POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

Tesi

Simulazione numerica di sistemi di combustione per applicazioni aerospaziali



Studente:

Giulianetti Alessia (s250165)

Relatore:

Michele Ferlauto

Co-relatore:
Roberto Marsilio

- A Lilly

Indice

1	Introduzione						
	1.1	Camera di combustione	6				
		1.1.1 Configurazione di un combustore	6				
		1.1.2 Iniettori	9				
		1.1.3 Swirler	10				
2	Mo	dello Matematico	11				
	2.1	Leggi di conservazione	11				
		2.1.1 Legge di conservazione della massa	12				
		2.1.2 Legge di conservazione della quantità di moto	13				
		2.1.3 Legge di conservazione dell'energia	14				
	2.2	Leggi costitutive	15				
	2.3	Modellazione della Turbolenza	16				
	2.4	Combustione	17				
		2.4.1 Stabilità di fiamma	17				
	2.5	Modellazione della combustione	18				
		2.5.1 Modelli Meccanicistici	18				
		2.5.2 Modelli Cinetici Globali	18				
	2.6	Interazione Cinetica Turbolenta	18				
		2.6.1 Modelli Reaction Rate Approach (RRA)	20				
		2.6.2 Modelli Primitive Variables Approach (PVA)	21				
3	Mo	dello numerico	23				
	3.1	Modellazione numerica della Turbolenza	23				
		3.1.1 Eddy Viscosity Models	24				
	3.2	OpenFoam	26				
		3.2.1 Solutori	27				
		3.2.2 Creazione della Mesh	32				
4	Ana	alisi Modello BRS	34				
	4.1	Flusso assiale	35				
	4.2	Flusso con componente di swirl	42				
		4.2.1 Flusso con componente di swirl a 45°	42				
		4.2.2 Variazione della componente di swirl	46				
		4.2.3 Variazione dell'equivalence ratio	48				
		4.2.4 Variazione della velocità d'ingresso	52				
5	Ana	Analisi Modello AVC 60					
6	Cor	Conclusioni 63					
7	Bib	Bibliografia					

Abstract

Il sistema di combustione è il principale responsabile dell'impatto ambientale di un propulsore aerospaziale. Gli ambiziosi obbiettivi per le future generazioni di propulsori e i limiti normativi di impatto ambientale sempre più stringenti spingono il progettista verso soluzioni innovative ed estreme, nelle quali le condizioni di funzionamento del combustore sono prossime, più che in passato, ai limiti di stabilità.

Risulta necessaria una maggiore conoscenza dei fenomeni di combustione e della loro dinamica al fine di acquisire maggiori informazioni sulle possibili strategie di controllo delle instabilità e dei fenomeni che portano alla formazione degli inquinanti.

Nella tesi si studiano con un approccio numerico i fenomeni di combustione caratterizzati da fiamme premiscelate. Vengono prese in esame alcune tipologie di combustore di interesse nello sviluppo di sistemi di combustione innovativo.

1 Introduzione

Su scala globale il traffico aereo è costantemente in aumento, l'inesistenza di tecnologie efficaci alternative alla classica turbina a gas con combustione rende necessaria la regolamentazione delle emissioni inquinati. Enti preposti, come l'ICAO, si occupano di pianificare gli obbiettivi per le emissioni inquinanti. Nel flypath 2050 è possibile vedere quali sono tali obbiettivi per l'aviazione entro il 2050. In particolar modo a noi interessa la richiesta di riduzione delle emissioni CO_2 e NO. La CFD ci permette di simulare differenti modelli di motore e analizzarne i parametri e le emissioni permettendo quindi di valutare le scelte migliori ai fini di ridurre le emissioni.

Le simulazioni di fluidodinamica computazionale (CFD) offrono vantaggi non indifferenti rispetto ad una simulazione solamente sperimentale. I costi intesi in termini di tempi e risorse sono decisamente inferiori, è possibile cambiare le condizioni di simulazione in maniera molto rapida. I fenomeni possono essere studiati nelle loro dimensioni reali senza introduzioni di fattori di scala ed è inoltre possibile valutare variabili fisiche difficilmente misurabili in una simulazione reale.

In questa tesi andremo ad utilizzare il software OpenFoam per l'analisi di una camera di combustione. OpenFoam sta per Open Fiel Operation and Manipulation ed è un insieme di strumenti utili per la risoluzione delle equazioni di campo, può essere utilizzato per diverse tipologie di problemi: fluidodinamica, elettromagnetismo, dinamica dei solidi, etc. È costituito da una gerarchia modulare scritta in C++ completamente accessibile e facilmente espandibile. Queste sue caratteristiche gli hanno permesso di competere con software molto più sofisticati e dotati di interfaccia grafica ma anche molto più costosi come Fluent.

Nelle nostre analisi utilizzeremo il solver XiFoam, specifico per fiamme premiscelate, andremo a cambiare parametri come l'equivalence ratio o la velocità per poi andare a visualizzare la risposta della camera di combustione.

1.1 Camera di combustione

I principali propulsori aeronautici sfrutta una sorgente energetica chimica la quale viene trasformata in potenza utile per le turbine grazie a reazioni chimiche esotermiche. I propulsori temici sfruttano l'energia rilasciata dalla reazione chimica tra combustibile e ossidante, il calore rilasciato durante queste reazioni fa si che i reagenti si trasformino in reagenti ad elevata temperatura e quindi possano espandersi nella turbina e nell'ugello producendo lavoro. Una camera di combustione per un eso-reattore aeronautico deve poter svolgere alcuni compiti essenziali come:

- corretta iniezione del combustibile e sua atomizzazione
- corretto mescolamento del combustibile
- corretta accensione della miscela
- cercare di completare la reazione chimica della combustione

Per garantire tali caratteristiche la camera di combustione deve possedere dimensioni tali da garantire un tempo di permanenza sufficientemente lungo per far reagire la miscela al suo interno. La necessità di avere una camera di combustione grande per garantire il completamento delle razioni chimiche si scontra però con il requisito di ridurre al minimo l'ingombro e le dimensioni del motore, bisognerà quindi trovare un compromesso tra i due requisiti.

1.1.1 Configurazione di un combustore

Una camera di combustione per garantire le giuste condizioni deve essere suddivisa nelle seguenti zone:

- Aria primaria, circa il 20% della portata di aria, questa ha la funzione di garantire la giusta quantità d'aria in prossimità dell'accensione. L'aria in questa zona viene immessa nella camera con un moto di swirl al fine di creare una zona di ri-circolazione.
- Aria intermedia, circa il 20% della portata di aria, questa ha il compito aiutare il completamento della combustione.
- Aria di raffreddamento, circa il 40% della portata di aria, questa ha il compito di creare un film protettivo d'aria fredda sulle pareti della camera.
- Aria di diluizione, circa il 20% della portata di aria, questa viene immessa a valle della camera di combustione e ha lo scopo di raffreddare i prodotti di combustione e di uniformarne le temperature.

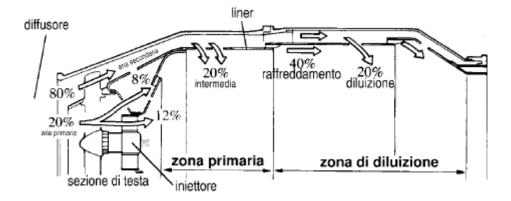


Figura 1: Distribuzione percentuale dell'aria in un combustore di un turbo-gas [10]

Un combustore è composto dai seguenti componenti:

- Diffusore d'ingresso, serve per diminuire la velocità del flusso in arrivo dal compressore al fine di diminuire le perdite di pressione
- Sezione di testa, divide il flusso in due correnti una principale e una secondaria, ha anche il compito di creare una zona di turbolenza e ricircolo in prossimità degli iniettori
- Liner, delimita la zona di combustione e regola l'immissione del flusso d'aria secondario
- Accenditori, per sicurezza sono almeno due

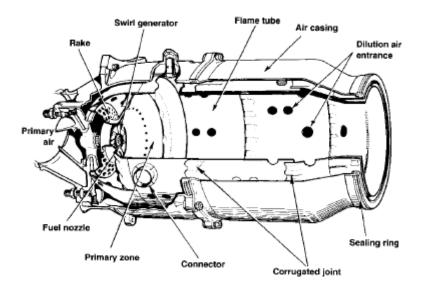


Figura 2: Spaccato di una camera di combustione tubolare [10]

Le camere di combustione aeronautiche si possono schematizzare in tre tipologie:

- Camere di combustione tubolari (can-type), sono formate da un certo numero di camere di combustione ognuna formata da un liner perforato e un involucro di rivestimento entrambi cilindrici, queste camere di combustione sono disposte attorno all'asse del motore come si può vedere in Fig. 2 . I vantaggi di queste camere di combustione sono la semplicità costruttiva e garantiscono una buona miscelazione, le singole camere possono inoltre essere ispezionate ed eventualmente sostituite singolarmente. Lo svantaggio principale è l'elevato ingombro rispetto alle altre configurazioni.
- Camere di combustione anulari, sono costituite da un'unica camera toroidale disposta attorno all'asse del motore. Rispetto alle altre configurazioni questa ha perdite di pressione inferiori e ha meno problemi di accensione e propagazione di fiamma, inoltre ha un ingombro contenuto rispetto alle altre. Lo svantaggio principale è dal punto di vista costruttivo, la creazione di un'unica camera di combustione comporta tolleranze più stringenti in fase produttiva. Un altro svantaggio è la miscelazione meno efficacie rispetto a un combustore anulare.
- Camere a combustione mista (can-annular combustors), sono costituite da un certo numero di liner cilindrici disposti in un unico involucro toroidale, in questo modo si riducono i problemi di produzione e si riesce ad avere una buona miscelazione.

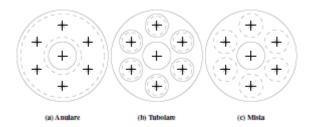


Figura 3: Schema delle diverse configurazioni dei combustori aeronautici [10]

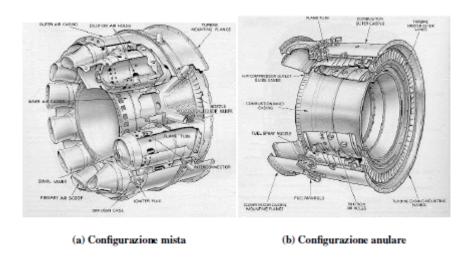


Figura 4: Spaccato di combustori [12]

1.1.2 Iniettori

In camera di combustione il combustibile viene iniettato in forma liquida sotto forma di goccioline. Queste goccioline devono avere un diametro il più ridotto possibile al fine di aumentare la superficie disponibile per l'evaporazione ed ottenere una miscela il più uniforme possibile.

L'iniettore deve saper soddisfare questo requisito in un'ampia gamma di condizioni operative le quali richiedono un notevole range di portate. Al fine di soddisfare queste richieste i due tipi di iniettori più utilizzati sono:

- Pressure atomization, all'interno dell'iniettore il liquido viene forzato grazie ad un'elevata pressione attraverso un piccolo foro dal quale fuoriesce ad elevata velocità. L'elevata velocità del getto favorisce l'atomizzazione.
- Airblast atomizers, l'aria viene iniettata in un flusso coassiale ad un flusso di combustibile, questo tende ad essere atomizzato grazie all'effetto dell'aria ad elevata velocità. I principali tipi di airblast sono il plain-jet e il prefilming atomizer.

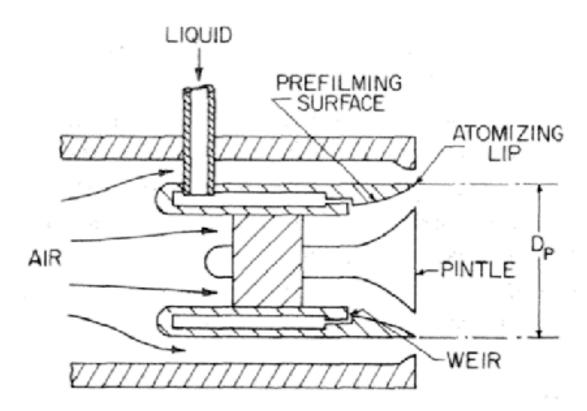


Figura 5: Schema di un Airblast atomizer[13]

1.1.3 Swirler

Come già detto precedentemente nella zona primaria è necessario instaurare n moto di ricircolo, questo è possibile grazie alla generazione di un moto vorticoso mediante un corpo non-aerodinamico (bluff-body). Il metodo solitamente è lo swirler il quale deve fornire al flusso una componente di moto tangenziale in modo da creare una zona di ricircolazione.

Gli swirler si distinguono a seconda della direzione del flusso in radiali o assiali e a seconda del numero di schiere di pale in singoli o doppi.

