

POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Meccanica, Aerospaziale e dell'Autoveicolo

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica
A.A. 2024/2025

Tesi di Laurea Magistrale

Simulazione CFD dell'iniezione e della
combustione in motori a combustione interna
alimentati con carburanti a base di idrogeno



**Politecnico
di Torino**

Politecnico
di Torino

Relatore/i

Prof. Mirko Baratta

Prof.ssa Daniela Anna Misul

Corelatore/i

Ing. Riccardo Sola

Candidato

Lorenzo Pregnotato

Indice

1	Abstract	8
2	Introduzione	9
3	Elemento Idrogeno	10
3.1	Proprietà chimiche	10
3.2	Problematiche idrogeno	10
4	Studio della Combustione	11
4.1	Introduzione	11
4.2	I modelli di combustione	12
4.3	Modello Cinetico	12
4.4	Modello Eddy-Break Up(EBU)	12
5	Modello di Combustione SAGE	13
5.1	Cinetica chimica	13
5.1.1	C3	14
5.1.2	GRI-Mech	15
5.2	Equazioni di Governo	16
5.3	Modellazione Turbolenta	17
5.3.1	Introduzione alla turbolenza	17
5.3.2	Le scale della turbolenza	18
5.3.3	Spettro energetico della turbolenza	18
5.3.4	RNG k- ϵ	20
6	CFD	22
6.1	CONVERGE	22
7	Modello di studio	23
7.1	Uniflow Sim SAGE	23
7.2	Loop Sim SAGE	25
8	Risultati	27
8.1	Uniflow Sim SAGE GRI-Mech	27
8.1.1	Confronto Grafico tra le simulazioni	30
8.1.2	Intensità Turbolenta	36
8.2	Loop Sim SAGE GRI-Mech EVO	39
8.2.1	Confronto grafico tra le simulazioni	42
8.2.2	Intensità Turbolenta	48
9	Confronto Gri-Mech e C3	51
9.1	Uniflow -10°prima del PMS	51
9.2	Loop -7°prima del PMS	56
10	Elementi inquinanti	61
10.1	La formazione degli NO_X	61
10.1.1	Thermal NO_X	61
10.1.2	Fuel	61

10.1.3 Prompt	62
10.2 Emissioni NO_X Uniflow	62
10.3 Emissioni NO_X Loop	64
11 Conclusioni	66
12 Ringraziamenti	67
Bibliografia	68

Elenco delle figure

1	Media alla Reynolds	17
2	Spettro energetico della turbolenza in scala doppio logaritmica	19
3	Esempi di Simulazioni	22
4	Uniflow case set up	23
5	Loop Case Setup	25
6	Uniflow Pressure	28
7	Mass Burned Uniflow	28
8	AHRR Uniflow	29
9	Camera di combustione: Angolo manovella -15°PMS	30
10	Camera di combustione: Angolo di manovella a -7°PMS	31
11	Camera di combustione: Angolo di manovella al PMS	32
12	Camera di combustione: Angolo di manovella a 4°dopo il PMS	33
13	Camera di combustione: Angolo di manovella a 9°dopo il PMS	34
14	Camera di combustione: Angolo di manovella a 15°dopo il PMS	35
15	TKE Uniflow -10.0	36
16	Eps Uniflow -10.0	36
17	Mag Vorticità -10.0	37
18	Scala della turbolenza sezione longitudinale	38
19	Scala della turbolenza sezione dall'alto	38
20	Loop Pressure	40
21	Mass Bruned Fraction Loop	40
22	AHRR Loop	41
23	Camera di combustione Loop: Angolo di manovella a -15°dopo il PMS	42
24	Camera di combustione Loop: Angolo di manovella a -7°dopo il PMS	43
25	Camera di combustione Loop: Angolo di manovella a 0°dopo il PMS	44
26	Camera di combustione Loop: Angolo di manovella a 4°dopo il PMS	45
27	Camera di combustione Loop: Angolo di manovella a 9°dopo il PMS	46
28	Camera di combustione Loop: Angolo di manovella a 15°dopo il PMS	47
29	TKE Loop -7.0	48
30	Eps Loop -7.0	49
31	Mag Vorticity Loop -7.0	49
32	Scala della turbolenza sezione longitudinale Loop	50
33	Scala della turbolenza sezione dall'alto Loop	50
34	Confronto dell'AHR tra meccanismo chimico C3 e GRI-Mech 3.0	51
35	Confronto della Pressione tra meccanismo chimico C3 e GRI-Mech 3.0	52
36	Confronto del MFB tra meccanismo chimico C3 e GRI-Mech 3.0	53
37	C3 vs Gri Exhausted	54
38	C3 vs Gri Intake	54
39	C3 vs Gri Temperature at 8.5 2d	55
40	Confronto dell'AHR Loop tra meccanismo chimico C3 e GRI-Mech 3.0	56
41	Confronto della Pressione Loop tra meccanismo chimico C3 e GRI-Mech 3.0	57
42	Confronto del MFB Loop tra meccanismo chimico C3 e GRI-Mech 3.0	58
43	C3 vs Gri Intake Loop	59
44	C3 vs Gri Exhausted Loop	59
45	C3 vs Gri Temperature at 4 2d Loop	60
46	NO _X Uniflow	62

47 NO_x Loop 64

Elenco delle tabelle

1	Dati Tecnici del Cilindro Uniflow	23
2	Dati di Pressione e Temperatura per Aspirazione, Scarico e Iniezione Uniflow	24
3	Costanti del modello RANS Uniflow	24
4	Dati Tecnici del Cilindro Loop	25
5	Dati di Pressione e Temperatura per Aspirazione, Scarico e Iniezione Loop	26
6	Costanti del modello RANS Loop	26
7	Dati di Combustione Uniflow	27
8	Dati di Combustione Loop	39
9	Tabella con CA e max $dp/d\theta$	52

1 Abstract

L'obiettivo del lavoro di tesi è lo studio, mediante simulazioni CFD (Computational Fluid Dynamics), di come l'idrogeno, usato come carburante, si comporti con i suoi risvolti positivi e negativi, in motori a combustione interna, con particolare attenzione a due tipologie di configurazioni a due tempi: Opposed piston e Boxer. L'idrogeno rappresenta una ottima alternativa ai combustibili fossili grazie all'assenza di emissioni di CO_2 durante la combustione (assenza di elementi carboniosi al suo interno che possano reagire con ossigeno) e alle sue favorevoli proprietà chimiche, come l'ampio range di infiammabilità e l'elevata velocità di propagazione della fiamma. Tuttavia, il suo impiego presenta delle problematiche non trascurabili, come la formazione di NO_X , la pre-accensione e la gestione della turbolenza. Per studiare questi fenomeni, è stato utilizzato il software CONVERGE, implementando come modello di combustione SAGE, utilizzando come meccanismi chimici dettagliati: GRI-Mech 3.0 e C3Mech. Le simulazioni hanno evidenziato l'influenza cruciale dell'anticipo di accensione, della struttura del motore e della turbolenza sulla dinamica della combustione. Inoltre, il confronto tra i due meccanismi cinetici ha mostrato come il C3Mech porti a una combustione più rapida ma meno realistica (evidenzando come questo necessiti ancora di parecchio lavoro per essere utilizzato in combustioni a base idrogeno) rispetto al GRI-Mech, più adatto a rappresentare i fenomeni chimico-fisici reali di questo elemento. I risultati ottenuti forniscono indicazioni utili per l'ottimizzazione di motori alimentati a idrogeno, contribuendo allo sviluppo di soluzioni sostenibili per la mobilità del futuro.

2 Introduzione

L'idrogeno al giorno d'oggi risulta uno degli elementi più studiati grazie alle numerose applicazioni che può avere. Questo perchè l'obiettivo principale è l'abbattimento degli elementi inquinanti che tramite i motori convenzionali, SI e CI, che lavorano utilizzando gas naturali come il metano o combustibili fossili come il Diesel e la benzina, vengono tutti i giorni emessi nell'ambiente in maniera massiccia. Va sottolineato comunque come un eventuale utilizzo dell'idrogeno non sia esente da problematiche come ad esempio la presenza degli NO_x oppure, più in generale una complessa gestione dal punto di vista della sua corretta miscelazione. Rimanendo nell'ambito, le tecnologie che sfruttano questo elemento sono essenzialmente 2:

- Celle ad idrogeno, che dal punto di vista emissivo emettono solo vapore acqueo e presentano una elevata efficienza ai bassi carichi, efficienza che però degrada man mano che ci si sposta verso carichi maggiori.
- Motori a combustione interna ad idrogeno che presentano vari inconvenienti, illustrati nei paragrafi successivi, che vengono utilizzati specialmente per applicazioni pesanti agli alti carichi

3 Elemento Idrogeno

H_2 , comunemente conosciuto come idrogeno, ha dei pregi ma, anche moltissimi difetti

3.1 Proprietà chimiche

- Il Rapporto migliore tra il valore inferiore di riscaldamento (H_i) e il rapporto stechiometrico aria combustibile porta ad avere efficienze più elevate rispetto ai combustibili quali Diesel o benzina.
- Grazie ad una velocità di combustione elevata (circa $1,85 \text{ m/s}$), ci si riesce ad avvicinare alla combustione ideale isocora.
- Presenta un range di accendibilità elevato, è possibile una miscelazione con aria che varia dal 4 al 76 per cento in volume di H_2 .
- Permette la formazione di una miscela omogenea grazie alla sua elevata capacità di dispersione.
- Si mantiene allo stato gassoso fino ad una temperatura di 20K. Rendendolo adatto per numerose applicazioni

3.2 Problematiche idrogeno

- La distanza di quenching, ovvero lo spegnimento della fiamma a parete, è molto piccola, risulta quindi difficile gestire la combustione di H_2 , si generano gradienti di temperatura elevati e perdite di calore attraverso la parete decisamente elevate.
- Le elevate temperature in camera di combustione, unita alla presenza di N_2 nell'aria portano a livelli di emissioni di NO elevati, si noti però che questi livelli possono essere ridotti grazie alla possibilità di abbattere la temperatura in camera di combustione lavorando con miscele molto povere.
- Problemi di sicurezza: l'idrogeno è un elemento molto diffusivo, che viene stoccato ad alte pressioni, con il tempo tende a diffondere all'interno del metallo del serbatoio indebolendolo e provocando la successiva rottura.
- La problematica più importante è sicuramente la pre-accensione, il backfire e l'autoaccensione dei gas di scarico. A causa della bassa energia di accensione dell'idrogeno ($<1/10$ rispetto alla benzina), la carica fresca potrebbe accendersi prima che la valvola di aspirazione si chiuda, andando a generare una combustione e un aumento di pressione improvviso nel collettore di aspirazione. Il backfiring (accensione inversa) porta a danni ai sistemi di aspirazione, problemi di sicurezza, riduzione dell'efficienza volumetrica e una diminuzione della potenza. Questo fenomeno si osserva generalmente a pieno carico (WOT) o a carichi elevati.

4 Studio della Combustione

4.1 Introduzione

Negli ultimi anni, la ricerca si è concentrata nello studio della combustione turbolenta. La turbolenza è un fenomeno complesso (casuale) e per questo necessita l'introduzione di metodologie statistiche che si basano su grandezze medie. Il flusso risulta essere turbolento nella maggior parte delle applicazioni ingegneristiche, questo ha portato allo sviluppo di svariati modelli di turbolenza.

I modelli di turbolenza altro non sono che ipotesi di chiusura, necessarie per andare a risolvere le equazioni di conservazione che si vanno ad originare dalle 6 componenti scalari del tensore degli sforzi turbolenti di Reynolds, che introducono 22 nuove incognite, non trovabili usando solo il sistema di eq. di conservazione.

Per i flussi ad alto numero di Reynolds, si usa la cascata della turbolenza (eddy cascade hypothesis). Di fatto i vortici della scala integrale (i più grandi), grazie al fenomeno dello stretching si allungano dando origine a diverse scale che terminano con la scala di Kolmogorov, questi ultimi responsabili della dissipazione di energia turbolenta in calore per effetto viscoso.

La combustione necessita che il combustibile e l'ossidante siano miscelati a livello molecolare. Miscelazione che è facilitata dalla turbolenza che ha un effetto di aumento della diffusività delle specie.

Quindi la miscelazione del comburente e combustibile avviene nei pressi dei microvortici. Un approccio simile è usato nello scambio di specie all'interfaccia del fronte di fiamma, con la turbolenza che incrementa il mixing della pre-heat zone.

Ciò esprime le idee classiche sull'interazione combustione e turbolenza tuttavia è meno chiaro come la combustione modifichi questi processi. Le reazioni chimiche consumano il combustibile e l'ossidante all'interfaccia e, di conseguenza, accentueranno i loro gradienti. Deve ancora essere compreso come questo modifichi la loro diffusione nello specifico.

4.2 I modelli di combustione

I flussi chimicamente reattivi sono solitamente modellati attraverso un approccio RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes). All'interno di queste equazioni troviamo un termine non stazionario di accumulo, un termine diffusivo e convettivo, così come un termine sorgente ω che va fornito tramite un modello. Le equazioni descritte sopra si presentano come la sottostante:

$$\frac{\partial(\rho Y_X)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j Y_X) = \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu S_c) + \mu_t S_c \frac{\partial Y_X}{\partial x_j} + \omega_X \quad (1)$$

dove X varia da 1 a N (con N che rappresenta il numero di specie chimiche all'interno del dominio).

Come già detto il termine sorgente della specie X dipende da vari fattori come la concentrazione della specie e dalla velocità di reazione. E' evidente quindi come debba essere fornito un modello, come ad esempio la costante di Arrhenius che esprime la probabilità di un sistema di reagire, che vada ad esprimere questa sorgente..

I modelli di combustione si propongono infatti di andare a studiare la velocità di reazione delle singole specie e di come questo possa influenzare la combustione stessa.

4.3 Modello Cinetico

In questo modello non viene considerata la turbolenza e come questa influenzi la velocità di combustione stessa. Nella formula sottostante viene espressa una possibile forma per la sorgente ω_X :

$$\omega_X = -A_M X T^\beta \zeta \frac{\rho Y_X}{M_X V_X} \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (2)$$

Questo approccio è tuttavia non propriamente corretto, poichè si va a sottostimare l'effetto che la turbolenza ha sulla velocità di combustione. La presenza di vorticità è infatti in grado di accelerare positivamente la velocità di fiamma oppure in caso di turbolenza eccessiva di provocare, nei casi estremi, lo spegnimento della fiamma stessa.

4.4 Modello Eddy-Break Up(EBU)

All'opposto del modello descritto al paragrafo 3.3, qui si prende in considerazione solamente la turbolenza, trascurando completamente la chimica. La velocità della combustione è determinata, quindi, dalla velocità di miscelazione delle turbolenze che come effetto hanno quello di incrementare notevolmente la diffusività delle specie chimiche. Qui il termine sorgente ω_X viene calcolato usando $\kappa - \epsilon$:

$$\dot{\omega}_X = -\rho A \frac{\epsilon}{k} \min\left(\frac{Y_f}{S_o}, \frac{BY_p}{S_p}\right) \quad (3)$$

Dove A e B sono costanti del modello, che dipendono rispettivamente dalla velocità della fiamma e dal tasso di reazione combustibile comburente (tipicamente ossigeno).
Dove:

- Y_f è la concentrazione del combustibile ,
- Y_o è la concentrazione dell'ossidante ,

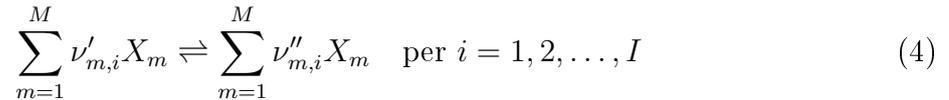
- Y_p è la concentrazione dei prodotti della combustione,
- S_o è il numero di moli di ossidante per ogni mole di combustibile,
- S_p è il numero di moli di prodotti per ogni mole di combustibile

5 Modello di Combustione SAGE

In questo elaborato, verrà utilizzato il modello di combustione SAGE. Esso è un risolutore di cinetica chimica grazie ad un insieme di file in input di formato CHEMKIN. Per quanto concerne la risoluzione delle equazioni differenziali (ODE), SAGE utilizza il pacchetto CVODE.

5.1 Cinetica chimica

Un meccanismo di reazioni chimiche è un insieme di reazioni elementari. In questo ambito SAGE calcola la velocità di reazione per ogni reazione mentre il risolutore CFD (descritto nei paragrafi successivi) risolve le equazioni di trasporto. Si può utilizzare SAGE per modellare anche combustioni a pressione o a volume costante. In generale si può definire una reazione chimica multi-step come:



Dove:

- $\nu'_{m,i}$ è il coefficiente stechiometrico per i reagenti
- $\nu''_{m,i}$ è il coefficiente stechiometrico per i prodotti
- m sono il numero totale delle specie
- I è il numero totale delle reazioni

La generazione delle m specie è definita dalla seguente formula:

$$\dot{\omega}_m = \sum_{i=1}^I \nu_{m,i} q_i \quad \text{per } m = 1, 2, \dots, M \quad (5)$$

Dove:

- M è il numero totale delle specie
- $\nu_{m,i} = \nu''_{m,i} - \nu'_{m,i}$
- $q_i = k_{i,f} \prod_{m=1}^M [X_m]^{\nu'_{m,i}} - k_{i,r} \prod_{m=1}^M [X_m]^{\nu''_{m,i}}$

Da notare come $k_{i,f}$ e $k_{i,r}$ esprimono essenzialmente la probabilità con la quale le reazioni avvengono:

$$k_{i,f} = A_i T^{\beta_i} \exp\left(\frac{-E_i}{RT}\right) \quad (6)$$

Dove:

- A_i è il fattore pre-esponenziale
- β_i è l'esponente della temperatura, assume un valore variabile a seconda del caso in esame
- E_i è l'energia di attivazione
- R è la costante ideale dei gas

Il $k_{i,r}$ è una diretta conseguenza:

$$k_{i,r} = \frac{k_{i,f}}{K_{i,c}}. \quad (7)$$

Il coefficiente di equilibrio $K_{i,c}$ è calcolato dalle proprietà termodinamiche:

$$K_{i,c} = K_{i,p} \left(\frac{P_{atm}}{RT} \right)^{\sum_{m=1}^M \nu'_{m,i}}. \quad (8)$$

Dove:

- P_{atm} è la pressione atmosferica

La costante di equilibrio $K_{i,p}$ è invece ricavata dalla seguente formula nella quale vengono introdotte le entalpie H e le entropie S :

$$K_{i,p} = \exp \left(\frac{\Delta S_i^0}{R} - \frac{\Delta H_i^0}{RT} \right). \quad (9)$$

Da sottolineare come il Δ rappresenti la variazione di quantità nel passaggio dai reagenti ai prodotti della i -th reazione. Si ricavano dalle formule (10) e (11):

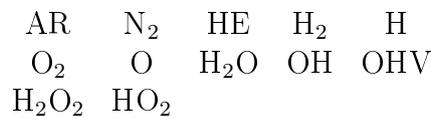
$$\frac{\Delta S_i^0}{R} = \sum_{m=1}^M \nu_{m,i} \frac{S_m^0}{R}. \quad (10)$$

$$\frac{\Delta H_i^0}{RT} = \sum_{m=1}^M \nu_{m,i} \frac{H_m^0}{RT}. \quad (11)$$

In questo elaborato verranno usate due tipologie di meccanismi di cinetica chimica: C3 e GRI-Mech.

5.1.1 C3

C3MechV3.3 è un meccanismo chimico dettagliato che include 3.761 specie e 16.522 reazioni, progettato per rappresentare accuratamente la combustione di diversi elementi come l'idrogeno che è il nostro caso di studio. Inoltre il modello include la chimica per la formazione di NO_x e IPA (idrocarburi policiclici aromatici). In questo modello le specie chimiche prese in considerazione sono:



5.1.2 GRI-Mech

GRI-Mech è un meccanismo chimico elaborato per offrire una rappresentazione il più possibile vicino al reale, della combustione. Sono considerate le seguenti specie chimiche che prendono parte alla combustione:

H ₂	H	O	O ₂	OH	H ₂ O	HO ₂	H ₂ O ₂
C	CH	CH ₂	CH ₂ (S)	CH ₃	CH ₄	CO	CO ₂
HCO	CH ₂ O	CH ₂ OH	CH ₃ O	CH ₃ OH	C ₂ H	C ₂ H ₂	C ₂ H ₃
C ₂ H ₄	C ₂ H ₅	C ₂ H ₆	HCCO	CH ₂ CO	HCCOH	N	NH
NH ₂	NH ₃	NNH	NO	NO ₂	N ₂ O	HNO	CN
HCN	H ₂ CN	HCNN	HCNO	HOCN	HNCO	NCO	N ₂
AR	C ₃ H ₇	C ₃ H ₈	CH ₂ CHO	CH ₃ CHO			

Si tratta quindi di un elenco di reazioni chimiche che avvengono durante il processo di combustione, le cui principali verranno presentate qui sotto:



Come si vedrà nei Risultati, l'impiego di un meccanismo piuttosto che un altro cambierà notevolmente il funzionamento del motore.

