

POLITECNICO DI TORINO

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

Caratterizzazione CFD della combustione
diffusiva stazionaria in presenza di swirl



Relatori

Prof. Mirko Baratta

Prof.ssa Daniela Anna Misul

Ing. Simone Salvadori

Dott. Ing. Prashant Goel

Candidato

Paola Vitali

A.A. 2020/2021

Abstract

Il continuo aumento della richiesta energetica a livello mondiale ha fatto sì che le turbine a gas ricoprano un ruolo chiave nel settore della produzione di energia. In questo contesto risulta particolarmente importante la ricerca di nuovi combustibili che permettano di ridurre l'impatto ambientale. Una soluzione di rilievo risulta l'impiego dell'idrogeno.

Il presente lavoro di tesi consiste nello sviluppo di un modello che consenta di replicare i risultati sperimentali ottenuti per un combustore diffusivo caratterizzato da un bluff body e da degli swirler che permettono di incrementare il moto tangenziale dell'aria. Il combustibile impiegato in tale combustore è costituito da una miscela al 50% in volume di metano ed idrogeno.

Il lavoro consiste nella validazione del modello in termini di geometria, analisi della turbolenza e della combustione. La geometria è stata realizzata mediante Solidworks e lo studio CFD del modello è stato effettuato tramite l'impiego di CONVERGE.

I risultati sperimentali con cui si effettua il confronto sono stati acquisiti dal dipartimento di Ingegneria Aerospaziale, Meccanica e Meccatronica dell'Università di Sidney.

Questo lavoro costituisce il punto di partenza per lo studio di un combustore di una turbina a gas di applicazioni industriali.

La tesi è strutturata in tre parti fondamentali, la prima in cui viene effettuata una trattazione dal punto di vista teorico delle turbine a gas, dei modelli matematici impiegati, della formazione di inquinanti, dell'impiego dell'idrogeno come combustibile e del funzionamento del software, la seconda in cui viene analizzato il caso di flusso non reattivo il cui studio è incentrato esclusivamente sulle velocità e la terza parte in cui si studia il caso con la combustione dove si analizzano i risultati ottenuti in termini di velocità, temperature e specie chimiche.

Indice

| | |
|--|----|
| Capitolo 1 – Introduzione | 1 |
| 1.1 – Contesto Energetico | 1 |
| 1.2 – Obiettivo della tesi | 1 |
| 1.3 – Quadro generale della tesi..... | 2 |
| Capitolo 2 – Turbine a gas..... | 3 |
| 2.1 – Ciclo di funzionamento | 4 |
| 2.1.1 – Ciclo ideale | 4 |
| 2.1.2 – Perdite nelle turbine a gas..... | 8 |
| 2.1.3 – Ciclo reale | 9 |
| 2.2 – Impianto | 12 |
| 2.2.1 – Compressore | 12 |
| 2.2.2 – Combustore..... | 15 |
| 2.2.3 – Turbina..... | 21 |
| Capitolo 3 – Background teorico..... | 23 |
| 3.1 – Equazioni principali | 23 |
| 3.1.1 – Equazione di continuità | 23 |
| 3.1.2 – Equazione della quantità di moto | 23 |
| 3.1.3 – Equazione di continuità | 24 |
| 3.1.4 – Equazioni di stato | 24 |
| 3.2 – Modello di turbolenza | 26 |
| 3.2.1 – Reynolds Average Navier – Stokes | 27 |
| 3.2.2 – Standard k- ϵ | 28 |
| 3.2.3 – k- ω SST..... | 29 |
| 3.3 – Combustione | 31 |
| Capitolo 4 – Emissioni di inquinanti | 33 |
| 4.1 – Monossido di Carbonio | 35 |
| 4.1.1 – Meccanismo di formazione del CO | 36 |
| 4.1.2 – Effetto dei principali fenomeni fisici sulle emissioni di CO | 37 |
| 4.2 – Ossidi di Azoto..... | 40 |
| 4.2.1 – Meccanismi di formazione degli NO _x | 40 |

| | |
|---|----|
| 4.2.2 – Effetto dei principali fenomeni fisici sulle emissioni di NO _x | 44 |
| 4.3 – Analizzatori CLD per la misurazione degli NO _x | 48 |
| 4.4 – Catalizzatori riducenti per gli NO _x | 51 |
| 4.4.1 – Riduzione catalitica selettiva mediante ammoniaca..... | 52 |
| 4.4.2 – Riduzione catalitica selettiva mediante idrocarburi..... | 54 |
| Capitolo 5 – Idrogeno nelle turbine a gas..... | 56 |
| 5.1 – Effetti della combustione dell’idrogeno sulle turbomacchine | 58 |
| 5.1.1 – Influenza del combustibile sul salto entalpico e sulla portata volumetrica | 59 |
| 5.1.2 – Influenza del combustibile sull’accoppiamento tra turbina e compressore | 62 |
| 5.1.3 – Influenza del combustibile sul raffreddamento delle pale..... | 64 |
| 5.3 – Controllo degli NO _x | 67 |
| 5.4 – Flashback..... | 69 |
| 5.4.1 – Configurazioni dell’iniettore | 70 |
| Capitolo 6 – CONVERGE CFD..... | 75 |
| 6.1 – Metodo dei Volumi Finiti | 76 |
| 6.2 – Algoritmo PISO | 78 |
| 6.3 – Schemi di flusso convettivo non spaziali..... | 80 |
| 6.4 – Boundary Conditions | 82 |
| 6.5 – Mesh..... | 83 |
| 6.5.1 – Generazione della mesh..... | 83 |
| 6.5.2 – Grid scaling..... | 84 |
| 6.5.3 – Fixed Embedding..... | 85 |
| 6.5.4 – Adaptive Mesh Refinement | 87 |
| 6.6 – Modello di Combustione..... | 89 |
| 6.7 – Modello di Emissioni | 90 |
| 6.7.1 – Meccanismo Termico | 90 |
| 6.7.2 – Meccanismo Prompt | 91 |
| Capitolo 7 – Sidney Swirler Burner | 92 |
| 7.1 – Descrizione della Geometria..... | 92 |
| 7.2 – Casi sperimentali..... | 94 |

| | |
|---|-----|
| 7.2.1 – Misurazioni velocità | 98 |
| 7.2.2 – Misurazione temperature e specie chimiche..... | 99 |
| Capitolo 8 – Flusso non reattivo – Geometria completa | 100 |
| 8.1 – Geometria..... | 101 |
| 8.2 – Boundary Conditions | 103 |
| 8.2.1 – Wall Boundary Conditions | 104 |
| 8.2.2 – Swirl Air Inlet | 105 |
| 8.2.3 – Coflow Air Inlet..... | 106 |
| 8.2.4 – Fuel Inlet..... | 107 |
| 8.2.5 – Outflow | 108 |
| 8.3 – Solver Parameters..... | 109 |
| 8.3.1 – Algoritmo PISO | 109 |
| 8.3.2 – Schema del flusso convettivo | 110 |
| 8.4 – Impostazione della Mesh | 112 |
| 8.5 – Modello di turbolenza | 116 |
| 8.6 – Monitor Lines..... | 117 |
| 8.7 – Analisi dei risultati | 117 |
| 8.7.1 – Velocità assiali..... | 118 |
| 8.7.2 – Velocità di Swirl | 120 |
| 8.7.3 – Velocità radiali..... | 122 |
| 8.7.4 – Intensità di turbolenza..... | 124 |
| 8.7.5 – Bolle di ricircolo e interazione tra i getti | 126 |
| 8.8 – Conclusione..... | 128 |
| Capitolo 9 – Flusso non reattivo Geometria ridotta | 129 |
| 9.1 – Geometria..... | 130 |
| 9.2 – Boundary Conditions | 132 |
| 9.2.1 – Wall Boundary Conditions | 132 |
| 9.2.2 – Outflow | 133 |
| 9.2.3 – Inflow | 133 |
| 9.3 – Solver Parameters..... | 135 |
| 9.3.1 – Algoritmo PISO | 135 |
| 9.3.2 – Schema del flusso convettivo | 135 |

| | |
|-------------------------------------|-----|
| 9.4 – Impostazione della Mesh | 136 |
| 9.5 – Modello di turbolenza | 137 |
| 9.6 – Analisi dei risultati | 138 |
| 9.6.1 – Velocità assiali..... | 138 |
| 9.6.2 – Velocità di Swirl | 140 |
| 9.7 – Conclusione..... | 142 |
| Capitolo 10 – Flusso reattivo..... | 143 |
| Studio preliminare..... | 144 |
| Geometria..... | 146 |
| Boundary Conditions | 147 |
| Wall Boundary Conditions | 147 |
| Outflow | 148 |
| Fuel Inlet..... | 148 |
| Air Inlet e Coflow Air Inlet | 149 |
| Solver Parameters..... | 150 |
| Algoritmo PISO | 150 |
| Schema del flusso convettivo | 151 |
| Impostazione della Mesh..... | 152 |
| Modello di turbolenza | 154 |
| Analisi dei risultati | 155 |
| Velocità assiali..... | 156 |
| Velocità di Swirl | 158 |
| Temperatura | 160 |
| O ₂ | 161 |
| N ₂ | 162 |
| H ₂ O | 163 |
| CH ₄ | 164 |
| CO | 165 |
| CO ₂ | 166 |
| OH..... | 167 |
| NO..... | 168 |
| Conclusioni | 169 |

| | |
|-------------------|-----|
| Bibliografia..... | 176 |
|-------------------|-----|

Capitolo 1 – Introduzione

1.1 – Contesto Energetico

La richiesta di energia a livello mondiale tende ad aumentare ogni anno, si prevede per il 2021 un aumento della richiesta del 4,6% rispetto al 2020, il 70% di questo aumento è dovuto ai settori di mercato emergenti e alle economie in via di sviluppo.

Essendo i combustibili fossili ad oggi la fonte primaria di energia, la domanda di questi crescerà in modo significativo, si stima un aumento della richiesta per il solo carbone del 60% in più rispetto alla totalità delle fonti di energia rinnovabile, con un conseguente incremento delle emissioni di inquinanti del 5% [1].

Il tema dell'inquinamento ambientale sta assumendo dunque una rilevanza sempre maggiore, tanto da portare alla richiesta di nuove fonti di energia che permettano di ridurre le emissioni degli inquinanti prodotti dai combustibili tradizionali.

Una delle possibili soluzioni è quella di usare l'idrogeno come combustibile, in quanto non produce emissioni di CO, CO₂ e di idrocarburi incombusti, gli unici inquinanti derivanti dalla combustione dell'idrogeno sarebbero gli NO_x le cui emissioni sono direttamente proporzionali alla temperatura delle fiamme.

1.2 – Obiettivo della tesi

In questa tesi ci si pone l'obiettivo di creare e validare un modello CFD di combustione di una miscela CH₄ – H₂ (al 50% in volume) per uno Swirler Burner, ovvero un combustore a diffusione di fiamma caratterizzato da una geometria semplificata, ma che permette di gettare le basi per uno studio di un combustore per applicazioni industriali.

1.3 – Quadro generale della tesi

La tesi è costituita da nove capitoli così suddivisi:

- Capitolo 1: Descrizione del contesto e degli obiettivi della tesi
- Capitolo 2: Trattazione teorica delle turbine a gas con particolare attenzione al ciclo di funzionamento e alla descrizione dell'impianto
- Capitolo 3: Trattazione delle equazioni principali che intervengono nell'analisi CFD, descrizione del modello di turbolenza mediante le equazioni RANS e alcuni cenni al fenomeno della combustione
- Capitolo 4: Descrizione dei principali inquinanti emessi dalle turbine a gas, descrizione degli effetti dei principali parametri fisici sulle emissioni e metodologie utilizzate per limitarne la dispersione nell'ambiente
- Capitolo 5: Trattazione dello stato dell'arte circa l'impiego dell'idrogeno nelle turbine a gas
- Capitolo 6: Descrizione del software CFD CONVERGE
- Capitolo 7: Descrizione dello Swirler Burner in termini di geometria e casi sperimentali
- Capitolo 8: Descrizione del caso sperimentale con flusso non reattivo, impostazione del Case Setup e discussione dei risultati
- Capitolo 9: Analisi della procedura effettuata
- Capitolo 10: Descrizione del caso sperimentale con combustione, impostazione del Case Setup e discussione dei risultati

Capitolo 2 – Turbine a gas

Le turbine a gas sono delle macchine endotermiche rotanti che utilizzano un fluido comprimibile al fine di produrre energia elettrica. Originariamente sono state ideate per applicazioni di tipo aeronautico, ma trovano largo impiego in molti altri settori quali quello navale o quello ferroviario e ad oggi questa tecnologia è considerata una delle più efficaci per la produzione di energia elettrica.

Il presente capitolo è suddiviso in due paragrafi il cui contenuto è di seguito descritto:

- Nel primo verrà trattato il ciclo di funzionamento: in prima battuta si parlerà di quello ideale, successivamente verranno descritte le perdite ed infine sarà illustrato il ciclo reale. Sia per il ciclo ideale che per quello reale è riportato il calcolo dei lavori e dei rendimenti
- Nel secondo paragrafo verranno descritti i singoli componenti dell'impianto di turbina a gas

2.1 – Ciclo di funzionamento

Il ciclo termodinamico che meglio descrive il funzionamento di un impianto di turbina a gas è il ciclo Joule – Brayton. In una prima trattazione verranno effettuate alcune ipotesi semplificative che descriveranno il *ciclo ideale*, successivamente le ipotesi effettuate cadranno e si procederà alla descrizione del *ciclo reale*.

2.1.1 – Ciclo ideale

In questa fase si considera che l'impianto lavori con un *gas perfetto*, dunque sarà valida l'equazione di stato dei gas perfetti $pv = m R T$, inoltre il fluido di lavoro non subirà trasformazioni di stato e di composizione e verrà considerato termicamente perfetto, pertanto il suo calore specifico sarà indipendente dalla temperatura oltre che dalla pressione [2].

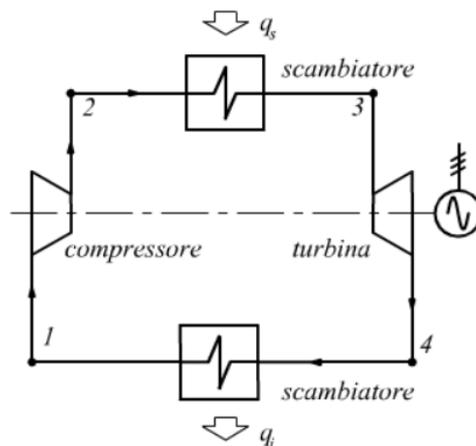


Figura 1: Schema Impiantistico di un Ciclo Joule - Brayton Ideale

Le trasformazioni che caratterizzano il ciclo Joule ideale sono le seguenti [3]:

- Una compressione adiabatica (1-2) che porta il gas dalla pressione di aspirazione fino alla pressione di ammissione in turbina
- Un riscaldamento a pressione costante (2-3) che aumenta la temperatura dei gas e conseguentemente il volume specifico
- Un'espansione adiabatica in turbina (3-4) che porta il gas alla pressione iniziale

- Un raffreddamento a pressione costante (4-1) che chiude il ciclo e permette di recuperare il fluido

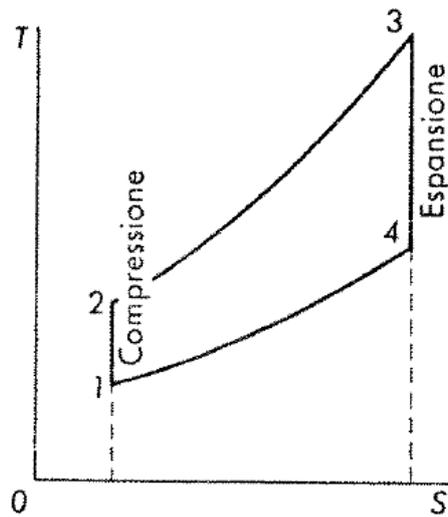


Figura 2: Diagramma T - S del ciclo Joule - Brayton Ideale [3]

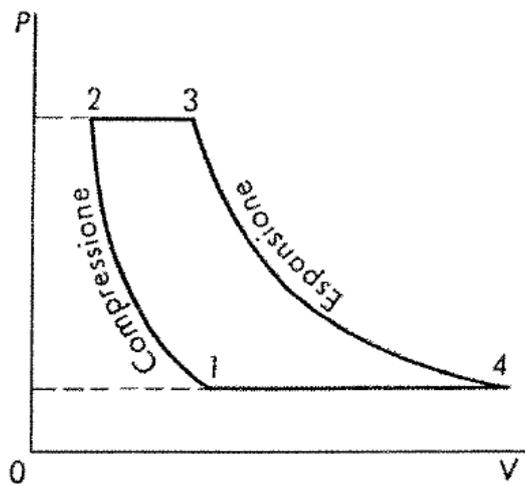


Figura 3: Diagramma p - V del ciclo Joule - Brayton Ideale [3]

Il rendimento di un ciclo termodinamico è definito come il rapporto tra il lavoro netto, rappresentato dall'area sottesa dal ciclo, e il calore fornito.

$$\eta = \frac{L_N}{Q_1}$$

Definendo i seguenti parametri:

- Q_1 calore fornito al ciclo nella trasformazione 2-3
- Q_2 calore ceduto dal ciclo nella trasformazione 4-1
- L_C lavoro di compressione nella trasformazione 1-2
- L_T lavoro di espansione in turbina nella trasformazione 3-4
- $L_N = L_T - L_C$ lavoro utile
- c_p calore specifico a pressione costante
- k rapporto tra calore specifico a pressione costante e calore specifico a volume costante

È possibile esplicitare l'espressione del rendimento come segue [2]:

$$\eta_{id} = \frac{L_N}{Q_1} = \frac{L_T - L_C}{Q_1} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)}$$

$$\eta_{id} = \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

Analizzando le trasformazioni adiabatiche, valgono le seguenti relazioni:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Ponendo:

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} \quad \Rightarrow \quad \beta^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \quad \Rightarrow \quad \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

Dunque, il rendimento può essere espresso nella forma seguente:

$$\eta_{id} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$$

Quest'ultima espressione mostra come il rendimento del ciclo sia dipendente unicamente dalla natura del gas mediante l'esponente k e dal rapporto di compressione β . In particolare, avrà un aumento del rendimento all'aumentare del rapporto di compressione fino a raggiungere un rendimento di valore unitario per $\beta \rightarrow \infty$, come reso evidente in *Figura 4*.

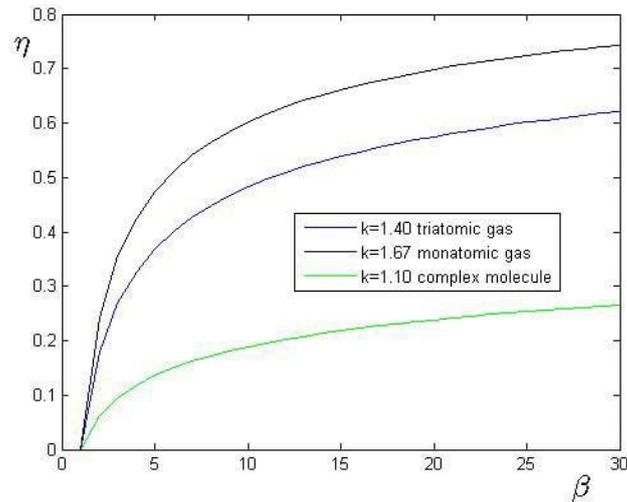


Figura 4: Dipendenza del Rendimento Ideale dal Rapporto di Compressione e dalla natura del Gas

2.1.2 – Perdite nelle turbine a gas

È possibile distinguere differenti tipi di perdite che modificheranno il ciclo termico [3], si considerano:

- *Perdite fluidodinamiche nella turbina e nel compressore.* Le perdite di lavoro si trasformano in calore posseduto dal gas, si dovrà dunque considerare un'introduzione di calore nelle fasi di compressione ed espansione. Si può tener conto di queste perdite mediante l'utilizzo dei rendimenti interni η_T ed η_C oppure tramite il rendimento idraulico η_y .

I rendimenti interni vengono definiti confrontando il lavoro di compressione (o di espansione) reale con quello adiabatico, mentre il rendimento idraulico deriva da un confronto tra la trasformazione politropica e quella isentropica.

$$\eta_T = \frac{L_T}{L_{T,is}} \quad \eta_C = \frac{L_{C,is}}{L_C}$$

$$\eta_{y,T} = \frac{m-1}{m} \frac{k}{k-1} \quad \eta_{y,C} = \frac{m}{m-1} \frac{k-1}{k}$$

- *Perdite di calore.* Derivano da una combustione incompleta e da scambi termici con le pareti. Supponendo che tali perdite si abbiano solo nel combustore, se ne tiene conto mediante il rendimento η_b definito come segue:

$$\eta_b = \frac{\dot{m}_g c_p' (T_3 - T_2)}{\dot{m}_b H_t}$$

- *Cadute di pressione nel combustore e nel refrigeratore.* Queste genereranno un rapporto di compressione all'espansore inferiore a quello di compressione, si queste si tiene conto mediante il rendimento manometrico $\eta_{\pi b}$.
- *Perdite organiche.* Di cui si può tener conto mediante i rendimenti meccanici dello specifico componente η_{mt} η_{mc} .

2.1.3 – Ciclo reale

Nelle macchine reali si considera un ciclo aperto in cui il compressore aspira aria dall'ambiente (1), l'aria all'uscita del compressore (2) passa attraverso una camera di combustione dove vi è l'iniezione di combustibile e acquisisce calore (3), i prodotti della combustione attraversano la turbina e costituiscono il fluido di lavoro, il calore è ceduto all'esterno mediante la dispersione dei gas combusti (4) [2].

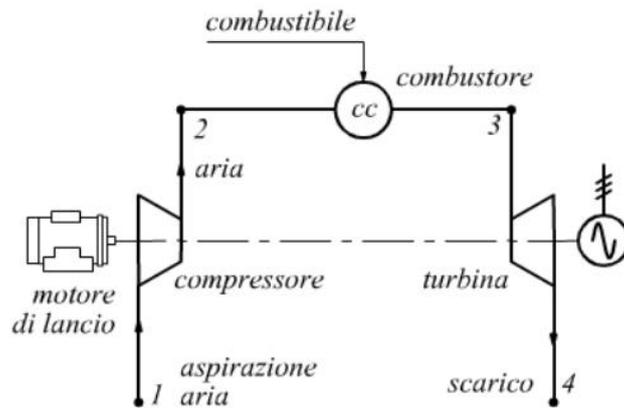


Figura 5: Schema Impiantistico del Ciclo Joule - Brayton Reale

Le perdite citate nel paragrafo 2.1.2 – *Perdite nelle turbine* a gas comportano una modifica del ciclo termico che non sarà più considerato ideale, bensì reale. In questo caso le trasformazioni (2-3) e (4-1) di riscaldamento e raffreddamento non possono più essere rappresentate da trasformazioni perfettamente isobare per via delle resistenze passive che intervengono nella fase di attraversamento della camera di combustione e dei refrigeratori, inoltre le trasformazioni (1-2) e (3-4) di compressione ed espansione in turbina sono più considerabili isentropiche ma politropiche. Vi sono anche perdite di calore che riducono la temperatura massima raggiunta dal ciclo a parità di combustibile impiegato [3].

La Figura 6 mostra come si modifica il ciclo a parità di pressione e temperatura nei punti 1 e 3:

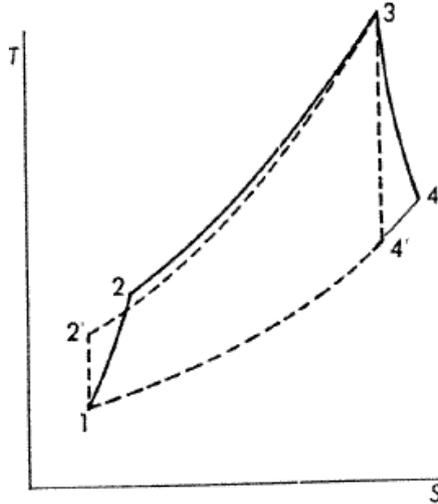


Figura 6: Diagramma T - S ciclo Joule - Brayton Reale [3]

A parità di condizioni nei punti (1) e (3) del ciclo, si analizzano gli effetti sul rendimento globale del ciclo.

$$\eta_g = \eta_b \eta_u = \eta_b \frac{P_u}{\dot{Q}_1}$$

Le perdite citate modificano la potenza utile come segue:

$$P_u = \dot{m}_g L_T \eta_{mt} - \dot{m}_a \frac{L_c}{\eta_{mc}}$$

Definendo la dosatura:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_b}$$

Si ottiene:

$$P_u = (1 + \alpha) L_T \eta_{mt} - \alpha \frac{L_c}{\eta_{mc}}$$

È inoltre possibile scrivere il bilancio termico del combustore:

$$\dot{Q}_1 = \eta_b \dot{m}_b H_i = \dot{m}_g (h_3 - h_2)$$

Sostituendo nell'espressione del rendimento globale si ottiene:

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_b H_i} = \frac{(1 + \alpha) L_T \eta_{mt} - \alpha \frac{L_C}{\eta_{mc}}}{H_i}$$

L'espressione del rendimento ottenuta ne mostra la dipendenza dalla temperatura massima, dal rapporto di compressione e dalla natura del gas. In particolare, si ha un aumento del rendimento all'aumentare della temperatura T_3 e del rapporto di compressione.

2.2 – Impianto

Lo schema impiantistico prevede l'impiego di compressore, combustore e turbina, quest'ultima collegata ad un generatore elettrico. Di seguito sono descritti i singoli componenti.

2.2.1 – Compressore

Il compressore di una turbina a gas viene sempre trascinato dalla turbina mediante un collegamento meccanico diretto. Generalmente viene adottato un compressore di tipo assiale multistadio (con un numero di stadi compreso tra 10 e 20) poiché esso garantisce una maggior portata volumetrica rispetto a quello centrifugo e permette di ottenere rendimenti più elevati [2].

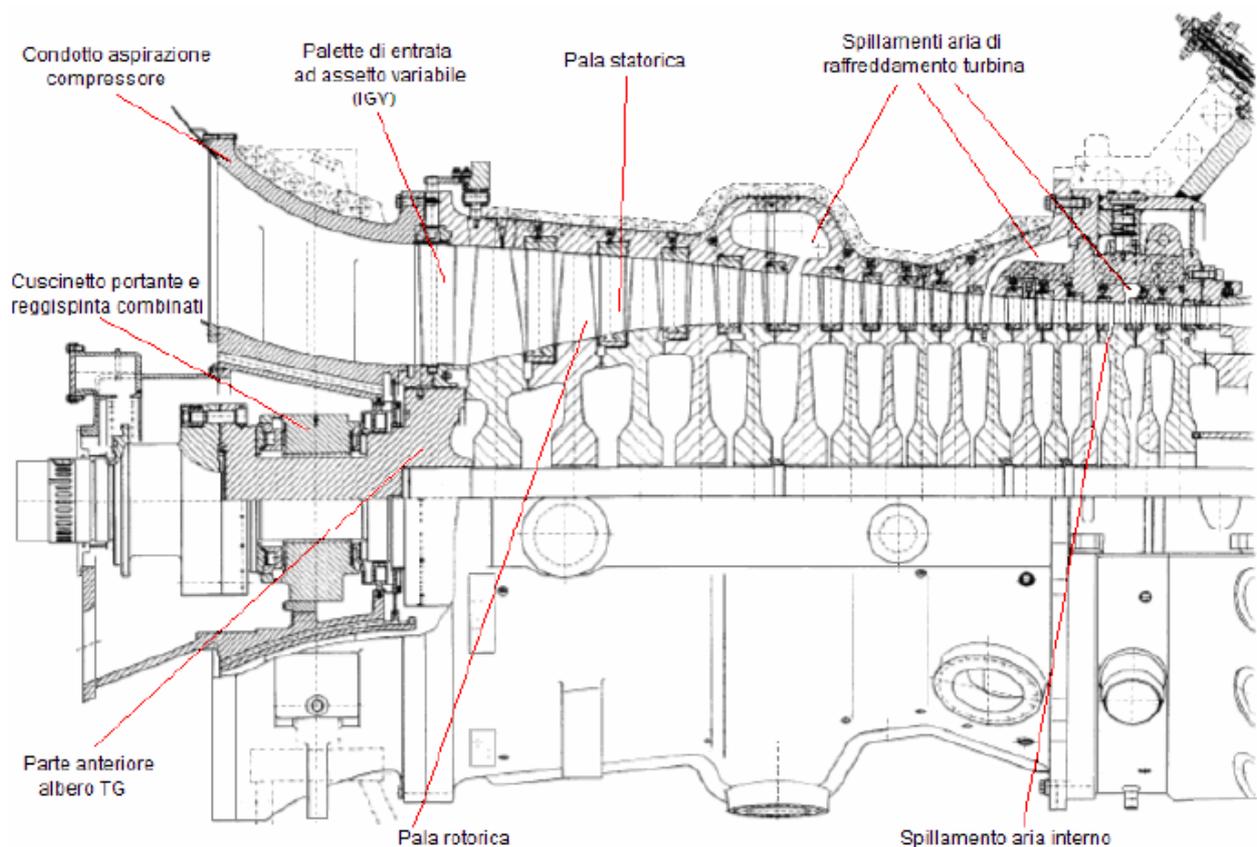


Figura 7: Componenti principali di un compressore assiale per impianto turbogas [2]

Poiché i compressori assiali sono sottoposti a carichi aerodinamici molto elevati, la curva caratteristica prevalenza – portata presenterà un andamento verticale, cioè a portata volumetrica costante. Per permettere una variazione della portata d'aria aspirata, le palette statoriche all'ingresso hanno un calettamento angolare variabile, inoltre vi sono degli spillamenti d'aria che vengono utilizzati per il raffreddamento delle zone a temperature più elevate.

Nonostante compressore e turbina lavorino con lo stesso salto di pressione, il compressore necessita di un maggior numero di stadi in quanto lavora con gradiente di pressione avverso, di conseguenza le pale del compressore dovranno essere meno curve rispetto a quelle della turbina per prevenire il distacco della vena fluida.

Un fenomeno che necessita di essere preso in considerazione nella trattazione dei compressori è lo *stallo* o *pompaggio*. Il pompaggio è un fenomeno di instabilità globale in cui la direzione della corrente che sta rifluendo verso la mandata viene invertita verso l'aspirazione. Lo stallo, al contrario, è un fenomeno di instabilità locale che interessa la girante del compressore ed è causato dal distacco della vena fluida, in particolare, se si fa diminuire la portata a parità di velocità di rotazione la velocità assoluta sarà inferiore ma aumenterà l'incidenza fino ad un valore limite che comporterà il distacco della vena fluida. Lo stallo generato da una pala può innescare lo stallo anche nelle pale successive, per evitare ciò la palettatura statorica in ingresso è dotata di angolo di calettamento variabile permettendo quindi una variazione di portata mantenendo costante la velocità di rotazione della macchina.

Per valutare il lavoro per unità di massa fornito al fluido dal compressore si applica la conservazione dell'energia in forma meccanica adottando la notazione euleriana [3]:

$$Q + L_i = \Delta h + \Delta E_C + \Delta E_G$$

Si adottano le ipotesi seguenti:

- La trasformazione è adiabatica ($Q \sim 0$)
- La variazione di energia cinetica e potenziale sia trascurabile ($\Delta E_C, \Delta E_G \sim 0$)
- Gas perfetto ($c_p = \text{cost}$)

L'espressione si semplifica come segue rispettivamente in caso di trasformazione adiabatica reversibile e trasformazione generica:

$$L_{i,rs} = \Delta h = c_p(T_{2,rs} - T_1)$$

$$L_i = \Delta h = c_p(T_2 - T_1)$$

Considerando le relazioni:

$$p^{\frac{1-k}{k}} T = \text{cost}$$

$$p^{\frac{1-m}{m}} T = \text{cost}$$

$$\beta = \frac{p_2}{p_1}$$

Il lavoro diventa:

$$L_{i,rs} = c_p T_1 (\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1)$$

$$L_i = c_p T_1 (\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1)$$

Infine, si può scrivere:

$$L_C = \frac{k}{k-1} R T_1 (\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1)$$

$$L_C - L_W = \frac{m}{m-1} R T_1 (\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1)$$

2.2.2 – Combustore

Il combustore permette l'innalzamento della temperatura del fluido motore sfruttando il calore liberato dalle reazioni di ossidazione di combustibile.

Le condizioni di lavoro del compressore di una turbina a gas sono estremamente critiche in termini di pressioni e temperature raggiunte in camera, di conseguenza è richiesto un ampio limite di stabilità, un'elevata efficienza di combustione, una buona affidabilità del sistema di accensione, basse perdite di carico e basse emissioni, inoltre la temperatura dei gas di scarico in uscita da esso deve essere regolata in modo da avere un valore adeguato all'ingresso in turbina.

Poiché la temperatura massima raggiunta dai gas combusti ha un limite tecnologico dovuto alla resistenza dei materiali, si adotta una quantità di combustibile inferiore rispetto a quella che si avrebbe con una combustione stechiometrica. Di conseguenza le turbine avranno un rapporto di equivalenza λ compreso tra 2,5 e 3,5 dunque la concentrazione di ossigeno nei gas di scarico sarà molto elevata, è quindi possibile utilizzare lo scarico di detti gas come comburente in ulteriori processi di combustione.

Lavorare con elevati eccessi di ossigeno potrebbe generare condizioni critiche perché la miscela potrebbe avere un rapporto aria/combustibile inferiore al limite di infiammabilità, ovvero il limite al di sotto del quale la fiamma non riesce a propagare correttamente, dunque sarà opportuno lavorare in una fase iniziale con rapporti prossimi allo stechiometrico.

Per ovviare a ciò la camera di combustione è suddivisa in una zona primaria dove è ancorata la fiamma, una zona secondaria dove vi è un'ulteriore ossidazione di incombusti e CO ed una zona di diluizione che permette di ottenere una temperatura di ammissione in turbina adeguata. La suddivisione in tre zone viene effettuata all'interno di un *liner*, ovvero un cilindro forato che contiene la fiamma e permette il passaggio dell'aria mediante i fori [2].

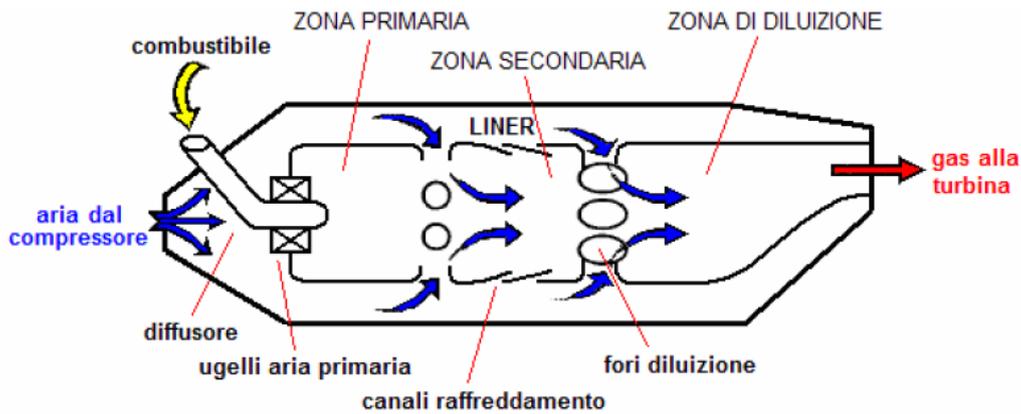


Figura 8: Schema di base della camera di combustione di un combustore per impianto turbogas [2]

Nella zona primaria affluisce solo una parte di aria comburente tale per cui si realizza un rapporto di equivalenza prossimo allo stechiometrico in modo da restare sopra al limite inferiore di infiammabilità. In questa zona si ancora la fiamma, si hanno le condizioni ottimali di temperatura e turbolenza e si ha il tempo sufficiente per una combustione completa. Tali funzioni vengono conseguite mediante la creazione di un ricircolo toroidale generato dagli swirler e da alcuni fori per l'iniezione dell'aria posizionati a monte sul liner [4].

L'obiettivo è quello di ricircolare una parte dei prodotti della combustione ad elevate temperature in modo da riscaldare la miscela fresca all'uscita del bruciatore.

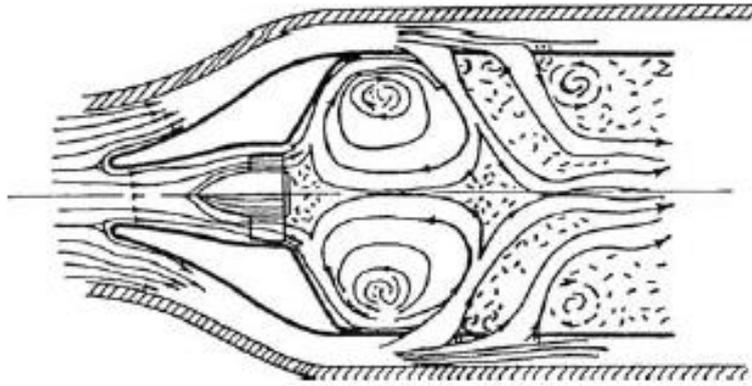


Figura 10: Zona primaria di un combustore

Nella zona secondaria affluisce in maniera graduale la restante parte di aria, dove le temperature sono ancora sufficientemente elevate ($T \sim 2000$ K) da permettere il completamento dell'ossidazione del combustibile e del CO. In una fase iniziale si assiste ad un abbassamento graduale delle temperature, terminata la completa ossidazione di incombusti e CO vi è un brusco raffreddamento che comporta il congelamento delle reazioni [4].

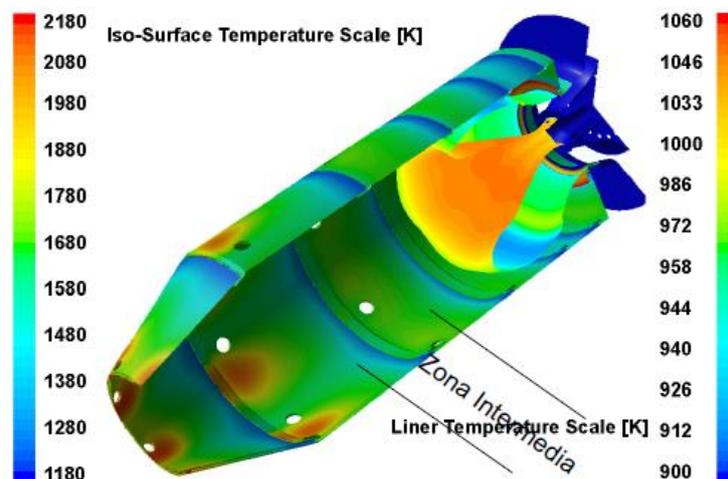


Figura 9: Zona secondaria di un combustore

L'ultima zona attraversata dal fluido è quella di diluizione dove viene aggiunta l'aria al fine di abbassare la temperatura dei gas combusti fino ad un valore adeguato all'ammissione in turbina, la zona è chimicamente inerte. In questa zona

si misura il Patern Factor che permette di stabilire la qualità del profilo di temperatura all'uscita della camera mediante la seguente relazione [4]:

$$PF = \frac{T_{max} - T_4}{T_4 - T_3}$$

Il liner che permette la suddivisione in tre zone è raffreddato esternamente dal flusso d'aria di diluizione isolando termicamente la zona interna ad elevate temperature dalle pareti del combustore. Ne segue che è una zona sottoposta ad intense sollecitazioni termiche per via del contatto con la zona in cui avviene la combustione ed essendo costituito da materiale metallico l'aria di diluizione deve apportare una consistente azione raffreddante. La superficie è costituita da fori che aumentano lo scambio termico convettivo e permettono di creare dei film di aria fresca così da mantenere le pareti metalliche a temperature adeguate [2].