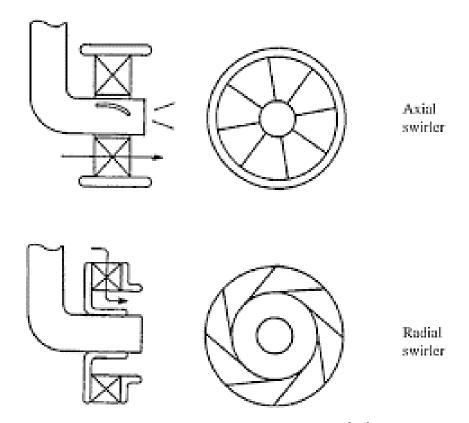


Figura 6: Schema esempi di swirler [14]

2 Modello Matematico

2.1 Leggi di conservazione

Il moto dei fluidi è governato da tre leggi fisiche fondamentali:

- Legge di conservazione della massa
- Legge di conservazione della quantità di moto (anche nota come seconda legge di Newton)
- Legge di conservazione dell'energia

Queste tre leggi sono sufficienti a descrivere il comportamento dinamico del fluido e possono essere determinate applicandole ad un modello fluido. Il modello di fluido a cui si fa riferimento è un modello di fluido incompressibile. Per definire queste tre leggi si utilizzano le leggi di conservazione, si possono usate due approcci:

- Approccio Lagrangiano, ossia considerare una certa massa infinitesima di fluido, contenente abbastanza particelle fluide da poter parlare dell'ipotesi del continuo, e seguirne l'evoluzione descrivendo le sue proprietà. Questo approccio è poco pratico perché bisognerebbe seguire l'andamento di tutte le particelle.
- Approccio Euleriano, ossia fissare un punto nello spazio e assegnare alle particelle che vi passano le proprietà, questo approccio permette di introdurre un volume di controllo e vedere cosa vi accade all'interni studiando il flusso che lo attraversa.

Tali equazioni possono essere scritte sia in forma integrale che differenziale.

2.1.1 Legge di conservazione della massa

Considerando un volume elementare la sua massa varia nel tempo a causa della variazione di flusso di massa che lo attraversa, quindi dipende dal flusso entrante e dal flusso uscente. Si ottiene quindi

$$\frac{\delta\rho}{\delta t} + \bar{q}\nabla\rho + \rho\nabla\bar{q} = 0$$

Il primo termine rappresenta la variazione locale della particella mentre il secondo termine è una derivata convettiva, la somma di questi due termini da una variazione totale della densità della particella. Possiamo quindi riscrivere l'equazione come:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \bar{q} = 0$$

Se consideriamo l'equazione applicata ad un volume di controllo e ne facciamo l'integrale è facile ottenere la forma integrale dell'equazione:

$$\int_{V} \left[\frac{\delta \rho}{\delta t} + \rho \nabla \bar{q} \right] dV = 0$$

Sfruttando il teorema di Gauss si introduce il flusso di massa che attraversa la superficie di controllo :

$$\int_{V} \frac{\delta \rho}{\delta t} dV + \int_{S} \rho \bar{q} \cdot \bar{n} \ dS = 0$$

$$\frac{\delta}{\delta t} \int_V \rho \ dV + \int_S \rho \bar{q} \ \cdot \bar{n} \ dS = 0$$

2.1.2 Legge di conservazione della quantità di moto

La legge di conservazione della quantità di moto è anche conosciuta come seconda legge di Newton, si può quindi applicare quest'ultima a diversi modelli e ricavarne la legge di conservazione.

$$F = m \cdot \bar{a}$$

F rappresenta tutte le forze agenti nel sistema; si dividono in forze di superficie, ossia tutte le forze che il fluido circostante esercita sul volume di controllo, e forze di volume come ad esempio la forza peso. Nella trattazione terremo conto forze esterne e delle forse di superficie e in particolar modo degli sforzi per unità di superficie, queste forze possono essere normali o tangenziali ma considerando il fluido un fluido ideale terremo conto delle sole forze normali ovvero forze di pressione. L'accelerazione \bar{a} è definita come derivata nel tempo della velocità $\bar{a} = \frac{d\bar{q}}{dt}$. Definendo quindi le forze F e sostituendole nella seconda legge di Newton otteniamo quindi la scrittura Lagrangiana della legge di conservazione della quantità di moto:

$$-\left(\frac{\delta p}{\delta x}i + \frac{\delta p}{\delta y}j + \frac{\delta p}{\delta z}k\right)dxdydz + \rho \bar{f}_e dxdydz = \rho dxdydz \frac{d\bar{q}}{dt}$$

$$\rho \frac{d\bar{q}}{dt} = -\nabla \bar{p} + \rho \bar{f}_e$$

Il termine della derivata totale della velocità rispetto al tempo si può scrivere come la derivata locale più la derivata convettiva ottenendo quindi la forma euleriana della legge di conservazione:

$$\rho \left[\frac{\delta \bar{q}}{\delta t} + \bar{q} \nabla \bar{q} \right] = -\nabla \bar{p} + \rho \bar{f}_e$$

Questa forma di scrittura è un'equazione vettoriale riscrivibile come tre equazioni scalari.

$$\rho \frac{\delta u}{\delta t} + \rho \left(u \frac{\delta u}{\delta x} + v \frac{\delta u}{\delta y} + w \frac{\delta u}{\delta z} \right) = -\frac{\delta p}{\delta x} + \rho \frac{\delta \bar{f}_e}{\delta x}$$

$$\rho \frac{\delta v}{\delta t} + \rho \left(u \frac{\delta v}{\delta x} + v \frac{\delta v}{\delta y} + w \frac{\delta v}{\delta z} \right) = -\frac{\delta p}{\delta y} + \rho \frac{\delta \bar{f}_e}{\delta y}$$

$$\rho \frac{\delta w}{\delta t} + \rho \left(u \frac{\delta w}{\delta x} + v \frac{\delta w}{\delta y} + w \frac{\delta w}{\delta z} \right) = -\frac{\delta p}{\delta z} + \rho \frac{\delta \bar{f}_e}{\delta z}$$

Aggiungendo alla forma euleriana la legge di conservazione della massa è possibile riscrivere la conservazione della quantità di moto come:

$$\frac{\delta \rho q}{\delta t} + \nabla \left(\rho q q\right) = -\nabla \bar{p} + \rho \bar{f}_e$$

Espressione più semplice da integrare lungo un volume generico

$$\int_{V} \frac{\delta(\rho q)}{\delta t} dV + \int_{V} \nabla(\rho q q) \ dV = -\int_{V} \nabla(\bar{p}) \ dV \int_{V} \rho \bar{f}_{e} \ dV$$

Applicando ora Gauss e aggiungendo i termini che tengono conto delle forze viscose otteniamo:

$$\frac{\delta}{\delta t} \int_V \rho q \ dV + \int_S (\rho q q) \cdot \bar{n} \ dS = -\int_S \bar{p} \ \bar{n} \ dS + \int_V \rho \bar{f}_e \ dV + \int_S \tau \ dS$$

2.1.3 Legge di conservazione dell'energia

L'energia posseduta dal volume di controllo è somma dell'energia interna e e dell'energia cinetica $\frac{q^2}{2}$, scriviamo quindi l'energia su unità di massa come $E=e+\frac{q^2}{2}$. Secondo il primo principio della termodinamica la variazione di energia nel tempo è legata alla variazione di lavoro svolto e dallo scambio termico nell'unità di tempo, si può quindi scrivere:

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dL}{dt} + \frac{dQ}{dt}$$

Considerando quindi il lavoro delle forze di superficie, le forze esterne e il calore è possibile definire la derivata totale dell'energia come:

$$\rho \frac{dE}{dt} = -\nabla \left(\bar{p} \cdot \bar{q}\right) - \nabla \bar{q}_t + \rho \bar{f}_e \cdot \bar{q}$$

Scomponendo la derivata totale in derivata convettiva e derivata locale e aggiungendo i termini viscosi otteniamo:

$$\rho \frac{\delta E}{\delta t} + \rho \bar{q} \nabla E = -\nabla \left(\bar{p} \cdot \bar{q} \right) - \nabla \bar{q}_t + \rho \bar{f}_e \cdot \bar{q} + \nabla \left(\bar{\tau} \cdot \bar{q} \right)$$

2.2 Leggi costitutive

Il sistema di equazioni costituito dalle sole equazioni di conservazione non è un sistema chiuso, contiene più incognite che equazioni, è quindi necessario introdurre ulteriori leggi costitutive al sistema per poter trovare una soluzione. Vediamo quindi le relazioni che ci permetteranno di trovare tutte le incognite del sistema.

• Equazione di stato

L'equazione di stato consente di trovare una variabile di stato in funzione di altre due variabili del sistema. Nel caso che andremo ad esaminare viene utilizzata l'equazione dei gas perfetti

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

• Legge di Fourier

Grazie alla legge di Fourier è possibile andare a definire il flusso termico:

$$\bar{q}_t = -\lambda_t \nabla T = -\lambda_t \left(\frac{\delta T}{\delta x} \hat{i} + \frac{\delta T}{\delta y} \hat{j} + \frac{\delta T}{\delta z} \hat{k} \right)$$

Si introduce quindi una relazione vettoriale che va ad aggiungere 3 equazioni aggiuntive.

• Tensore degli sforzi

Per i fluidi Newtoniani la viscosità non cambia con il variare della velocità, si può quindi trovare una relazione lineare tra velocità di deformazione e sforzi. Si definisce quindi il tensore degli sforzi:

$$\bar{\bar{\sigma}} = \bar{\bar{\tau}} - p\bar{\bar{I}}$$

Il tensore $\bar{\bar{\tau}}$ costituisce la parte viscosa ed è definito come

$$\bar{\bar{\tau}} = 2\mu \bar{\bar{D}} - \frac{2}{3}\mu \nabla \bar{u}\bar{\bar{I}}$$

mentre $\bar{\bar{D}}$ costituisce il tensore delle deformazioni definito come

$$\bar{\bar{D}} = \frac{1}{2} \left[\nabla \cdot \bar{u} + (\nabla \cdot \bar{u})^T \right]$$

 μ è la viscosità dinamica.

È possibile scrivere il tensore degli sforzi in coordinate cartesiane come:

$$\sigma_{ij} = \tau_{ij} - p\delta_{ij} = \left(2\mu D_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\delta y_j}{\delta x_j} \delta_{ij}\right) - p\delta_{ij}$$
$$D_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\delta u_i}{\delta x_i} + \frac{\delta u_j}{\delta x_i}\right)$$

dove δ_{ij} è il delta di Kronecker e assume valore unitario per i=j e valore nullo per $i\neq j$.

2.3 Modellazione della Turbolenza

Nelle applicazioni ingegneristiche è frequente imbattersi in fenomeni turbolenti, questi possiedono una natura caotica e non stazionaria.

I flussi turbolenti sono caratterizzati da numeri di Reynolds alti ove quindi gli effetti inerziali prevalgono gli effetti viscosi, in questi flussi è necessario associare un valore di diffusione molecolare e un valore di dissipazione dell'energia.

Le principali proprietà dei flussi turbolenti sono l'elevata instabilità, la non stazionarietà e la casualità. Inoltre sono caratterizzati da una tridimensionalità del flusso, il campo medio può essere descritto come bidimensionale ma i valori istantanei sono caratterizzati da tridimensionalità.

Il flusso turbolento possiede strutture vorticose aventi dimensioni e frequenze molto differenti tra loro ricoprendo così un ampio range.

- L è la macroscala, corrisponde alla dimensione caratteristica del dominio ed è quindi anche il limite superiore per la grandezza dei vortici turbolenti
- I_0 è la scala di grandezza integrale, ha lo stesso ordine di grandezza della macroscala ma è più piccola. Rappresenta il valore medio delle dimensioni dei vortici turbolenti più grandi. I vortici di questa grandezza sono caratterizzati da un'elevata velocità di rotazione ma da una bassa frequenza.
- Microscala di Taylor è la scala di lunghezza intermedia.
- Microscala di Kolmogorov è la scala di più piccola, a questo punto l'energia cinetica turbolenta posseduta dai vortici inizia a dissiparsi in energia interna del flusso.

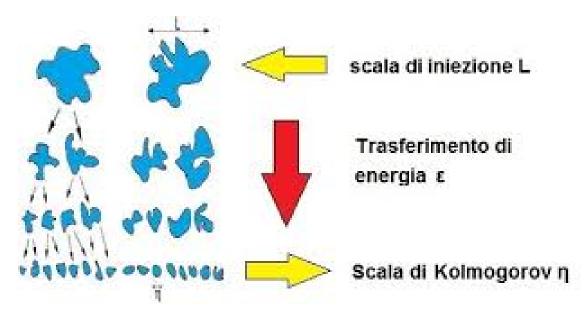


Figura 7: cascata d'energia, Kolmogorov 1941 [6]

Le scale di dimensione maggiore sono le prime a prendere forma nel flusso turbolento, sono ordinate e facilmente riconoscibili. Sono caratterizzata da una forte anisotropia ed

influenzano fortemente il campo di moto medio, sono inoltre responsabili dell'incremento di quantità di moto.

I vortici di queste dimensioni si decompongono in vortici di dimensioni inferiori attraverso il fenomeno della Cascata d'energia dove l'energia cinetica turbolenta viene conservata.

Le scale di dimensioni inferiori sono invece caratterizzate dagli effetti viscosi e sono difficilmente riconoscibili. Al contrario delle grandi scale sono isotrope facendo assumere al flusso proprietà simili indipendentemente dalla direzione.

2.4 Combustione

La combustione è un processo chimico nel quale si ha un notevole rilascio di calore grazie a una serie di reazioni tra combustibile e comburente.

