fisico del motore. Per lo studio esposto in questa tesi si è quindi deciso di importare da quest'ultimo la geometria dell'iniettore e di utilizzare gli stessi parametri di iniezione sui quali è stata effettuata la calibrazione del modello. È importante sottolineare che il modello utilizzato non simula direttamente l'ugello e le reali dinamiche della fase di iniezione per le quali occorrerebbero dei tempi di calcolo estremamente lunghi e per le quali vengono solitamente effettuate simulazioni dedicate nell'intorno della bocca dell'iniettore per poter studiare lo sviluppo del getto istante per istante. Nelle simulazioni è stato invece utilizzato un modello che rappresenta l'iniettore come un condotto cilindrico e che restituisce gli stessi risultati dell'iniezione ottenuti sperimentalmente con il motore fisico.

Per quanto riguarda le condizioni in cui avviene l'iniezione si utilizzano, come anticipato, una pressione di iniezione di 100 bar ed una temperatura del carburante di 310 K derivanti dal modello Sandia calibrato su un caso sperimentale. Si assume che l'idrogeno a monte dell'iniettore abbia velocità nulla e che si trovi quindi in condizioni di stagnazione. Per semplicità si utilizza la legge dei gas perfetti per il calcolo della densità del gas in tali condizioni e si assumono i calori specifici a 310 K a partire dalla tabella A.2 dell'appendice del (Çengel, 2009).

Proprietà H ₂						
T _H	p _H [°]	R _{H2}	ρ [°]	c _p	c _v	k _{H2}
[K]	[Pa]	[J/kgK]	[kg/m ³]	[J/kgK]	[J/kgK]	-
310	1.00E+07	4125	7.82E+00	14307.0	10183.0	1.405

Tabella 4.3: Proprietà dell'idrogeno nelle condizioni di iniezione

In camera si ha invece in entrambi i casi una pressione all'inizio della fase di iniezione pari a circa 3 bar, ed una temperatura di circa 380 K nel caso del motore uniflow e circa 430 K nel caso del motore boxer. In questo caso i dati sono stati ricavati dai risultati delle simulazioni dei primi istanti della compressione. È importante sottolineare però che visto l'elevato NPR a cui è soggetto l'iniettore, questi parametri risultano influenti sul calcolo della portata di idrogeno in fase di iniezione.

4.2.2 Portata e durata di iniezione

Note le condizioni in cui viene effettuata l'iniezione e le caratteristiche dell'iniettore, è possibile calcolare la portata di carburante attraverso quest'ultimo assimilandolo ad un ugello semplicemente convergente (capitolo 3.3.3). Dal momento che, per entrambi i motori, l'idrogeno viene iniettato ad una pressione di 100 bar e che in entrambi i casi la pressione in camera è all'incirca pari a 3 bar, è evidente che il rapporto di pressione dell'ugello sia nettamente inferiore a quello critico (oppure $NPR > NPR_{cr}$) e che quindi occorra utilizzare l'equazione della portata critica dell'ugello, non dipendente dalla pressione dell'aria in camera (ambiente di valle).

$$\frac{p}{p_0} \approx 0.03 \text{ oppure } NPR \approx 33$$

$$G_{H_2} = A \cdot \sqrt{\gamma \cdot p_0 \rho_0 \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$$

Entrambe le geometrie									
Proprietà H ₂						Caratt. Ugello		Portata	
T _H	p _H ^o	R _{H2}	ρ ^o	c _p	c _v	γ _{H2}	∅ _{nozzle}	Area	G _{H2}
[K]	[Pa]	[J/kgK]	[kg/m ³]	[J/kgK]	[J/kgK]	-	[mm]	[m ²]	[kg/s]
310	1.00E+07	4125	7.82E+00	14307.0	10183.0	1.405	3.00	7.07E-06	0.043

Tabella 4.4: Condizioni di iniezione e calcolo della portata dell'iniettore

Per entrambi i motori si hanno i seguenti parametri di lavoro:

Dati motore				
RPM	ω	stroke	v _{avg}	Δt _{deg}
[rpm]	[rad/s]	[m]	[m/s]	[s/degCA]
1200	1.26E+02	0.144	5.76E+00	0.000139

Tabella 4.5: Parametri di lavoro dei due motori

Si conosce inoltre, dalle precedenti simulazioni relative al lavaggio, la massa di aria presente in camera al momento dell'iniezione, con la quale è possibile calcolare la quantità di idrogeno necessaria ad ottenere un equivalence ratio $\varphi = 0.6$.

Geometria UNIFLOW				Geometria LOOP			
m _{N2}	m _{O2}	m _{air}	m _{H2, obiet}	m _{N2}	m _{O2}	m _{air}	m _{H2, obiet}
[kg]	[kg]	[kg]	[kg]	[kg]	[kg]	[kg]	[kg]
5.11E-03	1.52E-03	6.63E-03	1.16E-04	2.25E-03	6.37E-04	2.89E-03	5.05E-05

Tabella 4.6: Calcolo della massa di idrogeno da iniettare nelle due geometrie di motore

Per il calcolo della durata dell'iniezione si assume una legge di apertura dell'iniettore di forma trapezoidale (Figura 4.9 e Figura 4.10). Nello specifico si considerano le fasi di apertura e chiusura dello stesso della durata di 1 grado di manovella ($\Delta\theta_{transitorio} = 1 \text{ degCA}$): la portata di combustibile attraverso l'ugello impiega quindi un grado per arrivare alla portata critica precedentemente calcolata, durante il quale si assume che cresca linearmente a partire dal valore nullo. In questo modo si semplifica l'integrale della portata che risulta quindi essere dato dalla somma di tre aree: due

transitori, uno di apertura ed uno di chiusura, e una fase stazionaria a portata massima. È così possibile calcolare il tempo di apertura dell'iniettore che permette di introdurre in camera la quantità di combustibile necessaria ad ottenere la dosatura desiderata.

Geometria UNIFLOW							
Durata iniezione				Risultati iniezione			
θ_{start}	θ_{end}	$\Delta\theta$	Δt	m_{H_2}	α	λ	ϕ
[deg]	[deg]	[deg]	[s]	[kg]	-	-	-
260	280.47	20.47	2.84E-03	1.16E-04	57.16	1.667	0.600

Tabella 4.7: Calcolo della durata teorica di iniezione (Geom. Uniflow)

Geometria LOOP							
Durata iniezione				Risultati iniezione			
θ_{start}	θ_{end}	$\Delta\theta$	Δt	m_{H_2}	α	λ	ϕ
[deg]	[deg]	[deg]	[s]	[kg]	-	-	-
260	269.49	9.49	1.32E-03	5.06E-05	57.16	1.667	0.600

Tabella 4.8: Calcolo della durata teorica di iniezione (Geom. Loop)

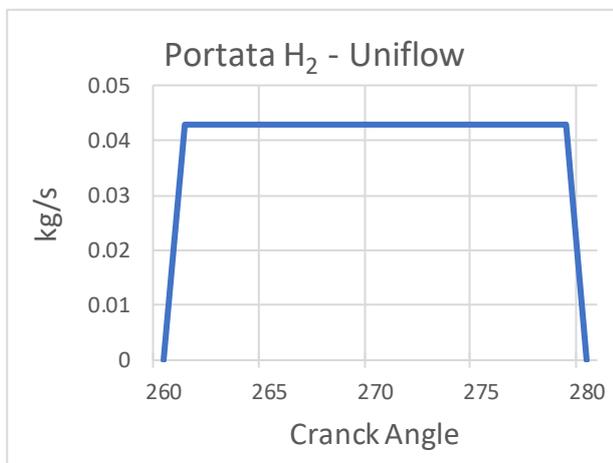


Figura 4.9: Portata teorica. Iniezione motore Uniflow

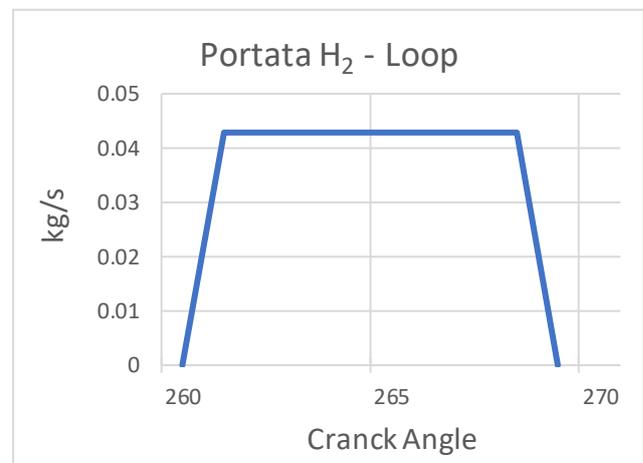


Figura 4.10: Portata teorica. Iniezione motore Loop

L'utilizzo di questa portata rende necessario impostare in prossimità dell'iniettore una dimensione della mesh estremamente ridotta (maggiori dettagli nel capitolo 0): si è visto, durante le prime simulazioni effettuate, che ciò generava instabilità incrementando di molto i tempi di calcolo. Si è quindi deciso di ridurre la portata ad un valore di 0.02 kg/s al fine di ottenere una simulazione più stabile e veloce. La scelta di tale valore è accettabile dal punto di vista fisico del problema in quanto è come se si considerasse una sezione di passaggio effettiva dell'ugello minore di quella teorica calcolata in precedenza, con l'introduzione di un coefficiente di efflusso pari a 0.467. Dai risultati delle simulazioni si nota inoltre come la presenza dello strato limite all'interno del condotto cilindrico utilizzato come modello dell'iniettore, riduca effettivamente la sezione di passaggio ad un diametro di 2 mm (rispetto ai 3 mm del condotto); ciò equivale ad un rapporto area effettiva su area teorica pari a 0.447 non molto discordante da quello ottenuto dal rapporto tra la portata assunta e quella teorica calcolata. Di conseguenza, la durata dell'iniezione si modifica come segue.

Geometria UNIFLOW								
Portata	Durata iniezione				Risultati iniezione			
G_{H_2}	θ_{start}	θ_{end}	$\Delta\theta$	Δt	m_{H_2}	α	λ	ϕ
[kg/s]	[deg]	[deg]	[deg]	[s]	[kg]	-	-	-
0.020	260	302.72	42.72	5.93E-03	1.16E-04	57.17	1.667	0.600

Tabella 4.9: Calcolo della durata effettiva di iniezione (Geom. Uniflow)

Geometria LOOP								
Portata	Durata iniezione				Risultati iniezione			
G_{H_2}	θ_{start}	θ_{end}	$\Delta\theta$	Δt	m_{H_2}	α	λ	ϕ
[kg/s]	[deg]	[deg]	[deg]	[s]	[kg]	-	-	-
0.020	260	279.20	19.20	2.67E-03	5.05E-05	57.17	1.667	0.600

Tabella 4.10: Calcolo della durata effettiva di iniezione (Geom. Loop)

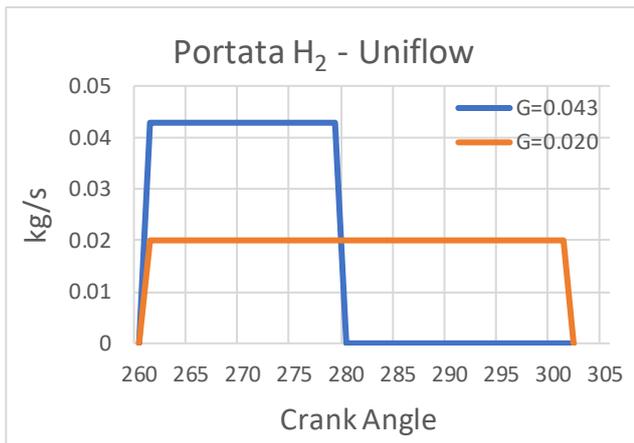


Figura 4.11: Portata effettiva. Iniezione nel motore Uniflow

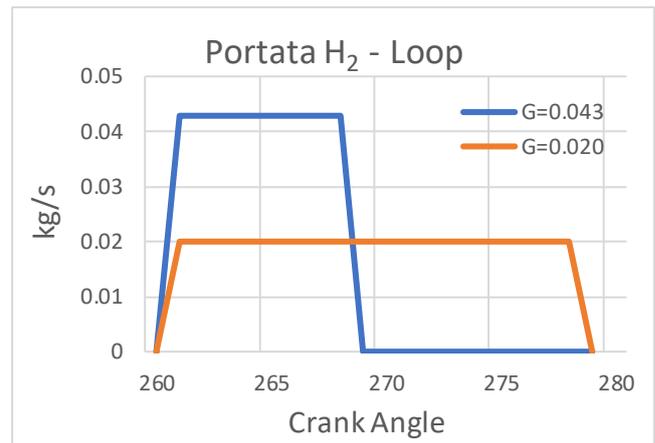


Figura 4.12: Portata effettiva. Iniezione nel motore Loop

4.3 Setup del software di simulazione

Per lo studio si utilizza il software di simulazione CFD 3D “CONVERGE” della compagnia *Convergent Science* (Madison, Wisconsin). Si riporta di seguito una descrizione dei vari parametri di simulazione utilizzati con una breve descrizione delle scelte effettuate in fase di impostazione delle analisi.

4.3.1 Modelli di simulazione e parametri

Per la modellazione delle proprietà del fluido motore si utilizza l’equazione di stato di *Redlich-Kwong*, si impostano le proprietà del gas in funzione della temperatura e si definiscono queste ultime fornendole al software attraverso specifici file di input (*therm.dat* e *transport.dat* in *Figura 4.13*). Importante l’utilizzo del file *transport.dat* per definire i valori di diffusività delle varie specie: in sua assenza il software assumerebbe per ognuna valori pari alla diffusività dell’aria e questo provocherebbe una sottostima notevole della miscelazione dell’idrogeno; attraverso il file, invece, vengono fornite alcune proprietà delle specie in esame, che il software utilizza per il calcolo della diffusività molecolare, della viscosità e della conducibilità termica. Occorre inoltre fornire le proprietà in condizioni critiche delle varie specie (*crit_conditions.dat*) dal momento che l’iniezione avviene in tali condizioni. Si fornisce in aggiunta attraverso file di input (*mech.dat*) anche il meccanismo di reazione.