5.2 Equazioni di Governo

Una volta realizzato il modello di cinetica chimica al paragrafo (4.1) si procede a risolvere le equazioni di conservazione della massa e di energia per una data cella. Nello specifico l'equazione che governa la variazione della massa:

$$\frac{d[X_m]}{dt} = \dot{\omega}_m. \quad (17)$$

Quella che governa la variazione dell'energia in caso di combustione a volume costante:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\frac{dP}{dt} - \sum_m (h_m \dot{\omega}_m)}{\sum_m ([X_m] c_{p,m})}. \quad (18)$$

In caso di combustione a pressione costante:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\sum_m (h_m \dot{\omega}_m)}{\sum_m ([X_m] c_{p,m})}. \quad (19)$$

Dove:

- $\dot{\omega}_m$ ricavata con l'equazione (12)
- h_m è l'entalpia specifica molare
- $c_{p,m}$ è il calore specifico molare per la specie m

Le equazioni vengono poi risolte ad ogni step temporale in modo tale da aggiornare le concentrazioni delle specie chimiche di conseguenza. E' importante sottolineare come l'equazione (14) viene utilizzata per aggiornare i coefficienti di velocità nel modello SAGE, non venendo quindi utilizzata per determinare/modificare la temperatura delle celle in CONVERGE. L'aggiornamento della temperatura della cella avviene solo dopo che il calcolo della chimica ha raggiunto la convergenza, basandosi sulle concentrazioni delle specie calcolate.

Entrando più nel dettaglio le grandezze medie vengono ricavate utilizzando la seguente Media alla Reynolds:

5.3 Modellazione Turbolenta

Alla cinetica chimica è poi affiancato un modello di combustione turbolenta facente riferimento alle equazioni RANS, fondamentale per modellare correttamente la velocità di combustione, risulterebbe infatti difficile ottenere risultati attendibili dalle simulazioni CFD senza l'utilizzo di questi modelli. Una turbolenza intensa infatti consente non solo velocità di combustione elevate con conseguente aumento dell'efficienza, ma anche un aumento della velocità del mescolamento delle specie chimiche. Nei due modelli in esame è stato usato come modello di turbolenza RNG $k - \epsilon$.

5.3.1 Introduzione alla turbolenza

I moti turbolenti si originano come instabilità del moto laminare, dove questa instabilità, in un fluido viscoso, nasce dall'interazione tra i termini viscosi e quelli inerziali, quindi tra gli sforzi di attrito e i flussi di quantità di moto.

Un moto turbolento è caratterizzato da una diffusività incrementata rispetto al moto laminare, e presentando carattere casuale necessita di una trattazione statistica tramite l'utilizzo di grandezze medie (ad es. la media alla Reynolds). Esso è costituito da varie strutture spaziali, che possono avere dimensioni confrontabili con il moto medio, o anche fino a due ordini di grandezza più piccoli. Quindi possiamo affermare che i vortici più grandi che interagiscono con il moto medio sono quelli che caratterizzano la turbolenza, sono quelli che contengono la maggior parte dell'energia cinetica turbolenta e di conseguenza i principali responsabili dell'incremento apparente di viscosità del flusso.

Si è parlato di grandezze medie, che vengono definite con la media alla Reynolds:

$$F(x, t) = \overline{f(x, t)} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} f(x, \tau) d\tau \quad (20)$$

Dove l'intervallo di tempo t e $t + T$ deve essere sufficiente grande da contenere un numero sufficiente di fluttuazioni in un moto quasi stazionario. Questa formula è utilizzabile anche in caso di transitorio, tuttavia l'intervallo di tempo deve essere tale da non perdersi il transitorio.

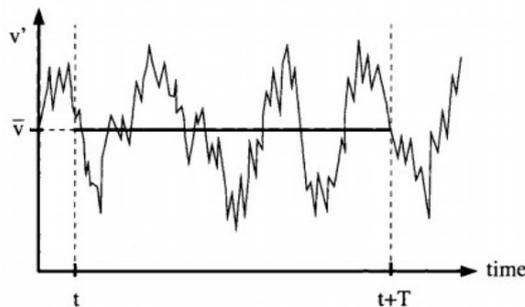


Figura 1: Media alla Reynolds

Una volta definito il valor medio, si scompone il valore nel suo valor medio più la sua fluttuazione, dove per definizione la media della fluttuazione è pari a 0.

$$f(x, t) = F(x, t) + f'(x, t) \quad (21)$$

$$\overline{f'(x, t)} = 0 \quad (22)$$

Il problema nasce dal fatto che la media del prodotto tra due fluttuazioni non è univocamente uguale a 0. Quindi andando a sostituire nell'equazione di conservazione della quantità di moto le grandezze definite dalla Media alla Reynolds, si genera un termine definito il tensore degli sforzi turbolenti di Reynolds:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} \quad (23)$$

E' possibile ricavare un'equazione di conservazione per ciascuna della 6 componenti scalari del tensore di Reynolds. Vengono quindi introdotte 22 nuove incognite, è evidente come il sistema con il solo utilizzo di queste equazioni di conservazione non sia risolvibile; vengono quindi introdotte delle ipotesi di chiusura meglio conosciute con il nome di Modelli di Turbolenza.

5.3.2 Le scale della turbolenza

La turbolenza è un fenomeno continuo ed è costituita da vortici di dimensione diversi che sono sovrapposti tra di loro. La presenza di queste scale di lunghezza è dovuta al fenomeno dello stretching, che fa sì che l'energia venga trasferita dal moto medio, alle scale maggiori, a quelle più piccole dove poi viene dissipata in calore grazie alla viscosità (Decadimento della turbolenza).

L'analisi dimensionale permette una stima della più piccola scala della turbolenza e a questo proposito ci viene in aiuto la teoria dell'equilibrio universale di Kolmogorov:

“un vortice della scala inferiore è caratterizzato dall'uguaglianza tra l'energia per unità di tempo ‘drenata’ dalle scale superiori e dal tasso di dissipazione in calore.”

Quindi la scala inferiore della turbolenza dipende dal tasso di dissipazione ϵ e dalla viscosità cinematica. L'analisi dimensionale porta a definire una scala di lunghezza η e di tempo τ :

$$\eta = \left(\frac{\nu^3}{\epsilon} \right)^{1/4} \quad (24)$$

$$\tau = \left(\frac{\nu}{\epsilon} \right)^{1/2} \quad (25)$$

5.3.3 Spettro energetico della turbolenza

L'energia cinetica della turbolenza può essere rappresentata da uno spettro continuo in funzione del numero d'onda k

$$k = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (26)$$

Si definisce quindi l'energia cinetica turbolenta come:

$$k = \int_0^\infty E(k) dk \quad (27)$$

Dove $E(k)$ dipende dalla scala integrale (macroscale) e dal tensore di deformazione S

Poichè la turbolenza è dissipativa si può affermare che $E(k)$ dipende anche dalla viscosità cinematica e da ϵ . Dall'analisi dimensionale si definisce la scala integrale:

$$l = \frac{k^{3/2}}{\epsilon} \quad (28)$$

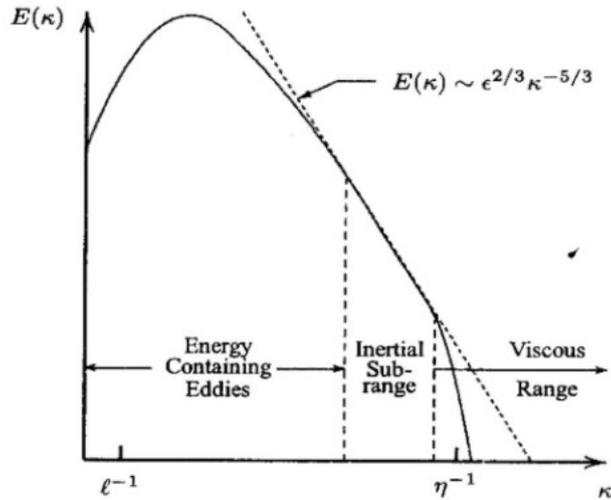


Figura 2: Spettro energetico della turbolenza in scala doppio logaritmica

La teoria di Kolmogorov è sviluppata con un ipotesi: esiste una zona, con estremo sinistro e destro (rispetto alle linee tratteggiate) che sono nettamente distinte dalla scala integrale e dalla scala di Kolmogorov, nel mezzo tra le due linee tratteggiate possiamo ricavare che l'andamento della densità di energia segue la legge:

$$E(\kappa) = C \varepsilon^{2/3} \kappa^{-5/3} \quad (29)$$

$$\ell \gg \kappa^{-1} \gg \eta \quad (30)$$

Quindi la legge di Kolmogorov vale nel Inertial Sub range perchè vive considerando effetto viscoso e inerziale mentre nella zona Energy Containing Eddies considera solo sforzi inerziali, con vortici di grandi dimensioni che contengono elevata energia ma viscosità trascurabile, mentre nel Viscous Range si trovano vortici molto piccoli ad elevata dissipazione ma contenenti un energia quasi trascurabile.

5.3.4 RNG k- ϵ

Questo modello utilizza come scala turbolenta la seguente formula:

$$l_e = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{\epsilon} \quad (31)$$

Dove:

- C_μ è una costante che viene ricavata sperimentalmente
- k è l'energia cinetica turbolenta
- ϵ è il tasso di dissipazione viscosa

Una volta definita la scala turbolenta con la formula (20), si procede a modellare il termine che identifica lo stress di Reynolds:

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3}\delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \right) \quad (32)$$

Dove:

- μ_t definisce la viscosità cinematica
- S_{ij} definisce il tensore delle deformazioni medie

Si noti come l'energia cinetica turbolenta (22) e la viscosità turbolenta (22) sono rappresentate dalle due formule seguenti:

$$k = \frac{1}{2} \widetilde{u'_i u'_i} \quad (33)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (34)$$

Così come S_{ij} :

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (35)$$

Inoltre il modello considera due coefficienti:

- Coefficiente di conduttività turbolenta D_t (25)
- Coefficiente diffusivo turbolento K_t (26)

In modo tale da considerare la presenza della turbolenza nel trasporto di massa e di energia.

$$D_t = \frac{\mu_t}{\rho Sc_t} \quad (36)$$

$$K_t = \frac{\mu_t}{\rho Pr_t} C_p \quad (37)$$

Dove:

- Sc_t è il numero di Schmidt
- Pr_t è il numero di Prandtl

Sono poi richieste due equazioni di trasporto per modellare correttamente la viscosità turbolenta (23). Una per l'energia cinetica turbolenta (27) e una per il tasso di dissipazione turbolenta (28):

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho \mu_t k}{\partial x_i} = \tau_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu + \mu_t}{Pr_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \rho \varepsilon + \frac{C_s}{1.5} S_s \quad (38)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu + \mu_t}{Pr_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 3} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + (C_{\varepsilon 1} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \tau_{ij} - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_s S_s) \frac{\varepsilon}{k} + S - \rho R_\varepsilon \quad (39)$$

Dove:

- S è il termine sorgente (fornito dall'utente)
- S_s è il termine sorgente che tiene conto delle interazioni con lo spray
- C_{ei} sono costanti riguardanti le fasi di espansione e compressione

Per completezza nelle righe seguenti si andrà a chiarire come ricavare l'ultimo termine dell' eq. (28) R_ε :

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0}\right) \frac{\varepsilon^2}{k}}{1 + \beta \eta^3} \quad (40)$$

Dove il termine η :

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon} |S_{ij}| = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (41)$$

6 CFD

In questo ambito lo studio della combustione dei motori ad idrogeno utilizzando software CFD (computational fluidodynamics), può aiutare a comprendere meglio il suo comportamento. Esistono numerosi software in grado di sviluppare analisi in questo ambito, nello specifico per l'analisi e lo studio dei due motori presi in esame è stato utilizzato CONVERGE.

6.1 CONVERGE

Nasce da un'azienda chiamata Convergent Scienze fondata nel 1997. Il software permette lo svolgimento di moltissime funzioni:

- Creare, modificare e riparare le superfici degli elementi 3D
- Effettuare simulazioni Steady-State
- Effettuare simulazioni di turbolenza tra cui le RANS
- Lo svolgimento delle analisi emissive di una macchina a combustione interna
- Utilizzo di diverse tipologie di Elementi come carburante come ad esempio Benzina o Idrogeno(utilizzato in questa tesi)

Si può quindi dire come sia un software molto versatile per effettuare la simulazione di tutte le macchine in ambito di combustione.

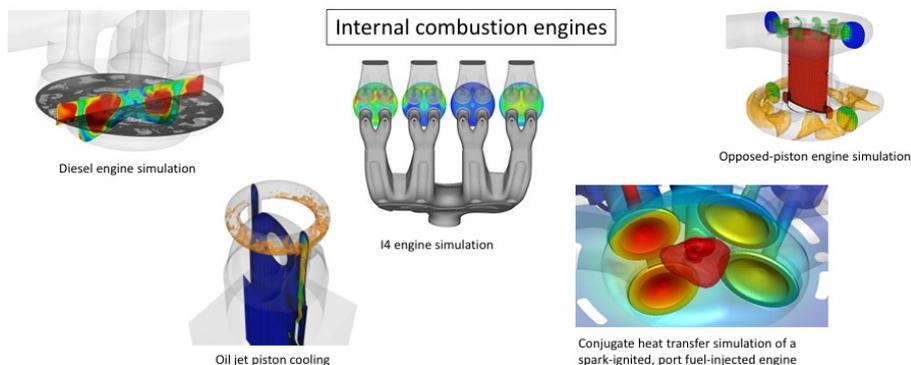


Figura 3: Esempi di Simulazioni

7 Modello di studio

Sono stati studiati due tipologie di motori 2T:

- Uniflow Sim SAGE
- Loop Sim SAGE

Da sottolineare come lo studio sia puramente teorico, i valori e le quantità che verranno esposte nel corso delle pagine sono puramente teorici, ricavati da simulazioni, infatti i due motori sono ancora in fase di sviluppo precoce e pertanto non ancora esistenti nella realtà.

7.1 Uniflow Sim SAGE

Si tratta come detto sopra, di un motore 2T, quindi presenta un ciclo termodinamico a quattro fasi (aspirazione, compressione, combustione e scarico) che vengono svolte in soli due movimenti del pistone. Nello specifico si tratta di un motore a pistoni contrapposti in cui le luci di aspirazione e scarico sono poste rispettivamente ai due PMI (punti morti inferiori). La candela e l'iniettore sono invece posizionati tra i due pistoni al PMS (punto morto superiore). In Figura 2 e in Tabella 1 si vedano le geometrie e i rispettivi parametri.

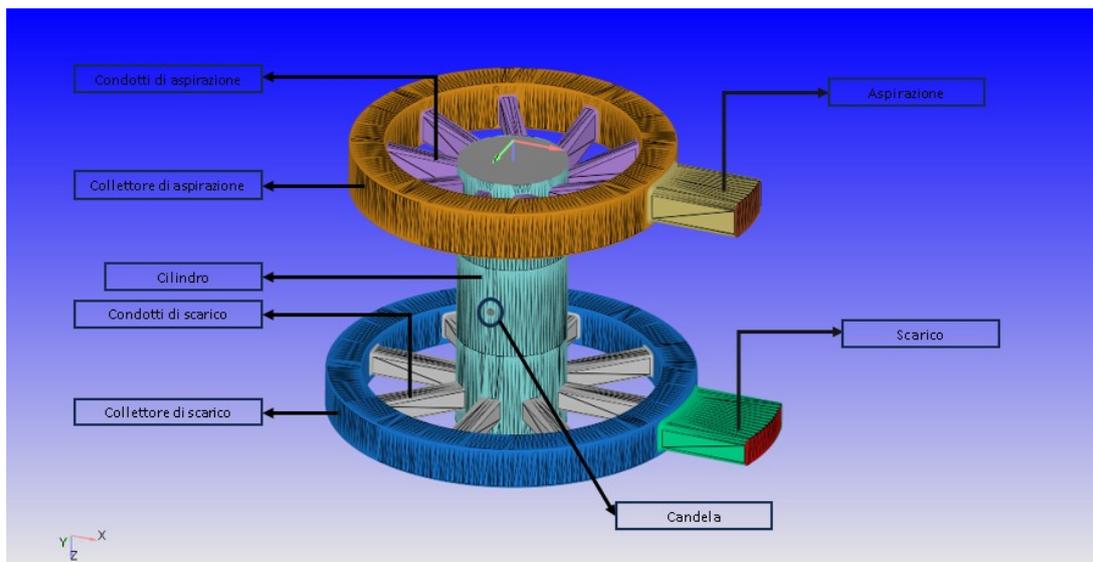


Figura 4: Uniflow case set up

Parametri	Valore
Alesaggio del cilindro [mm]	120
Corsa [mm]	144
Lunghezza della biella [mm]	111,11
Offset della Manovella [mm]	0,00
Profilo di swirl	3,11
Velocità di rotazione [rpm]	1200

Tabella 1: Dati Tecnici del Cilindro Uniflow

I parametri dell'aria e dell'idrogeno, iniettato direttamente in camera di combustione, sono riportati nella Tabella 2. In questo studio sono stati pre-impostati in quanto l'attività si è concentrata sulla calibrazione in termini di anticipo di accensione e non sulle condizioni di aspirazione e iniezione.

Parametri	Pressione [bar]	Temperatura [K]
Aspirazione	3,33	356
Scarico	1,52	468,2
Iniezione	16,56	356

Tabella 2: Dati di Pressione e Temperatura per Aspirazione, Scarico e Iniezione Uniflow

In ultima battuta sono stati riportati in Tabella 3 i valori dei coefficienti, derivanti da attività sperimentali, necessari al modello turbolento NRG k- ϵ (Per la parte teorica si veda il paragrafo 4.3.1).

Costante	Valore
C_μ	0.0845
Reciprocal k/e Prandtl	1.39
$C_{\epsilon 1}$	1.42
$C_{\epsilon 2}$	1.68
$C_{\epsilon 3}$	-1.0
Reciprocal ϵ Prandtl	1.39
β	0.012
η_0	4.38
Effetti di galleggiamento	Nessun effetto di galleggiamento

Tabella 3: Costanti del modello RANS Uniflow

7.2 Loop Sim SAGE

A differenza del motore precedente, questo presenta un Volume più piccolo per questo motivo ci si aspetta dei tempi di residenza, così come dei tempi di combustione decisamente più brevi.

Dal punto di vista configurazionale come si vede nelle tabelle sottostanti, al fine di ottenere una comparazione il più corretta possibile sono stati usati gli stessi valori nei vari coefficienti:

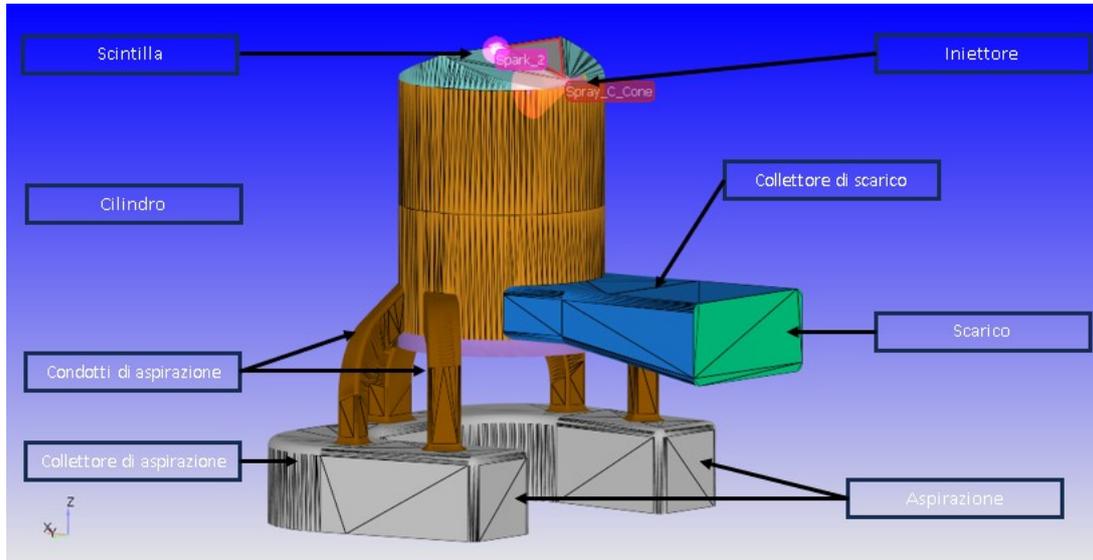


Figura 5: Loop Case Setup

Parametri	Valore
Alesaggio del cilindro [mm]	120
Corsa [mm]	144
Lunghezza della biella [mm]	360
Offset della Manovella [mm]	0,00
Profilo di swirl	3,11
Velocità di rotazione [rpm]	1200

Tabella 4: Dati Tecnici del Cilindro Loop

Parametri	Pressione [bar]	Temperatura [K]
Aspirazione	3,15	353
Scarico	1,22	562,5
Iniezione	16,56	356

Tabella 5: Dati di Pressione e Temperatura per Aspirazione, Scarico e Iniezione Loop

Costante	Valore
C_μ	0.0845
Reciprocal k/ϵ Prandtl	1.39
$C_{\epsilon 1}$	1.42
$C_{\epsilon 2}$	1.68
$C_{\epsilon 3}$	-1.0
Reciprocal ϵ Prandtl	1.39
β	0.012
η_0	4.38
Effetti di galleggiamento	Nessun effetto di galleggiamento

Tabella 6: Costanti del modello RANS Loop

8 Risultati

Lo studio dei motori presentati al capitolo (6), è stato effettuato in una prima fase, singolarmente cercando di ottenere una calibrazione ottimale, che portasse ad avere un MFB 50 (N.B con MFB 50 si intende l'angolo di manovella dopo il PMS al quale si ha il 50 % di massa bruciata), tra 8-10 °

8.1 Uniflow Sim SAGE GRI-Mech

	Uniflow Sim -8.0 Spark	Uniflow Sim -10.0 Spark	Uniflow Sim -11.0 Spark
Start of Combustion [CA]	-8	-10	-11
MFB 1 [CA aTDC]	-3.2	-5.3	-6.3
MFB 5 [CA aTDC]	-0.3	-2.6	-3.6
MFB 10 [CA aTDC]	2.0	-0.5	-1.6
MFB 50 [CA aTDC]	11.8	8.1	6.6
MFB 90 [CA aTDC]	20.8	16.1	14.1
CombDur 0-1 [CA]	4.8	4.7	4.7
CombDur 0-5 [CA]	7.7	7.4	7.4
CombDur 0-50 [CA]	10.0	9.5	9.4
CombDur 10-90 [CA]	18.8	16.6	15.7
Fuel mass [mg]	113.39	113.39	113.39
Lower Heating value [kJ/kg]	120000	120000	120000
Displaced Volume [cm ³]	3200	3200	3200
Theor. Heat [J]	13606.8	13606.8	13606.8
CHRmax [J]	11928.7	11774.1	11832.3
Thermal Efficiency [%]	0.88	0.87	0.87
Net Indicated Work [J]	6709.5	6513.4	6626.5
Specific Fuel Consumption [g/kWh]	60.84	62.67	61.60
Specific Energy Consumption [-]	2.03	2.09	2.05
IMEP [bar]	20.97	20.35	20.71
Maximum Pressure [MPa]	8.69	10.22	10.98
Max pressure derivative [bar/deg]	0.26	0.42	0.53

Tabella 7: Dati di Combustione Uniflow

Sono state eseguite complessivamente 3 simulazioni, dove si nota chiaramente come la più bilanciata risulti essere quella con accensione della miscela, tramite candela, 10° prima del punto morto superiore (PMS). Inoltre considerando il picco di pressione, si vorrebbe ottenerlo il più possibile nei dintorni del PMS per sfruttare a pieno la corsa del pistone.