In un motore in generale si possono distinguere due tipologie di combustione:

- Combustione a fiamma premiscelata, questo genere di combustione è tipica dei motori ad accensione comandata
- Combustione a fiamma diffusiva, tipica dei motori in cui si ha accensione spontanea

2.4.1 Stabilità di fiamma

Nella camera di combustione oltre a dover essere garantita la corretta distribuzione del combustibile è necessario garantire la stabilità di fiamma.

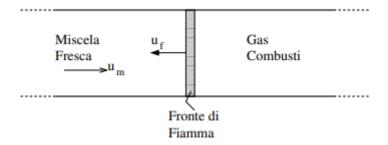


Figura 8: Moto di un fronte di fiamma laminare in un condotto cilindrico [10]

Prendendo ad esempio il cilindro di 8 per effetto di un'accensione che avviene sul lato destro il fronte di fiamma viaggia destra verso sinistra con velocità u_f , mentre il flusso di fiamma propaga con tale velocità la miscela fredda propaga verso sinistra u_m . Le velocità possono assumere valori tali che:

- $u_f < u_m$ ossia la velocità dei reagenti è eccessivamente elevata rispetto alla velocità di fiamma e quest'ultima non riesce a stabilizzarsi
- $u_f = u_m$ in questo caso il fronte di fiamma può dirsi stazionario
- $u_f > u_m$ la velocità di fiamma è maggiore della velocità media dei reagenti e risale la miscela

Le velocità di propagazione di una fiamma laminare idrocarburo/aria sono di circa 0,3-0,4 m/s, quindi per mantenere una velocità di fiamma stabile bisognerebbe mantenere velocità di flusso all'interno della camera di combustione basse, tali velocità comporterebbero sezioni di camere troppo grandi al fine di garantire il passaggio dell'intera portata. La soluzione a questo problema è quello di creare apposite zone di ricircolo in modo da allungare i tempi di permanenza e garantire un maggior tempo per completare la combustione. Questo espediente aumenta notevolmente la superficie di combustione ma aumenta le perdite di pressione del sistema. L'introduzione di questa componente di ricircolo avviene grazie ad una componente di swirl.

2.5 Modellazione della combustione

I modelli cinetici che descrivono la combustione di idrocarburi sono molto complessi. Sono composti da molte reazioni solitamente ramificate e i meccanismi sono difficilmente individuabili a causa dell'elevata velocità a cui avvengono.

Non è quindi possibile avere una descrizione dettagliata di tutti i fenomeni che avvengono durante la reazione, bisogna necessariamente ricorrere a modelli cinetici. Ricorrere a modelli cinetici limita inoltre le tempistiche di calcolo e il costo computazionale.

2.5.1 Modelli Meccanicistici

I modelli detti meccanicistici descrivono dettagliatamente le reazioni che avvengono cercando di restituire una rappresentazione accurata del fenomeno. Questi schemi sono utilizzati al fine di comprendere al meglio le possibili reazioni della combustione e poter prevedere l'insorgenza di specie inquinanti. Per la combustione del metano e miscele in condizioni di ossidoriduzione lo schema adottato è quello di Glarborg formato da 153 reazioni e 33 specie chimiche.

2.5.2 Modelli Cinetici Globali

I modelli cinetici globali tengono in considerazione un numero ristretto di specie. I modelli di questo genere non sono in grado di descrivere dettagliatamente quello che avviene durante la combustione ma cercano di analizzano gli andamenti delle grandezze significative come temperatura e concentrazioni di specie chimiche.

2.6 Interazione Cinetica Turbolenta

Nello studio ingegneristico di fenomeni come la combustione è fondamentale conoscere l'interazione tra i fenomeni fluidodinamici e quelli chimici. Nella combustione si ha un elevato aumento delle temperature influendo su densità, viscosità e velocità del fluido.

Lo studio dei fenomeni turbolenti e di combustione risulta già complicato se effettuato singolarmente, ne consegue che l'accoppiamento di turbolenza e combustione risulta molto complesso.

La presenza di fenomeni turbolenti, come già detto, aiuta il mescolamento dei reagenti migliorando la combustione ma se troppo elevata può portare all'estinzione della fiamma.

Come è possibile vedere in Fig. 9 un ulteriore problema legato alla cinetica chimica e alla turbolenza è la presenza di un ampio range di scale. Nel processo di combustione i tempi caratteristici spaziano tra 10-9 e 102 secondi, mentre i tempi caratteristi della turbolenza spaziano tra i tempi caratteristici associati ai vortici di Kolmogorov e quelli delle macroscale.

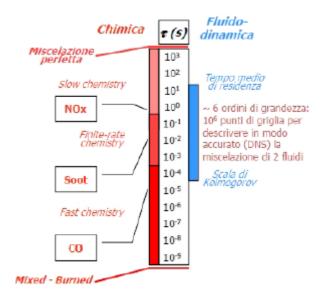


Figura 9: Descrizione dei tempi di residenza [15]

Una volta individuati gli intervalli dei tempi caratteristici è possibile distinguere tre regimi differenti:

- Chimica veloce se il tempo chimico è inferiore del tempo caratteristico dei vortici di Kolmogorov
- Chimica lenta se il tempo chimico è superiore al tempo di miscelazione τ_{mix}
- Finite-rate chemistry quando i tempi caratteristici di miscelazione e chimico sono simili

Per riuscire a definire il regime di appartenenza si usa il rapporto tra il tempo caratteristico di miscelazione e quello della j-esima specie chimica, tale rapporto viene detto numero di Damkohler ed è adimensionale.

$$Da_j = \frac{\tau_{mix}}{\tau_{c,j}}$$

Se il numero di Damkohler è molto maggiore di uno siamo in un regime ove prevale la miscelazione turbolenta, mentre se il numero risulta essere molto minore di uno è la chimica a prevalere.

La difficoltà è la presenza di numerose reazioni chimiche durante la combustione e quindi la coesistenza di più numeri di Damkohler. Nell'approccio RANS sono necessari modelli

che descrivano l'accoppiamento tra a cinetica e la turbolenza. In tabella è possibile vedere una schematizzazione dei modelli.

Infinitely Fast Chemistry	1.Eddy Dissipation 2. Eddy Dissipation – Finite Rate	1.Fast Chemistry - PDF mixture fraction
Finite Rate Chemistry	 Eddy Dissipation Concept Presumed PDF Flamelet Model PARS 	4. Flamelet Approach
	Reaction Rates Approach RRA	Primitive Variables Approach PVA

2.6.1 Modelli Reaction Rate Approach (RRA)

Nei modelli RRA si utilizza solamente il termine sorgente delle equazioni di trasporto risolvendo per ogni specie chimica un'equazione di trasporto

Modello Eddy Break Up (EBU) L'Eddy Break Up è applicabile a fiamme turbolente premiscelate in caso di numeri di Damkohler e di Reynolds elevati. L'ipotesi fondamentale di questo modello è che la combustione è governata dalla miscelazione turbolenta e non dalle reazioni chimiche. La velocità media della combustione risulta quindi proporzionale al tempo caratteristico d miscelazione.

Questo modello è tipicamente utilizzato nei codici commerciali grazie al basso costo computazionale. Il modello però non tiene conto della cinetica chimica portando. AAAAAA

Modello Eddy Dissipation (ED) L'Eddy Dissipation consiste nell'adattamento del modello EBU per il caso di fiamme non pre-miscelate. In questi casi il mescolamento tra combustibile e comburente avviene all'interno dell'area di reazione dove la combustione ha velocità elevate. In questo caso la velocità della reazione è limitata dalla velocità di mescolamento dei componenti.

Il modello è utilizzato per flussi turbolenti ove la velocità di reazione chimica è elevata rispetto alla velocità di mescolamento turbolento.

Il principale problema di questo modello è la sovrastima delle temperature siccome non tiene in considerazione le reazioni di dissociazione (le quali possono essere endotermiche). Un ulteriore problema è che il modello fornisce risultati validi se applicato ad una sola reazione.

Modello Finite Rate Chemistry (FR) Il Finite Rate è applicato nei casi in cui il numero di Damkohler è molto minore di uno dove i tempi chimici risultano maggiori dei tempi di mescolamento turbolento.

Il modello ottiene buoni risultati per i casi in cui il parametro limitante della combustione è la chimica, è applicabile sia a flussi laminari che turbolenti.

Modello Eddy Dissipation e Finite Rate (EDFR) L'Eddy Dissipation e Finite Rate risulta essere l'unione dell'ED e del FR. La velocità di reazione viene calcolata come la minima tra le velocità di reazione calcolate con i due metodi, sostanzialmente vengono calcolate con i due modelli le velocità di reazione e viene scelta quella minore.

Questo modello riesce a tener conto dei cambiamenti del numero di Damkohler, si riesce dunque a tener conto che si possono avere fasi controllate dal mescolamento turbolento o dalla cinetica chimica.

Il modello ha però un elevato costo computazionale nel caso di cinetiche con tanti step, infatti per ogni step e per ogni cella della griglia lui effettua il confronto tra i due modelli.

Modello Eddy Dissipation Concept (EDC) L'Eddy Dissipation Concept riesce a trattare l'iterazione cinetica tra turbolenza e chimica sia per fiamme pre-miscelate che per fiamme diffusive. Riesce a fornire risultati affidabili sia per processi di combustione limitati dal mescolamento turbolento che per i processi limitati dalla cinetica chimica.

Il modello risulta quindi essere adatto in numerosi casi, per questa sua caratteristica è utilizzato in molti codici commerciali.

L'ipotesi su cui si basa è che le reazioni chimiche possano avvenire solamente nelle zone dove la dissipazione di energia turbolenta è significativa.

Modello Transported (PDF) Nei modelli precedenti viene utilizzata la media di Favre per mediare le equazioni di trasporto, nel caso i modelli risultino inconcludenti si può ricorrere allo studio dell'equazione di trasporto della funzione densità di probabilità (Probability Density Function). Il modello risulta essere quindi un problema statistico applicabile sia a casi pre-miscelati che non, il costo computazionale risulta essere però molto elevato.

2.6.2 Modelli Primitive Variables Approach (PVA)

Nei modelli PVA si risolvono le equazioni di trasporto solamente per le variabili fondamentali.

Prima di proseguire con la trattazione definiamo come mixture fraction $f=\frac{m_1}{m_1+m_2}$ dove m_1 è la portata in massa del combustibile e m_2 è quella dell'ossidante. Se f assume inferiori rispetto allo stechiometrico la miscela si definisce povera se invece assume valori superiori la miscela si può definire ricca.

Modello Mixed is Burnt Il modello considera le reazioni irreversibili e infinitamente veloci, non servono quindi informazioni riguardanti la cinetica chimica. Per le composizioni si sfrutta semplicemente la stechiometria della reazione. Questa semplificazione del problema rende il modello poco accurato.

Modello Steady Laminar Flamelets (SLF) Il modello SLF inserisce anche la chimica nei modelli di combustione turbolenta, risultando un modello più accurato. La fiamma diffusiva turbolenta viene considerata come l'insieme di più fiamme laminari

stazionarie dette flamelets. Nella simulazione della combustione nelle zone in cui la miscela combustibile e comburente permette la combustione si impone la presenza di un flamelets.

Con questo modello è quindi possibile simulare separatamente i fenomeni di combustione (simulati dai flamelets) e i fenomeni di mescolamento. Questa suddivisine dei fenomeni è un vantaggio computazionale in quanto si può prima studiare il miscelamento e successivamente andare ad imporre i flamelets nelle posizioni più opportune.

Modello Unsteady Laminar Flamelets Il modello rappresenta un'estensione del modello precedente creata per lo studio delle emissioni inquinanti che si sviluppano con tempi di reazione chimica lenti rispetto ai tempi dell'intera combustione.

Il vantaggio di questo modello è che è possibile simulare geometrie complesse con schemi cinetici dettagliati senza allungare molto i tempi computazionali.

3 Modello numerico

3.1 Modellazione numerica della Turbolenza

È evidente che risolvere tutte le scale turbolente richiederebbe un costo computazionale enorme, fortunatamente per le applicazioni ingegneristiche solitamente è sufficiente una conoscenza del campo medio.

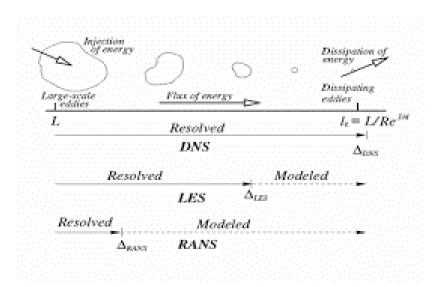


Figura 10: Metodi di previsione[8]

Esistono tre approcci per la modellazione del flusso turbolento:

- DNS, Direct Numerical Simulation, in questa modellazione vengono simulate tutte le scale di turbolenza. Nonostante possa fornire i dati più attendibili questo approccio comporterebbe costi computazionali e tempi molto elevati.
- RANS, Reynolds Averaged Navier Stokes, questa modellazione media nel tempo le equazioni di governo del campo. Questo approccio però comporta un sistema non chiuso e necessita di modelli di turbolenza per poter essere implementato.
- LES, Large Eddy Simulation, questo approccio definisce un filtro di scala, le scale superiori a questo valore vengono simulate mentre le scale al di sotto di questo valore vengo modellate.