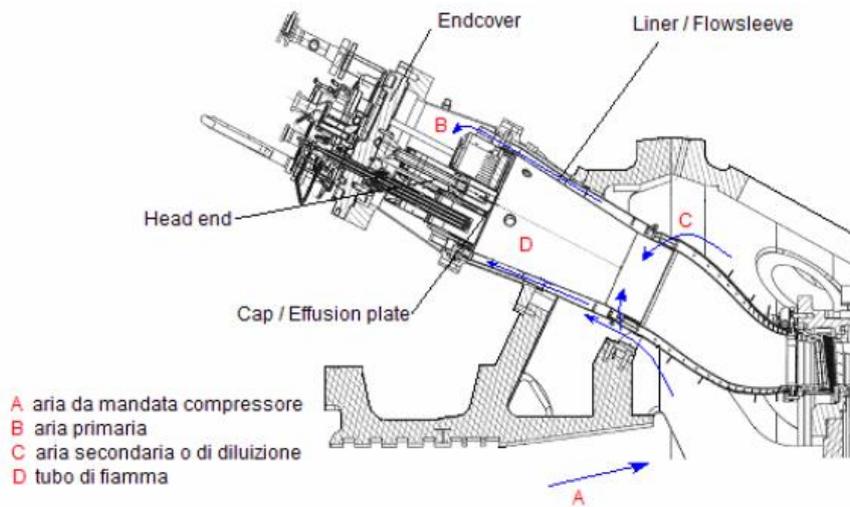


Figura 11: Schema di un combustore multi-tubolare [2]

I combustori che adottano il principio di funzionamento descritto possono essere distinti in base alla forma del liner in tre principali categorie:

- Combustore anulare, il liner costituisce un anello che collega l'uscita del compressore con l'ingresso della turbina. Ha una geometria molto compatta ed è utilizzato principalmente per applicazioni aeronautiche

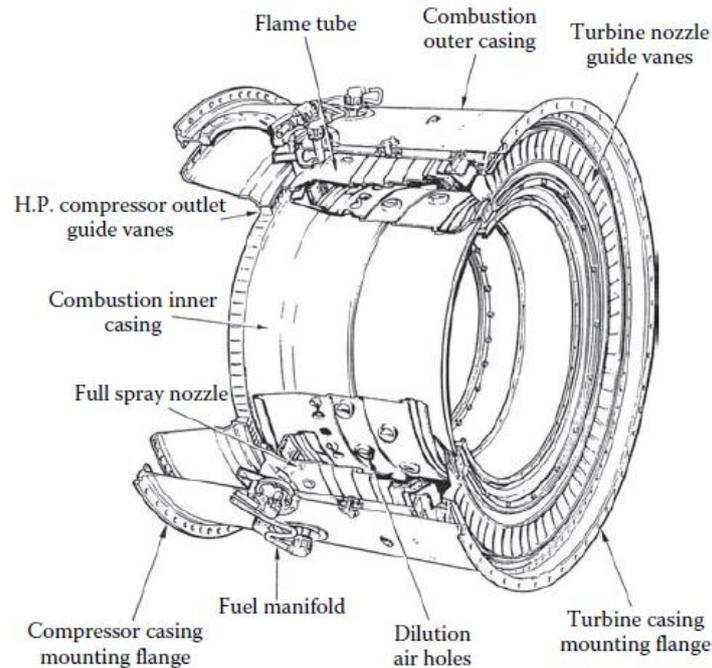


Figura 12: Combustore anulare [4]

- Combustore monotubolare, è costituito da liner e camera di combustione di forma cilindrica. Viene posto accanto alla turbina a gas, presenta elevate perdite di carico e si ha la necessità di un condotto di adduzione di gas caldi alla turbina che sarà sottoposto a sollecitazioni termiche molto elevate. Si sviluppa per applicazioni di piccole unità
- Combustore multitubolare o tuboanulare, dispone di numerosi combustori monotubolari nell'anello di adduzione dei gas alla turbina. Ha il vantaggio di mantenere la semplicità costruttiva del combustore monotubolare eliminandone gli svantaggi. È inoltre modulare, permettendone l'applicazione su macchine di diversa potenza variando solo il numero dei combustori

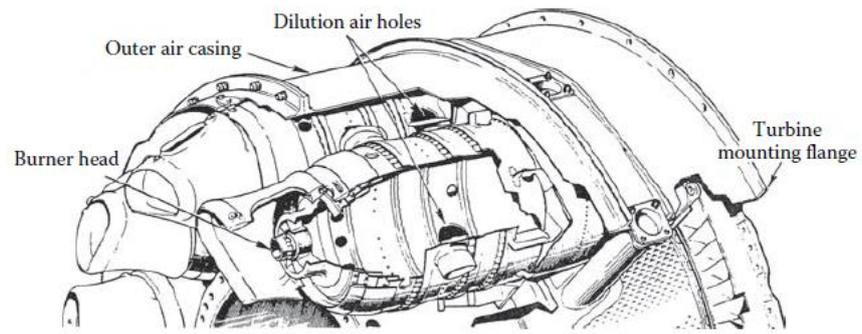


Figura 13: Combustore multitubolare [4]

2.2.3 – Turbina

La turbina è l'elemento che permette la conversione di energia termica in energia meccanica. Essa è costituita da stadi in cui vi sono una schiera di pale statoriche ed una di pale rotoriche solidali all'albero. La prima parte statorica permette la conversione dell'energia termica in energia cinetica, successivamente la parte rotorica accelera il fluido e ne riduce la pressione, in questo modo l'energia cinetica prodotta nello statore viene convertita in energia meccanica, mettendo in rotazione l'albero su cui la macchina è calettata ed azionando conseguentemente compressore ed alternatore.

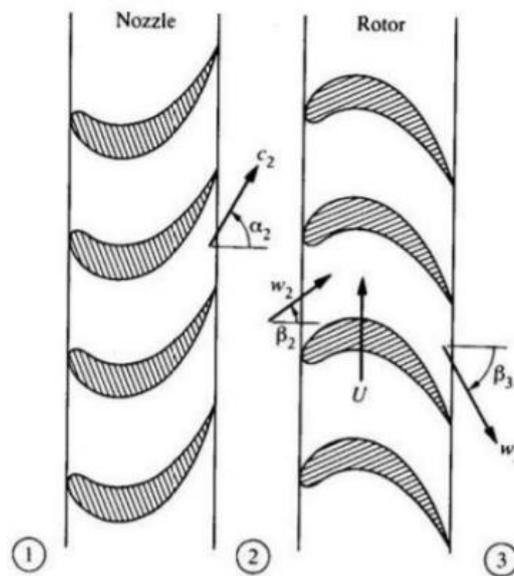


Figura 14: Palettatura e triangoli di velocità di una turbina assiale

Negli impianti turbogas, la turbina è l'elemento sottoposto alle temperature più elevate, questo ne rende particolarmente critico il progetto in quanto la temperatura dei gas di scarico in uscita dal combustore assume valori maggiori di 1800°C ed è quindi nettamente superiore a quella che può essere tollerata dai materiali metallici. La temperatura massima che viene raggiunta dal ciclo ha però una così grande influenza sul rendimento e sul lavoro specifico del ciclo da non poter essere abbassata al di sotto di un determinato valore.

In fase di progettazione sono richiesti alcuni accorgimenti quali dei sistemi di raffreddamento delle palette statoriche e rotoriche mediante degli spillamenti di aria dal compressore. In alternativa si possono adottare materiali ceramici in grado di resistere a temperature superiori a 2000°C, ma tale soluzione è limitata dalla fragilità del materiale consentendone l'applicazione esclusivamente per turbine di piccole dimensioni.

Si procede ricavando l'espressione del lavoro per unità di massa prodotto dalla turbina, la trattazione sarà analoga a quella del compressore [3].

$$L_T = \Delta h = c_p(T_4 - T_3)$$

Considerando la relazione caratteristica della politropica:

$$p^{\frac{1-m}{m}} T = cost$$

$$\beta = \frac{p_3}{p_4}$$

Il lavoro diventa:

$$L_T = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{m-1}{m}}} \right)$$

Capitolo 3 – Background teorico

Lo studio del comportamento di una fiamma può essere descritto in maniera completa analizzando il campo di moto del fluido e la composizione chimica.

In questo capitolo verranno trattate le equazioni di Navier – Stokes di continuità, di quantità di moto e dell'energia, verranno poi definite le equazioni di stato, sarà effettuata una descrizione del modello di turbolenza mediante le equazioni RANS ed infine, si riporta una descrizione del fenomeno di combustione.

3.1 – Equazioni principali

3.1.1 – Equazione di continuità

L'equazione permette di dare una formulazione matematica alla conservazione di massa, la formulazione è la seguente:

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

Dove ρ è la densità ed \mathbf{u} è il vettore velocità.

3.1.2 – Equazione della quantità di moto

L'equazione della quantità di moto è la seguente:

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{u} \otimes \mathbf{u} + \nabla p = \nabla \cdot \Pi_v + \rho \mathbf{a}$$

Dove Π_v è il tensore degli sforzi tangenziali e $\rho \mathbf{a}$ è il termine sorgente che deriva da campi di forze esterni.

3.1.3 – Equazione di continuità

La formulazione dell'equazione dell'energia è la seguente:

$$\frac{\partial(\rho e_t)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho e_t \mathbf{u} + p\mathbf{u}) = \nabla \cdot (q_\alpha + \Pi_v \cdot \mathbf{u}) + \frac{\partial Q}{\partial t}$$

Dove e_t è l'energia totale specifica, q_α è la potenza termica specifica, $\partial Q/\partial t$ è il tasso di calore proveniente dall'esterno.

3.1.4 – Equazioni di stato

Vengono utilizzate perché nelle cinque equazioni si hanno sette incognite, al fine di risolvere il problema in forma chiusa sarà necessaria l'aggiunta delle due equazioni costitutive collegate allo stato termodinamico del sistema. Volendo usare, ad esempio, pressione e temperatura come variabili indipendenti, è possibile esprimere la densità e l'energia specifica in funzione di esse.

$$\rho = \rho(p, T)$$

$$e = e(p, T)$$

Adottando il modello dei gas perfetti le equazioni che ne derivano sono le seguenti:

$$\rho = \frac{p}{RT}$$

$$e = c_v T$$

$$h = c_p T$$

Sempre sotto ipotesi dei gas perfetti si possono esprimere la viscosità dinamica e la conducibilità termica in funzione di temperatura e del gas adottato mediante le equazioni di Sunderland.

$$\mu = C_1 \frac{T^{\frac{3}{2}}}{T + C_2}$$

$$k = C_3 \frac{T^{\frac{3}{2}}}{T + C_4}$$

Dove C_1 C_2 C_3 e C_4 sono delle costanti dipendenti dalla natura del gas.

3.2 – Modello di turbolenza

È possibile stabilire il regime di moto di un fluido a partire dal numero di Reynolds che lo caratterizza. Il regime laminare è caratterizzato da un moto ordinato in cui vi è lo scorrimento degli strati infinitesimi del fluido senza che avvengano rimescolamenti in quanto si hanno delle forze viscosive sufficienti da vincere le forze d'inerzia. Nella maggior parte dei fenomeni fluidodinamici però questo non accade, il fluido si muove con un regime turbolento in cui le forze viscosive non sono sufficienti a contrastare l'inerzia del fluido che si muoverà in maniera caotica con la conseguente formazione di vortici.

La turbolenza è un fenomeno tridimensionale, non lineare, anisotropo, rotazionale dipendente dal tempo e con un campo di moto irregolare, e può essere descritto da diversi modelli quali il Reynolds Averaged Navier – Stokes (RANS), il Detached Eddy Simulation (DES) oppure il Large Eddy Simulation (LES) [5]. Nel lavoro di tesi il fenomeno è analizzato mediante le equazioni relative al modello RANS che è trattato di seguito.

3.2.1 – Reynolds Average Navier – Stokes

La turbolenza richiede un approccio di tipo statistico tale per cui le equazioni di Navier – Stokes non possono essere utilizzate senza l’apporto di alcune modifiche, la soluzione introdotta da Reynolds consiste nell’effettuare una media temporale delle grandezze sfruttando la proprietà di ergodicità della turbolenza [5].

Una generica grandezza $\phi(x, t)$ può essere scritta come somma di media e fluttuazione si ha:

$$\phi(x, t) = \bar{\phi}(x, t) + \phi'(x, t)$$

L’espressione della media temporale è di seguito espressa:

$$\bar{\phi}(x, t) = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} \phi(x, t) dt$$

E sapendo che

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} \phi'(x, t) dt = 0$$

Applicando queste relazioni alle equazioni di Navier – Stokes si possono ottenere le RANS equations di seguito definite:

$$\nabla \cdot \bar{\mathbf{u}} = 0$$

$$\rho \frac{\partial \bar{\mathbf{u}}}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\bar{\mathbf{u}} \otimes \bar{\mathbf{u}} + \overline{\mathbf{u}' \otimes \mathbf{u}'}) + \nabla \bar{p} = \nabla \cdot \overline{\Pi_v} + \rho \bar{\mathbf{a}}$$

$$\rho \frac{\partial \bar{h}}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\bar{h} \bar{\mathbf{u}} + \overline{h' \mathbf{u}'}) - k \nabla \bar{T} = \nabla \cdot (\overline{\Pi_v} \cdot \bar{\mathbf{u}}) + \frac{\partial \bar{p}}{\partial t}$$

Queste equazioni generano due nuove incognite, si ha dunque la necessità di introdurre altre due equazioni per poter risolvere il sistema mediante una soluzione chiusa. Per fare ciò esistono molti modelli di turbolenza basati sulle equazioni RANS, di seguito verranno descritti il $k - \varepsilon$ ed il $k - \omega$.

3.2.2 – Standard k-ε

Ad oggi è il modello più utilizzato ed affidabile in campo industriale. Il modello però risulta essere meno affidabile per problemi che riguardano gradienti di pressione inversi, strati limite molto curvi e condotti non circolari.

Il modello impiega due equazioni alle derivate parziali per il trasporto dell'energia cinetica turbolenta rappresentata dal parametro k e per la velocità di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta rappresentata con il parametro ε . Le equazioni del modello sono le seguenti [5]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + 2\mu_t E_{ij} - \rho \varepsilon$$
$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

Nel modello μ_t rappresenta la viscosità turbolenta esprimibile come:

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

Le costanti derivano da risultati sperimentali, i valori che assumono sono di seguito riportati:

$$C_\mu = 0.09 \quad \sigma_k = 1.44 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad C_{1\varepsilon} = 1.44 \quad C_{2\varepsilon} = 1.92$$

Lo standard k-ε descrive in maniera abbastanza precisa il comportamento del fluido quando si è lontani dalla parete, ma nel substrato viscoso il modello che fornisce risultati più accurati è il k-ω che utilizza come variabili di riferimento l'energia cinetica turbolenta e il tasso di dissipazione specifica.

3.2.3 – k- ω SST

Il modello k- ω di base utilizza come variabili di riferimento l'energia cinetica turbolenta e il tasso di dissipazione specifica, le sue equazioni di riferimento sono le seguenti [5]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial(\rho k)}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_{k1} \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma_1}{\nu_t} - \beta_1 \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_{\omega 1} \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right]$$

In questo caso μ_t si esprime come segue:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega}$$

E le costanti assumono i valori sperimentali:

$$\sigma_{k1} = 0.5 \quad \sigma_{\omega 1} = 0.5 \quad \beta_1 = 0.075 \quad \beta^* = 0.09 \quad k = 0.41$$

$$\gamma_1 = \frac{\beta_1}{\beta^*} - \frac{\sigma_{\omega 1} k^2}{\sqrt{\beta^*}}$$

Dato che il modello k- ω di base è accurato in prossimità della parete, mentre lo standard k- ϵ è accurato lontano da essa, è possibile ottenere i vantaggi di entrambi i modelli mediante una soluzione modificata del k- ω , detta k- ω SST, che combina le equazioni del k- ω e del k- ϵ mediante una funzione di forma F_1 che, in prossimità delle pareti, risulta essere di valore unitario.

Le equazioni del modello vengono modificate come di seguito:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k \bar{u}_i)}{\partial x_j} = P_k - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_k \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\omega\bar{u}_j)}{\partial x_j} = \\ & = \alpha P_\omega - \beta\rho\omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_\omega \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{2\rho(1-F_1)\sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{aligned}$$

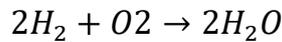
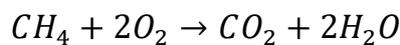
In cui P_k e P_ω sono così definiti:

$$P_k = \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$$

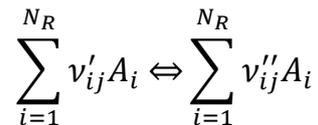
$$P_\omega = \rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \omega \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$$

3.3 – Combustione

La combustione è un processo chimico esotermico in cui i reagenti, identificati nel combustibile, si ossidano in prodotti. L'intero processo consiste in una serie di reazioni elementare che comportano la formazione di molti radicali intermedi, tali per cui risulta essere complesso fornire una visione completa della combustione. Di seguito sono riportati degli esempi delle reazioni globali che si ottengono utilizzando come combustibili metano ed idrogeno:



Una generica reazione reversibile, invece, può essere scritta come:



Dove v'_{ij} e v''_{ij} rappresentano i coefficienti stechiometrici molari per la reazione diretta e inversa, A_i è la specie e N_R è il numero delle reazioni.

È possibile scrivere la relazione che lega la sorgente chimica netta, ovvero la massa di una determinata specie i per unità di volume e per unità di tempo, alle reazioni in cui interviene la specie i [6]:

$$\bar{\omega}_i = M_i \sum_{j=1}^{N_r} (v''_{ij} - v'_{ij}) r_j$$

Dove r_j rappresenta la velocità di reazione della reazione j ed è esprimibile come

$$r_j = k_j^f \prod_{i=1}^{N_r} \left[\frac{\rho Y_i}{M_i} \right]^{v'_{ij}} - k_j^b \prod_{i=1}^{N_r} \left[\frac{\rho Y_i}{M_i} \right]^{v''_{ij}}$$

In cui gli apici b ed f si riferiscono rispettivamente a reazione diretta ed inversa e k è la costante di velocità di reazione che è funzione esponenziale della temperatura a cui è legata mediante l'equazione di Arrhenius [6]:

$$k = A e^{-\frac{E_a}{RT}}$$

Nella precedente relazione E_a rappresenta l'energia di attivazione, A è detto fattore pre-esponenziale ed R è la costante universale dei gas.

Capitolo 4 – Emissioni di inquinanti

Si definiscono inquinanti quelle specie chimiche prodotte da una combustione non ideale che hanno effetti diretti sulla salute umana. Possono essere suddivisi in:

- Inquinanti primari, ovvero quelle sostanze direttamente generate dal processo di combustione. Gli effetti di tali inquinanti possono essere sia diretti che indiretti quando fungono da precursori di inquinanti secondari
- Inquinanti secondari, sono le sostanze che si formano nell'atmosfera a seguito di determinate reazioni chimiche

I principali inquinanti primari che si trovano in atmosfera sono il monossido di carbonio, gli ossidi di azoto e gli idrocarburi incombusti. La concentrazione degli inquinanti nelle turbine a gas è strettamente legata a temperatura, tempo e concentrazioni durante tutto il processo di combustione, in particolare, si ha una dipendenza della natura dell'inquinante che si forma dalla potenza. Si avranno infatti elevate concentrazioni di CO ed UHC per basse potenze che andranno a diminuire all'aumento di quest'ultime, al contrario si avranno elevate concentrazioni di NO_x emessi per potenze elevate ma concentrazioni insignificanti alle basse potenze [7]. L'andamento è esplicito nella Figura 15.

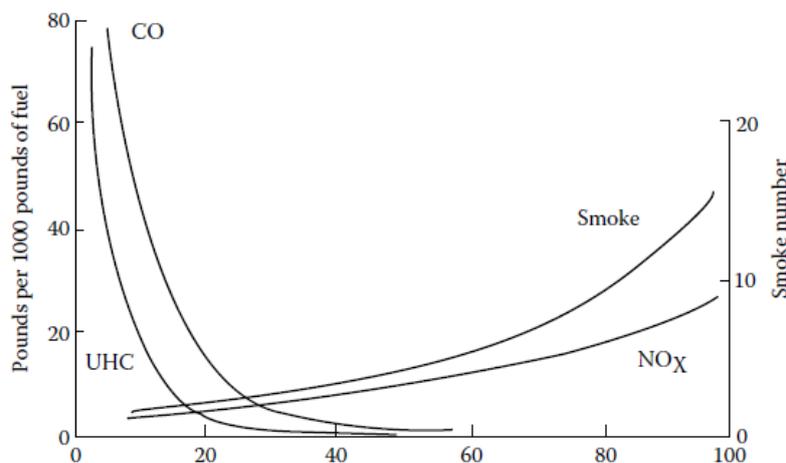


Figura 15: Emissioni nelle Turbine a Gas [7]

I più importanti inquinanti secondari sono:

- L'ozono a livello del suolo è generato dalla presenza di diversi inquinanti primari quali CO NO_x ed HC che reagiscono tra di loro portando alla formazione di ozono, sostanza tossica e irritante per le mucose
- Lo smog fotochimico si forma per effetto della reazione di NO_x HC e zolfo a livello del suolo che, in presenza di radiazione solare, genera delle particelle di aerosol ricche di nitrati, aldeidi e perossidi
- Le piogge acide provocate dalla reazione di ossidi di zolfo e ossidi di azoto che si ossidano in atmosfera e formano acido solforico e acido nitrico e che, in caso di pioggia, si dissolvono e dissociano in NO₃⁻, SO₄⁼ e ioni H⁺ che alterano il pH delle precipitazioni rendendolo molto acido

In questo capitolo saranno approfonditi esclusivamente gli inquinanti primari mediante una trattazione dei loro processi di formazione, verranno successivamente descritti gli effetti dei principali parametri fisici sulle emissioni di ciascun inquinante ed infine vi sarà una breve descrizione dei principali metodi di post - trattamento di tali sostanze.

4.1 – Monossido di Carbonio

Il monossido di carbonio è la causa di una serie di problemi sulla salute dell'uomo, esso ad esempio riduce la capacità del sangue di assorbire ossigeno, infatti, in presenza di elevate concentrazioni di CO può portare alla morte per asfissia.

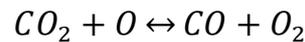
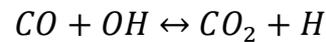
Nelle miscele ricche, il monossido di carbonio si forma a causa delle scarse condizioni di ossigeno in camera che risultano essere insufficienti al completamento della reazione di ossidazione in anidride carbonica. Nelle miscele povere, invece, l'elevata quantità di ossigeno comporterà la dissociazione dell'anidride carbonica in monossido di carbonio.

Le emissioni di monossido di carbonio saranno sempre superiori a quelle che possono essere calcolate a partire dall'equilibrio chimico perché derivano da una combustione incompleta causata da un'inadeguata velocità di combustione nella zona primaria o da una miscela fortemente disomogenea che presenta alcune zone troppo povere per far avvenire la combustione ed altre troppo ricche in cui il monossido di carbonio non potrà ossidarsi [7].

4.1.1 – Meccanismo di formazione del CO

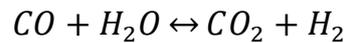
Il processo di formazione del monossido di carbonio avviene in tre passaggi, in una fase iniziale il combustibile reagisce con ossigeno e radicali formando un idrocarburo intermedio, successivamente l'idrocarburo intermedio si trasforma in aldeide, chetone o monossido di carbonio tramite degli step intermedi molto rapidi, l'ultimo passaggio è più lento e consiste nella conversione del CO in CO₂.

Alle alte temperature le reazioni che governano l'equilibrio chimico sono le seguenti [7]:



La prima reazione permette l'ossidazione in anidride carbonica se l'equilibrio di reazione è spostato a destra, la seconda invece permette l'ossidazione quando ci si sposta a sinistra.

Alle basse temperature invece, la reazione preponderante è di seguito espressa:



4.1.2 – Effetto dei principali fenomeni fisici sulle emissioni di CO

Influenza del rapporto di equivalenza

Aumentando il rapporto di equivalenza si può apprezzare una diminuzione iniziale delle emissioni di monossido di carbonio fino al raggiungimento di un valore minimo per un rapporto di equivalenza pari a circa 0.8, un ulteriore aumento di ϕ porterà ad un rapido aumento del CO allo scarico. Questo accade perché per miscele povere (con $\phi < 1$) ci si trova in eccesso di ossigeno che comporta delle temperature inferiori in camera di combustione, si assisterà ad una dissociazione dell'anidride carbonica in monossido di carbonio. Al contrario, per miscele ricche (con $\phi > 1$) l'ossigeno non sarà sufficiente per la completa ossidazione del CO in CO₂ [7].

Influenza della pressione

Incrementare la pressione nel combustore risulta avere effetti benefici sulle emissioni di monossido di carbonio. Sperimentalmente, è stato dimostrato che un aumento della pressione del 50% fa diminuire le emissioni di CO di un fattore due.

Gli effetti del rapporto di equivalenza e della pressione sono mostrati in Figura 16.

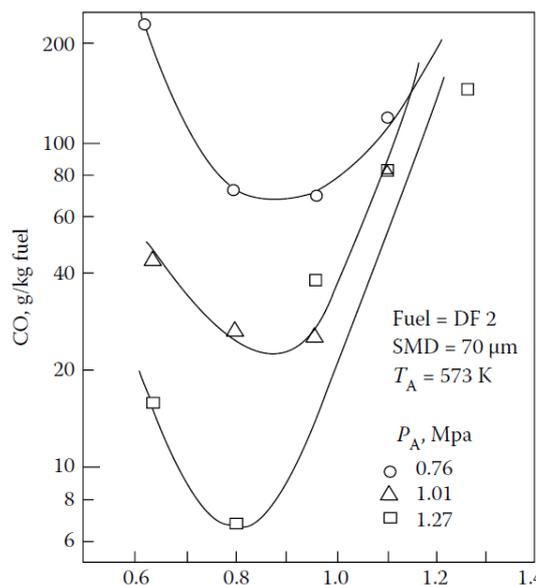


Figura 16: Influenza del rapporto di equivalenza e della pressione sul CO [7]

Influenza della temperatura ambiente

Da analisi sperimentali si è osservato che la temperatura ambiente ha un impatto molto rilevante sulle emissioni di CO. È stato osservato che per una temperatura ambiente di 287 K le emissioni saranno triplicate o quadruplicate in confronto a quelle ottenibili con una temperatura ambientale di 298 K. È stata poi trovata una relazione empirica che lega la variazione delle emissioni alla temperatura ambiente.

$$\frac{CO_T}{CO_{288}} = 1 - 0.0634 (T - 288)$$

Dove CO_T indica le emissioni in ppm ad una temperatura T e CO_{288} sono le emissioni ad una temperatura di 288 K. La relazione è valida per una temperatura ambiente massima di 303 K.

Influenza del raffreddamento delle pareti

Nelle emissioni di monossido di carbonio gioca un ruolo determinante l'aria presente nella zona primaria del combustore in quanto il CO che si forma nella zona primaria potrebbe migrare verso il liner dove le temperature basse fanno congelare le reazioni di ossidazione. Ne risulta quindi che l'aria di raffreddamento nelle pareti sia ricca di monossido di carbonio, dunque se vi sono brevi tempi di permanenza di quest'aria all'interno del nucleo centrale ad elevata temperatura le concentrazioni di CO allo scarico saranno consistenti.

Influenza dell'atomizzazione del combustibile

Il motivo principale per cui le emissioni di CO sono maggiori per impianti turbogas di basse potenze risiede proprio nella dipendenza dall'evaporazione delle gocce di combustibile. Il combustibile che entra in camera sarà inizialmente allo stato liquido, dovrà successivamente atomizzarsi per poi evaporare. Negli impianti a bassa potenza il volume occupato dall'evaporazione del combustibile sarà maggiore in proporzione rispetto ad un impianto ad alta potenza, ne consegue che

il volume disponibile per le reazioni chimiche sarà nettamente inferiore e quindi le emissioni di monossido di carbonio saranno maggiori.

4.2 – Ossidi di Azoto

Gli NO_x sono sostanze nocive che possono provocare irritazione oculare o delle vie respiratorie e nei soggetti più deboli può provocare malattie respiratorie o cardiache.

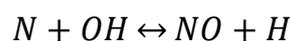
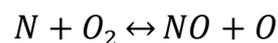
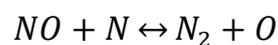
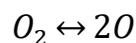
L'azoto può assumere diversi numeri di ossidazione, ma le principali sostanze inquinanti sono il monossido di azoto e il biossido di azoto. Con il termine NO_x si indicano genericamente entrambe le sostanze [7].

4.2.1 – Meccanismi di formazione degli NO_x

Si possono distinguere quattro diversi meccanismi di formazione degli ossidi di azoto:

- Meccanismo termico
- Meccanismo del perossido di azoto
- Meccanismo prompt
- Meccanismo fuel nitric oxide

Il *meccanismo termico* è un processo endotermico che interviene quando ci sono temperature intorno ai 1850 K, quindi si sviluppa solo nelle zone più calde della fiamma. Le reazioni caratteristiche di questo meccanismo sono quelle del modello di Zeldovich [7].



La prima reazione mostra come il meccanismo si avvii solo in presenza di combustione, diversamente non vi sarebbero atomi di ossigeno disponibili per la reazione con l'azoto, inoltre la seconda reazione è quella che richiede l'energia

di attivazione più elevata per produrre gli atomi di azoto che a loro volta reagiranno nelle altre reazioni. Questo giustifica l'elevata temperatura necessaria per far avviare il meccanismo di produzione degli ossidi di azoto.

La formazione degli ossidi di azoto dipende fortemente dalla temperatura della fiamma, l'entità di tale dipendenza è di tipo esponenziale ed è espressa mediante l'equazione di Arrhenius.

$$k = A e^{-\frac{E_a}{RT}}$$

In Figura 17 è evidenziata tale dipendenza, si può infatti notare come la frazione in massa degli ossidi di azoto declini rapidamente al decrescere delle temperature, questo avviene in particolar modo per dei tempi di residenza inferiori ai 10 ms.

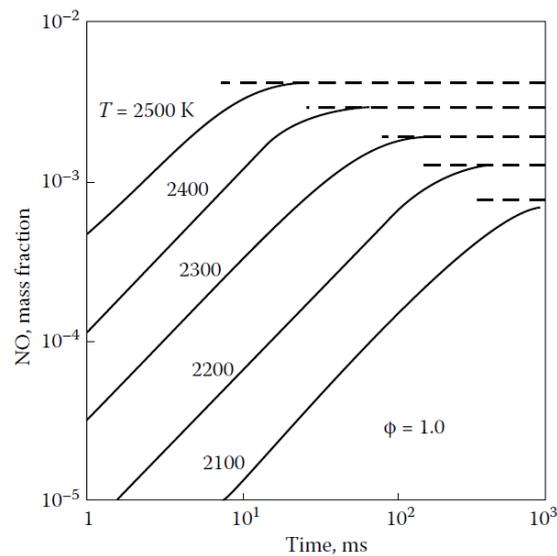


Figura 17: Formazione degli NOx in funzione di tempo e temperatura; Pa=1MPa [7]

È interessante notare come vari la dipendenza dalla temperatura della fiamma in caso di miscela liquida o gassosa. I risultati ottenuti sono mostrati in Figura 18.

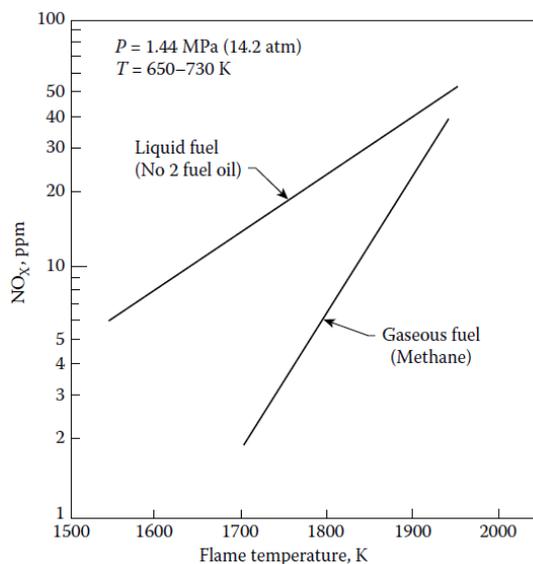
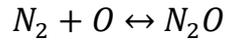


Figura 18: Dipendenza degli NO_x dalla temperatura di fiamma per combustibili liquidi e gassosi [7]

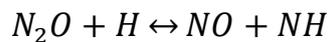
Si può dunque notare che, per temperature più basse i combustibili liquidi presentano emissioni di ossidi di azoto molto più elevate rispetto a quelle dei combustibili gassosi, mentre aumentando la temperatura di combustione tale differenza diminuisce.

Questo accade perché bruciando del combustibile liquido si presentano delle condizioni per ottenere una combustione prossima allo stechiometrico attorno al getto e quindi le relative temperature e che comportano conseguentemente una rapida formazione degli ossidi di azoto, anche se allontanandosi dal getto si è molto lontani dallo stechiometrico. Aumentando il rapporto di equivalenza le condizioni locali attorno al getto diventano prossime allo stechiometrico, diminuendo l'effetto del combustibile liquido. Le emissioni che si raggiungono saranno quindi prossime a quelle di un combustibile gassoso alle stesse condizioni operative.

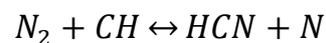
Il *meccanismo del perossido di azoto* è inizializzato dalla seguente reazione:



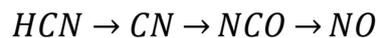
Successivamente si assiste all'ossidazione del perossido di azoto in monossido di azoto, le possibili reazioni che portano alla formazione di tali sostanza sono di seguito riportate:



Il *meccanismo prompt* interviene in ambiente particolarmente ricco, in questo caso l'azoto reagisce con il combustibile nel fronte di fiamma formando acido cianidrico [7].



Questo meccanismo comporta l'ossidazione delle molecole di HCN e degli atomi di azoto, le prime si ossideranno secondo i seguenti passaggi:



Invece gli atomi di azoto si trasformeranno in ossidi di azoto mediante il meccanismo di Zeldovich.

Il meccanismo *fuel nitric oxide* interviene in quelle miscele di combustibile che presentano un contenuto di azoto superiore all'1.8%, nelle quali gli atomi di azoto reagiscono formando il "fuel NO". La frazione di atomi sottoposta a queste reazioni cresce lentamente all'aumentare della temperatura, in base a ciò la quantità di fuel NO prodotta può anche diventare considerevole in rapporto alla quantità complessiva di NO prodotti.

4.2.2 – Effetto dei principali fenomeni fisici sulle emissioni di NO_x

Influenza della temperatura dell'aria

Visto che gli ossidi di azoto sono dipendenti dalla temperatura in camera di combustione ci si aspetta un sostanziale incremento delle emissioni di tali sostanze con un aumento della temperatura dell'aria, i risultati ottenuti sperimentalmente sono riportati in figura.

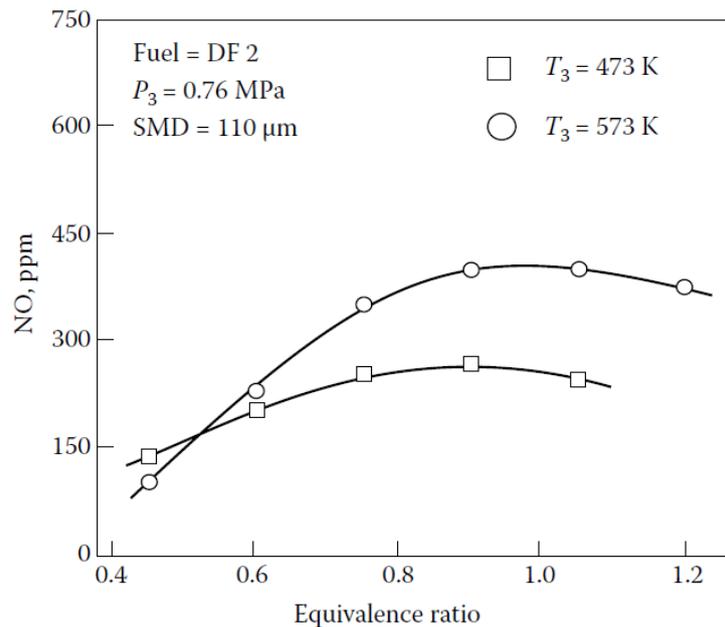


Figura 19: Influenza della temperatura di ingresso dell'aria sulla formazione degli NO_x [7]

Influenza del tempo di residenza in camera di combustione

È stato dimostrato sperimentalmente che si ha un aumento delle emissioni di NO_x se aumenta il tempo di residenza in camera di combustione fino ad un valore asintotico. Le miscele con rapporti di equivalenza molto bassi però non mostrano dipendenza da questo parametro in quanto la velocità di formazione sarà molto bassa.

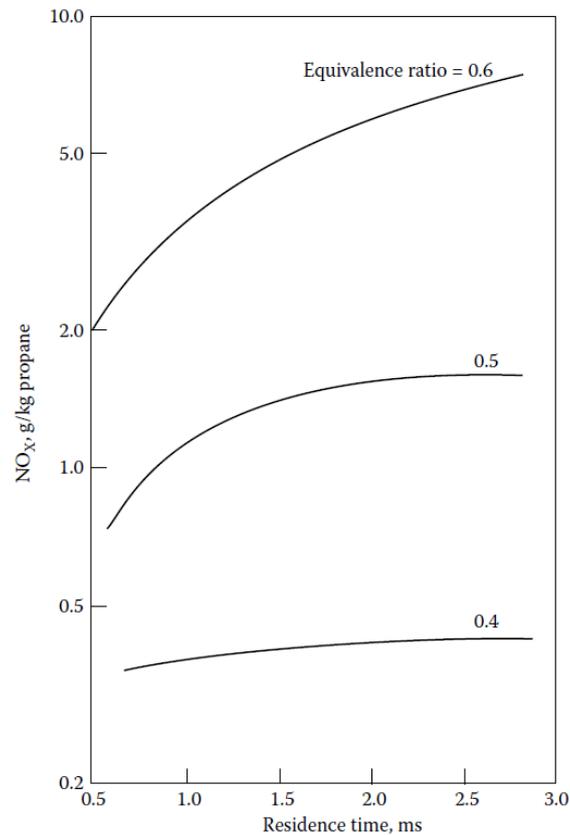


Figura 20: Effetto del tempo di residenza sulla formazione degli NO_x [7]

Influenza della pressione

La necessità di diminuire il consumo di combustibile comporta la necessità di costruire dei motori con rapporti di compressione elevati, pertanto è opportuno valutare quali siano gli effetti della pressione sulle emissioni degli ossidi di azoto.

È stato ricavato come la dipendenza tra questi due parametri, per combustibili tradizionali, sia esprimibile mediante la relazione seguente:

$$NO_x \propto p^n$$

In cui l'esponente n può assumere valori compresi tra 0.5 e 0.8 ed aumenta con l'aumentare della temperatura.

Se ne conclude quindi che il parametro che influenza maggiormente le emissioni di ossidi di azoto è la temperatura, da questa si ha una dipendenza esponenziale con la pressione. I risultati ottenuti sono mostrati nella Figura 21.

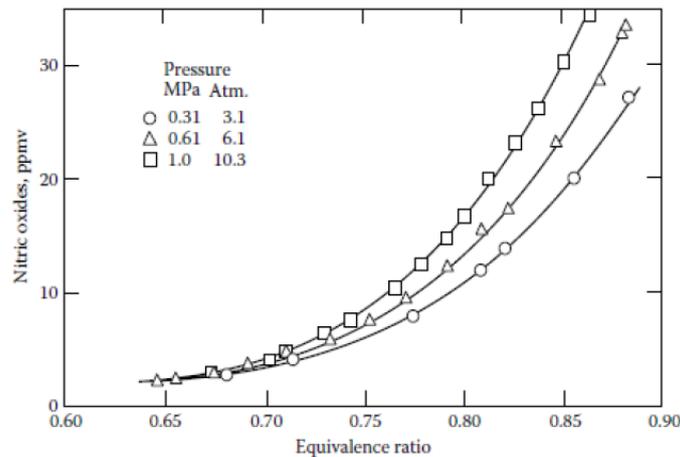


Figura 21: Dati sperimentali che mostrano l'influenza della pressione sulla formazione degli NOx [7]

Si può notare come le emissioni di ossidi di azoto nelle miscele povere siano indipendenti dalla pressione, in quelle ricche variano esponenzialmente con essa e l'incremento della temperatura fa aumentare l'esponente n . Quando l'esponente raggiunge il valore di 0.5 gli NO si formano per via del meccanismo termico.

È stato inoltre dimostrato che il valore dell'esponente della pressione sia dipendente anche dal rapporto di equivalenza mediante la relazione seguente:

$$n = 116.5 \cdot e^{-\frac{\phi}{0.222}}$$

Influenza dell'atomizzazione del combustibile

L'influenza della produzione degli ossidi di azoto dalla dimensione delle goccioline di combustibile è fortemente dipendente dal rapporto di equivalenza. Dalla Figura 22 si può notare come la produzione di NO aumenti all'aumentare del diametro medio delle gocce di combustibile e che quest'effetto è preponderante per bassi rapporti di equivalenza.

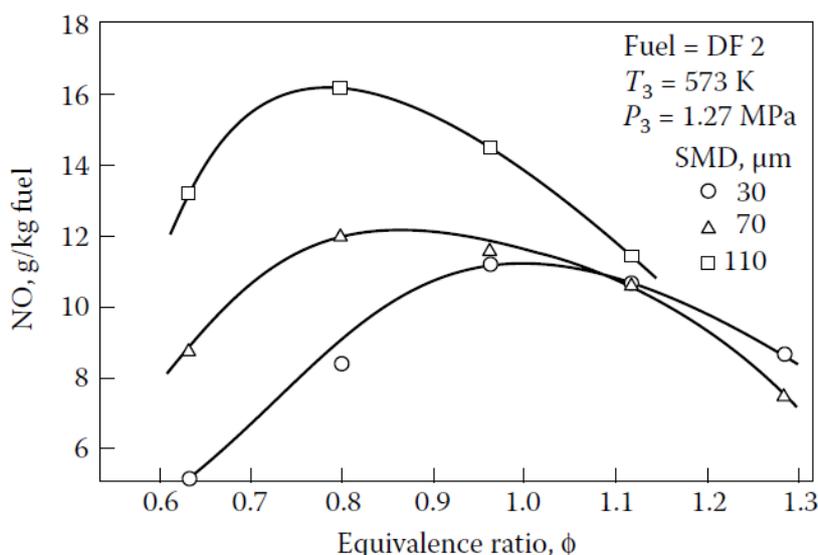
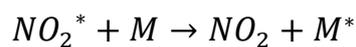
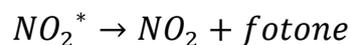
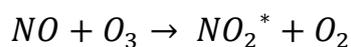


Figura 22: Influenza dell'atomizzazione del combustibile sulle emissioni di NO [7]

Questo accade perché le gocce vengono avvolte dalla fiamma e, se le gocce sono di grandi dimensioni questo fenomeno avrà maggiore consistenza. Questa fiamma brucia per diffusione con rapporti di equivalenza prossimi allo stechiometrico, perciò le temperature localmente saranno molto elevate conseguentemente verrà generato un gran numero di NO_x.

4.3 – Analizzatori CLD per la misurazione degli NO_x

Sono analizzatori basati sulla chemiluminescenza, processo di emissione dei fotoni durante una reazione chimica. Quando l'NO reagisce con l'ozono, dà origine ad una miscela NO_2 eccitata elettricamente che ritorna allo stato normale emettendo una radiazione luminosa [8].



Dove:

- M indica genericamente una molecola
- L'asterisco identifica una molecola in stato elettricamente eccitato.

Solo una frazione del monossido di azoto viene convertita in NO_2 , tale quantità è funzione della temperatura, ad esempio, considerando una temperatura pari a 25°C è circa il 10%. Per poter utilizzare questo strumento è necessario quindi mantenere la temperatura in camera costante al valore di calibrazione.

