



Ricerca di Sistema elettrico

Studio numerico del bruciatore ETVB- mod1 in regime di ossi-combustione

Antonio Di Nardo, Giorgio Calchetti

STUDIO NUMERICO DEL BRUCIATORE ETVB-MOD1 IN REGIME DI OSSI-COMBUSTIONE

Antonio Di Nardo, Giorgio Calchetti

Settembre 2014

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2013

Area: Produzione di energia elettrica e protezione dell'ambiente

Progetto: Cattura e sequestro della CO₂ prodotta dall'utilizzo dei combustibili fossili

Obiettivo: Tecnologie per l'ottimizzazione dei processi di combustione

Subtask b.2.1: Bruciatore Trapped Vortex in ossi-combustione

Responsabile del Progetto: Ing. Stefano Giammartini, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE ALLA TECNOLOGIA TRAPPED-VORTEX	5
2 LA COMBUSTIONE OXY-FUEL	5
3 LA COMBUSTIONE MILD PER TURBOGAS	6
4 ANALISI TERMODINAMICA-CINETICA	7
5 ANALISI CFD. REGIME PREMISCELATO	10
6 ANALISI CFD. REGIME DIFFUSIVO	16
7 CONCLUSIONI.....	17
8 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	19

Sommario

La combustione di tipo oxy-fuel rappresenta allo stato attuale una delle tecnologie più promettenti nell'ambito della Carbon Capture Sequestration. L'assenza di azoto elimina il problema degli NO_x e la separazione tra anidride carbonica e acqua può avvenire per semplice condensazione di quest'ultima. Le temperature sviluppate vengono ad essere mitigate attraverso il ricircolo di gas combusti.

Nel corso delle precedenti annualità è stato messo appunto un prototipo sperimentale di bruciatore funzionante interamente sul principio dei vortici intrappolati, in grado di realizzare un ottimale miscelamento dei prodotti di combustione con la miscela ancora non reagita. La possibilità di instaurare un regime di combustione fortemente diluito, se spinto al limite, offre l'opportunità di raggiungere le condizioni di combustione MILD. L'introduzione della combustione MILD per le turbine a gas è di grande interesse perché comporta notevoli vantaggi: 1) basso livello di emissioni come particolato carbonioso (fine ed ultrafine) e idrocarburi policiclici aromatici; 2) stabilità termo-acustica (humming); 3) assenza di picchi di temperatura con conseguente salvaguardia dei materiali. Tutto ciò unito alle intrinseche caratteristiche di un bruciatore trapped-vortex come la possibilità di bruciare combustibili a basso potere calorifico, la stabilità di fiamma e l'estensione dei limiti di spegnimento.

Con lo scopo di verificare il comportamento del nostro dispositivo in condizioni oxy-fuel e di investigare la possibilità di stabilire un regime di combustione MILD, ne è stato analizzato il funzionamento attraverso simulazioni di tipo termodinamico/cinetico e CFD.

Il lavoro si inquadra nell'ambito del progetto *Cattura e sequestro della CO₂ prodotta dall'utilizzo dei combustibili fossili*, obiettivo *Tecnologie per l'ottimizzazione dei processi di combustione (Simulazioni CFD con metodi RANS)*, area *Produzione di energia elettrica e protezione dell'ambiente*, dell'accordo di programma ENEA-MSE.

1 Introduzione alla tecnologia trapped-vortex

La stabilità di fiamma rappresenta un elemento chiave nella progettazione di un bruciatore. Nei sistemi convenzionali la stabilizzazione della fiamma è ottenuta attraverso l'uso di swirler attraverso i quali viene a formarsi una zona di ricircolo che assicura il trasporto di prodotti di combustione caldi verso la miscela entrante, fornendo il calore necessario al sostentamento della combustione. Ad alte velocità però queste zone diventano instabili e ciò comporta un peggioramento delle prestazioni in termini di stabilità ed emissioni. Queste difficoltà associate all'adozione di sistemi di stabilizzazione tipo swirl, possono essere superate attraverso l'utilizzo di cavità. Nei sistemi di combustione di tipo trapped-vortex (fig. 1.1) il ricircolo è garantito per l'appunto dalla presenza di vortici all'interno di cavità. L'idea di utilizzare le cavità per ottenere la stabilizzazione della fiamma è abbastanza recente. Nei primi prototipi studiati e realizzati le cavità sono ricavate montando due dischi in serie all'interno di un condotto [1-6]. In questo caso la miscela scorre lateralmente aderente alle pareti del condotto generando i vortici nelle cavità, all'interno delle quali vengono iniettati combustibile e comburente, dando vita così alla fiamma pilota. A condizione che la geometria della cavità sia opportunamente progettata, il vortice che si viene a creare in essa resta stabile o per così dire intrappolato ed il sistema produce basse emissioni. Viene dimostrato che la presenza di un secondo disco riduce le perdite di carico e che esiste un rapporto ottimale tra altezza e lunghezza della prima cavità in termini di stabilità del vortice e perdite di pressione. Le caratteristiche peculiari di tale accorgimento, impartiscono inoltre all'intero sistema una minore sensibilità alle condizioni di iniezione. Nel tempo tale tecnologia ha subito delle evoluzioni [7]. Nella seconda generazione di bruciatori trapped-vortex le cavità sono ottenute sulle pareti laterali del condotto e vengono utilizzati accorgimenti, come la presenza di ostacoli, per incrementare la turbolenza e migliorare il mescolamento tra il flusso principale disposto centralmente al condotto ed i prodotti uscenti dalla cavità. Ulteriori accorgimenti vengono successivamente introdotti nella cosiddetta terza generazione, soprattutto per quel che riguarda la strategia di iniezione nella cavità, tale da dar luogo ad un doppio vortice controrotante, che aumenta il tempo di residenza e migliora il mescolamento con il flusso principale.

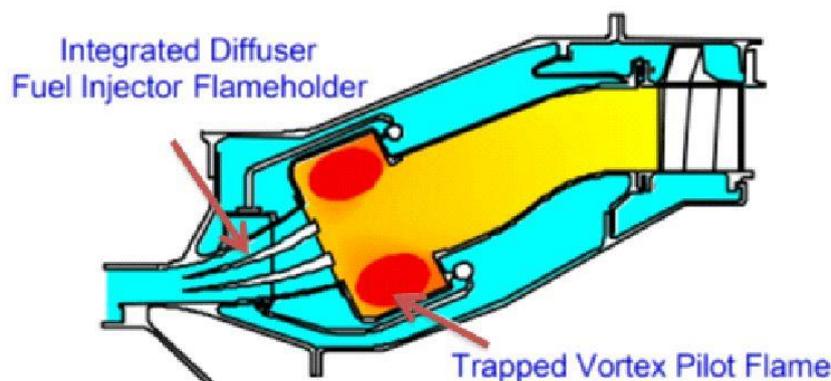


Figura 1.1. Esempio di Trapped-Vortex come bruciatore pilota.

2 La combustione oxy-fuel

La crescente attenzione verso il problema del riscaldamento globale ha stimolato una grossa quantità di lavori scientifici sulla riduzione delle emissioni di gas serra, in special modo CO₂. La combustione di tipo oxy-fuel, cioè in atmosfera di ossigeno diluito piuttosto che in aria, rappresenta una delle tecnologie più promettenti nell'ambito della Carbon Capture Sequestration. Il controllo delle temperature è realizzato attraverso il ricircolo dei gas combusti e l'assenza di azoto elimina il problema degli NO_x. In questo modo la separazione tra anidride carbonica e acqua può avvenire per semplice condensazione di quest'ultima. Un ulteriore vantaggio dei sistemi operanti in oxy-fuel è che la stechiometria, in termini di ossigeno necessario per la combustione, viene ad essere disaccoppiata dalla quantità di diluente necessario al controllo delle temperature, offrendo così un grado di libertà in più e maggiore flessibilità nella progettazione

rispetto ai sistemi in aria. Sicuramente il risparmio di ossigeno, che va prodotto con conseguente consumo energetico, risulta un elemento cruciale. In questa ottica l'adozione di bruciatori premiscelati, operanti vicino al rapporto stechiometrico, rappresenta la soluzione allo spreco di ossigeno.