È bene ricordare che durante la combustione oltre alle scale di turbolenza bisognerà tener conto anche delle scale associate alla reazione chimica.

Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) Le equazioni utilizzate sono equazioni di Navier-Stokes alle quali viene applicata la decomposizione di Reynolds. La decomposizione di Reynolds consiste nel considerare una generica quantità ϕ come composta da una componente media nel tempo $\bar{\phi}$ e da una componente fluttuante ϕ' :

$$\phi = \bar{\phi} + \phi'$$
 $\bar{\phi} = \frac{1}{T} \int_{T} \phi(t) dt$

Il tempo di integrazione T deve essere abbastanza grande rispetto alle scale di turbolenza ma non troppo altrimenti si rischia una perdita di informazioni sul moto medio del fluido.

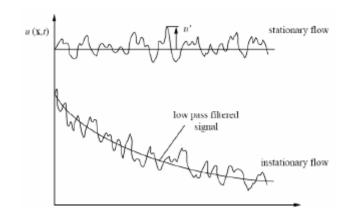


Figura 11: Valore medio della velocità definito per flussi stazionari e non stazionari [9]

La decomposizione di Reynold è usata solitamente per flussi non reagenti ove la densità non subisce grandi variazioni, nel caso invece di flussi reagenti è più utilizzata la media di Favre dove la componente media è pesata secondo la componente densità ρ

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

Dove si richiede $\rho\bar{\phi}''=0$ e quindi ricaviamo dalla definizione di ϕ

$$\bar{\rho}\phi = \bar{\rho}\bar{\phi} + \bar{\rho}\phi'' = \bar{\rho}\ \bar{\phi}$$
$$\bar{\phi} = \frac{\bar{\rho}\phi}{\bar{\rho}}$$

L'utilizzo della media di Favre favorisce la semplificazione delle equazioni di Navier-Stokes riducendone la complessità. Come già anticipato l'approccio RANS richiede l'introduzione di modelli di turbolenza al fine di chiudere il sistema di equazioni, questi modelli hanno il compito di tener conto delle fluttuazioni turbolente sul flusso medio. Tale operazione viene fatta risolvendo un numero di equazioni differenziali supplementari.

3.1.1 Eddy Viscosity Models

Questi modelli si basano sull'ipotesi di Boussinesq la quale propone l'analogia tra gli sforzi viscosi e gli sforzi di Reynolds, sono quindi ipotizzati proporzionali alle deformazioni attraverso la costante di proporzionalità detta viscosità turbolenta $+\mu_T$ [kg m⁻¹s⁻¹].

$$-\rho \bar{u_i'}u_j' = \tau_{ij} = \mu_T \left(\frac{\delta u_i}{\delta x_j} + \frac{\delta u_j}{\delta u_i}\right) - \frac{2}{3}\rho k \delta_{ij}$$

 δ_{ij} è il delta di Kronecker, pari ad 1 se i=j o nullo in caso contrario, mentre k è l'energia cinetica turbolenta

$$k = \frac{1}{2}(\bar{u'^2} + \bar{v'^2} + \bar{w'^2})$$

È possibile introdurre anche una viscosità cinetica turbolenta

$$\nu_T = \frac{\mu_T}{\rho}$$

Vediamo dunque una serie di questi modelli.

• MODELLO SPALART-ALLMARAS

È un modello a basso costo computazionale che risolve una sola equazione di trasporto per la viscosità turbolenta. Questo modello è stato appositamente creato per applicazioni aerospaziali, può avere impieghi anche per le turbomacchine se i fenomeni di ricircolo non sono eccessivi.

• MODELLO $k - \epsilon$ STANDARD

Il modello si basa sulla soluzione di due equazioni di trasporto sia per l'energia cinetica turbolenta k che per la velocità di dissipazione ϵ .

Le equazioni di trasporto su cui si basa questo modello sono le seguenti:

$$\frac{\delta \rho k}{\delta t} + \nabla \cdot \left(\rho k \vec{V}\right) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_T}{\sigma_k} \nabla k\right) + 2\mu_T S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \epsilon$$

$$\frac{\delta \rho \epsilon}{\delta t} + \nabla \cdot \left(\rho \epsilon \vec{V} \right) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_T}{\sigma_{\epsilon}} \nabla \epsilon \right) + \frac{C_{1\epsilon} \epsilon^2}{k} 2\mu_T S_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k}$$

Questo modello è uno dei più utilizzati nella modellazione RANS per la sua facilità d'implementazione. I parametri sono scelti in base a studi sperimentali. Questo modello non è adatto a casi con elevati gradienti di pressione o grande componente di swirl.

• MODELLI $k - \omega$

In questi modelli l'equazione di trasporto relativa a ϵ viene sostituita da un'equazione di trasporto per il coefficiente di dissipazione specifica ω . Questa tipologia riesce a descrivere meglio i flussi a parete. Oltre al modello $k-\omega$ standard esiste anche il modello SST $k-\omega$ cioè un modello ibrido tra il $k-\epsilon$ e il $k-\omega$ che sfrutta i punti forti di entrambi i modelli, assumerà un comportamento simile al $k-\omega$ a parete e come il $k-\epsilon$ nelle zone non a parete.

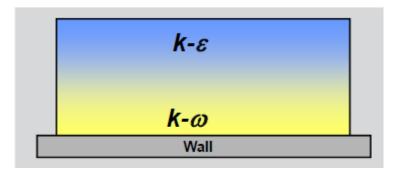


Figura 12: Schema del comportamento assunto dal motello SST $k-\omega$

3.2 OpenFoam

OpenFoam (Open Field Operation And Manipulation) è una libreria di calcolo basata sulla eccanica dei continui open source, viene utilizzato per risolvere molti problemi ma in particolar modo è pensato per risolvere problemi di fluidodinamica.

Come molti simulatori OpenFoam, oltre al simulatore vero e proprio, fa uso di sequenze di pre-processing e post-processing dei dati, queste sono necessarie per la preparazione dei dati da simulare e per la visualizzazione dei risultati ottenuti. Lo schema generico di funzionamento è visibile in Fig. 13.

Come si può vedere la simulazione viene eseguita da delle applicazioni dette solutori, ossia eseguibili standard già presenti nel programma. Il pre-processing è affidato a degli eseguibili detti utilities i quali comprendono la generazione di mesh e l'inserimento delle condizioni al contorno.

Per il post-processing viene utilizzato Paraview, un programma grafico utile per facilitare la visualizzazione dei risultati.

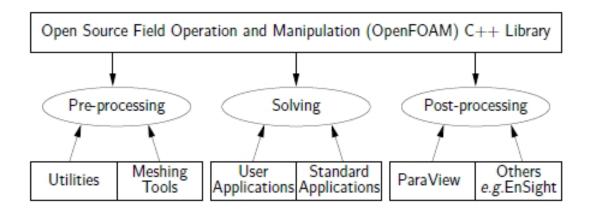


Figura 13: Struttura di OpenFoam [1]

3.2.1 Solutori

Il solutore è un eseguibile capace di risolvere un determinato problema e svolgere una simulazione, in OpenFoam è possibile scegliere tra diverse tipologie di solutori: per fluido-dinamica comprimibile o incomprimibile, per fluidodinamica multifase, con combustione o con scambi termici, etc...

Una volta scelto il solutore da utilizzare per la simulazione la cartella che andremo ad utilizzare apparirà come in 14, sono presenti tre sottocartelle nelle quali si andranno ad impostare tutte le informazioni riguardanti la simulazione.

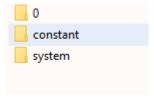


Figura 14

- La cartella 0 contiene le condizioni al contorno iniziali. Durante l'esecuzione si creeranno cartelle come questa nei diversi step temporali di salvataggio variabili.
- La cartella constant contiene i file che descrivono le proprietà fisiche del modello in analisi e tutte le informazioni riguardanti la mesh (all'interno della sotto-cartella polyMesh).

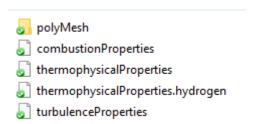


Figura 15: file presenti nella cartella constant

• La cartella system contiene i file di gestione simulazione.



Figura 16: file presenti nella cartella system

Analizziamo dunque i file presenti nelle cartelle constant e system nel solutore XiFoam.

• combustionProprieties, all'interno di questo file è possibile andare ad impostare i parametri della combustione come ad esempio il tipo di combustibile utilizzato per la simulazione, l'equivalent-ratio e la velocità laminare di fiamma. Inoltre si possono andare a modificare i parametri riguardanti l'accensione come la durata, l'intensità o la posizione.

```
3 laminarFlameSpeedCorrelation Gulders;
fuel
                 Propane;
                 Su [0 1 -1 0 0 0 0] 0.434;
2 Su
SuModel #
                 unstrained;
equivalenceRatio equivalenceRatio [0 0 0 0 0 0 0] 1;
ignite
                yes;
ignitionSites
    {
                         (0\ 0\ 0.0005);
        location
        diameter
                         0.003;
        start
                         0;
        duration
                         0.003;
        strength
                         2;
    }
);
ignitionSphereFraction 1;
ignitionThickness ignitionThickness [0 1 0 0 0 0 0] 0.001;
ignitionCircleFraction 0.5;
ignitionKernelArea ignitionKernelArea [0 2 0 0 0 0 0] 0.001;
```

Figura 17: file combustionProperties

• themophysicalProperties, all'interno è possibile andare a descrivere le proprietà del modello termofisico e il modello di trasporto che il solutore andrà ad utilizzare.

```
type heheuPsiThermo;
mixture homogeneousMixture;
transport const;
thermo janaf;
equationOfState perfectGas;
specie specie;
energy absoluteEnthalpy;
```

Figura 18: file thermophysical Properties

• turbolenceProperties, all'interno è possibile inserire il modello di turbolenza che il solutore andrà ad utilizzare, tale scelta andrà ad influire sui tempi di calcolo e sull'accuratezza della soluzione. Come si può vedere in 19 è possibile anche andare a scegliere il modello di chiusura turbolento da utilizzare.

Figura 19: file turbolenceProperties

• controlDict, all'interno di questo file è possibile andare a impostare i parametri temporali della simulazione come il tempo di inizio e di fine analisi, l'intervallo di tempo della simulazione o anche la recisione di scrittura. È inoltre possibile andare a sceglie gli step temporali del salvataggio dei risultati. Nella tabella seguente è possibile vedere i significati degli presenti in questo file.

startFrom	Indica il tempo di inizio simulazione	
	firstTime, la simulazione inizia dal più basso valore temporale salvato	
	startTime, la simulazione inizia dal valore inserito nell'input startTime	
	latestTime, la simulazione inizia dallo step temporale salvato più recente	
startTime	Indica il tempo nel quale si vuol far partire la simulazione	
stopAt	Indica il tempo di fine simulazione	
	endTime, la simulazione si conclude nel tempo indicato nell'input endTime writeNow, completa lo step in atto e scrive i dati noWriteNow, completa lo step in atto e non scrive i dati nextWrite, la simulazione si conclude al tempo stabilito	
	nell'input timeControl	
endTime	Tempo nel quale si vuole concludere la simulazione	
deltaT	Intervallo di tempo tra gli step di simulazione	
writeControl	Controlla ogni quanto scrivere i file di uscita	
	timeStep, la scrittura avviene per ogni passo di writeInterval runTime, la scrittura avviene per ogni secondo ti writeInterval del tempo simulato adjustableRunTime, la scrittura avviene per ogni secondo di writeInterval del tempo simulato, è possibile farlo coincidere con writeInterval aggiustando il passo temporale	
	cpuTime, la scrittura avviene ad ogni secondo di writeInterval	
	del tempo della CPU clockTime , la scrittura avviene per ogni secondo di writeInterval del tempo reale	
writeInterval	Definizione del numero legato a writeControl	
purgeWrite	Limite di cartelle di salvataggio, superato questo numero verranno sovrascritte. Per disattivarlo è necessario imporlo a 0	
writeFormat	Formato dei dati salvati ASCII e binary	
writePrecision	Numero predefinito a 6, è legato a writeFormat	
writeComprenssion	I file possono essere salvati in cartelle compresse, bisogna solamente impostare on o off	

timeFormat	Formato del nome delle cartelle temporali: fixed ± m.dddddd scientific ± m.dddddd ± xx general la d viene definita in timePrecision.	
timePrecision	Numero predefinito a 6	
graphFormat	Si può definire il formato dei dati riguardanti i grafici: raw gnuplot xmgr jplot	
runTimeModifiable	Il file può essere letto ad ogni step di calcolo a seconda che si imposti yes o no	

- fvSchemes, contiene gli schemi di discretizzazione dei termini che costituiscono le equazioni risolutive. OpenFoam consente molta libertà sulla scelta degli schemi di discretizzazione. I termini da definire sono:
 - timeSchemes, si definisce lo schema di discretizzazione per le derivate rispetto al tempo.
 - gradSchemes, si definisce lo schema per lo termini contenenti dei gradienti.
 - divSchemes, si definisce lo schema che andrà ad agire sul termine di divergenza.
 L'unico schema utilizzabile è lo schema Gauss dove si deve specificare il modello di interpolazione per i campi.
 - laplacianSchemes, come per la divergenza l'unico schema di discretizzazione utilizzabile per i termini contenenti il laplaciano si può usare solamente lo schema di Gauss.
 - interpolationSchemes, si definisce lo schema di interpolazione dati da punto a punto. OpenFoam fornisce quattro categorie di schemi tra cui scegliere.
 - snGradSchemes, si definisce lo schema dei termini del gradiente normale alla superficie.
- fvSolution, contiene le tolleranze e i fattori di sotto-rilassamento per le grandezze di cui si risolverà l'equazione di trasporto. Le tolleranze serviranno a valutare l'accuratezza della soluzione mentre i fattori di sotto-rilassamento servono per aiutare il solutore a giungere a convergenza. Diminuendo il valore dei fattori di rilassamento si aumentano i tempi di calcolo ma aumentano le probabilità di giungere a convergenza. I blocchi in cui si dividono gli input di questo file sono tre:
 - Solvers, in questo blocco si andranno a definire i tipi di solutori per ogni variabile da calcolare. Dopo aver scelto il tipo di solutore andranno inserite la tolleranza e la tolleranza relativa, andando quindi ad agire sul controllo dell'accuratezza della soluzione.