L'ultima reazione indica che le molecole di NO_2^* possono essere disattivate in seguito a collisioni con molecole M, diminuendo ulteriormente il numero di fotoni emessi. Al fine di ridurre questo inconveniente è opportuno che le reazioni avvengano con eccesso di ozono.

La pompa a vuoto controlla la pressione nella camera di reazione e aspira in essa l'ozono e il gas campione. L'ozono viene generato con una scarica elettrica o mediante un intenso fascio di raggi UV.

L'emissione di luce viene misurata da un fotomoltiplicatore e convertita in un segnale elettrico. La portata in volume di ozono è determinata dalla pressione di alimentazione dell'ossigeno e da un capillare posto all'ingresso dell'ozonizzatore.

La portata del campione da analizzare è regolata da due capillari. Un capillare (ugello critico) e un regolatore di pressione permettono di regolare il flusso che entra nel reattore. Una pompa di campionamento invia una portata inferiore a quella destinata al reattore, l'eccesso di portata costituisce un flusso di by-pass. Con una portata sempre maggiore di gas da analizzare si riducono le fluttuazioni di misura.

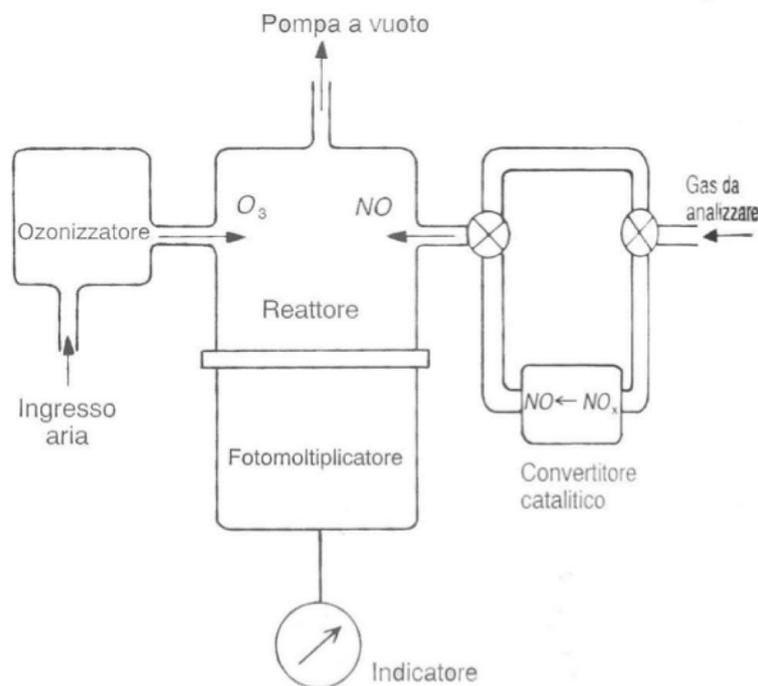


Figura 23: Struttura dell'analizzatore CLD [8]

L'intensità della luce emessa è proporzionale alla corrente elettrica mediante la relazione seguente:

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

L'analizzatore misura la concentrazione di NO, è però necessario mantenere i livelli di ozono costante, il flusso di ozono sarà stazionario e superiore all'NO. Per la misura dell'NO₂ si fa passare l'NO₂ in un convertitore catalitico che lo trasforma in NO. Il gas da analizzare viene inviato in un condotto in acciaio inox riscaldato a 600-700°C, qui l'NO resta inalterato, mentre l'NO₂ si trasforma in NO liberando O₂. Lo strumento permette di valutare la concentrazione degli NO_x valutati come NO.

La calibrazione viene fatta servendosi di azoto o di aria pura, e la misura degli NO_x viene effettuata su base secca, anche se sono possibili misure su base umida.

4.4 – Catalizzatori riducenti per gli NOx

I catalizzatori sono dei sistemi di post-trattamento che permettono di ridurre le emissioni di inquinanti allo scarico. I sistemi fino ad ora studiati per limitare lo scarico degli ossidi di azoto si basano su:

- Riduzione catalitica selettiva con ammoniaca (SCR)
- Riduzione catalitica selettiva mediante idrocarburi (DeNOx)

4.4.1 – Riduzione catalitica selettiva mediante ammoniaca

La riduzione catalitica selettiva degli ossidi di azoto è realizzata iniettando ammoniaca o urea sia allo stato liquido che gassoso nei gas a monte del letto catalitico, la sostanza iniettata fungerà da agente riducente [8].

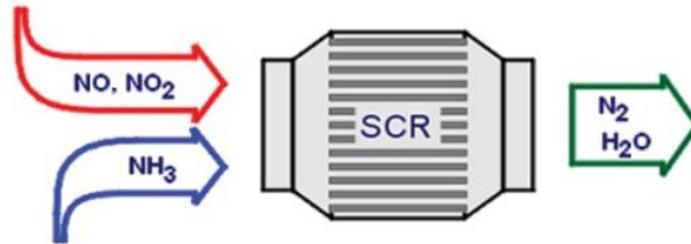


Figura 24: Schema del catalizzatore per SCR [8]

La riduzione degli NO_x è possibile per via dell'elevata selettività dell'ammoniaca, questa ha infatti una forte tendenza ad assorbire l'ossigeno limitando la formazione degli ossidi di azoto all'interno dei gas di scarico formando azoto allo stato gassoso e acqua. Nel caso in cui l'agente riducente iniettato è l'urea, essa si decompone in ammoniaca quando viene iniettata a monte del catalizzatore per effetto del calore apportato dai gas di scarico.

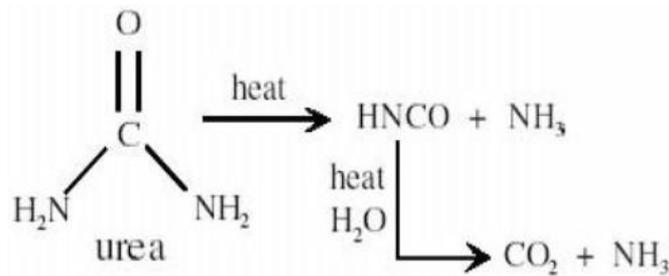
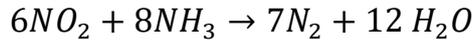
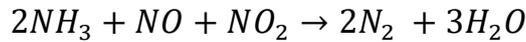
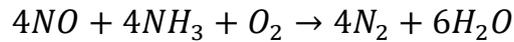


Figura 25: Meccanismo di dissociazione dell'urea [8]

Le reazioni chimiche coinvolte durante il processo di riduzione degli ossidi di azoto sono le seguenti:



La prima reazione avviene quando nei gas di scarico non è presente biossido di azoto, ma solo monossido di azoto, al contrario la terza avviene quando vi è un'elevata quantità di biossido di azoto, ma è caratterizzata da una velocità di reazione molto ridotta.

La seconda reazione è quella preferibile in quanto presenta un'elevata velocità di reazione, bisogna però prestare attenzione al rapporto tra biossido di azoto e monossido di azoto, se questo diventa superiore ad 1 l'attività riducente ne risente perché avviene la terza reazione.

La scelta del catalizzatore da utilizzare nel processo è fondamentale, quelli che trovano più largo impiego per applicazioni industriali sono a base di ossidi metallici quali l'ossido di vanadio, le zeoliti ed il tungsteno.

Uno dei principali problemi su cui bisogna porre attenzione è il fenomeno dell'ammonia slip, ovvero un rilascio di ammoniaca verso l'ambiente. Bisogna dunque dosare correttamente la quantità di ammoniaca da iniettare perché una quantità troppo bassa non sarebbe sufficiente a garantire un'opportuna attività riducente, mentre una quantità troppo elevata provocherebbe la presenza di tale sostanza nei fumi allo scarico. Per dosare correttamente il rapporto tra ossidi di azoto ed ammoniaca si adotta un rapporto NH_3/NO_x compreso tra 0.9 ed 1.

4.4.2 – Riduzione catalitica selettiva mediante idrocarburi

Un'alternativa alla riduzione mediante ammoniaca consiste nell'impiegare come agenti riducenti degli idrocarburi. Questi sistemi vengono chiamati Lean NOx Catalyst (LNC) oppure DeNOx [8].

La reazione che avviene, utilizzando come idrocarburo d'esempio il propano, sarà la seguente:



È possibile distinguere i DeNOx passivi, che sfruttano gli idrocarburi emessi dal motore, e i DeNOx attivi che prevedono l'introduzione di idrocarburi addizionali a monte del catalizzatore. Questi ultimi permettono di ottenere una maggiore efficienza di conversione ma prevedono soluzioni costruttive più complesse e maggiori consumi. I sistemi DeNOx di tipo passivo rappresentano la soluzione più interessante per il controllo delle emissioni per via della loro semplicità costruttiva, per l'affidabilità del sistema e per il basso costo di realizzazione, ma l'attività di catalisi potrebbe risultare insufficiente laddove la produzione di idrocarburi è nettamente inferiore a quella degli ossidi di azoto.

Anche in questo caso è fondamentale la scelta del catalizzatore, attualmente quelli maggiormente utilizzati sono i catalizzatori a base di platino – allumina e quelli a base di rame – zeolite. La scelta di impiegare differenti componenti catalitici attivi è effettuata al fine di estendere l'intervallo di temperatura di funzionamento, come mostrato in Figura 26 che risulta essere in ogni caso inferiore rispetto al campo di temperatura sfruttabile nei sistemi SCR.

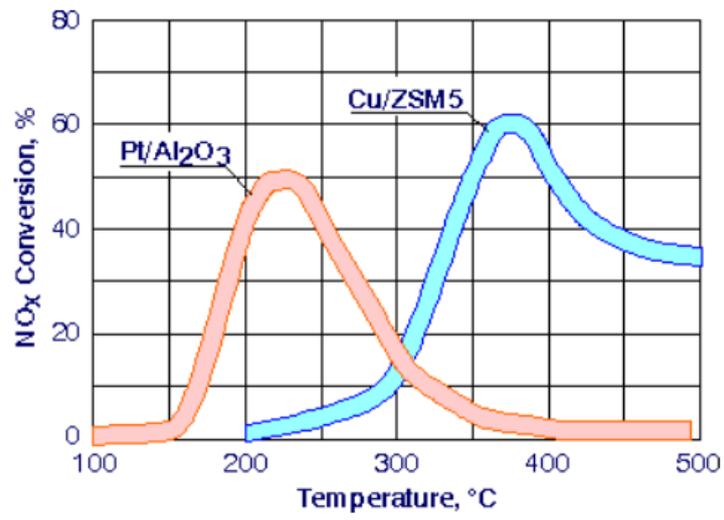


Figura 26: Efficienza di conversione degli NOx in funzione di temperatura e catalizzatore [8]

Capitolo 5 – Idrogeno nelle turbine a gas

L'idrogeno è la sostanza più abbondante del pianeta, in natura non è reperibile allo stato puro, ma solo in forma molecolare combinato con altri elementi chimici, è possibile trovarlo combinato in sostanze quali acqua, combustibili fossili e gas naturale.

Nell'ambito energetico l'idrogeno sta giocando un ruolo sempre più importante in quanto permette una produzione di energia priva di molte sostanze inquinanti generate dai combustibili tradizionali.

Con l'idrogeno si potrebbe essere in grado di affrontare innumerevoli sfide che negli anni hanno generato una serie di criticità, come ad esempio permettere l'immagazzinamento di energia prodotta dalle fonti rinnovabili oppure permettere la decarbonizzazione di settori che hanno un forte impatto sull'inquinamento ambientale (come il siderurgico, i trasporti e il settore chimico) permettendo di conseguenza un miglioramento della qualità dell'aria.

Oltre all'impatto ambientale, l'utilizzo dell'idrogeno come combustibile presenta anche il vantaggio di poter essere prodotto da diverse fonti di energia. Esso si può ricavare dalle fonti rinnovabili, come quella solare o l'eolica, oppure dall'energia nucleare mediante un processo di conversione termica diretta oppure mediante elettrolisi dell'acqua.

L'idrogeno inoltre può essere facilmente conservato e trasportato in modo da poter essere reso a disposizione su larga scala.

Nel breve termine però, si ritiene che la maggior produzione di idrogeno possa avvenire a partire dai combustibili fossili tradizionali mediante alcuni processi di conversione.

Alcune delle possibili soluzioni sono le seguenti [9]:

- Conversione del carbone in idrogeno mediante un processo di gasificazione e separazione dell'anidride carbonica con successivo trasporto dell'idrogeno direttamente alla centrale mediante l'impiego di tubature
- Produzione integrata di idrogeno ed energia elettrica a partire dal carbone oppure dal gas naturale con trasporto di idrogeno allo stato puro direttamente all'utilizzatore permettendo una produzione di potenza in loco
- Produzione di energia elettrica mediante dei cicli combinati integrando il processo con delle tecniche di decarbonizzazione

Nel breve e medio termine la soluzione più valida è rappresentata dai cicli combinati e decarbonizzazione, anche se per il futuro della produzione di energia delle possibili soluzioni possono essere le fuel cells oppure l'utilizzo di cicli semi – chiusi.

In questo capitolo sarà analizzato l'impiego dell'idrogeno nelle turbine heavy – duty che sono state originariamente progettate per funzionare con combustibili tradizionali, verrà descritto come vengono controllati gli NOx prodotti dalla combustione e il fenomeno del ritorno di fiamma.

5.1 – Effetti della combustione dell'idrogeno sulle turbomacchine

La combustione dell'idrogeno, raffrontata a quella con gas naturale, comporta una composizione chimica differente e ad una portata in massa inferiore dovuta alla minor densità del combustibile. Questo si traduce in un ottenimento di una miscela di gas combustibili caratterizzata da un maggior contenuto d'acqua, influenzando di conseguenza sia il peso specifico che il calore specifico della miscela.

Negli impianti di turbine a gas, i maggiori effetti che si presentano sono i seguenti:

- Una variazione del salto entalpico durante la fase di espansione in turbina
- Una portata differente all'ingresso della turbina che farà variare l'accoppiamento tra turbina e compressore e quindi il punto di funzionamento
- Una variazione del coefficiente di scambio termico sul lato esterno della palettatura della turbina che avrà effetti sull'efficienza del sistema di raffreddamento

Di seguito verranno approfonditi separatamente i singoli effetti.

5.1.1 – Influenza del combustibile sul salto entalpico e sulla portata volumetrica

Come si vedrà in seguito, al fine di ridurre la produzione degli NOx, si diluisce il combustibile con vapore acqueo o azoto.

Considerando un impianto di turbina a gas in cui le condizioni in ammissione in turbina siano $p = 17$ bar, $T = 1450^{\circ}\text{C}$ e che la turbina mandi il fluido in una pressione ambiente, è possibile notare gli effetti della diluizione da Figura 27 e Figura 28.

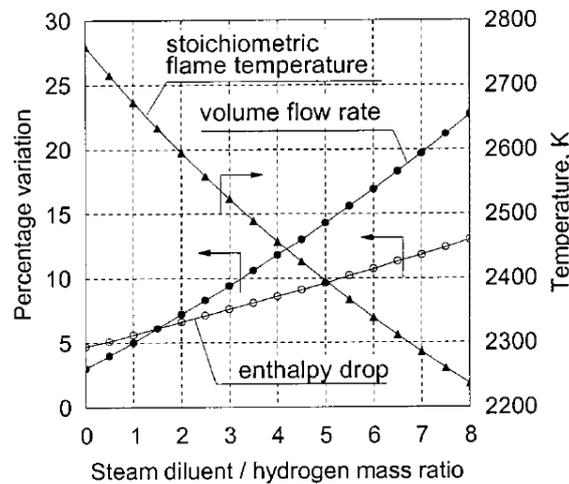


Figura 27: Dipendenza del salto entalpico, della portata volumetrica e della temperatura stechiometrica di fiamma utilizzando il vapore come diluente [9]

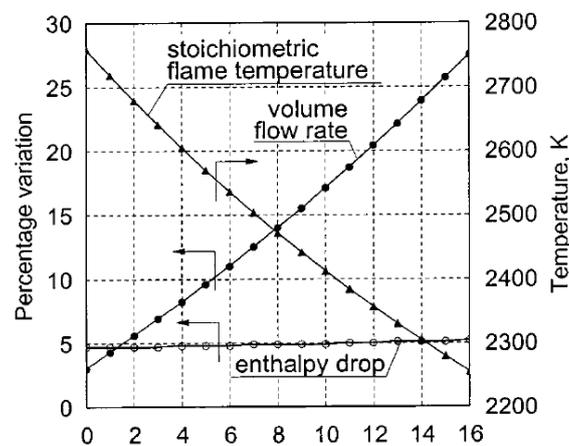


Figura 28: Dipendenza del salto entalpico, della portata volumetrica e della temperatura stechiometrica di fiamma utilizzando l'azoto come diluente [9]

Rispetto al gas naturale, dalle figure si nota che la combustione dell'idrogeno senza diluenti provoca una variazione del salto entalpico del 5%.

Nella prima figura, in cui è mostrato l'andamento nel caso in cui il diluente sia vapore, mostra come l'aumento del rapporto tra vapore ed idrogeno comporti un incremento del salto entalpico.

L'espressione del salto entalpico, usando l'ipotesi semplificativa di gas ideale, si esprime come segue:

$$\Delta h_{is} = \int_{T_{FIN,is}}^{T_{IN}} c_p(T) dT = \bar{c}_p (T_{IN} - T_{FIN,is})$$

L'effetto sul salto entalpico può dunque essere provocato da una variazione del calore specifico c_p o del salto di temperature. Un aumento del vapore, infatti comporta un innalzamento del calore specifico, ma allo stesso tempo fa diminuire il rapporto tra i calori specifici da cui dipendono le temperature in maniera esponenziale facendo aumentare la temperatura in uscita dalla turbina diminuendo il salto di temperature [9].

Analizzando il secondo asse delle ordinate presente sul grafico che riporta la temperatura stechiometrica della fiamma si nota come questo parametro diminuisca all'aumentare del rapporto tra vapore ed idrogeno. Ad esempio, per mantenere una temperatura stechiometrica di fiamma a 2300 K, sarà necessario un rapporto di diluizione pari a 7 che corrisponde ad un aumento del salto entalpico del 12% rispetto al caso in cui si usasse come combustibile il gas naturale.

Infine, il grafico dà indicazioni sulla variazione della portata in volume causata dalla combustione dell'idrogeno, si può notare come questo parametro aumenti all'aumentare del rapporto vapore – idrogeno.

Nella seconda figura, invece, si analizzano gli effetti dell'impiego dell'azoto come diluente, dunque gli stessi parametri sono in funzione del rapporto tra azoto ed idrogeno. Rispetto al caso con il vapore, un aumento di azoto non ha effetti sul

salto entalpico che resta sempre intorno al 5%. Notando inoltre che è stata adottata una scala differente sull'asse delle ascisse rispetto al caso visto in precedenza, si deduce che l'aumento della portata volumetrica sarà meno importante rispetto al caso in cui si diluisca con il vapore.

5.1.2 – Influenza del combustibile sull'accoppiamento tra turbina e compressore

La variazione della portata volumetrica provocata dal combustibile differente ed eventualmente dall'utilizzo di diluenti ha effetti sull'accoppiamento tra turbina e compressore se si utilizza un impianto originariamente progettato per una combustione con il gas naturale. Ne segue una variazione del punto di funzionamento delle macchine in modo tale che si possa ristabilire l'equilibrio fluidodinamico con la nuova portata.

In Figura 29 e Figura 30 è mostrata la variazione del punto di funzionamento sulle caratteristiche di turbina e compressore, la regolazione può essere effettuata variando l'Inlet Guide Vane (IGV), il rapporto di compressione, la portata in ingresso al compressore e la temperatura in ingresso in turbina.

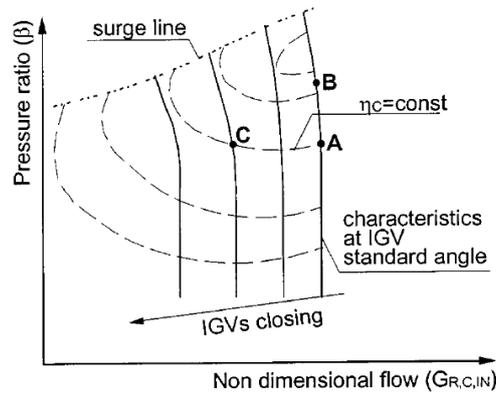


Figura 29: Punti di funzionamento sulla caratteristica del compressore [9]

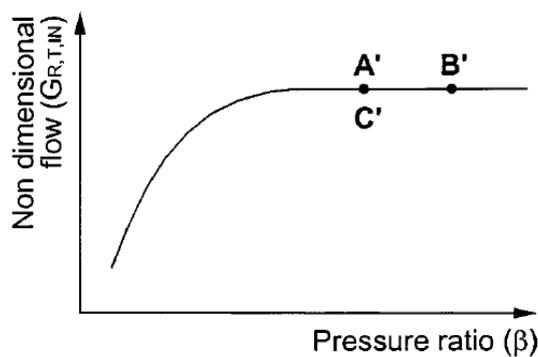


Figura 30: Punti di funzionamento sulla caratteristica della turbina [9]

Indicando con A B e C tre nuovi punti di funzionamento possibili del compressore e con A' B' e C' i nuovi punti di funzionamento della turbina, le modifiche effettuate quando si va ad impiegare l'idrogeno saranno le seguenti [9]:

- Nel punto A l'angolo VGV è lo stesso di progetto e viene ridotta la temperatura di ingresso della turbina
- Nel punto B rimangono invariati l'angolo VGV e la Temperatura in ingresso alla turbina mentre viene regolata la portata in modo da far aumentare il rapporto di compressione. Nel caso in cui si dovesse superare la curva di stallo-pompaggio si dovrebbe comprimere in due stadi
- Nel punto C si lasciano invariate temperatura di ingresso in turbina e rapporto di compressione e si diminuisce l'angolo VGV muovendosi sulla curva isorendimento. Anche in questo caso, se si dovesse superare la curva di stallo-pompaggio si dovrebbe comprimere in due stadi

La combustione dell'idrogeno comporta anche delle variazioni nella forma dei triangoli di velocità che si ottengono, la variazione del salto entalpico farà variare la velocità del flusso, mentre la variazione della portata volumetrica ne influenzerà la componente assiale.

Per limitare il decadimento delle prestazioni della macchina, le palette della turbina variano il loro angolo di calettatura e la macchina riesce a lavorare efficientemente anche nelle nuove condizioni. Si potrebbero però avere comunque dei peggioramenti dell'efficienza dovuti ad un aumento delle perdite di energia cinetica.

5.1.3 – Influenza del combustibile sul raffreddamento delle pale

Per comprendere meglio il fenomeno si considera un sistema di raffreddamento semplificato composto da un unico condotto attraversato dal fluido di raffreddamento. La tipologia dello scambiatore può essere considerata a flussi incrociati e permette che il materiale metallico non superi il massimo limite di temperatura sopportabile. La struttura semplificata è riportata sul lato sinistro della Figura 31, mentre sul lato destro è riportato l'andamento delle temperature.

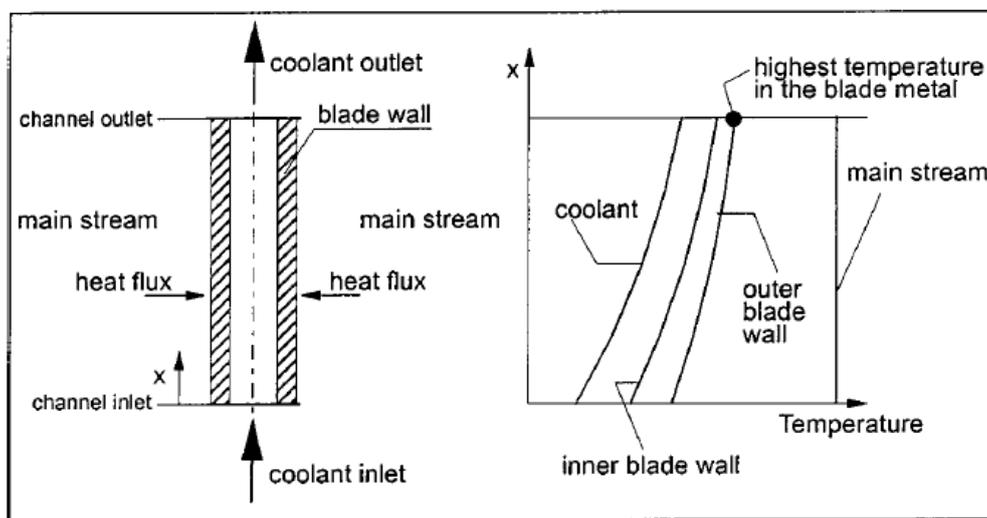


Figura 31: Sistema di raffreddamento semplificato delle pale [9]

La combustione dell'idrogeno e l'utilizzo di un diluente hanno degli effetti sul sistema di raffreddamento sotto due differenti aspetti:

- Il coefficiente di scambio termico convettivo viene aumentato dalla composizione differente del flusso caldo che attraversa la turbina, in questo modo si ha un aumento del flusso termico, questo porterà ad un peggioramento delle prestazioni del circuito di raffreddamento delle pale
- Il maggior rapporto di espansione fa aumentare il coefficiente di scambio termico convettivo su entrambi i lati della pala e la temperatura dell'aria utilizzata nel circuito di raffreddamento che vede le sue prestazioni diminuire

Gli effetti della composizione differente del fluido possono essere valutati mediante la seguente relazione:

$$h_{OUT} = 0.285 \frac{(\rho v)^{0.63} c_p^{1/3} k^{2/3}}{D^{0.37} \mu^{0.7}}$$

Dove v è la velocità del flusso principale.

Analizzando come variano i singoli parametri tra aria vapore e anidride carbonica è possibile valutare il salto entalpico [9].

| | ρ [kg/m ³] | c_p [kJ/kg K] | $\mu \times 10^6$ [Pa s] | $k \times 10^3$ [W/m K] | $\rho^{0.63} c_p^{1/3} k^{2/3} / \mu^{0.7}$ |
|-----------------|--------------------------------|--------------------|-----------------------------|----------------------------|---|
| Aria | 2.736 | 1.183 | 50.109 | 83.164 | 73.84 |
| Vapore | 1.702 | 2.482 | 48.241 | 135.465 | 98.15 |
| CO ₂ | 4.158 | 1.289 | 49.524 | 81.696 | 98.09 |

Si può notare come non vi siano differenze significative tra il coefficiente di scambio termico dell'aria e quello dell'anidride carbonica, mentre la diluizione con vapore comporta un raddoppiamento di tale valore.

Gli effetti dell'aumento del rapporto di espansione si esplicitano sotto tre aspetti:

- Il coefficiente di scambio termico convettivo aumenta su entrambi i lati della paletta facendo diminuire la densità del fluido
- Aumenta la temperatura del fluido refrigerante
- La portata del fluido refrigerante aumenta per via della variazione di densità

L'incremento dell'entalpia di raffreddamento ha effetti benefici sul rendimento perché si riduce il salto di temperature presente tra il fluido e la pala, ma l'incremento del coefficiente convettivo di scambio termico su entrambi i lati delle

pale provoca un aumento del flusso termico attraverso la pala e quindi la temperatura che il metallo deve sopportare sarà superiore.

Per mitigare l'effetto dell'aumento del rapporto di espansione sarà necessario ridurre la temperatura in ingresso alla turbina.

5.3 – Controllo degli NO_x

Indipendentemente dal combustibile utilizzato, oggi metodi utilizzati maggiormente per il controllo degli NO_x sono i seguenti:

- Combustione premiscelata con l'utilizzo di catalizzatori
- Diluizione del combustibile con vapore, aria o azoto
- Rimozione degli ossidi di azoto dai gas combusti mediante SCR o DeNO_x

Se per i combustibili tradizionali il metodo più efficiente risulta essere la combustione premiscelata che consente una combustione in tempi rapidi mantenendo le temperature ad un valore moderato, questo non vale per l'idrogeno che presenta una reattività più elevata. Rispetto al gas naturale, il limite di infiammabilità dell'idrogeno è molto più basso, sarà necessaria di conseguenza una temperatura inferiore per far partire la combustione, la soluzione non è quindi praticabile per questa tipologia di combustibile.

Per queste tipologie di combustori il metodo più efficace per limitare la produzione degli ossidi di azoto è la diluizione del combustibile principalmente con vapore o azoto, nella combustione diffusiva, infatti, questo processo consente di ridurre la temperatura di fiamma stechiometrica, corrispondente con la reale temperatura in camera che ha un impatto diretto sulla produzione degli ossidi di azoto. Questo è mostrato nella Figura 32.

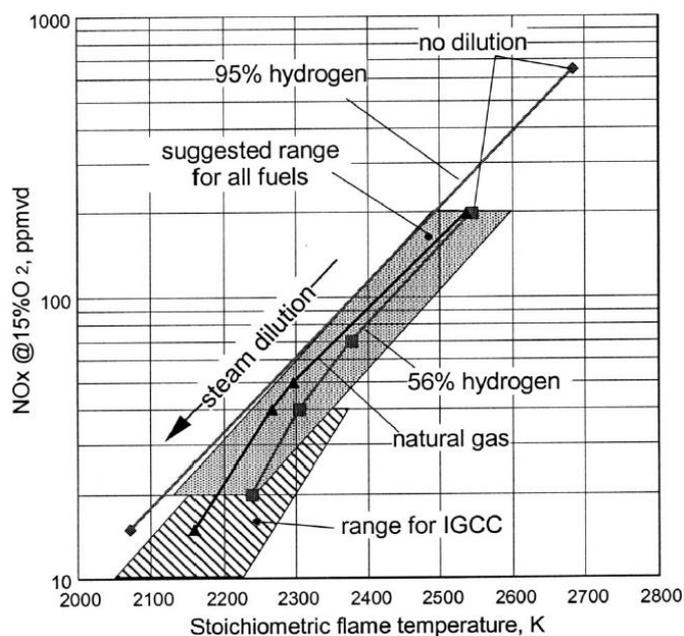


Figura 32: Dipendenza delle emissioni di NOx dalla temperatura stechiometrica della fiamma e dalla diluizione [9]

Si può notare come una combustione a base di idrogeno priva di diluizione comporti dei livelli di NOx inaccettabili, si ha dunque la necessità di ridurre la temperatura di fiamma stechiometrica per limitarne la produzione. Un valore di NOx accettabile si ottiene per una temperatura pari a 2300 K.

La tecnica di rimozione degli ossidi di azoto dai gas combusti presentano dei costi dipendenti dalla quantità degli NOx da rimuovere, per un sistema SCR saranno necessari 2000 \$ per tonnellata, mentre per un DeNOx tra i 6000 \$ e gli 8000 \$ per tonnellata, sono quindi utilizzabili se la quantità degli ossidi da rimuovere fosse compresa tra i 10 e 100 ppm, ma dalla Figura 32 si può notare come, in assenza di diluizione, la quantità di ossidi di azoto da rimuovere è di diverse centinaia di ppm.

Questa tecnica può essere utilizzata solo in aggiunta alla diluizione, per ridurre ulteriormente delle emissioni di poche decine di ppm.

5.4 – Flashback

Il maggior problema che si presenta nella combustione dell'idrogeno consiste nella sua elevata reattività, si può dunque generare un flashback per via delle instabilità presenti nei flussi secondari. Questo fenomeno consiste un movimento della fiamma verso la direzione degli iniettori danneggiandoli.

Le soluzioni che si adottano sui combustori progettati per funzionare con il gas naturale riducono fortemente le prestazioni dell'impianto. Ad esempio, diminuendo la quantità di combustibile da iniettare si riduce il rischio di flashback, ma allo stesso tempo si riduce la temperatura dei gas combusti e quindi l'impianto genererà una potenza inferiore.

Una possibilità è quella di effettuare un'iniezione diretta del combustibile che avviene da centinaia di migliaia di punti differenti in modo da miscelarlo rapidamente con l'aria. Le emissioni di NOx sono un po' più elevate rispetto al caso di combustione premiscelata.

Per trovare un compromesso sono stati sviluppati degli iniettori simili a quelli ad iniezione diretta ma che prevedono una piccola zona di premiscelamento. Alcune configurazioni prevedono:

- Getti con flusso incrociato
- Miscelazione del flusso nei canali
- Miscelazione a vortice in piccoli serbatoi con degli afflussi radiali e assiali

5.4.1 – Configurazioni dell'iniettore

Le prime due configurazioni analizzate derivano da esperimenti effettuati da GE's Global Research Center di Niskayuna [10], la terza soluzione è stata fornita da Ansaldo [11].

Entitlement rig

Nell'esperimento è stata adottata la configurazione di un miscelatore multi-tube a flussi incrociati. Il miscelamento aria/combustibile avviene da più punti, la configurazione dell'iniettore è simile a quello ad iniezione diretta ma prevede una zona di premiscelamento. Per evitare il ritorno di fiamma la velocità dell'aria è superiore a quella della fiamma della miscela. Le composizioni del combustibile utilizzati sono 60% H₂ – 40% N₂ in volume e 60% H₂ – 30% N₂ – 10% CO.

La configurazione è mostrata nelle immagini che seguono:

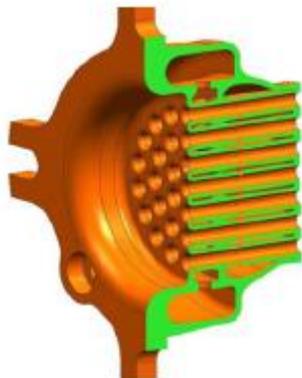


Figura 34: Sezione di un miscelatore multitubo per combustibili ad alto contenuto di idrogeno [10]



Figura 33: Fotografia di un miscelatore multitubo per combustibili ad alto contenuto di idrogeno [10]

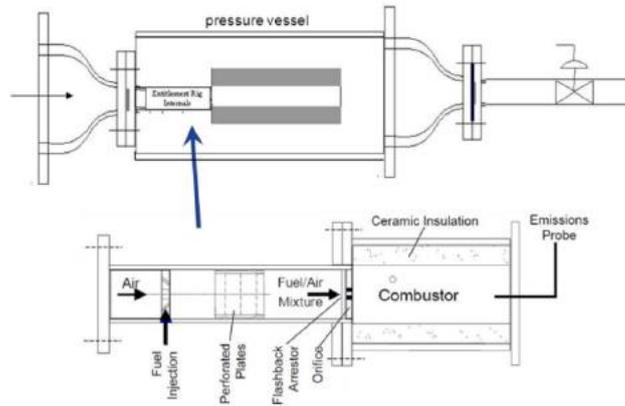


Figura 35: Schema Entitlement Rig [10]

Aria e carburante sono introdotti nel tubo di miscelazione con un iniettore LDI, la miscela viaggia attraverso piastre forate. Il flusso premiscelato è introdotto nella camera di combustione attraverso un orifizio piatto che permette di aumentare lo slancio del flusso inibendo il ritorno di fiamma e generando delle zone di ricircolo.

Quando il combustibile non è idrogeno puro, è opportuno misurare la concentrazione di O_2 e CO_2 all'uscita del combustore, dalle concentrazioni è possibile ricavare la temperatura di fiamma per verificare la completa combustione.

Single Nozzle Rig

Per i combustibili ad alto contenuto di idrogeno è stata prevista una soluzione che prevede l'impiego di un combustore rivestito in ceramica con un unico ugello. Il combustore è costituito da materiale ceramico rivestito da un guscio metallico, in modo da poter considerare la superficie adiabatica e non necessitando di un post-raffreddamento.

L'assieme è composto da tre sezioni:

- Un tubo per l'ingresso dell'aria
- Una zona più grande per l'allocatione dell'iniettore del combustibile
- Un combustore di scarico

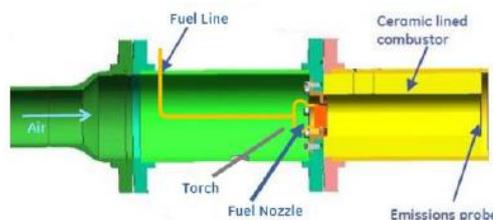


Figura 36: Modello e sezione del Single Nozzle Rig [10]

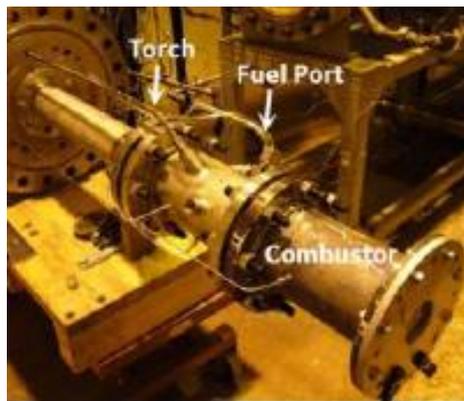


Figura 37: Fotografia del Single Nozzle Rig [10]

Nel miscelatore e sulla superficie del combustore sono state poste delle termocoppie per rilevare eventuali flashback. Vi è inoltre un'elettrovalvola che permette di interrompere l'iniezione del combustibile nel momento in cui si dovesse raggiungere una temperatura troppo elevata.

Combustione sequenziale a pressione costante

Un'altra possibile soluzione, applicata sulle turbine a gas GT26 e GT36, è la combustione sequenziale, in cui il combustibile che non viene utilizzato nel primo stadio del combustore viene iniettato nel secondo stadio in modo da mantenere inalterata la posizione della fiamma nonostante l'aumento del flusso di combustibile.

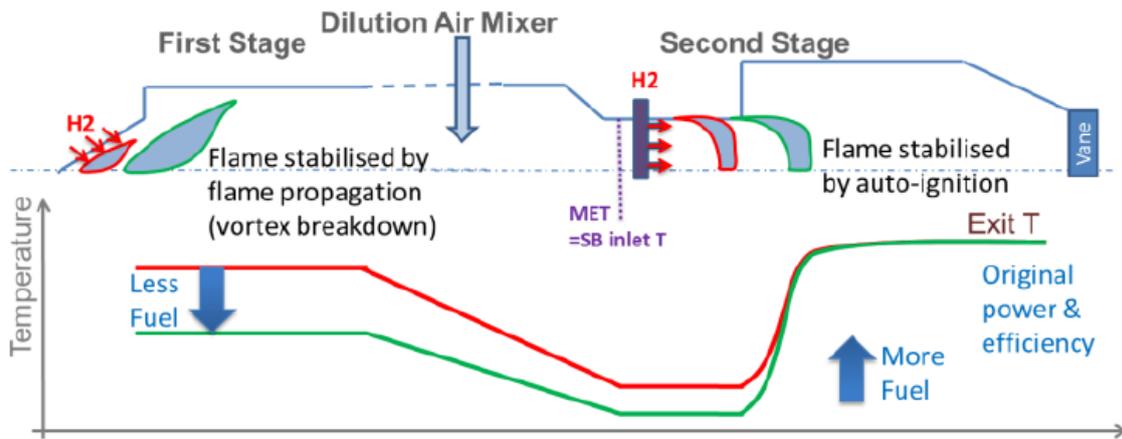


Figura 38: Schema della combustione sequenziale a pressione costante nel sistema delle TG 36 [11]

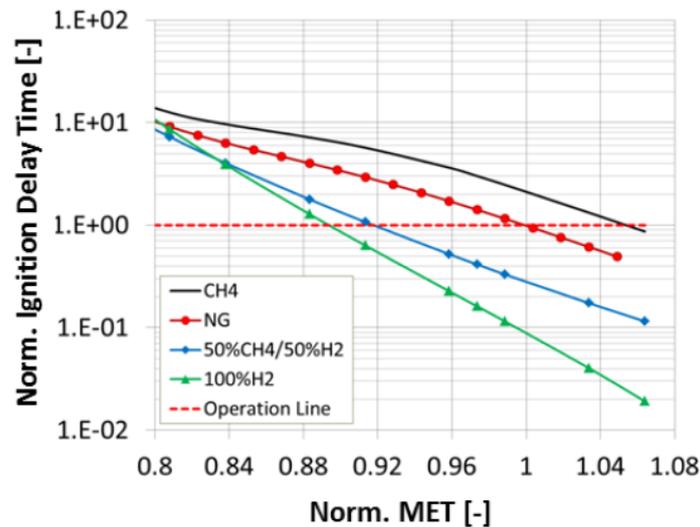


Figura 39: Dipendenza del ritardo di accensione dalla temperatura di ingresso per combustibili a differente reattività confrontati con il metano [11]

Un altro vantaggio è che la produzione di NO_x nel primo stadio non ha un impatto apprezzabile sulla produzione di NO_x dell'intero sistema.

È possibile valutare un parametro che indica quale sia l'impatto del primo stadio sulla produzione di NO_x di tutto il sistema, si definisce un fattore di riduzione che è funzione del rapporto di combustibile del primo e del secondo stadio:

$$CF = AS \frac{\phi_{FS}}{\phi_{CPSC}} \quad ; \quad NO_{X, FS, out} = CF \cdot NO_{X, FS}$$

La figura di seguito riporta la dipendenza del fattore di riduzione dal rapporto di combustibile dei due stadi, riduzione che non avverrebbe in assenza di combustione sequenziale.

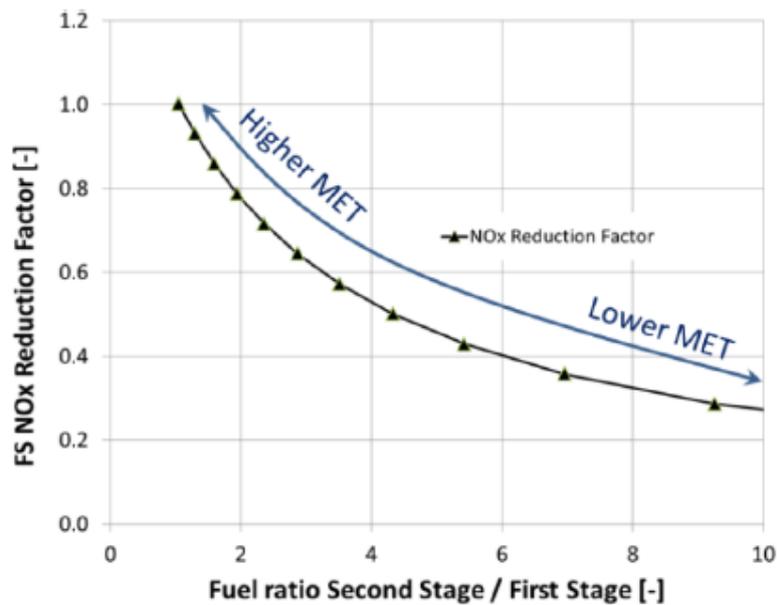


Figura 40: Contributo degli NO_x dal primo stadio a quello complessivo in funzione del rapporto di combustione tra i due stadi [11]

Capitolo 6 – CONVERGE CFD

CONVERGE è un software per le analisi CFD che è in grado di generare automaticamente una mesh perfettamente ortogonale semplicemente inserendo la dimensione della cella, eliminando così i problemi che si presentano nei software tradizionali nel momento in cui si deve meshare la geometria.