La combustione oxy-fuel differisce da quella in aria per diversi aspetti che possono essere così sintetizzati:

1. A causa della maggiore capacità termica della CO₂ rispetto all'N₂, per ottenere la stessa temperatura adiabatica è necessaria una maggiore concentrazione di O₂, tipicamente 30 %, con un ricircolo di gas combusti dell'ordine del 60 %.
2. La maggiore concentrazione di CO₂ e H₂O produce un incremento dell'emissività con il conseguente aumento del calore scambiato per irraggiamento.
3. La densità dei gas combusti è più alta se si considera che il peso molecolare della CO₂ è 44 contro 28 per l'N₂.
4. Se per la combustione in aria si utilizza un eccesso del 20 %, per ottenere la stessa concentrazione di ossigeno nei gas combusti, è sufficiente operare con un eccesso dello stesso del 3-5 %.
5. È necessario fornire energia a unità operative aggiuntive, come l'impianto di compressione dei gas di scarico o quello di produzione dell'ossigeno.

3 La combustione MILD per turbogas

Come abbiamo visto dalla descrizione fatta sopra di ciò che è stato fatto fino ad ora, la tecnologia trapped-vortex è stata limitata alla parte pilota del bruciatore. Negli ultimi anni nel nostro laboratorio è stato sviluppato un impianto sperimentale sul quale è montato un prototipo funzionante interamente sul principio dei vortici intrappolati (fig. 3.1).

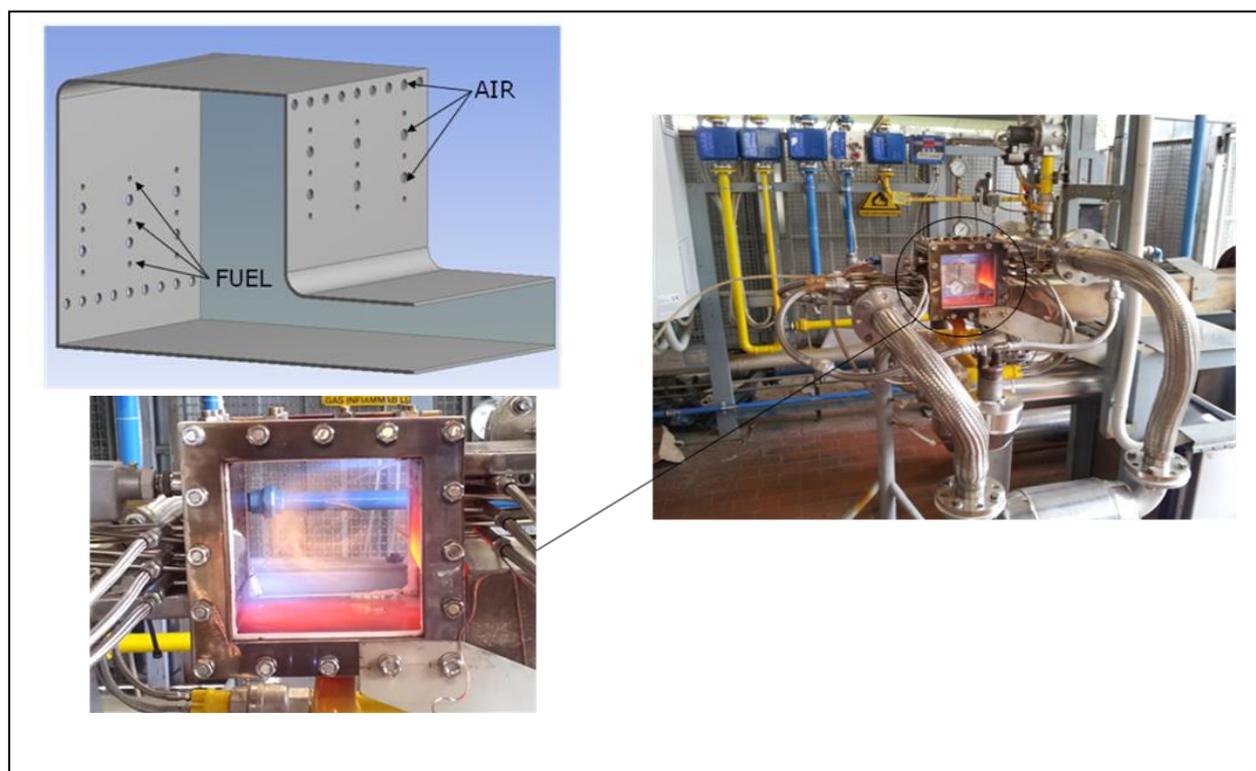


Figura 3.1. Impianto sperimentale Trapped-Vortex ENEA.

Per la sua natura intrinseca il sistema realizza un ottimale miscelamento dei prodotti di combustione con tutta la miscela ancora non reagita. Ciò rappresenta certamente un prerequisito per un regime di combustione diluito che portato al limite può diventare di tipo MILD [8]. L'introduzione della combustione MILD per le turbine a gas è di grande interesse [9-14] perché è potenzialmente capace di dare risposta ad alcune fondamentali problematiche: 1) basso livello di emissioni come particolato carbonioso (fine ed ultrafine) e idrocarburi policiclici aromatici; 2) stabilità termo-acustica (humming); 3) assenza di picchi di temperatura con conseguente salvaguardia dei materiali. Tutto ciò unito alle intrinseche caratteristiche di un bruciatore trapped-vortex come la possibilità di bruciare combustibili a basso potere calorifico, la stabilità di fiamma e l'estensione dei limiti di spegnimento.

4 Analisi termodinamica-cinetica

Con lo scopo di verificare il comportamento del nostro dispositivo in condizioni oxy-fuel e di investigare la possibilità di stabilire un regime di combustione MILD, ne è stato analizzato il funzionamento attraverso simulazioni di tipo termodinamico/cinetico e CFD.

Nel primo caso le analisi sono state condotte all'equilibrio e modellando il bruciatore come un reattore perfettamente miscelato (PSR), adottando un meccanismo cinetico dettagliato [15], utilizzando il software OpenSMOKE [16]. In generale ci si può aspettare che la combustione oxy-fuel, con diluizione dell'ossigeno in CO₂, porti ad un forte aumento delle emissioni di CO. Infatti la CO₂ compete con l'ossigeno per l'idrogeno atomico, portando alla formazione di CO attraverso la reazione $CO_2 + H \rightarrow CO + OH$ [15]. Anche la reazione della CO₂ con i radicali CH_x contribuisce ad aumentare il CO [15]. All'equilibrio le emissioni di CO sono più elevate a causa delle maggiori concentrazioni di CO₂. I livelli di CO all'equilibrio risultano essere una funzione crescente della temperatura di fiamma, e quindi della concentrazione di ossigeno (fig. 4.1-4.3), ma questa sensibilità si riduce nel caso di PSR a fissato tempo di residenza (fig. 4.4). Aumentando la pressione e riducendo la concentrazione di ossigeno, i livelli all'equilibrio si riducono per miscele magre (fig. 4.5). Tale sensibilità alla pressione ed alla temperatura è ridotta per miscele ricche, a causa del differente meccanismo che controlla il fenomeno (reazione water-gas shift). In aggiunta, la riduzione del tempo di residenza porta ad un incremento del CO a causa dell'incompleta conversione dello stesso, che necessita di tempistiche relativamente grandi.