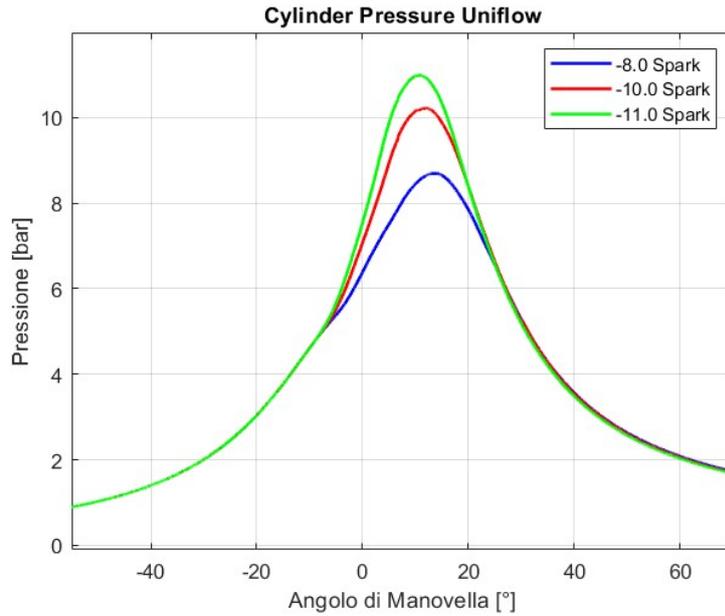


Figura 6: Uniflow Pressure

In fig. 6 si nota come delle tre simulazioni, quella che si avvicina di più alla combustione teorica ideale isocora sia quella con accensione a -11° , tuttavia per limitare la rumorosità del motore (si ricordi come la rumorosità è direttamente proporzionale alla derivata prima della curva di pressione), e poichè c'è una differenza tra i -10° e -11° di solo 0,76 bar si può concludere, considerando solo la pressione, come la calibrazione di riferimento sia quella con accensione a -10° .

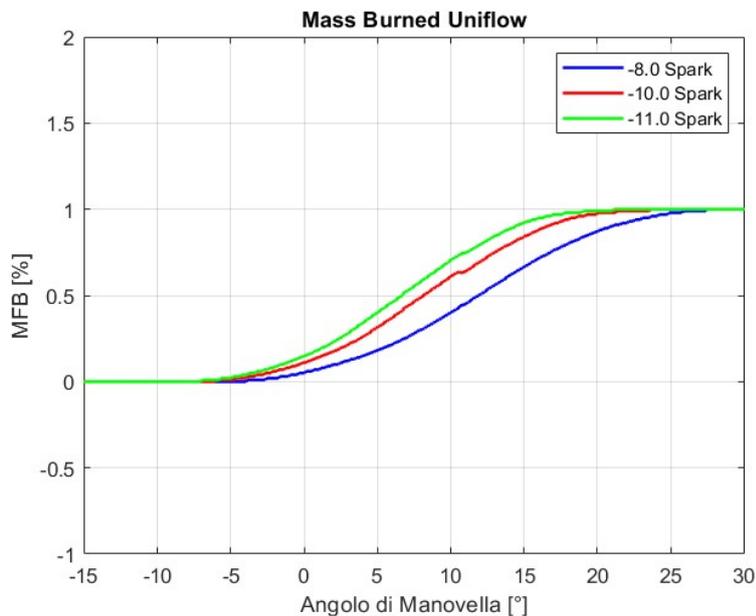


Figura 7: Mass Burned Uniflow

Passando a considerare, la velocità con cui si evolve la combustione in fig. 7 si riconosce come quella più veloce sia quella che parte prima, tuttavia essa presenta un MFB 50 che avviene a 6.6° , che però non rientra nell'intervallo $8-10^\circ$ cosa che avviene per la combustione con accensione a -10° , che consideriamo la migliore sotto questo punto di vista.

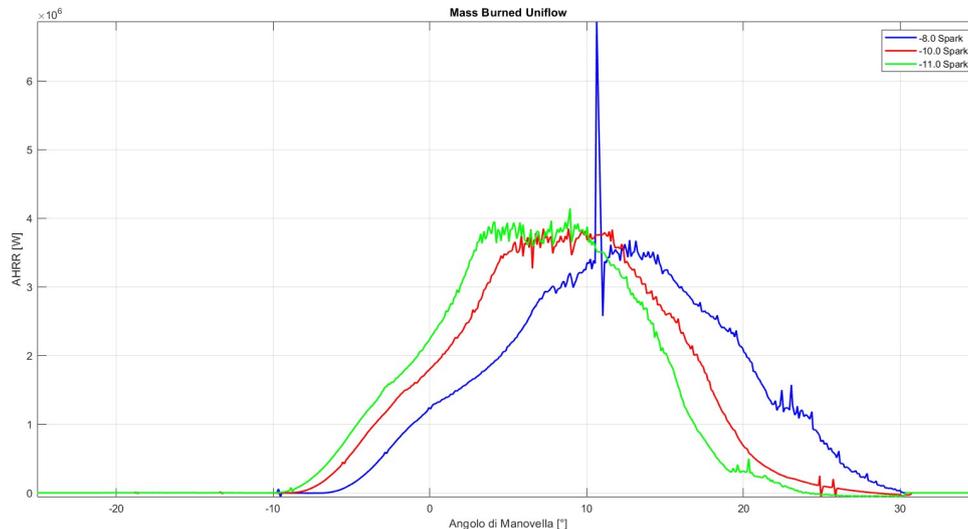


Figura 8: AHRR Uniflow

Considerando l' heat release rate (HRR), come la variazione di rilascio termico in una reazione di combustione, è interpretabile come la velocità con cui il combustibile brucia e quindi si esaurisce. Dal grafico in fig. 8 si può osservare come il δ della curva azzurra si attesti sui circa 37 gradi di angolo manovella; mentre le due miscele che vengono accese a -11 e a -10 gradi hanno un δ più ridotto di circa 32 gradi di angolo manovella, che da un punto di efficienza della combustione e della capacità di sfruttare la capacità termica del combustibile è sicuramente più ottimale della soluzione -8 gradi. Quindi se si dovesse scegliere una configurazione basandosi solamente sull'HRR ci si orienterebbe sul -11 gradi in modo tale da avere il rilascio il più possibile vicino al PMS.

A supporto di quanto detto in fig. 7 si vede chiaramente come la frazione di massa bruciata (MFB), arrivi al valore di 1 più velocemente, tanto più si va ad aumentare l'anticipo di accensione.

8.1.1 Confronto Grafico tra le simulazioni

In questa sezione verranno confrontate le rispettive posizioni del fronte di fiamma (nei 3 casi simulati) in modo da poter visualizzare i dati esposti nelle pagine precedenti:

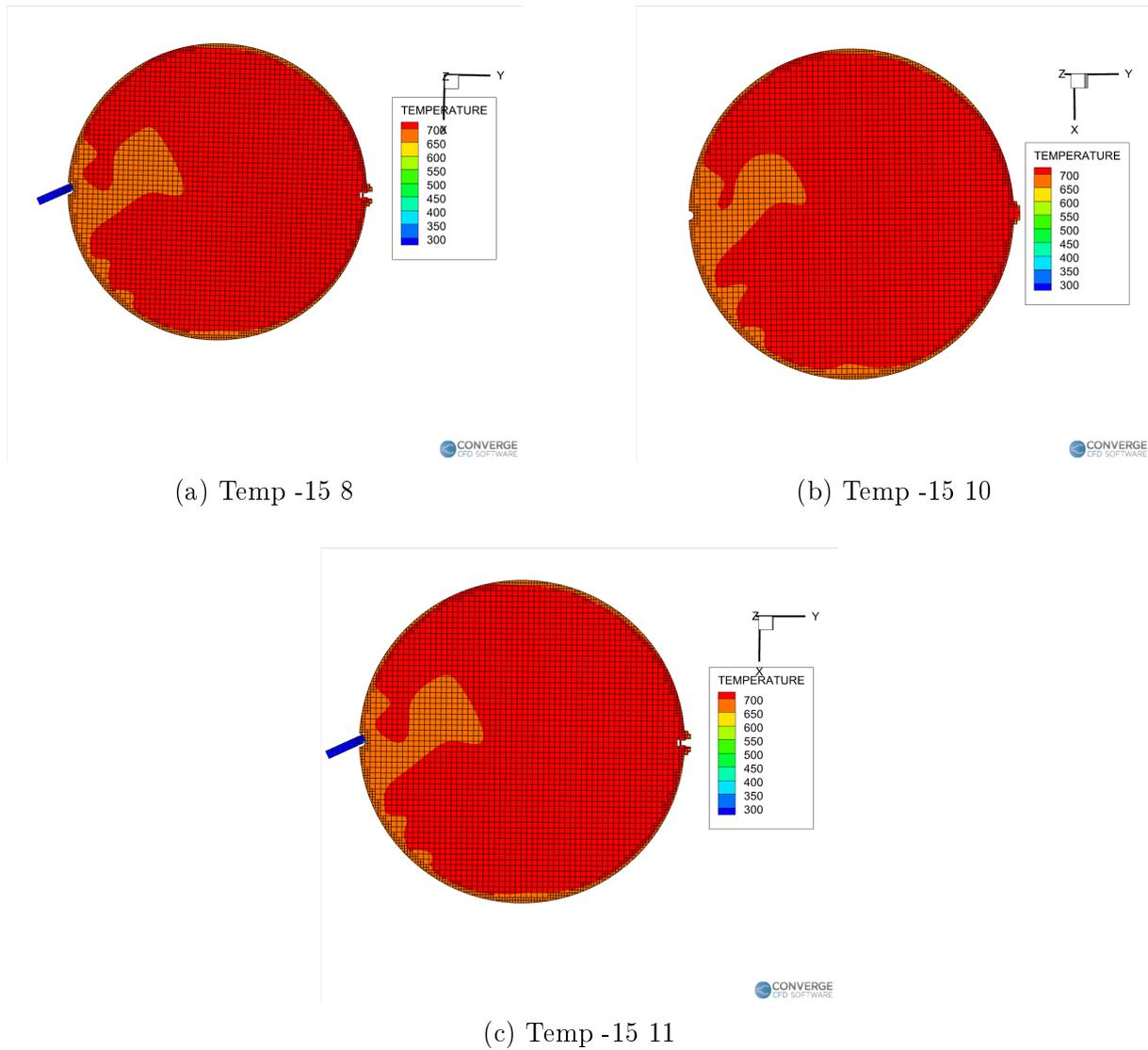
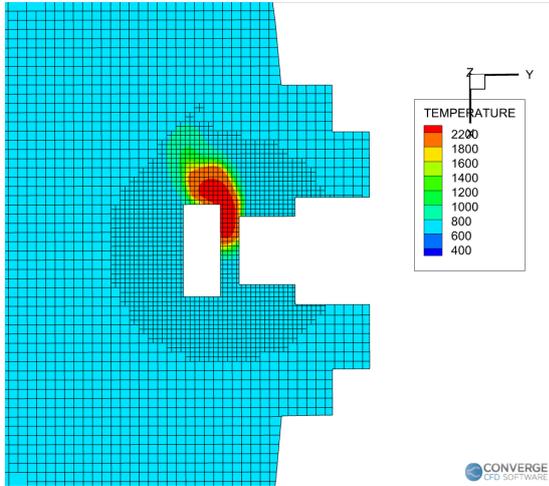
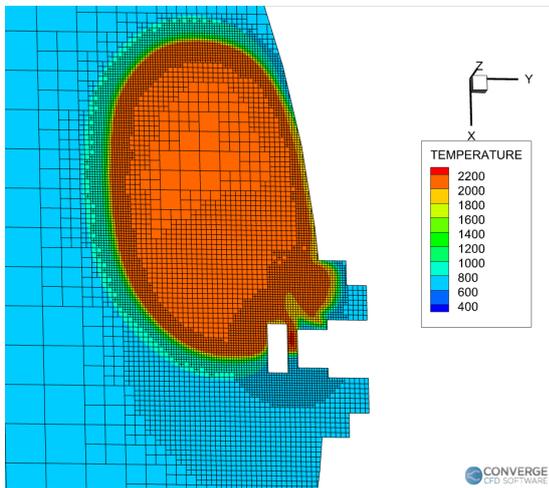


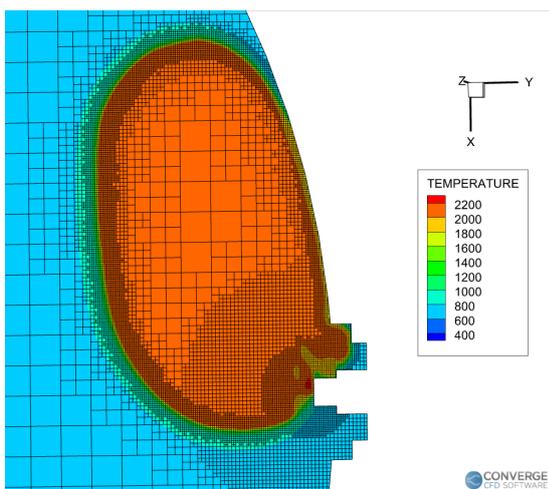
Figura 9: Camera di combustione: Angolo manovella -15°PMS



Fiamma Uniflow (-8°)

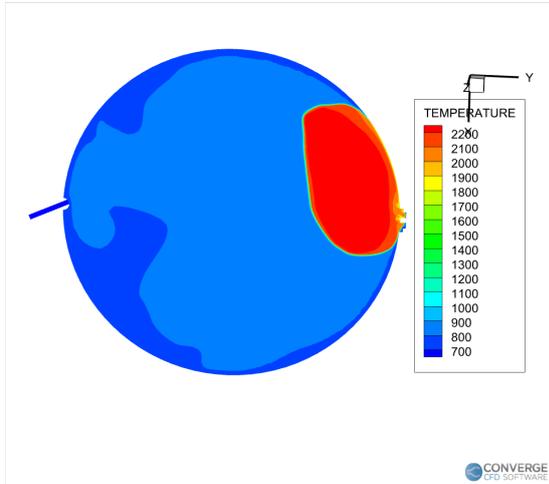


Fiamma Uniflow (-10°)

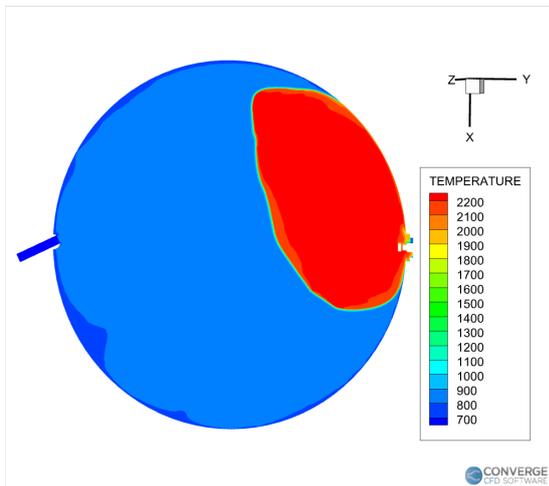


Fiamma Uniflow (-11°)

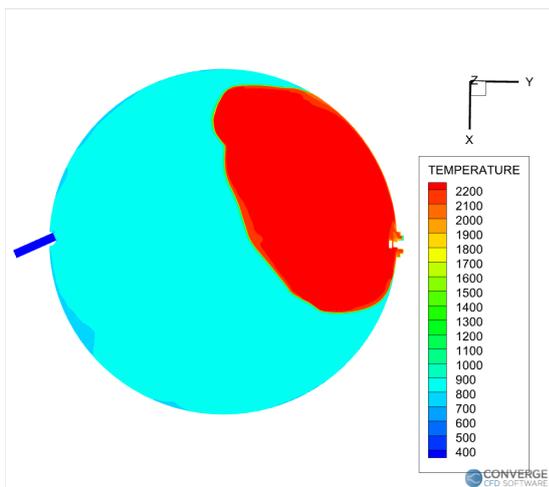
Figura 10: Camera di combustione: Angolo di manovella a -7°PMS



Fiamma Uniflow (-8°)

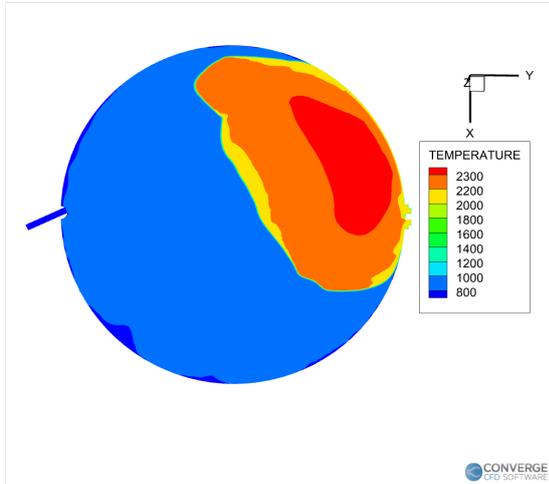


Fiamma Uniflow (-10°)

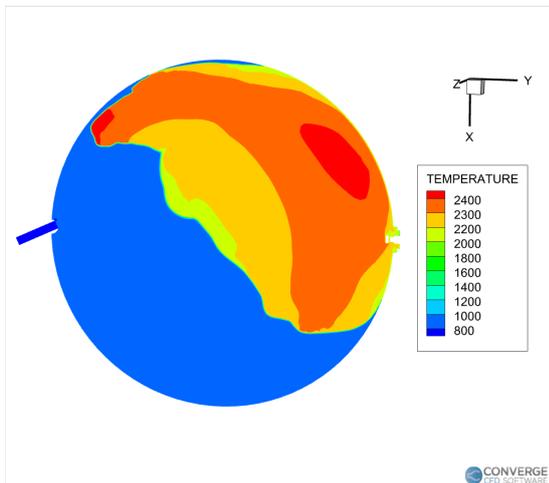


Fiamma Uniflow (-11°)

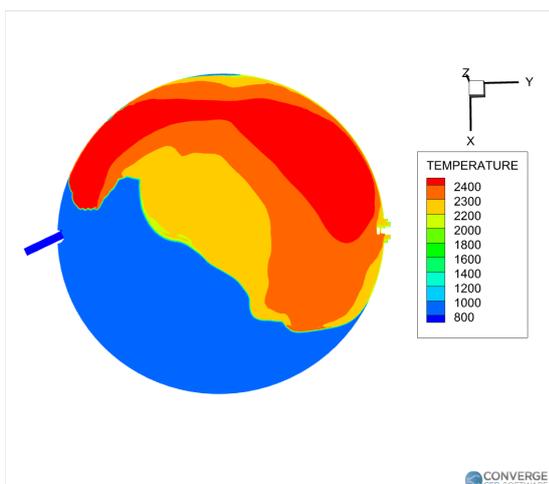
Figura 11: Camera di combustione: Angolo di manovella al PMS



Fiamma Uniflow (-8°)