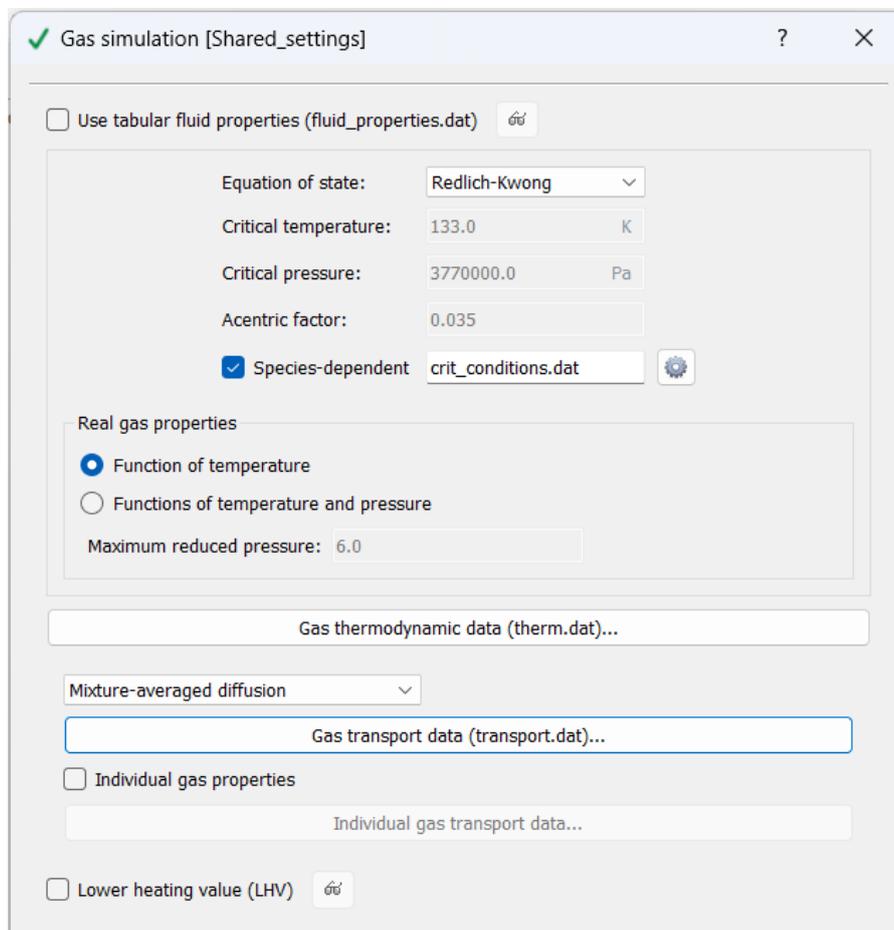


Figura 4.13: Modellazione gas su CONVERGE

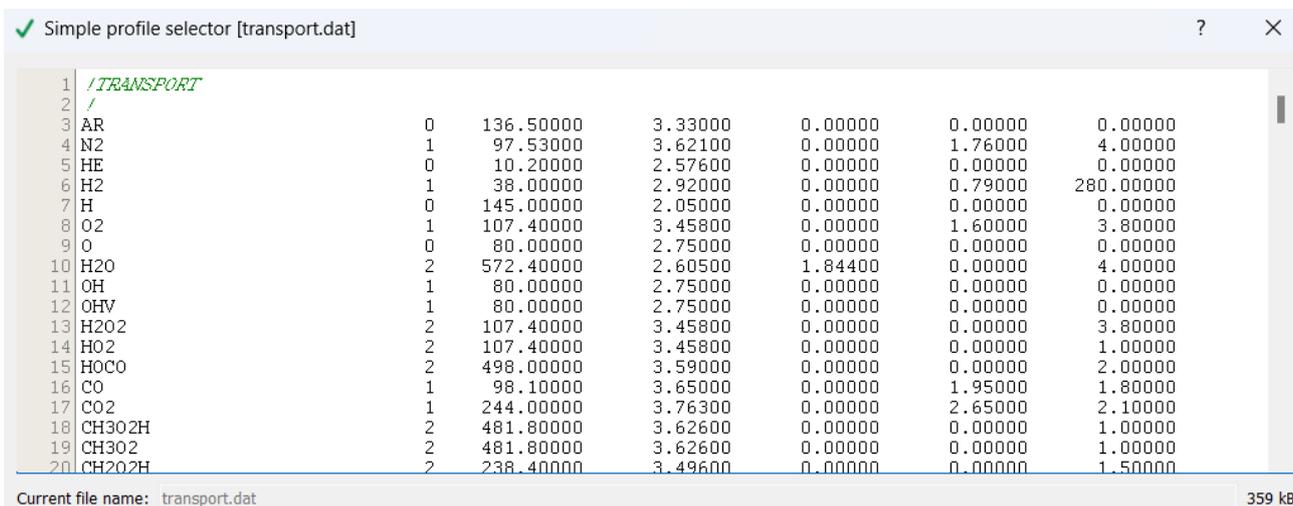


Figura 4.14: input-file "transport.dat"

Formato del file "transport.dat"	
Colonna	Proprietà
1	Nome della specie (formula chimica)
2	0 = Geometria molecola monoatomica
	1 = Geometria molecola lineare
	2 = Geometria molecola non lineare
3	Potenziale di Lennard-Jones
4	Diametro di collisione di Lennard-Jones
5	Momento di dipolo
6	Polarizzabilità
7	Rotational relaxation collision number

Tabella 4.11: Struttura dell'input-file "transport.dat"

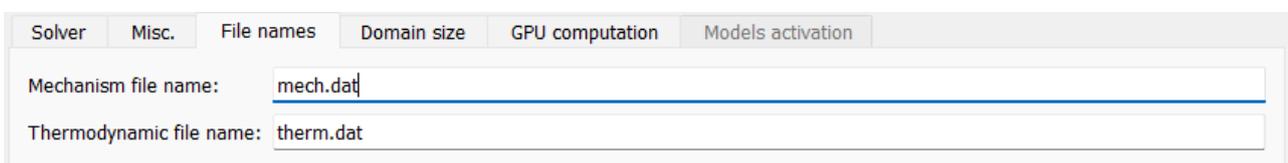


Figura 4.15: Input file per le proprietà termodinamiche e di reazione

I parametri di trasporto globali (numeri di Prandtl e Schmidt turbolenti) sono invece stati lasciati ai valori di default suggeriti dal fornitore del software.

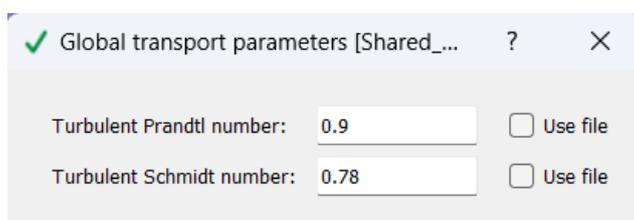


Figura 4.16: Parametri di trasporto globali

Il tipo di simulazione ed i dati del motore vengono impostati come segue.

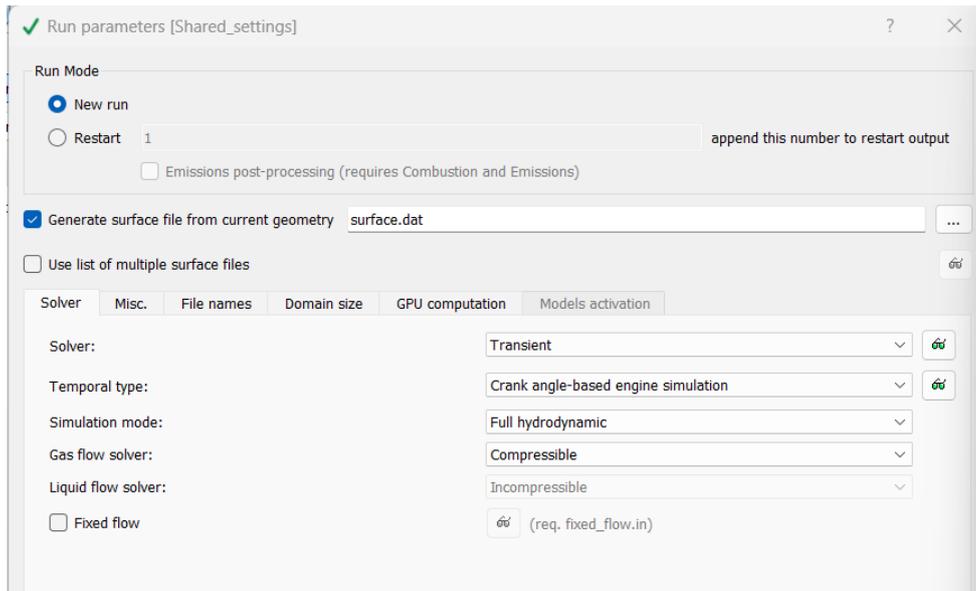


Figura 4.17: Definizione del tipo di simulazione

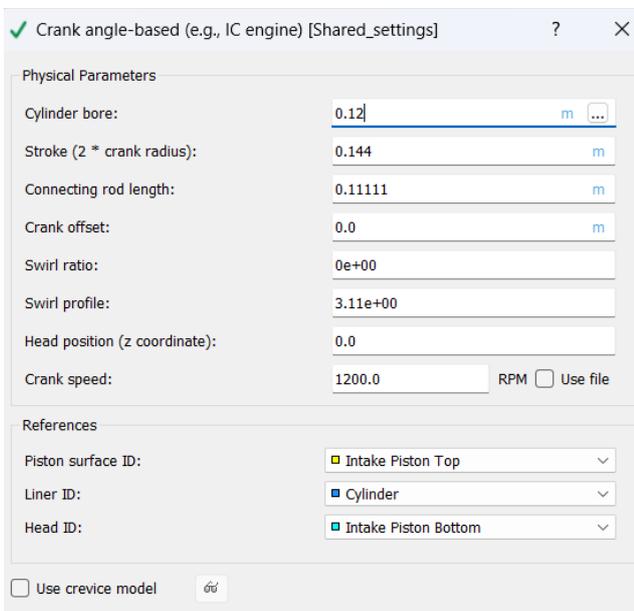


Figura 4.18: Parametri geometrici del motore Uniflow

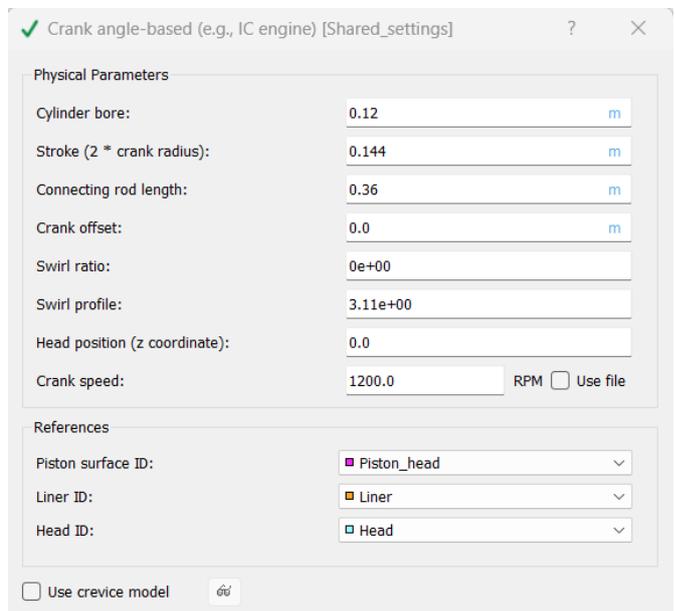


Figura 4.19: Parametri geometrici del motore Loop

Per tracciare più facilmente alcune specie di interesse in fase di lavaggio e miscelazione, è stata inoltre introdotta una serie di scalari passivi.

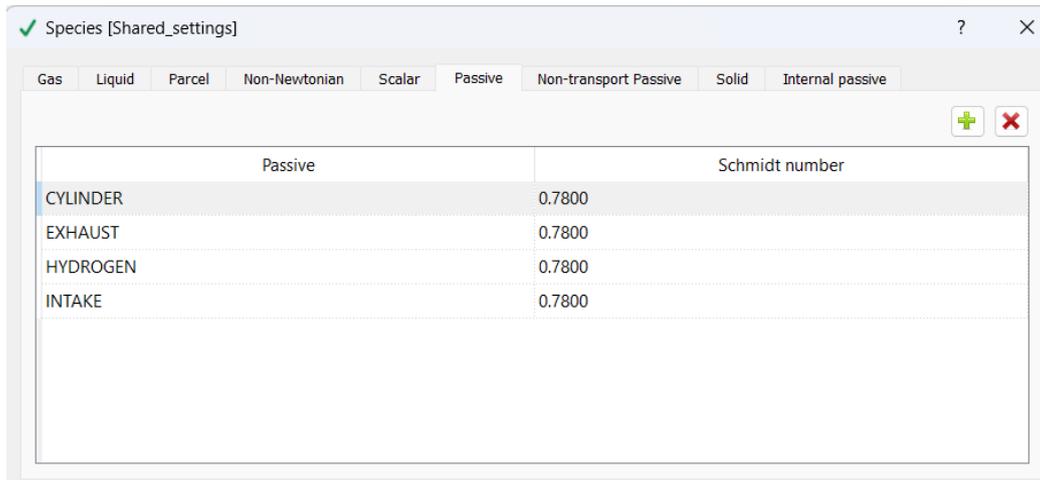


Figura 4.20: Specie passive utilizzate

Si assegnano ora i parametri relativi alla durata della simulazione ed al time-step. Gli estremi temporali vengono impostati a *Inizio: 255 degCA* e *Fine: 360 degCA* per poter esaminare la miscelazione del combustibile dall’iniezione (che avviene a *260 degCA*) fino al punto morto superiore. Come si può notare in *Figura 4.21*, il punto di inizio non è stato impostato esattamente a *255 degCA* ma si fa riferimento all’angolo di manovella del map-file di input utilizzato (maggiori dettagli nel 4.3.1.1).

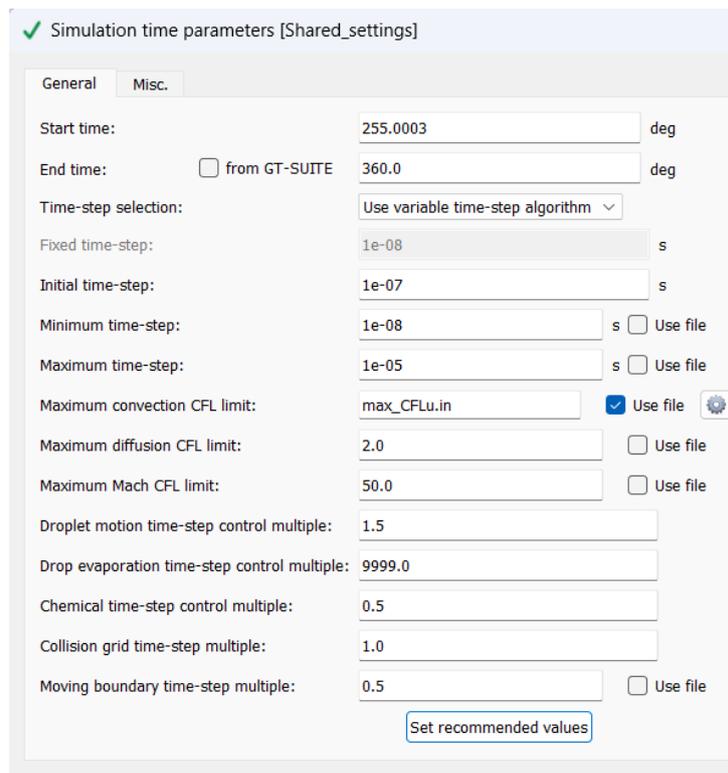


Figura 4.21: Parametri temporali delle simulazioni

I rimanenti parametri sono stati lasciati ai valori suggeriti dal fornitore del software fatta eccezione per il valore massimo del numero CFL: in questo caso si fornisce un file di input assegnando un valore

più basso in concomitanza con la fase di iniezione in modo da ridurre il time-step utilizzato. Il numero CFL permette infatti di legare l'entità del time-step alle dimensioni della mesh in modo da mantenere stabile la simulazione e garantire un'adeguata precisione di calcolo. Per l'assegnazione si utilizza, come in precedenza, un input-file (*max_CFLu.in*) in cui si vanno a specificare i valori desiderati (Figura 4.22 e Figura 4.23).