- Algoritmi, si sceglie l'algoritmo risolutivo per la procedura di risoluzione (PISO o PIMPLE).
- Fattori di sotto-rilassamento, sono fattori utili per la stabilità della soluzione agendo sul limitare la variazione di una variabile da uno step a quello successivo. Possono assumere un valore compreso tra 0 e 1, nel caso limite vengano posti a 0 significa che il valore non ha variazioni.

3.2.2 Creazione della Mesh

Nella CFD i problemi fluidodinamici vengono risolti discretizzando il dominio dello spazio in un certo numero di celle, così facendo creiamo una griglia (mesh) di calcolo. La creazione di un buon dominio favorirà le tempistiche di calcolo, ad esempio una griglia più fitta sarà necessaria ove i gradienti e le intensità di miscelazione sono più elevati senza dover appesantire tutta la griglia.

Il dominio della simulazione può essere creato tramite il comando blockMesh il quale va a sfruttare il file blockMeshDict.

Nel file blockMeshDict è possibile inserire le basi per la creazione della mesh andando ad inserire vertices, blocks e boundary.

Nella sezione vertices del file vanno inserite le coordinate (x,y,z) di tutti i vertici della mesh, i vertici verranno numerati a partire da 0.

```
vertices
(
      (0 0 0) //0
      (0 35 0) //1
      (70 0 0) //2
      (70 35 0) //3
      (0 0 1) //4
      (0 35 1) //5
      (70 0 1) //6
      (70 35 1) //7
);
```

Figura 20: sezione vertices

Nella sezione blocks vengono identificati i blocchi che costituiscono la mesh. I blocchi sono sempre esaedri (identificati dalla sigla hex), per la costruzione è possibile leggere nella prima parentesi i vertici che compongono il blocco stesso, nella seconda parentesi viene inserito il numero di celle in cui si vogliono suddividere ognuna delle tre direzioni del blocco, nella terza parentesi è possibile graduare la mesh. Il simpeGrading è utile se si vuole infittire il blocco progressivamente in una direzione.

```
blocks
(
hex (0 2 3 1 4 6 7 5) (70 35 1) simpleGrading (1 1 1)
);
```

Figura 21: sezione blocks

Nella sezione boundary si possono dare i nomi alle diverse facce che compongono i contorni dei blocchi e definirne la funzione. Sono disponibili diverse opzioni a seconda del tipo di parete esse rappresentino:

- patch, opzione generica usata prevalentemente per inlet e outlet
- wall, opzione usata per le pareti
- simmetryPlane, usata per definire un piano di simmetria
- wedge, usata per casi assialsimmetrici bidimensionali
- empty, usata per casi assialsimmetrici in cu si deve indicare un contorno senza spessore
- cyclic, usata nel caso di piani ciclici

```
boundary
(
    inlet
    {
       type patch;
       faces
       (
            (0 3 23 20)
      );
}
```

Figura 22: sezione boundary

Una volta conclusa la compilazione della mesh nel file è possibile visualizzarla in para-Foam.

4 Analisi Modello BRS

La prima camera di combustione presa come modello è stata la BRS (Beschaufelter RingSpalt) presente nella Technische Universität München.

Come si può vedere dalle figure 23 e 24 lo schema del combustore è costituito da una sezione di ingresso al termine della quale è presente una palettatura che induce un angolo di swirl al flusso prima di entrare in camera di combustione.

Nel caso da noi simulato non è presente la palettatura che genera l'angolo di swirl e per questo è stato necessario definire nelle condizioni al contorno la velocità iniziale con una componente radiale a secondo dell'angolazione scelta.

Le simulazioni sono state effettuate sia in caso di flusso unicamente assiale sia in caso di flusso con componente radiale, sono stati variati parametri come l'equivalence ratio e le velocità di ingresso. In figura 25 sono visibili le condizioni al contorno prese come punto di riferimento iniziali.

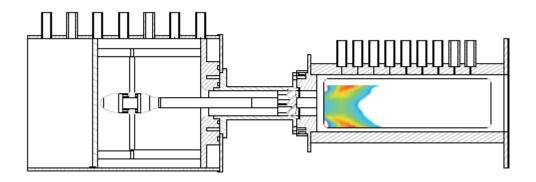


Figura 23: schema del test-case BRS [19]

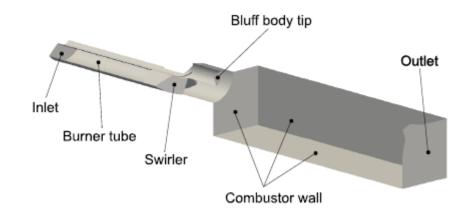


Figura 24: schema del test-case per la simulazione [19]

Face	Boundary condition	Value
Inlet	Fixed velocity	U = 11.3 m/s
Outlet	Non-reflective pressure outlet	p = 101325Pa
Mixing tube, swirler	Adiabatic no-slip wall	-
Combustor wall	Isothermal no-slip wall	T = 600K
Bluff body tip	Isothermal no-slip wall	T = 600K

Figura 25: condizioni al contorno [19]

In figura 26 è possibile vedere la mesh utilizzata per l'analisi, sfruttando la caratteristica di assialsimmetria del flusso si è creata solamente metà mesh riducendo i tempi di calcolo. Si sono mantenuti i rapporti tra le aree e si sono utilizzate dimensioni inferiori rispetto alla BRS presa di riferimento.

La griglia di calcolo è stata suddivisa in 5 blocchi più o meno fitti a seconda delle zone d'interesse di maggiore interesse.

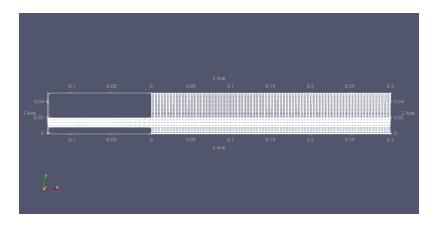


Figura 26: mesh utilizzata per la simulazione

4.1 Flusso assiale

Le prime simulazioni sono state effettuate con un flusso assiale, senza quindi inserire una componente radiale alla velocità iniziale. Tutte le simulazioni sono state effettuate con una $V_{in} = 11, 3 \, m/s$ imponendo come condizione al contorno una temperatura inziale di 600K.

$$\phi = \frac{\frac{m_{fuel}}{m_{oxidizer}}}{\left(\frac{m_{feul}}{m_{oxidizer}}\right)_{st}} = equivalence\ ratio$$

Abbiamo proceduto cambiando l'equivalence ratio da 1 a 0,77 e 0,9 utilizzando quindi una miscela magra. Di seguito sono riportati i dati ottenuti nelle tre simulazioni, in particolare si possono osservare gli andamenti di temperatura, pressione e densità del flusso.

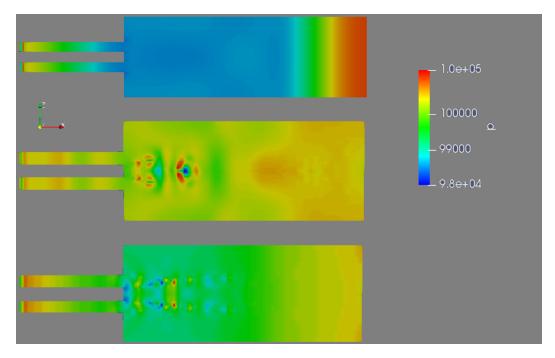


Figura 27: BRS con flusso assiale e $\phi=1$ and
amento della pressione a t=0s t=0.05s t=0.15s

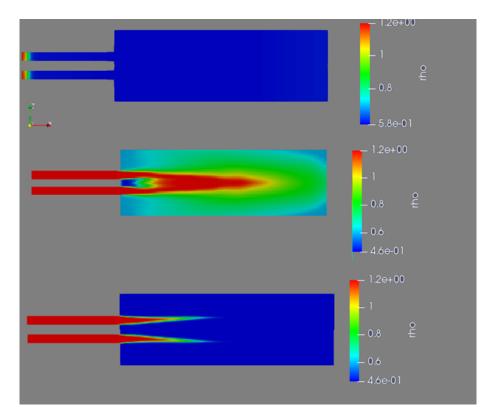


Figura 28: BRS con flusso assiale e $\phi=1$ andamento della ρ a t=0s t=0.05s t=0.15s

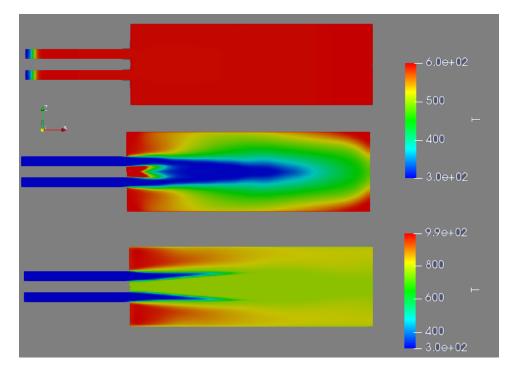


Figura 29: BRS con flusso assiale e $\phi=1$ and amento della ρ a t=0s t=0.05s t=0.15s

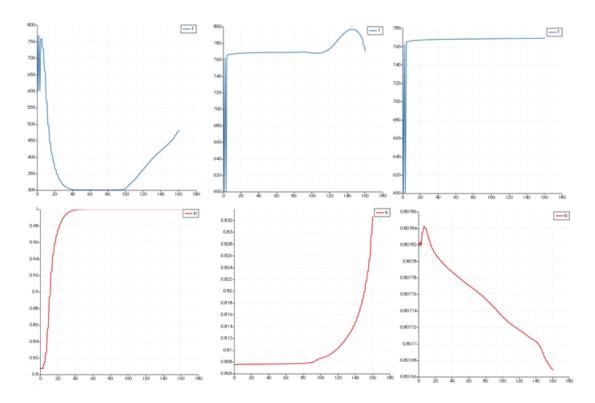


Figura 30: BRS con flusso assiale con $\phi=1$ and amento T e b in t=0.05s t=0.07s t=0.15s

I grafici in figura 30 sono stati acquisiti lungo l'asse di simmetria ed è possibile vedere l'andamento del parametro b.

Questo parametro è definito in OpenFoam come $b=\frac{T_b-T}{T_b-T_u}$ dove con T_b si indica la temperatura dei gas combusti, con T_u la temperatura dei gas incombusti e con T la temperatura del gas nel punto, b può assumere valori compresi tra 0 e 1.

b=0 miscela completamente combusta

b=1 miscela completamente incombusta

Di seguito sono riportati i grafici ottenuti con $\phi=0.77$ e $\phi=0.9$. Per ottenere la combustione non è stato sufficiente cambiare solamente l'equivalence ratio ma è stato necessario intervenire sui parametri di accensione.