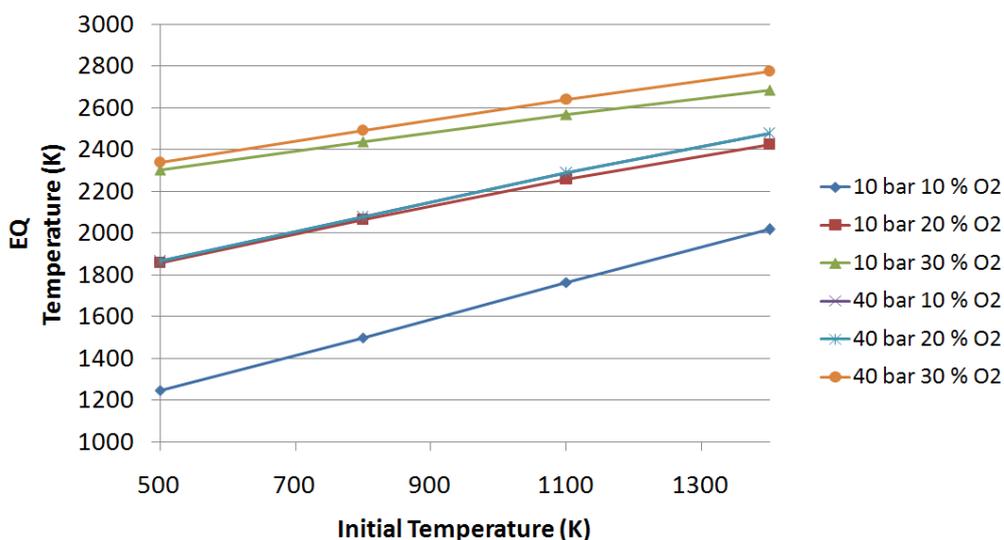


Figura 4.1. Temperatura di equilibrio per la miscela CH₄/CO₂/O₂ vs temperatura iniziale.

Tale effetto è però attenuato alle alte temperature, ed i valori di CO sono molto simili ai valori all'equilibrio. La pressione riduce le emissioni di CO siccome comporta una cinetica più veloce ed inferiori livelli all'equilibrio. In definitiva e così come riportato anche in [17] il CO può essere minimizzato operando in eccesso di ossigeno, a basse temperature ed alte pressioni.

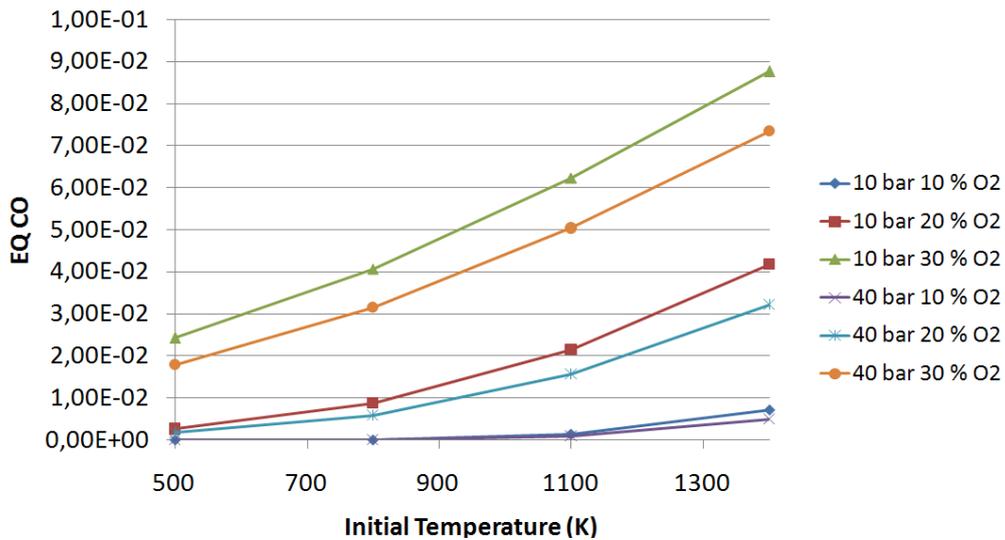


Figura 4.2. Frazione molare di CO di equilibrio per la miscela CH₄/CO₂/O₂ vs temperatura iniziale.

Dai diagrammi di figura 4.6-4.8 si desume invece che per minimizzare l'ossigeno residuo nei fumi occorre lavorare si a basse temperature ed alte pressioni come per il CO, ma ad alto rapporto di equivalenza. La presenza di CO nei fumi rappresenta certamente una perdita di efficienza e comporta problemi di corrosione anche se dal punto di vista ambientale può non essere un grosso problema se si considera la sequestrazione dei gas esausti.

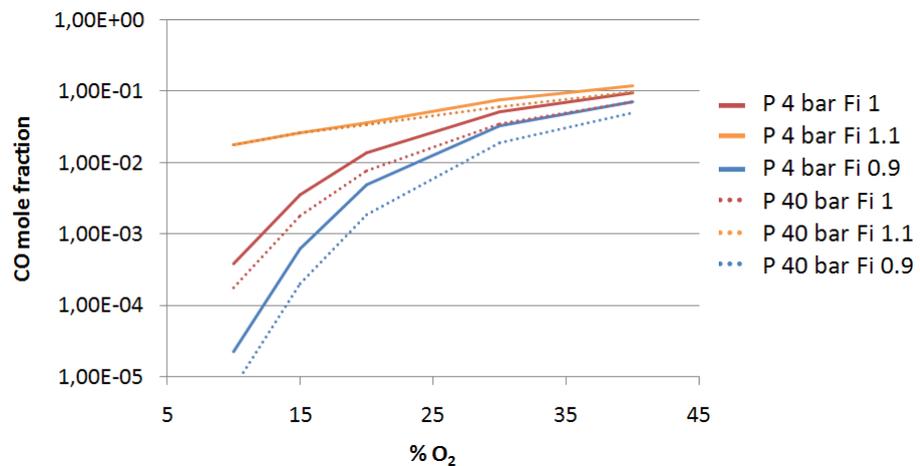


Figura 4.3. Frazione molare di CO all'equilibrio per la miscela CH₄/CO₂/O₂ vs % O₂ nel comburente. T_{in}=870 K.

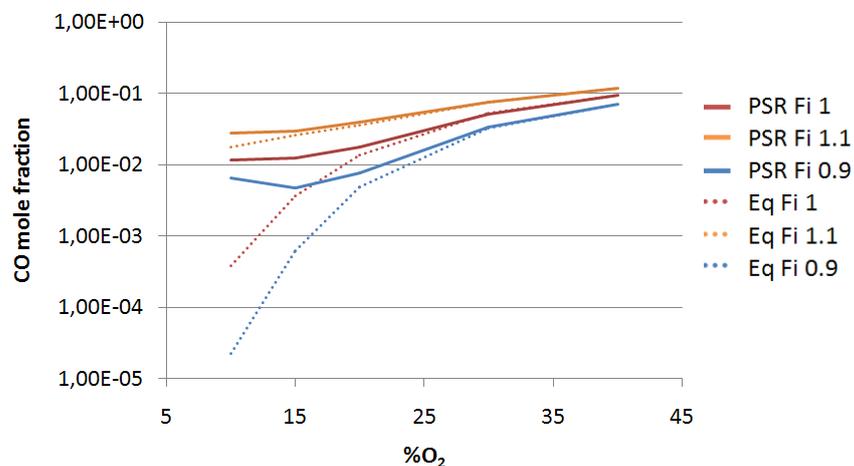


Figura 4.4. Frazione molare di CO all'equilibrio e in PSR per la miscela CH₄/CO₂/O₂ vs % O₂ nel comburente. τ=40 ms P=4 bar T_{in}=870 K.

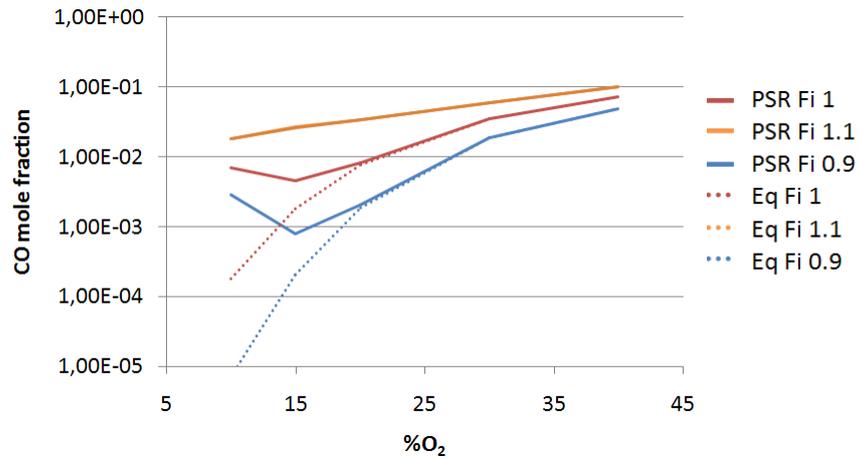


Figura 4.5. Frazione molare di CO all'equilibrio e in PSR per la miscela CH₄/CO₂/O₂ vs % O₂ nel comburente. $\tau=40$ ms
P=40 bar T_{in}=870 K.