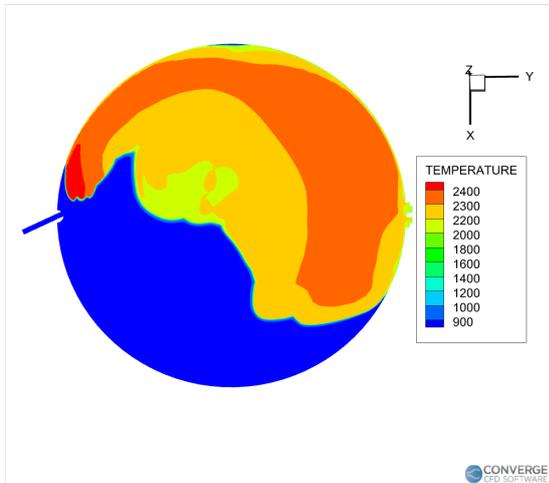


Fiamma Uniflow (-10°)

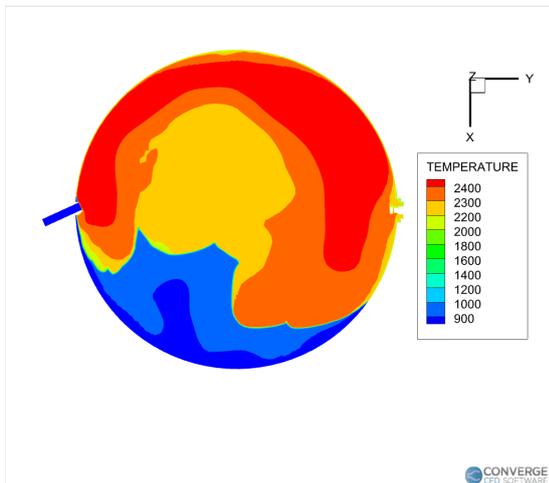


Fiamma Uniflow (-11°)

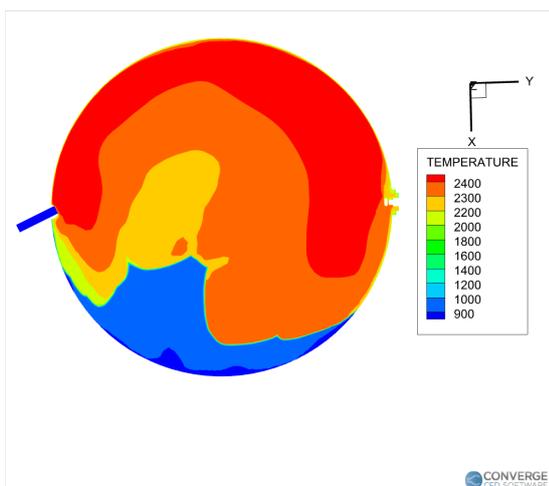
Figura 12: Camera di combustione: Angolo di manovella a 4° dopo il PMS



Fiamma Uniflow (-8°)

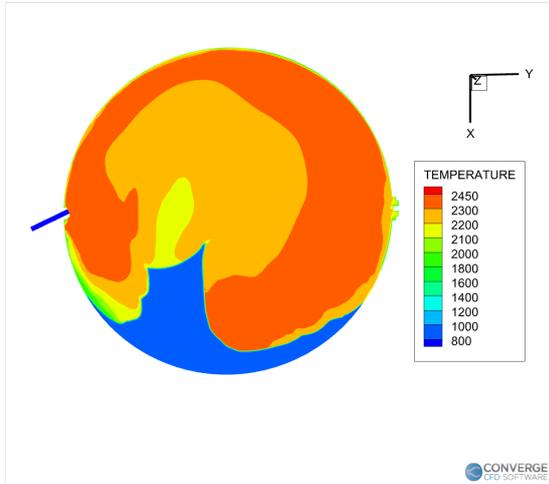


Fiamma Uniflow (-10°)

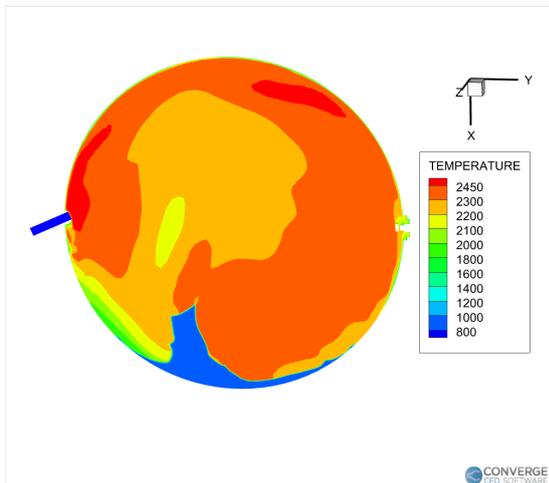


Fiamma Uniflow (-11°)

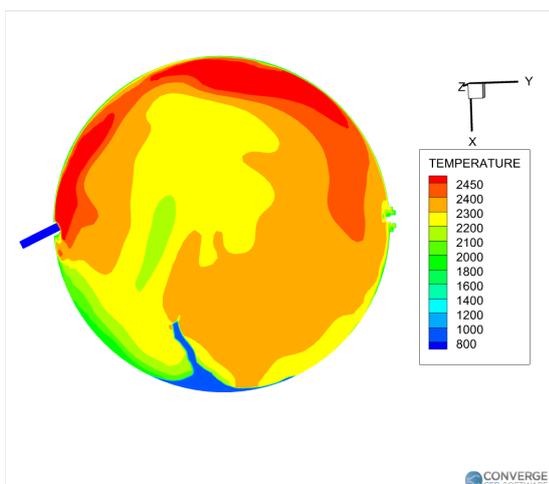
Figura 13: Camera di combustione: Angolo di manovella a 9° dopo il PMS



Fiamma Uniflow (-8°)



Fiamma Uniflow (-10°)



Fiamma Uniflow (-11°)

Figura 14: Camera di combustione: Angolo di manovella a 15° dopo il PMS

8.1.2 Intensità Turbolenta

In questo paragrafo verrà presentata l'intensità turbolenta del Motore Uniflow a -8° . Da teoria si sa infatti come la turbolenza possa influenzare la combustione, andando a corrugare il fronte di fiamma accelerando notevolmente la velocità di combustione; da sottolineare come la turbolenza sia necessaria anche per altri motivi che verranno presentati successivamente.

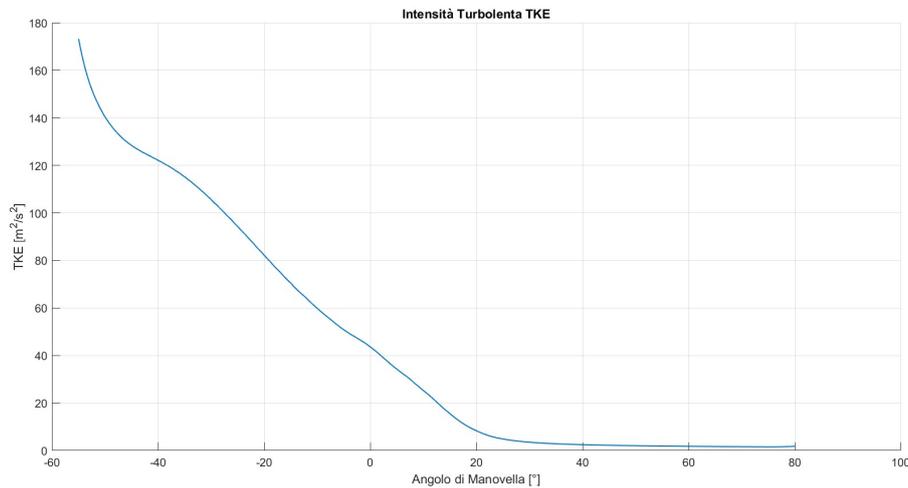


Figura 15: TKE Uniflow -10.0

In Figura 15 viene presentato l'andamento dell'intensità turbolenta in funzione dell'angolo di manovella. E' interessante osservare come ad angoli vicino alla fase di aspirazione corrisponde un'intensità molto elevata, necessaria ad accogliere la carica fresca (H_2) permettendo una corretta miscelazione della stessa all'interno dell'aria. L'intensità turbolenta va poi a scemare man mano che ci si avvicina al PMS per poi tendere a 0 dopo i 20° dopo il PMS (quando si chiudono le valvole di aspirazione la generazione di turbolenza termina) a causa della dissipazione di energia come si vede in Figura 16:

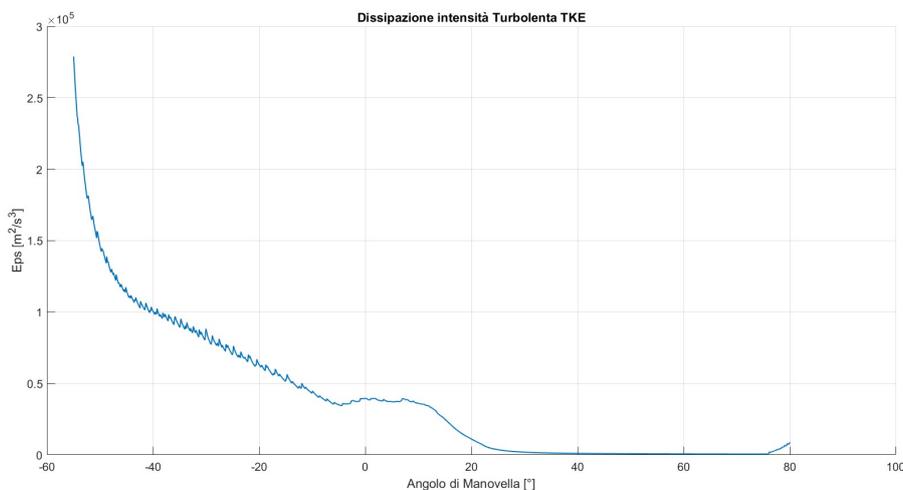


Figura 16: Eps Uniflow -10.0

Inoltre si vede come la dissipazione ϵ decresca più velocemente rispetto alla curva in Figura 15, questo è spiegato dal fatto che la scala dei moti turbolenti si riduce, in quanto i vortici più grandi cedono energia a quelli più piccoli. Prestando attenzione alla Figura 8 in cui si ha una decrescita esponenziale, zona in cui si ha un regime di moto altamente turbolento, dovuto alla fase di aspirazione, la presenza di numerose oscillazione può indicare la presenza di instabilità turbolente locali. Il crollo che segue dopo i 20° dopo il PMS sta a significare che si è esaurita l'intensità turbolenta.

Sotto questo punto di vista possiamo concludere come in questo motore l'unico modo per introdurre energia turbolenta e quindi generare il moto della carica sia tramite l'aspirazione, grazie all'utilizzo di canali di aspirazione che generano moti turbolenti come ad esempio di Swirl o di Tumble.

A conferma di quanto detto in Figura 17 viene rappresentata la Mag Vorticità che misura quanto è vorticoso/turbolento il moto in camera; maggiore è questo valore e più sarà intensa la turbolenza:

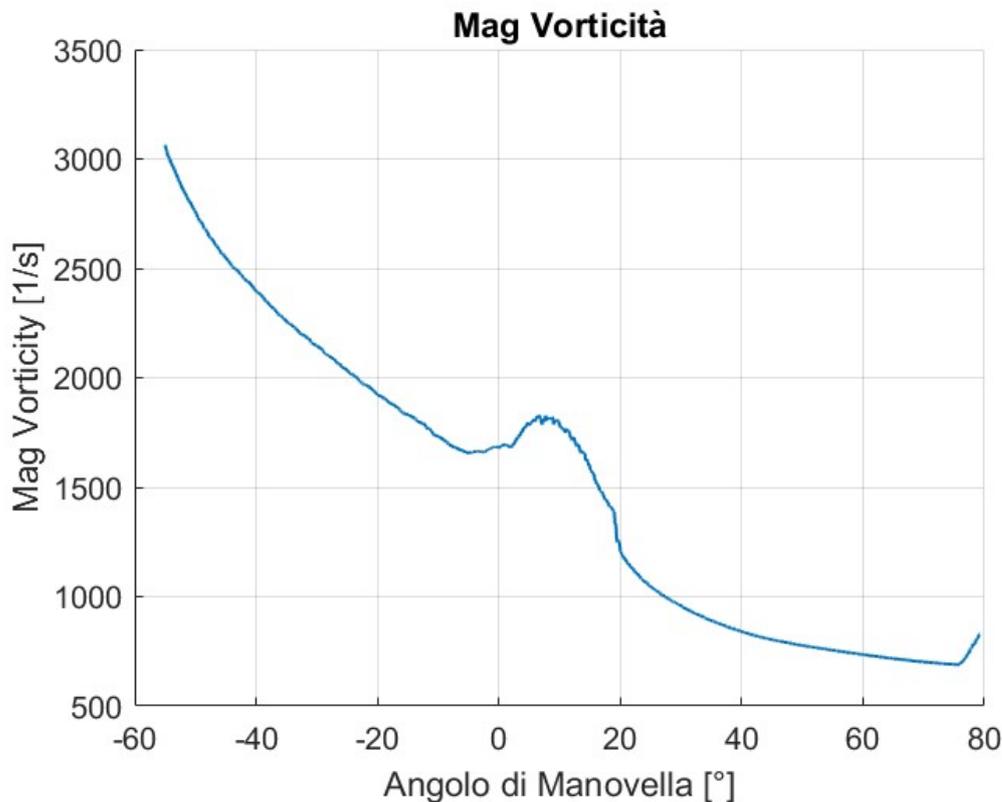
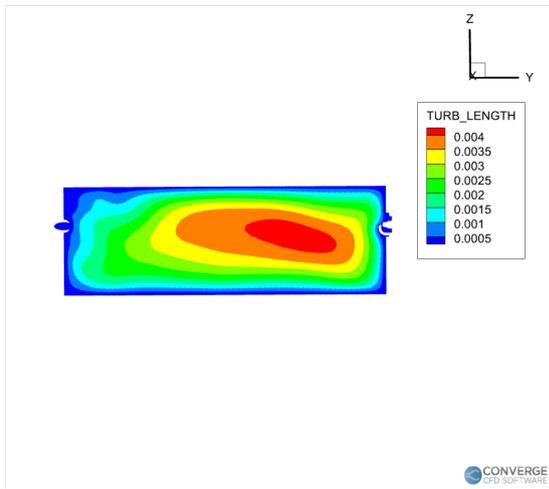


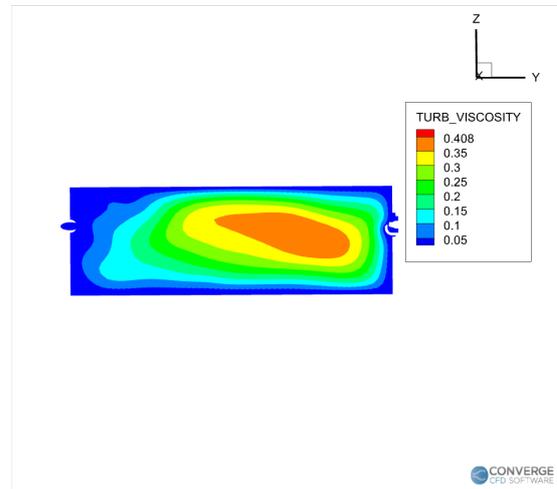
Figura 17: Mag Vorticità -10.0

A supporto di quanto detto sopra, la turbolenza è dominata dalle scale maggiori (integrali) che sono quindi i vortici contenenti la maggior parte dell'energia cinetica turbolenta e quindi, i principali responsabili dell'incremento di viscosità del flusso.

In Figura 18 e 19 si vede come questa affermazione sia molto ben correlata con la simulazione CFD. Ci si trova a 15° prima del punto morto superiore, dove l'attività di turbolenza è ancora intensa (si veda Figura 15), i vortici a dimensione maggiore si trovano al centro della camera, e man mano che ci si allontana questi si fanno sempre più piccoli fino alla loro scomparsa.

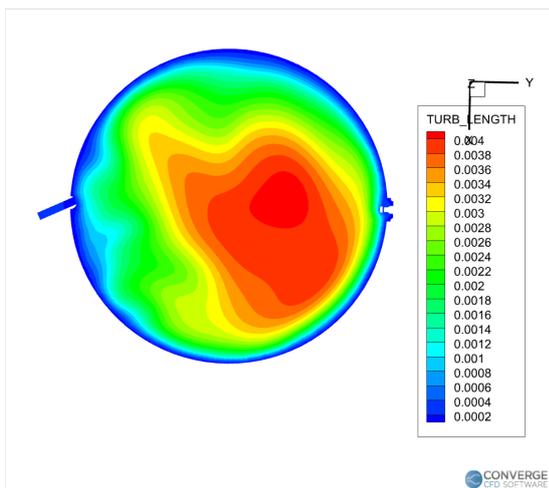


(a) Scala di lunghezza turbolenta -15.0

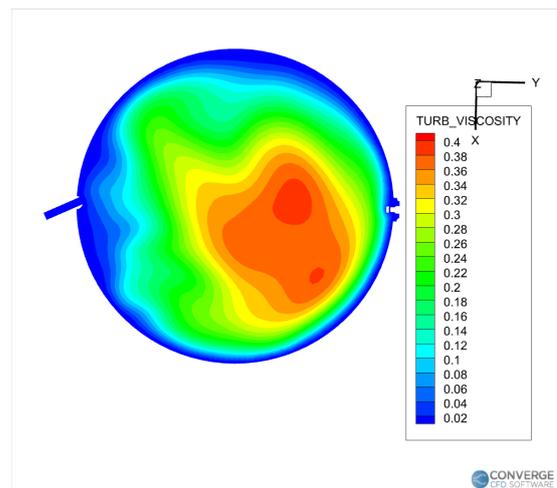


(b) Viscosità turbolenta -15.0

Figura 18: Scala della turbolenza sezione longitudinale



(a) Scala di lunghezza turbolenta -15.0



(b) Viscosità turbolenta -15.0

Figura 19: Scala della turbolenza sezione dall'alto

8.2 Loop Sim SAGE GRI-Mech EVO

Si presentano ora i risultati inerenti alla seconda tipologia di motore, che come si vedrà, seppur venga utilizzato lo stesso combustibile, avrà una combustione differente rispetto all' Uniflow.

	Loop SAGE Mech (A)	Sim GRI- Mech (B)	Loop SAGE Mech (C)	Sim GRI- Mech (C)
Start of Combustion [CA]	-15	-8	-7	
MFB 1 [CA aTDC]	-10.6	-3.8	-2.6	
MFB 5 [CA aTDC]	-8.7	-1.8	-0.5	
MFB 10 [CA aTDC]	-7.3	-0.3	1.0	
MFB 50 [CA aTDC]	-1.4	6.9	9.1	
MFB 90 [CA aTDC]	2.8	13.0	16.5	
CombDur 0-1 [CA]	4.4	4.2	4.4	
CombDur 0-5 [CA]	6.3	6.2	6.5	
CombDur 0-50 [CA]	7.7	7.7	8.0	
CombDur 10-90 [CA]	10.1	13.3	15.5	
Fuel mass [mg]	50.01	50.01	50.01	
Lower Heating value [kJ/kg]	120000	120000	120000	
Displaced Volume [cm ³]	1600	1600	1600	
Theor. Heat [J]	6000.84	6000.84	6000.80	
CHRmax [J]	4907.57	5059.22	5096.75	
Thermal Efficiency [%]	0.82	0.84	0.85	
Net Indicated Work [J]	3340.60	3270.31	3040.24	
Specific Fuel Consumption [g/kWh]	53.89	55.05	59.21	
Specific Energy Consumption [-]	1.80	1.83	1.97	
IMEP [bar]	20.88	20.44	19.00	
Maximum Pressure [MPa]	14.50	9.63	8.41	
Max pressure derivative [bar/deg]	0.97	0.49	0.32	

Tabella 8: Dati di Combustione Loop

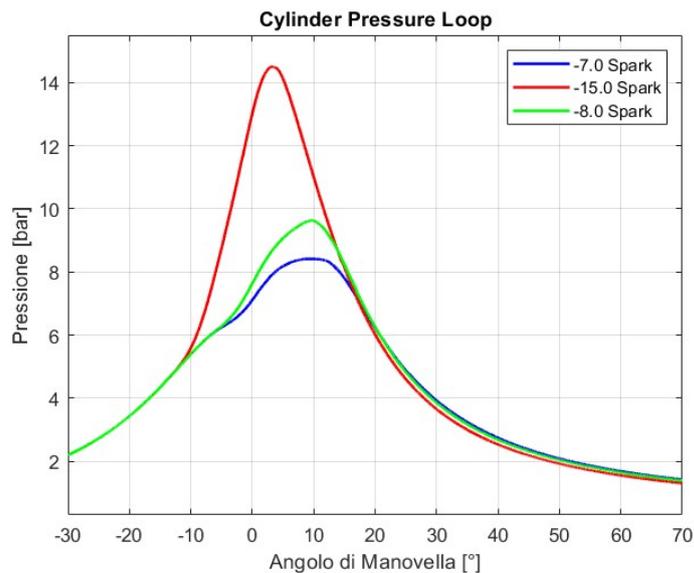


Figura 20: Loop Pressure

Il primo tentativo, ponendo l'accensione a -15° prima del PMS, seppure abbia un picco di pressione nell'intorno del PMS è da scartare poichè, guardando alla pendenza della curva il motore presenterebbe rumori di combustione decisamente troppo intensi. L'analisi si concentra quindi tra le altre due simulazioni che si avvicinano agli standard teorici. Siccome guardando alla Tabella 8 tra le due c'è una differenza di solo un bar di pressione, ma si evidenzia un delta importante in termini di Max Pressure derivate, la soluzione con un'accensione a -7° prima del PMS è sicuramente la più efficiente. Anche guardando alla MFB 50 quest'ultima soluzione rientra perfettamente nell'intervallo angolare teorico desiderato.