Nei software tradizionali, la mesh viene adattata alla geometria, ne risultano griglie non ortogonali soprattutto quando si simulano geometrie complesse, in questo modo si perde in accuratezza, inoltre la generazione della mesh può richiedere anche molto tempo.

In CONVERGE non è necessario un adattamento alla geometria, in questo modo si riducono i tempi di generazione della mesh e la griglia non risulterà deformata, ma perfettamente ortogonale.

La mesh può anche evolvere nel tempo in modo da ottimizzare la simulazione andando a raffinare nelle regioni in cui si hanno dei gradienti maggiori, massimizzando così l'efficienza della simulazione e riducendo i tempi della simulazione.

6.1 – Metodo dei Volumi Finiti

È un metodo di discretizzazione molto utilizzato nel CFD in cui le equazioni sono scritte in forma conservativa e risolte mediante l'impiego di volumi di controllo discreti. Il dominio viene suddiviso in una serie di volumetti contigui sui quali sono imposte le equazioni, le variabili vengono calcolate in un nodo che si trova al centro del volume di controllo e viene successivamente effettuata un'interpolazione per valutare il valore della variabile sulla superficie delle celle.

Per comprendere il funzionamento del metodo è di seguito presentato un esempio per un dominio costituito da tre celle [12].

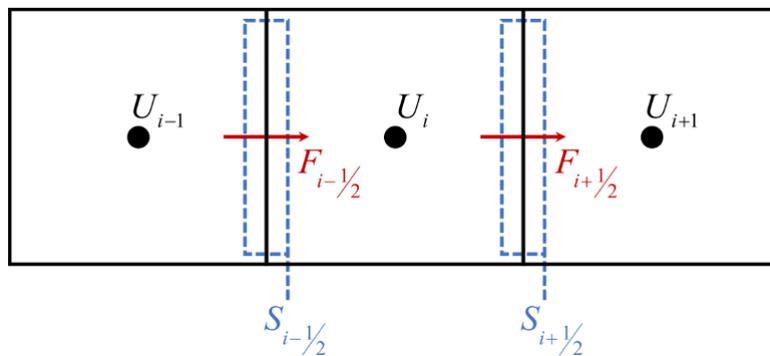


Figura 41: Figura d'esempio di un dominio monodimensionale costituito da tre celle [12]

Considerando una generica variabile ϕ si scrive l'equazione di trasporto:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial u \phi}{\partial x} = 0$$

Che mediante il teorema di Gauss può essere riscritta nella seguente forma:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{V} \int_S u \cdot n \phi \, dS = 0$$

Dove:

- V è il volume della cella
- S è l'area della superficie
- n è la normale alla superficie

Il metodo dei volumi finiti risolve l'equazione in forma integrale sommando i flussi sulle facce delle celle, l'equazione di trasporto viene riscritta nella forma

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{V} \sum_i u_{f,i} \phi_{f,i} S_{f,i} = 0$$

Dove:

- i rappresenta la superficie
- $u_{f,i}$ è la velocità normale alla superficie i
- $\phi_{f,i}$ è la variabile di trasporto sulla superficie i

Per ottenere il valore di ϕ sulla superficie bisogna effettuare un'interpolazione, questo può essere fatto in due modi, ovvero mediando i valori nei nodi centrali della cella oppure mediante upwind.

Nel primo caso si adottano le seguenti relazioni:

$$\phi_{i+1/2} = \frac{1}{2} \phi_i + \frac{1}{2} \phi_{i+1}$$

$$\phi_{i-1/2} = \frac{1}{2} \phi_i + \frac{1}{2} \phi_{i-1}$$

Con il metodo upwind la variabile viene calcolata mediante le relazioni:

$$\phi_{i+1/2} = \phi_i$$

$$\phi_{i-1/2} = \phi_{i-1}$$

In CONVERGE è possibile scegliere lo schema numerico da utilizzare mediante il parametro *fv_upwind_factor*, per il metodo upwind tale parametro deve essere impostato ad 1, mentre per l'interpolazione deve assumere valore pari a 0.5.

6.2 – Algoritmo PISO

Il metodo PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators) viene utilizzato da CONVERGE per la risoluzione dell'equazione di trasporto.

La prima iterazione è basata su un'assunzione, CONVERGE risolve l'equazione di trasporto della quantità di moto, successivamente deriva e risolve l'equazione della pressione ed eventualmente corregge l'equazione del momento utilizzata nello step precedente fino ad ottenere un'adequata accuratezza. Le soluzioni delle equazioni di trasporto di quantità di moto e pressione permettono di ricavare le velocità per la risoluzione delle altre equazioni.

Alla fine dell'iterazione è necessario controllare la convergenza, il PISO loop ha converso se per i fluidi comprimibili è verificata la seguente relazione:

$$\Delta\rho < \text{piso_tol}$$

Dove $\Delta\rho$ è l'errore sulla densità. Analogamente, per i fluidi incomprimibili deve essere verificata la seguente relazione:

$$\Delta P < \text{piso_tol}$$

Dove ΔP è l'errore sulla pressione.

Nel caso in cui l'iterazione PISO non dovesse andare a convergenza, CONVERGE effettua un'ulteriore iterazione. Alla fine del loop CONVERGE può effettuare un'ulteriore iterazione di Jacobi in modo da ottenere una maggiore accuratezza.

I vantaggi dell'utilizzo del metodo PISO sono molteplici, innanzitutto quello di poter essere applicato sia per fluidi comprimibili che incomprimibili con delle minime variazioni, inoltre il fatto di effettuare un'assunzione e poi andare a correggere permette di poter aggiornare continuamente i dati per la scintilla nella combustione. Oltretutto esso sfrutta la natura ellittica delle equazioni di pressione rispettando allo stesso tempo quella iperbolica delle equazioni di trasporto, in questo modo ne risulta una più rapida diffusione attraverso il dominio [12].

La Figura 42 descrive in maniera dettagliata l'algoritmo PISO.

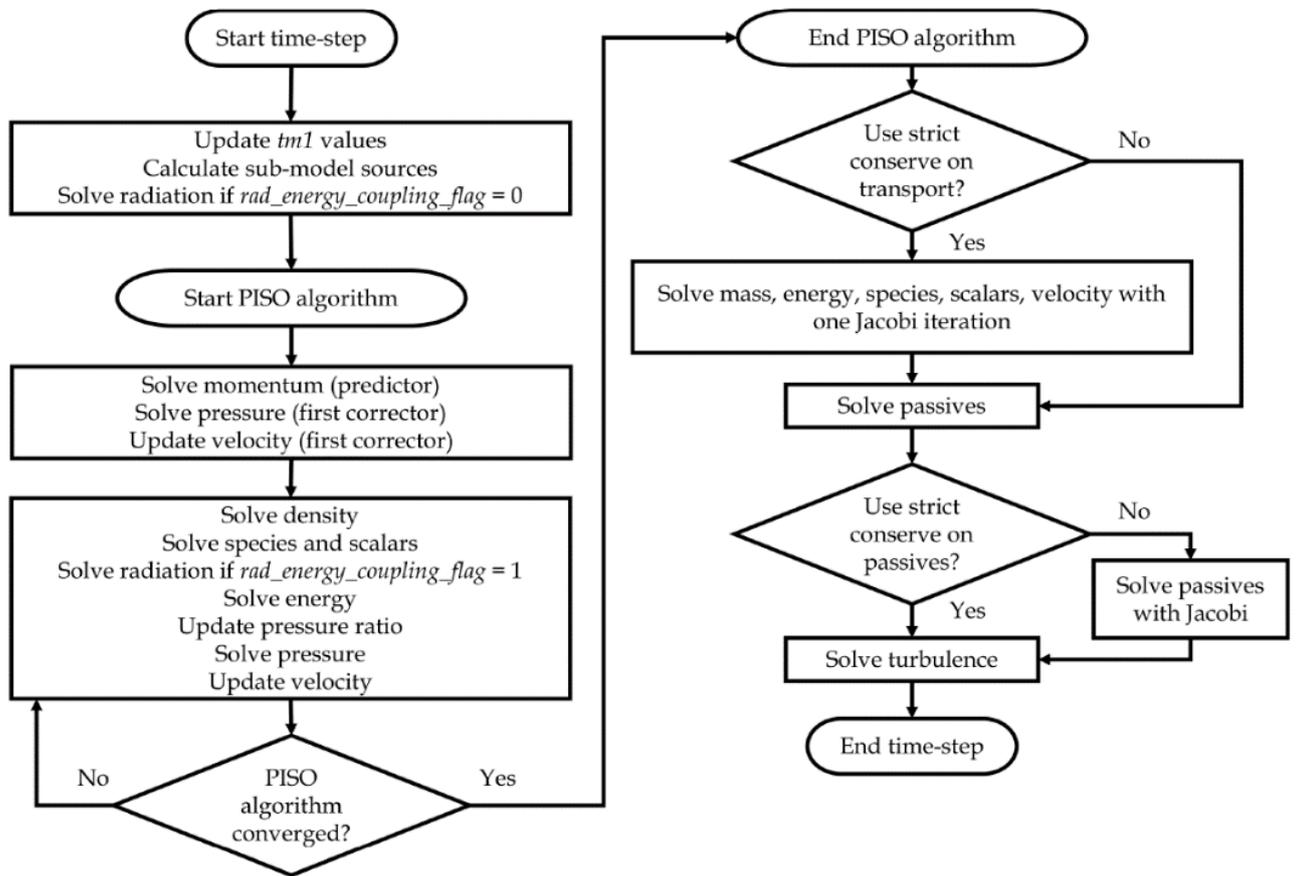


Figura 42: Flowchart dell'algoritmo PISO [12]

6.3 – Schemi di flusso convettivo non spaziali

Oltre agli schemi di flusso convettivi descritti precedentemente, è possibile adottarne altri che non siano puramente locali. Essi presentano dei metodi numerici migliori rispetto a quelli locali, ma vi è la necessità di includere delle funzioni limitatrici per poter garantire la stabilità numerica.

Lo schema MUSCL (Monotonic Upstream – Centered Scheme for Conservation Laws) permette di ottenere un'accuratezza del secondo ordine al termine convettivo. Il termine ϕ viene calcolato sulla faccia della cella mettendo insieme due differenti schemi di discretizzazione, ovvero il second order upwind e il metodo delle differenze centrali.

CONVERGE approssima il valore di ϕ al centro della cella mediante la serie di Taylor a partire dal centro della cella fino alla faccia. Le relazioni impiegate sono le seguenti:

$$\phi_{f,i-1} = \phi_{i-1} + \nabla\phi_{i-1} \cdot d_{i-1}$$

$$\phi_{f,i} = \phi_i + \nabla\phi_i \cdot d_i$$

Dove d è il vettore dal centro alla faccia dell' i -esima cella.

Successivamente, lo schema upwind approssima il valore di ϕ come di seguito:

$$\phi_{f,ru} = \phi_{f,i-1}$$

Mediante il metodo delle differenze finite si effettua una media delle due celle adiacenti.

$$\phi_{f,red} = \frac{1}{2}(\phi_{f,i-1} + \phi_{f,i})$$

Infine, per ottenere una maggiore accuratezza, lo schema MUSCL unisce i due metodi come segue:

$$\phi_{f,MUSCL} = (1 - \beta)\phi_{f,ru} + \beta\phi_{f,red}$$

Dove β è detto fattore di blending.

6.4 – Boundary Conditions

Le boundary conditions sono delle imposizioni mediante equazioni che permettono di limitare la soluzione di un'equazione differenziale semplificando il sistema in analisi. Il numero di boundary conditions da definire è funzione della derivata di ordine più alto di ogni variabile indipendente.

CONVERGE permette di impostare diverse tipologie di condizioni al contorno, ovvero: inflow, outflow, wall, periodic, symmetry, two_d, interface e gt – suite. È inoltre necessario definire una condizione al contorno ad ogni boundary per tutte le equazioni alle derivate parziali [12]. Generalmente si utilizzano le equazioni di Dirichlet e Neumann espresse rispettivamente come:

$$\phi = f$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} = f$$

Le boundary conditions utilizzate nella tesi sono inflow, outflow e wall.

Le condizioni di inflow e di outflow sono molto simili tra loro. Una delle principali differenze consiste nel dover impostare la condizione al contorno per il backflow, ovvero la quantità di flusso che rientra dall'outflow. Vi sono anche degli accoppiamenti di condizioni di inflow e outflow da evitare, ad esempio, impostando una condizione di Neumann sulla pressione sia come inflow sia come outflow provoca una pressione instabile nel dominio.

Le condizioni al contorno del tipo wall possono essere fisse se le superfici di riferimento sono ferme o mobili se in movimento. Mediante questo tipo di condizioni al contorno è possibile imporre determinate condizioni sull'intera superficie, in particolare vengono imposte velocità, pressioni, temperature, energia cinetica turbolenta e dissipazione turbolenta.

6.5 – Mesh

Come detto precedentemente, CONVERGE permette la realizzazione di una mesh perfettamente ortogonale in maniera automatica. Dal punto di vista dell'utente sarà sufficiente selezionare la dimensione della cella e le eventuali zone dove raffinare la mesh.

6.5.1 – Generazione della mesh

Per fare ciò la superficie della geometria in analisi viene immersa in un blocco cartesiano, CONVERGE taglia le celle sulla superficie intersecante, successivamente le informazioni relative all'intersezione vengono ridotte e immagazzinate per ogni cella. In questo modo è possibile rappresentare le intersezioni relative anche a geometrie complesse.

Per il raffinamento della mesh, CONVERGE fornisce tre differenti metodi che l'utente può utilizzare: grid scaling, fixed embedding e adaptive mesh refinement.

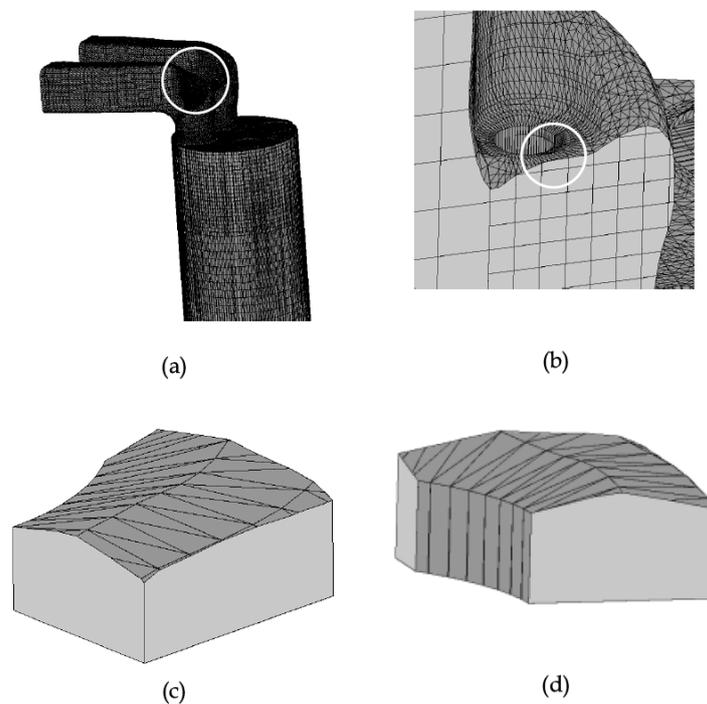


Figura 43: Visualizzazione in post - processing del metodo cut - cell. (a) Geometria utilizzata per l'analisi, il cerchio indica la posizione della cella di taglio del campione. (b) Vista in sezione della posizione specifica della cella di taglio. (c) - (d) Viste della cella di taglio [12]

6.5.2 – Grid scaling

Il grid scaling permette di variare la dimensione della cella in un determinato momento della simulazione rendendo la mesh più grossolana nei momenti in cui non è necessario averla più raffinata, al contrario andrà a raffinarla quando sarà opportuno. In questo modo la simulazione sarà più rapida.

L'utente può selezionare il fattore di grid scale che andrà ad influenzare la dimensione della cella base mediante la relazione seguente:

$$ds_{scaled} = \frac{ds_{base}}{2^{grid\ scale}}$$

Se non si vuole far variare la dimensione della cella base si dovrà impostare un fattore di grid scale nullo, se si vorrà raffinare la mesh bisognerà adottare un fattore di grid scale positivo, mentre se si vorrà renderla più grossolana si impiegherà un valore negativo.

6.5.3 – Fixed Embedding

Il fixed embedding permette di raffinare la mesh in alcune zone specifiche dove sarà necessaria una maggiore accuratezza lasciando una mesh più grossolana laddove non sarà necessario.

La riduzione della dimensione della cella mediante fixed embedding si effettua definendo il volume su cui andare a raffinare la mesh e il fattore di embed scale. Analogamente al grid scaling, la dimensione risultante della cella sarà la seguente:

$$ds_{embed} = \frac{ds_{base}}{2^{embed\ scale}}$$

A differenza del grid scale, il fixed embedding permette esclusivamente un raffinamento delle celle, di conseguenza il fattore di embed scale assumerà solo valori positivi.

In CONVERGE è possibile distinguere differenti tipologie di fixed embedding, queste saranno brevemente presentate di seguito.

- Boundary Embedding che permettono un raffinamento della mesh in prossimità di una boundary. Un esempio è riportato in Figura 44.
- Sphere Embedding che permettono di effettuare il raffinamento di una superficie sferica a partire dalla definizione di centro e raggio.
- Cylinder Embedding che permettono di generare un fixed embedding su una superficie di forma cilindrica o troncoconica definendo i centri delle due circonferenze.
- Region Embedding che permettono di adottare il fixed embedding in un'intera regione.
- Box Embedding che permettono di effettuare un embedding su un prisma quadrangolare.
- Nozzle e Injector Embedding vengono utilizzati per effettuare un raffinamento di forma conica attorto agli iniettori. La mesh risultante da questo fixed embedding è mostrata in Figura 45

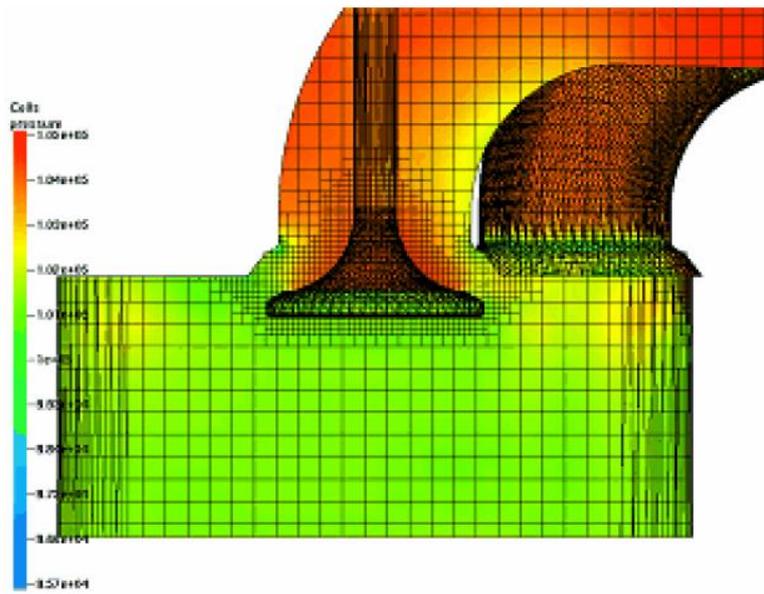


Figura 44: Visualizzazione di un Bound Embedding [12]

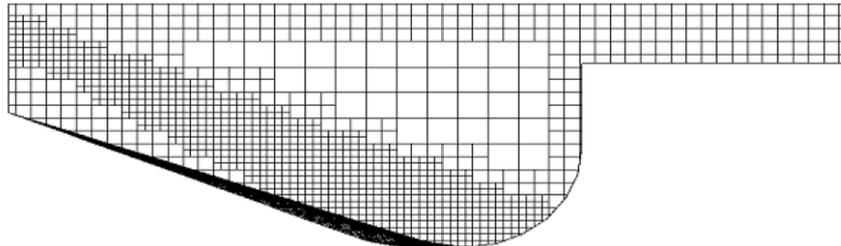


Figura 45: Generazione della mesh mediante un Nozzle Embedding [12]

6.5.4 – Adaptive Mesh Refinement

L'AMR permette di raffinare in maniera automatica la dimensione della mesh laddove si hanno dei gradienti maggiori di alcuni parametri quali velocità e temperature. In questo modo, il modello riesce a identificare con una buona accuratezza le variazioni dei parametri di interesse, senza però dover aumentare il tempo della simulazione raffinando la mesh in zone di scarso interesse.

È possibile adottare due differenti tipologie di AMR: il sub – grid scale based e il value based.

Per il caso di uno scalare, il sub – grid field è definito come segue:

$$\phi' = \phi - \bar{\phi}$$

Dove ϕ è il campo scalare effettivo e $\bar{\phi}$ è invece quello calcolato. È possibile esprimere ogni scalare mediante sottoforma di infinite serie di cui è possibile risolvere solo il primo termine per risolvere il sub grid field in maniera approssimativa mediante la relazione:

$$\phi' \cong -\alpha_{[k]} \frac{\partial^2 \phi}{\partial x_k \partial x_k}$$

Il value based AMR permette di impostare un valore per un embed piuttosto che per un sub – grid scale. In Figura 46 è mostrato un esempio di AMR.

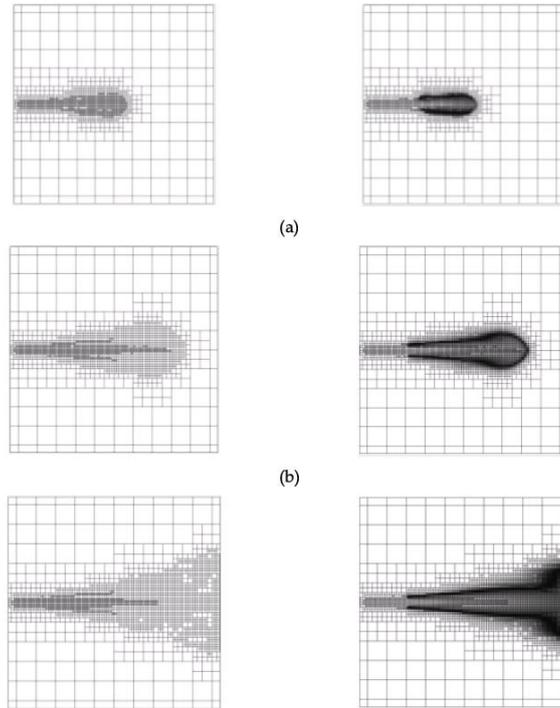


Figura 46: Evoluzione della mesh con utilizzo dell'AMR [12]

6.6 – Modello di Combustione

In CONVERGE esistono diversi modelli di combustione, il presente paragrafo descrive il modello FGM che è quello utilizzato nelle simulazioni.

Il modello FGM (Flamelet Generated Manifold) permette di ridurre il meccanismo di reazione a due scalari così da ridurre il tempo necessario a far girare la simulazione. Viene tipicamente utilizzato nei modelli di combustione che non sono dominati da fenomeni di tipo cinetico.

Prima della simulazione, CONVERGE genera una lookup table che presenta una serie di soluzioni per la tipologia di fiamma e, durante la simulazione, prenderà da tale tabella le informazioni necessarie.

I due scalari utilizzati nel modello di combustione FGM sono la frazione di miscela Z e la variabile di progresso di reazione c , essi sono contenuti all'interno della lookup table combinati con gli altri parametri termodinamici.

La frazione di miscela è un parametro che assume un valore specifico per ogni time step ed si esprime mediante la seguente relazione:

$$Z_{FGM} = \frac{Z - Z_{oxidizer}}{Z_{fuel}}$$

Di conseguenza assumerà dei valori compresi tra 0 e 1.

La variabile di progresso della reazione assume anch'essa valori tra 0 e 1, ed è esprimibile mediante la seguente relazione:

$$c = \frac{\sum a_k Y_k}{\sum a_k Y_k^{eq}}$$

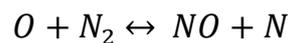
Dove Y_k rappresenta la frazione in massa e a_k è un coefficiente che dipende dai reagenti, per la maggior parte di essi infatti assume valore nullo, mentre per CO e CO₂ assume valore unitario.

6.7 – Modello di Emissioni

CONVERGE presenta differenti modelli per descrivere la produzione di soot ed NOx, mentre altre specie di interesse quali CO e CO₂ vengono sempre calcolati durante le simulazioni. Di seguito sarà trattato il modello di valutazione degli NOx, in particolare, per la valutazione di tali inquinanti, CONVERGE effettua due modelli differenti: quello termico e quello prompt.

6.7.1 – Meccanismo Termico

In questo caso viene applicato il meccanismo di Zeldovich esteso, già menzionato nel capitolo sulla formazione di inquinanti, per valutare la formazione degli NO. Le reazioni che intervengono in tale meccanismo sono le seguenti:



Definendo con il pedice f i parametri relativi alla reazione da sinistra verso destra e con r quelli relativi alla reazione da destra verso sinistra, è possibile indicare le costanti di reazione come segue:

$$k_{1f} = 7.6 \times 10^{13} e^{-\frac{38}{T}}$$

$$k_{1r} = 1.6 \times 10^{13}$$

$$k_{2f} = 6.4 \times 10^9 T e^{-\frac{3.15}{T}}$$

$$k_{2r} = 1.5 \times 10^9 T e^{-\frac{19.5}{T}}$$

$$k_{3f} = 4.1 \times 10^{13}$$

$$k_{3r} = 2 \times 10^{14} e^{-\frac{23.65}{T}}$$

È possibile quindi valutare la velocità di formazione di NO mediante la seguente relazione:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1 \left[1 - \left(\frac{[NO]}{[NO]_{eq}} \right)^2 \right]}{1 + \left(\frac{[NO]}{[NO]_{eq}} \right) R'}$$

$$R' = \frac{R_1}{R_2 + R_3}$$

$$R_1 = k_{1r}[NO]_{eq}[N]_{eq}$$

$$R_2 = k_{2f}[N]_{eq}[O_2]_{eq}$$

$$R_3 = k_{3f}[N]_{eq}[OH]_{eq}$$

6.7.2 – Meccanismo Prompt

Per valutare il tasso di formazione degli NOx derivanti dal meccanismo Prompt, anch'esso descritto nel capitolo sulla formazione degli inquinanti, CONVERGE utilizza il parametro cinetico di De Soete esprimibile come segue:

$$\frac{d[NO]}{dt} = R_{NO_x} - R_{N_2}$$

Dove R_{NO_x} e R_{N_2} rappresentano il tasso complessivo di formazione di NOx ed N_2 nel meccanismo prompt.

Capitolo 7 – Sidney Swirler Burner

Il Sidney Swirler Burner permette di studiare la fiamma in termini di turbolenza e di chimica. La geometria adottata, pur essendo semplificata, è simile a quelle utilizzate per applicazioni di tipo industriale. Questo tipo di configurazione rappresenta un buon compromesso per lo studio della fiamma poiché permette di rilevare le principali complicazioni e i flussi vorticosi che si presentano su combustori di tipo industriale, ma avendo delle condizioni al contorno semplici e ben definite.

7.1 – Descrizione della Geometria

Il combustore è costituito da un corpo centrale in materiale ceramico detto Bluff – Body di tipo cilindrico posto al centro della zona di coflow. Il corpo presenta un orifizio centrale attraverso cui fluisce il combustibile.

Il moto di swirl viene indotto da tre swirler da cui avviene l'ingresso dell'aria. Il combustore presenta inoltre due ulteriori ingressi diametralmente opposti posizionati alla periferia del combustore prima degli swirler che introducono un'ulteriore quantità d'aria in direzione assiale. Questi ingressi costituiscono il flusso primario d'aria che attraverserà la zona ad anello prima di sboccare nella sezione di combustione.

Il flusso si sviluppa completamente a valle del corpo ceramico, dove si forma una zona di ricircolo che permette di produrre dei gas sufficientemente caldi da far stabilizzare la fiamma. Ad una velocità del getto sufficientemente elevata questo riuscirà a penetrare nella zona di ricircolo generando una fiamma simile a quella provocata dal getto stesso. La fiamma si estingue successivamente alla zona di ricircolo dove si ha una maggiore turbolenza e potrebbe riaccendersi di seguito a causa di una diminuzione della turbolenza. La fiamma sarà dunque distinta in tre zone principali: zona di stabilizzazione, zona di estinzione e zona di riaccensione.

La superficie del Bluff – Body ha un diametro di 50 mm, l’anello da cui fuoriesce il flusso primario di aria da un diametro esterno di 60 mm, mentre il diametro dell’orifizio da cui fuoriesce il combustibile è di 3.6 mm, la zona di coflow è costituita da un quadrato di lato pari a 130 mm.

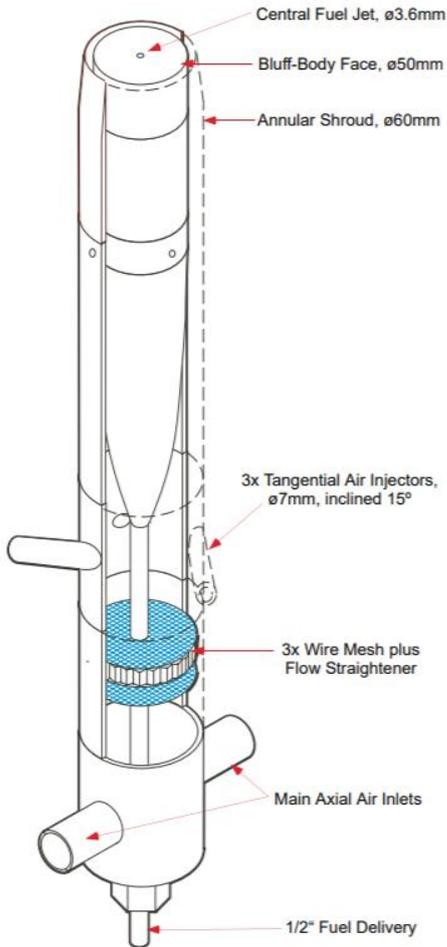


Figura 48: Assonometria del Sidney Swirler Burner

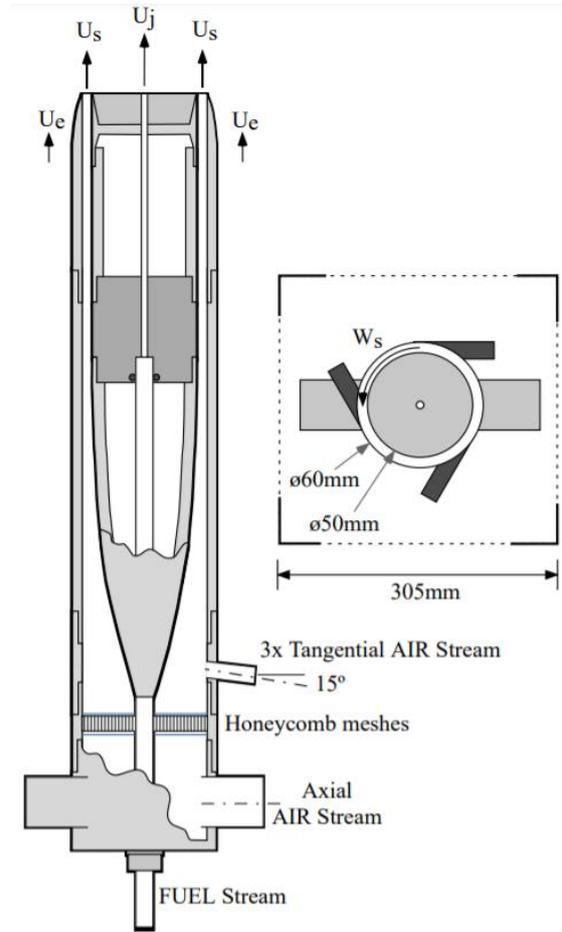


Figura 47: Vista in sezione del Sidney Swirler Burner

7.2 – Casi sperimentali

Per questo combustore, l'Università di Sidney ha effettuato numerosi esperimenti che prevedono sia un flusso non reattivo, dunque privo di combustione e diversi flussi reattivi che impiegano differenti tipologie di combustibile. Inoltre, per ogni combustibile utilizzato sono riportati degli esperimenti con differenti condizioni di velocità di ingresso di combustibile ed aria, considerando una velocità assiale media del flusso di coflow sempre pari a 20 m/s.

Gli esperimenti condotti dall'Università di Sidney sono riassunti nella seguente tabella:

| Flame | Fuel Mixture | U _s | W _s | U _j | Re _s | Re _{JET} | S _g | U _{BO} | L _f | W | Flame Type |
|-------|--------------|----------------|----------------|----------------|-----------------|-------------------|----------------|-----------------|----------------|------|------------|
| | | m/s | m/s | m/s | [-] | [-] | [-] | m/s | m | kW | |
| SM1 | CNG | 38.2 | 19.1 | 32.7 | 75900 | 7200 | 0.5 | 166 | 0.1 | 11.1 | H |
| SM2 | | 38.2 | 19.1 | 88.4 | 75900 | 19500 | 0.5 | 166 | 0.2 | 30 | X |
| SMA1 | CNG - air | 32.9 | 21.6 | 66.3 | 65400 | 15400 | 0.7 | 241 | 0.2 | 11.5 | H |
| SMA2 | | 16.3 | 25.9 | 66.3 | 32400 | 15400 | 1.6 | 216 | 0.2 | 11.5 | C |
| SMA3 | | 16.3 | 25.9 | 132.6 | 32400 | 30800 | 1.6 | 216 | 0.3 | 23 | X |
| SMH1 | CNG - H2 | 42.8 | 13.8 | 140.8 | 85000 | 19300 | 0.3 | 267 | 0.4 | 104 | H |
| SMH2 | | 29.7 | 16 | 140.8 | 59000 | 19300 | 0.5 | 281 | 0.4 | 104 | C |
| SMH3 | | 29.7 | 16 | 226 | 59000 | 31000 | 0.5 | 281 | 0.5 | 167 | X |

Figura 49: Casi sperimentali condotti dall'Università di Sidney

Dove:

- U_S è la velocità assiale del flusso primario dell'aria
- W_S è la velocità tangenziale del flusso primario dell'aria
- U_j è la velocità assiale del combustibile
- Re_s e Re_{jet} sono i numeri di Reynolds riferiti all'aria e al combustibile
- S_g è il numero di swirl
- U_{BO} è il limite di Blowoff
- L_f è la lunghezza visibile della fiamma
- W è il calore rilasciato
- Le tipologie della fiamma sono riassunte in Figura 50

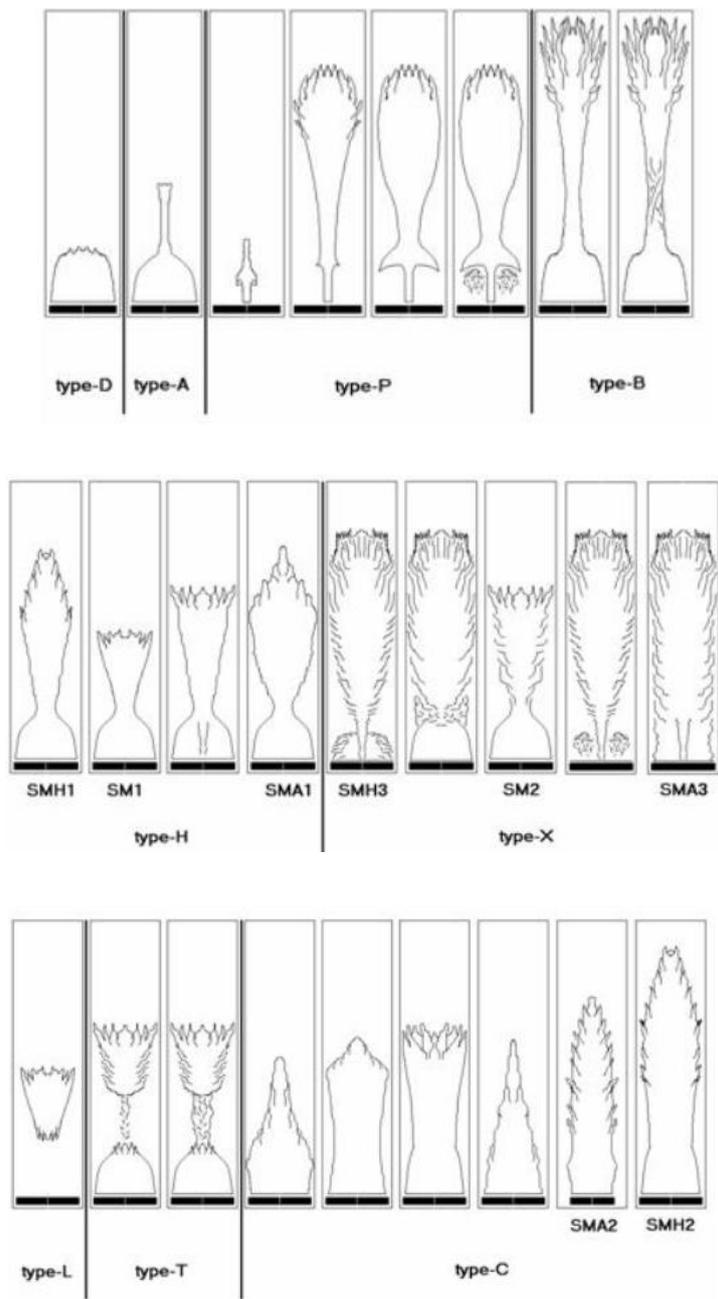


Figura 50: Tipologie di fiamma per i differenti esperimenti

Il numero di swirl permette di rappresentare in maniera quantitativa l'intensità del moto di swirl ed è definito come rapporto tra la velocità tangenziale e quella assiale del flusso primario, mentre il numero di swirl effettivo è linearmente proporzionale a S_g .

$$S_g = \frac{W_s}{U_s}$$

$$S = 0.9 S_g$$

Per tutti i test è stato variato il numero di swirl in maniera graduale a partire da un valore nullo, considerando dunque il caso privo di moto di swirl, fino ad arrivare a moti di swirl consistenti, in questo modo si riesce ad evitare il fenomeno dell'isteresi che provoca la rottura del vortice.

La velocità assiale media di coflow adottata è sempre la stessa per tutti i casi ed è pari a 20 m/s, il numero di Reynolds riferito al getto centrale è funzione del diametro del getto stesso (3.6 mm) e della velocità assiale del combustibile, mentre il numero di Reynolds riferito all'aria nell'anello dipende dal raggio esterno dell'anello (30 mm) e dalla velocità assiale del flusso primario d'aria.

I risultati sperimentali riportati nel sito sono in funzione della posizione radiale e della posizione assiale, sono presenti risultati in termini di velocità, temperature e specie chimiche.

Nella tesi sono stati analizzati i seguenti casi:

- Per il flusso non reattivo è stato considerato il caso N16S59 che presenta un elevato livello di swirl, la velocità del getto, costituito anch'esso esclusivamente da aria, è di 66 m/s, la velocità assiale dell'aria in uscita dall'anello è di 16.26 m/s, mentre il numero di Swirl è pari a 1.59

- Per il flusso reattivo è stato preso il caso SMH2 in cui il combustibile è costituito da una miscela di metano ed idrogeno al 50% in volume, la velocità del getto è di 140.8 m/s e il numero di Swirl è pari a 0.54

7.2.1 – Misurazioni velocità

Le misurazioni LDV delle velocità sono state effettuate mediante un sistema aerometrico in modalità forward – scattering che permettesse di valutare le componenti orizzontali e verticali di velocità.

Il laser riesce a penetrare attraverso il volume attraversando un filtro spaziale di 100 μm , di seguito raggiunge il fotomoltiplicatore. Per visualizzare il flusso, il raggio laser è stato deviato fino a raggiungere un'altezza di circa 60 mm dal getto. Una fotocamera ad alta velocità viene posizionata perpendicolarmente al getto e permette la visualizzazione della fiamma operando ad una frequenza di 250 frame/s.

Il sistema sopra descritto è mostrato in Figura 51.

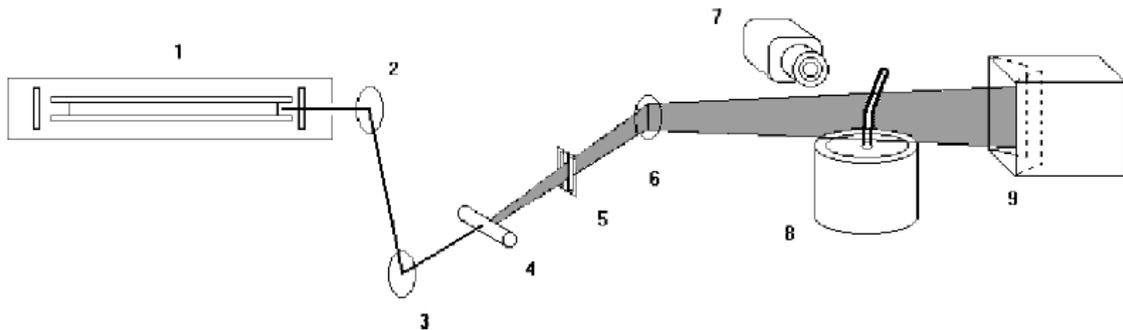


Figura 51: Visualizzazione del Flow setup

7.2.2 – Misurazione temperature e specie chimiche

La misurazione della temperatura è stata effettuata mediante una fotocamera infrarossi, strumento in grado di misurare le temperature che si trovano nel range 500 – 1500°C.