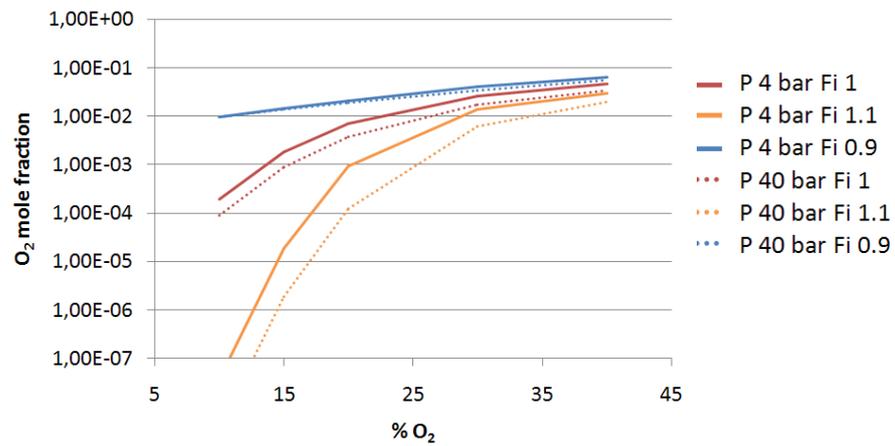


Figura 4.6. Frazione molare di O₂ all'equilibrio per la miscela CH₄/CO₂/O₂ vs % O₂ nel comburente. T_{in}=870 K.

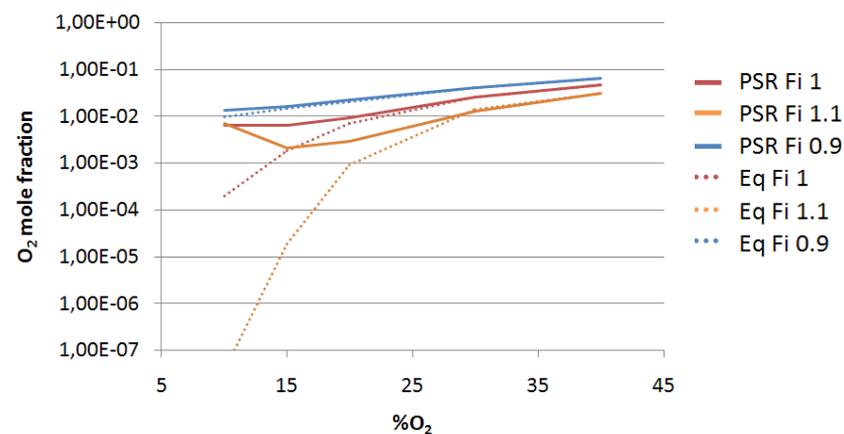


Figura 4.7. Frazione molare di O₂ all'equilibrio e in PSR per la miscela CH₄/CO₂/O₂ vs % O₂ nel comburente. $\tau=40$ ms
P=4 bar T_{in}=870 K.

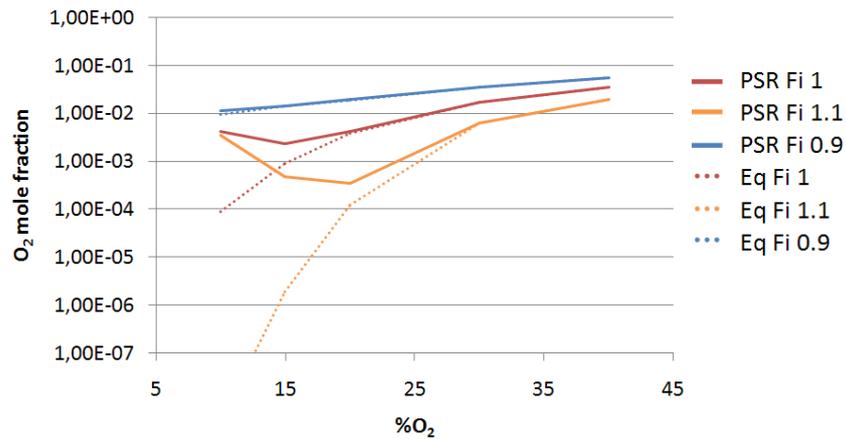


Figura 4.8. Frazione molare di O₂ all'equilibrio e in PSR per la miscela CH₄/CO₂/O₂ vs % O₂ nel comburente. $\tau=40$ ms
P=40 bar T_{in}=870 K.

5 Analisi CFD. Regime premiscelato

Per quel che riguarda le simulazioni CFD è stata condotta un'analisi di sensibilità in funzionamento premiscelato con alimentazione a metano rispetto alla velocità di iniezione (40-100 m/s), alla diluizione in CO₂ (%O₂ 22-27 %), al rapporto di equivalenza (0.9 e 0.95) ed alla temperatura di iniezione (470, 870 K), per una pressione operativa di 4 bar ed una potenza di 150 kW. La temperatura di parete è stata fissata a 1000 K. Il prototipo sperimentale, progettato per alimentazione a syngas e per funzionare in regime diffusivo, presenta diversi fori di adduzione per l'aria e per il combustibile. Dato il maggior potere calorifico del metano e considerando il funzionamento in regime premiscelato, nelle simulazioni la miscela viene introdotta soltanto da una fila di fori tangenziali superiori (fig. 5.1).

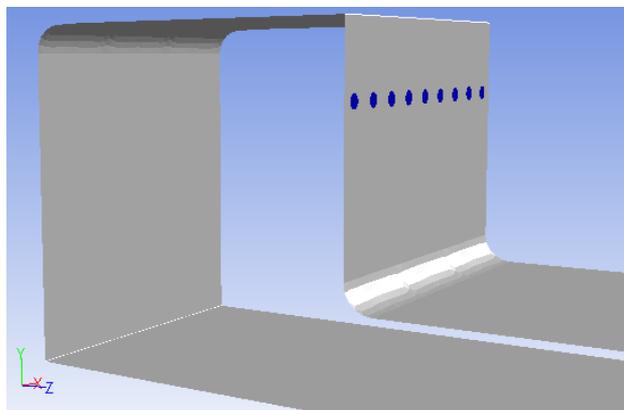


Figura 5.1. Geometria del prototipo studiato.

Le simulazioni sono state condotte attraverso il codice ANSYS-FLUENT secondo un approccio RANS, utilizzando il modello k- ϵ [18] per la turbolenza. I modelli adottati per la parte reattiva e per l'irraggiamento sono l'Eddy Dissipation Concept Model [19-20], con un meccanismo cinetico comprensivo di 17 specie e 46 reazioni [21], ed il P1 rispettivamente [22-25]. Per limitare il costo computazionale è stato simulato soltanto un modulo periodico (1/3 per 50 kW) sul quale è stata realizzata una mesh di circa 500.000 celle.

Alcuni campi risultanti dalle simulazioni sono riportati nelle figure 5.2-5.4. Dalla figura 5.5 risulta chiaro che un incremento dell'ossigeno comporti una netta riduzione del CO nei gas esausti, specialmente per bassi valori di O₂, e temperature più alte. Un rapporto di equivalenza più basso causa gli stessi effetti sul CO, ma a temperatura praticamente costante. Tali considerazioni sembrano in contrasto con l'analisi termodinamica/cinetica discussa sopra. Ciò è attribuibile alle basse temperature per una combustione completa ed agli effetti di interazione turbolenza-chimica, per i risultati CFD a basso ossigeno.