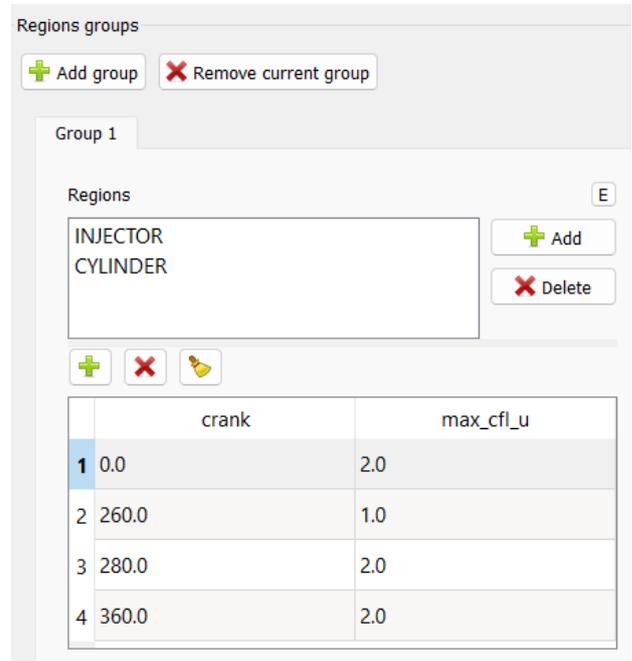
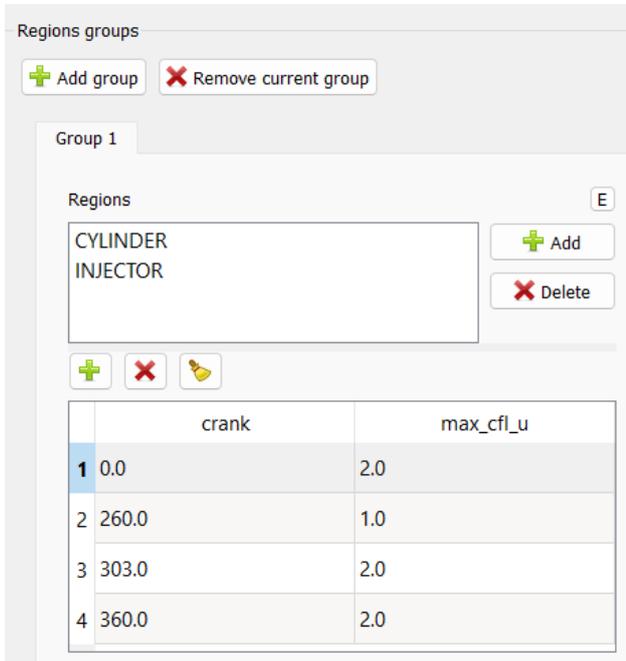


Figura 4.22: Impostazioni per il numero CFL geom. Uniflow

Figura 4.23: Impostazioni per il numero CFL geom. Loop

Vengono inoltre fissati i seguenti valori limite utili a garantire il corretto svolgimento della simulazione.

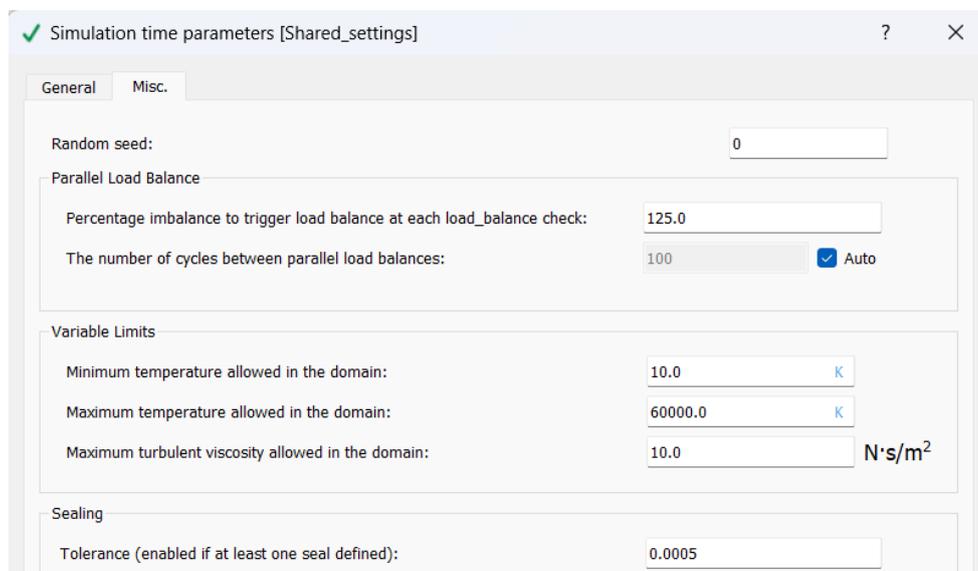


Figura 4.24: Valori limite di alcuni parametri di simulazione

Per la risoluzione delle equazioni di trasporto si utilizza l'algoritmo PISO messo a disposizione da CONVERGE. L'algoritmo rientra nella categoria dei metodi di risoluzione impliciti ed è caratterizzato da un'iterazione sulla risoluzione delle equazioni di quantità di moto e pressione. Queste vengono

risolte per il calcolo del campo di velocità che viene in seguito utilizzato nelle equazioni di trasporto. Il software calcola quindi un errore per ogni iterazione fino ad ottenere un valore al di sotto della tolleranza impostata.

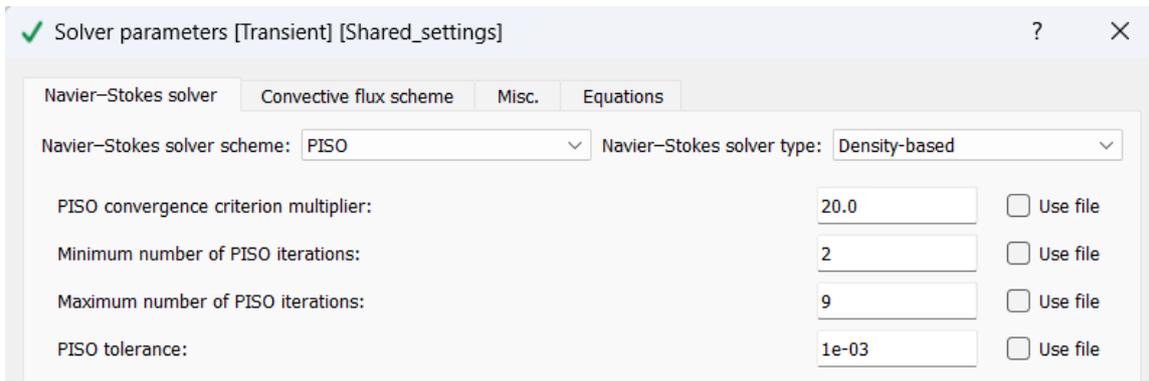


Figura 4.25: Algoritmo di risoluzione delle equazioni di trasporto

Per la modellizzazione della turbolenza si utilizza invece il metodo RANS con modello RNG k-ε descritto nel capitolo 3.2.3. I parametri impostati sono riportati in Figura 4.26.

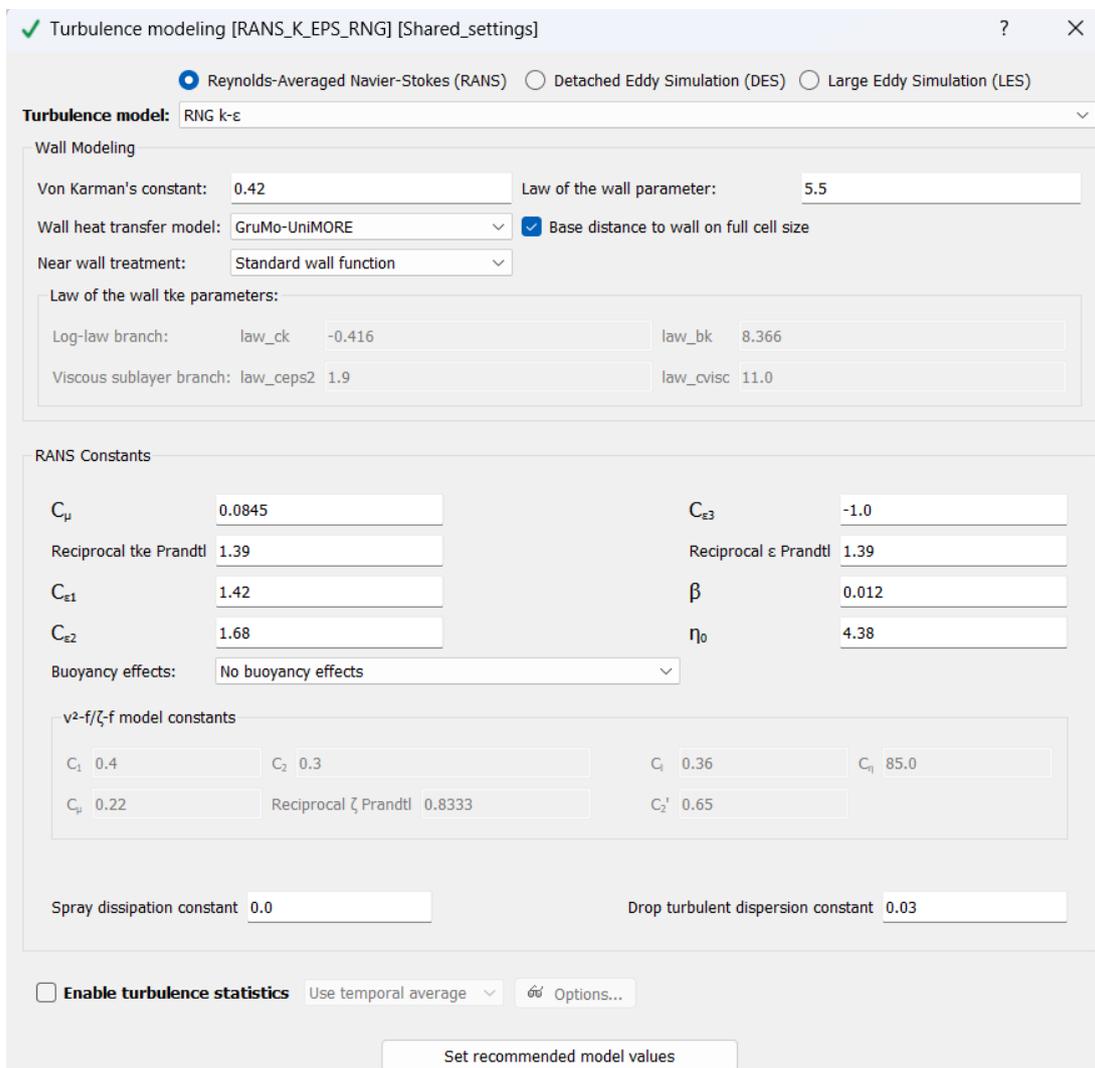


Figura 4.26: Modello di turbolenza

4.3.1.1 Condizioni iniziali e condizioni al bordo

L'inizializzazione delle condizioni in camera precedenti l'iniezione viene effettuata fornendo al software un map-file generato come output dalle simulazioni di lavaggio effettuate negli studi precedenti.

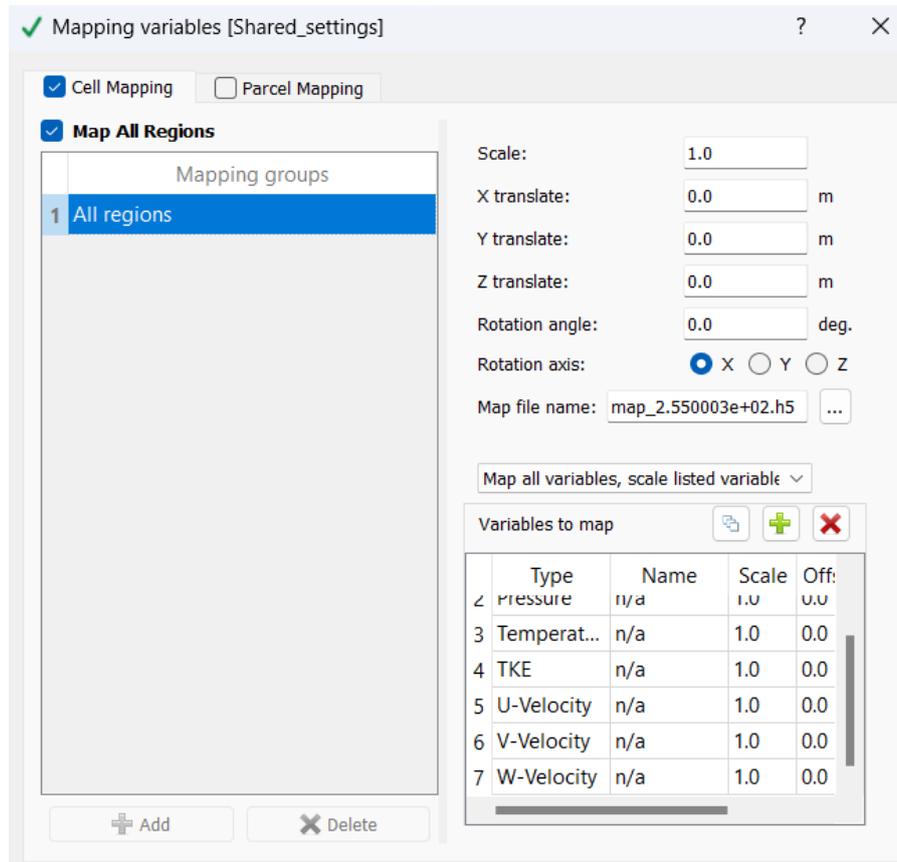


Figura 4.27: Inizializzazione delle proprietà del sistema tramite l'utilizzo di un map-file

Per la definizione delle condizioni al bordo è invece necessario anzitutto assegnare ogni superficie del modello ad una specifica boundary (Tabella 4.12) in modo da definirne le caratteristiche: ogni boundary è infatti caratterizzata da determinate proprietà che ne definiscono la tipologia (sezione di input/output, parete fissa o mobile, piano di simmetria...) e il tipo di condizione al bordo (gradienti o valori di temperatura, pressione, velocità e/o portata).