Per ogni esperimento condotto sono state misurate le temperature alla posizione radiale di 12.5 mm, ovvero circa alla metà del raggio esterno del Bluff Body, le misurazioni sono state effettuate in quattro posizioni ognuna in un quadrante differente.

Sia le misurazioni della temperatura che quelle delle specie chimiche sono istantanee. Si hanno risultati per le seguenti specie chimiche: O₂, N₂, H₂O, CH₄, CO, CO₂, OH, NO.

Capitolo 8 – Flusso non reattivo – Geometria completa

In una prima fase è stato analizzato il flusso non reattivo, quindi senza combustione. Lo scopo di questo studio è quello di identificare il modello che meglio replicasse i risultati sperimentali riportati sul sito dell'Università di Sidney.

Sono state impostate cinque differenti simulazioni denominate come di seguito:

- Flux Blending
- MUSCL
- MUSCL – std
- Pure Central
- First Order Turbulence

In questo capitolo verrà posta attenzione al case setup dei modelli analizzati e, successivamente, verranno discussi i risultati ottenuti.

8.1 – Geometria

Il modello 3D è stato realizzato mediante Solidworks e, successivamente, importato in CONVERGE in formato STL.

La geometria importata in CONVERGE è rappresentata nella Figura 52, essa è costituita dal Bluff Body (Figura 53), dai tre swirler e dalla superficie esterna da cui vi sarà l'ingresso del flusso primario di aria.

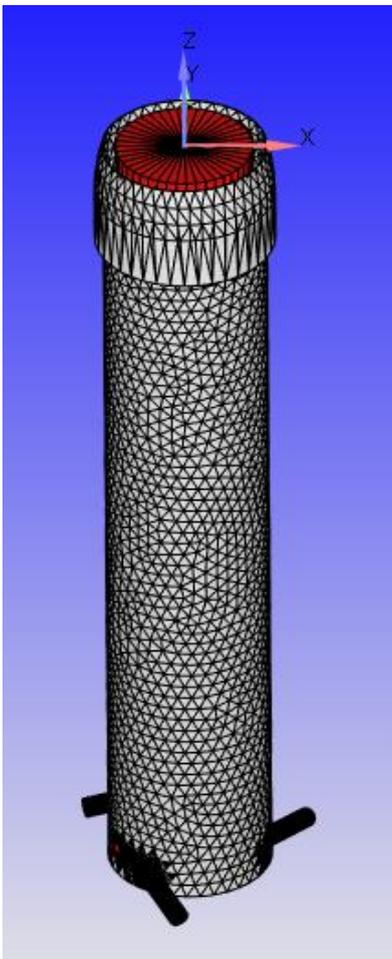


Figura 52: Geometria completa in CONVERGE

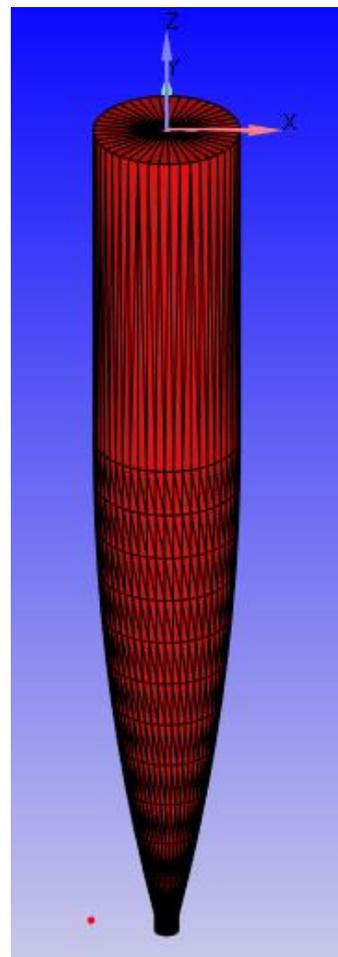


Figura 53: Struttura del Bluff Body

La zona di coflow è stata realizzata mediante un box caratterizzato dalla zona di ingresso del coflow, dalla zona di outflow e da un muro esterno che chiude le due (Figura 54).

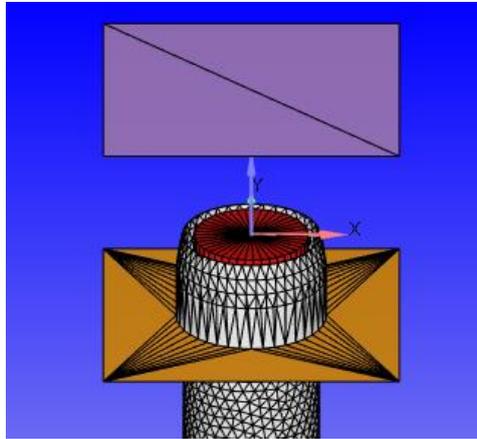


Figura 54: Vista della zona di coflow e di outflow sulla geometria

Complessivamente la geometria apparirà come in Figura 55.

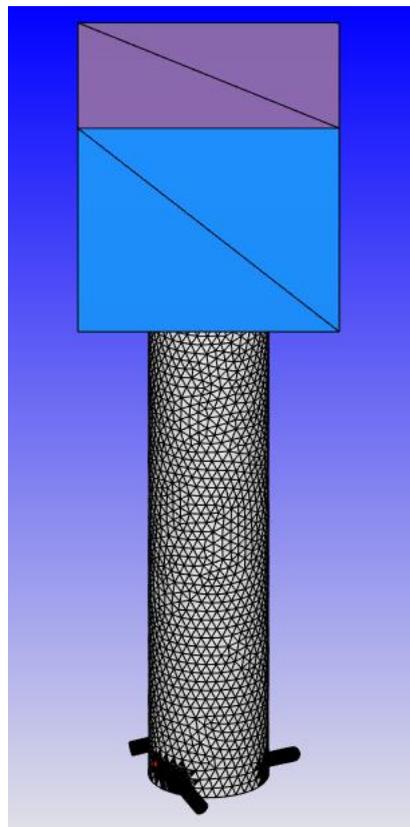


Figura 55: Vista della geometria completa

8.2 – Boundary Conditions

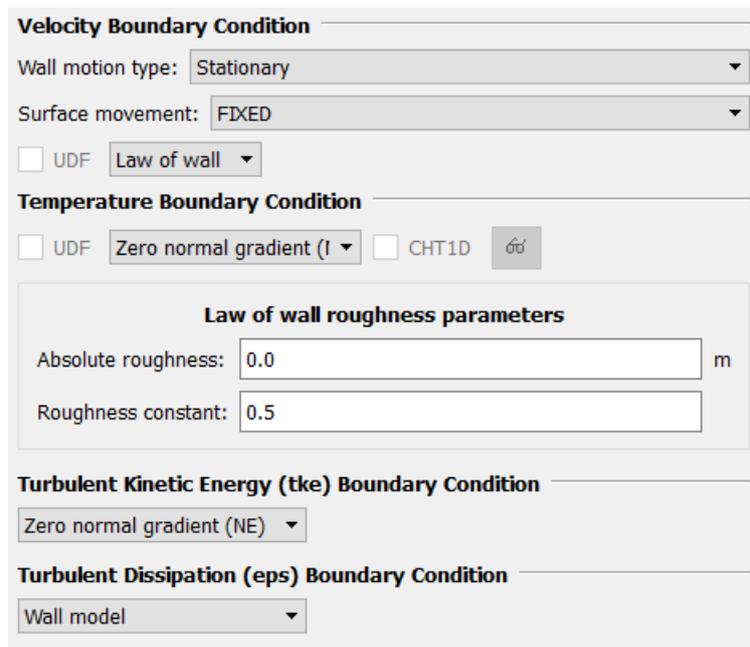
Il modello è caratterizzato da quattordici differenti Boundary Conditions, denominate come di seguito:

- Swirl Air Inlet
- Axial Air Inlet
- Coflow Air Inlet
- Outflow
- Fuel Inlet
- Axial and swirl tubing
- External Wall
- Bluff Body
- Swirl Air Tubing
- Fuel Tubing

Tutti i modelli privi di combustione analizzati presentano le medesime Boundary Conditions.

8.2.1 – Wall Boundary Conditions

Le condizioni di tipo wall sono axial air inlet, axial and swirl tubing, external wall, Bluff Body, fuel tubing e le tre condizioni di swirl air tubing. La Figura 56 mostra come sono impostate queste condizioni.



The image shows a software interface for setting wall boundary conditions. It is organized into several sections:

- Velocity Boundary Condition:**
 - Wall motion type: Stationary (dropdown)
 - Surface movement: FIXED (dropdown)
 - UDF Law of wall (dropdown)
- Temperature Boundary Condition:**
 - UDF Zero normal gradient (I) (dropdown)
 - CHT1D (checkbox)
 - Reset icon (circular arrow)
- Law of wall roughness parameters:**
 - Absolute roughness: 0.0 (text input) m
 - Roughness constant: 0.5 (text input)
- Turbulent Kinetic Energy (tke) Boundary Condition:**
 - Zero normal gradient (NE) (dropdown)
- Turbulent Dissipation (eps) Boundary Condition:**
 - Wall model (dropdown)

Figura 56: Impostazione delle Wall Boundary

8.2.2 – Swirl Air Inlet

La Boundary condition è ripetuta per tutti e tre gli swirler, è possibile identificare la zona in Figura 57 all'estremità di ogni swirler.

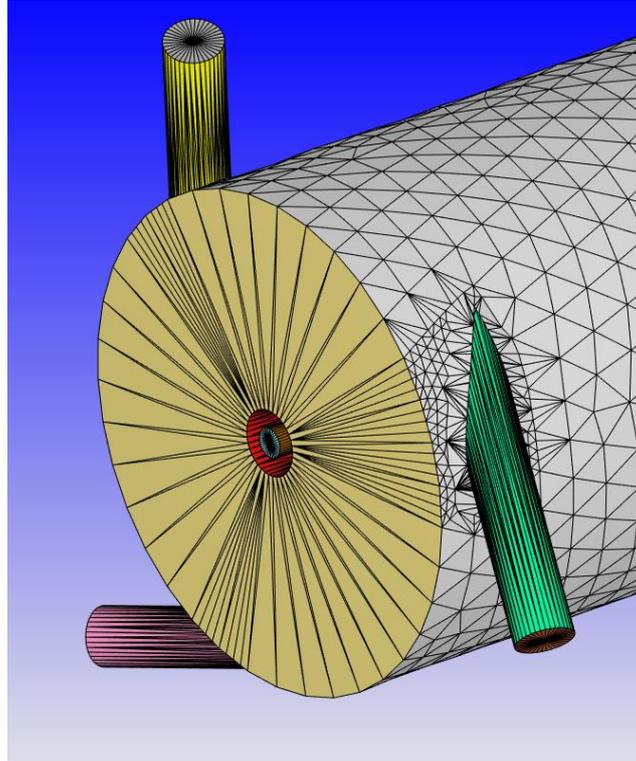


Figura 57: Vista degli swirler

La Boundary impiegata è del tipo Inflow, per la descrizione è stata utilizzata una condizione di pressione Zero Normal Gradient, mentre per la velocità, avendo a disposizione solo la componente assiale, è stata imposta una portata in massa valutata a partire dalla velocità.

Sono stati impostati dei valori specifici per temperatura, energia cinetica turbolenta e dissipazione turbolenta riassunti nella Figura 58.

| Condizione | Tipologia | Valore | Unità di Misura |
|-------------|----------------------|------------|-----------------|
| Pressione | Zero Normal Gradient | | |
| Velocità | Mass Flow | 0.00572075 | kg/s |
| Temperatura | Specified Value | 300 | K |
| TKE | Intensity | 0.02 | [-] |
| EPS | Length Scale | 0.001 | m |

Figura 58: Impostazione dei parametri relativi alla Boundary di Inflow degli Swirler

8.2.3 – Coflow Air Inlet

In Figura 59 la zona di ingresso dell'aria di coflow è rappresentata in arancione.

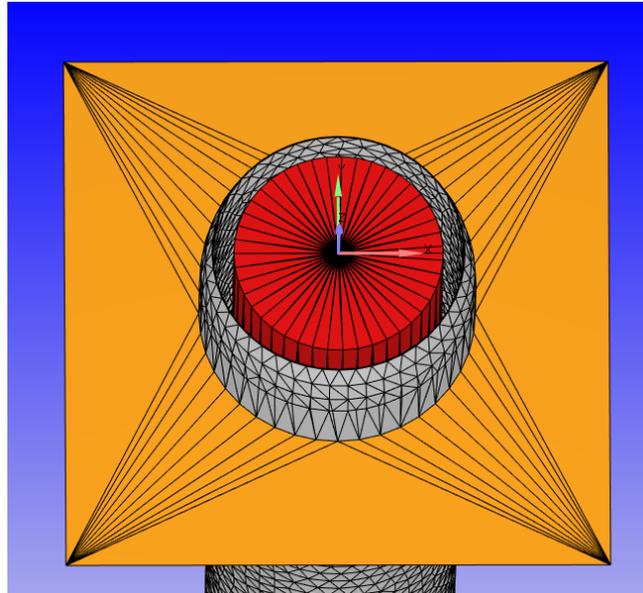


Figura 59: Vista della zona di ingresso dell'aria di coflow

La Boundary è del tipo Inflow, la condizione di pressione è del tipo Zero Normal Gradient, è stata impostata la velocità diretta assialmente, temperatura, energia cinetica turbolenta e dissipazione turbolenta sono stati inseriti dei valori specifici.

| Condizione | Tipologia | Valore | Unità di Misura |
|-------------|----------------------|--------|-----------------|
| Pressione | Zero Normal Gradient | | |
| Velocità | Specified Value | 20 | m/s |
| Temperatura | Specified Value | 300 | K |
| TKE | Intensity | 0.02 | [-] |
| EPS | Length Scale | 0.003 | m |

Figura 60: Impostazione dei parametri relativi alla Boundary di Inflow del Coflow

8.2.4 – Fuel Inlet

La Boundary che rappresenta l'ingresso del combustibile è evidenziata in Figura 61 con il colore celeste.

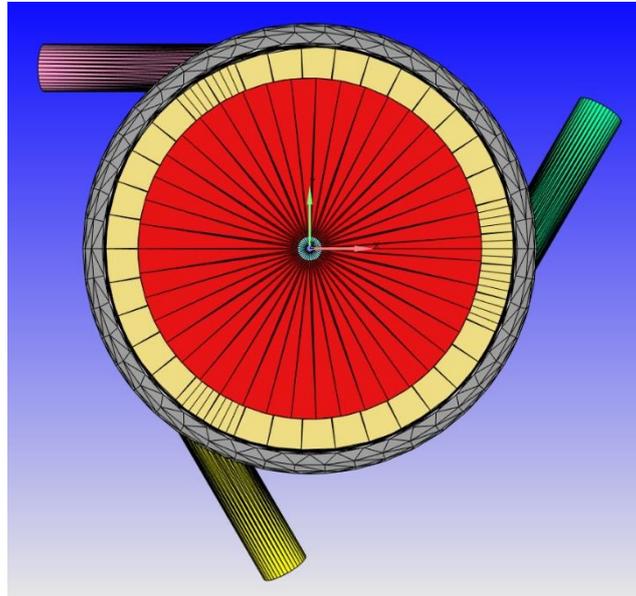


Figura 61: Vista della zona di ingresso del combustibile

È una Boundary di tipo Inflow ed è stata settata analogamente alla boundary Swirl Air Inlet. I valori sono riportati in Figura 62.

| Condizione | Tipologia | Valore | Unità di Misura |
|-------------|----------------------|------------|-----------------|
| Pressione | Zero Normal Gradient | | |
| Velocità | Mass Flow | 0.00082296 | kg/s |
| Temperatura | Specified Value | 300 | K |
| TKE | Intensity | 0.02 | [-] |
| EPS | Length Scale | 0.0001 | m |

Figura 62: Impostazione dei parametri relativi alla Boundary di Inflow del combustibile

Visto che in questa fase si sta analizzando il caso non reattivo, anche dall'orifizio di ingresso del combustibile fuoriuscirà l'aria.

8.2.5 – Outflow

In Figura 63 è evidenziata la Boundary di outflow in lilla.

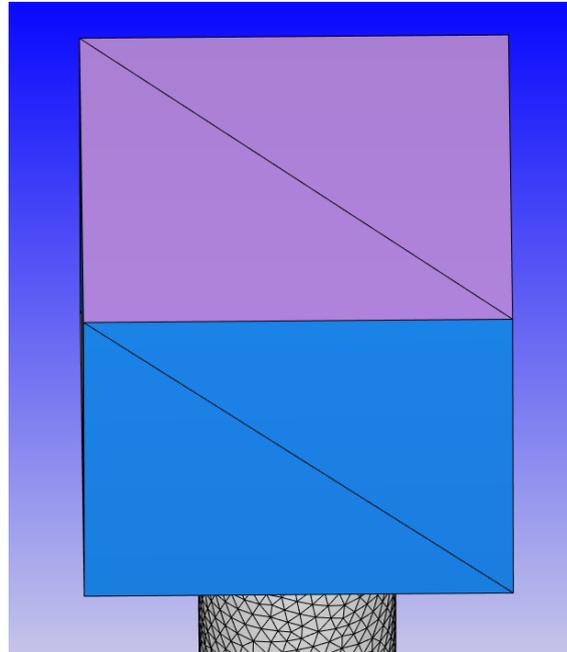


Figura 63: Vista della zona di Outflow

Per la Boundary di Outflow è stata imposta una pressione ambiente, dei valori specifici di temperatura, energia cinetica turbolenta e dissipazione turbolenta. Per la velocità è stata imposta una condizione di Zero Normal Gradient.

| Condizione | Tipologia | Valore | Unità di misura |
|-------------|----------------------|--------|-----------------|
| Pressione | Specified Value | 101325 | Pa |
| Velocità | Zero Normal Gradient | | |
| Temperatura | Specified Value | 300 | K |
| TKE | Intensity | 0.02 | [-] |
| EPS | Length Scale | 0.003 | m |

Figura 64: Impostazione dei parametri relativi alla Boundary di Outflow

8.3 – Solver Parameters

In questo paragrafo verranno analizzati i parametri impostati per la risoluzione dell'equazione di trasporto. Inizialmente verrà descritta l'impostazione dei parametri relativo all' algoritmo PISO, successivamente verrà trattato lo schema del flusso convettivo.

8.3.1 – Algoritmo PISO

I parametri caratterizzanti l'algoritmo PISO sono i medesimi per tutte le simulazioni condotte sul flusso non reattivo.

Il parametro denominato *PISO convergence criterion multiplier* permette di settare la tolleranza consentita nelle iterazioni, per un fluido comprimibile i valori tipici da adottare sono compresi tra 5 e 50, mentre per un fluido incomprimibile sono raccomandati valori tra 20 e 1000, per le simulazioni è stato impostato pari a 20.

Il minimo numero di iterazione è stato stabilito pari a 2 e quello massimo a 20.

Il parametro denominato *PISO tolerance* si riferisce al criterio di convergenza da impostare nell'algoritmo, i valori consigliati sono compresi tra 10^{-3} e 10^{-7} , nella simulazione è stato impostato pari a 10^{-3} .

| PISO Parameters | |
|--|--|
| PISO convergence criterion multiplier: | <input type="text" value="20.0"/> <input type="checkbox"/> Use file |
| Minimum number of PISO iterations: | <input type="text" value="2"/> <input type="checkbox"/> Use file |
| Maximum number of PISO iterations: | <input type="text" value="20"/> <input type="checkbox"/> Use file |
| PISO tolerance: | <input type="text" value="1e-03"/> <input type="checkbox"/> Use file |

Figura 65: Impostazione dei parametri dell'algoritmo PISO

8.3.2 – Schema del flusso convettivo

Questo schema varia tra le simulazioni condotte, dunque verrà analizzato caso per caso.

Nella simulazione *Flux Blending* è stato adottato lo schema di flusso convettivo Flux Blending per l'equazione della quantità di moto, per quella di turbolenza e per quella di specie, energia, densità e passivi. Il parametro da impostare per lo schema Flux Blending è il *Flux Blending fraction for FV scheme*, ovvero il fattore di upwinding relativo all'equazione che si vuole risolvere. Viene settato al valore 1 per un upwind del primo ordine e a 0.5 per uno schema centrale del secondo ordine. È stato impostato pari ad 1 nell'equazione di turbolenza e nelle altre pari a 0.6.

Nelle simulazioni *MUSCL* e *MUSCL – std* è stato adottato lo schema di flusso convettivo MUSCL with slope limiter per l'equazione della quantità di moto, per quella di turbolenza e per quella di specie, energia, densità e passivi. Il parametro da impostare per lo schema MUSCL è il *Flux Blending fraction for MUSCL FV scheme*, ovvero il fattore di blending relativo all'equazione che si vuole risolvere. Viene settato al valore 0 per un upwind del secondo ordine e ad 1 per le differenze centrali. È stato impostato pari a 0.5 in tutte le equazioni.

Nella simulazione *Pure Central* è stato adottato lo schema di flusso convettivo MUSCL with slope limiter per l'equazione della quantità di moto, per quella di turbolenza e per quella di specie, energia, densità e passivi. Il *Flux Blending fraction for MUSCL FV scheme* è stato impostato pari a 1 in tutte le equazioni.

Nella simulazione *First Order Turbulence* è stato adottato lo schema di flusso convettivo MUSCL with slope limiter per l'equazione della quantità di moto e per quella di specie, energia, densità e passivi con *Flux Blending fraction scheme* pari a 0.85, mentre per quella di turbolenza lo schema di flusso convettivo è il Flux Blending con *Flux Blending fraction for MUSCL FV scheme* pari a 0.5.

In Figura 66 è riportato un riassunto delle simulazioni con i relativi parametri adottati.

| Name | Solver Parameters - Convective Flux Scheme | | | |
|------------------------|---|--------------------------|--|---|
| | Momentum, Species, Energy, Density, Passive | Turbulence | Flux Blending Fraction for FV scheme (*) | Flux Blending Fraction for MUSCL FV scheme (**) |
| Flux Blending | Flux Blending | Flux Blending | Mom.Spec.=0,6 ; Turb.=1 | 1 |
| MUSCL | MUSCL with slope limiter | MUSCL with slope limiter | Mom.Spec.=0,6 ; Turb.=1 | 0.5 |
| MUSCL-std | MUSCL with slope limiter | MUSCL with slope limiter | Mom.Spec.=0,6 ; Turb.=1 | 0.5 |
| Pure Central | MUSCL with slope limiter | MUSCL with slope limiter | Mom.Spec.=0,6 ; Turb.=1 | 1 |
| First Order Turbulence | MUSCL with slope limiter | Flux Blending | Mom.Spec.=0,6 ; Turb.=1 | Mom.Spec.=0,85 ; Turb.=1 |

Figura 66: Sommario delle simulazioni condotte per il caso non reattivo

8.4 – Impostazione della Mesh

La dimensione base delle celle è stata impostata pari a 4 mm lungo le tre direzioni x, y e z. Per raffinare la mesh in alcune zone sono stati imposti dei fixed embedding con differenti fattori di scala.

I fixed embedding utilizzati sono di tipo cilindrico e sono stati imposti attorno gli swirler, attorno alla superficie ceramica esterna, attorno al tubo di ingresso del combustibile e nella zona di sbocco del combustore. Tutte le simulazioni presentano gli stessi fixed embedding, ad eccezione dell'embedding della zona di sbocco che sarà rappresentato nella simulazione Flux Blending da un cilindro di altezza pari a 80 mm, mentre nelle altre l'altezza del cilindro sarà di 31 mm.

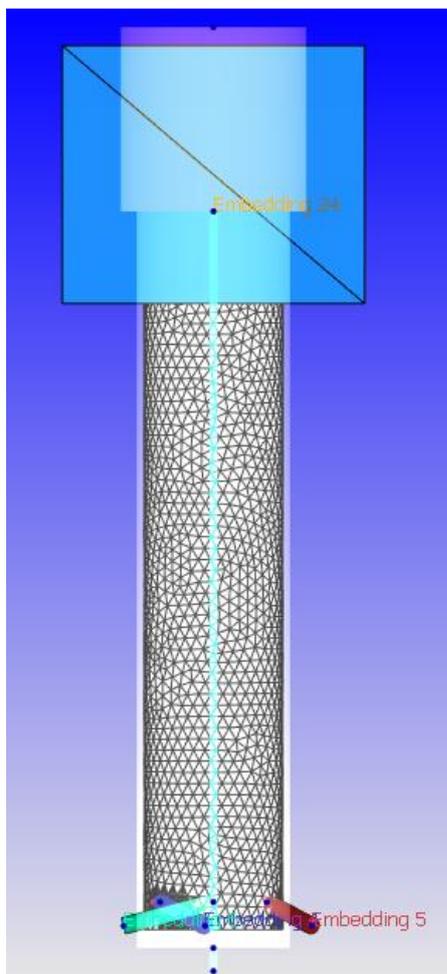


Figura 67: Vista dei fixed embedding della simulazione Flux Blending

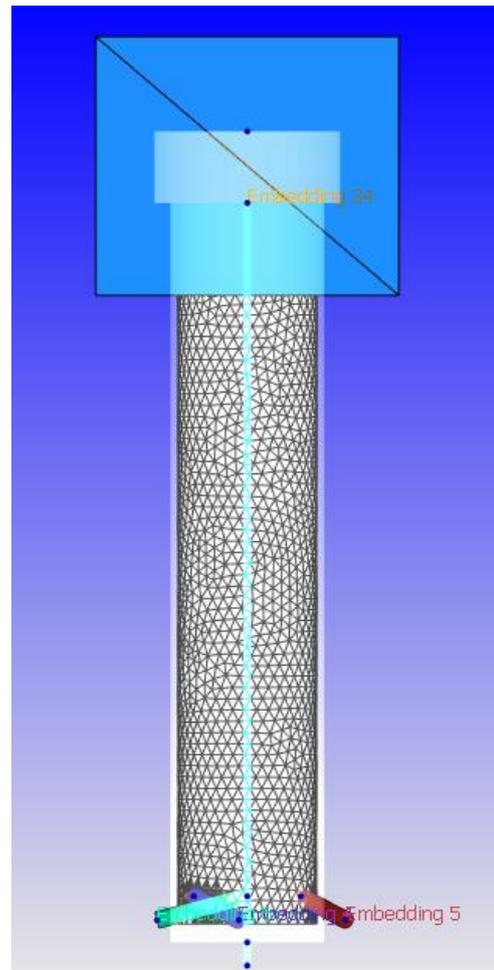


Figura 68: Vista del fixed embedding delle simulazioni MUSCL, MUSCL - std, Pure Central e First Order Turbulence

I fattori di scala impostati negli embedding sono i seguenti:

- Per l'embedding attorno alla zona di ingresso del combustibile il fattore di scala impostato è pari a 4
- Per l'embedding attorno alla superficie esterna del combustore il fattore di scala impostato è pari a 2
- Per l'embedding attorno agli swirler il fattore di scala impostato è pari a 3
- Per l'embedding nella zona di sbocco del combustore il fattore di scala impostato è pari a 4

La mesh che ne risulta è mostrata in Figura 70 per la simulazione Flux Blending ed in figura Figura 69 per le altre.

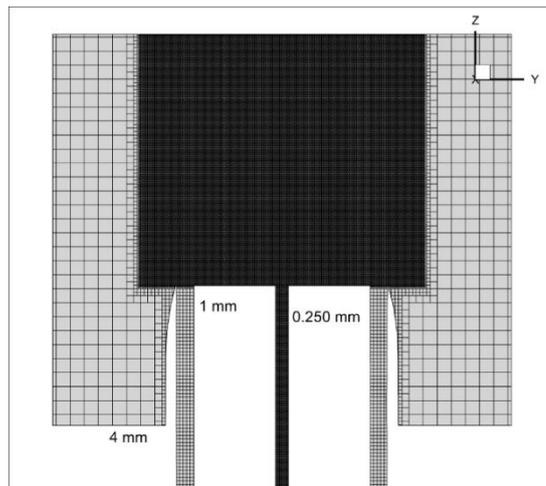


Figura 70: Mesh flux blending

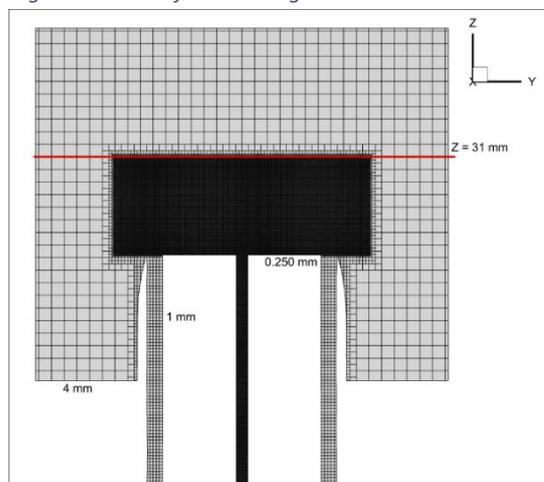


Figura 69: Mesh MUSCL, MUSCL - std, Pure Centra e First Order Turbulence

La definizione della mesh è importante in prossimità delle pareti dove è impostata la condizione al contorno law of the wall, dove si assiste ad un rapido decremento delle velocità del flusso. I due parametri fondamentali nella law of the wall sono la velocità u e la distanza y dalle pareti, che verranno riportati in maniera adimensionalizzata come u^+ e y^+ mediante le seguenti relazioni:

$$u^+ = \frac{u}{u^*}$$

$$y^+ = \frac{y \cdot u^*}{\nu}$$

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_{wall}}{\rho}}$$

Dove:

- τ_{wall} è la tensione di taglio in prossimità delle pareti
- ρ è la densità
- ν è la viscosità cinematica

Plottando su un grafico logaritmico u^+ e y^+ si ottiene l'andamento mostrato in Figura 71 in cui si distinguono tre regioni:

1. Quando $y^+ < 5$ si è nella zona di substrato viscoso, in cui il moto del fluido è dominato dagli effetti viscosi, dunque la tensione di Reynolds è trascurabile. Si ottiene il seguente andamento delle velocità:

$$u^+ = y^+$$

2. Quando $y^+ > 30$ il moto del fluido è dominato dagli effetti turbolenti, il profilo di velocità evolve secondo una legge logaritmica mostrata di seguito:

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln(y^+) + B$$

Dove:

- k è la costante di Karaman, pari a 0.41
 - B è una costante pari a 5.2
3. Quando $5 < y^+ < 30$ si è nella zona di Buffer dove si è in una zona di transizione tra quella in cui vi è il predominio della viscosità e quella in cui vi è il predominio della turbolenza. Ne segue che i due fenomeni sono di entità comparabile, dunque non è possibile ricondursi ad una funzione specifica.

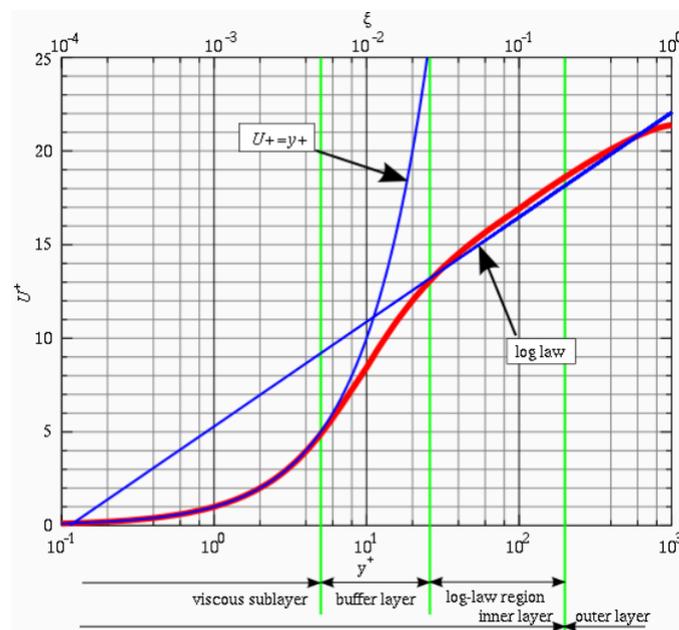


Figura 71: Law of the Wall

La definizione della mesh è fondamentale per ottenere un valore di y^+ nel range desiderato, in particolar modo la prima cella deve contenere dei valori di y^+ inferiori a 5 se il modello di turbolenza è un $k - \omega$ e dei valori superiori a 30 per un modello di turbolenza di tipo $k - \varepsilon$, i valori intermedi sono da evitare.

Impostato il valore della mesh, si effettua un controllo in fase di post – processing, ed eventualmente si effettuano le opportune modifiche. Questo giustifica la mesh più raffinata sulla superficie esterna e sul tubo di ingresso del combustibile.

8.5 – Modello di turbolenza

Le simulazioni Flux Blending, MUSCL, Pure Central e First Order Turbulence adottano il modello di turbolenza Standard $k - \epsilon$. I parametri importanti sono rappresentati in Figura 72, ovvero sono stati adottati i valori standard per il modello di turbolenza, ad eccezione di $C_{\epsilon 1}$ posto pari ad 1.5, il che permette di aumentare la penetrazione del getto.

Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) Detached Eddy Simulation (DES) Large Eddy Simulation (LES)

Turbulence model: Standard k- ϵ

Heat Model

Von Karman's constant: 0.42 Law of the wall parameter: 5.5

Wall heat transfer model: O'Rourke and Amsden Base distance to wall on full cell size

RANS Constants

C_{μ} 0.09 $C_{\epsilon 3}$ -1.0

Reciprocal k ϵ Prandtl 1.0 Reciprocal ϵ Prandtl 0.7692

$C_{\epsilon 1}$ 1.5 β 0.012

$C_{\epsilon 2}$ 1.92 η_0 4.38

Buoyancy effects

Near wall treatment: Standard wall function

v²-f/ ζ -f model constants

C_1 0.4 C_2 0.3 C_3 0.36 C_4 85.0

C_{μ} 0.22 Reciprocal ζ Prandtl 0.8333 C_2' 0.65

Spray dissipation constant 0.0 Drop turbulent dispersion constant 0.03

Figura 72: Impostazione parametri del modello di turbolenza dei casi Flux Blending, MUSCL, Pure Central e First Order Turbulence

La simulazione MUSCL – std, invece, presenta tutti i parametri impostati al valore standard, dunque i valori saranno gli stessi riportati in Figura 72, ad eccezione di $C_{\epsilon 1}$ posto pari ad 1.44.

8.6 – Monitor Lines

Nella sezione relativa al post processing sono state aggiunte delle monitor lines che permettono di controllare i valori di alcuni parametri in determinati punti.

Ogni monitor line è costituita da 180 punti e presenta una dimensione della cella di 0.5 mm, ogni linea inizia da una distanza dal centro pari a 45 mm lungo il verso negativo dell'asse x e termina ad una distanza pari a 45 mm lungo il verso positivo dell'asse x, quindi si avrà, ad esempio, la descrizione del comportamento a $x=0$ al novantesimo punto.

Sono state costruite più monitor lines per le diverse distanze assiali che si andranno ad analizzare, quindi 6.8 mm, 10 mm, 20 mm, 30 mm, 40 mm e 70 mm. La Figura 73 e la Figura 74 mostrano come appaiono le monitor lines

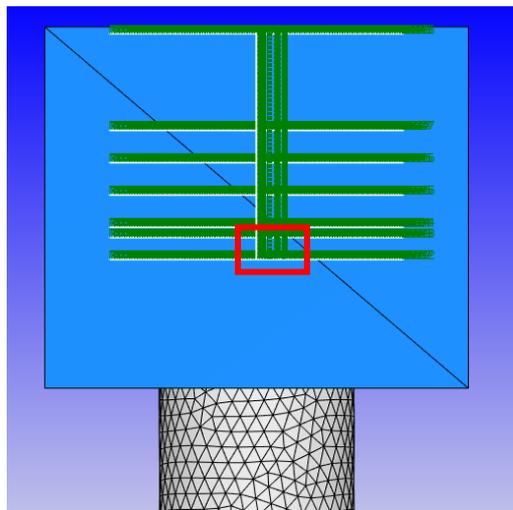


Figura 73: Vista globale delle monitor lines

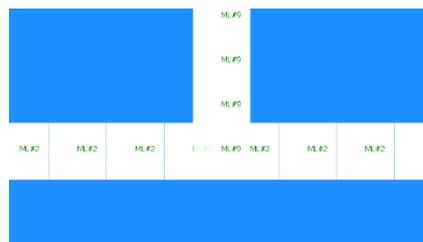


Figura 74: Ingrandimento sulle monitor lines

8.7 – Analisi dei risultati

Per il caso non reattivo sono state effettuate delle analisi sulle velocità, sono stati plottati tutti i parametri disponibili sul sito dell'Università di Sidney. I risultati sono riportati fino ad una distanza assiale di 30 mm, questa scelta è stata effettuata in quanto i risultati relativi a distanze assiali superiori produrrebbero risultati inconsistenti per via della mesh troppo grossolana.

8.7.1 – Velocità assiali

La Figura 75 riporta gli andamenti delle velocità assiali per ciascun caso preso in analisi permettendo di effettuare un confronto con i risultati sperimentali.

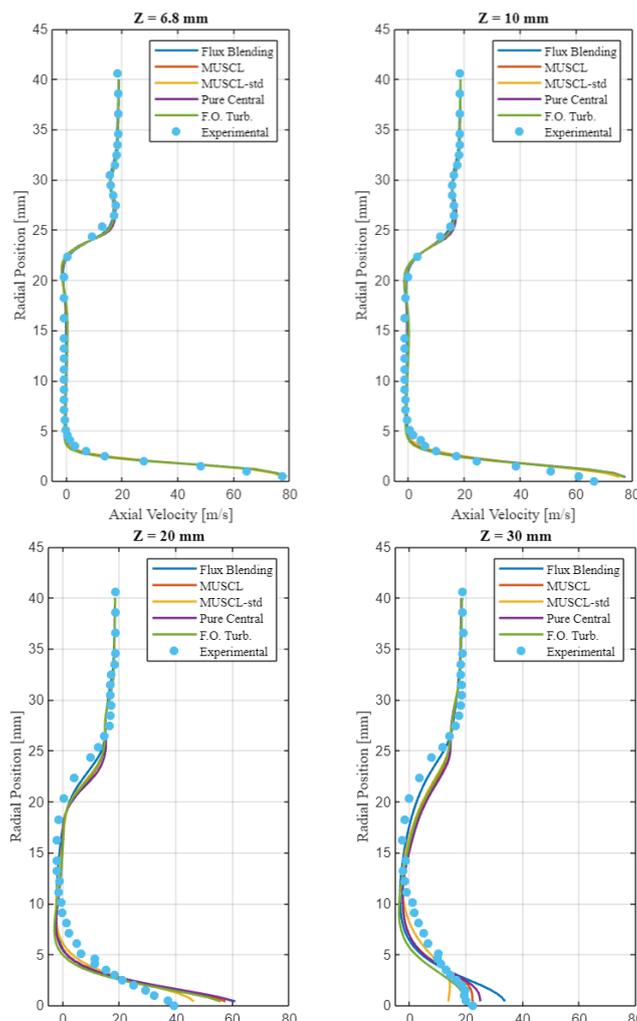


Figura 75: Confronto delle velocità assiali ottenute nelle simulazioni e quelle sperimentali

Si può notare che il modello è in grado di predire con una buona accuratezza gli andamenti delle velocità assiali, soprattutto per le distanze assiali di 6.8 mm e 10 mm.

Per distanze assiali maggiori, vi è qualche minima differenza tra i risultati numerici e quelli sperimentali, in particolare si nota una lieve sottostima delle velocità nella zona centrale del getto, dove vi è l'ingresso del combustibile e una lieve sovrastima laddove vi è la superficie del Bluff Body.

È stata effettuata un'analisi degli errori relativi presenti nel confronto tra le velocità sperimentali e quelle ottenute nella simulazione. Definendo l'errore relativo mediante la seguente relazione:

$$\Delta v_{assiale} = \frac{|v_{Sidney} - v_{simulazione}|}{v_{Sidney}}$$

È possibile analizzare gli errori dalla Figura 76.

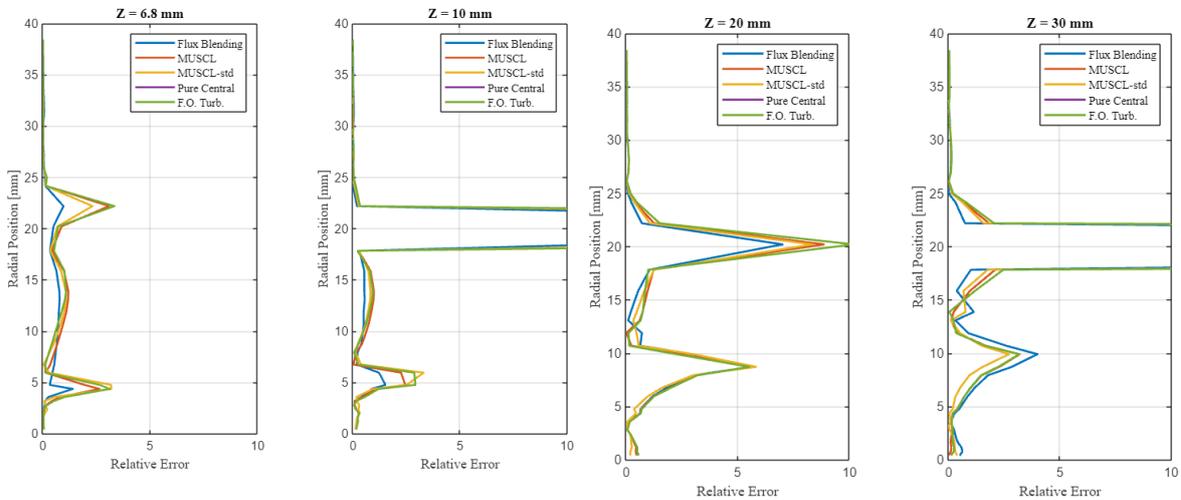


Figura 76: Errore relativo per le velocità assiali

Le zone che riportano errori troppo elevati fanno riferimento a velocità sperimentali prossime allo zero, di conseguenza, nonostante la differenza sia minima, l'errore relativo è elevato. È possibile constatare che la simulazione che meglio riproduce i risultati sperimentali è la MUSCL – std.