Equivalence ratio	Ignition diameter	Ignition duration
1	0.0001	0.005s
0.9	0.001	0.006s
0.77	0.001	0.009s

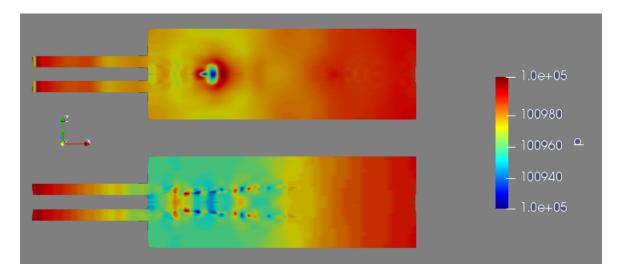


Figura 31: BRS con flusso assiale e $\phi = 0.9$ and amento della pressione a t=0,05s t=0.3s

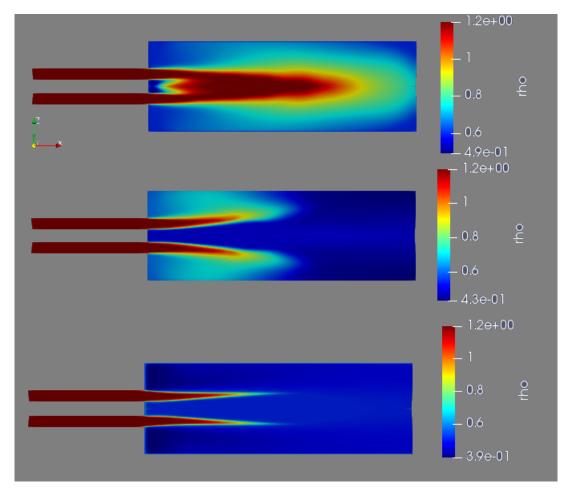


Figura 32: BRS con flusso assiale e $\phi=0.9$ andamento della ρ a t=0,05s t=0.1s t=0.3s

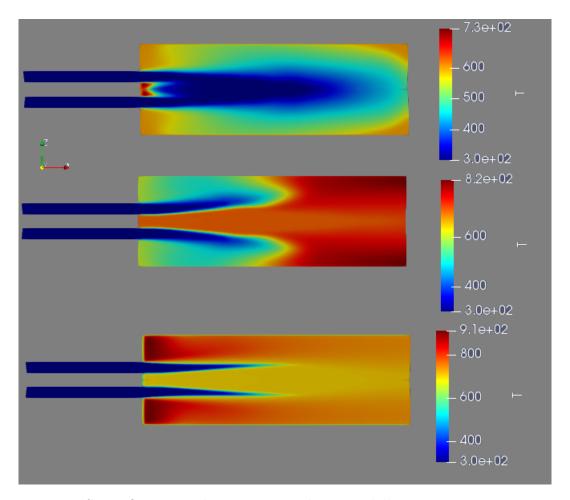


Figura 33: BRS con flusso assiale e $\phi=0.9$ and
amento della T a t=0,05s t=0.1s t=0.3s

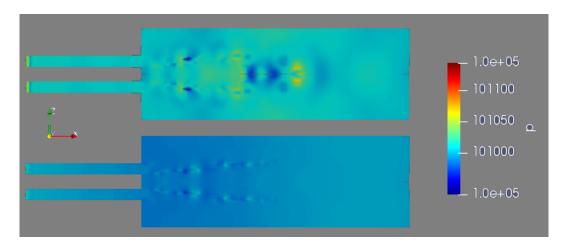


Figura 34: BRS con flusso assiale e $\phi=0.77$ and
amento della p a t=0,05s t=0.15s

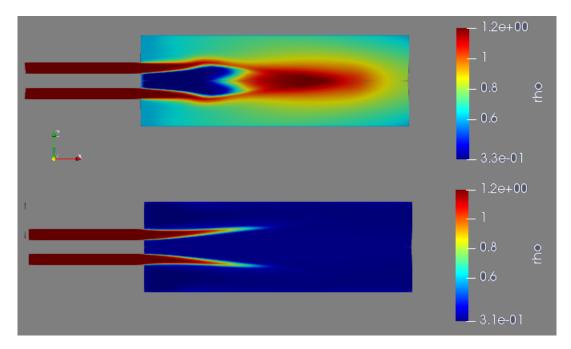


Figura 35: BRS con flusso assiale e $\phi=0.77$ andamento della ρ a t=0,05s t=0.15s

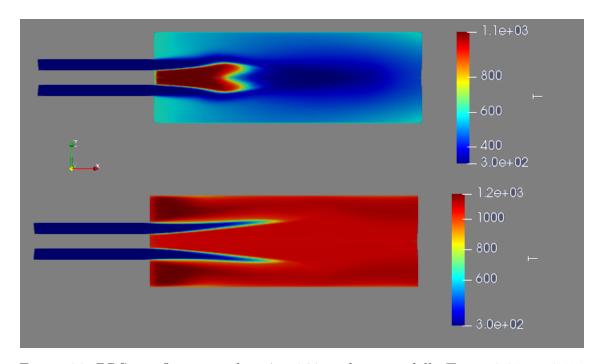


Figura 36: BRS con flusso assiale e $\phi=0.77$ andamento della T a t=0,05s t=0.15s

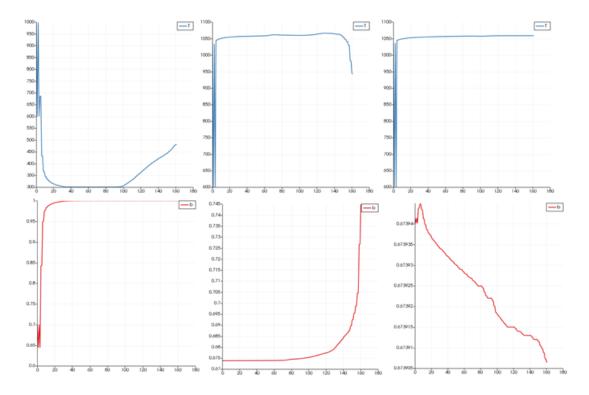


Figura 37: BRS con flusso assiale con $\phi=0.77$ and amento T e b in t=0.05s t=0.07s t=0.15s

4.2 Flusso con componente di swirl

Il passo successivo è stato inserire una componete radiale alla velocità, questo permette al flusso di creare fenomeni vorticosi migliorando il mescolamento tra combustibile e comburente, conseguentemente migliorare la combustione.

In primo luogo abbiamo simulato un flusso con componente di swirl di 45° procedendo poi cambiando tale componente a 40° e 50°, successivamente si è variato l'equivalence ratio passando a miscele magre mantenendo la componente di swirl a 45° infine cambiando la velocità d'ingresso del flusso si è cercata la corretta componente di swirl che facesse partire la combustione.

4.2.1 Flusso con componente di swirl a 45°

Come si può vedere dalle immagini presenti in figura 42 inserendo una componente radiale al flusso si creano dei fenomeni di ricircolo i quali favoriscono il rimescolamento. Confrontando i grafici del parametro b ottenuti per il caso assiale e per il caso con componente di swirl (figura 30 e figura 41) è possibile vedere come nel secondo caso la miscela riesca a bruciare con più facilità.

flusso assiale $b \cong 0.8$

flusso con componente radiale $b\cong 0,64$



Figura 38: BRS con flusso a 45° con $\phi=1$ andamento della p a t=0.05s

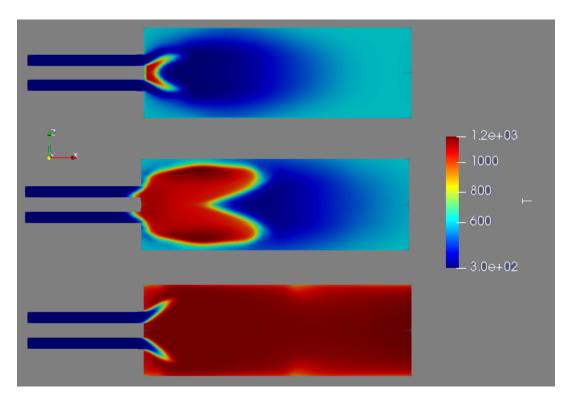


Figura 39: BRS con flusso a 45° con $\phi=1$ and amento della T a t=0.05s t=0.06s t=0.15s

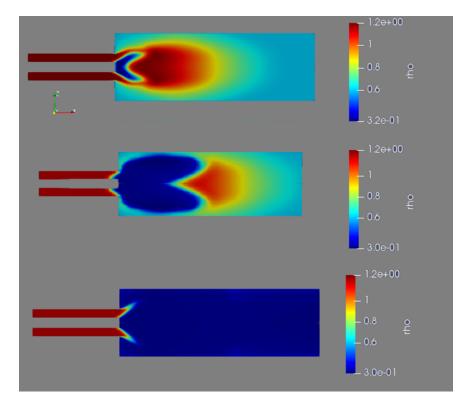


Figura 40: BRS con flusso a 45° con $\phi=1$ and
amento della rho a t=0.05s t=0.06s t=0.15s

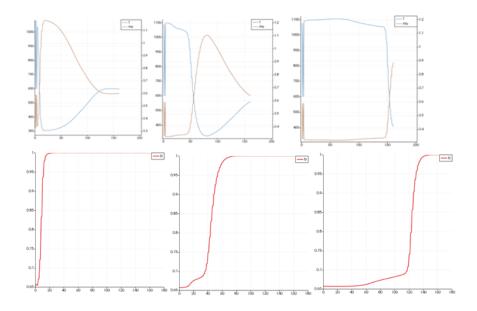


Figura 41: BRS con flusso a 45° con $\phi=1$ and
amento T e ρ e b in t=0.05s t=0.06s t=0.07s

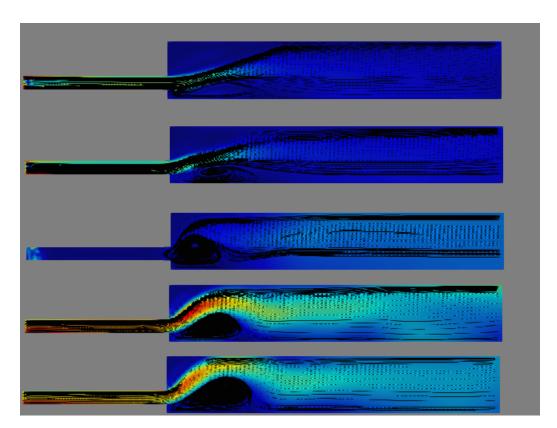


Figura 42: BRS con flusso a 45° con $\phi=1$ linee di flusso

4.2.2 Variazione della componente di swirl

Si è scelto di cambiare la componente di swirl variandola di $\pm 5^{\circ}$. Nelle figure successive sono riportati gli andamenti della temperatura e della densità, gli andamenti della temperatura e del parametro b lungo l'asse di simmetria e le linee di flusso sia per il caso 40° che 50° . Nel caso 40° la fiamma tenda a risalire il condotto (flashback) mentre nel caso 50° la combustione non riesce ad avvenire.

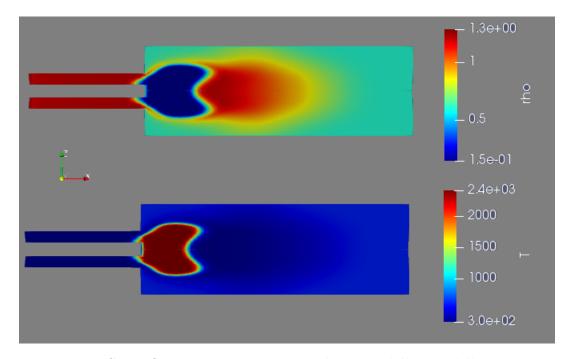


Figura 43: BRS con flusso a 40° con $\phi=1$ and amento della T e della ρ a t=0.06s

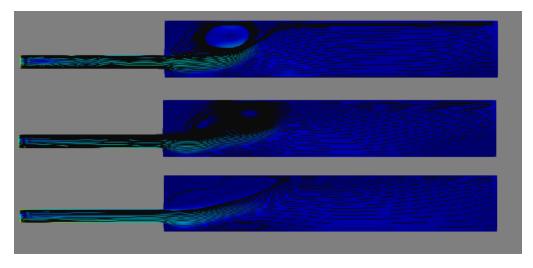


Figura 44: BRS con flusso a 40° con $\phi = 1$ linee di flusso in t=0.046s

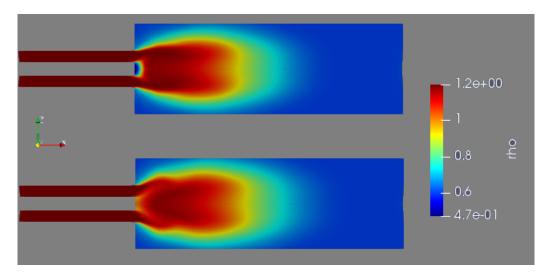


Figura 45: BRS con flusso a 50° con $\phi=1$ and
amento della ρ a t=0.046s t=0.063s

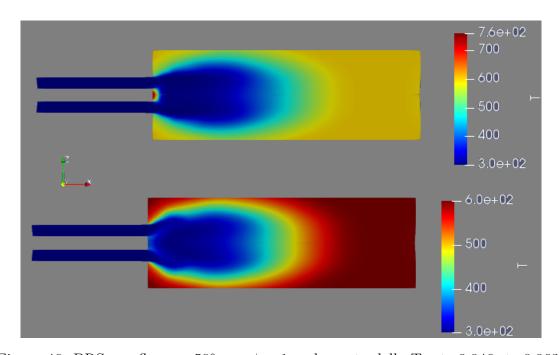


Figura 46: BRS con flusso a 50° con $\phi=1$ and
amento della T a t=0.046s t=0.063s

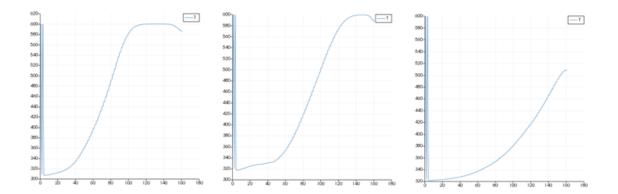


Figura 47: BRS con flusso a 50° con $\phi = 1$ and amento della T a t=0.04s t=0.07s t=0.2s

4.2.3 Variazione dell'equivalence ratio

Abbiamo proceduto cambiando l'equivalence ratio da 1 a 0,77 e 0,9 utilizzando quindi una miscela magra lasciando una componente di swirl di 45°. Come per il caso assiale è stato necessario variare i parametri di accensione per permettere alla combustione di partire correttamente. In particolare si è agito sul diametro e sulla durata aumentandola di accensione.