Per le boundary relative alle teste dei pistoni viene assegnato l'andamento della posizione in funzione dell'angolo di manovella (Figura 4.32 e Figura 4.33) tramite input-file ottenuto da un modello monodimensionale GT-power con un algoritmo di ottimizzazione del lavaggio. Per quanto riguarda l'iniettore invece, si assegnano la portata, la pressione e la temperatura di iniezione ottenute dai calcoli riportati nei capitoli 4.2.1 e 4.2.2; anche in questo caso viene utilizzato un file di input per specificare l'andamento della portata in funzione dell'angolo di manovella (Figura 4.34). In aggiunta a quest'ultimo file, risulta necessario specificare gli eventi di apertura e chiusura dell'iniettore nella sezione Events (Figura 4.35).

Si riportano di seguito alcune tabelle ed immagini per illustrare il processo di assegnazione delle boundaries e delle relative proprietà.

Motore Opposed Pistons (Geom. Uniflow)

GEOMETRIA UNIFLOW	
Boundary	Colore
Camicia del cilindro	Blue
Collettore di aspirazione	Cyan
Condotti di aspirazione	Light Purple
Sezione di aspirazione	Orange
Pareti cond. asp. princip.	Light Blue
Collettore di scarico	Green
Condotti di scarico	Red
Sezione di scarico	Olive Green
Pareti cond. scarico princip.	Light Purple
Testa pistone lato asp.	Yellow
Base pistone lato asp.	Cyan
Camicia pistone lato asp.	Grey
Testa pistone lato scarico	Bright Green
Base pistone lato scarico	Grey
Camicia pistone lato scarico	Pink
Sezione iniettore	Green
Pareti iniettore	Purple
Candela	Pink

Tabella 4.12: Legenda assegnazione boundaries (Geom. Uniflow)

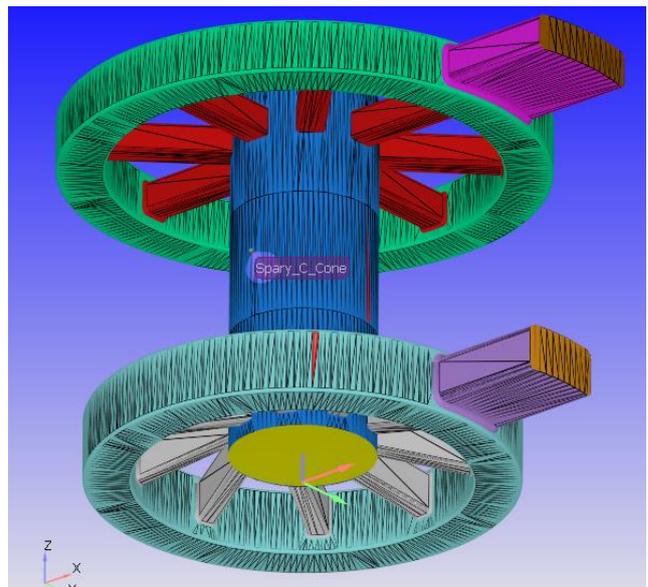
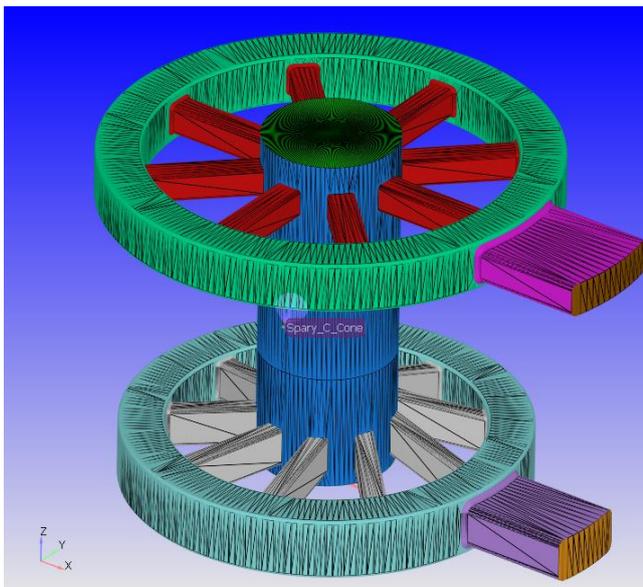


Figura 4.28: Assegnazione boundaries geometria Uniflow

Figura 4.29: Assegnazione boundaries geometria Uniflow

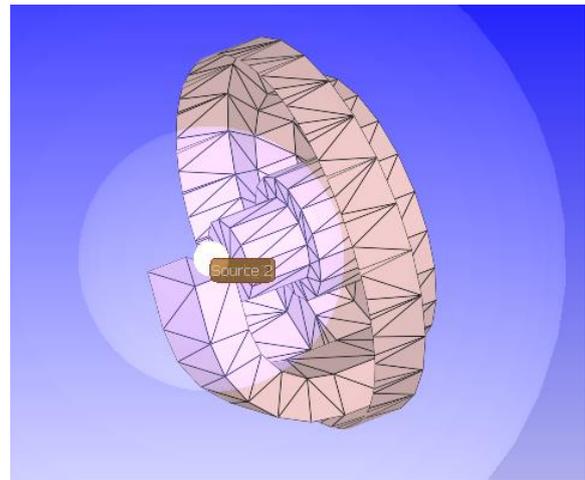
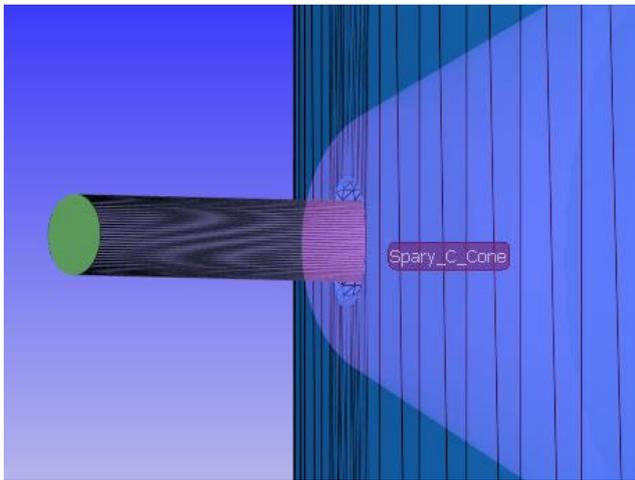


Figura 4.30: Assegnazione boundaries all'iniettore, geometria Uniflow

Figura 4.31: Assegnazione boundary alla candela, geometria Uniflow

GEOMETRIA UNIFLOW		
Boundary	Temperatura (K)	Wall motion type
Camicia del cilindro	400	Stationary
Collettore di aspirazione	368	Stationary
Condotti di aspirazione	368	Stationary
Pareti cond. asp. princip.	368	Stationary
Collettore di scarico	540	Stationary
Condotti di scarico	540	Stationary
Pareti cond. scarico princip.	540	Stationary
Testa pistone lato asp.	550	Translating
Base pistone lato asp.	550	Stationary
Camicia pistone lato asp.	550	Stationary
Testa pistone lato scarico	550	Translating
Base pistone lato scarico	550	Stationary
Camicia pistone lato scarico	550	Stationary
Pareti iniettore	370	Stationary
Candela	550	Stationary
Boundary	Temperatura (K)	Pressione (bar)
Sezione di aspirazione	Specificato tramite file.in	
Sezione di scarico	Specificato tramite file.in	
Sezione iniettore	310	100

Tabella 4.13: Assegnazione delle proprietà delle boundaries (Geom. Uniflow)

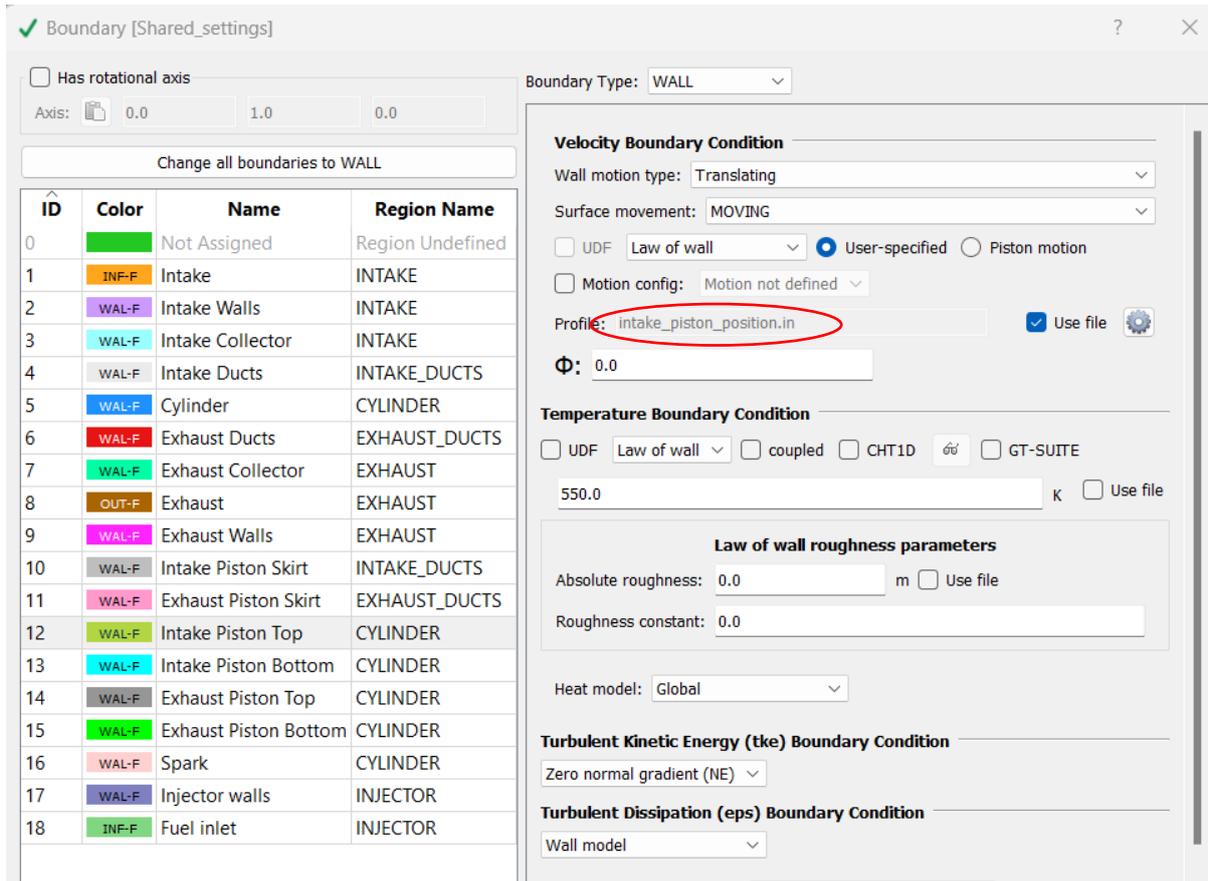


Figura 4.32: Esempio di assegnazione delle proprietà alla boundary "Intake piston top" relativa alla testa del pistone (Geom. Uniflow)

Profile configuration [velocity] ? X

Profile type: Temporal Spatial Tabular

NOTE: This file will specify the displacement of the WALL boundary from its original position.

Type: CYCLIC Period: 360.0

Valve parameters

Option: Direction

Auto Boundary Vector (x, y, z)

Direction (x, y, z): 0.0 0.0 0.0

Minimum lift (m): 0.0

Template type: time | vector u, v, w

	crank	x	y	z
1	-99.92800	0.0	0.0	0.0397298
2	-99.78400	0.0	0.0	0.0398754
3	-99.56800	0.0	0.0	0.0400938
4	-99.42400	0.0	0.0	0.0402394
5	-99.20800	0.0	0.0	0.0404578
6	-99.06400	0.0	0.0	0.0406034
7	-98.84800	0.0	0.0	0.0408229

Note: use a context menu by right-clicking at the table's headers

Current file name: intake_piston_position.in

Figura 4.33: Esempio di assegnazione della legge del moto del pistone (Geom. Uniflow)

Boundary [Shared_settings]

Has rotational axis
Axis: 0.0 1.0 0.0

Change all boundaries to WALL

ID	Color	Name	Region Name
0		Not Assigned	Region Undefined
1	INF-F	Intake	INTAKE
2	WAL-F	Intake Walls	INTAKE
3	WAL-F	Intake Collector	INTAKE
4	WAL-F	Intake Ducts	INTAKE_DUCTS
5	WAL-F	Cylinder	CYLINDER
6	WAL-F	Exhaust Ducts	EXHAUST_DUCTS
7	WAL-F	Exhaust Collector	EXHAUST
8	OUT-F	Exhaust	EXHAUST
9	WAL-F	Exhaust Walls	EXHAUST
10	WAL-F	Intake Piston Skirt	INTAKE_DUCTS
11	WAL-F	Exhaust Piston Skirt	EXHAUST_DUCTS
12	WAL-F	Intake Piston Top	CYLINDER
13	WAL-F	Intake Piston Bottom	CYLINDER
14	WAL-F	Exhaust Piston Top	CYLINDER
15	WAL-F	Exhaust Piston Bottom	CYLINDER
16	WAL-F	Spark	CYLINDER
17	WAL-F	Injector walls	INJECTOR
18	INF-F	Fuel inlet	INJECTOR

Boundary Type: INFLOW

Fluctuating
Intensity: Use file Direction: Normal
Length scale (m): Method: Off

NSCBC σ : 0.25 L (m): -1.0 Auto Supersonic

Pressure Boundary Condition
 Use gravity at pressure boundary
Reference center: 0.0 0.0 0.0

UDF Specified Value (DI) Total pressure
10000000.0 Pa Use file

Velocity Boundary Condition
 UDF Mass flow Depends on pressure and supersonic
H2_massflow.in Use file

Temperature Boundary Condition
 UDF Specified Value (DI)
310.0 K Use file

Species Boundary Condition
 UDF Specified Value (DI) +Air Pull from its region Use file

Species Name	Mass Fraction	Sum =
H2	1	1.00000

Copy Edit Regions Set Valve Lift

Sort boundaries by region for export

Figura 4.34: Assegnazione delle condizioni di iniezione (Geom. Uniflow)

Events [Shared_settings]

CYCLIC SEQUENTIAL PERMANENT NO DISCONNECTED TRIANGLES FSI Events Disconnect concentric UDF

Period: 360.0 deg Clear all

	Start, deg	Event by	Region A	Region B	Boundary	Event	Contact resistance
1	260	Regions	CYLINDER	INJECTOR	N/A	OPEN	0
2	301.8528	Regions	CYLINDER	INJECTOR	N/A	CLOSE	0

Figura 4.35: Assegnazione degli eventi di apertura e chiusura dell'iniettore

Motore Boxer (Geom. Loop)

GEOMETRIA LOOP	
Boundary	Colore
Camicia del cilindro	Orange
Collettore di aspirazione	Pink
Condotti di aspirazione	Brown
Sezione di aspirazione	Red
Condotti di scarico	Blue
Sezione di scarico	Green
Testa cilindro	Cyan
Testa pistone	Magenta
Base pistone	Cyan
Camicia pistone	Light Purple
Sezione iniettore	Yellow
Pareti iniettore	Pink
Candela	Grey