8.7.2 – Velocità di Swirl

La Figura 77 riporta gli andamenti delle velocità di swirl per ciascun caso preso in analisi permettendo di effettuare un confronto con i risultati sperimentali.

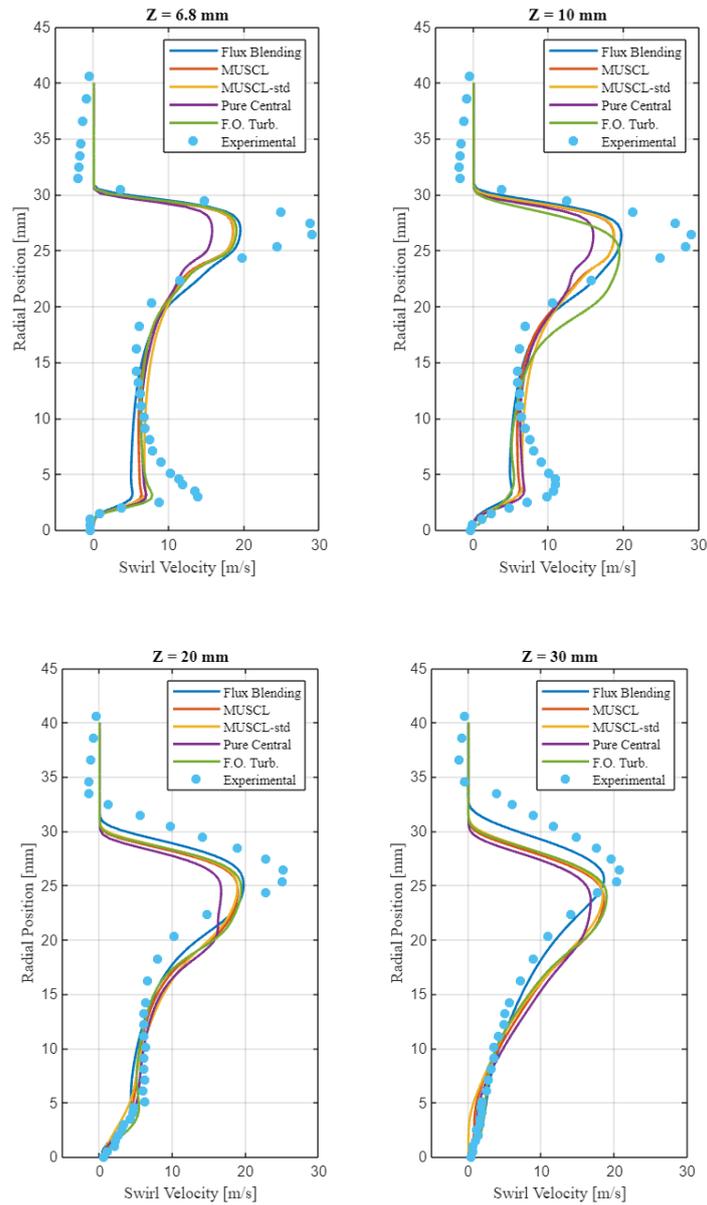


Figura 77: Confronto delle velocità di swirl ottenute nelle simulazioni e quelle sperimentali

I risultati delle simulazioni riescono a predire con buona accuratezza l'andamento generale delle velocità di swirl, anche se non riesce a valutare correttamente i valori dei picchi di velocità, in particolar modo per le distanze assiali di 6.8 mm e 10 mm.

Anche per queste velocità è stata fatta un'analisi dell'errore relativo riportato nella Figura 78.

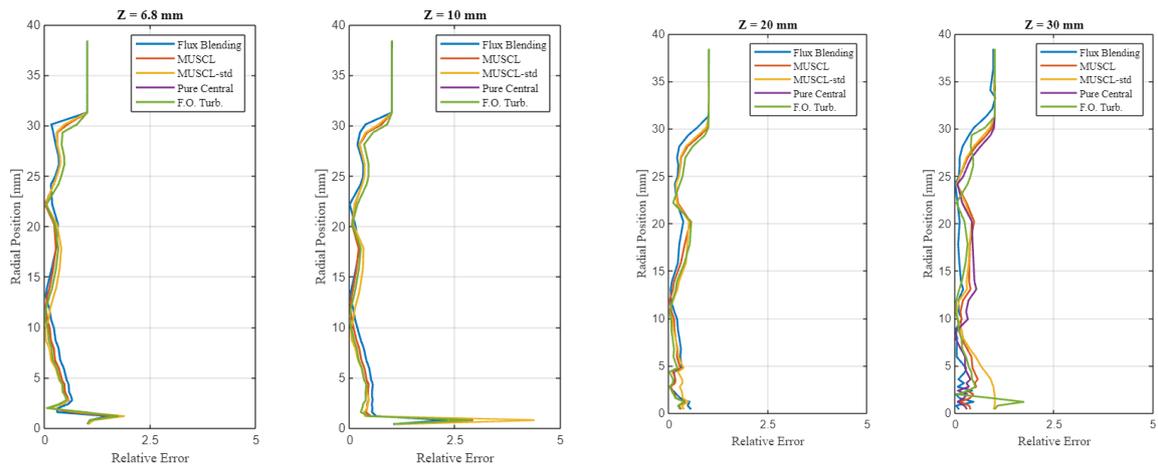


Figura 78: Errore relativo per le velocità di swirl

Si può notare come la simulazione che meglio predice gli andamenti delle velocità sia la Flux Blending.

8.7.3 – Velocità radiali

La Figura 79 riporta gli andamenti delle velocità radiali per ciascun caso preso in analisi permettendo di effettuare un confronto con i risultati sperimentali.

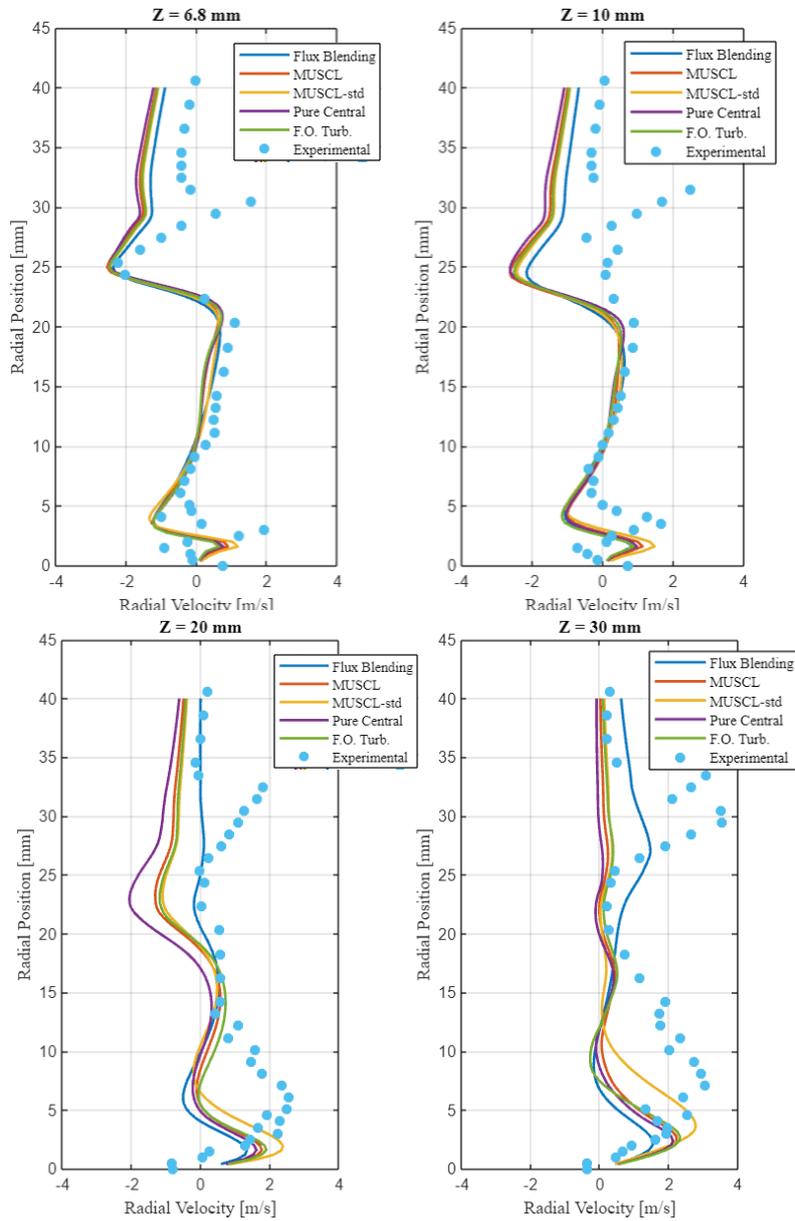


Figura 79: Confronto delle velocità radiali ottenute nelle simulazioni e quelle sperimentali

Il modello riesce a prevedere l'andamento generale delle velocità radiali solo per il caso di distanza assiale di 6.8 mm dalla superficie ceramica, gli altri andamenti sono molto imprecisi.

Anche per queste velocità è stata fatta un'analisi dell'errore relativo riportata nelle figure [INSERIRE NUMERO FIGURA] e [INSERIRE NUMERO FIGURA].

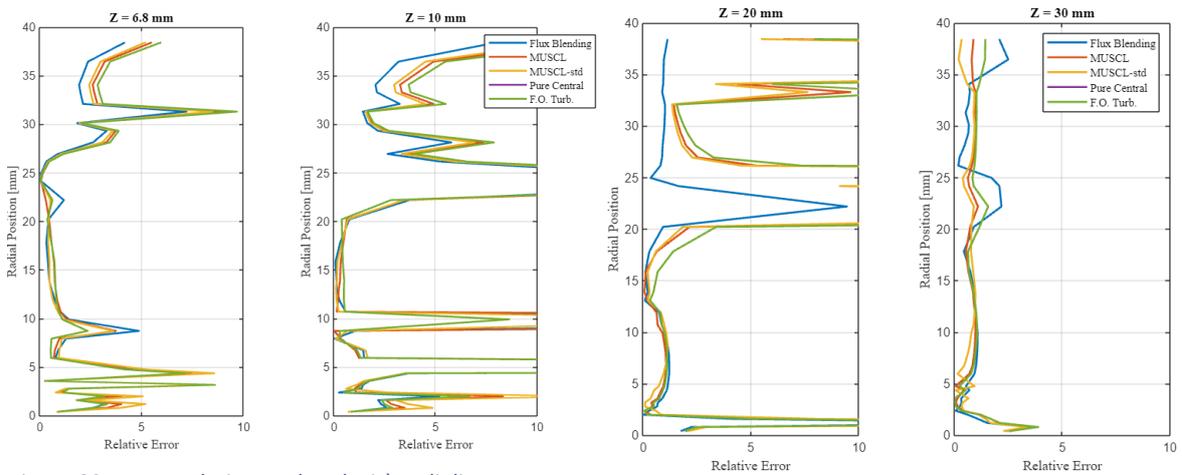


Figura 80: Errore relativo per le velocità radiali

Anche in questo caso, come per gli errori relativi riferiti alle velocità assiali, sono stati esclusi dal grafico gli errori relativi al di sopra di 10 perché fanno riferimento a velocità prossime allo zero, facendone risultare un errore di grossa entità anche se la differenza effettiva tra la velocità sperimentale e quella predetta dalla simulazione è minima.

8.7.4 – Intensità di turbolenza

Il valore dell'intensità di turbolenza può essere valutato a partire dalla velocità media e dalla deviazione standard delle velocità assiali mediante la seguente relazione:

$$I = \frac{u'}{U}$$

Dove:

- u' è la deviazione standard della velocità assiale
- U è la velocità assiale media

Sul sito dell'Università di Sidney sono presenti anche risultati relativi alla deviazione standard delle tre componenti di velocità, questo è stato utilizzato come ulteriore parametro di confronto per comprendere quale sia la simulazione che meglio riesca a replicare i risultati sperimentali.

I risultati della simulazione non forniscono informazioni riguardanti la deviazione standard della velocità, ma conoscendo l'energia cinetica turbolenta è possibile valutare tale parametro con la relazione che segue:

$$u' = \sqrt{\frac{2}{3}k}$$

Il confronto tra i risultati della simulazione e quelli sperimentali è mostrato nella Figura 81.

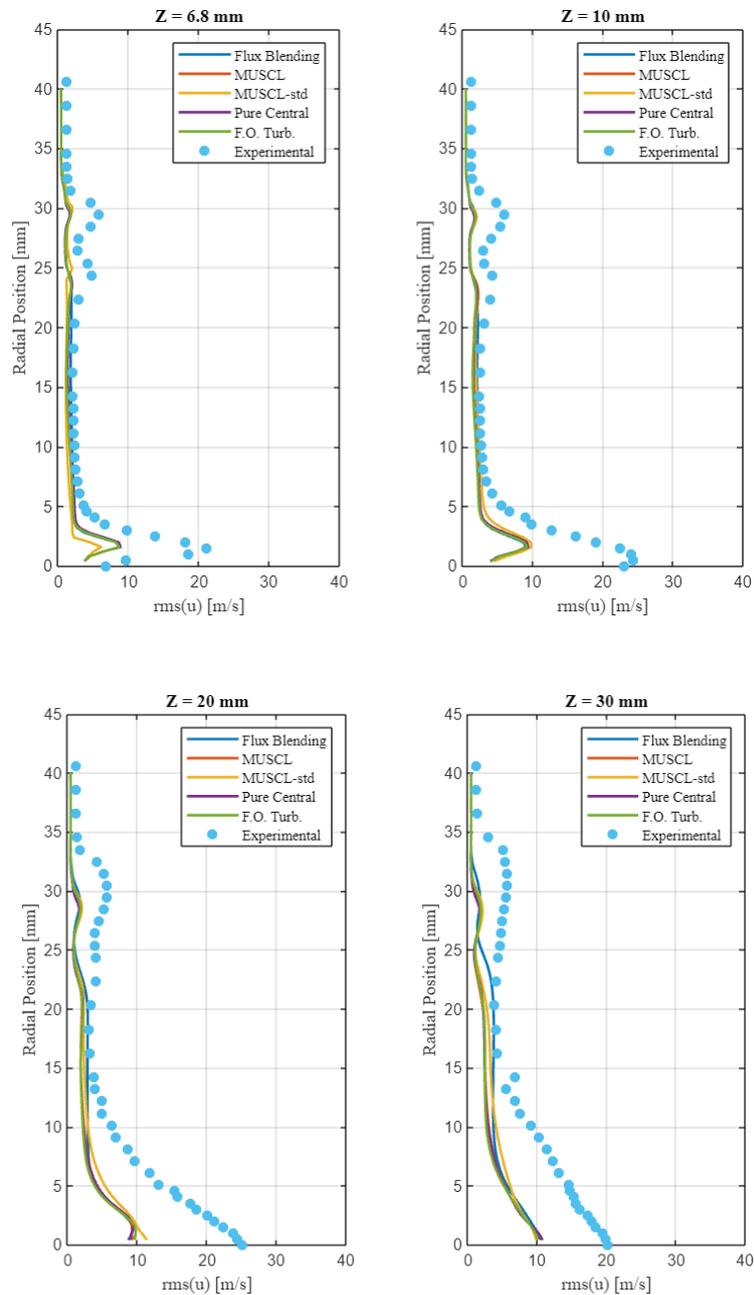


Figura 81: Confronto della deviazione standard delle velocità assiali ottenute nelle simulazioni e quelle sperimentali

Si può notare come i risultati delle simulazioni riescano a prevedere l'andamento generale, ma nessuna di esse riesce a prevedere il valore dei picchi.

8.7.5 – Bolle di ricircolo e interazione tra i getti

Un incremento del numero di swirl provoca la formazione di una bolla di ricircolo che è possibile apprezzare nella zona prossima alla fuoriuscita del getto già quando si ha un numero di swirl pari a 0.61. incrementando il numero di swirl tale bolla interagisce con la zona di ricircolo generando il fenomeno della precessione.

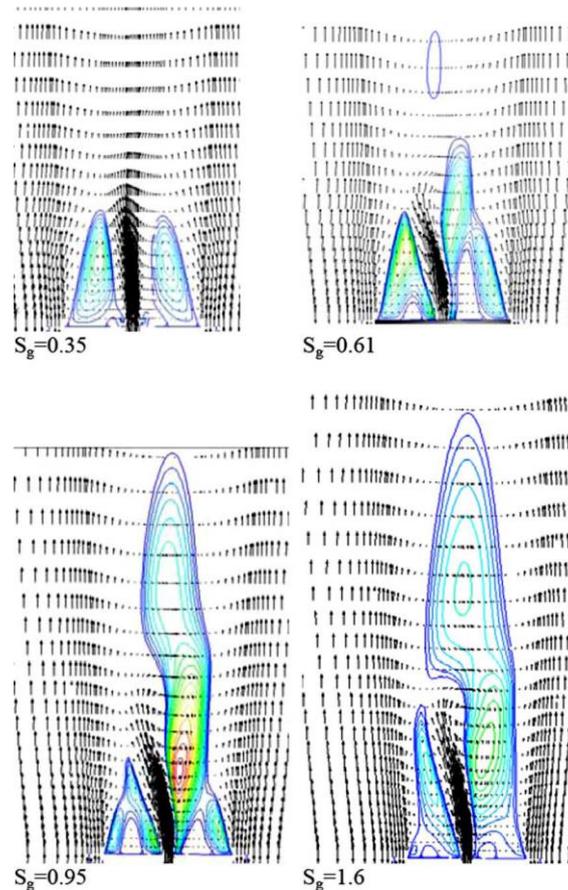


Figura 82: Evoluzione del campo di flusso con il numero di swirl nello swirler burner

Le simulazioni relative al flusso non reattivo presentano un numero di swirl pari ad 1.59. La bolla di ricircolo è mostrata sui piani x ed y rispettivamente nella figure numero [INSERIRE NUMERO FIGURA] e [INSERIRE NUMERO FIGURA], e mediante una rappresentazione isosurface che ne permette una visualizzazione tridimensionale nella figura [INSERIRE NUMERO FIGURA].

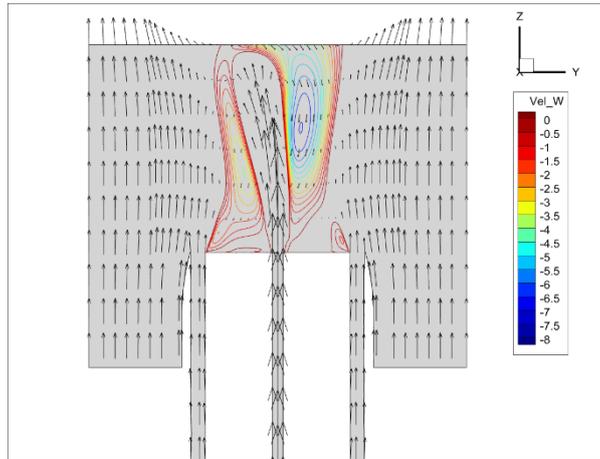


Figura 85: Vista della bolla di ricircolo sul piano Z - Y

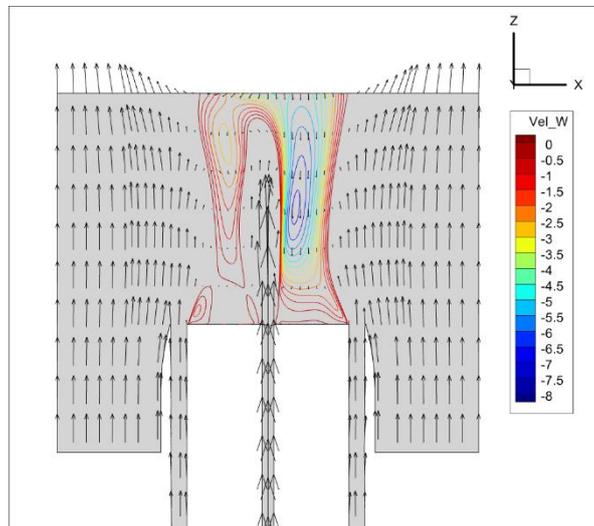


Figura 84: Vista della bolla di ricircolo sul piano Z - X

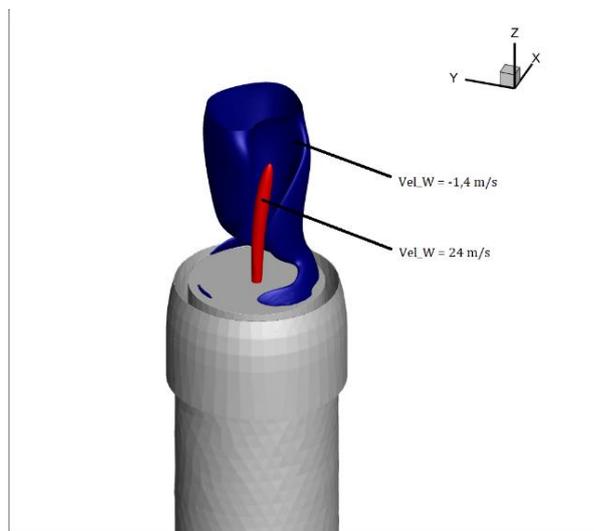


Figura 83: Vista della bolla di ricircolo mediante isosurface

8.8 – Conclusione

Tutti i modelli scelti riescono a riprodurre con una buona accuratezza le velocità assiali, dunque con questa analisi non è possibile identificare quale simulazione fornisca i risultati migliori.

Per quanto concerne le velocità di swirl, tutte le simulazioni riescono a prevedere l'andamento generale di tali velocità ma non si riesce in nessun caso a raggiungere i due valori di picco presenti soprattutto per le distanze assiali di 6.5 mm e 10 mm dalla superficie del Bluff Body. Tali valori di picco possono essere identificati con maggior precisione adottando un modello di turbolenza $k - \omega$ oppure un RSM.

Le velocità radiali sono quelle che hanno generato i peggiori risultati, il modello riesce a prevedere l'andamento generale di tali velocità solo per la distanza assiale di 6.8 mm dal Bluff Body.

Senza variare il modello di turbolenza, analizzando le simulazioni effettuate con il $k - \epsilon$, quelle che hanno riportato risultati più accurati, se confrontati con quelli sperimentali, sono la Flux Blending e la MUSCL – std.

In particolar modo, il caso MUSCL – std verrà utilizzato per inizializzare la simulazione di flusso non reattivo caratterizzato da una geometria ridotta al fine di ridurre il numero di celle in quanto presenta un livello di accuratezza del secondo ordine.

Capitolo 9 – Flusso non reattivo

Geometria ridotta

Identificata la simulazione relativa al flusso non reattivo che fornisce risultati più vicini a quelli sperimentali, è stata semplificata la geometria al fine di ridurre il numero di celle e quindi i tempi necessari per la simulazione.

La nuova geometria è stata inizializzata con dei file di mappatura ricavati dall'output della simulazione precedente al fine di replicare al meglio i risultati della simulazione ottimale.

In questo capitolo verrà descritta la nuova geometria e sarà analizzato il case setup analizzando in particolar modo i punti in comune e le differenze rispetto alla simulazione con geometria completa.

9.1 – Geometria

La nuova geometria consiste in un piano in corrispondenza della superficie ceramica del Bluff Body in cui è possibile distinguere le seguenti zone:

- L'ingresso del combustibile, caratterizzato da un cerchio di diametro pari a 3.6 mm
- La superficie del Bluff Body, che consiste in un anello di diametro interno pari a 3.6 mm e diametro esterno pari a 50 mm
- La zona anulare da cui avviene l'ingresso del flusso primario d'aria, ovvero un anello di diametro interno di 50 mm e diametro esterno di 60 mm
- La superficie ceramica esterna di spessore pari a 0.2 mm
- La zona di Coflow da cui vi è l'ingresso del flusso secondario di aria identificata da un quadrato 130 mm x 130 mm

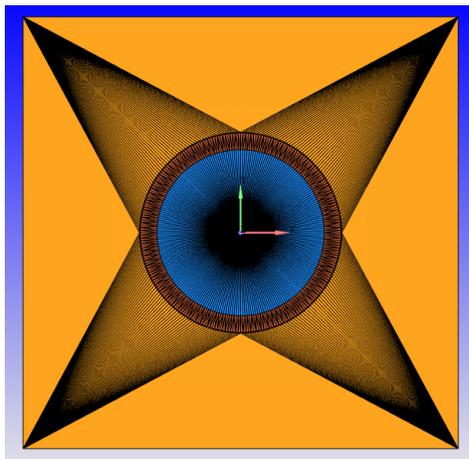


Figura 87: Vista complessiva della geometria

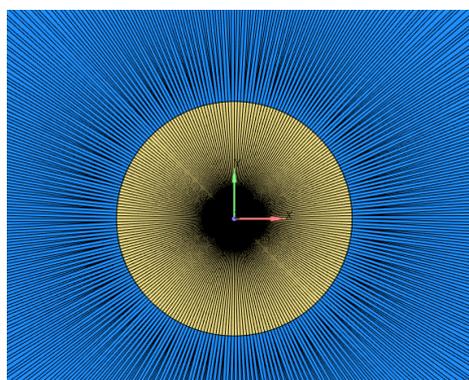


Figura 86: Ingrandimento sulla zona di ingresso del combustibile

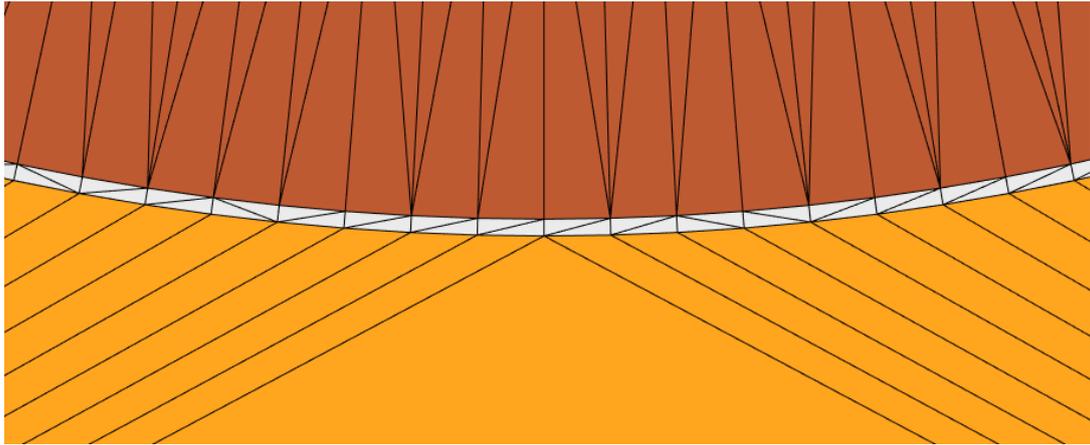


Figura 88: Ingrandimento sulla superficie ceramica esterna

Anche in questo caso vi è la presenza di una zona superiore di Outflow ed un muro esterno che chiude la geometria. Complessivamente la geometria sarà costituita da un cubo, come in Figura 89.

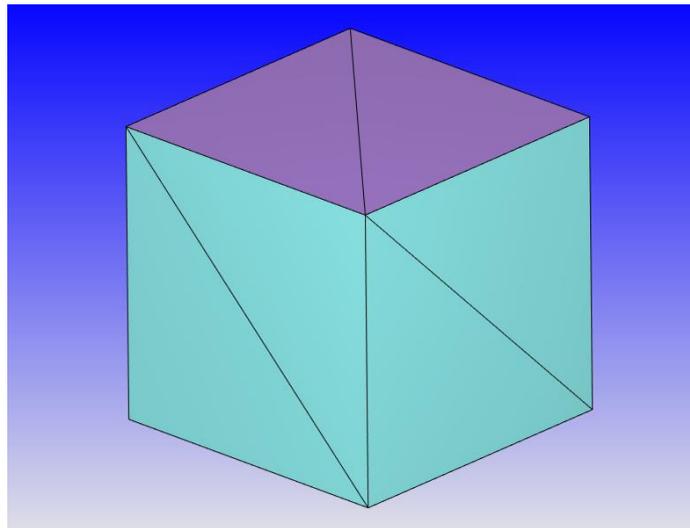


Figura 89: Vista complessiva della geometria

9.2 – Boundary Conditions

Il modello è caratterizzato da sette differenti Boundary Conditions, tre Wall, tre Inflow e una di Outflow. Queste sono denominate come di seguito:

- Air Inlet
- Fuel Inlet
- Coflow Air Inlet
- Outflow
- External Wall
- External Pipe
- Bluff Body

9.2.1 – Wall Boundary Conditions

Analogamente alle simulazioni con la geometria completa, le condizioni di tipo wall sono tra loro identiche. Le Boundary di questa tipologia sono Bluff Body, External Wall ed External Pipe. La Figura 90 mostra come sono impostate queste condizioni.

Velocity Boundary Condition

Wall motion type: Stationary

Surface movement: FIXED

UDF Law of wall

Temperature Boundary Condition

UDF Zero normal gradient (T) CHT1D

Law of wall roughness parameters

Absolute roughness: 0.0 m

Roughness constant: 0.5

Turbulent Kinetic Energy (tke) Boundary Condition

Zero normal gradient (NE)

Turbulent Dissipation (eps) Boundary Condition

Wall model

Figura 90: Impostazione delle Wall Boundary

9.2.2 – Outflow

La Boundary di Outflow è stata imposta allo stesso modo di quella riferita alla geometria completa, ovvero sono stati imposti una pressione ambiente, dei valori specifici di temperatura, energia cinetica turbolenta e dissipazione turbolenta. Per la velocità è stata imposta una condizione di Zero Normal Gradient.

| Condizione | Tipologia | Valore | Unità di misura |
|-------------|----------------------|--------|-----------------|
| Pressione | Specified Value | 101325 | Pa |
| Velocità | Zero Normal Gradient | | |
| Temperatura | Specified Value | 300 | K |
| TKE | Intensity | 0.02 | [-] |
| EPS | Length Scale | 0.003 | m |

Figura 91: Impostazione dei parametri relativi alla Boundary di Outflow

9.2.3 – Inflow

Le condizioni Air Inlet, Fuel Inlet e Coflow Air Inlet sono state impostate nella medesima maniera, il fluido in ingresso è l'aria, la condizione di pressione impostata è del tipo Zero Normal Gradient, mentre per le condizioni di temperatura, velocità, energia cinetica turbolenta e dissipazione turbolenta sono stati inseriti dei file di mappatura che permettessero di descrivere in maniera puntuale i valori delle variabili in oggetto lungo tutta la superficie.

Tali file di mappatura sono stati estratti dai risultati della simulazione MUSCL – std con geometria completa riferiti al piano tangente alla superficie superiore del Bluff Body.

A titolo di esempio viene riportato in Figura 92 il file di mappatura relativo alle velocità.

| second | x | y | z | u | v | w |
|--------|--------------|--------------|-----|-------------|-------------|--------------|
| 0.0 | -0.064999998 | -0.052000001 | 0.0 | 0.064523973 | 0.091333076 | 19.491365400 |
| 0.0 | -0.064999998 | -0.056000002 | 0.0 | 0.060651559 | 0.073584385 | 19.505682000 |
| 0.0 | -0.064999998 | -0.059999999 | 0.0 | 0.049022317 | 0.049889129 | 19.455648400 |
| 0.0 | -0.064999998 | -0.064000003 | 0.0 | 0.040958822 | 0.038338553 | 19.401657100 |
| 0.0 | -0.064999998 | -0.064999998 | 0.0 | 0.040958822 | 0.038338553 | 19.401657100 |
| 0.0 | -0.064999998 | -0.020000000 | 0.0 | 0.098917231 | 0.152433947 | 19.267805100 |
| 0.0 | -0.064999998 | -0.028000001 | 0.0 | 0.087550156 | 0.158100054 | 19.310564000 |
| 0.0 | -0.064999998 | -0.024000000 | 0.0 | 0.092978194 | 0.158632249 | 19.284429600 |
| 0.0 | -0.064999998 | -0.004000000 | 0.0 | 0.118457921 | 0.058037579 | 19.218372300 |
| 0.0 | -0.064999998 | 0.000000000 | 0.0 | 0.119190514 | 0.021317080 | 19.217016200 |
| 0.0 | -0.064999998 | -0.008000000 | 0.0 | 0.116642959 | 0.090301178 | 19.221746400 |
| 0.0 | -0.064999998 | -0.012000000 | 0.0 | 0.111801431 | 0.117608443 | 19.233810400 |
| 0.0 | -0.064999998 | -0.035999999 | 0.0 | 0.076773740 | 0.152995542 | 19.388359100 |

Figura 92: Estratto del file di mappatura delle velocità

9.3 – Solver Parameters

Per questo caso sono stati adottati gli stessi parametri della simulazione MUSCL – std. L'impostazione dei parametri verrà ricapitolata sia per l'algoritmo PISO che per lo schema di flusso convettivo.

9.3.1 – Algoritmo PISO

L'algoritmo è stato impostato come segue:

- Il parametro denominato *PISO convergence criterion multiplier* è stato impostato pari a 20
- Il minimo numero di iterazioni è stato impostato pari a 2
- Il massimo numero di iterazioni è stato impostato a 20
- Il parametro *PISO tolerance* è stato impostato pari a 10^{-3}

| PISO Parameters | |
|--|--|
| PISO convergence criterion multiplier: | <input type="text" value="20.0"/> <input type="checkbox"/> Use file |
| Minimum number of PISO iterations: | <input type="text" value="2"/> <input type="checkbox"/> Use file |
| Maximum number of PISO iterations: | <input type="text" value="20"/> <input type="checkbox"/> Use file |
| PISO tolerance: | <input type="text" value="1e-03"/> <input type="checkbox"/> Use file |

Figura 93: Impostazione dei parametri dell'algoritmo PISO

9.3.2 – Schema del flusso convettivo

Per la simulazione è stato adottato lo schema di flusso convettivo MUSCL with slope limiter per l'equazione della quantità di moto, per quella di turbolenza e per quella di specie, energia, densità e passivi. Il *Flux Blending fraction for MUSCL FV scheme* è stato impostato pari a 0.5 per tutte le simulazioni.

9.4 – Impostazione della Mesh

Anche in questo caso, la dimensione base delle celle è stata impostata pari a 4 mm lungo le tre direzioni x, y e z. Per raffinare la mesh è stato impostato un fixed embedding di tipo cilindrico con raggio pari a 40 mm a fino ad una quota assiale di 31 mm, il fattore di scala che è stato impostato è pari a 4, il che implica una mesh di dimensione 0.25 mm lungo le direzioni secondo la seguente relazione:

$$dx = \frac{dx_{base}}{2^n}$$

Il fixed embedding è mostrato in Figura 95, la mesh che ne risulta è mostrata in Figura 94.

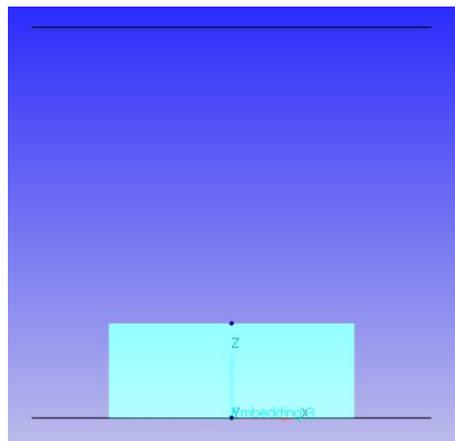


Figura 95: Fixed Embedding

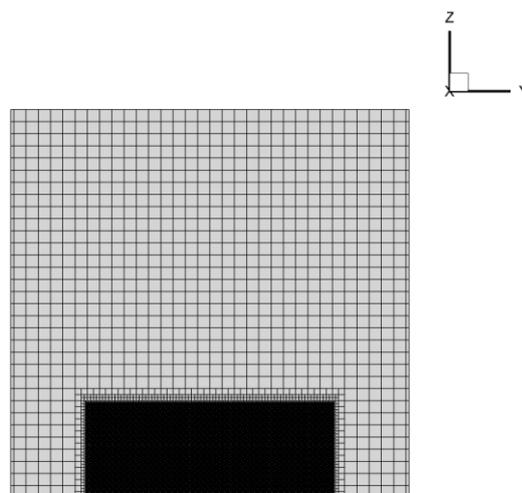


Figura 94: Mesh

9.5 – Modello di turbolenza

Il modello di turbolenza adottato in questa simulazione è lo Standard $k - \epsilon$, per replicare le condizioni della simulazione MUSCL – std, dunque sono stati impostati tutti i valori standard per questo modello di turbolenza.

The image shows a software interface for configuring a turbulence model. At the top, three radio buttons are present: "Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)" (selected), "Detached Eddy Simulation (DES)", and "Large Eddy Simulation (LES)". Below this, a dropdown menu is set to "Standard k-ε".

The "Heat Model" section includes:

- Von Karman's constant: 0.42
- Law of the wall parameter: 5.5
- Wall heat transfer model: O'Rourke and Amsden
- Base distance to wall on full cell size

The "RANS Constants" section includes:

- C_μ : 0.09
- Reciprocal $k\epsilon$ Prandtl: 1.0
- $C_{\epsilon 1}$: 1.44
- $C_{\epsilon 2}$: 1.92
- Buoyancy effects
- Near wall treatment: Standard wall function
- $C_{\epsilon 3}$: -1.0
- Reciprocal ϵ Prandtl: 0.7692
- β : 0.012
- η_0 : 4.38

The " v^2 -f/ ζ -f model constants" section includes:

- C_1 : 0.4
- C_2 : 0.3
- C_3 : 0.36
- C_4 : 85.0
- C_μ : 0.22
- Reciprocal ζ Prandtl: 0.8333
- C_2' : 0.65

At the bottom, there are two more fields:

- Spray dissipation constant: 0.0
- Drop turbulent dispersion constant: 0.03

Figura 96: Impostazione parametri del modello di turbolenza

9.6 – Analisi dei risultati

Sono state effettuate delle analisi sulle velocità in modo da effettuare un confronto con quelle ottenute con la geometria completa e verificare se i due modelli possono essere considerati equivalenti.

9.6.1 – Velocità assiali

La Figura 97 riporta gli andamenti delle velocità assiali confrontandole con quelle ottenute per la geometria completa.

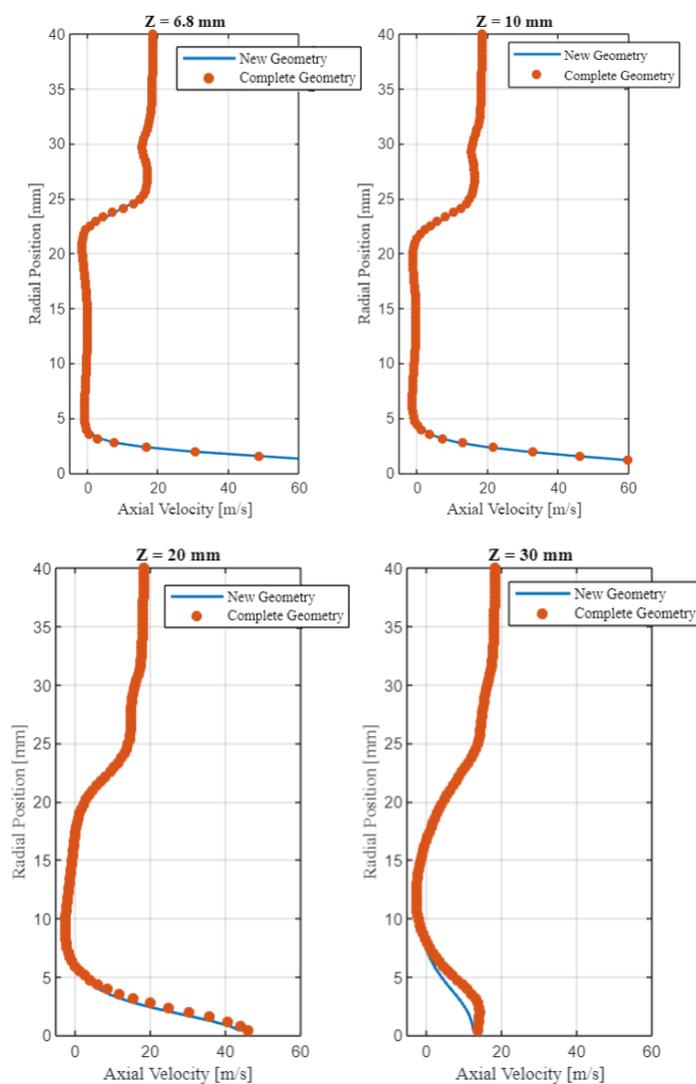


Figura 97: Confronto delle velocità assiali ottenute nelle simulazioni con geometria completa e quelle ottenute con geometria ridotta

Si può notare che il modello è equivalente a quello con geometria completa, i risultati ottenuti coincidono perfettamente con quelli riferiti alla geometria completa, soprattutto per le distanze assiali di 6.8 mm, 10 mm e 20 mm, sono presenti delle differenze minime alla quota assiale di 30 mm.

9.6.2 – Velocità di Swirl

La Figura 98 riporta gli andamenti delle velocità di swirl confrontandole con quelle ottenute per la geometria completa.