Equivalence ratio	Ignition duration	Ignition diameter
1	0.005s	0.0001
0.9	0.006s	0.003
0.77	0.01s	0.0001

Confrontando il parametro b ottenuto per $\phi=1$ leggibile in figura 30 e i parametri b ottenuti per $\phi=0.77$ e $\phi=0.9$ leggibili rispettivamente in figura 50 e figura 53 si può notare un miglioramento del parametro nel caso di $\phi=0.77$. Per trovare i parametri di accensione corretti si è proceduto aumentando inizialmente solo la durata, azione sufficiente per avere combustione con $\phi=0.77$, in caso l'aumento della durata non fosse sufficiente si è aumentato anche il diametro procedendo per tentativi cercando l'accoppiamento durata/diametro che permettesse la combustione senza fenomeni di flashback.

ϕ	b
1	$\cong 0.64$
0.9	$\cong 0.72$
0.77	$\cong 0.5$

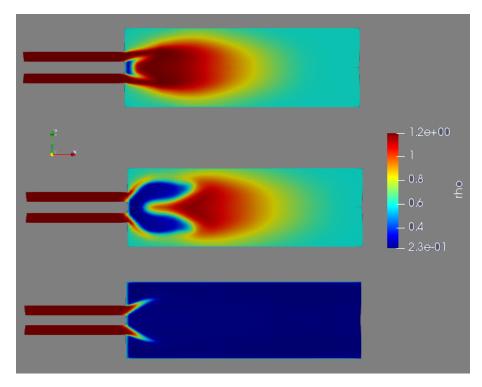


Figura 48: BRS con flusso a 45° e $\phi=0.77$ andamento della rho a t=0.05s t=0.06s t=0.1s

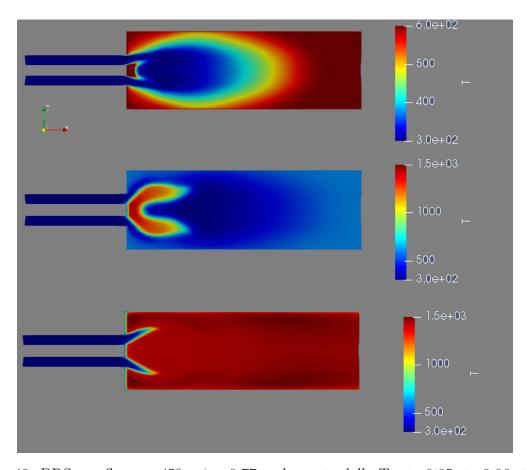


Figura 49: BRS con flusso a 45° e $\phi=0.77$ andamento della T a t=0.05s t=0.06s t=0.1s

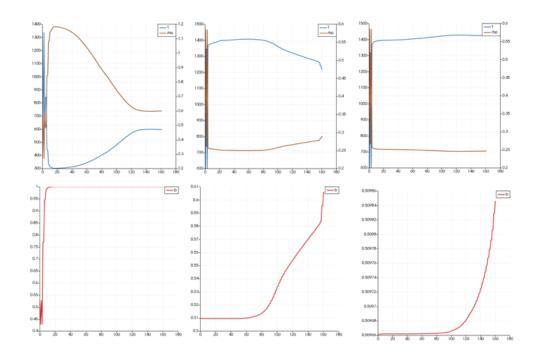


Figura 50: BRS con flusso a 45° e $\phi=0.77$ andamento della T
 della ρ e della b a t=0.05s t=0.08s t=0.1s

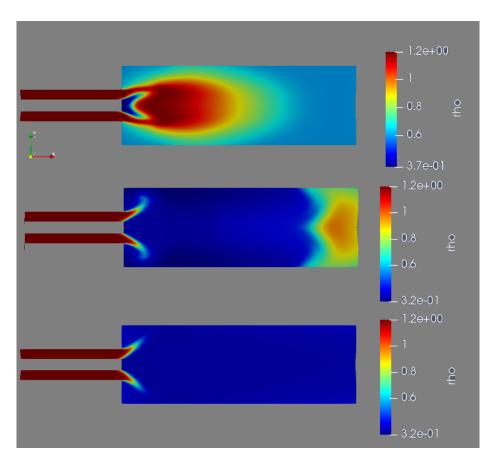


Figura 51: BRS con flusso a 45° e $\phi=0.9$ and
amento della ρ a t=0.05s t=0.08s t=0.25s

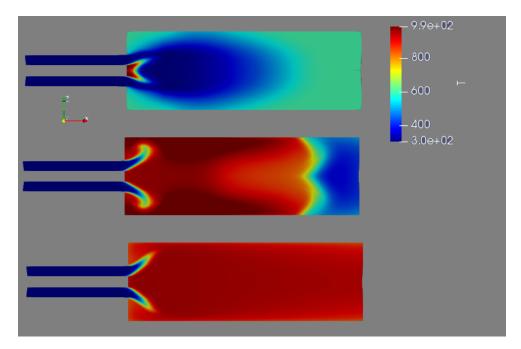


Figura 52: BRS con flusso a 45° e $\phi=0.9$ and
amento della T a t=0.05s t=0.08s t=0.25s

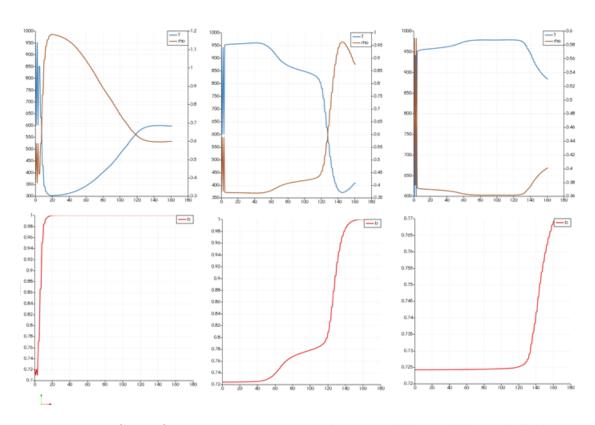


Figura 53: BRS con flusso a 45° e $\phi=0.9$ andamento della T
 della ρ e della b a t=0.05s t=0.08s t=0.1s

4.2.4 Variazione della velocità d'ingresso

In questa sezione abbiamo variato la velocità in ingresso aumentandola e diminuendola rispetto al caso iniziale di 11,3 m/s.

Velocità 9 m/s

Lasciando la componente di swirl a 45° si può osservare come la combustione risalga il condotto, è stato necessario quindi variare le angolazioni. Nel nostro caso arrivati ad angolazione 50° si è ottenuta una combustione che non risalisse il flusso. Analizzando il parametro b lungo l'asse di simmetria si è trovato un valore di circa 0,6. Nelle figure sottostanti sono riportati i parametri di temperatura e densità per le due differenti angolazioni, nei grafici i valori sono riferiti all'asse di simmetria della camera. La temperatura in camera di combustione risulta invece aumentata a 1400 K rispetto i 1200 K del caso $V_{in}=11,3~{\rm m/s}$

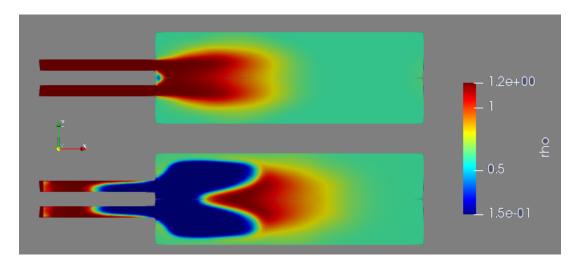


Figura 54: BRS flusso a 45° andamento della ρ per $V_{in}=9~\mathrm{m/s}$ angolo in t=0.04s e t=0.05s

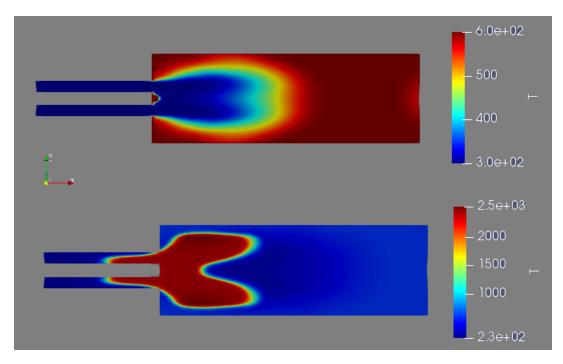


Figura 55: BRS flusso a 45° andamento della T per $V_{in}=9~\mathrm{m/s}$ in t=0.04s e t=0.05s

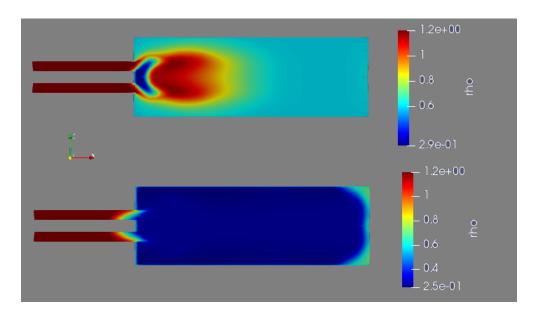


Figura 56: BRS flusso a 50° con $V_{in}=9~\mathrm{m/s}$ and
amento della ρ in t=0.05s e t=0.08s

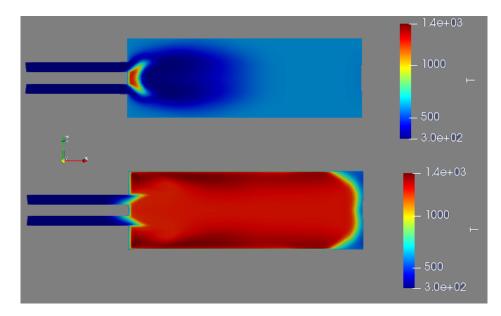


Figura 57: BRS flusso a 50° con $V_{in}=9~\mathrm{m/s}$ and
amento della T in t=0.05s e t=0.08s

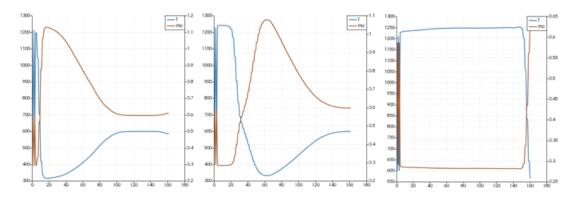


Figura 58: BRS flusso a 50° con $V_{in}=9~\mathrm{m/s}$ andamento della T e della ρ a t=0.05s t=0.06s t=0.08s

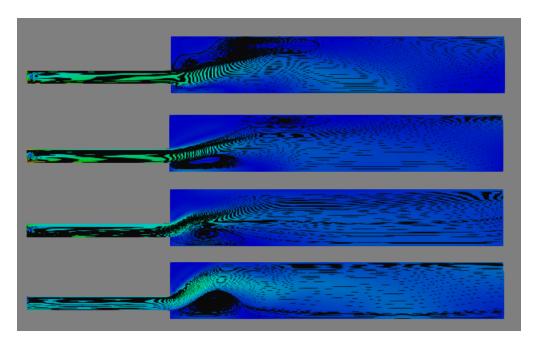


Figura 59: BRS flusso a 50° con $V_{in} = 9$ m/s and amento delle linee di flusso

Velocità 18 m/s

Lasciando la componente di swirl a 45° si può osservare come la combustione non riesca a partire, è stato quindi necessario andare a variare l'angolazione del flusso. A differenza del caso con velocità 9 m/s non abbiamo trovato un'angolazione tale da permettere la combustione, si sono trovati risultati soddisfacenti solamente per un'angolazione di 42,5° ma come si può osservare dalle Fig.63 Fig.64 e Fig.65 il parametro b è di circa 0,87 e la temperatura è aumentata di poco rispetto alla temperatura iniziale di 600 K.