Tabella 4.14: Legenda assegnazione boundaries (Geom. Loop)

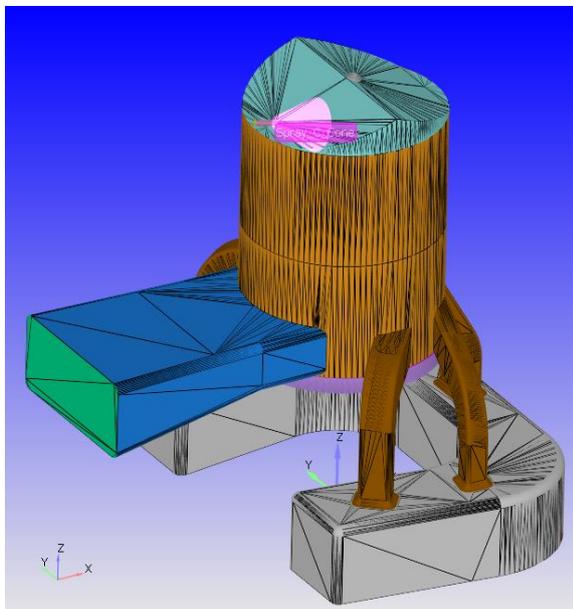


Figura 4.36: Assegnazione boundaries geometria Loop

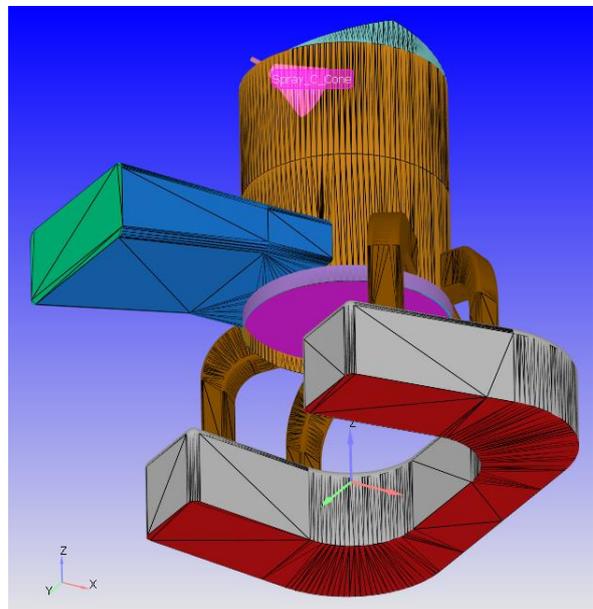


Figura 4.37: Assegnazione boundaries geometria Loop

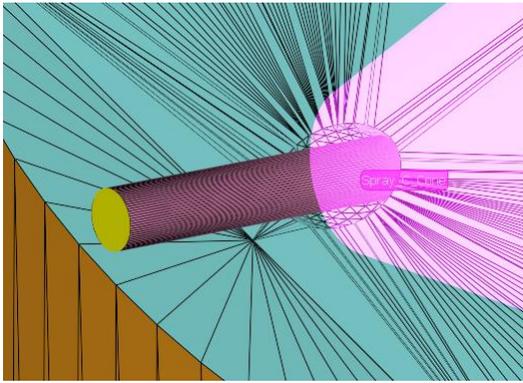


Figura 4.38: Assegnazione boundaries all'iniettore, geometria Loop

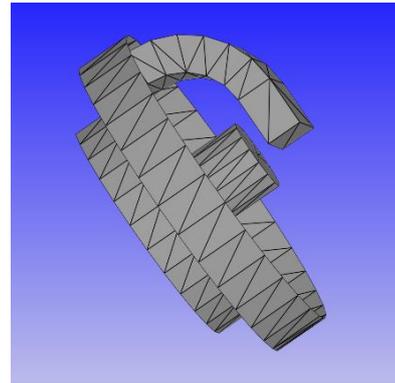


Figura 4.39: Assegnazione boundary alla candela, geometria Loop

GEOMETRIA LOOP		
Boundary	Temperatura (K)	Wall motion type
Camicia del cilindro	400	Stationary
Collettore di aspirazione	368	Stationary
Condotti di aspirazione	368	Stationary
Condotti di scarico	540	Stationary
Testa cilindro	550	Stationary
Testa pistone	550	Translating
Base pistone	550	Stationary
Camicia pistone	550	Stationary
Pareti iniettore	370	Stationary
Candela	550	Stationary
Boundary	Temperatura (K)	Pressione (bar)
Sezione di aspirazione	Specificato tramite file.in	
Sezione di scarico	Specificato tramite file.in	
Sezione iniettore	310	100

Tabella 4.15: Assegnazione delle proprietà delle boundaries (Geom. Loop)

4.3.2 Mesh

L'assegnazione di un'adeguata mesh è di fondamentale importanza per l'ottenimento di risultati attendibili indipendenti dalle sue dimensioni: occorre infatti che la dimensione della singola cella sia di molto inferiore alla scala del problema in modo da poter tracciare in modo appropriato le proprietà del fluido e del suo campo di moto. L'utilizzo di una mesh più raffinata è però in contrasto con la necessità di rendere i tempi di simulazione accettabili e poter così effettuare lo studio di un maggior numero di configurazioni nello stesso arco di tempo. Per poter soddisfare tale requisito si è deciso di utilizzare una griglia base delle dimensioni di 4 mm per lato (griglia cubica) e di utilizzare degli infittimenti locali (*embedding*) nelle zone più critiche. Le dimensioni della mesh nelle aree in cui sono presenti degli embedding vengono determinate dal programma come segue (Convergent Science, 2024).

$$dim_{mesh} = \frac{griglia\ base}{2^{liv.embedding}}$$

I principali raffinamenti utilizzati durante le simulazioni della fase di iniezione sono quelli alle pareti della camera, all'interno dell'iniettore e davanti a quest'ultimo per poter "catturare" in modo adeguato il tratto del getto di idrogeno a ridosso del suo ingresso in camera (*Figura 4.41*). Come mostrato da (Baratta & Rapetto, 2014) infatti, le dimensioni della mesh e la corretta simulazione dei primi dischi di mach a ridosso dell'iniettore influiscono enormemente sulla penetrazione del getto di combustibile calcolata tramite simulazione. Una mesh più grossolana causa una sovrastima della penetrazione del getto ed una sottostima della diffusività del carburante falsando i risultati soprattutto nel caso di specie ad alta diffusività come l'idrogeno. Si è di conseguenza deciso di inserire davanti all'iniettore una zona conica di infittimento della griglia come mostrato in *Figura 4.40*. Per poter tracciare in modo adeguato i vortici di turbolenza e la miscelazione aria-combustibile sono stati inoltre impostati degli *Adaptive Mesh Refinement* (AMR) all'interno del cilindro che permettono di incrementare il livello di raffinatezza della griglia a fronte di una fluttuazione nel campo di velocità del fluido (AMR basato sulla velocità). Un esempio di AMR all'opera a seguito dell'iniezione è mostrato in *Figura 4.42*.

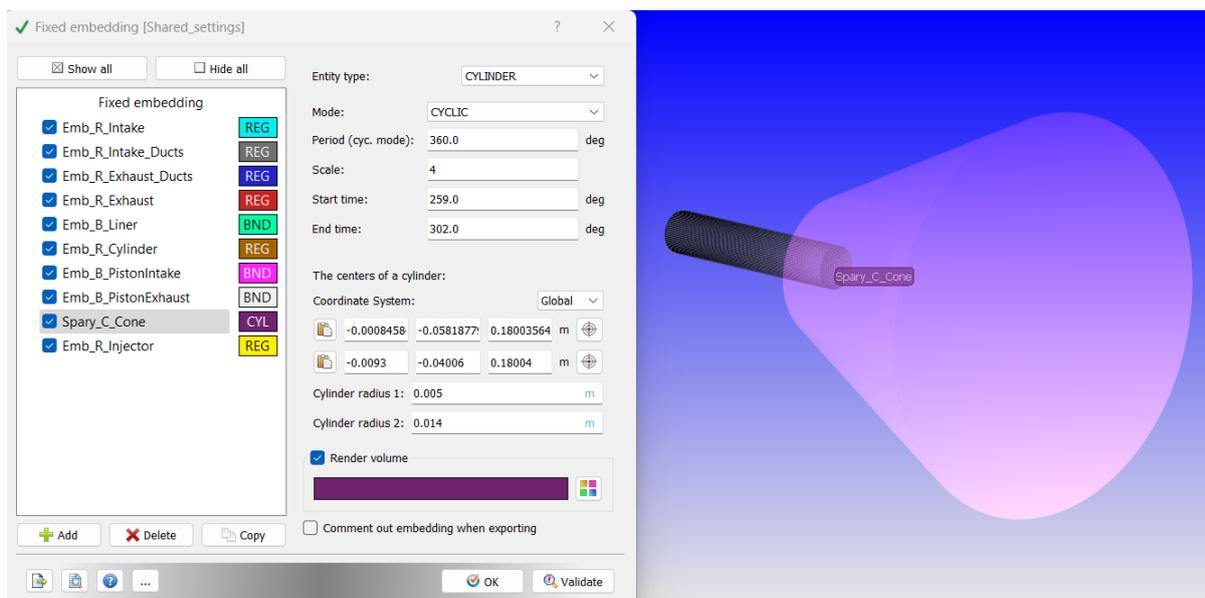


Figura 4.40: Fixed embedding per l'iniezione (Geom. Uniflow)

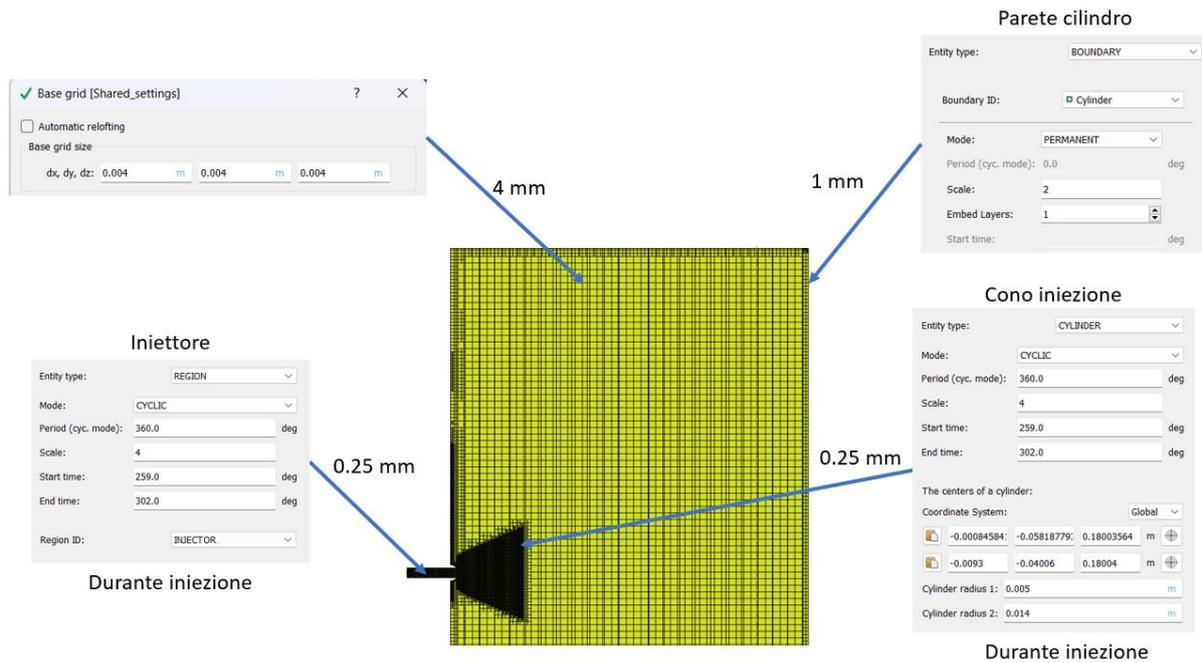


Figura 4.41: Fixed embedding utilizzati



Figura 4.42: Esempio di AMR all'opera a seguito di iniezione (Geom. Uniflow)

4.3.3 Set-up simulazioni di combustione

A seguito dell'analisi della fase di iniezione si è proseguito con la simulazione della combustione per entrambe le geometrie. Come è logico dedurre, gran parte dei parametri utilizzati per la preparazione dei calcoli è analogo a quella usata per l'iniezione; si è impostato l'inizio della combustione ad un crank angle di -15 degCA , attimo a cui viene fatto coincidere lo scoccare della scintilla della candela (le simulazioni vengono fatte partire qualche decina di gradi prima, rispettivamente a -55 degCA per la geometria uniflow e -30 degCA per la geometria loop), e si analizza l'evoluzione delle condizioni in camera fino alle prime fasi dell'espansione (80 degCA per entrambe le geometrie). Per migliorare l'accuratezza dei calcoli si diminuisce il valore massimo del numero CFL nella regione del cilindro prima che si verifichi il rilascio della scintilla (Figura 4.43) e si attiva il modello di combustione che si intende utilizzare (Figura 4.45); nello specifico si è deciso di utilizzare il modello cinetico SAGE con meccanismo di reazione GRI-Mech (Figura 4.44). La scelta è stata fatta principalmente sulla base del poco tempo a disposizione per effettuare le simulazioni: il SAGE infatti non

richiede il settaggio di parametri di calibrazione rendendo la fase di set-up estremamente rapida rispetto agli altri modelli (che verranno esplorati in successivi studi). Per quanto riguarda la simulazione della scintilla, si aggiungono due sorgenti sferiche di energia in corrispondenza della candela, entrambe di intensità 0.02 J e raggio 0.4 mm , la prima da -15 degCA a -14 degCA e la seconda da -15 degCA a -5 degCA , in modo da ottenere la legge di rilascio dell'energia riportata in *Figura 4.46* tipica dei motori ad accensione comandata. Si aggiungono inoltre due zone di raffinamento della mesh in corrispondenza della candela (*Figura 4.48*) ed un AMR in funzione della temperatura su tutto il volume del cilindro (*Figura 4.47*)

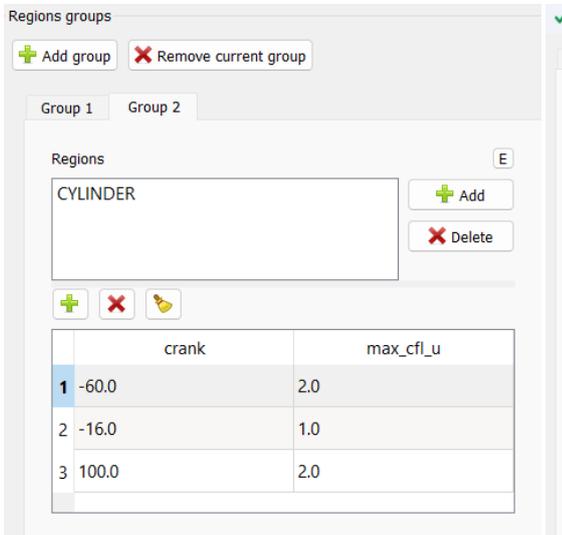


Figura 4.43: Impostazione del valore massimo di numero CFL per la simulazione della combustione