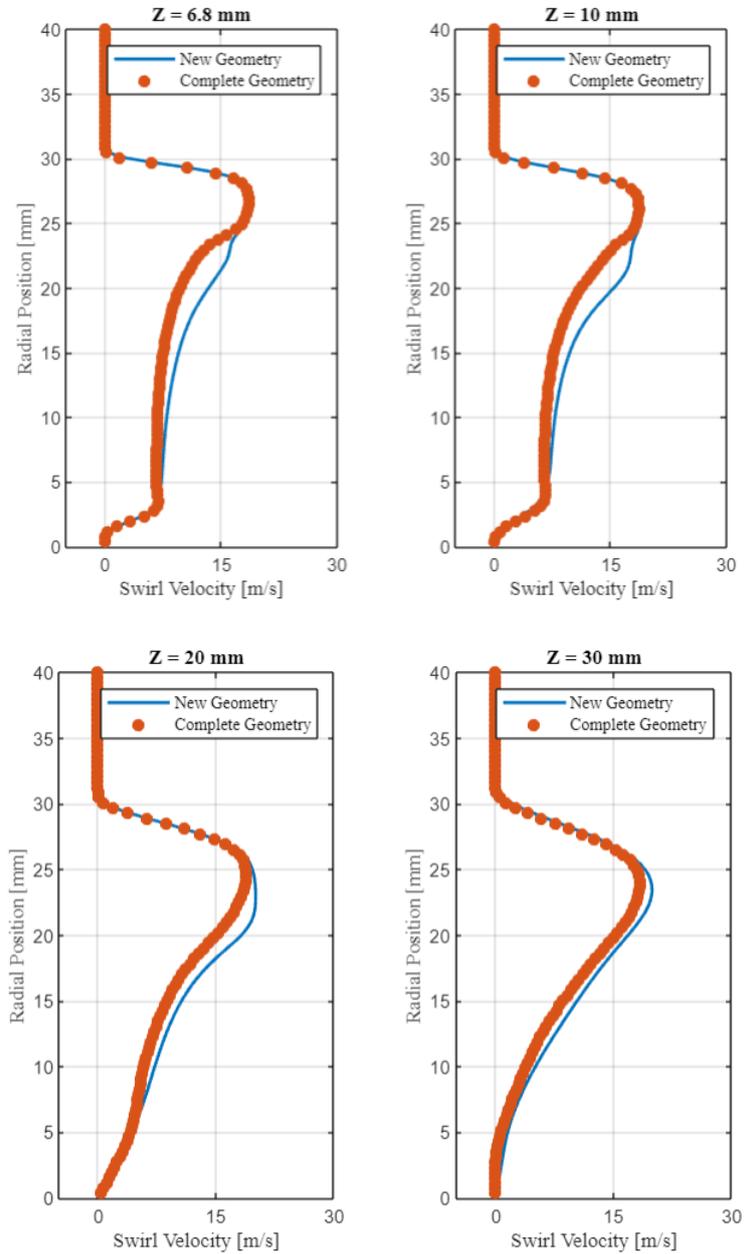


Figura 98: Confronto delle velocità di swirl ottenute nelle simulazioni con geometria completa e quelle ottenute con geometria ridotta

In questo caso il modello adottato presenta delle minime differenze rispetto ai risultati riferiti alla geometria completa che vanno a minimizzarsi all'aumentare della distanza assiale dalla superficie del Bluff Body, i risultati ottenuti possono in ogni caso essere considerati soddisfacenti.

9.7 – Conclusione

Da un'analisi dei risultati si può concludere che i due modelli utilizzati riescono a replicare correttamente i risultati della simulazione con la geometria completa.

In particolar modo i risultati migliori sono stati ottenuti per le velocità assiali, che risultano replicare il modello originario in maniera ottimale.

Buoni risultati sono stati ottenuti anche per le velocità di swirl che però presentano alcune discrepanze soprattutto per le distanze di 6.8 mm e 10 mm dalla superficie del Bluff Body.

Complessivamente si può affermare che le assunzioni effettuate e le nuove condizioni imposte riescono a riprodurre la simulazione come sul modello completo risparmiando i tempi per la simulazione in quanto il numero di celle ne risulta sensibilmente ridotto.

Questo approccio potrà essere replicato anche per la simulazione con la combustione, in cui i tempi necessari al completamento della simulazione saranno maggiori.

Capitolo 10 – Flusso reattivo

Per il caso con flusso reattivo la geometria impiegata è quella ridotta trattata per il caso non reattivo nel capitolo 9. Questo al fine di ridurre il numero di celle e, conseguentemente, il tempo necessario al completamento della simulazione che per il caso con la combustione risulta essere molto maggiore.

Il caso da replicare è quello denominato sul sito dell'Università di Sidney SMH2 – Swirling Methane/Hydrogen Flame.

In maniera preliminare è stata lanciata una simulazione con la geometria completa che presenta lo stesso case setup della simulazione con geometria completa riferita al caso di ingresso con solo aria, con l'unica differenza di avere una miscela di metano ed idrogeno all'ingresso del combustibile. I risultati di tale simulazione saranno poi utilizzati per inizializzare il caso con combustione mediante dei file di mappatura.

Nel presente capitolo verrà descritto il case setup della simulazione relativa alla combustione e, successivamente, verrà effettuata l'analisi dei risultati confrontandoli con quelli sperimentali.

Studio preliminare

La prima fase dello studio della combustione consiste nel ricavare i profili di velocità, temperatura, energia cinetica turbolenta e dissipazione turbolenta che si utilizzeranno per inizializzare la simulazione con la combustione.

Tutte le equazioni per la risoluzione dello schema di flusso convettivo adottate sono delle MUSCL with slope limiter con un *Flux Blending fraction for MUSCL* FV pari a 0.5, mentre il modello di turbolenza utilizzato è lo Standard $k - \varepsilon$.

La mesh adottata ha una dimensione base della cella di 4 mm lungo le direzioni x, y e z e viene raffinata mediante l'utilizzo di alcuni fixed embedding di seguito descritti:

- Embedding cilindrico attorno alla zona di ingresso del combustibile il fattore di scala impostato è pari a 4
- Embedding cilindrico attorno alla superficie esterna del combustore il fattore di scala impostato è pari a 2
- Embedding cilindrico attorno agli swirler il fattore di scala impostato è pari a 3
- Embedding cilindrico nella zona di sbocco del combustore il fattore di scala impostato è pari a 4. Ha un raggio di 40 mm e raggiunge una quota assiale di 20 mm

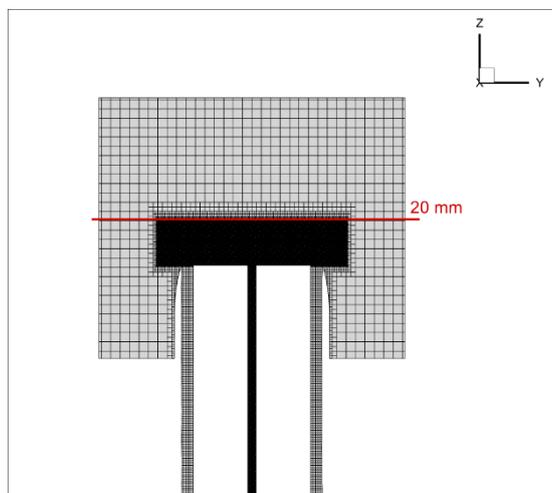


Figura 99: Mesh analisi preliminare caso SMH2

Per le condizioni del combustibile e del flusso d'aria principale, a partire dalle velocità assiali note dal sito dell'Università di Sidney è stato necessario valutare la portata di aria e combustibile in ingresso dal tubo del fuel e dagli swirler. La portata è stata calcolata mediante la relazione seguente:

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

Per quanto riguarda il combustibile la densità della miscela è stata calcolata a partire dalle densità di metano ed idrogeno rispettivamente pari a 0.657 kg/m^3 e 0.0899 kg/m^3 . La densità della miscela si calcola con i passaggi di seguito riportati:

$$\rho_{miscela} = \frac{m_{miscela}}{V_{miscela}} = \frac{\rho_{CH_4} V_{CH_4} + \rho_{H_2} V_{H_2}}{V_{CH_4} + V_{H_2}}$$

Ma visto che la miscela è costituita dal 50% di metano e 50% di idrogeno in volume la relazione si può semplificare come segue;

$$\rho_{miscela} = \frac{\rho_{CH_4} V_{CH_4} + \rho_{H_2} V_{H_2}}{V_{CH_4} + V_{H_2}} = \frac{\rho_{CH_4} V + \rho_{H_2} V}{2 \cdot V} = \frac{\rho_{CH_4} + \rho_{H_2}}{2}$$

Ottenendo una densità della miscela pari a 0.3735 kg/m^3 . Moltiplicando per una velocità di 140.8 m/s e per una superficie di $8.6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$ si può dunque ricavare una portata di combustibile pari a $5.35 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$.

Per quanto concerne il flusso primario d'aria, si procede come per il combustibile sapendo che la densità dell'aria è pari a 1.225 kg/m^3 , ne segue una portata d'aria complessiva di 0.0314 kg/m^3 . Per ottenere la portata d'aria di ingresso per ogni swirler si applica la relazione seguente:

$$\dot{m}_{swirler} = \frac{\dot{m}_{tot}}{n_{swirler}}$$

Si ottiene per ogni swirler una portata d'aria pari a 0.0105 kg/m^3 . Al termine della simulazione è stato verificato che le velocità assiali ottenute nella zona dell'anello e nel tubo del combustibile fossero pari a quelle imposte nel modello del Sidney.

Geometria

La geometria consiste in un piano in corrispondenza della superficie ceramica del Bluff Body in cui è possibile distinguere le seguenti zone:

- L'ingresso del combustibile, caratterizzato da un cerchio di diametro pari a 3.6 mm
- La superficie del Bluff Body, che consiste in un anello di diametro interno pari a 3.6 mm e diametro esterno pari a 50 mm
- La zona anulare da cui avviene l'ingresso del flusso primario d'aria, ovvero un anello di diametro interno di 50 mm e diametro esterno di 60 mm
- La superficie ceramica esterna di spessore pari a 0.2 mm

La zona di Coflow da cui vi è l'ingresso del flusso secondario di aria identificata da un quadrato 130 mm x 130 mm.

Vi è ancora la presenza di una zona superiore di Outflow ed un muro esterno che chiude la geometria, in questo caso la zona di Outflow è situata ad una quota assiale di 200 mm. Complessivamente la geometria sarà costituita da un parallelepipedo, come in Figura 100.

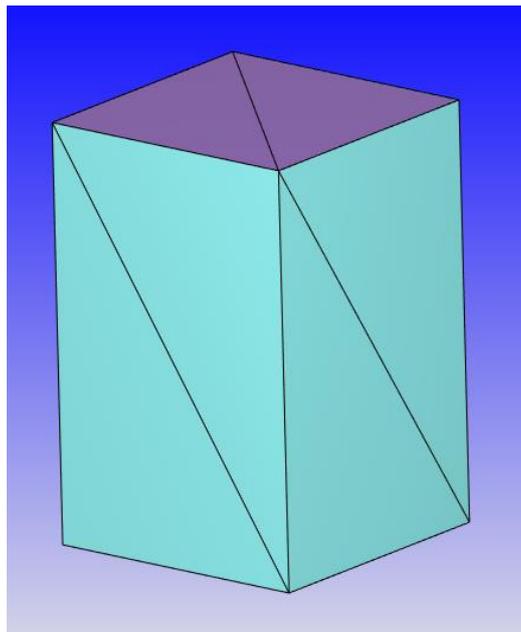


Figura 100: Geometria caso reattivo

Boundary Conditions

Il modello è caratterizzato da sette differenti Boundary Conditions, tre Wall, tre Inflow e una di Outflow. Queste sono denominate come di seguito:

- Air Inlet
- Fuel Inlet
- Coflow Air Inlet
- Outflow
- External Wall
- External Pipe
- Bluff Body

Wall Boundary Conditions

Queste condizioni sono del tutto analoghe a quelle adottate per le simulazioni precedenti. Le Boundary di questa tipologia sono Bluff Body, External Wall ed External Pipe. La figura [INSERIRE NUMERO FIGURA] mostra come sono impostate queste condizioni.

The image shows a software interface for setting boundary conditions. It is divided into several sections:

- Velocity Boundary Condition:** Includes a dropdown for 'Wall motion type' set to 'Stationary', a dropdown for 'Surface movement' set to 'FIXED', and a checkbox for 'UDF' with a dropdown set to 'Law of wall'.
- Temperature Boundary Condition:** Includes a checkbox for 'UDF' with a dropdown set to 'Zero normal gradient (I)', and a checkbox for 'CHT1D' with a small icon.
- Law of wall roughness parameters:** A sub-section with two input fields: 'Absolute roughness' set to '0.0' with a unit 'm', and 'Roughness constant' set to '0.5'.
- Turbulent Kinetic Energy (tke) Boundary Condition:** A dropdown menu set to 'Zero normal gradient (NE)'.
- Turbulent Dissipation (eps) Boundary Condition:** A dropdown menu set to 'Wall model'.

Outflow

Anche per questa boundary le condizioni sono le stesse imposte nelle precedenti simulazioni, ovvero sono stati imposti una pressione ambiente, dei valori specifici di temperatura, energia cinetica turbolenta e dissipazione turbolenta. Per la velocità è stata imposta una condizione di Zero Normal Gradient.

| Condizione | Tipologia | Valore | Unità di misura |
|-------------|----------------------|--------|-----------------|
| Pressione | Specified Value | 101325 | Pa |
| Velocità | Zero Normal Gradient | | |
| Temperatura | Specified Value | 300 | K |
| TKE | Intensity | 0.02 | [-] |
| EPS | Length Scale | 0.003 | m |

Fuel Inlet

Per la boundary di ingresso del combustibile è stata imposta una condizione di pressione del tipo Zero Normal Gradient, mentre per le condizioni di temperatura, velocità, energia cinetica turbolenta e dissipazione turbolenta sono stati inseriti dei file di mappatura che permettessero di descrivere in maniera puntuale i valori delle variabili in oggetto lungo tutta la superficie.

Il combustibile in ingresso è costituito da una miscela al 50% in volume di metano ed idrogeno. Espresse queste quantità in frazione in massa si ottiene una miscela così caratterizzata:

- Frazione in massa di metano: 0.879636
- Frazione in massa di idrogeno: 0.120364

I file di mappatura sopracitati sono stati estratti dai risultati della simulazione con geometria completa priva di combustione ma con ingresso una miscela di metano ed idrogeno, i dati di cui è costituito il file di mappatura sono riferiti al piano tangente alla superficie superiore del Bluff Body.

A titolo di esempio viene riportato in Figura 101 il file di mappatura relativo alle velocità.

| x | y | z | u | v | w |
|-----------|-----------|----------|----------|-----------|-----------|
| -0.065000 | -0.004000 | 0.000000 | 0.076599 | 0.029474 | 19.275385 |
| -0.065000 | 0.000000 | 0.000000 | 0.077990 | 0.032163 | 19.276564 |
| -0.065000 | -0.008000 | 0.000000 | 0.075025 | 0.024729 | 19.280687 |
| -0.065000 | -0.012000 | 0.000000 | 0.072862 | 0.019622 | 19.301878 |
| -0.065000 | -0.016000 | 0.000000 | 0.071509 | 0.011703 | 19.336966 |
| -0.065000 | 0.065000 | 0.000000 | 0.014827 | -0.022277 | 19.650009 |
| -0.065000 | 0.044000 | 0.000000 | 0.037630 | -0.013668 | 19.674942 |
| -0.065000 | 0.040000 | 0.000000 | 0.039816 | -0.013868 | 19.638763 |
| -0.065000 | 0.036000 | 0.000000 | 0.042938 | -0.011473 | 19.599102 |
| -0.065000 | 0.032000 | 0.000000 | 0.047637 | -0.007317 | 19.556023 |
| -0.065000 | 0.064000 | 0.000000 | 0.014827 | -0.022277 | 19.650009 |
| -0.065000 | 0.060000 | 0.000000 | 0.021133 | -0.021506 | 19.705288 |
| -0.065000 | 0.056000 | 0.000000 | 0.031188 | -0.021046 | 19.754459 |
| -0.065000 | 0.052000 | 0.000000 | 0.033957 | -0.017247 | 19.734201 |
| -0.065000 | 0.048000 | 0.000000 | 0.035531 | -0.014636 | 19.706204 |
| -0.065000 | -0.018571 | 0.000000 | 0.069171 | 0.006535 | 19.346842 |

Figura 101: File di mappatura velocità caso reattivo

Air Inlet e Coflow Air Inlet

Le condizioni relative al flusso primario e secondario di aria sono state impostate nella medesima maniera, la condizione di pressione impostata è del tipo Zero Normal Gradient, mentre per le condizioni di temperatura, velocità, energia cinetica turbolenta e dissipazione turbolenta sono stati inseriti dei file di mappatura, analogamente alla condizione di ingresso di combustibile.

Solver Parameters

In questo paragrafo verranno analizzati i parametri impostati per la risoluzione dell'equazione di trasporto. Per ogni simulazione verrà descritta l'impostazione dei parametri relativo all'algorithm PISO, successivamente verrà trattato lo schema del flusso convettivo.

Algoritmo PISO

I parametri caratterizzanti l'algorithm PISO sono i medesimi impostati nelle precedenti simulazioni.

L'algorithm è stato impostato come segue:

- Il parametro denominato *PISO convergence criterion multiplier* è stato impostato pari a 20
- Il minimo numero di iterazioni è stato impostato pari a 2
- Il massimo numero di iterazioni è stato impostato a 20
- Il parametro *PISO tolerance* è stato impostato pari a 10^{-3}

| PISO Parameters | |
|--|--|
| PISO convergence criterion multiplier: | <input type="text" value="20.0"/> <input type="checkbox"/> Use file |
| Minimum number of PISO iterations: | <input type="text" value="2"/> <input type="checkbox"/> Use file |
| Maximum number of PISO iterations: | <input type="text" value="20"/> <input type="checkbox"/> Use file |
| PISO tolerance: | <input type="text" value="1e-03"/> <input type="checkbox"/> Use file |

Schema del flusso convettivo

La simulazione presenta uno schema di flusso convettivo del tipo MUSCL with slope limiter per la risoluzione dell'equazione della quantità di moto, per questo caso il parametro *Flux Blending fraction for FV scheme* è impostato pari a 0.6, mentre il *Flux Blending fraction for MUSCL FV scheme* è pari a 0.5. Per la risoluzione delle altre equazioni è stato impostato uno schema del tipo Flux Blending, dove il *Flux Blending fraction for MUSCL FV scheme* è pari a 0.5, mentre il *Flux Blending fraction for FV scheme* è pari ad 1 per l'equazione di turbolenza e pari a 0.6 per specie, energia, densità e passivi.

Impostazione della Mesh

Per tutte le simulazioni la dimensione base delle celle è stata impostata pari a 4 mm lungo le tre direzioni x, y e z. Per raffinare la mesh sono stati impostati due fixed embedding di tipo cilindrico definiti come segue:

- Il primo con raggio pari a 40 mm a fino ad una quota assiale di 210 mm, il fattore di scala che è stato impostato è pari a 2, il che implica una mesh di dimensione 1 mm
- Il secondo con raggio pari a 40 mm fino ad una quota assiale di 10 mm che permette di generare una mesh di dimensione 0.25 mm

Il fixed embedding è mostrato in Figura 102.

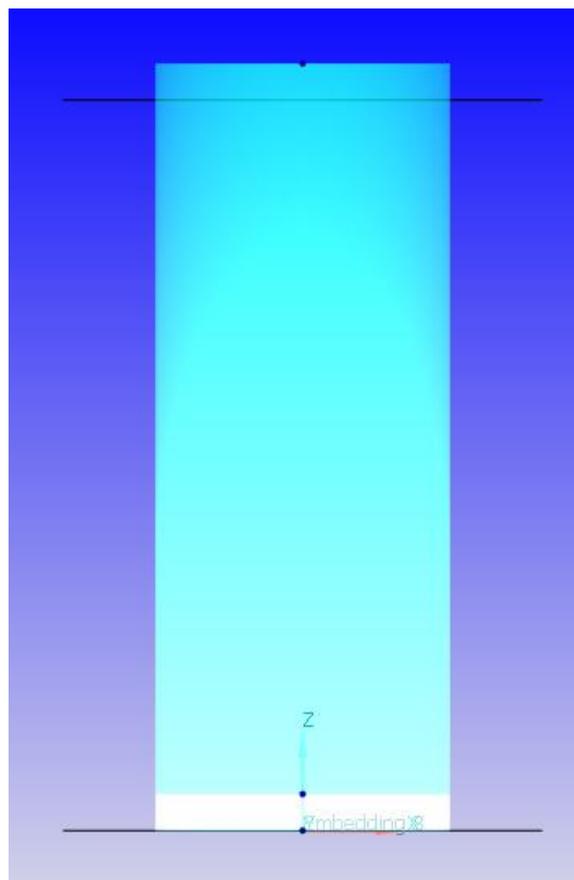


Figura 102: Fixed Embedding caso reattivo

Per un ulteriore raffinamento della mesh è stato imposto anche l'Adaptive Mesh Refinement su velocità e temperatura, il massimo fattore di scala per l'AMR è pari a 4.

La mesh che si ottiene è mostrata in Figura 103.

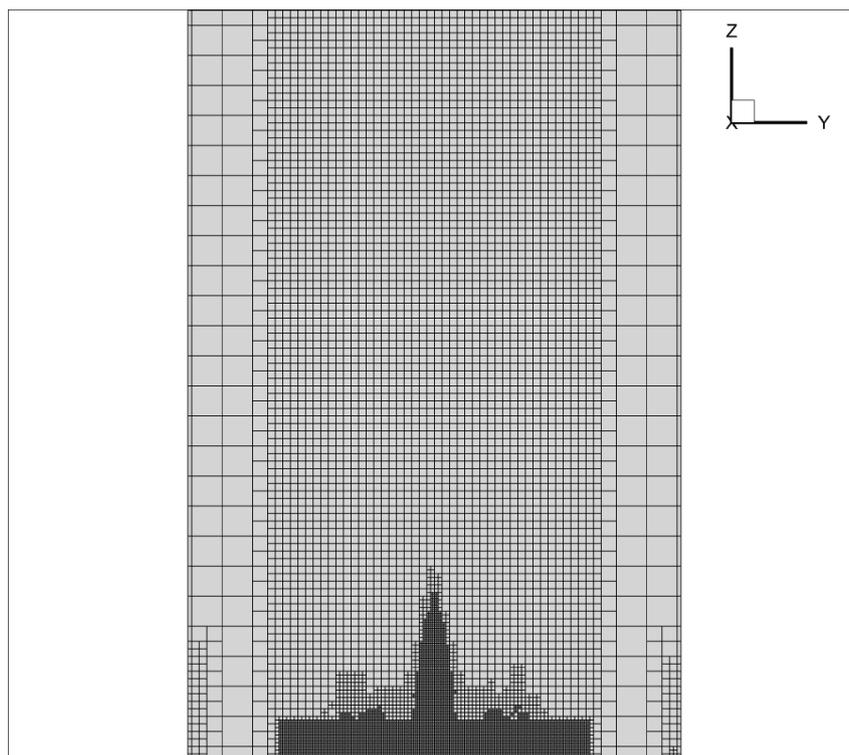


Figura 103: Mesh caso reattivo

Modello di turbolenza

Il modello di turbolenza adottato è lo Standard $k - \varepsilon$, sono stati impostati tutti i valori standard per questo modello di turbolenza.

Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) Detached Eddy Simulation (DES) Large Eddy Simulation (LES)

Turbulence model: Standard k- ε

Heat Model

Von Karman's constant: 0.42 Law of the wall parameter: 5.5

Wall heat transfer model: O'Rourke and Amsden Base distance to wall on full cell size

RANS Constants

| | | | |
|-----------------------------------|------|----------------------------------|--------|
| C_{μ} | 0.09 | $C_{\varepsilon 3}$ | -1.0 |
| Reciprocal $k\varepsilon$ Prandtl | 1.0 | Reciprocal ε Prandtl | 0.7692 |
| $C_{\varepsilon 1}$ | 1.44 | β | 0.012 |
| $C_{\varepsilon 2}$ | 1.92 | η_0 | 4.38 |

Buoyancy effects

Near wall treatment: Standard wall function

v^2 - f/ζ - f model constants

| | | | | | | | |
|-----------|------|----------------------------|--------|--------|------|-------|------|
| C_1 | 0.4 | C_2 | 0.3 | C_3 | 0.36 | C_4 | 85.0 |
| C_{μ} | 0.22 | Reciprocal ζ Prandtl | 0.8333 | C_2' | 0.65 | | |

Spray dissipation constant: 0.0 Drop turbulent dispersion constant: 0.03

Figura 104: Impostazione modello di turbolenza caso reattivo

Analisi dei risultati

Le figure sottostanti danno indicazione sulla penetrazione del getto e sulla distribuzione delle temperature.

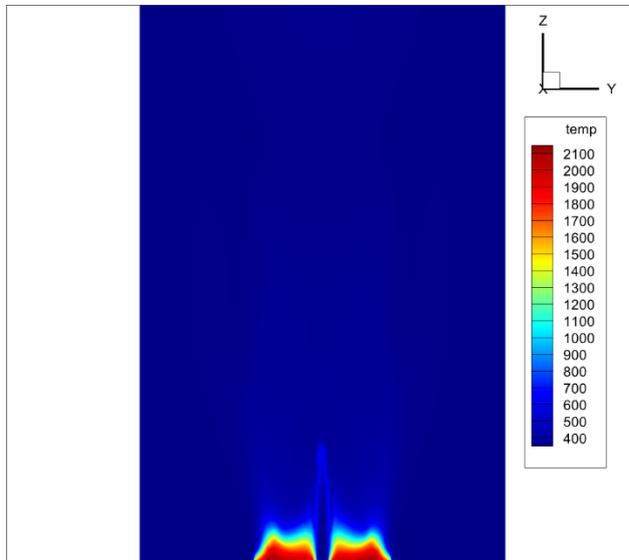


Figura 106: Mapa delle temperature

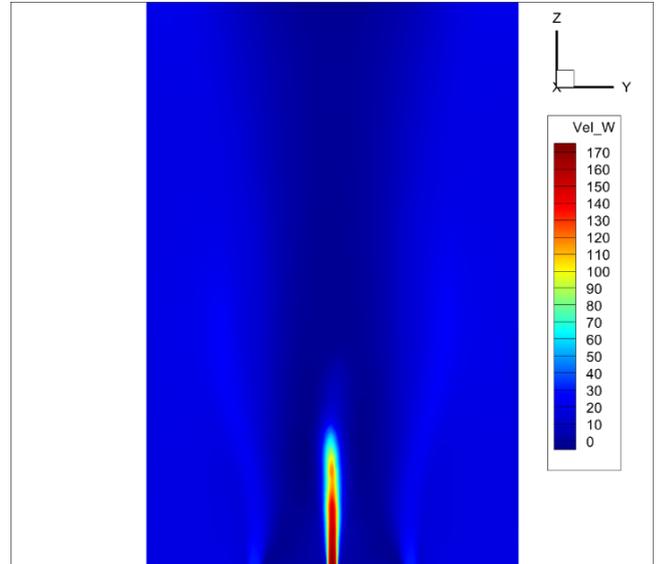


Figura 105: Mapa delle velocità assiali

Si può notare come la combustione avvenga solo in prossimità della sezione di sbocco del combustore e la fiamma non raggiunga una quota assiale sufficientemente elevata.

In questo paragrafo verrà effettuato un confronto prima tra le velocità assiali e tangenziali del modello e quelle del caso sperimentale dell'Università di Sidney, e poi con temperatura e specie chimiche.

Per questi ultimi due parametri sono riportati una serie di dati per ogni posizione radiale ed assiale, al fine di valutare la correttezza dei risultati ottenuti è stato calcolato il valore medio di ogni parametro per ogni posizione, tale valore verrà considerato il risultato ottimale che si dovrebbe ottenere. Si ritiene di poter considerare accettabili anche i risultati che si trovano nel range dei valori sperimentali.

Velocità assiali

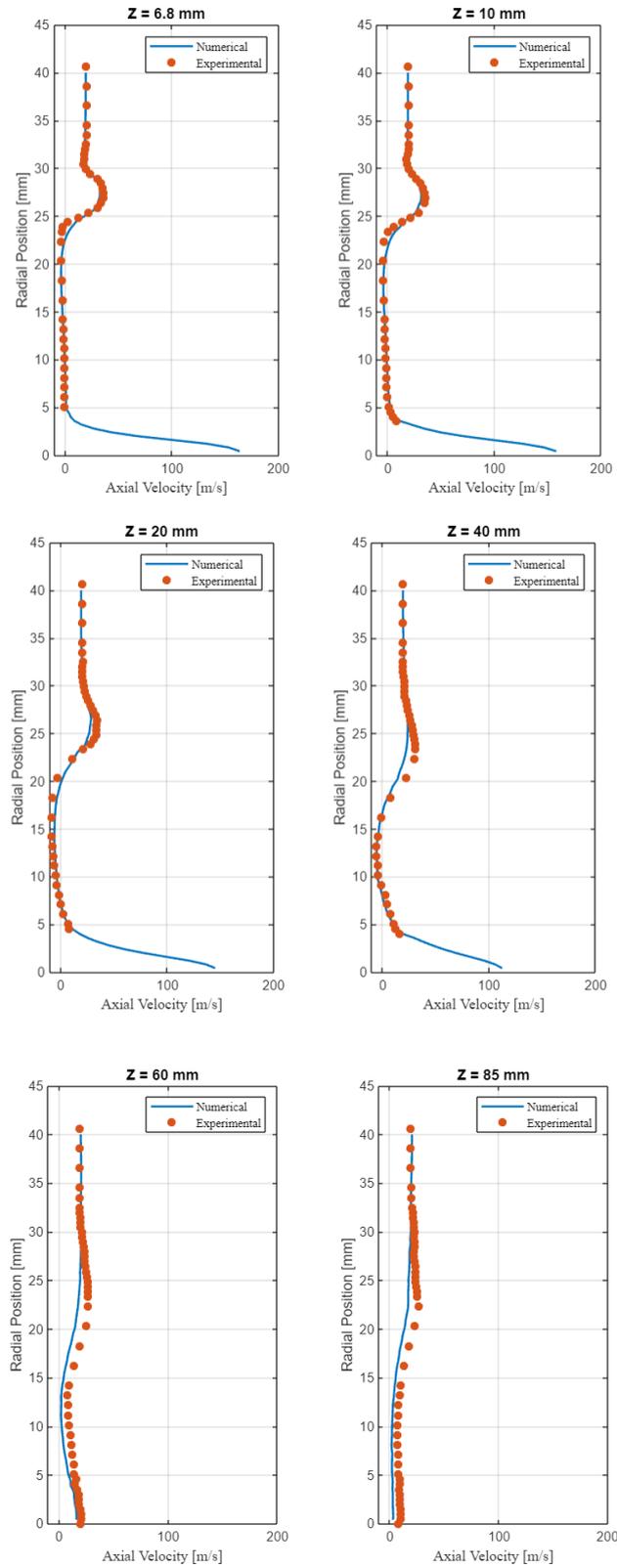


Figura 107: Andamento velocità assiali caso reattivo

Il modello replica con una buona accuratezza gli andamenti delle velocità assiali, soprattutto per le distanze assiali di 6.8 mm e 10 mm.

Per distanze assiali maggiori, vi è qualche minima differenza tra i risultati numerici e quelli sperimentali, in particolare si nota una lieve sottostima delle velocità in prossimità della superficie del Bluff Body.

Velocità di Swirl

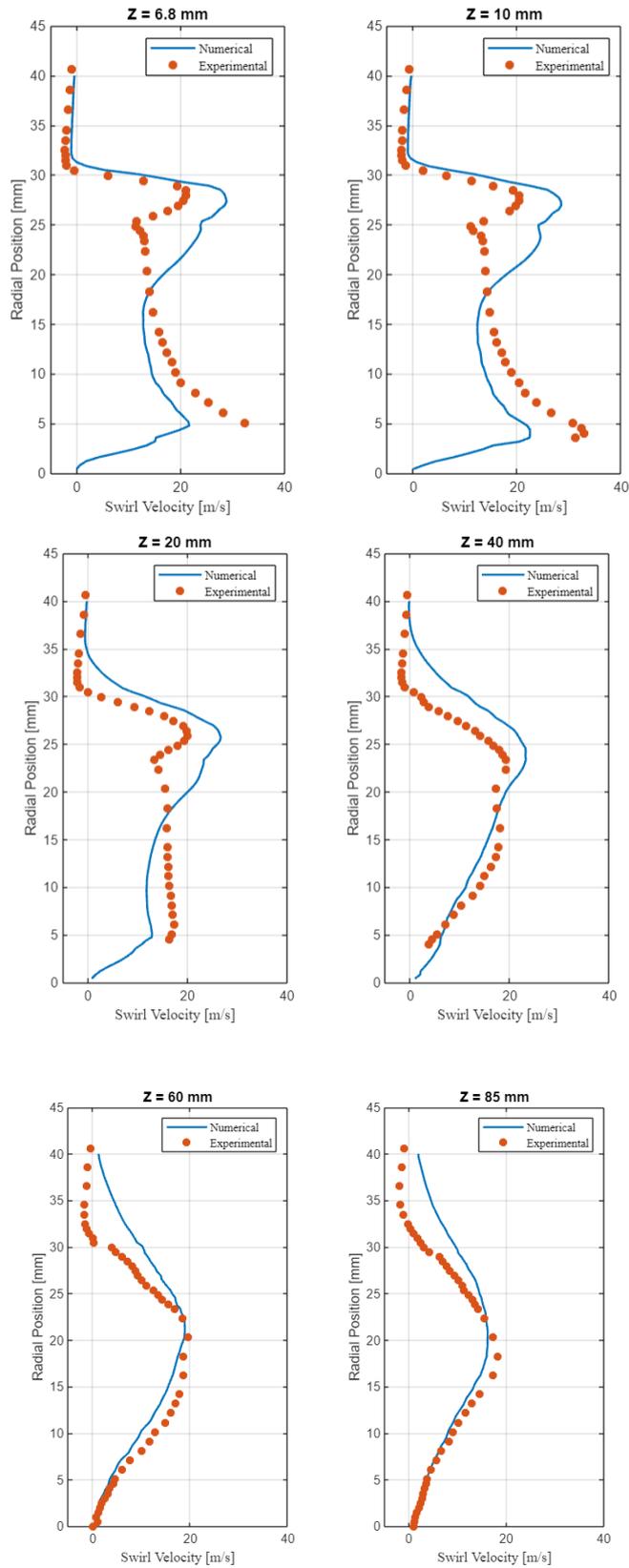


Figura 108: Andamento velocità di swirl caso reattivo

Il modello riesce a predire l'andamento generale delle velocità di swirl, non riuscendo però a riprodurre i valori corretti.

Temperatura

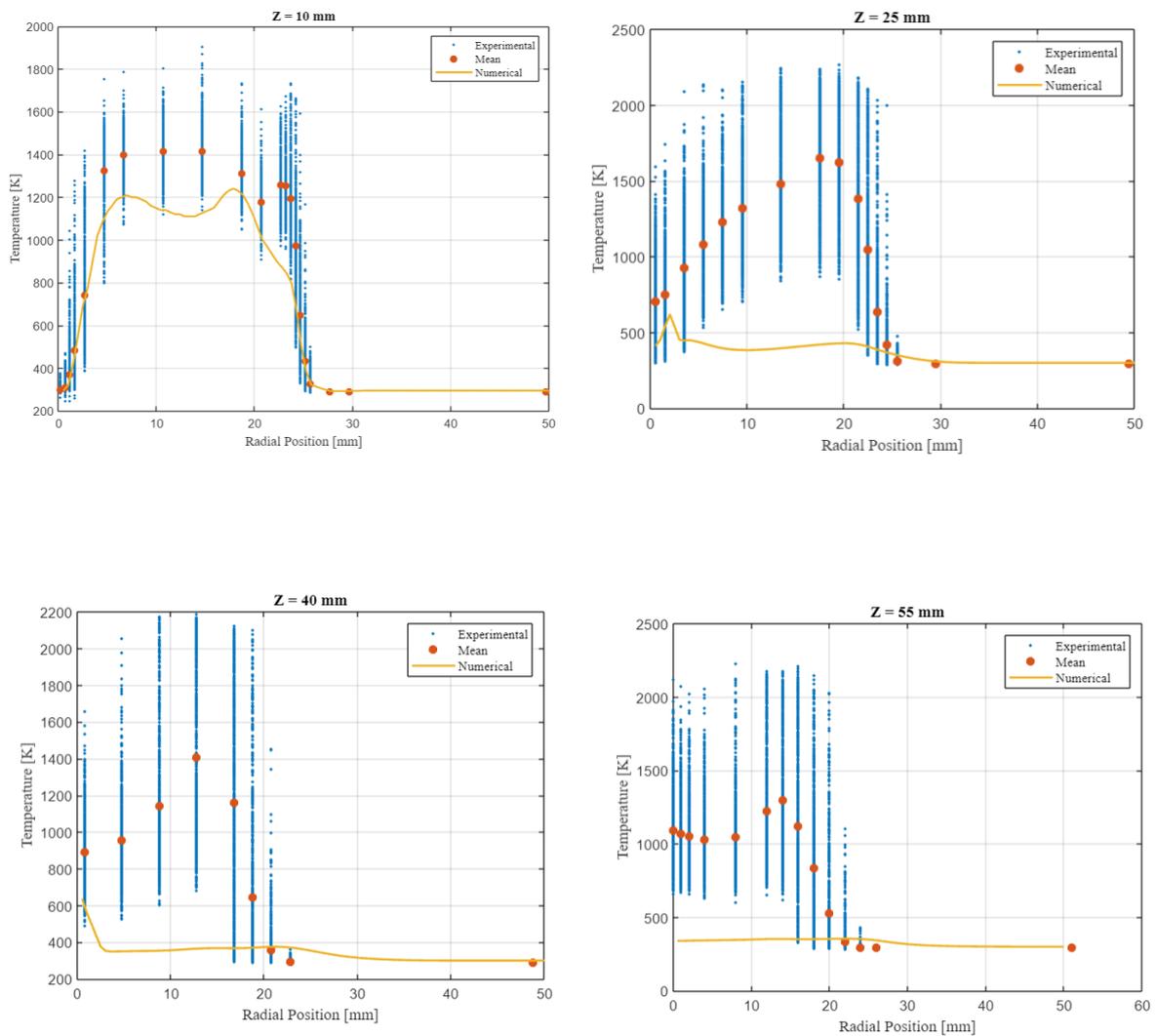


Figura 109: Andamenti temperature caso reattivo

Fino alla distanza assiale di 10 mm il modello sottostima lievemente la temperatura, ma permette di risultati all'interno del range di accettabilità.

Per le successive distanze assiali le temperature restano prossime al valore ambiente in quanto la fiamma non propaga.

O₂

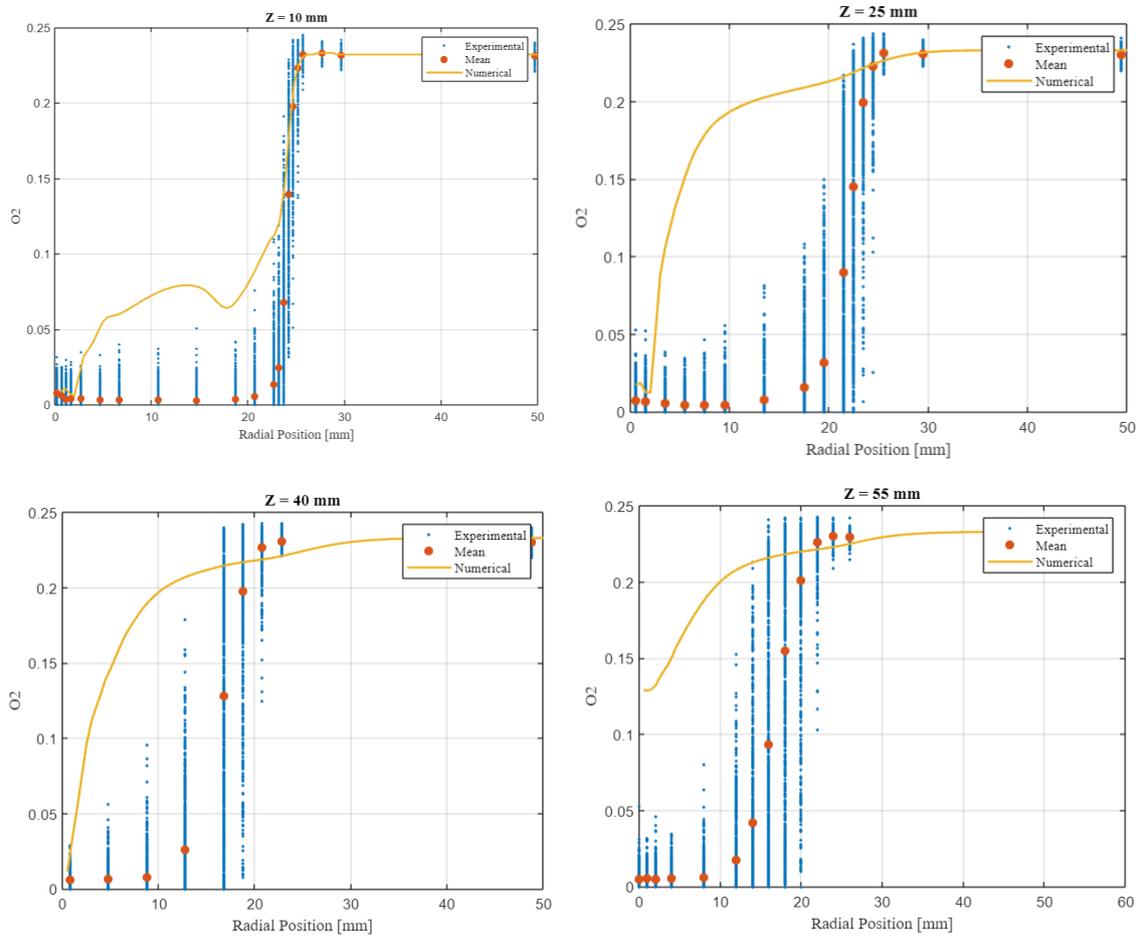


Figura 110: Andamenti ossigeno caso reattivo

Si può notare come la scarsa o mancata combustione nella simulazione generi livelli di ossigeno più elevati rispetto al caso sperimentale, questo fenomeno è meno marcato per la distanza assiale di 10 mm.