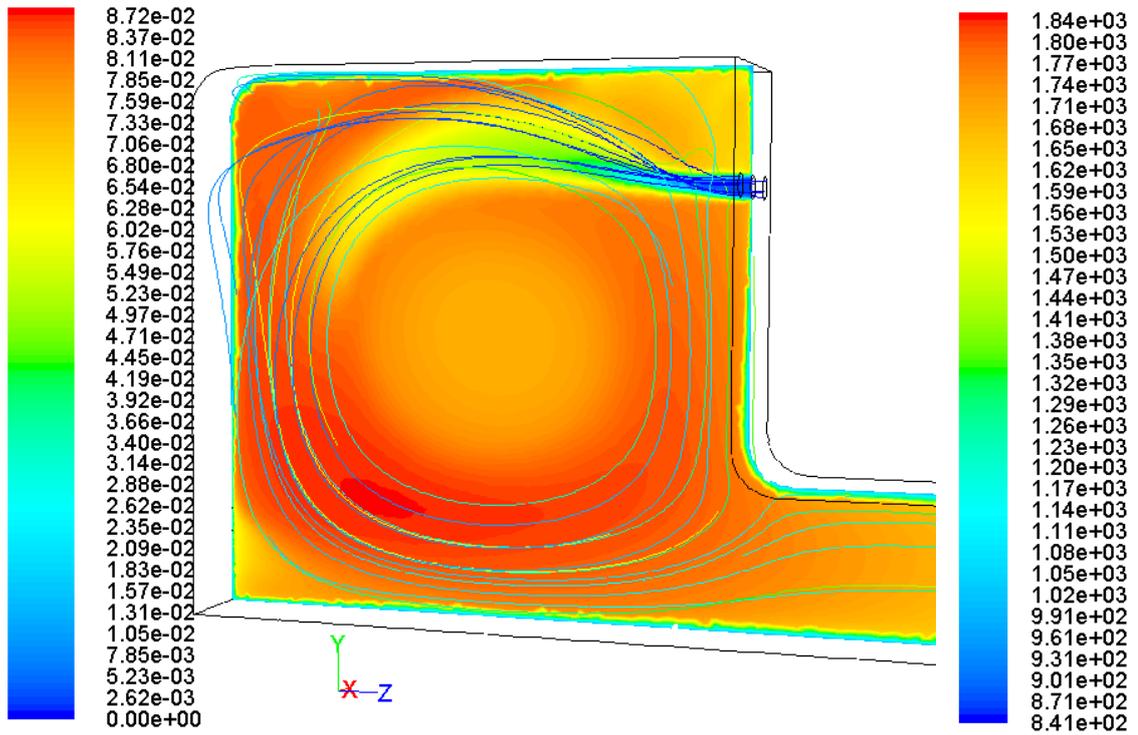


Figura 5.2. Campo di temperatura (K) e linee di flusso (s). $\Phi=0.95$ $T_{in}=870$ K 27 % O_2 . Regime premiscelato.

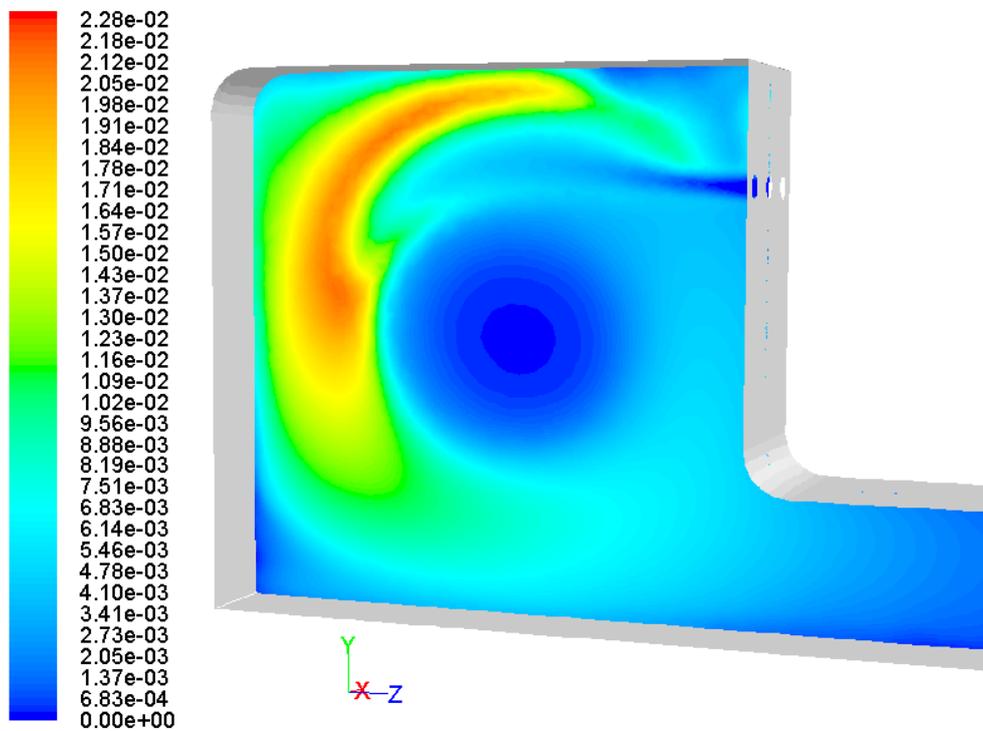


Figura 5.3. Frazione di massa di CO. $\Phi=0.95$ $T_{in}=870$ K 27 % O_2 . Regime premiscelato.

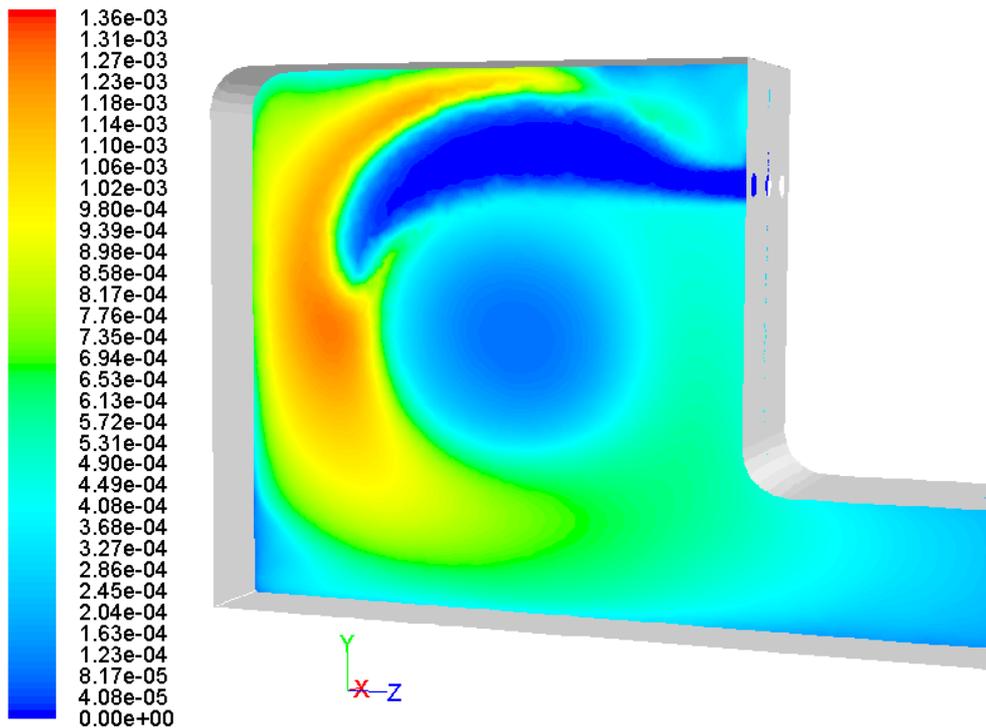


Figura 5.4. Frazione di massa di OH. $\Phi=0.95$ $T_{in}=870$ K . 27 % O_2 Regime premiscelato.