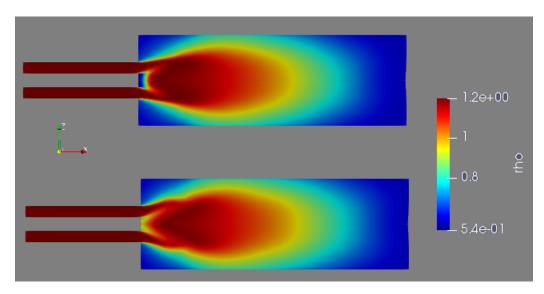


Figura 60: BRS con flusso a 45° con $V_{in}=18~\mathrm{m/s}$ and amento della ρ in t=0.04s e t=0.05s

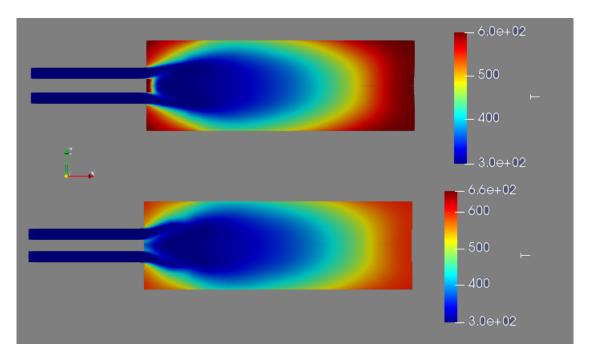


Figura 61: BRS flusso a 45° con $V_{in}=18~\mathrm{m/s}$ andamento della T in t=0.04s e t=0.05s

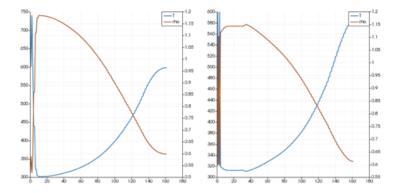


Figura 62: BRS flusso a 45° con $V_{in}=18~\mathrm{m/s}$ andamento della T e della ρ in t=0.04s e t=0.05s

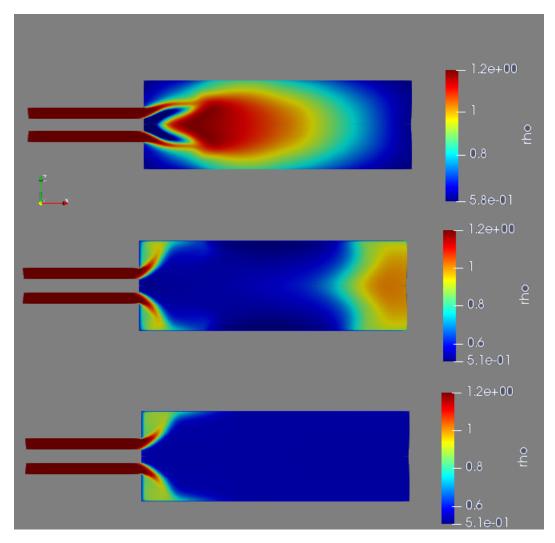


Figura 63: BRS flusso a 42.5° andamento della ρ per $V_{in}=18~\mathrm{m/s}$ in t=0.04s e t=0.08s e t=0.15s

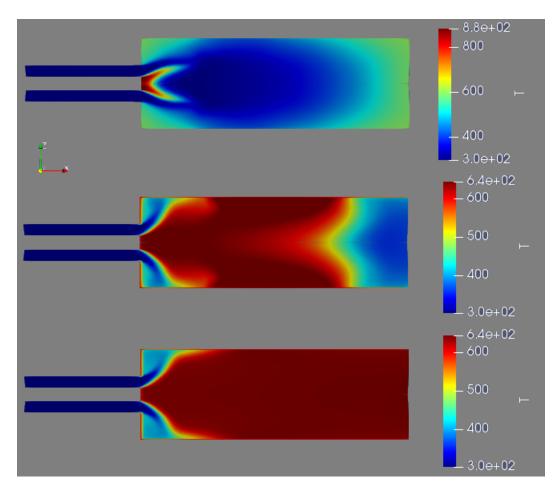


Figura 64: BRS flusso a 42.5° andamento della T per $V_{in}=18~\mathrm{m/s}$ in t=0.04s e t=0.08s e t=0.15s

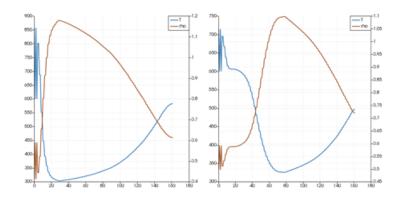


Figura 65: BRS flusso a 42.5° andamento della T e della ρ per $V_{in}=18~\mathrm{m/s}$ in t=0.05s e t=0.06s

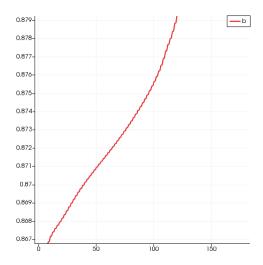


Figura 66: BRS flusso a 42.5° andamento del parametro b $V_{in}=18~\mathrm{m/s}$ in t=0.1s

5 Analisi Modello AVC

Per aumentare la zona di ricircolo e facilitare il mescolamento è possibile utilizzare la tecnica del vortice intrappolato. In queste camere di combustione sono presenti cavità al di sotto della zona di immissione del flusso nella quale nascerà un vortice, il vortice nasce proprio grazie alla depressione dovuta alla presenza della cavità stessa. Un modello di camera di combustione a vortice intrappolato è la AVC (Advanced Vortex Combustor), questa tipologia di camera non usa cavità per generare i vortici di ricircolo ma sfrutta due corpi come si può vedere in figura 67.

Il combustibile e l'aria premiscelati entrando in camera di combustione incontrando i corpi generano due zone di ricircolo, una anteriore ai due corpi e una posteriore ai due corpi.

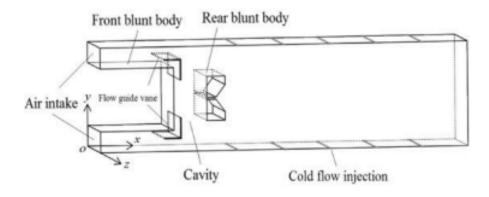


Figura 67: modello del combustore AVC [23]

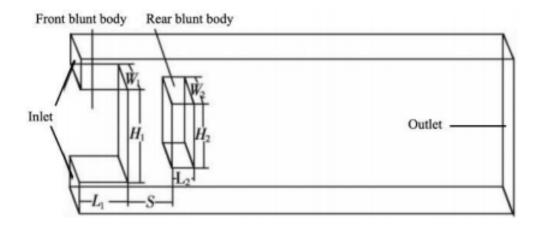


Figura 68: modello del combustore AVC usato per la simulazione

In questo caso sono state effettuate tre simulazioni al variare della velocità d'ingresso del flusso, rispettivamente $50~\rm m/s$, $80~\rm m/s$ e $116~\rm m/s$.

Nelle figure è possibile osservare l'insorgenza delle strutture vorticose.

Come per l'analisi del modello BRS si sono poi confrontati i valori del parametro b lungo l'asse di simmetria della camera, in tabella vengono riportati i valori medi dei parametri nella zona posteriore alle zone di ricircolo.

Velocità d'ingresso	b	T
$50 \mathrm{m/s}$	0.18	2300K
80m/s	0.48	1600K
116m/s	0.48	1600K

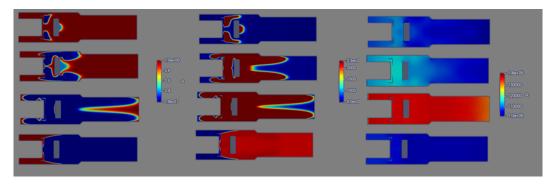


Figura 69: andamento dei parametri b
, T e p con $V=50~\mathrm{m/s}$

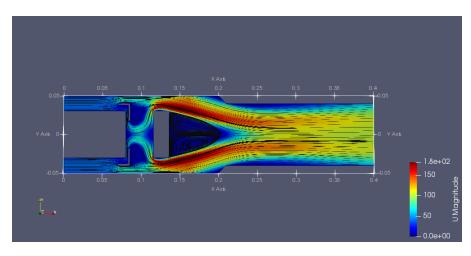


Figura 70: nell'immagine è possibile visualizzare le zone vorticose che si creano con V=50 m/s

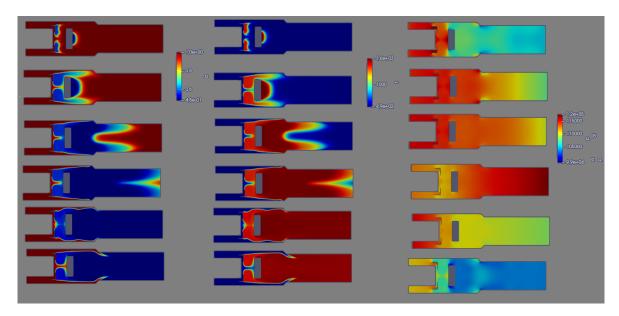


Figura 71: andamento dei parametri b
, T e p con V=80 m/s

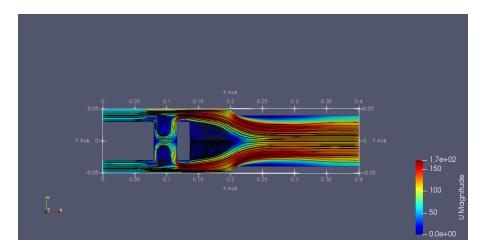


Figura 72: nell'immagine è possibile visualizzare le zone vorticose che si creano con V=80 $\rm m/s$

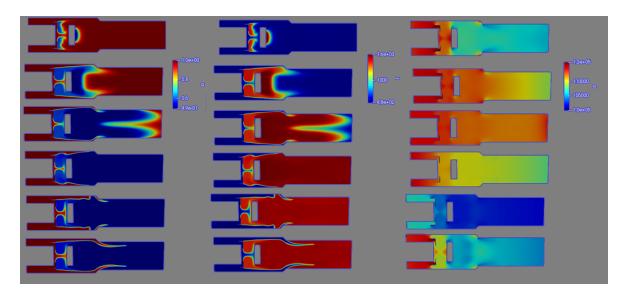


Figura 73: andamento dei parametri b, T e p con V= 116 m/s

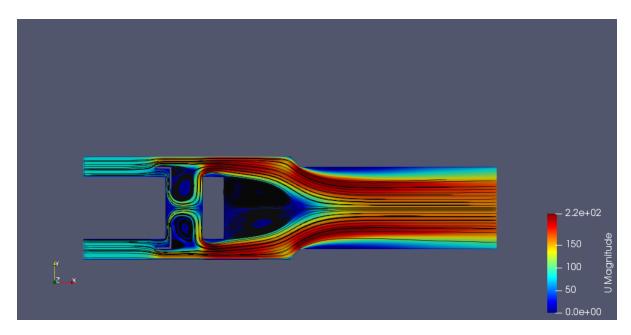


Figura 74: nell'immagine è possibile visualizzare le zone vorticose che si creano con V=116 m/s

6 Conclusioni

Le analisi da noi svolte ci hanno permesso di osservare la stabilità della combustione e la sua completezza. Ne è risultato che le camere di combustioni a modello vortice intrappolato permettono velocità d'ingresso più elevate mantenendo comunque una combustione stabile. È inoltre possibile osservare grazie al parametro b come le camere a vortice intrappolato permettono una combustione più completa.

7 Bibliografia

- [1] Appunti Di Turbolenza, Roberto Verzicco, Note Scritte Per Il Corso Dell'anno Accademico 2006-2007.
- [2] Termofluidodinamica Applicata, P. Di Marco
- [3] Corso Di Modellazione Di Sistemi A Fluido, Introduzione Alla Turbolenza, Tiziano Ghisu, May 26, 2017
- [4] Modellazione Della Turbolenza: Introduzione Alle Tecniche Numeriche "Rans" E "Les" V. D'alessandro
- [5] Cfd Modelling Combustor Of Generic Gas Turbine, Amir Khodabandeh
- [6] Introduzione ai Modelli di Turbolenza in CFD Turbolenza in CFD Enrico Nobile
- [7] Corso Di Modellazione Di Sistemi A Fluido, Introduzione Alla Turbolenza, Tiziano Ghisu, May 26, 2017
- [8] Verifica dell'Equazione di Karman-Howarth in un flusso turbolento rotante, Federico Purghè
- [9] Analisi Numerica Della Combustione Di Gas A Basso Potere Calorifico Per Applicazioni A Microturbine A Gas, Marco Fussi
- [10] Dispense Del Corso Di Propulsione Aerospaziale, Francesco Nasuti, Diego Lentini, Fausto Gamma, Anno Accademico 2011/12
- [11] Sviluppo di modelli di combustione turbolenta per fiamme diffusive, Emanuele Francesco Leoni
- [12] P. G. Hill And C. R. Peterson. Mechanics And Thermodynamics Of Propulsion. Addison-Wesley Publishing Company, Inc., Reading, MA, USA, Second Edition, 1992.
- [13] A new phenomenological model to predict drop size distribution in Large-Eddy Simulations of airblast atomizers G. Chaussonneta, O. Vermorela, E. Ribera, B. Cuenotaa
- [14] Dynamics And Stability Of Lean-Premixed Swirl-Stabilized Combustion Ying Huang, Vigor Yang
- [15] Sviluppo Di Meccanismi Globali Di Combustione, Elisa Alberti
- [16] Dynamic Reduction of Detailed Kinetic Mechanisms and its Coupling with Turbulent Combustion Models, Francesco D'Ambrosio
- [17] Tutorial XiFoam, Version: OpenFOAM-1.7.x, Ehsan Yasari
- [18] Openfoam. The Open Source CFD Toolbox. User Guide, Version 7
- [19] Numerical And Analytical Study Of Combustion Instabilities In Industrial, Gas Turbines, Dmytro Iurashev
- [20] Turbulent Flame Models For Prediction Of Pressure Oscillations In Gas Turbine Burners Dmytro Iurashev

- [21] Flightpath 2050 Europe's Vision for Aviation Maintaining Global Leadership & Serving Society's Needs Report of the High Level Group on Aviation Research
- [22] Agarwal K, Krishna S. & Ravikrishna R. Mixing Enhancement in a Compact Trapped Vortex Combustor[J], Combustion Science and Technology, 2013,185:3, 363-378
- [23] Zeng ZX, Wang HY, Wang ZK. Analysis of cooling performance and combustion flow in advanced vortex combustor with guide vane[J]. Aero Sci Technol, 2018;72:542-52.