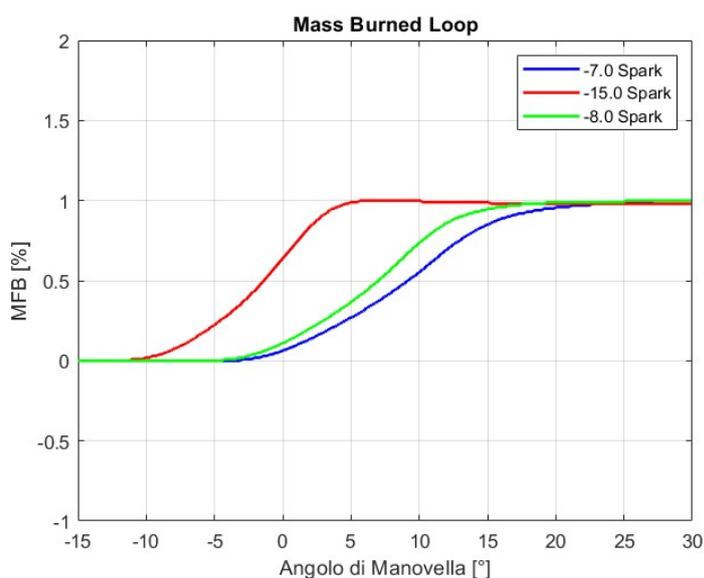


Figura 21: Mass Bruned Fraction Loop

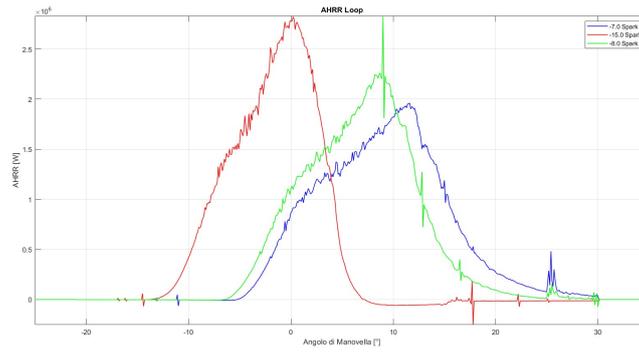
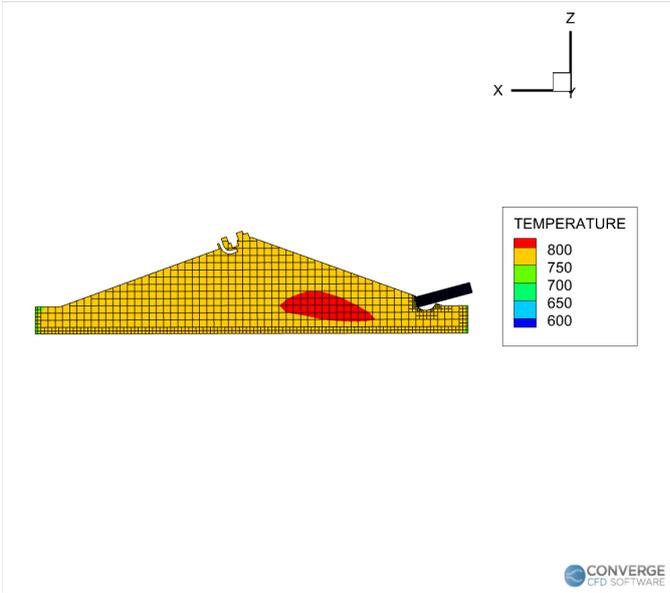


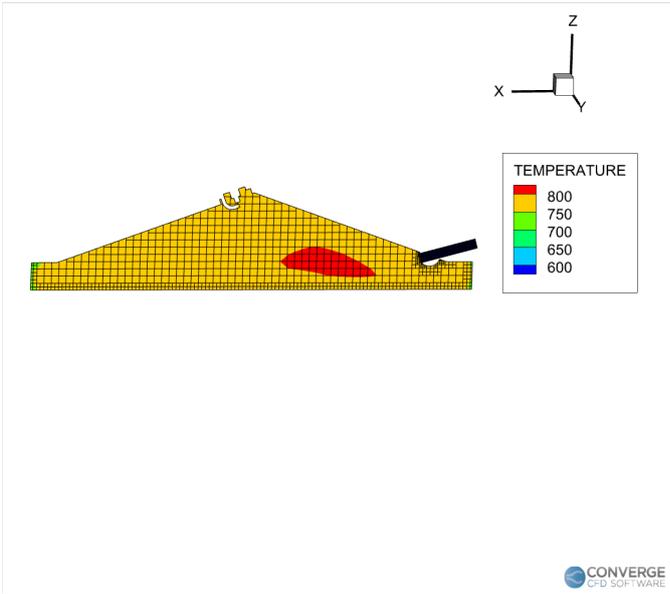
Figura 22: AHRR Loop

Guardando al rilascio di calore/energia la soluzione scelta presenta un picco spostato di 10° dopo il PMS il che non è proprio ottimale, tuttavia questo potrebbe essere un vantaggio dal punto di vista emissivo. Guardando solamente al rilascio termico la soluzione -15.0 Spark è sicuramente la migliore, concentrando di fatto tutta l'area sottesa alla curva nell'intorno del PMS.

8.2.1 Confronto grafico tra le simulazioni

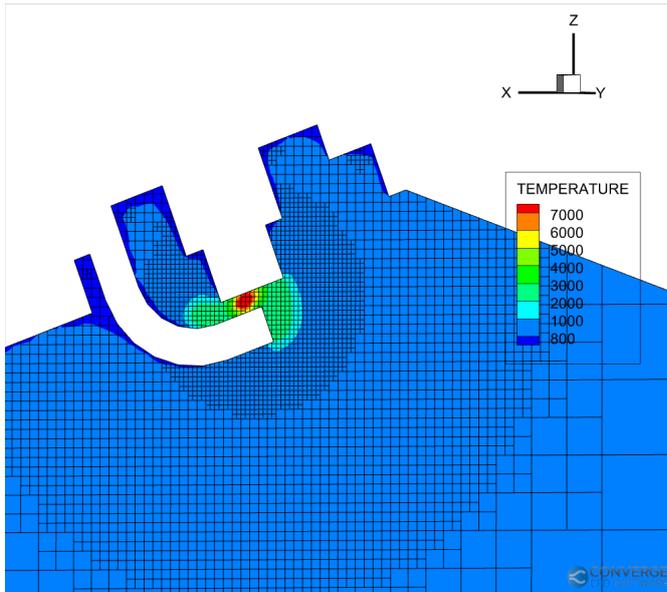


Fiamma Loop (-8°)

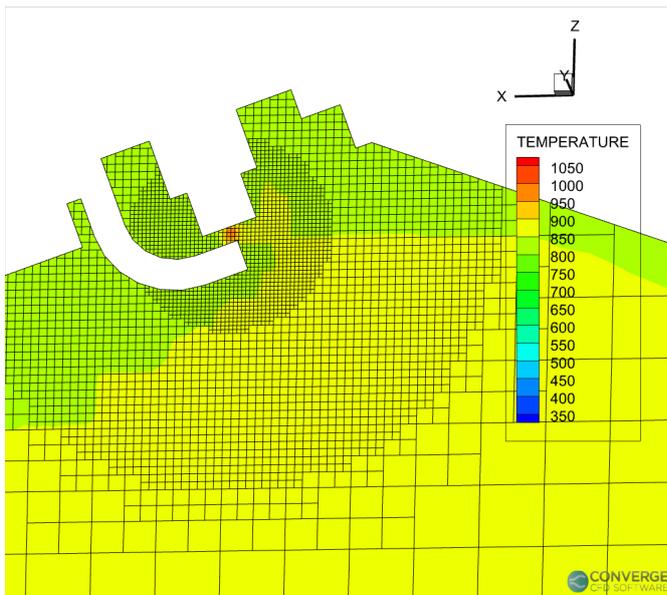


Fiamma Loop (-7°)

Figura 23: Camera di combustione Loop: Angolo di manovella a -15°dopo il PMS

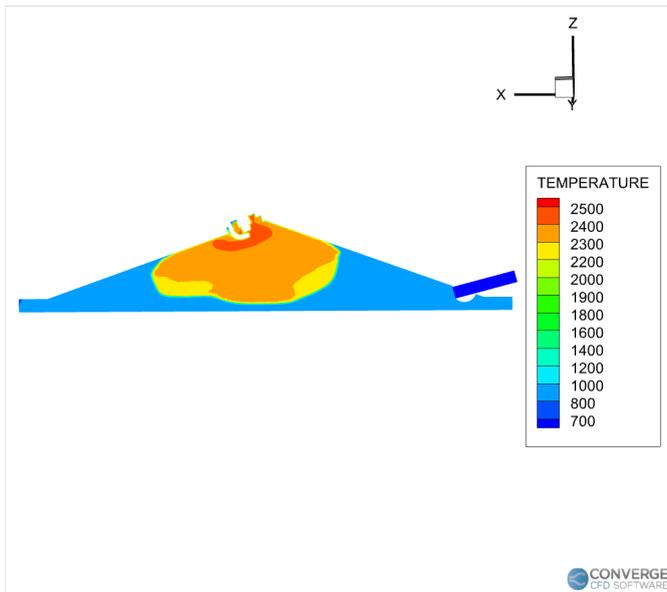


Fiamma Loop (-8°)

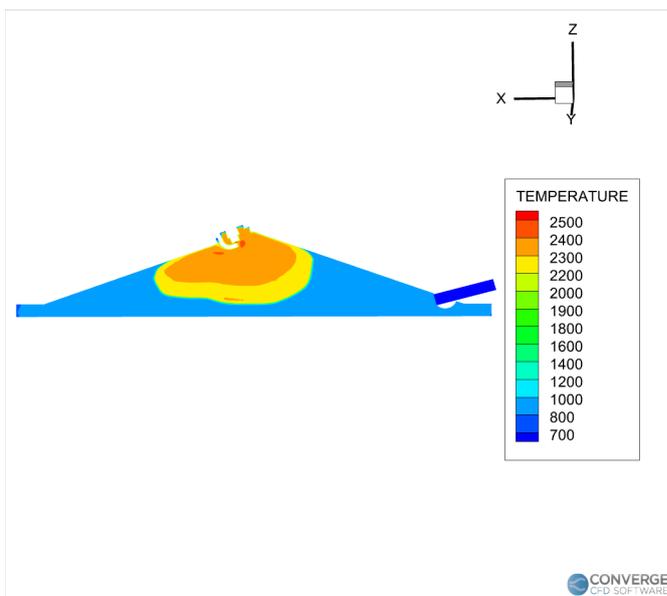


Fiamma Loop (-7°)

Figura 24: Camera di combustione Loop: Angolo di manovella a -7° dopo il PMS

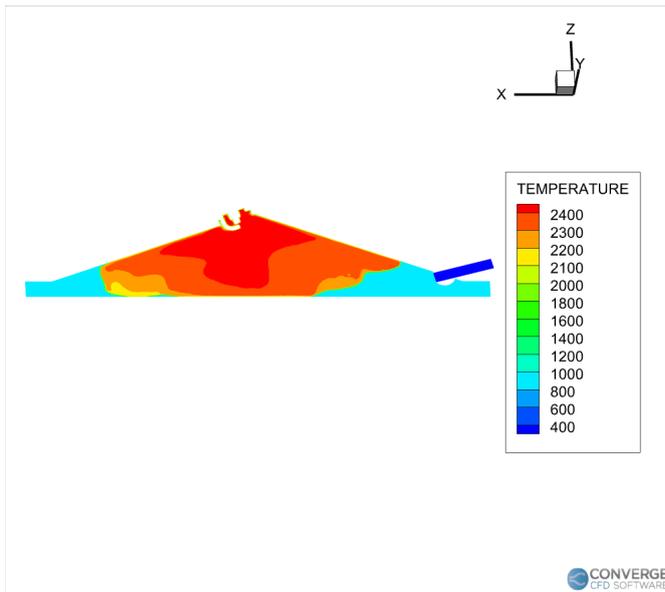


Fiamma Loop (-8°)

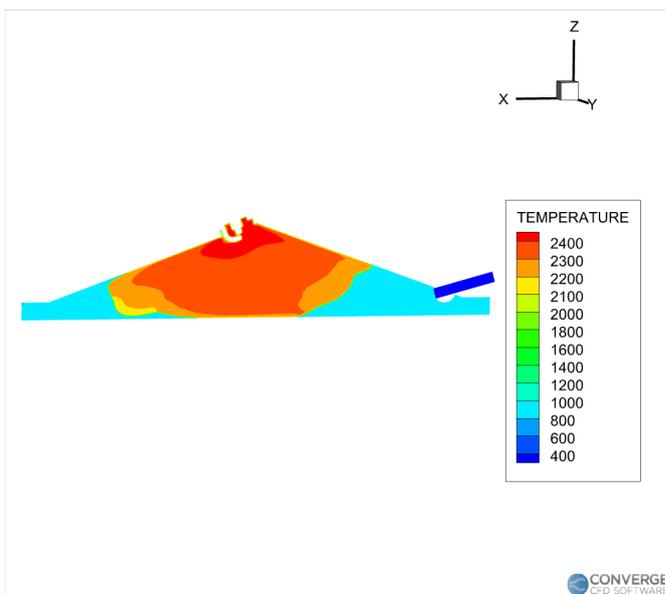


Fiamma Loop (-7°)

Figura 25: Camera di combustione Loop: Angolo di manovella a 0° dopo il PMS

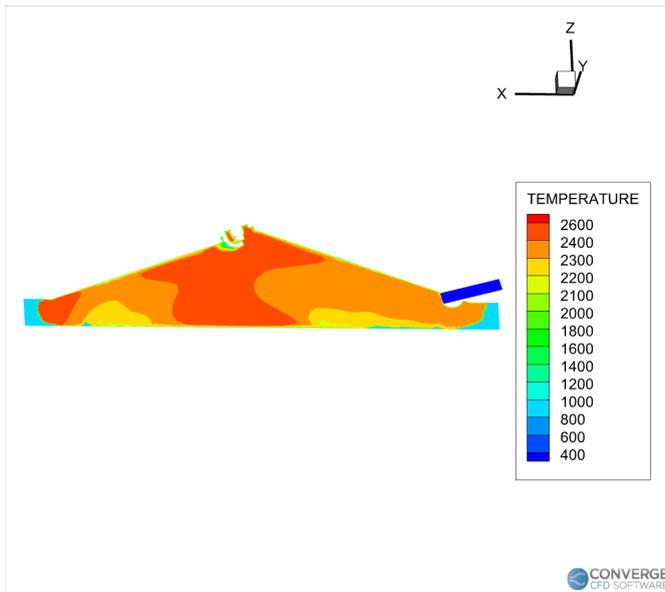


Fiamma Loop (-8°)

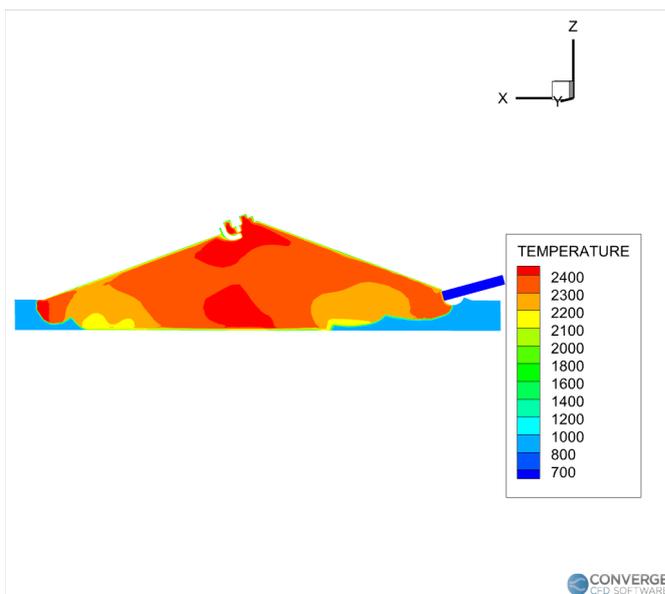


Fiamma Loop (-7°)

Figura 26: Camera di combustione Loop: Angolo di manovella a 4° dopo il PMS

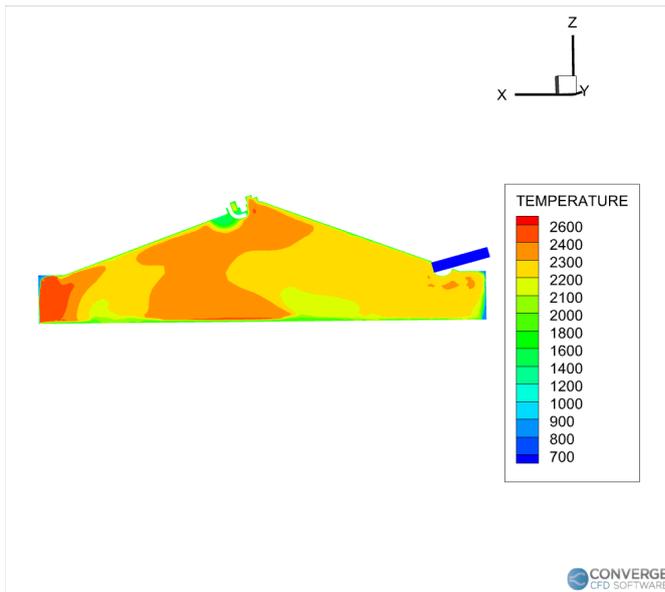


Fiamma Loop (-8°)

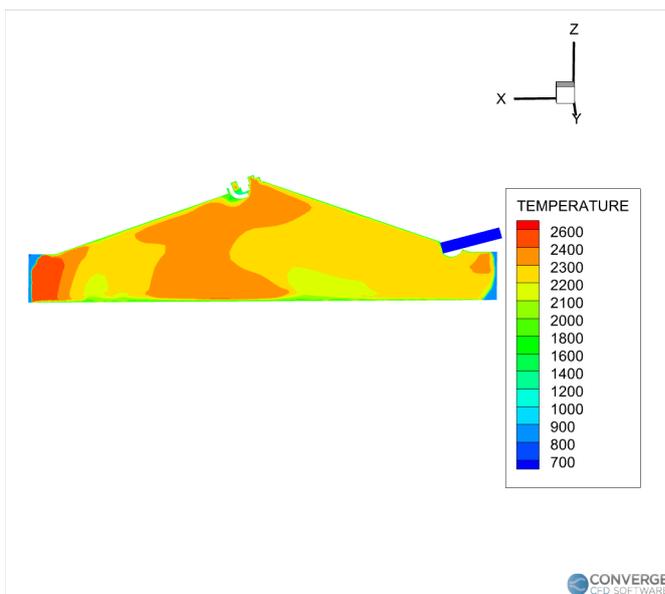


Fiamma Loop (-7°)

Figura 27: Camera di combustione Loop: Angolo di manovella a 9° dopo il PMS



Fiamma Loop (-8°)



Fiamma Loop (-7°)

Figura 28: Camera di combustione Loop: Angolo di manovella a 15°dopo il PMS

8.2.2 Intensità Turbolenta

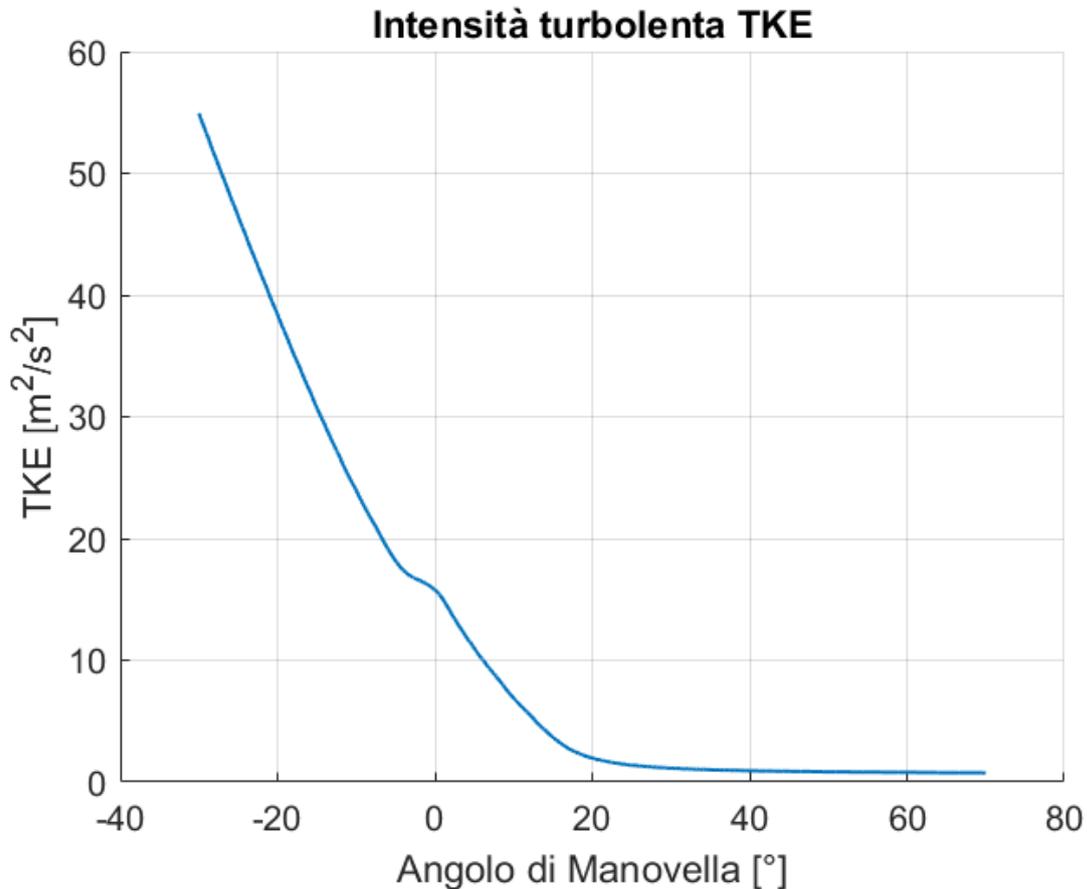


Figura 29: TKE Loop -7.0

Osservando il grafico soprastante si vede come la turbolenza sia massima prima che il pistone abbia raggiunto il PMS, per poi degradare gradualmente come ci si aspetta, seguendo il fenomeno di decadenza della turbolenza. Se si confronta il risultato con quello in Figura (inserire umero) si vede come l'energia cinetica turbolenta sia decisamente più elevata nella configurazione a pistoni contrapposti rispetto alla configurazione Loop. Si nota inoltre che la TKE arriva a 0 in entrambi i layout intorno ai 20° dopo il PMS (a combustione finita), segno che l'Uniflow presenta un livello di dissipazione di energia più elevato. Infatti, guardando non solo alle Figure (inserire) ma anche alle Figure (immagini 3D) si vede come tra le due configurazioni ci sia un ordine di grandezza di differenza in termini di dissipazione viscosa.