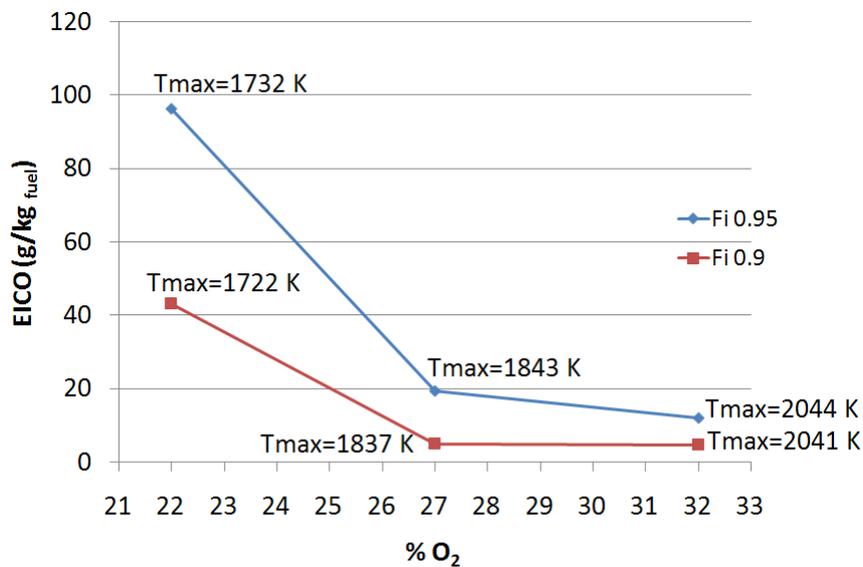


Figura 5.5. EICO vs % O_2 nel comburente. $T_{in}=870$ K. Regime premiscelato.

L'incremento di temperatura prodotto dall'incremento di ossigeno, supporta una combustione più efficiente e lo spostamento a destra della reazione di equilibrio $CO+0.5 O_2 \leftrightarrow CO_2$. Un ulteriore incremento di ossigeno non riduce ulteriormente il CO e probabilmente andando oltre il 32 % si avrebbe l'inversione di tendenza attesa a causa delle elevate temperature con conseguente dissociazione della CO_2 in CO. La misura del CO per i vari casi è stata fatta ad alcuni centimetri dalla camera nel condotto di scarico. Più ci si sposta a valle comunque, più il CO lentamente si converte in CO_2 , pertanto appare utile ritardare il più possibile la diluizione dei fumi per ridurne la temperatura prima dell'ingresso in turbina.

Il fattore di ricircolo K_v , definito come il rapporto tra la quantità di gas riciclati e la miscela fresca, è graficato in figura 5.6 in funzione della velocità di iniezione per una portata fissata. K_v tende ad aumentare

rapidamente a basse velocità e più lentamente ad alte velocità, con conseguente decremento quasi lineare dei picchi di temperatura. Ciò significa che un ulteriore incremento della velocità non produce grosse variazioni sul fattore di ricircolo.

Le figure 5.7-5.8 mostrano l'incremento di temperatura in alcuni dei casi esaminati. Sulla figura è riportata anche la temperatura di auto ignizione che si aggira intorno ai 1100 K. Per le condizioni operative che prevedono un livello di ossigeno inferiore a circa il 30 % e $T_{in}=870$ K, l'incremento di temperatura risulta inferiore alla temperatura di auto ignizione. Così per queste condizioni è valido il criterio probabilmente necessario, ma non sufficiente, che stabilisce l'esistenza di un regime di combustione MILD. La cosa non si verifica per $T_{in}=470$ K. In figura 5.9 è riportato altresì l'andamento dell'incremento di temperatura e della minima percentuale di O_2 per avere una combustione efficiente in funzione della temperatura di ingresso. L'incremento di temperatura si riduce progressivamente, in maniera più marcata per temperature di ingresso relativamente basse. Per quel che riguarda l'ossigeno, si nota invece un comportamento quasi asintotico, segno che esiste una percentuale di ossigeno limite di circa il 21 %.

Per tanto con lo scopo di confermare se quelle condizioni operative sono effettivamente capaci di instaurare un regime classificabile come MILD, è stato altresì valutato il volume di reazione, identificato dal rilascio di calore. Risulta come è evidente (fig. 5.10) che per concentrazioni di ossigeno inferiori al 27 % circa, il volume di reazione incrementa di 10 volte rispetto ad un fronte di fiamma più localizzato in rosso), ottenuto per concentrazioni più alte. Il risultato è osservabile anche dalla figura 5.11, in cui si nota il progressivo allargamento della zona reattiva in cui il rilascio termico diventa sempre meno intenso.

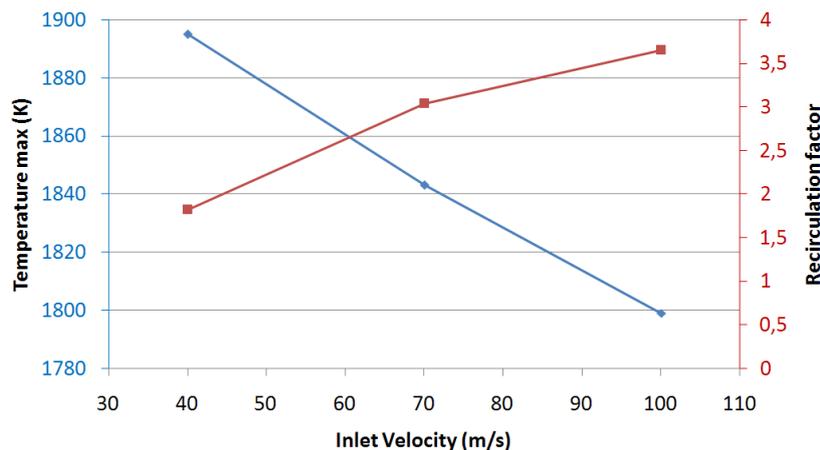


Figura 5.6. Temperatura massima e fattore di ricircolo vs velocità di iniezione. $T_{in}=870$ K $\Phi=0.95$. Regime premiscelato.

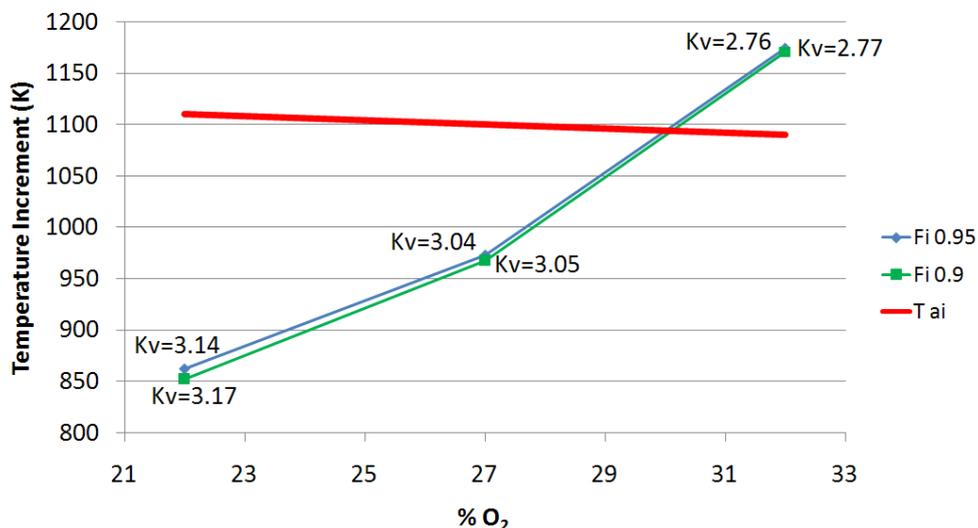


Figura 5.7. Massimo incremento di temperatura vs % O_2 nel comburente. $T_{in}=870$ K. Regime premiscelato.

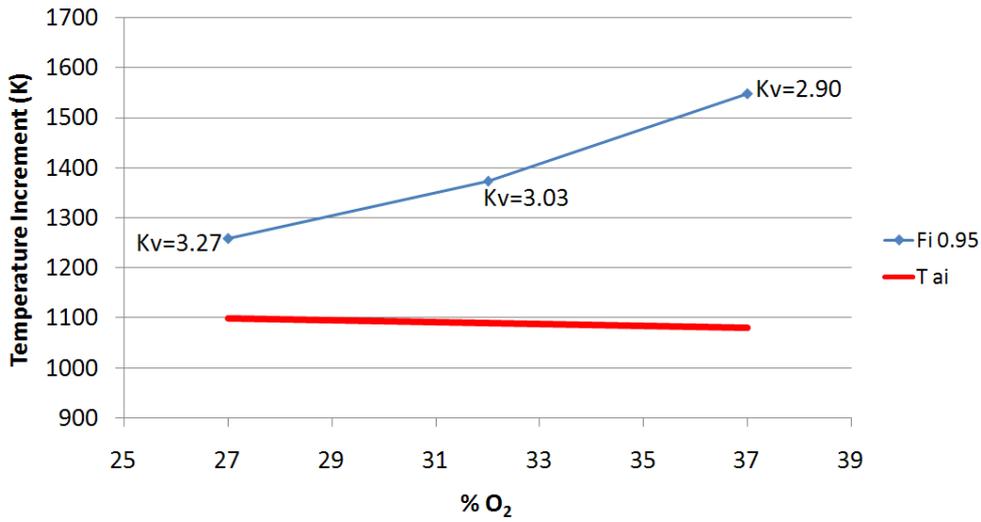


Figura 5.8. Massimo incremento di temperatura vs % O₂ nel comburente. Tin=470 K. Regime premiscelato.