N_2

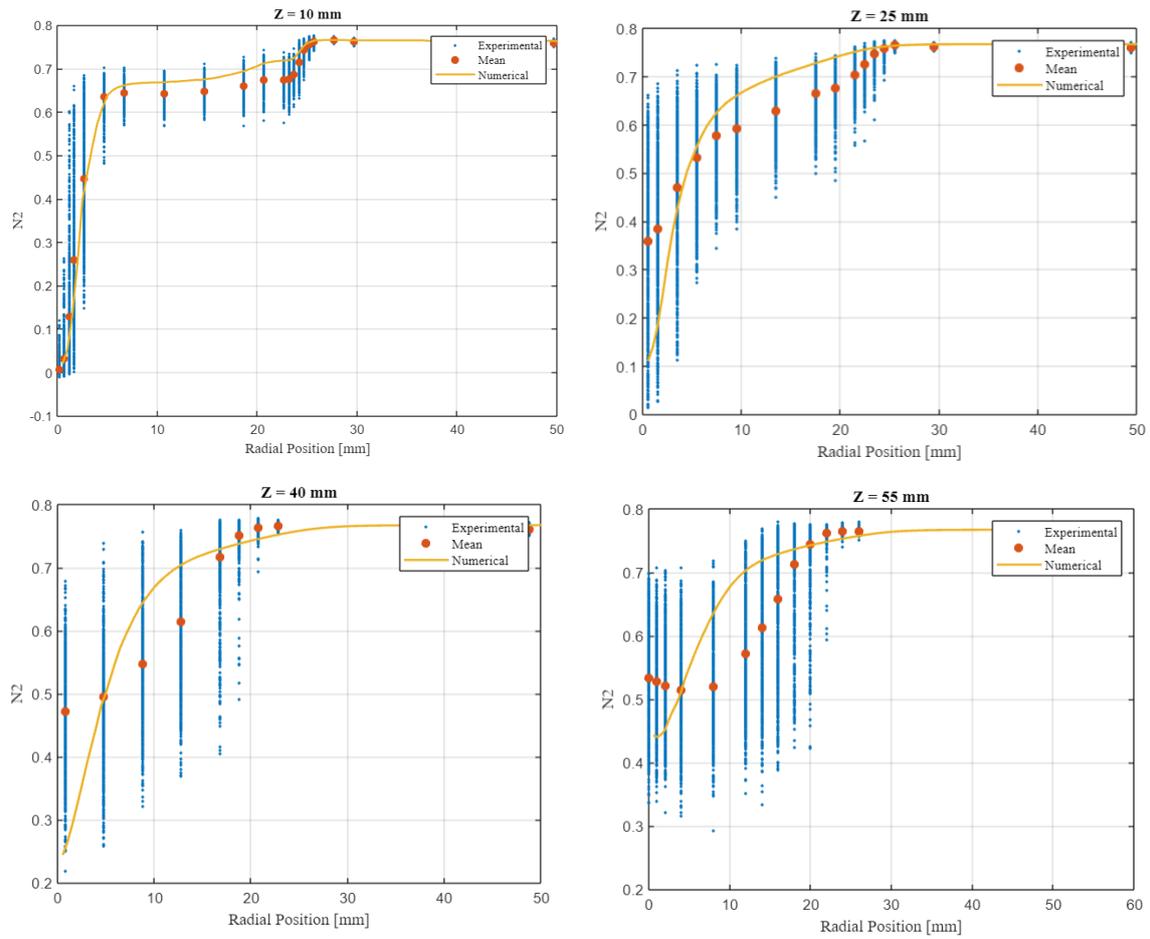


Figura 111: Andamenti N_2 caso reattivo

Il modello riesce a predire l'andamento generale della concentrazione di azoto in maniera abbastanza precisa, per le quote assiali di 10 mm e 25 mm i valori sono molto vicini a quelli ottimali, per le distanze di 40 mm e 55 mm si rimane comunque nel range di accettabilità.

H₂O

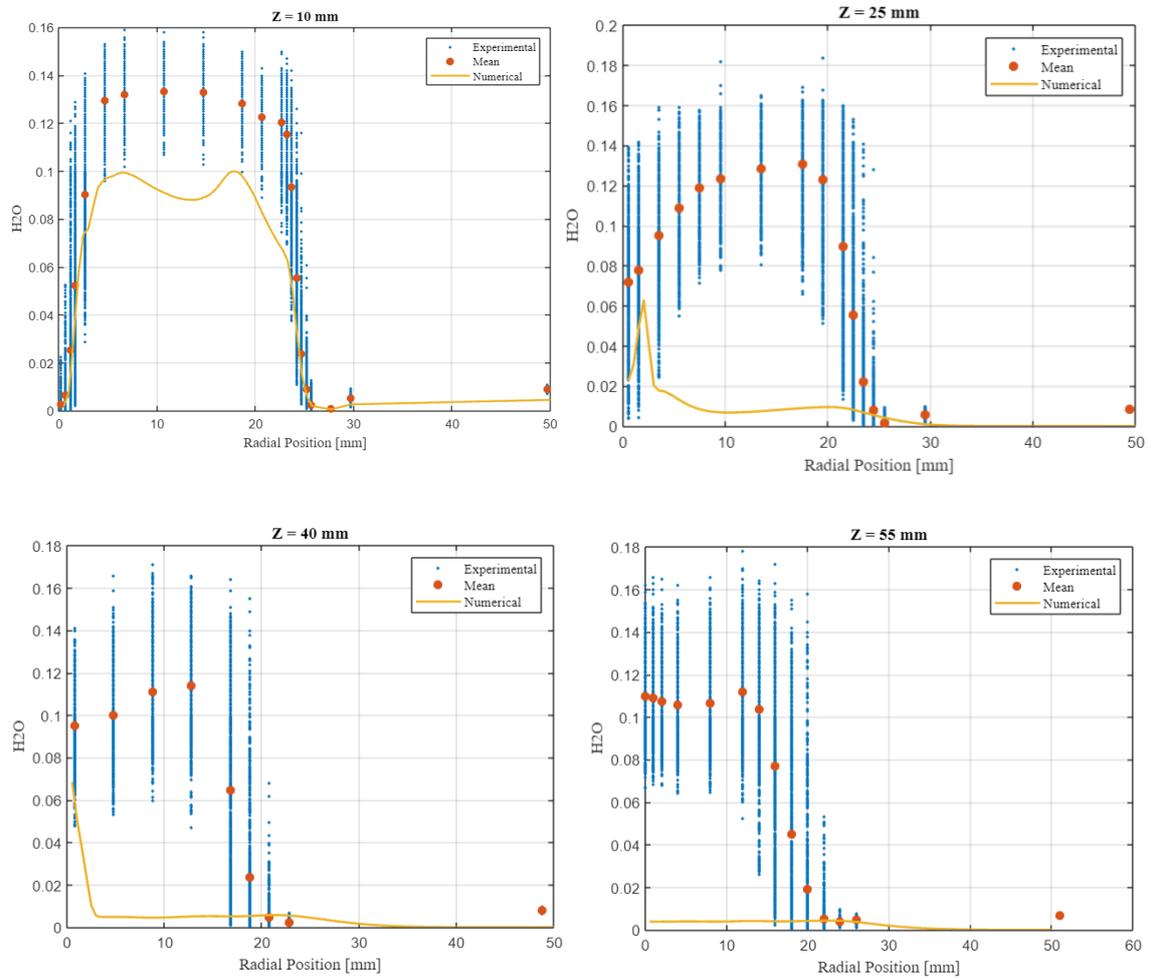


Figura 112: Andamenti H₂O caso reattivo

Anche per l'H₂O si può notare che il modello riesce a replicare l'andamento generale solo per la distanza assiale di 10 mm dalla superficie del bluff body sottostimando lievemente le concentrazioni. Per le altre distanze assiali il modello non riesce a predire correttamente tali andamenti.

CH₄

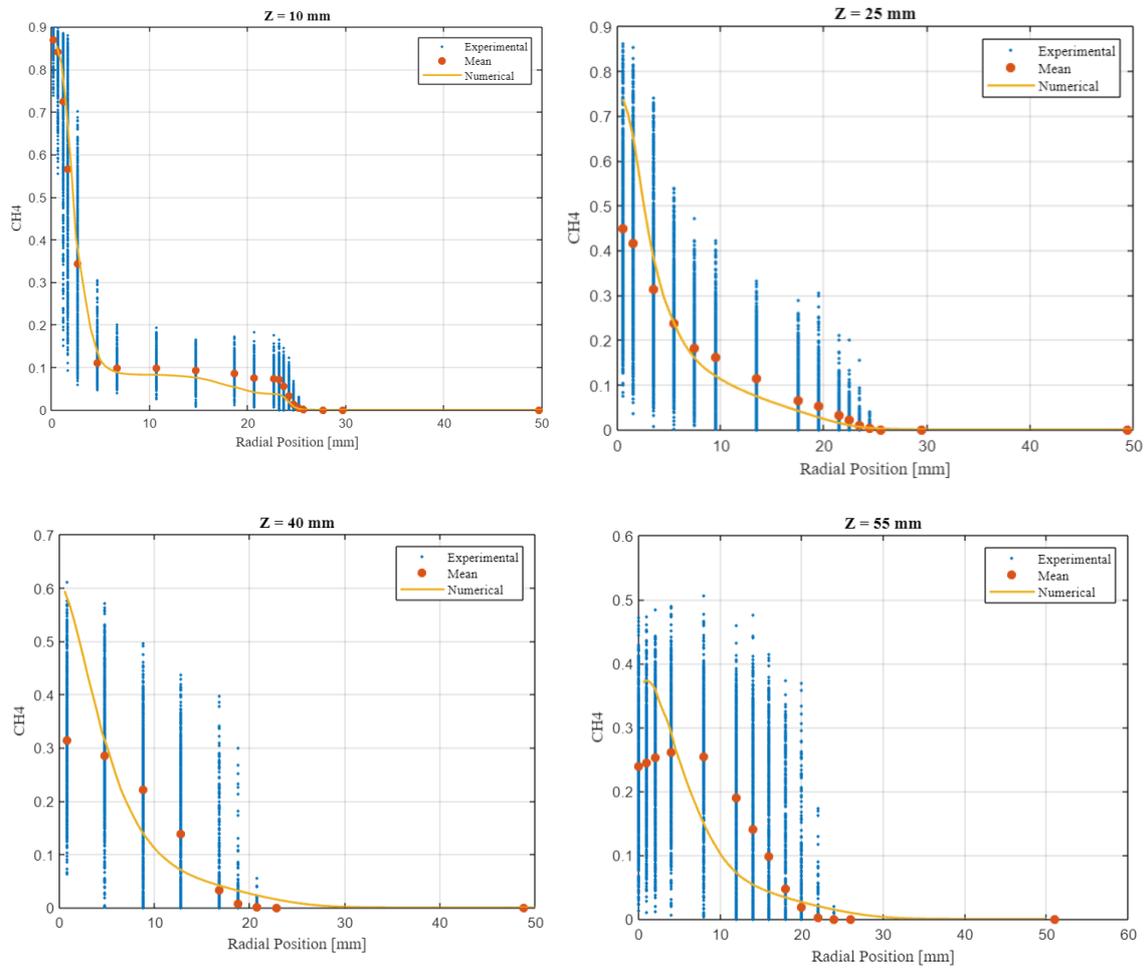


Figura 113: Andamenti CH₄ caso reattivo

Il modello riesce a predire l'andamento generale della concentrazione di metano in maniera abbastanza precisa, per le quote assiali di 10 mm e 25 mm i valori sono molto vicini a quelli ottimali, per le distanze di 40 mm e 55 mm si rimane comunque nel range di accettabilità.

CO

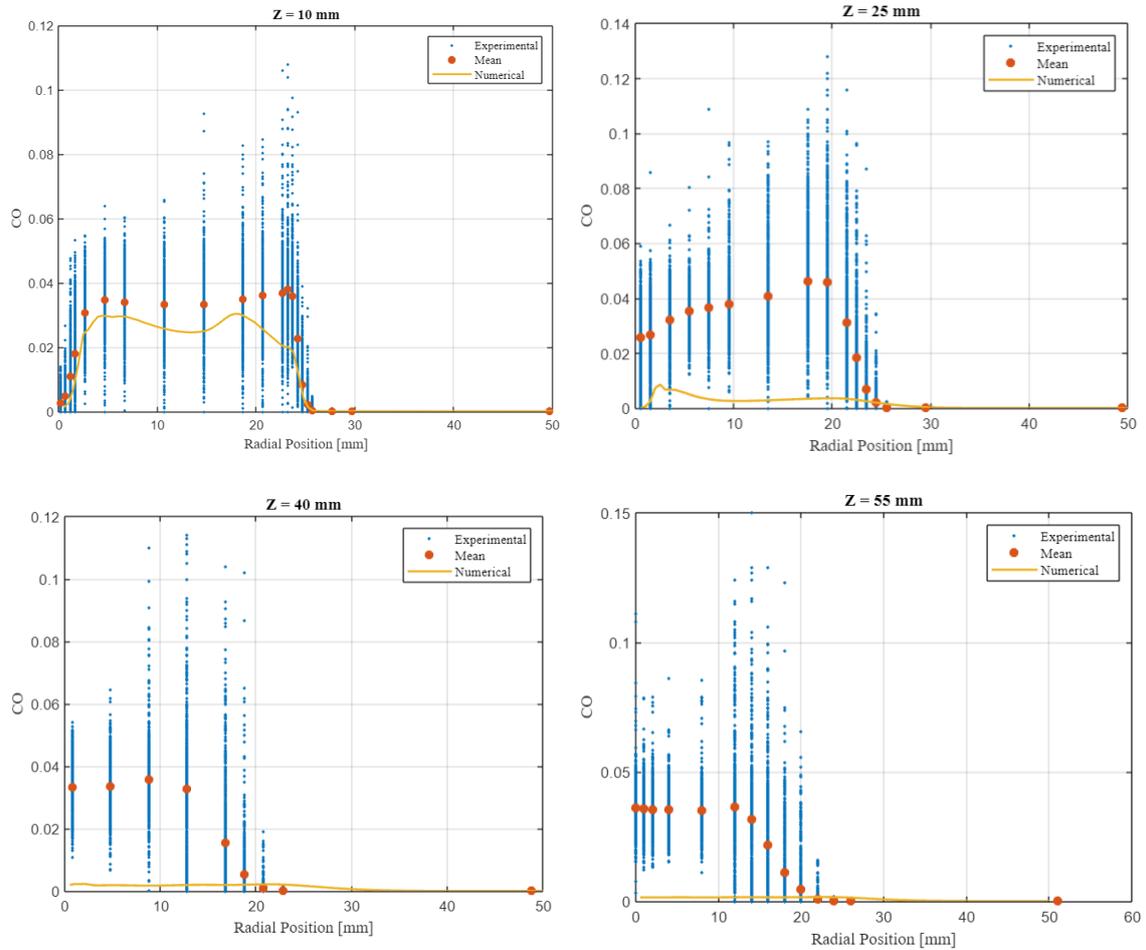


Figura 114: Andamenti CO caso reattivo

Dai grafici si può notare che per quanto riguarda le emissioni di monossido di carbonio il modello riesce a replicare l'andamento generale solo per la distanza assiale di 10 mm dalla superficie del bluff body sottostimando lievemente le concentrazioni. Per le altre distanze assiali il modello non riesce a predire correttamente tali andamenti.

CO₂

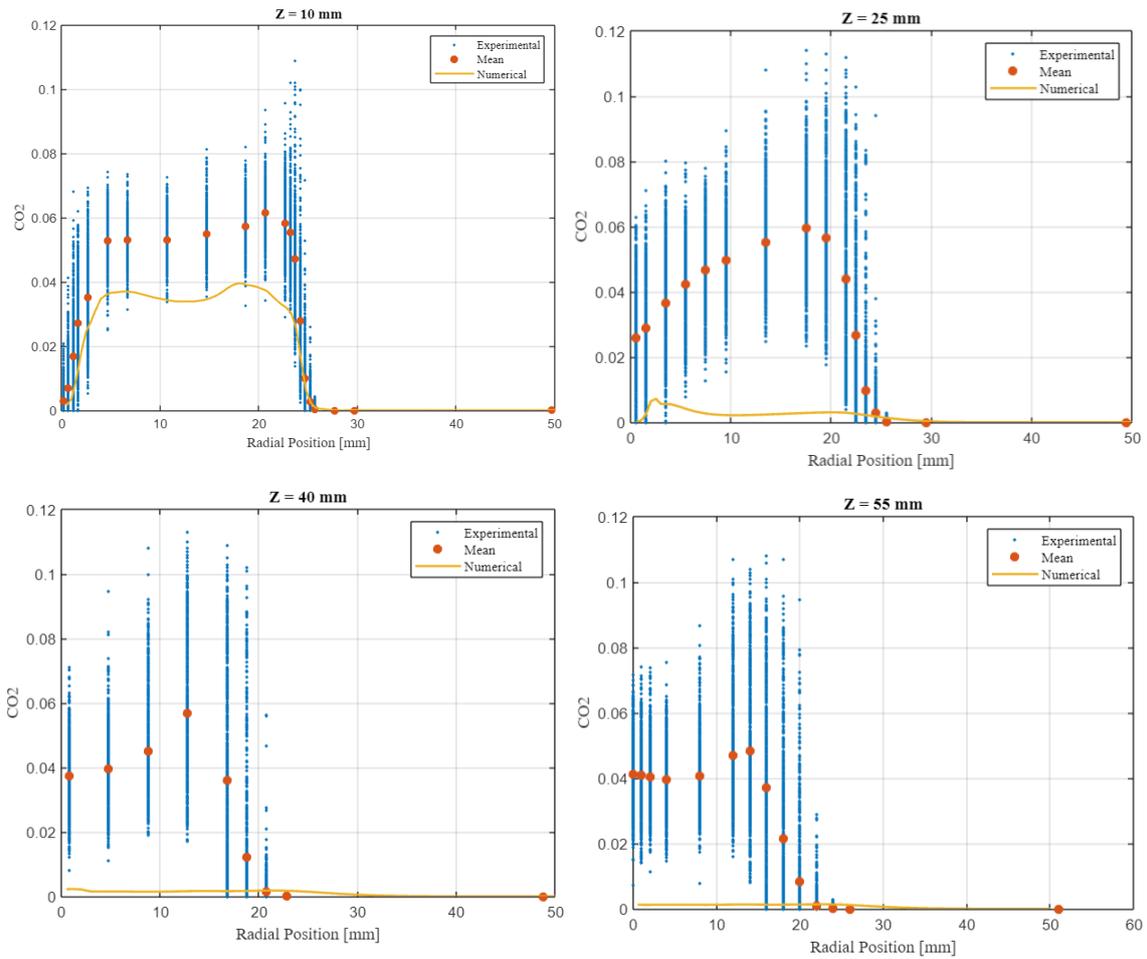


Figura 115: Andamenti CO₂ caso reattivo

Dai grafici si può notare che per quanto riguarda le emissioni di CO₂ il modello riesce a replicare l'andamento generale solo per la distanza assiale di 10 mm dalla superficie del bluff body sottostimando lievemente le concentrazioni. Per le altre distanze assiali il modello non riesce a predire correttamente tali andamenti.

OH

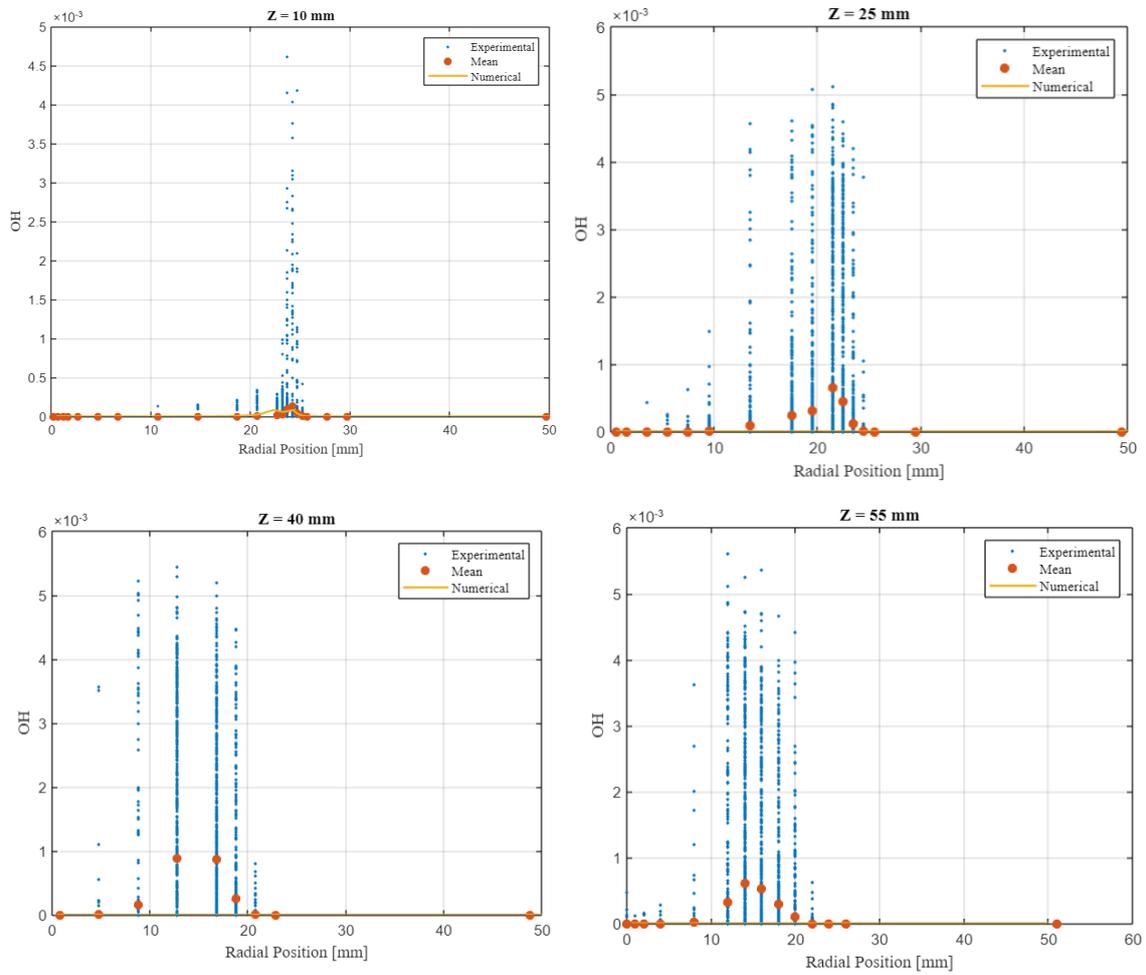


Figura 116: Andamenti OH caso reattivo

Il modello riesce a predire l'andamento generale della concentrazione di OH in maniera abbastanza precisa, per la quota assiale di 10 mm i cui valori sono molto vicini a quelli ottimali, per le distanze successive il modello stima la completa assenza di OH, risultato ottenuto in alcune prove sperimentali.

NO

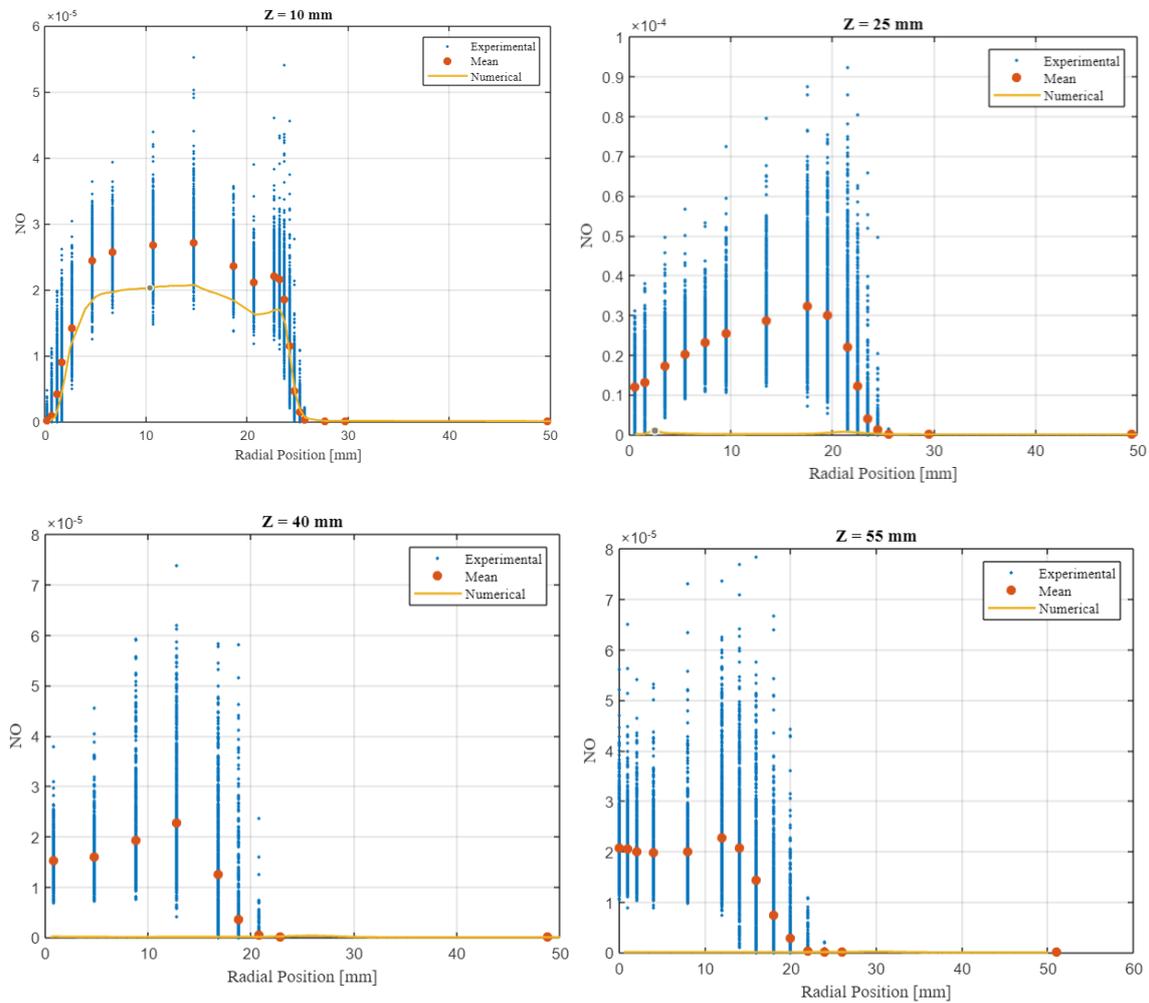


Figura 117: Andamenti NO caso reattivo

Fino alla distanza assiale di 10 mm il modello sottostima lievemente le emissioni di NO_x, ma permette di risultati all'interno del range di accettabilità coerenti con l'andamento delle temperature. Per le successive distanze assiali le emissioni restano nulle in quanto non vi è combustione.

Conclusioni

Il modello permette di ottenere dei buoni risultati in termini di velocità, in particolare le velocità assiali permettono di replicare in maniera ottimale i risultati sperimentali dell'Università di Sidney soprattutto per brevi distanze assiali in cui si ha quasi la perfetta corrispondenza tra risultati numerici e sperimentali.

Si hanno dei buoni risultati anche per quanto riguarda le velocità di swirl, il modello riesce a predire l'andamento generale anche se non sempre viene replicato il valore corretto della componente tangenziale della velocità.

Il principale deficit di questo modello è il non riuscire ad ottenere il corretto sviluppo della fiamma che raggiunge una distanza di soli 20 mm.

Nella zona in cui avviene la combustione i valori della temperatura sono lievemente sottostimati, mentre quelli dell'ossigeno sono sovrastimate in prossimità del bluff body, i risultati ottenuti sono sempre nel range di accettabilità ma sono sintomo di un'incorretta combustione e di un rapido esaurimento della fiamma.

Il modello riesce a predire dei corretti andamenti delle specie chimiche nella zona in cui è presente la combustione.

Oltre la distanza assiale di 20 mm dal corpo ceramico si assiste ad uno spegnimento della fiamma, ne conseguono temperature prossime a quella ambientale, elevate concentrazioni di ossigeno ed un'assenza di emissioni di sostanze inquinanti.

Indice delle figure

| | |
|---|----|
| Figura 1: Schema Impiantistico di un Ciclo Joule - Brayton Ideale | 4 |
| Figura 2: Diagramma T - S del ciclo Joule - Brayton Ideale [3]..... | 5 |
| Figura 3: Diagramma p - V del ciclo Joule - Brayton Ideale [3]..... | 5 |
| Figura 4: Dipendenza del Rendimento Ideale dal Rapporto di Compressione e dalla natura del Gas | 7 |
| Figura 5: Schema Impiantistico del Ciclo Joule - Brayton Reale | 9 |
| Figura 6: Diagramma T - S ciclo Joule - Brayton Reale [3] | 10 |
| Figura 7: Componenti principali di un compressore assiale per impianto turbogas [2]..... | 12 |
| Figura 8: Schema di base della camera di combustione di un combustore per impianto turbogas [2] | 16 |
| Figura 9: Zona secondaria di un combustore | 17 |
| Figura 10: Zona primaria di un combustore | 17 |
| Figura 11: Schema di un combustore multi-tubolare [2] | 18 |
| Figura 12: Combustore anulare [4]..... | 19 |
| Figura 13: Combustore multitubolare [4]..... | 20 |
| Figura 14: Palettatura e triangoli di velocità di una turbina assiale | 21 |
| Figura 15: Emissioni nelle Turbine a Gas [7] | 33 |
| Figura 16: Influenza del rapporto di equivalenza e della pressione sul CO [7] ... | 37 |
| Figura 17: Formazione degli NOx in funzione di tempo e temperatura; Pa=1MPa [7]..... | 41 |
| Figura 18: Dipendenza degli NOx dalla temperatura di fiamma per combustibili liquidi e gassosi [7]..... | 42 |
| Figura 19: Influenza della temperatura di ingresso dell'aria sulla formazione degli NOx [7]..... | 44 |
| Figura 20: Effetto del tempo di residenza sulla formazione degli NOx [7] | 45 |
| Figura 21: Dati sperimentali che mostrano l'influenza della pressione sulla formazione degli NOx [7] | 46 |

| | |
|---|----|
| Figura 22: Influenza dell'atomizzazione del combustibile sulle emissioni di NO [7]..... | 47 |
| Figura 23: Struttura dell'analizzatore CLD [8]..... | 49 |
| Figura 24: Schema del catalizzatore per SCR [8] | 52 |
| Figura 25: Meccanismo di dissociazione dell'urea [8] | 52 |
| Figura 26: Efficienza di conversione degli NOx in funzione di temperatura e catalizzatore [8] | 55 |
| Figura 27: Dipendenza del salto entalpico, della portata volumetrica e della temperatura stechiometrica di fiamma utilizzando il vapore come diluente [9] .. | 59 |
| Figura 28: Dipendenza del salto entalpico, della portata volumetrica e della temperatura stechiometrica di fiamma utilizzando l'azoto come diluente [9]..... | 59 |
| Figura 29: Punti di funzionamento sulla caratteristica del compressore [9] | 62 |
| Figura 30: Punti di funzionamento sulla caratteristica della turbina [9] | 62 |
| Figura 31: Sistema di raffreddamento semplificato delle pale [9] | 64 |
| Figura 32: Dipendenza delle emissioni di NOx dalla temperatura stechiometrica della fiamma e dalla diluizione [9]..... | 68 |
| Figura 33: Fotografia di un miscelatore multitubo per combustibili ad alto contenuto di idrogeno [10] | 70 |
| Figura 34: Sezione di un miscelatore multitubo per combustibili ad alto contenuto di idrogeno [10] | 70 |
| Figura 35: Schema Entitlement Rig [10]..... | 71 |
| Figura 36: Modello e sezione del Single Nozzle Rig [10] | 72 |
| Figura 37: Fotografia del Single Nozzle Rig [10]..... | 72 |
| Figura 38: Schema della combustione sequenziale a pressione costante nel sistema delle TG 36 [11] | 73 |
| Figura 39: Dipendenza del ritardo di accensione dalla temperatura di ingresso per combustibili a differente reattività confrontati con il metano [11] | 73 |
| Figura 40: Contributo degli NOx dal primo stadio a quello complessivo in funzione del rapporto di combustione tra i due stadi [11]..... | 74 |

| | |
|--|-----|
| Figura 41: Figura d'esempio di un dominio monodimensionale costituito da tre celle [12] | 76 |
| Figura 42: Flowchart dell'algoritmo PISO [12]..... | 79 |
| Figura 43: Visualizzazione in post - processing del metodo cut - cell. (a) Geometria utilizzata per l'analisi, il cerchio indica la posizione della cella di taglio del campione. (b) Vista in sezione della posizione specifica della cella di taglio. (c) – (d) Viste della cella di taglio [12] | 83 |
| Figura 44: Visualizzazione di un Bound Embedding [12] | 86 |
| Figura 45: Generazione della mesh mediante un Nozzle Embedding [12]..... | 86 |
| Figura 46: Evoluzione della mesh con utilizzo dell'AMR [12]..... | 88 |
| Figura 47: Vista in sezione del Sidney Swirler Burner | 93 |
| Figura 48: Assonometria del Sidney Swirler Burner | 93 |
| Figura 49: Casi sperimentali condotti dall'Università di Sidney..... | 94 |
| Figura 50: Tipologie di fiamma per i differenti esperimenti..... | 95 |
| Figura 51: Visualizzazione del Flow setup | 98 |
| Figura 52: Geometria completa in CONVERGE | 101 |
| Figura 53: Struttura del Bluff Body..... | 101 |
| Figura 54: Vista della zona di coflow e di outflow sulla geometria..... | 102 |
| Figura 55: Vista della geometria completa..... | 102 |
| Figura 56: Impostazione delle Wall Boundary..... | 104 |
| Figura 57: Vista degli swirler | 105 |
| Figura 58: Impostazione dei parametri relativi alla Boundary di Inflow degli Swirler | 105 |
| Figura 59: Vista della zona di ingresso dell'aria di coflow | 106 |
| Figura 60: Impostazione dei parametri relativi alla Boundary di Inflow del Coflow | 106 |
| Figura 61: Vista della zona di ingresso del combustibile..... | 107 |
| Figura 62: Impostazione dei parametri relativi alla Boundary di Inflow del combustibile..... | 107 |
| Figura 63: Vista della zona di Outflow | 108 |

| | |
|--|-----|
| Figura 64: Impostazione dei parametri relativi alla Boundary di Outflow | 108 |
| Figura 65: Impostazione dei parametri dell'algorithm PISO..... | 109 |
| Figura 66: Sommario delle simulazioni condotte per il caso non reattivo..... | 111 |
| Figura 67: Vista dei fixed embedding della simulazione Flux Blending..... | 112 |
| Figura 68: Vista del fixed embedding delle simulazioni MUSCL, MUSCL - std, Pure Central e First Order Turbulence | 112 |
| Figura 69: Mesh MUSCL, MUSCL – std, Pure Centra e First Order Turbulence | 113 |
| Figura 70: Mesh flux blending | 113 |
| Figura 71: Law of the Wall | 115 |
| Figura 72: Impostazione parametri del modello di turbolenza dei casi Flux Blending, MUSCL, Pure Central e First Order Turbulence..... | 116 |
| Figura 73: Vista globale delle monitor lines | 117 |
| Figura 74: Ingrandimento sulle monitor lines | 117 |
| Figura 75: Confronto delle velocità assiali ottenute nelle simulazioni e quelle sperimentali | 118 |
| Figura 76: Errore relativo per le velocità assiali | 119 |
| Figura 77: Confronto delle velocità di swirl ottenute nelle simulazioni e quelle sperimentali | 120 |
| Figura 78: Errore relativo per le velocità di swirl | 121 |
| Figura 79: Confronto delle velocità radiali ottenute nelle simulazioni e quelle sperimentali | 122 |
| Figura 80: Errore relativo per le velocità radiali | 123 |
| Figura 81: Confronto della deviazione standard delle velocità assiali ottenute nelle simulazioni e quelle sperimentali | 125 |
| Figura 82: Evoluzione del campo di flusso con il numero di swirl nello swirler burner..... | 126 |
| Figura 83: Vista della bolla di ricircolo mediante isosurface..... | 127 |
| Figura 84: Vista della bolla di ricircolo sul piano Z - X | 127 |
| Figura 85: Vista della bolla di ricircolo sul piano Z - Y | 127 |

| | |
|--|-----|
| Figura 86: Ingrandimento sulla zona di ingresso del combustibile..... | 130 |
| Figura 87: Vista complessiva della geometria | 130 |
| Figura 88: Ingrandimento sulla superficie ceramica esterna..... | 131 |
| Figura 89: Vista complessiva della geometria | 131 |
| Figura 90: Impostazione delle Wall Boundary..... | 132 |
| Figura 91: Impostazione dei parametri relativi alla Boundary di Outflow | 133 |
| Figura 92: Estratto del file di mappatura delle velocità | 134 |
| Figura 93: Impostazione dei parametri dell'algorithm PISO..... | 135 |
| Figura 94: Mesh..... | 136 |
| Figura 95: Fixed Embedding | 136 |
| Figura 96: Impostazione parametri del modello di turbolenza..... | 137 |
| Figura 97: Confronto delle velocità assiali ottenute nelle simulazioni con geometria completa e quelle ottenute con geometria ridotta..... | 138 |
| Figura 98: Confronto delle velocità di swirl ottenute nelle simulazioni con geometria completa e quelle ottenute con geometria ridotta..... | 140 |
| Figura 99: Mesh analisi preliminare caso SMH2 | 144 |
| Figura 100: Geometria caso reattivo | 146 |
| Figura 101: File di mappatura velocità caso reattivo | 149 |
| Figura 102: Fixed Embedding caso reattivo..... | 152 |
| Figura 103: Mesh caso reattivo | 153 |
| Figura 104: Impostazione modello di turbolenza caso reattivo | 154 |
| Figura 105: Mappa delle velocità assiali | 155 |
| Figura 106: Mappa delle temperature..... | 155 |
| Figura 107: Andamento velocità assiali caso reattivo..... | 156 |
| Figura 108: Andamento velocità di swirl caso reattivo..... | 158 |
| Figura 109: Andamenti temperature caso reattivo | 160 |
| Figura 110: Andamenti ossigeno caso reattivo | 161 |
| Figura 111: Andamenti N ₂ caso reattivo | 162 |
| Figura 112: Andamenti H ₂ O caso reattivo | 163 |
| Figura 113: Andamenti CH ₄ caso reattivo..... | 164 |

| | |
|--|-----|
| Figura 114: Andamenti CO caso reattivo..... | 165 |
| Figura 115: Andamenti CO ₂ caso reattivo..... | 166 |
| Figura 116: Andamenti OH caso reattivo..... | 167 |
| Figura 117: Andamenti NO caso reattivo..... | 168 |

Bibliografia

- [1] IEA (2021), «Global Energy Review 2021,» [Online].
- [2] Università di Pavia, «Le turbine a gas e i cicli combinati».
- [3] A. E. Catania, «Complementi di Macchine ».
- [4] Università di Genova, «Camera di combustione per turbine a gas» [Online].
- [5] D. C. Wilcox, «Turbulence Modeling for CFD».
- [6] A. Donini, «Advanced Turbulent Combustion Modeling for Gas Turbine Application».
- [7] A. Lefevbre e D. Ballal, «Gas turbine combustion alternative fuels and emissions».
- [8] E. Spessa, *Controllo delle Emissioni di Inquinanti, Slide del corso 2020*.
- [9] P. Chiesa e G. Lozza, «Using Hydrogen as Gas Turbine».
- [10] W. D. York e W. S. Ziminsky, «Development and Testing of a low NOx Hydrogen Combustion System for Heavy Duty Gas Turbines».
- [11] M. R. Bothien, A. Ciani, J. P. Wood e G. Fruechtel, «Sequential Combustion in Gas Turbines: the key technology for burning high hydrogen contents with low emissions».
- [12] M. S. CONVERGECFD and M. Series, «CONVERGE Manual, CONVERGE CFD 3.0».

Ringraziamenti

Giunta al termine di questo percorso universitario non privo di difficoltà voglio dedicare qualche parola di ringraziamento alle persone che mi hanno accompagnata e sostenuta.

Innanzitutto, ringrazio il Prof. Baratta, la Prof.ssa Misul e l'Ing. Salvadori per avermi guidato in questo lavoro, per la loro pazienza e disponibilità.

Ringrazio Prashant ed Alessandro per i loro consigli e per il supporto che mi hanno fornito in questi mesi.

Un ringraziamento speciale va alla mia famiglia che mi ha sempre sostenuta ed incoraggiata nel mio percorso, grazie ai miei genitori che mi hanno insegnato il valore del lavoro, dell'impegno costante e della perseveranza, a mia sorella da cui ho imparato l'importanza di seguire i propri sogni anche quando l'obiettivo sembra irrealizzabile.

Grazie anche ai miei meravigliosi nonni, agli zii e ai cugini che nonostante la distanza mi sono sempre stati vicini e pronti a strapparmi una risata.

Ed infine ringrazio tutti i miei amici con cui ho condiviso lacrime e sorrisi e che hanno scelto di essere una parte importante della mia vita. Grazie a Chiara, Martina e i fratelli Margiali per essermi vicini da sempre, per le serate epiche e le telefonate alle ore più improbabili. Grazie agli amici dell'università, Sara con cui ho condiviso la mia vita per tutti questi anni, Claudia per i pomeriggi al sapore di the e conforto, Cristina per essermi stata una fedele complice oltre che amica, Simone Diego ed Angelo che, nonostante abbia conosciuto da poco, mi hanno fatto sentire come se fossi la loro quarta coinquilina.

A tutti voi dedico questo mio risultato consapevole del fatto che dentro di me ci sarà sempre un pezzettino di ognuno di voi.