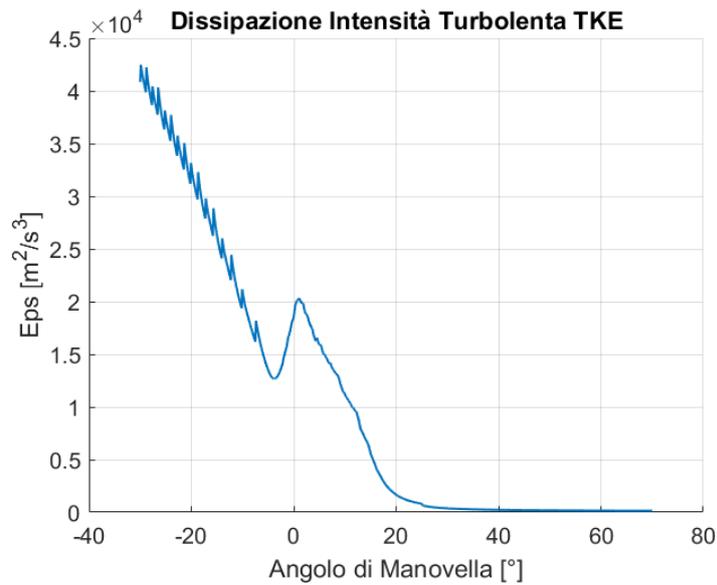


Figura 30: Eps Loop -7.0

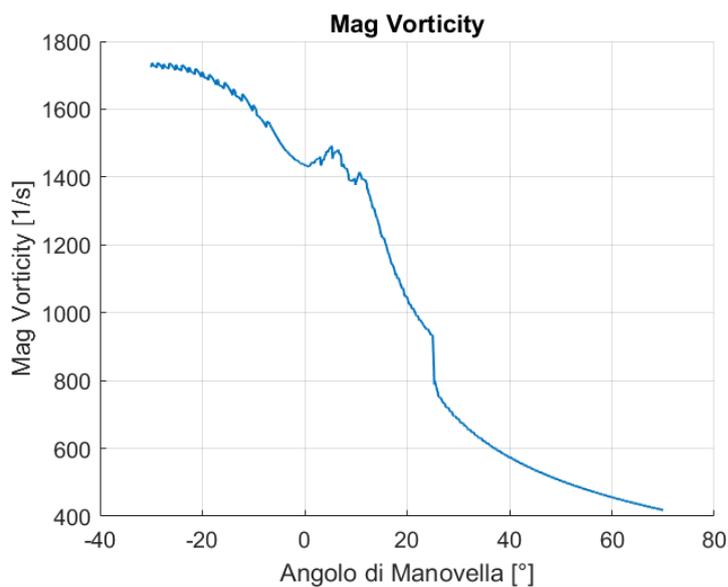
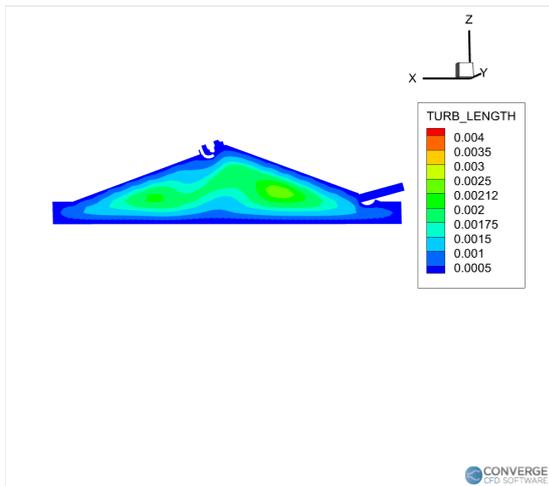
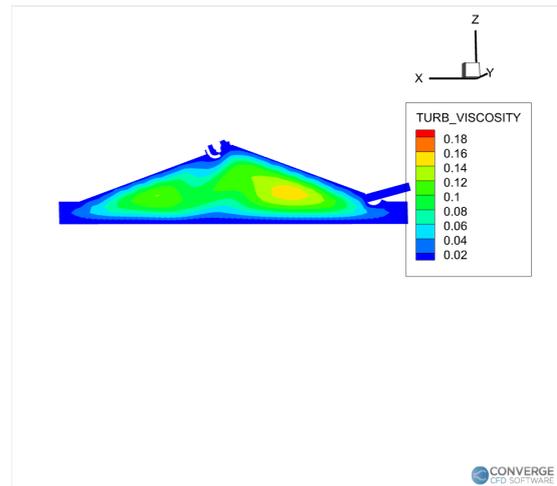


Figura 31: Mag Vorticity Loop -7.0

Guardando all'andamento della Mag Vorticity si nota un andamento molto frastagliato, con una sorta di discontinuità intorno ai 20° dopo il PMS. Come già detto la Mag Vorticity misura la presenza e l'intensità dei vortici, questa discontinuità è rappresentativa del fatto che la turbolenza si sta esaurendo, così come si sta esaurendo la combustione. La presenza di valori così alti prima e nel durante della combustione ci fa vedere come il mescolamento e lo scambio di specie chimiche sia decisamente elevato durante queste fasi. Il punto di risalita intorno al PMS porta a pensare come a causa dell'elevato rilascio termico e all'effetto di compressione dei gas freschi causato dall'espansione dei gas combusti vada ad aumentare la turbolenza stessa e quindi lo scambio di elementi chimici.

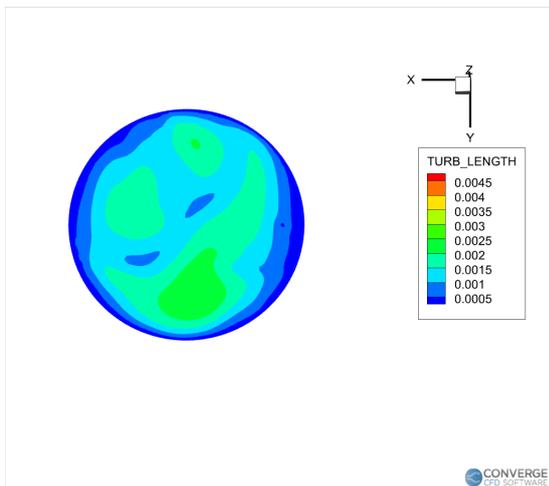


(a) Scala lunghezza turbolenta Loop -15.0

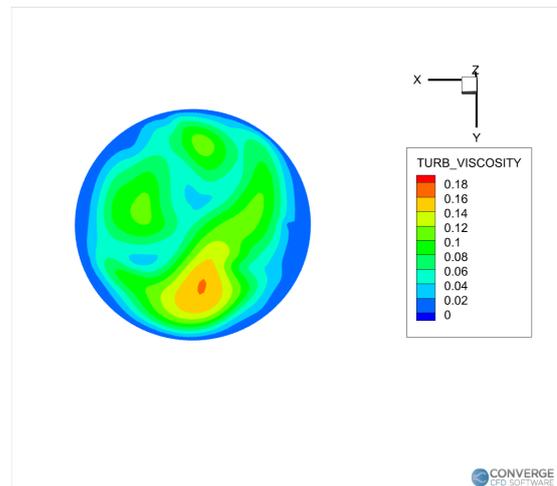


(b) Viscosità turbolenta Loop -15.0

Figura 32: Scala della turbolenza sezione longitudinale Loop



(a) Scala lunghezza turbolenta Loop -15.0



(b) Viscosità turbolenta Loop -15.0

Figura 33: Scala della turbolenza sezione dall'alto Loop

9 Confronto Gri-Mech e C3

In questa sezione si cercherà di commentare i risultati derivanti dalla combustione in camera dello stesso motore, con la scintilla che scocca nello stesso istante. Combustione però che avviene con due modelli di cinetica chimica differenti: Gri-Mech e C3 descritti al paragrafo 4.1.1 e 4.1.2.

9.1 Uniflow -10° prima del PMS

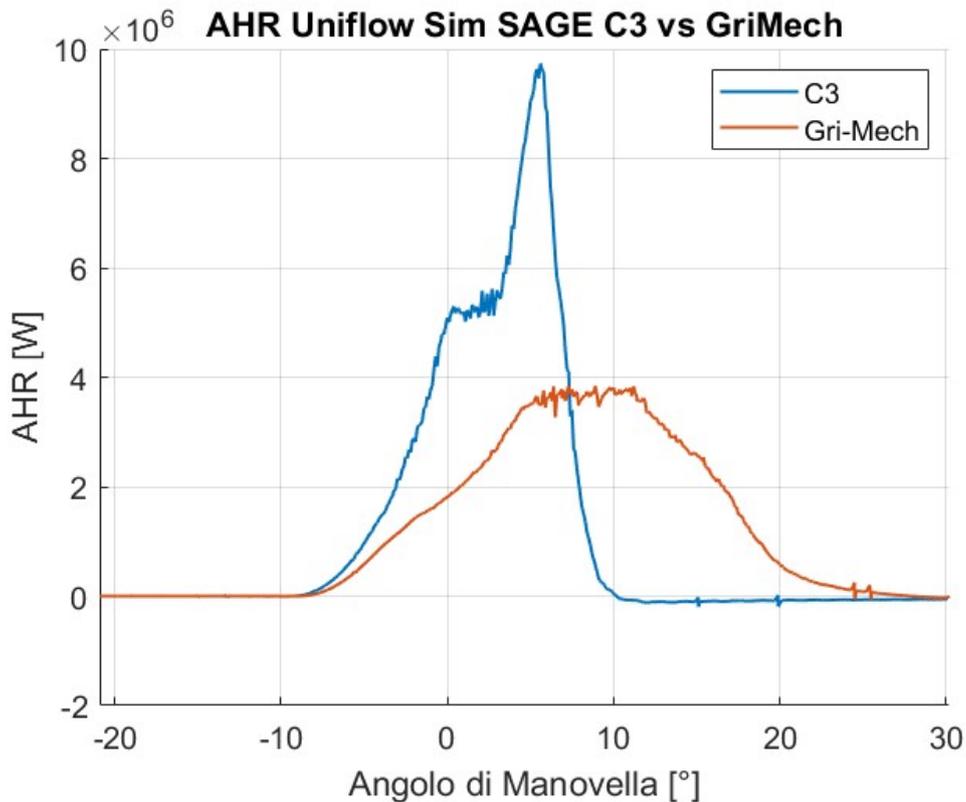


Figura 34: Confronto dell'AHR tra meccanismo chimico C3 e GRI-Mech 3.0

In figura si analizza come avviene il rilascio di energia. Si osserva come il rilascio inizi qualche grado dopo lo scoccare della scintilla, guardando Gri-Mech il rilascio è più graduale con una curva con andamento trapezoidale e con un picco che si attesta intorno ai 4 MW, si noti inoltre come il rilascio di calore continua ben oltre il PMS. Al contrario C3 si vede come abbia un rilascio di calore molto intenso e brusco avvicinandosi ad una combustione ideale isocora. Presenta un picco decisamente superiore al Gri-Mech di circa il doppio attestandosi intorno a 9.5 MW, tuttavia il rilascio di calore termina molto rapidamente prima dei 10 gradi dopo il PMS.

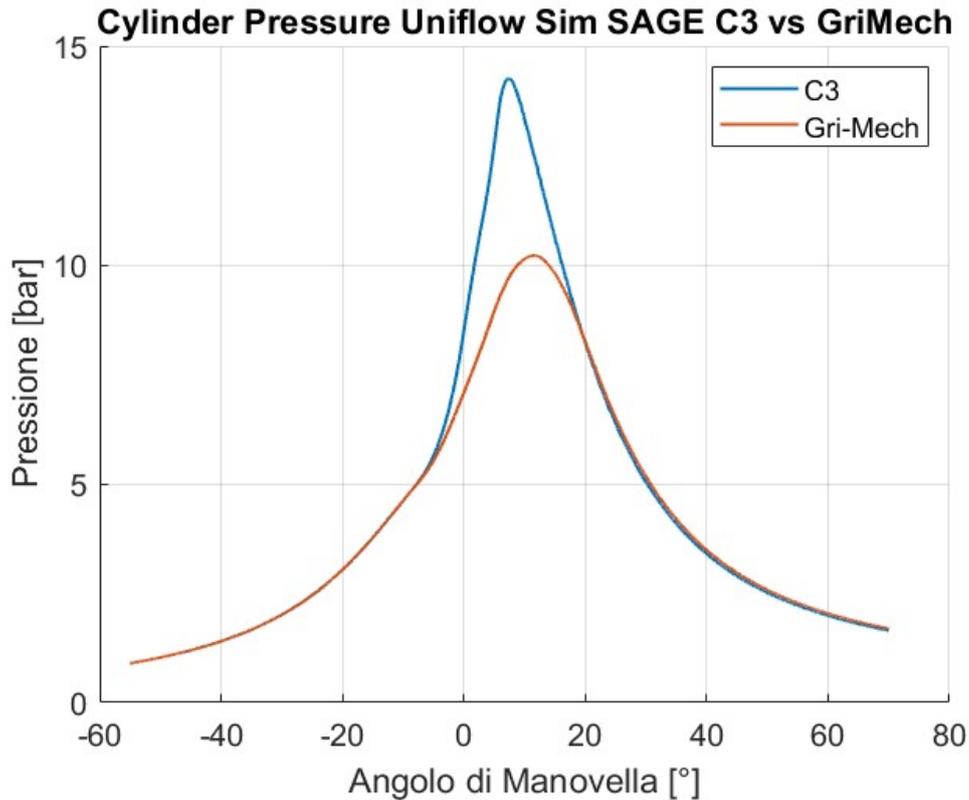


Figura 35: Confronto della Pressione tra meccanismo chimico C3 e GRI-Mech 3.0

A conferma di quanto detto sopra, in fig. 35 si ha l'andamento della pressione in camera di combustione sia con il meccanismo cinetico Gri-Mech che con C3. Si vede come con C3 il picco di pressione tocchi i 14.5 bar, questo rispecchia il rilascio brusco e praticamente istantaneo di energia che si vede in fig.34. Invece Gri-Mech presenta un picco di circa 10.5 bar, e avviene qualche grado dopo il C3 segno di una combustione più graduale e quindi con un rilascio di calore più graduale come si vede in fig. 34. Si noti come la velocità di salita della curva di pressione sia decisamente più rapida nel C3 rispetto che il Gri-Mech questo vuol dire che la combustione C3 è sicuramente più rumorosa. In Tabella 9 si vede la derivata della curva nell'intorno del PMS:

	CA	dp/dθ
C3	3.8	1.08
Gri-Mech	5.3	0.42

Tabella 9: Tabella con CA e max dp/dθ

Per motivi di comodità è stata riportata solamente la derivata massima della curva, ma è chiaro come ci sia una netta differenza tra C3 e Gri-Mech.

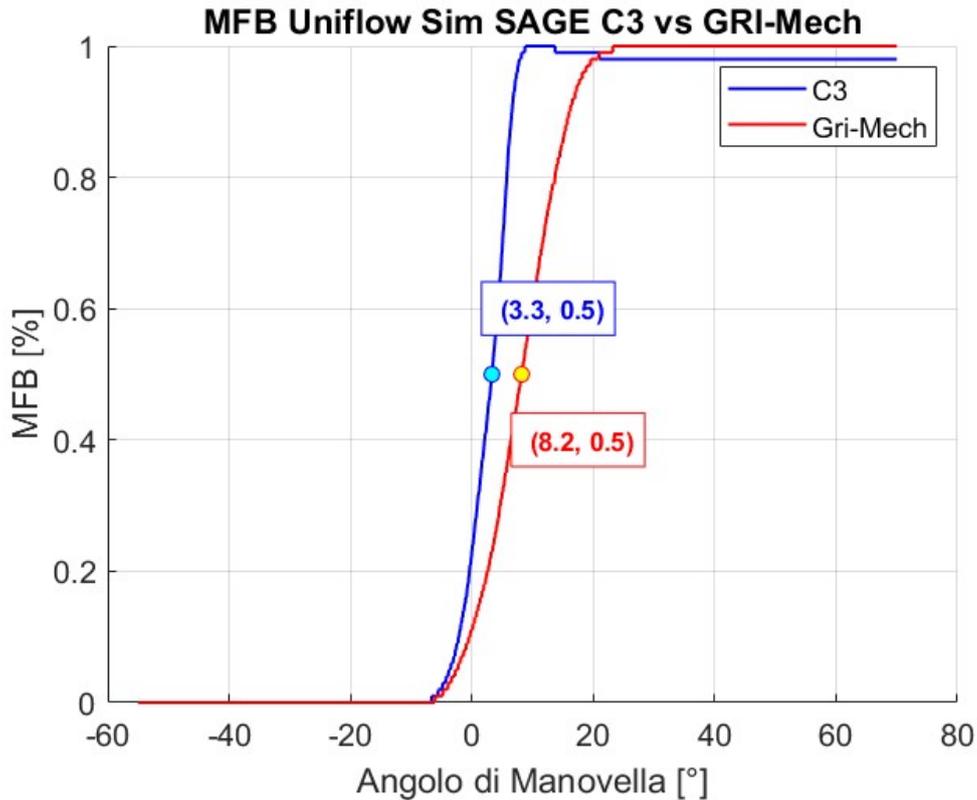


Figura 36: Confronto del MFB tra meccanismo chimico C3 e GRI-Mech 3.0

Si è detto che la combustione con C3 è più veloce rispetto a quella con Gri-Mech, anche osservando la Fig. 36 si vede come la mass burned fraction (MFB) sia più rapida con C3 ad ulteriore conferma della maggior rapidità di combustione rispetto a Gri-Mech. Tuttavia MFB 50 risulta essere fuori dall'intervallo ottimale di combustione, per cui si può dire come la calibrazione ottimale ottenuta con Gri-Mech non sia valida anche con C3.

In conclusione si può dire come il meccanismo C3 sia molto semplificato, garantendo una combustione più rapida e con un'efficienza termica più elevata, quindi da un lato ci si avvicina all'idealità allontanandosi dal vero obiettivo di questo studio e quindi di studiare la combustione reale. Il Gri-Mech tende ad obbedire di più alla condizione di realtà, infatti tiene in considerazione i radicali intermedi, fenomeni diffusivi e ritardi chimici, ottenendo una combustione meno brusca e veloce, con un'efficienza termica sicuramente inferiore al meccanismo C3; di conseguenza si può dire come il meccanismo Gri-Mech sia il più adatto a comprendere la fase di combustione all'interno del motore.