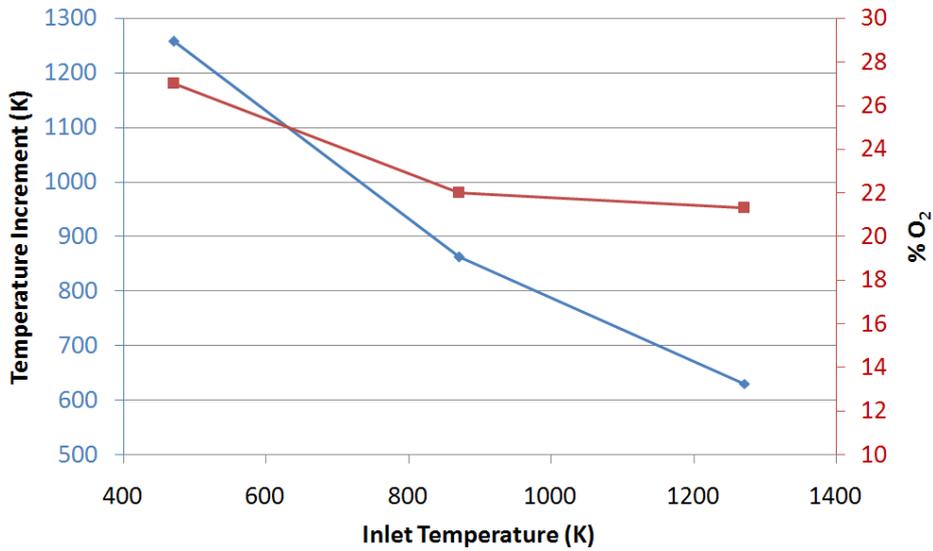


Figura 5.9. Massimo incremento di temperatura e minima % O₂ nel comburente per una combustione efficiente vs temperatura di preriscaldamento. Φ=0.95. Regime premiscelato.

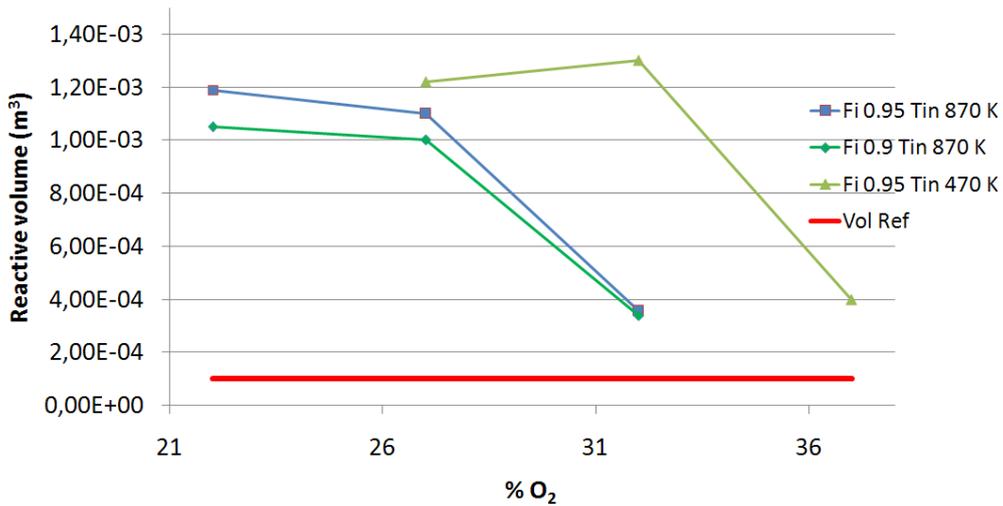


Figura 5.10. Volume reattivo vs % O₂ nel comburente. Regime premiscelato.

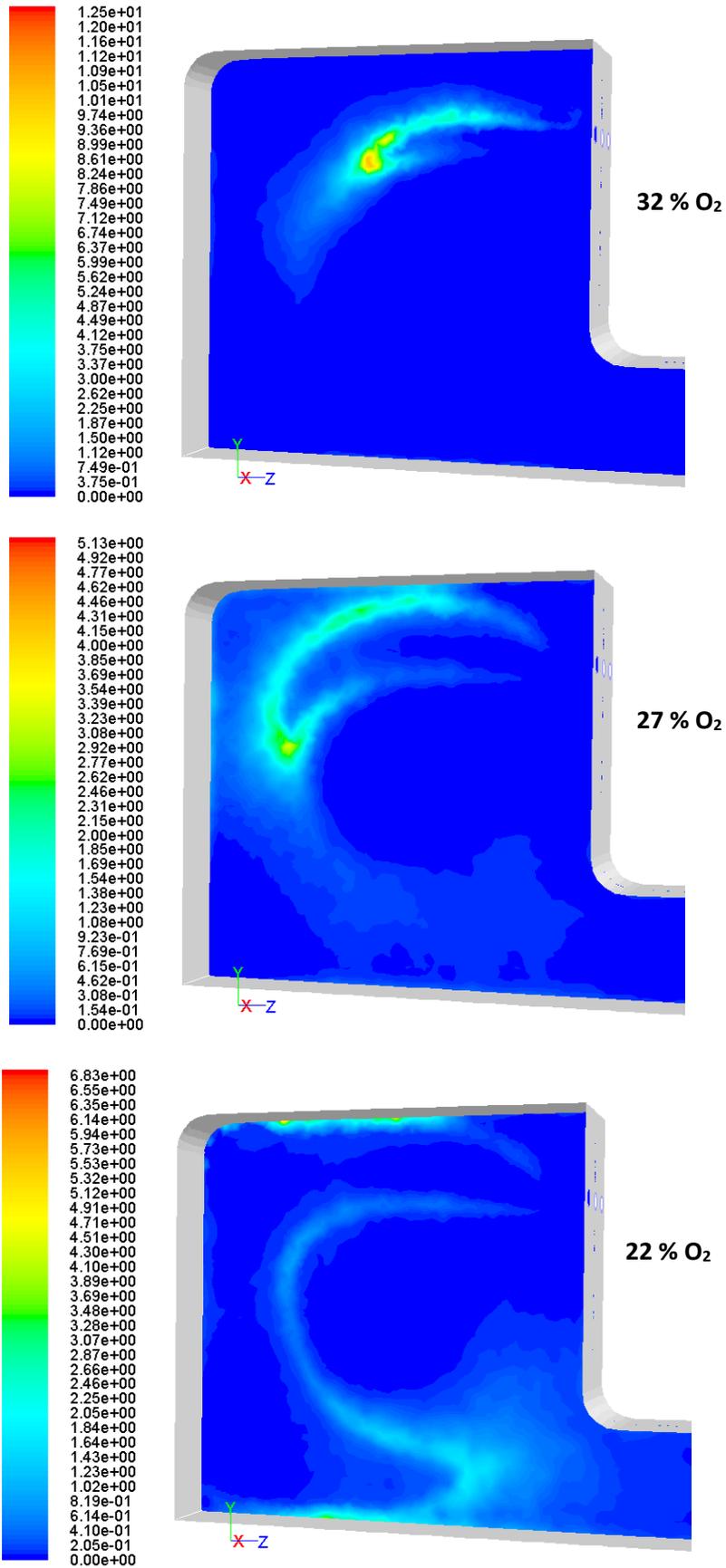


Figura 5.11. Calore di reazione (W). $\Phi=0.95$ $T_{in}=870$ K. Regime premiscelato.