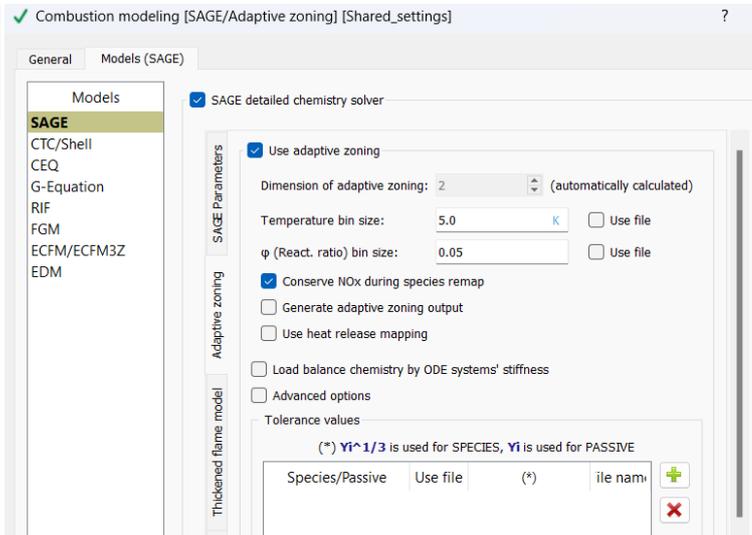


Figura 4.44: Scelta del modello di combustione

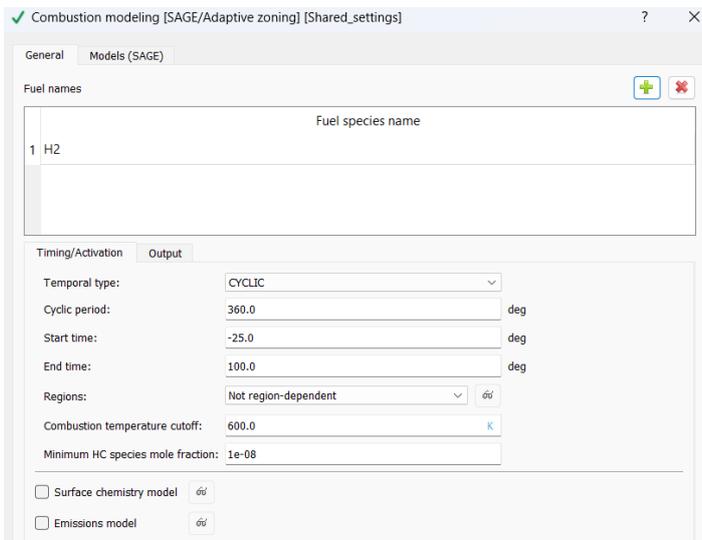


Figura 4.45: Impostazioni del modello di combustione

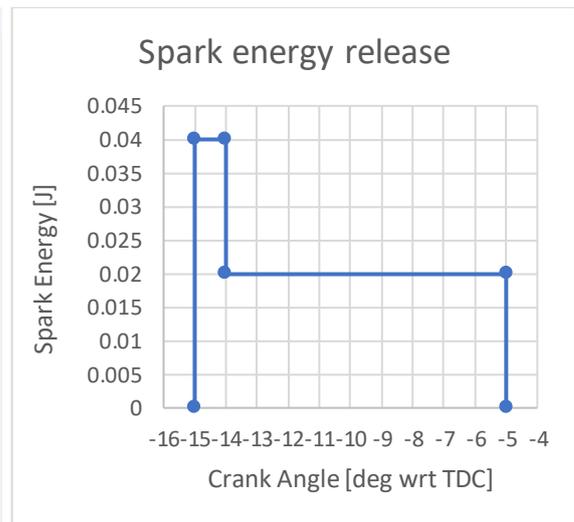


Figura 4.46: Legge di rilascio dell'energia della scintilla (entrambe le geometrie)

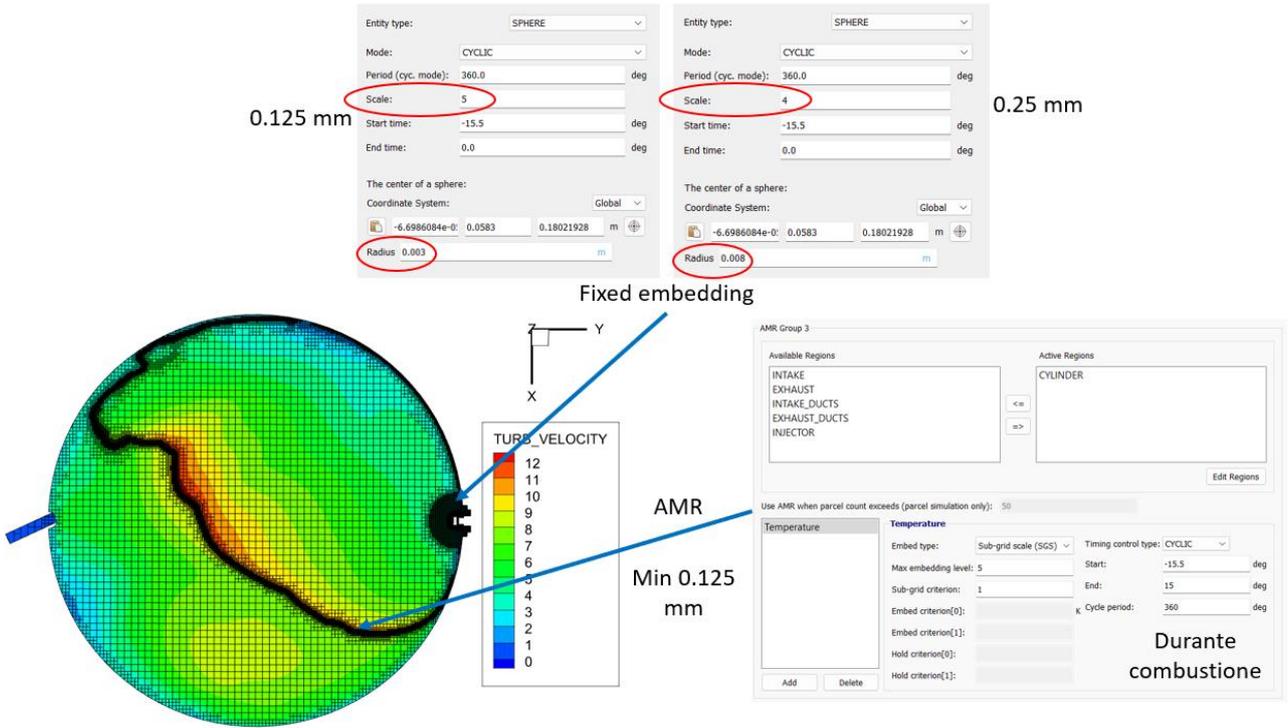


Figura 4.47: Fixed embedding e AMR utilizzati in fase di combustione (esempio Geom. Uniflow)

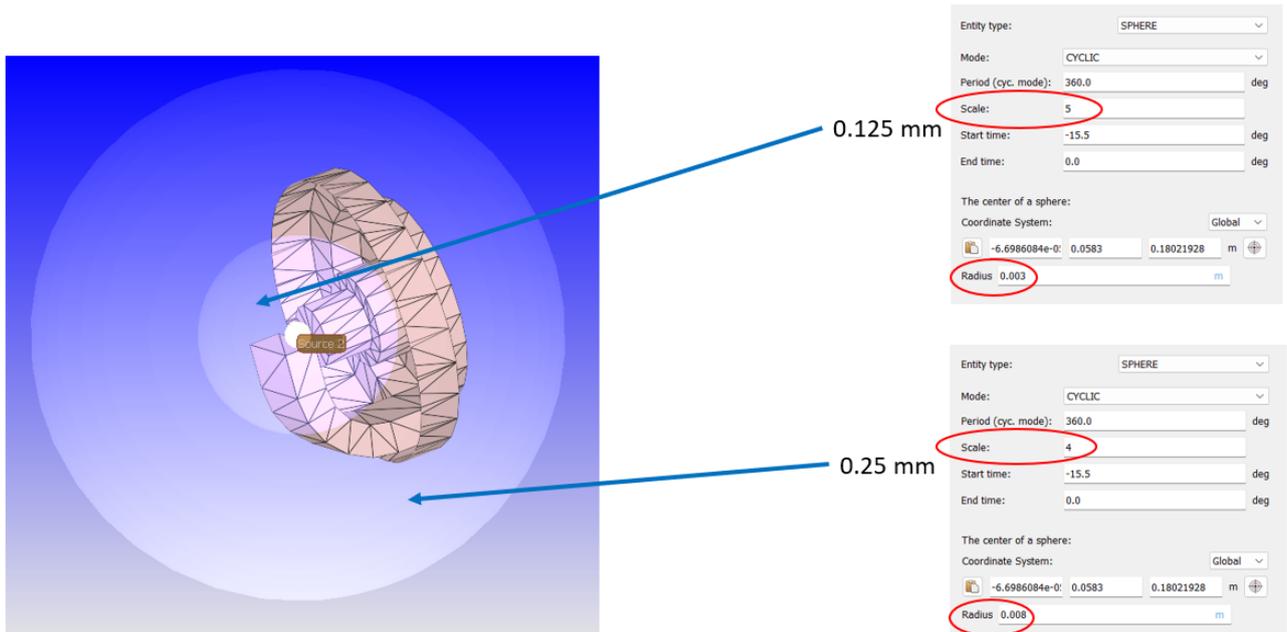


Figura 4.48: Fixed embedding sulla candela

4.4 Simulazioni effettuate

Come anticipato nel capitolo 2, le analisi effettuate durante questo lavoro di tesi hanno come obiettivo lo studio e l'ottimizzazione della fase di miscelazione del combustibile tramite la variazione dell'orientamento dell'iniettore. A partire dai risultati delle simulazioni sul lavaggio sono state quindi effettuate quelle relative all'iniezione. La filosofia seguita nel decidere quale fosse il miglior orientamento dell'iniettore è la seguente: data la presenza in camera, nei primi istanti della compressione, di un moto d'insieme della carica (swirl nel motore uniflow e tumble nel motore loop), si è deciso di dirigere il getto di idrogeno proveniente dall'iniettore contro questo moto in modo tale da "smontare" quest'ultimo ed aumentare la miscelazione. In particolare nel motore in configurazione uniflow si ha posizionato l'iniettore con un orientamento leggermente tangenziale, angolandolo in modo opposto alla direzione dello swirl (per semplicità di esposizione, da ora in avanti, quest'angolo verrà riportato come "angolo di swirl"); durante i primi due tentativi inoltre, si è deciso di dotare l'iniettore di un certo angolo rispetto all'orizzontale (che verrà riportato come "angolo di tumble"), nel tentativo di generare un vortice simil-tumble che decadesse in turbolenze su piccola scala alla fine della compressione. Come verrà mostrato nel capitolo ([analisi risultati geom. 1 e 2 uniflow](#)), si è infine deciso di optare per una configurazione a iniettore orizzontale procedendo con il variare solamente l'angolo di swirl. Per quanto riguarda invece la configurazione di motore loop, la scelta è stata quella di mantenere la specularità del getto iniettando lungo il piano di simmetria del motore e variando solamente l'angolo dell'iniettore rispetto all'orizzontale.

Si riporta qui sotto una tabella delle varie simulazioni effettuate con le relative caratteristiche che le contraddistinguono.

Configurazione motore	<i>UNIFLOW</i>	
Geometria	Angolo di swirl	Angolo di tumble
Geom.1	25°	-10°
Geom.2	25°	10°
Geom.3	25°	0°
Geom.4	45°	0°
Configurazione motore	<i>LOOP</i>	
Geometria	Angolo rispetto all'orizzontale	
Geom.1	-30°	
Geom.2	-15°	

Tabella 4.16: Riassunto simulazioni effettuate per l'iniezione

4.4.1 Motore Opposed Piston (Config. Uniflow)

Geometria 1 (Angolo di swirl 25° - Angolo di tumble -10°)

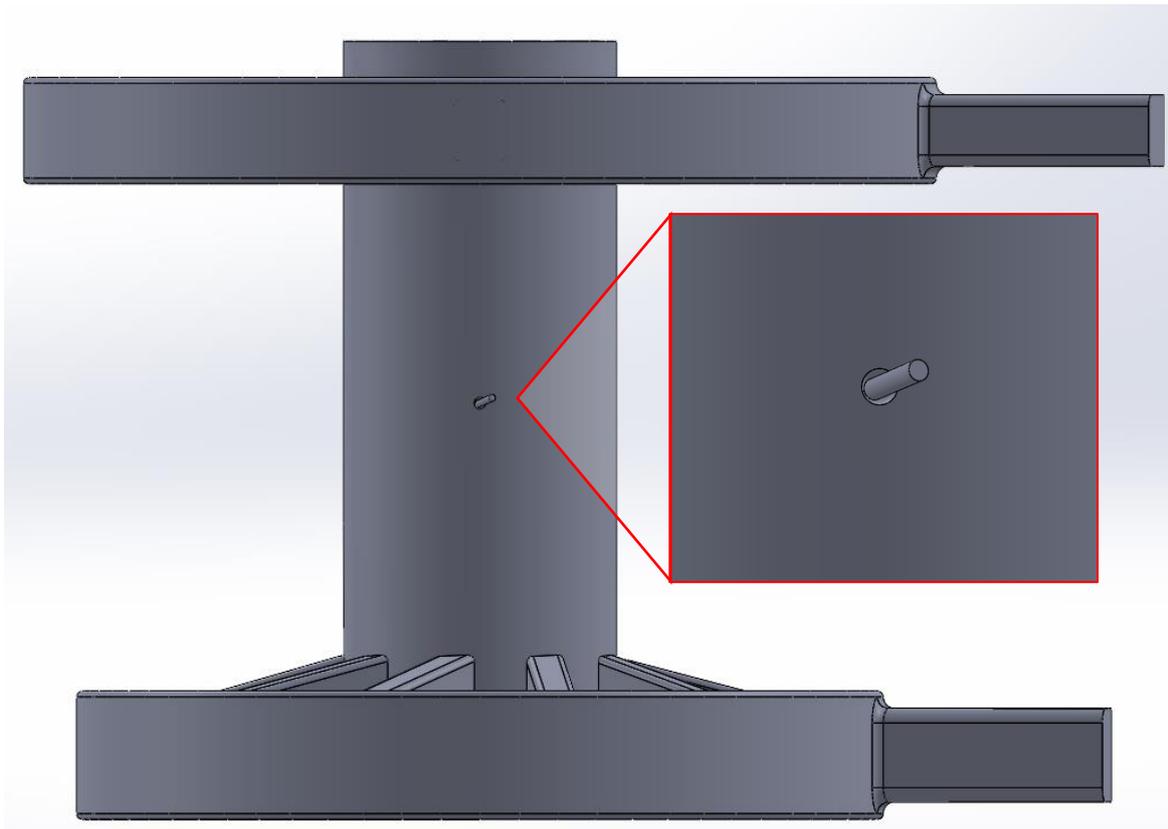


Figura 4.49: Orientamento iniettore (Config. Uniflow, Geom.1)