A supporto di quanto detto sopra nelle immagini sottostanti verranno mostrati gli avanzamenti della combustione in caso di utilizzo di un modello cinetico piuttosto che l'altro a parità di angolo di manovella. Si vedrà come il meccanismo C3 avrà sempre una fiamma più sviluppata rispetto al meccanismo (più reale) Gri-Mech:

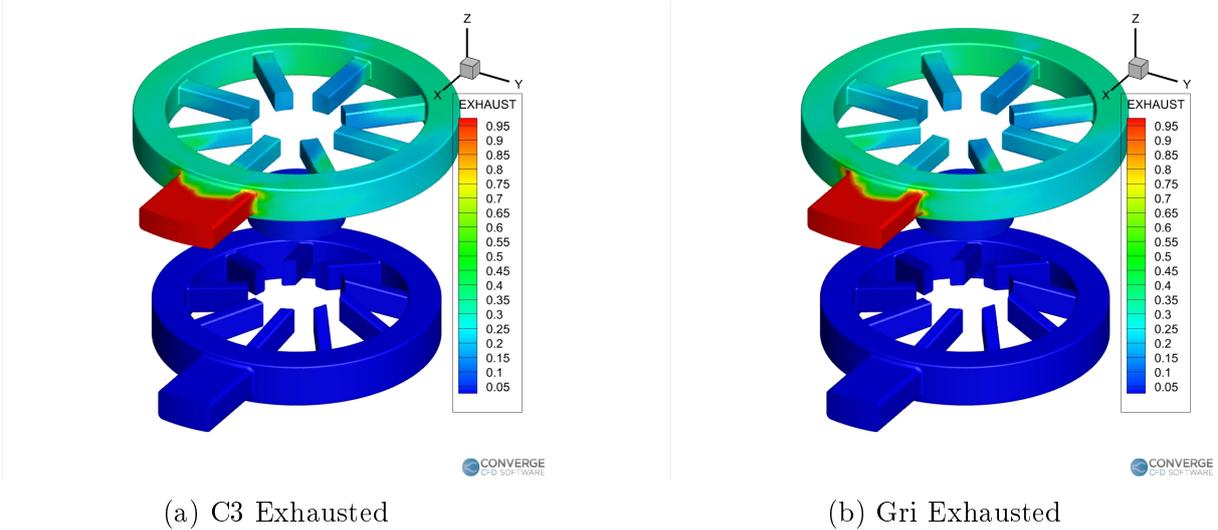


Figura 37: C3 vs Gri Exhausted

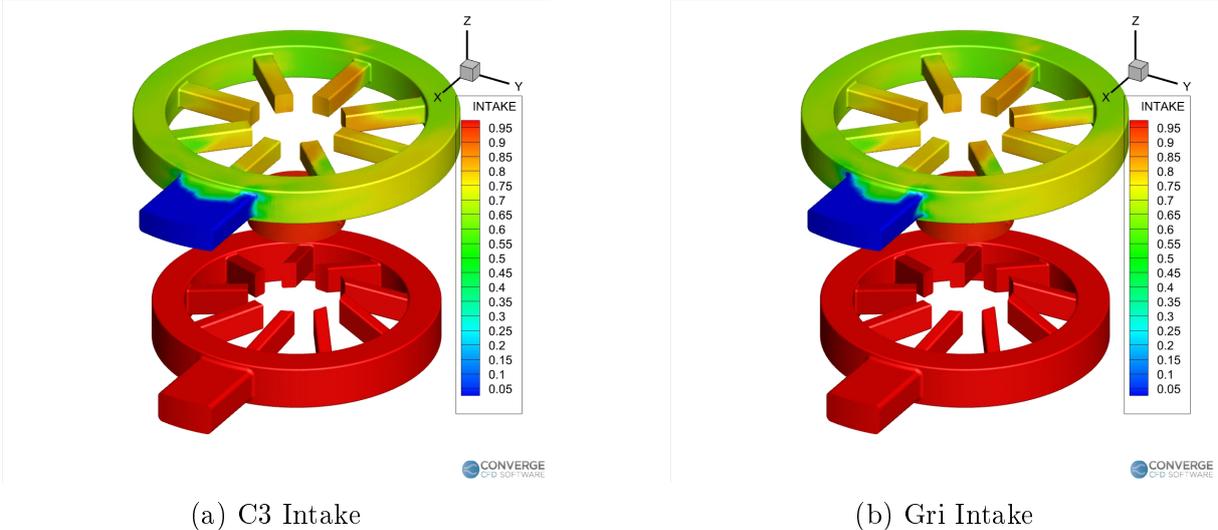


Figura 38: C3 vs Gri Intake

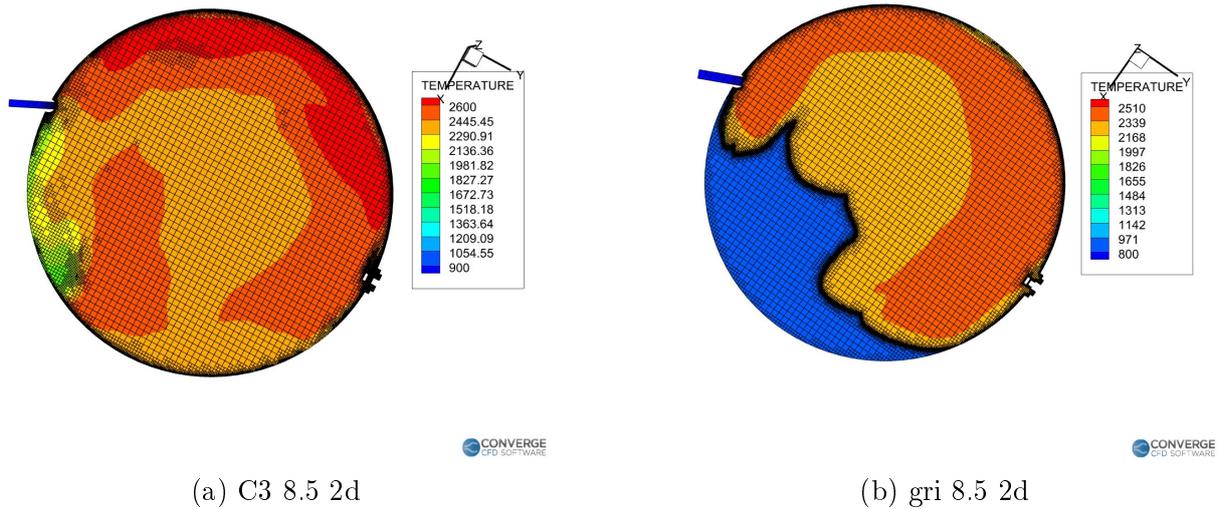


Figura 39: C3 vs Gri Temperature at 8.5 2d

Osservando la figura 39 si vede chiaramente come, quanto detto nei paragrafi sopra venga confermato anche da una visualizzazione grafica di una sezione, ricavata ortogonalmente all'asse z a livello della candela. In questo caso si è scelto di prendere l'istante della combustione a 8.5 gradi dopo il PMS, con il meccanismo Gri-Mech si nota chiaramente come ci sia ancora un fronte di fiamma che sta evolvendo, mentre nel caso del meccanismo C3, a conferma di una combustione ben più rapida si vede come non si riesca più a distinguere un fronte di fiamma, ma la combustione risulta praticamente già finita.

9.2 Loop -7°prima del PMS

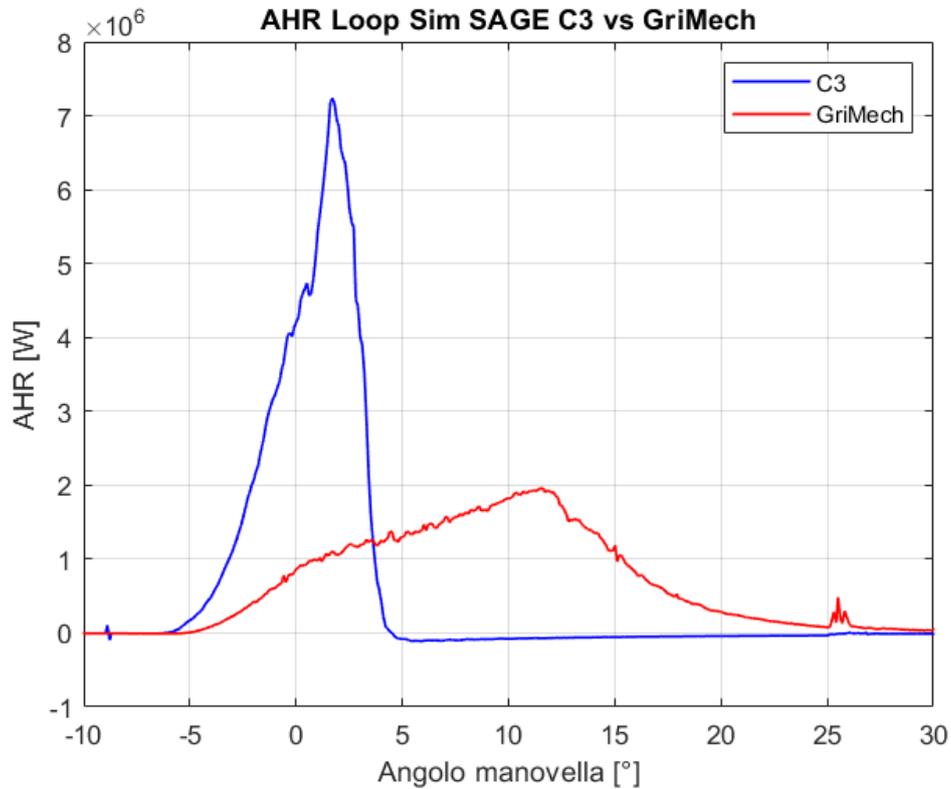


Figura 40: Confronto dell'AHR Loop tra meccanismo chimico C3 e GRI-Mech 3.0

Osservando il grafico soprastante si vede come il meccanismo C3 presenti delle incongruenze con quello che è il rilascio energetico usuale durante una combustione. E' vero si che il rilascio lo si preferisce il più possibile vicino al PMS ma la curva presenta oscillazioni che esplicitano una combustione non stabile. Il meccanismo GRI-Mech invece è chiaramente più corretto e funzionante usando l'idrogeno come combustibile.

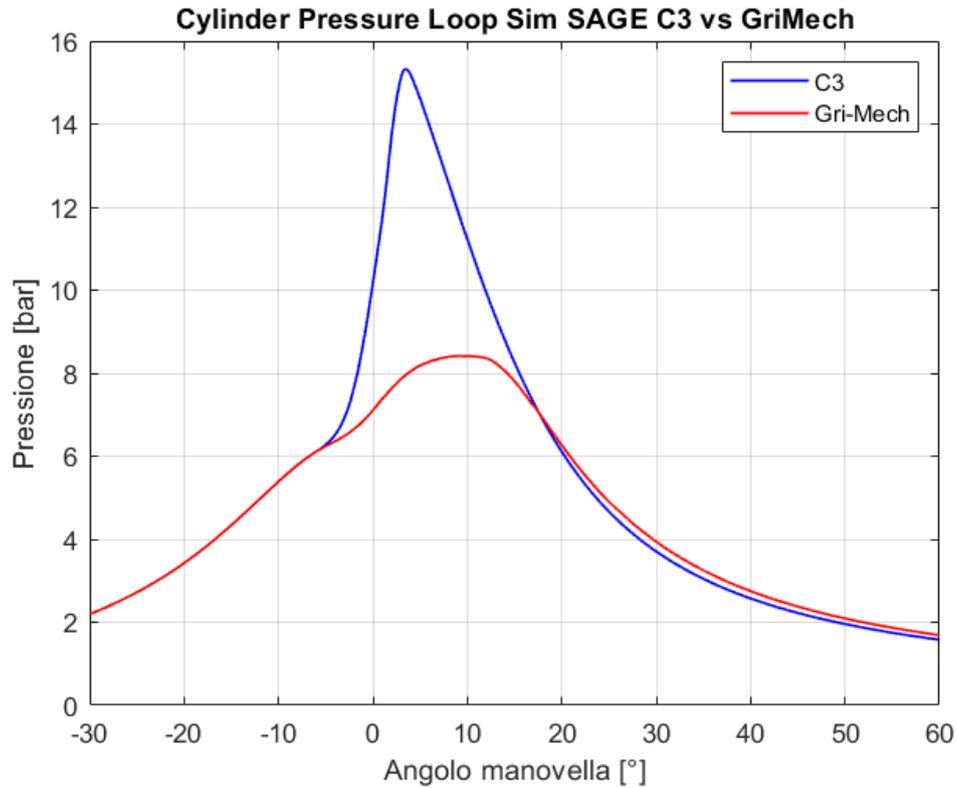


Figura 41: Confronto della Pressione Loop tra meccanismo chimico C3 e GRI-Mech 3.0

Guardando all'andamento di pressione con il meccanismo C3 si ha un impennamento della curva blu nell'intorno del PMS che da un lato è sicuramente positivo per quanto riguarda la potenza, ma la salita della curva è decisamente troppo rapida portando a rumorosità eccessive in camera, si parla di un picco che è quasi il doppio rispetto al più moderato GRI-Mech che però mostra un andamento decisamente in linea con le aspettative, con una crescita della curva graduale e quindi rumorosità in camera non eccessive.

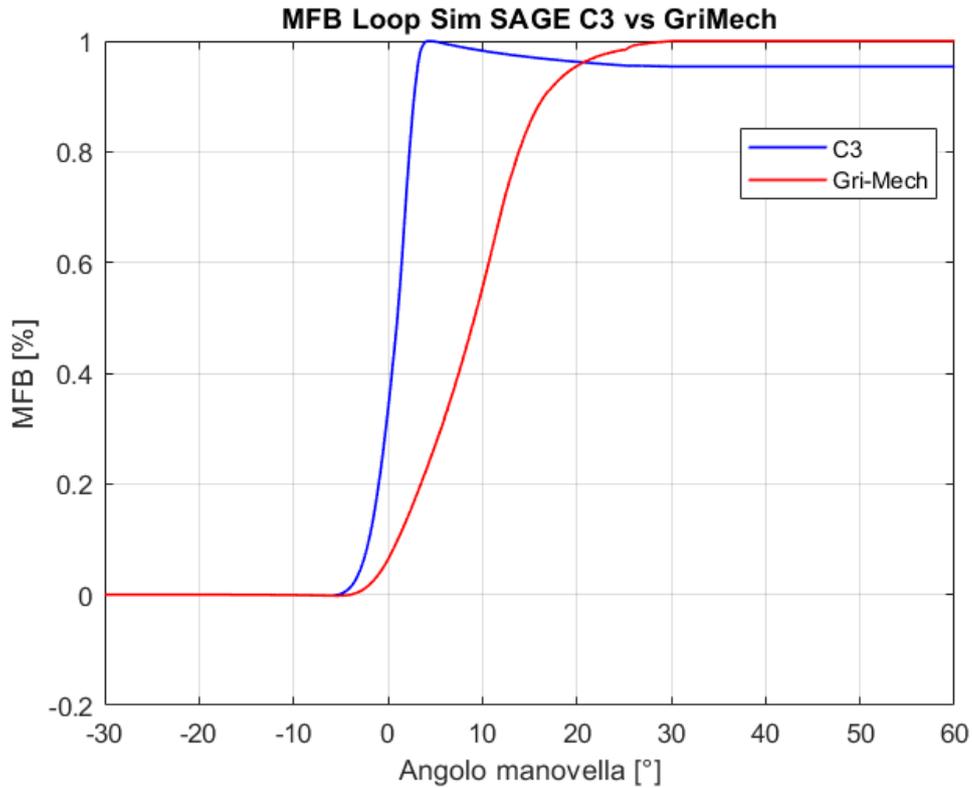


Figura 42: Confronto del MFB Loop tra meccanismo chimico C3 e GRI-Mech 3.0

Addirittura in questo caso il meccanismo C3 provoca un consumo di miscela di circa il 40 per cento prima del PMS per poi ad aver raggiunto il massimo iniziare a scendere, il che non ha alcun senso dal punto di vista motoristico. Il GRI-Mech invece ha un MFB 50 nel punto corretto nell'intorno del nono grado dopo il PMS con una salita graduale per poi stabilizzarsi nell'intorno del massimo ovvero sia a fine combustione.

In seguito verranno mostrate le differenze grafiche a 4 gradi dopo il PMS con meccanismo C3 e Gri-Mech:

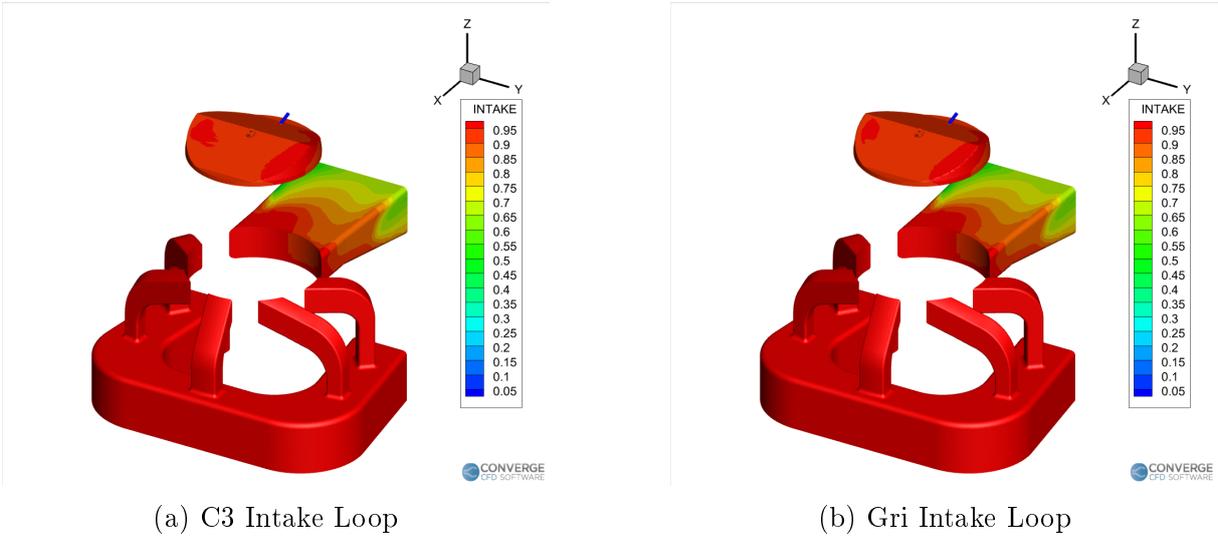


Figura 43: C3 vs Gri Intake Loop

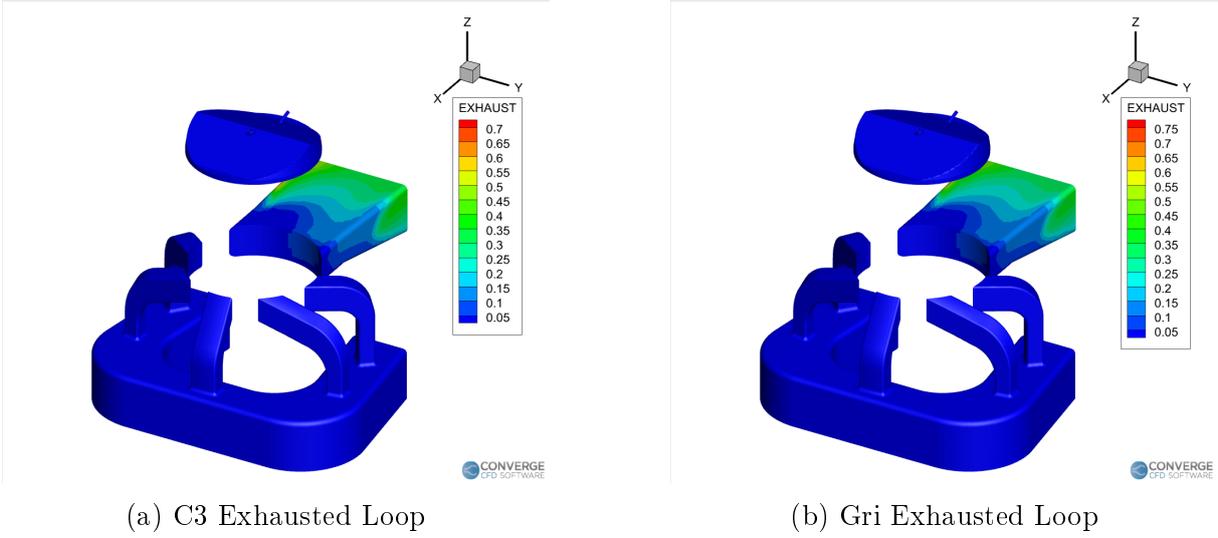
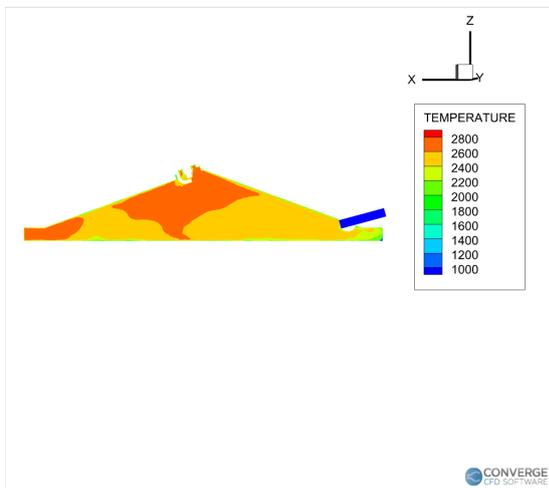
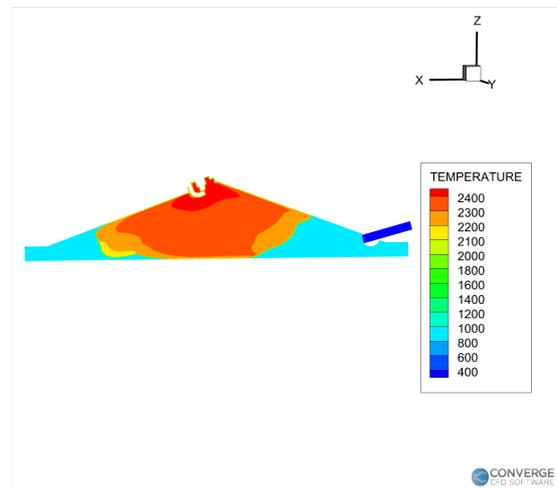


Figura 44: C3 vs Gri Exhausted Loop



(a) C3 4



(b) gri 4

Figura 45: C3 vs Gri Temperature at 4 2d Loop

10 Elementi inquinanti

Come già accennato nell'introduzione, l'utilizzo di idrogeno come combustibile non è esente dall'emissione di inquinanti. Sebbene da un lato elementi come la CO_2 , CO sono inesistenti data l'assenza di elementi carboniosi, dall'altro invece c'è la problematica di una massiccia presenza di NO_X che includono specie quali NO , NO_2 , N_2O .