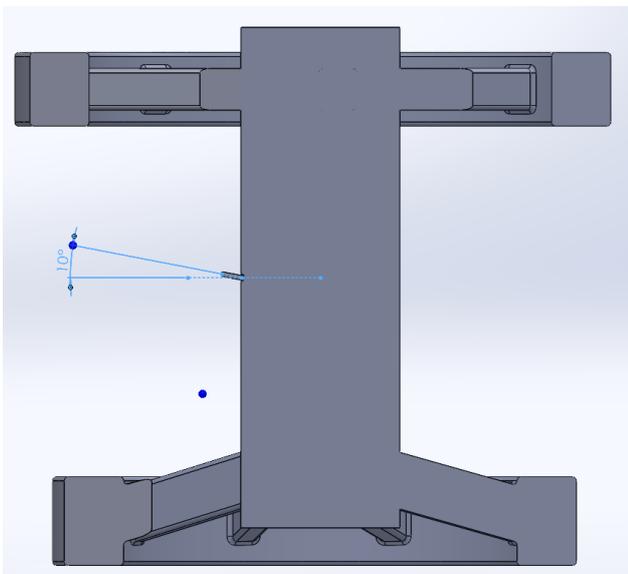


Figura 4.50: Orientamento iniettore, vista laterale (Config. Uniflow, Geom.1)

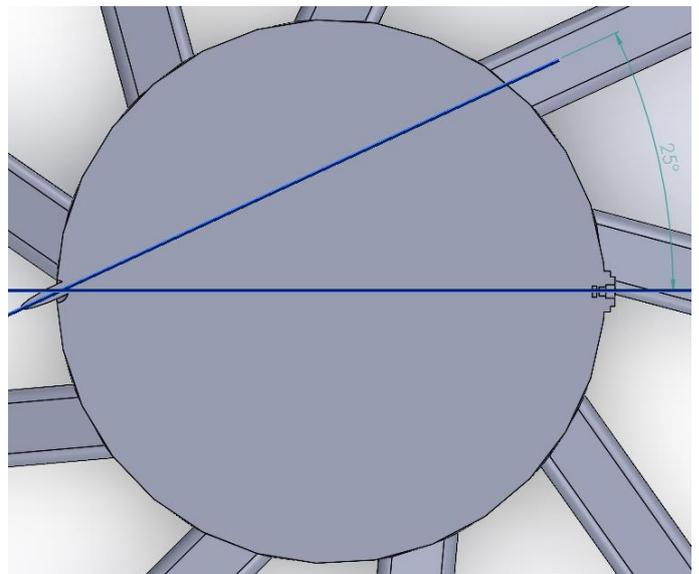


Figura 4.51: Orientamento iniettore, vista in pianta (Config. Uniflow, Geom.1)

Geometria 2 (Angolo di swirl 25° - Angolo di tumble +10°)

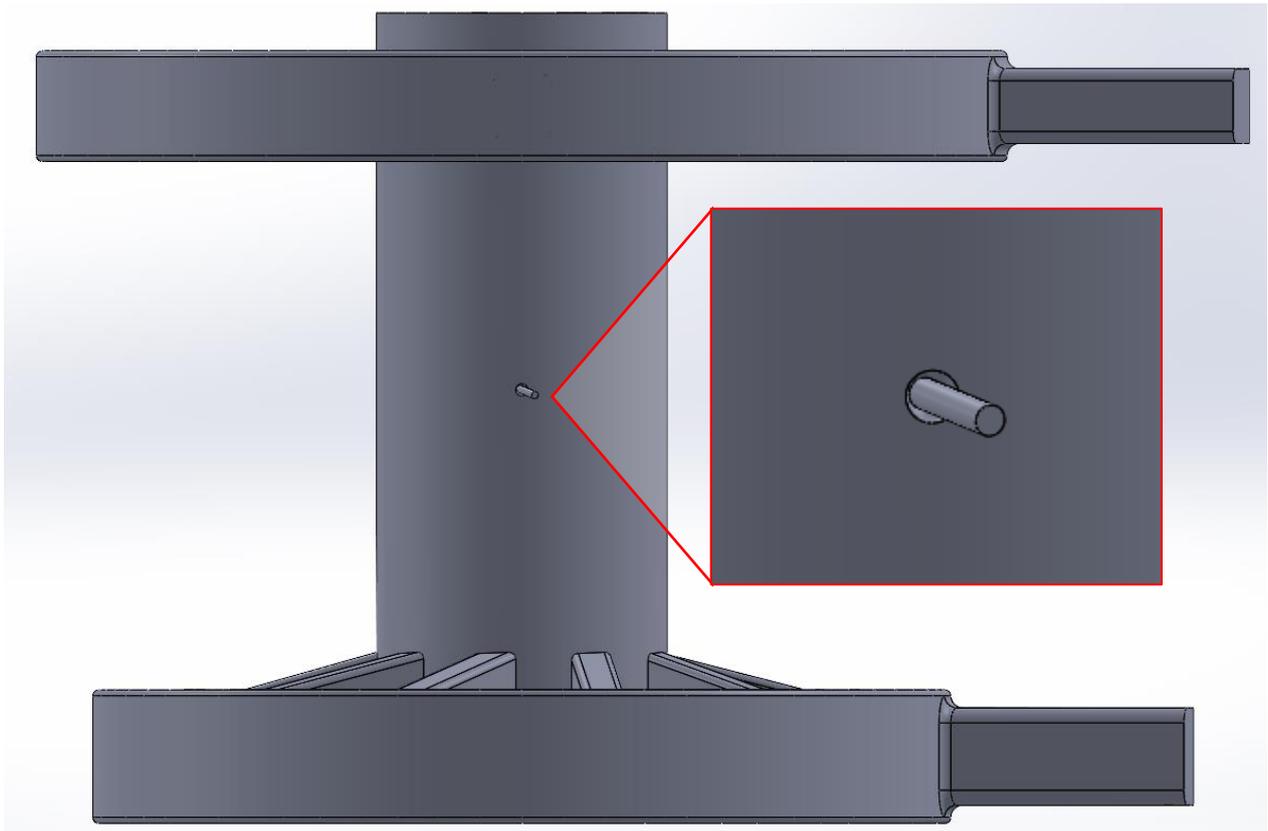


Figura 4.52: Orientamento iniettore (Config. Uniflow, Geom.2)

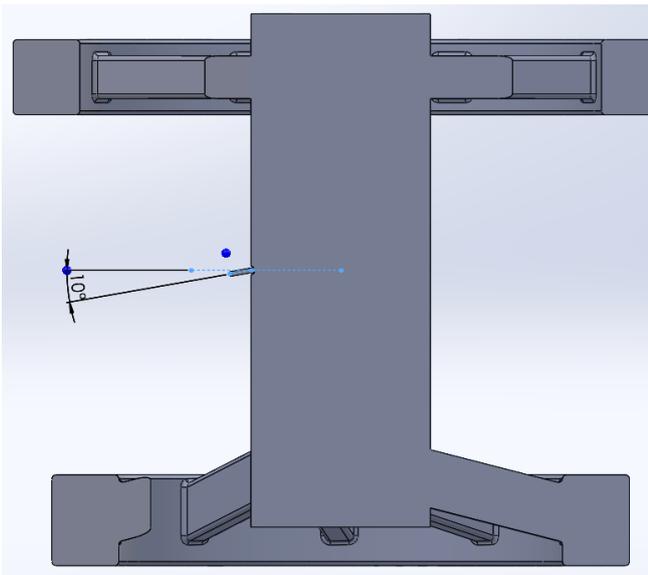


Figura 4.53: Orientamento iniettore, vista laterale (Config. Uniflow, Geom.2)

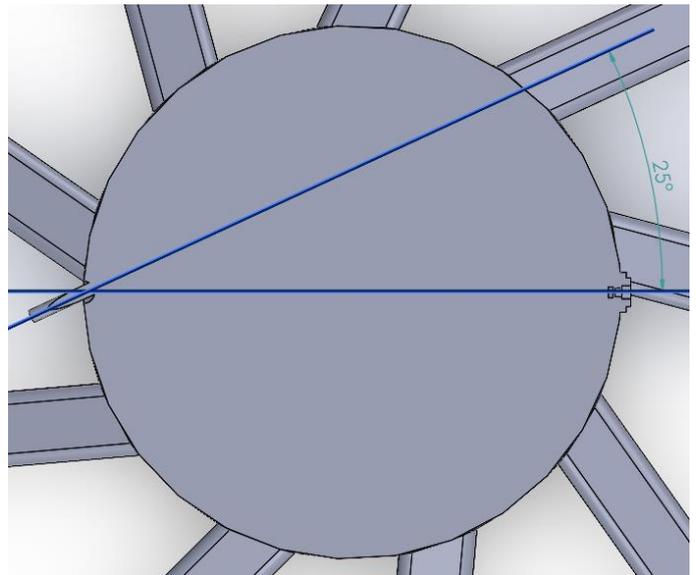


Figura 4.54: Orientamento iniettore, vista in pianta (Config. Uniflow, Geom.2)

Geometria 3 (Angolo di swirl 25° - Angolo di tumble 0°)

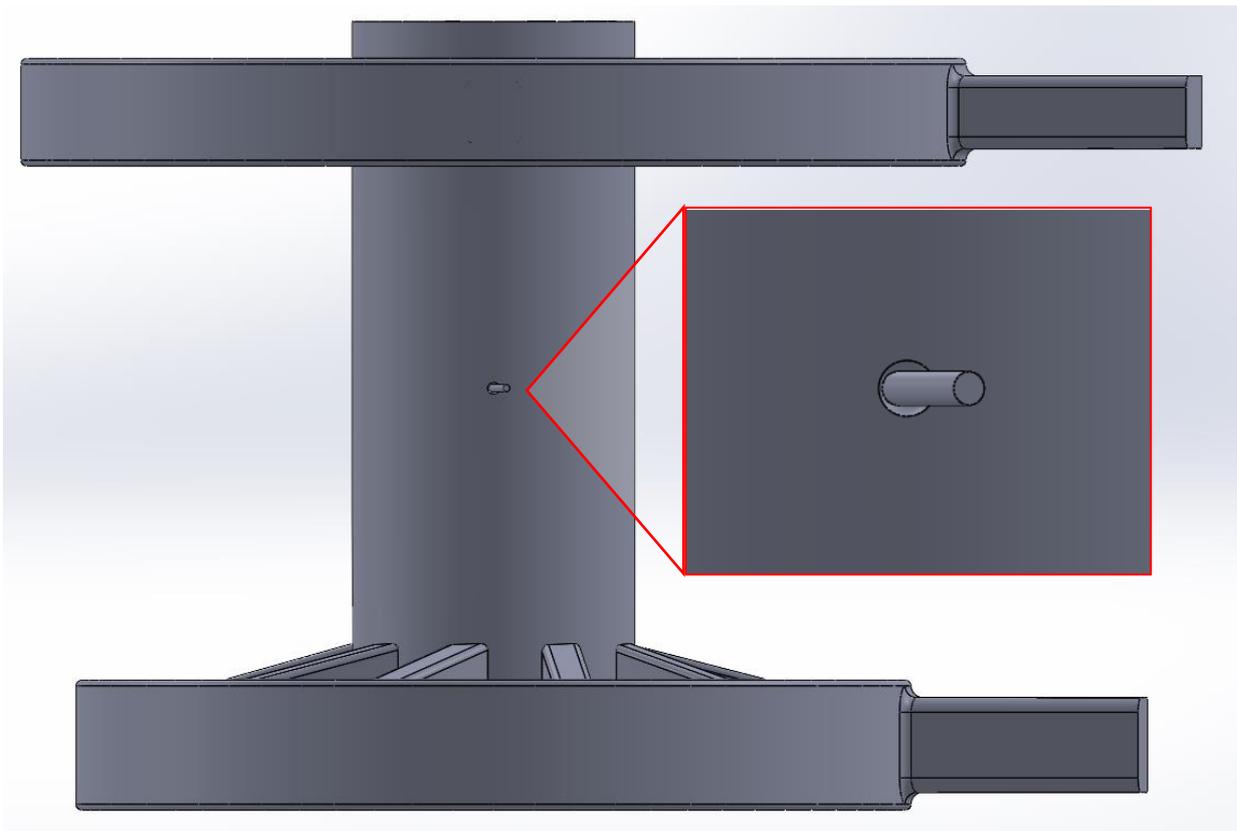


Figura 4.55: Orientamento iniettore (Config. Uniflow, Geom.3)

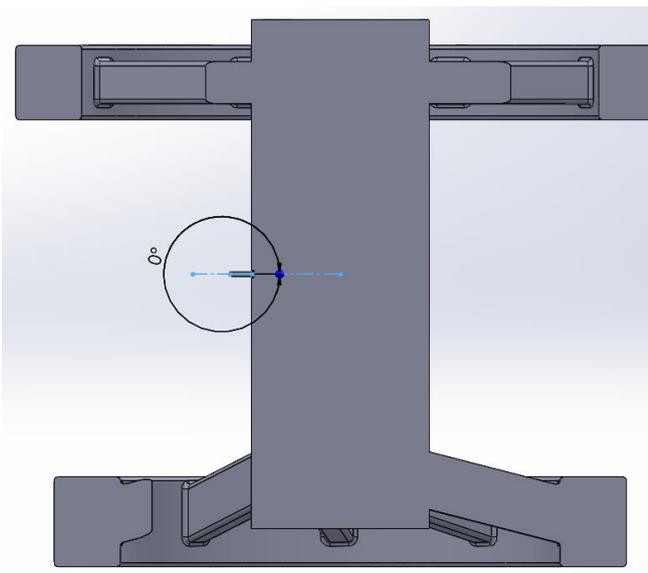


Figura 4.56: Orientamento iniettore, vista laterale (Config. Uniflow, Geom.3)

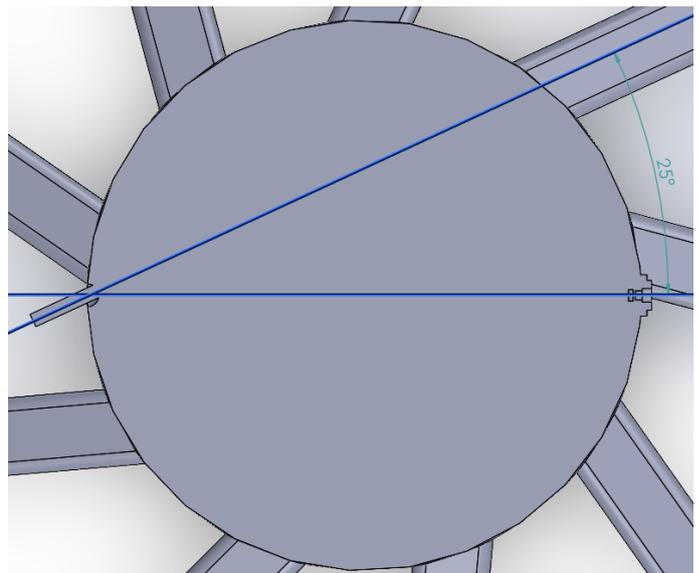


Figura 4.57: Orientamento iniettore, vista in pianta (Config. Uniflow, Geom.3)