10.1 La formazione degli NO_X

I meccanismi che portano alla formazione degli ossidi di azoto sono essenzialmente 3:

- Meccanismo di Zel'dovič
- Meccanismo Fuel
- Meccanismo Prompt

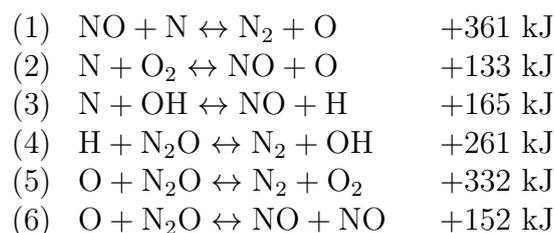
Si capisce come i due elementi necessari per la formazione di questi elementi siano N_2 e O_2 entrambi presenti nell'aria.

Bisogna tenere in considerazione come la velocità di formazione degli NO_X sia estremamente più lenta se confrontato con il processo di combustione e questa velocità aumenta in modo esponenziale all'aumentare della temperatura in camera di combustione. In sintesi i due parametri da tenere in considerazione sono:

- La massima temperatura raggiunta dai gas combusti in camera
- A pari temperatura la quantità di ossigeno presente

10.1.1 Thermal NO_X

La loro formazione avviene appena alle spalle del fronte di fiamma, nelle zone dove la temperatura è più elevata, questo perchè si tratta di processi di formazione che richiedono energie di attivazione molto elevate. In particolare avvengono le seguenti reazioni:

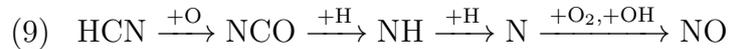
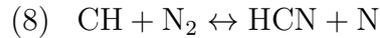


10.1.2 Fuel

Si tratta di NO_X originatisi dall'interazione dell'azoto contenuto all'interno del combustibile con l'ossigeno disponibile in camera di combustione. Nel caso di studio questo meccanismo non ha rilevanza pratica poichè non c'è presenza di azoto all'interno del combustibile.

10.1.3 Prompt

Questo meccanismo porta alla formazione di NO_X a causa dell'interazione dell'azoto con gli idrocarburi presenti in camera di combustione. Si tratta di reazioni velocissime che avvengono a cavallo del fronte di fiamma:



10.2 Emissioni NO_X Uniflow

Nonostante l'attività non abbia come focus principale lo studio delle emissioni verranno proposti di seguito i risultati ottenuti a seguito della calibrazione:

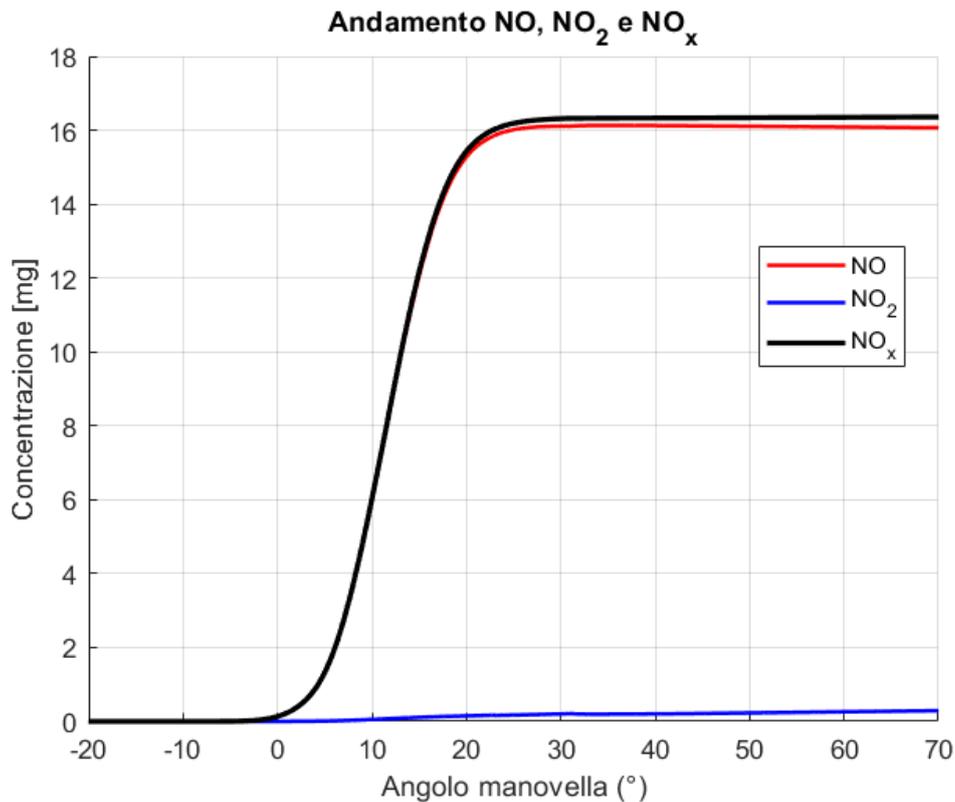


Figura 46: NO_X Uniflow

Osservando la Figura 46 si vede come i valori di NO_2 sono molto bassi rispetto a quelli di NO , questo perchè necessitano l'ossidazione di NO . Per questo motivo se si guarda alle emissioni complessive di NO_X esse raggiungono un massimo intorno ai 16,36 mg per poi stabilizzarsi, segno che oltre quel punto non vi è più produzione di NO_X . A seguire verranno presentati i calcoli per trovare i ppm di ossidi di azoto emessi per ciclo:

Dati:

- Massa NOx per ciclo: $m_{\text{NOx}} = 16,36 \text{ mg} = 0,01636 \text{ g}$
- Alesaggio: $d = 120 \text{ mm} = 12,0 \text{ cm}$
- Corsa: $h = 144 \text{ mm} = 14,4 \text{ cm}$
- Motore a 2 tempi, 1 cilindro
- Peso Molare NOx (NO_2): $M = 46 \text{ g/mol}$
- Volume molare gas ideale (a 300 K e 1 atm): $V_m = 24,5 \text{ L/mol}$

1. Nuovo volume del cilindro:

$$V = 2 \times \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 h = 2 \times \pi \times (6,0)^2 \times 14,4 = 2 \times \pi \times 36 \times 14,4 \approx 3256,6 \text{ cm}^3 = 3,2566 \text{ L}$$

2. Numero di moli di gas totali per ciclo:

$$n_{\text{tot}} = \frac{V}{V_m} = \frac{3,2566}{24,5} \approx 0,1329 \text{ mol}$$

3. Numero di moli di NOx:

$$n_{\text{NOx}} = \frac{m_{\text{NOx}}}{M} = \frac{0,01636}{46} \approx 3,56 \times 10^{-4} \text{ mol}$$

4. Calcolo della concentrazione in ppm molari:

$$\text{ppm} = \frac{n_{\text{NOx}}}{n_{\text{tot}}} \times 10^6 = \frac{3,56 \times 10^{-4}}{0,1329} \times 10^6 \approx 2680 \text{ ppm}$$

Risultato:

La concentrazione di NOx corrispondente a 16,36 mg, con il volume del cilindro raddoppiato, risulta essere:

2680 ppm

Il valore ottenuto risulta essere abbastanza alto, segno che la sola calibrazione in termini di accensione non basta. E' infatti necessario introdurre delle tecniche per l'abbattimento e la riduzione di questo valore come ad esempio EGR o la diluizione della miscela con l'obiettivo di abbassare la temperatura in camera e conseguentemente ridurre le emissioni di NO_x .

10.3 Emissioni NO_x Loop

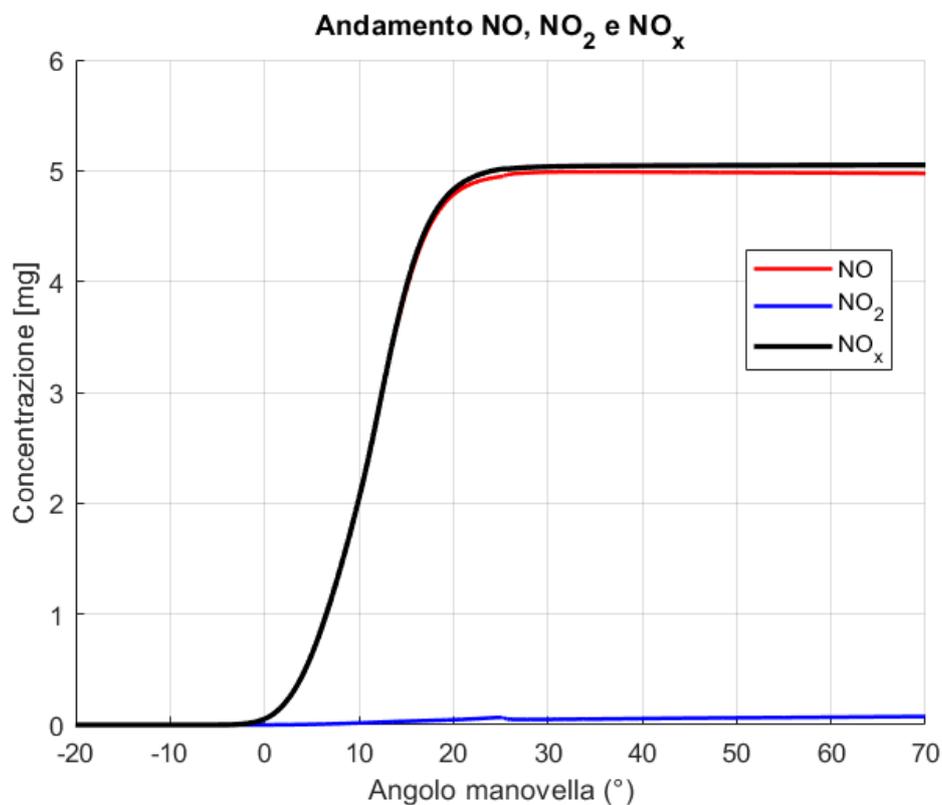


Figura 47: NO_x Loop

L'andamento è lo stesso del motore Uniflow, tuttavia i valori sono notevolmente più bassi, anche guardando ai ppm (1654) calcolati nella pagina successiva. I valori di NO_2 sono praticamente trascurabili, con i valori di NO che si attestano ad un massimo di circa 5 mg per ciclo.

Una differenza di emissioni tra i due motori era preventivabile guardando ai grafici della frazione di massa bruciata. I tempi di residenza in camera sono decisamente più lunghi per l'Uniflow motivo per cui gli NO_x sono molto più alti, oltre che il volume nella configurazione opposed piston è doppio e quindi a parità di condizioni vi è una produzione doppia di NO_x .

Dati:

- Massa NOx per ciclo: $m_{\text{NOx}} = 5,05 \text{ mg} = 0,00505 \text{ g}$
- Alesaggio: $d = 120 \text{ mm} = 12,0 \text{ cm}$
- Corsa: $h = 144 \text{ mm} = 14,4 \text{ cm}$
- Motore a 2 tempi, 1 cilindro
- Peso molecolare medio NOx (NO_2): $M = 46 \text{ g/mol}$
- Volume molare gas ideale (a 300 K e 1 atm): $V_m = 24,5 \text{ L/mol}$

1. Calcolo della cilindrata:

$$V = \pi \left(\frac{d}{2} \right)^2 h = \pi \times (6,0)^2 \times 14,4 = \pi \times 36 \times 14,4 \approx 1628,3 \text{ cm}^3 = 1,6283 \text{ L}$$

2. Numero di moli di gas totali per ciclo:

$$n_{\text{tot}} = \frac{V}{V_m} = \frac{1,6283}{24,5} \approx 0,0665 \text{ mol}$$

3. Numero di moli di NOx:

$$n_{\text{NOx}} = \frac{m_{\text{NOx}}}{M} = \frac{0,00505}{46} \approx 1,10 \times 10^{-4} \text{ mol}$$

4. Calcolo della concentrazione in ppm molari:

$$\text{ppm} = \frac{n_{\text{NOx}}}{n_{\text{tot}}} \times 10^6 = \frac{1,10 \times 10^{-4}}{0,0665} \times 10^6 \approx 1654 \text{ ppm}$$

Risultato:

1654 ppm

11 Conclusioni

Attraverso questo elaborato sono stati analizzati i risultati, derivanti da simulazioni CFD, derivanti da due configurazioni di motori differenti: Uniflow e Loop.

In una prima fase si sono confrontati i grafici relativi all'andamento di pressione, del MFB (Mass fraction burned) e dell' AHRR (Heat release rate) in camera. Sono state fatte varie simulazioni per cercare di arrivare ad una corretta fasatura della combustione, osservando come la combustione nel Loop sia più veloce rispetto a quella nell' Uniflow, principalmente dovuto ad un diverso volume in camera. Per questo motivo la corretta accensione della carica fresca nei due casi avviene ad angoli di manovella differenti.

E' stato effettuato uno studio sulla turbolenza, notando come l'energia cinetica turbolenta e quindi le dimensioni dei vortici stessi siano maggiori all' interno dell' Uniflow rispetto al Loop; segnalando quindi come nella configurazione Uniflow il fenomeno di miscelazione sia più efficace.

Successivamente, si è andati a studiare, utilizzando i due modelli correttamente fasati, come l'utilizzo di un diverso meccanismo cinetico (C3), possa influenzare e spostare anche in modo importante i risultati ottenuti con GRI-Mech. Si è visto che il meccanismo C3 necessita ancora di molto lavoro per essere utilizzabile con combustibili a base a idrogeno, è vero si che sono stati ottenuti risultati che ci avvicinano all'idealità di combustione isocora, ma soprattutto guardando al rilascio di calore i risultati ottenuti non sono corretti e non rappresentano quello che effettivamente capita durante la combustione.

Infine sono state stimate le emissioni di NO_X sia per la configurazione Uniflow che per la configurazione Loop e si è visto come ci si aspettava (date le temperature più alte in camera) come le emissioni del motore opposed-piston siano più alte rispetto a quella Loop. In ogni caso risultano essere elevate in entrambi i casi, segno che è vero si che i due motori sono stati fasati correttamente, ma dal punto di vista emissivo si ha ancora molto da lavorare andando ad introdurre tecniche che portino ad abbassare la temperatura in camera, riducendo gli NO_X totali emessi per ciclo.

In conclusione la tecnologia con carburanti a base idrogeno necessita ancora di molto studio prima di poter essere impiegata su scala globale. Da un lato si azzerano le emissioni di CO e CO_2 , e guardando alla crisi climatica dovuta al surriscaldamento globale questo è sicuramente il suo punto di forza principale, tuttavia come si è visto, se non si sta attenti le emissioni di ossidi di azoto è molto facile che salgano ben oltre i limiti imposti da normativa, elementi che sono nocivi per la salute umana e che aumentano in modo esponenziale lo smog fotochimico e le piogge acide. Inoltre l'affermazione che le emissioni di Ossidi di carbonio è nulla è assolutamente corretta se si considera solamente il funzionamento del motore, tuttavia bisogna guardare al ciclo vita totale, bisogna chiedersi come viene ottenuto l'idrogeno; utilizzando energia proveniente da fonti rinnovabili oppure da combustibili fossili. Ecco quindi che la visione comune dell' idrogeno come fonte assolutamente priva di lati negativi si sgretola sotto queste affermazioni. Bisogna essere in grado, attraverso la ricerca che il Politecnico di Torino, e non solo, porta avanti di arrivare al giusto compromesso.

12 Ringraziamenti

Questa è la conclusione di un percorso durato 5 anni, che per fortuna o forse, dovrei dire purtroppo è giunto al termine con non poca fatica ma anche moltissime soddisfazioni.

Desidero innanzitutto dire grazie ai miei due relatori Mirko Baratta e Daniela Anna Misul per la professionalità mostrata, ma andando al di là del lavoro di tesi, soprattutto per la passione che mettono in tutto quello che fanno, dallo spiegare al semplice gesto di prendere un caffè con noi studenti. Un grazie anche a Riccardo Sola per avermi accompagnato nella stesura della tesi e per avermi passato moltissime conoscenze.

Un solo grazie probabilmente non basterà, ma spero sia comunque gradito, per i miei genitori Nadia e Gianni che mi hanno fornito supporto morale, sopportandomi nei momenti più caldi delle sessioni, supporto economico (sono e saranno sempre i miei sponsor più graditi) e soprattutto per essere sempre un punto di riferimento; insomma grazie per avermi permesso di vivere questi 5 anni nelle migliori condizioni possibili. E come non citare la mia sorellona Federica, la mia fan numero uno (forse :-)), magari non abbiamo passato tanto tempo insieme in questi anni, ma tutti i reel che mi hai mandato mi hanno rallegrato moltissime giornate.

Un esercito di ringraziamenti vanno ai miei due coinquilini Giulio (Bonifacio VIII) e Luca (Patatone), ai quali sinceramente non so cosa dire se non grazie per avermi trascinato in palestra nonostante la mia avversione per quel mondo, grazie per aver condiviso con me cene e pranzi a volte speciali e a volte terribilmente terribili (posso solo dire risotto di zucca oppure pecorino), grazie per avermi fatto pesare meno i periodi di studio ma soprattutto grazie per aver condiviso le bevute e le sbronze con me; per raccontare tutte le vicissitudini che sono successe in quel piccolo appartamento che cade a pezzi in Via Saluzzo 33 non basterebbero 500 pagine, e forse è proprio questo che me le farà ricordare con nostalgia per sempre. E inoltre posso affermare, a malincuore (forse), che la convivenza ingegnere architetto è possibile.

A Eleonora (Ele, non è possibile utilizzare il vero soprannome), devo dire grazie perché in un certo senso mi ha spronato, portandomi a cercare di stare al passo di un genietto quale sei. Al di là del lato universitario sono contento di aver trovato una persona su cui poter fare affidamento in ogni momento della mia vita (giuro cercherò di essere meno tirchio in futuro, ma il DNA è difficile da cambiare).

Un ringraziamento speciale per Lolito (Giustino), Jack (Visconte) e Festy (Fratelo), amici di una vita con cui ho condiviso condivido e condividerò vacanze ma in generale esperienze di vita.

E infine grazie al Country Dany per aver condiviso viaggi, grigliate bevute che sicuramente hanno fatto passare questi 5 anni molto velocemente. (Ringraziamento speciale a Giulia (Compagna di Perudo) la mia autista privata e mental coach).

Tesi dedicata al mio Border Collie Dominique 21/03/2003 - 1/03/2018

Riferimenti bibliografici

- [1] GRI-Mech, Disponibile: http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/.
- [2] Mech-C3, Disponibile: <https://fuelmech.org/>.
- [3] Ezio Spessa, *Biofuels, advanced biofuels, and e-fuels: effects on ICE emissions and performance*, A.A 2024/2025.
- [4] Stefano Fontanesi, Alessandro d'Adamo, Fabio Berni: *Simulazione CFD dei Motori a Combustione Interna di Sistemi Propulsivi, Part VI –combustion fundamentals*, A.A. 2021/2022.
- [5] Stefano Fontanesi, Alessandro d'Adamo: *Simulazione CFD dei Motori a Combustione Interna di Sistemi Propulsivi, Turbulent Combustion Theory – Part 2*, A.A. 2021/2022.
- [6] Stefano Fontanesi, Alessandro d'Adamo: *Simulazione CFD dei Motori a Combustione Interna di Sistemi Propulsivi, Turbulent Combustion Modeling*, A.A. 2021/2022.
- [7] Poinso, Thierry, and Denis Veynante: *Theoretical and Numerical Combustion. 3. ed. S.l.: CERFACS, 2022. Print.*
- [8] Senecal, P. K et al: *Multi-Dimensional Modeling of Direct-Injection Diesel Spray Liquid Length and Flame Lift-off Length Using CFD and Parallel Detailed Chemistry. N.p.: 2003. Web.*
- [9] Bradshaw, P: *Experimental Fluid Mechanics*:2nd ed. Oxford: Pergamon Press, 1970. Print.
- [10] H K Versteeg and W Malalasekera : *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*: 2007.
- [11] Heywood, John B: *Internal Combustion Engine Fundamentals. 2nd ed. New York: McGraw-Hill, 2018. Print.*
- [12] Ahmed, Irfan: *Simulation of Turbulent Flames Relevant to Spark-Ignition Engines*: University of Cambridge, 2014. Web.
- [13] Echehki, Tarek, and Epaminondas Mastorakos: *Turbulent Combustion Modeling: Advances, New Trends and Perspectives*: Dordrecht: Springer, 2011. Print.
- [14] Veynante, Denis, and Luc Vervisch: *Turbulent Combustion Modeling: Progress in energy and combustion science*: 28.3 (2002): 193–266. Web.
- [15] Poinso, Thierry: *Turbulent Combustion: By N. Peters (Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2000, 304 Pp.)*: European Journal of Mechanics / B Fluids 2001: 427–428. Web.
- [16] Rodriguez Lopez, Tomas Jano: *Preliminary Design and CFD Analysis of a Free-Piston Engine with Uniflow Scavenging*: Politecnico di Torino, 2023. Print.