Geometria 4 (Angolo di swirl 45° - Angolo di tumble 0°)

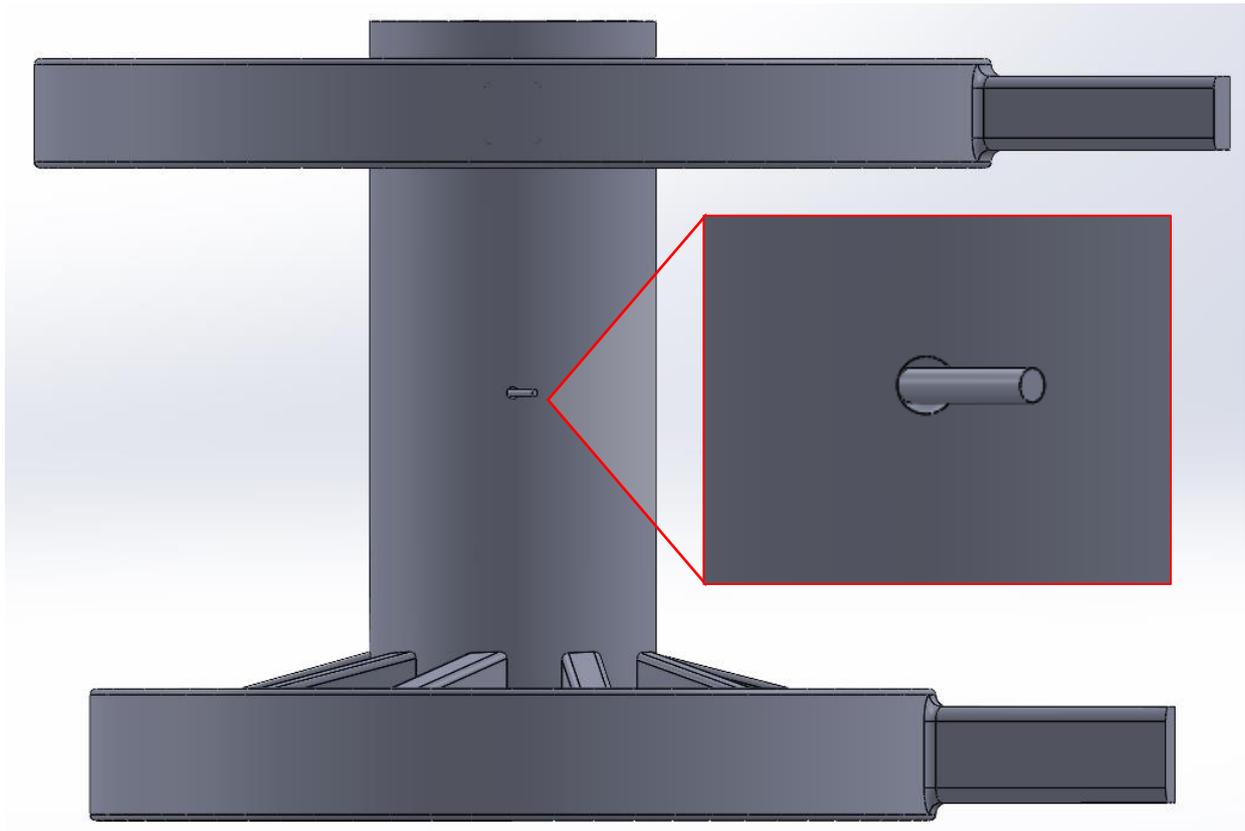


Figura 4.58: Orientamento iniettore (Config. Uniflow, Geom.4)

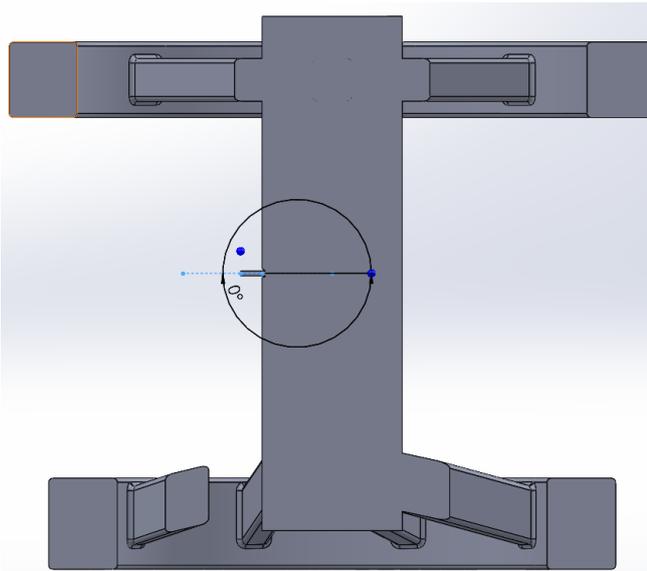


Figura 4.59: Orientamento iniettore, vista laterale (Config. Uniflow, Geom.4)

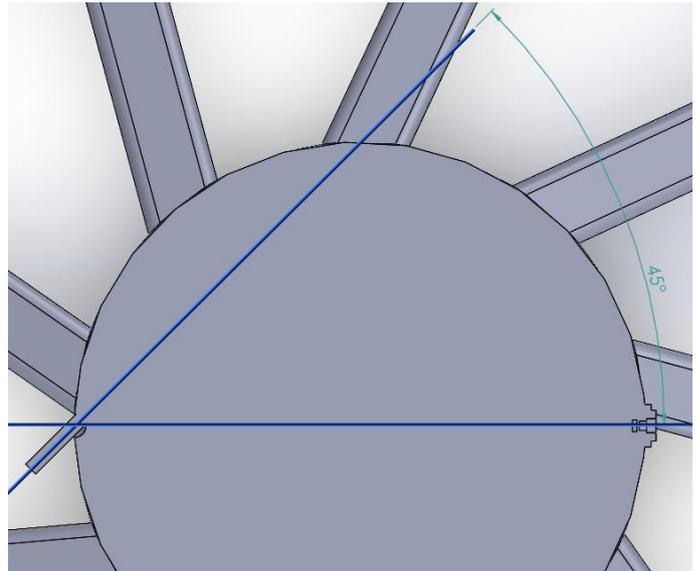


Figura 4.60: Orientamento iniettore, vista in pianta (Config. Uniflow, Geom.4)

4.4.2 Motore Boxer (Config. Loop)

Geometria 1 (Angolo rispetto all'orizzontale -30°)

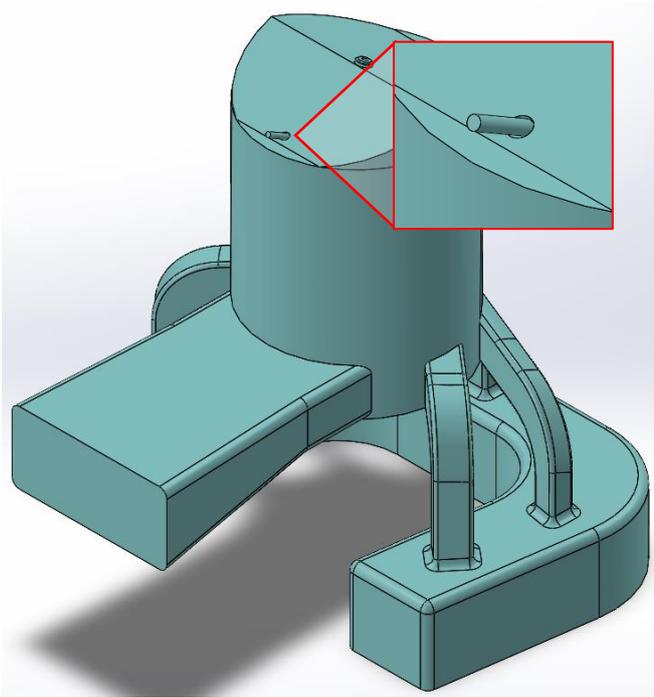


Figura 4.61: Orientamento iniettore (Config. Loop, Geom.1)

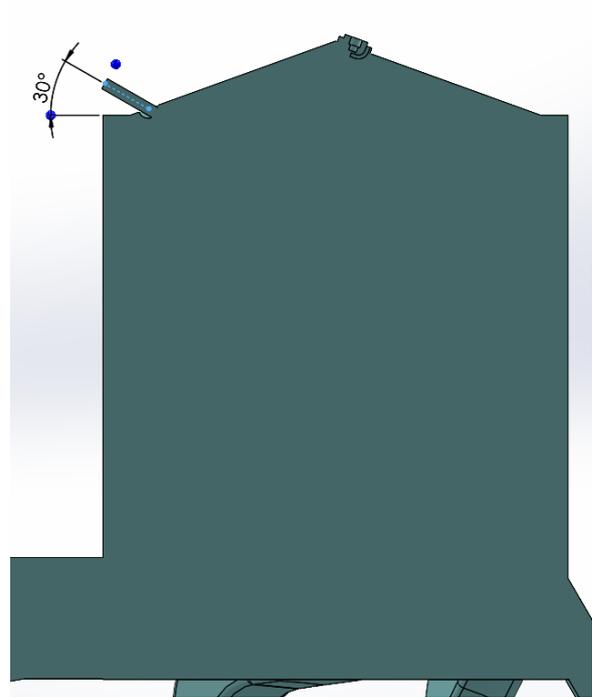


Figura 4.62: Orientamento iniettore, vista laterale (Config. Loop, Geom.1)

Geometria 2 (Angolo rispetto all'orizzontale -15°)

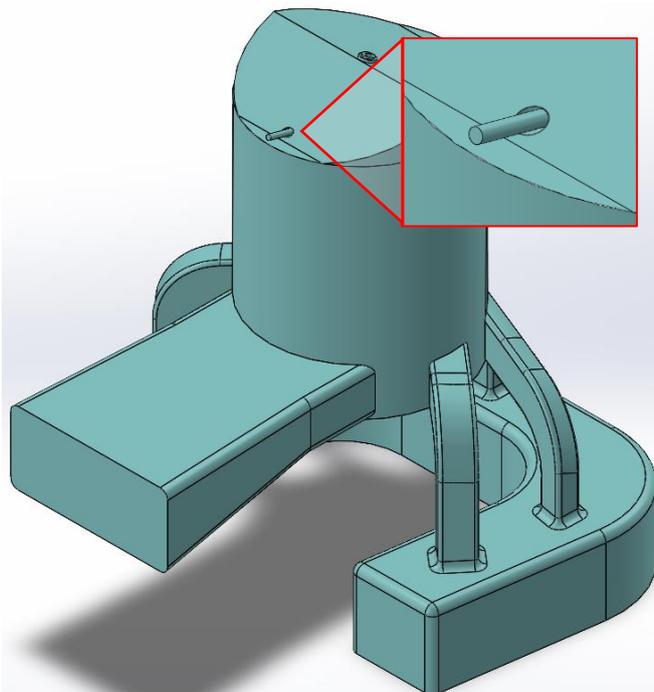


Figura 4.63: Orientamento iniettore (Config. Loop, Geom.2)

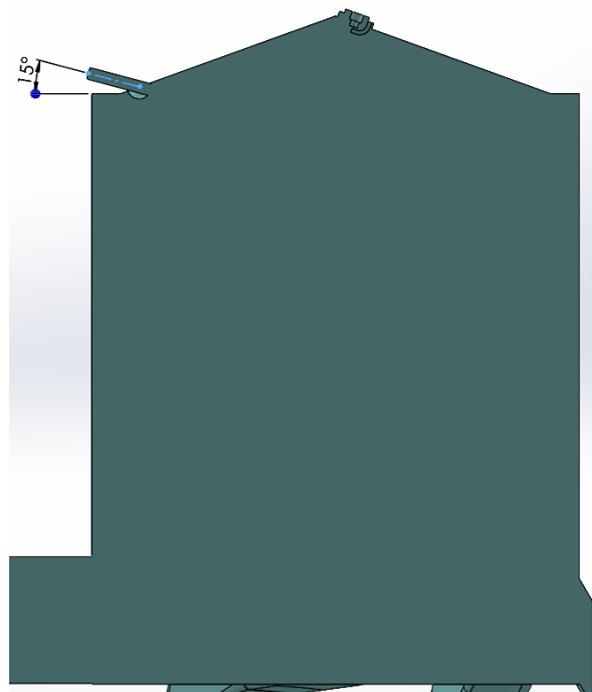


Figura 4.64: Orientamento iniettore, vista laterale (Config. Loop, Geom.2)

5 Analisi dei risultati

Si ripor

6 Riferimenti

- Acciona. (2022, Giugno). Tratto da acciona.com: <https://www.acciona.com.au/updates/stories/what-are-the-colours-of-hydrogen-and-what-do-they-mean/>
- Baratta, M., & Rapetto, N. (2014). Fluid-dynamic and numerical aspects in the simulation of direct CNG injection in spark-ignition engines. *Computers & Fluids*, 215-233. doi:10.1016/j.compfluid.2014.07.028
- Çengel, Y. A. (2009). *Termodinamica e trasmissione del calore* (III ed.). (E. Cirillo, A cura di) Milano: McGraw-Hill.
- Convergent Science. (2024, Agosto 14). CONVERGE 4 Manual.
- Duronio, F., Villante, C., & De Vita, A. (2023, Settembre). Under-Expanded Jets in Advanced Propulsion Systems - A Review of Latest Theoretical and Experimental Research Activities. *Energies*, 16, 6471. doi:10.3390/en16186471
- Ferrari, A. (2021). *Fondamenti di termofluidodinamica per le macchine* (Vol. I). Novara: De Agostini Scuola.
- Heywood, J. B. (2019). *Internal Combustion Engine Fundamentals* (II ed.). New York, N.Y: McGraw-Hill Education.
- Poinsot, T., & Veynante, D. (2005). *Theoretical and numerical combustion* (II ed.). USA: Edwards. doi:10.1016/j.combustflame.2005.11.002
- Samsam-Khayani, H., Chen, B., Kim, M., & Kim, K. (2022, Novembre). Visualization of supersonic free jet flow structures subjected to various temperature and pressure ratio conditions. *Optics and Lasers in Engineering*, 158, 107144. doi:10.1016/j.optlaseng.2022.107144
- Verhelst, S., & Wallner, T. (2009). Hydrogen-fueled internal combustion engines. *Progress in energy and combustion science*, 35, 490-527. doi:10.1016/j.pecs.2009.08.001
- Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (2007). *An introduction to computational fluid dynamics : the finite volume method* (II ed.). Harlow, England: Pearson Education.