6 Analisi CFD. Regime diffusivo

Nel funzionamento in regime diffusivo è stata considerata la configurazione originale, con tutti i fori di immissione alimentati, eccetto la fila di fori tangenziali inferiore, per una potenza di 240 kW. La concentrazione di ossigeno è stata fatta variare tra il 19 % ed il 29 %. La pressione operativa è 4 bar e la temperatura di alimentazione 870 K. Anche in questo caso la temperatura di parete è stata fissata a 1000 K. Quanto al rapporto di equivalenza si è scelto di lavorare con valori un po' più bassi, intorno a 0.87, quindi con un maggiore eccesso di ossigeno trattandosi di fiamma diffusiva, onde garantire una combustione completa. Circa i modelli adottati valgono le stesse considerazioni del paragrafo precedente.

Dall'analisi delle figure 6.1-6.5 è possibile trarre le stesse considerazioni fatte per il caso premiscelato. Anche qui le emissioni di CO (fig. 6.1) si riducono all'aumentare della concentrazione di ossigeno e quindi della temperatura, restando invariati per concentrazioni superiori al 19 %, contro il 27 % del caso premiscelato. Il massimo incremento di temperatura (fig. 6.3) è inferiore alla temperatura di auto ignizione per valori di O₂ inferiori a circa il 22 %, contro il 30 % del caso precedente.

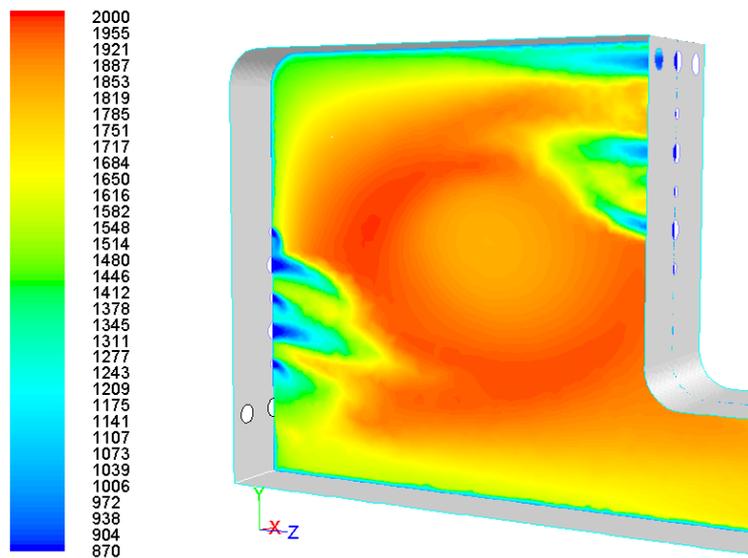


Figura 6.1. Campo di temperatura (K). 23 % O₂. Regime diffusivo.

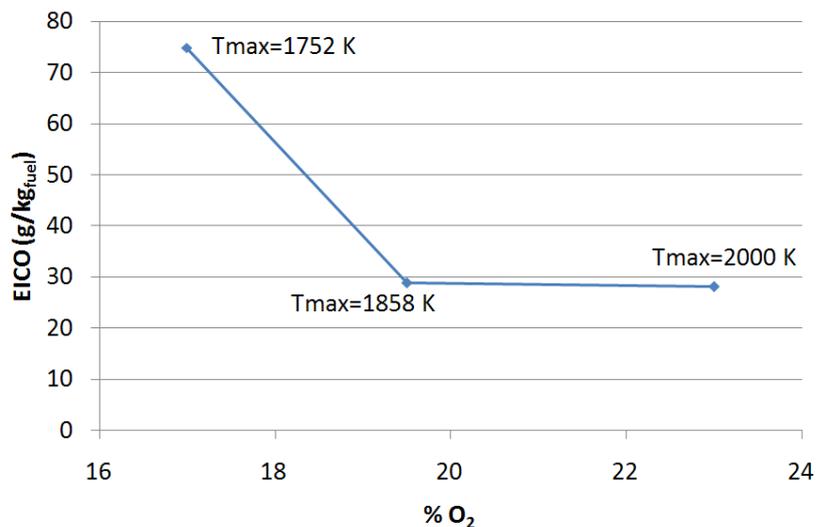


Figura 6.2. EICO vs % O₂ nel comburente. T_{in}=870 K. Regime diffusivo.

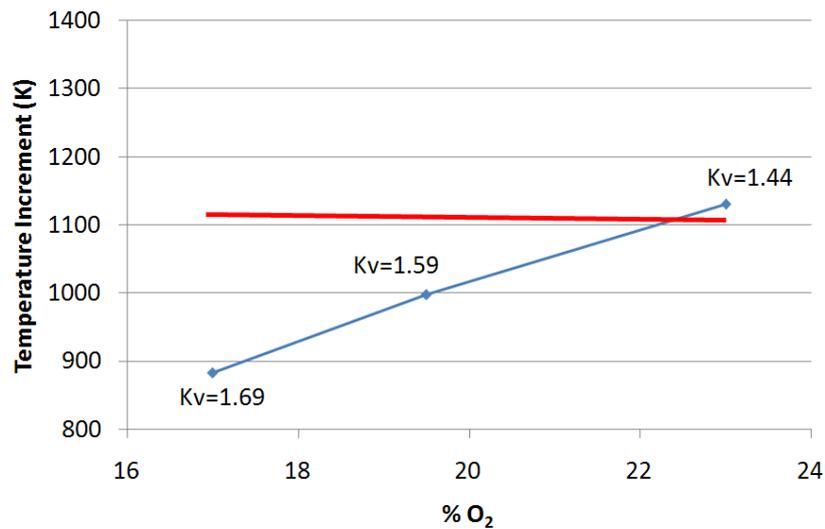


Figura 6.3. Massimo incremento di temperatura vs % O₂ nel comburente. Tin=870 K. Regime diffusivo.

Per ciò che riguarda il volume reattivo invece (fig. 6.4, 6.5), i picchi di rilascio termico (HRmax) si abbassano progressivamente al diminuire della concentrazione di ossigeno fino a più di cinque volte, mentre il volume in cui si delocalizza la reazione aumenta dello stesso fattore. Nella configurazione adottata questa volta il fattore di ricircolo si mantiene in generale ben più basso, non superando 1.69, ma la diluizione con i gas combusti è comunque sufficiente e tale da permettere il raggiungimento di risultati simili al caso con premiscelamento.

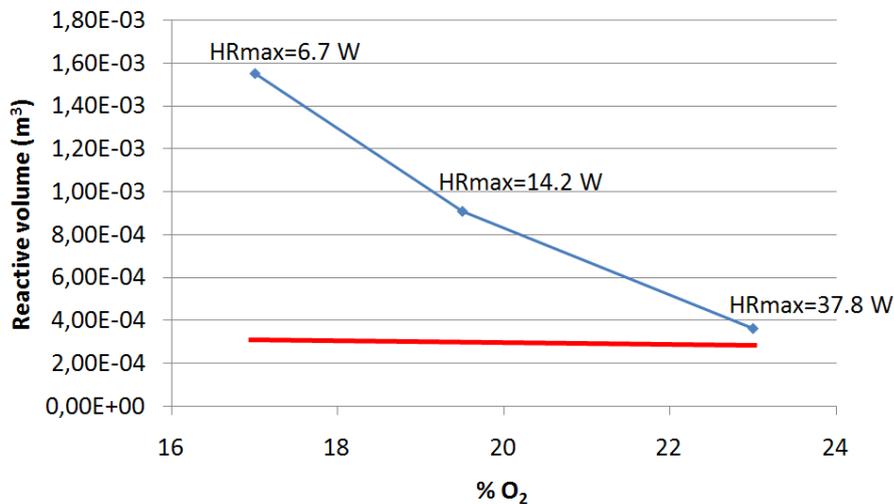


Figura 6.4. Volume reattivo vs % O₂ nel comburente. Regime diffusivo.

7 Conclusioni

Dall'analisi termodinamica-cinetica scaturisce che in condizioni oxy-fuel le emissioni di CO sono più elevate a causa delle maggiori concentrazioni di CO₂ e che possono essere minimizzate operando in eccesso di ossigeno, a basse temperature ed alte pressioni. Di contro per minimizzare l'ossigeno residuo nei fumi occorre lavorare si a basse temperature ed alte pressioni come per il CO, ma ad alto rapporto di equivalenza.

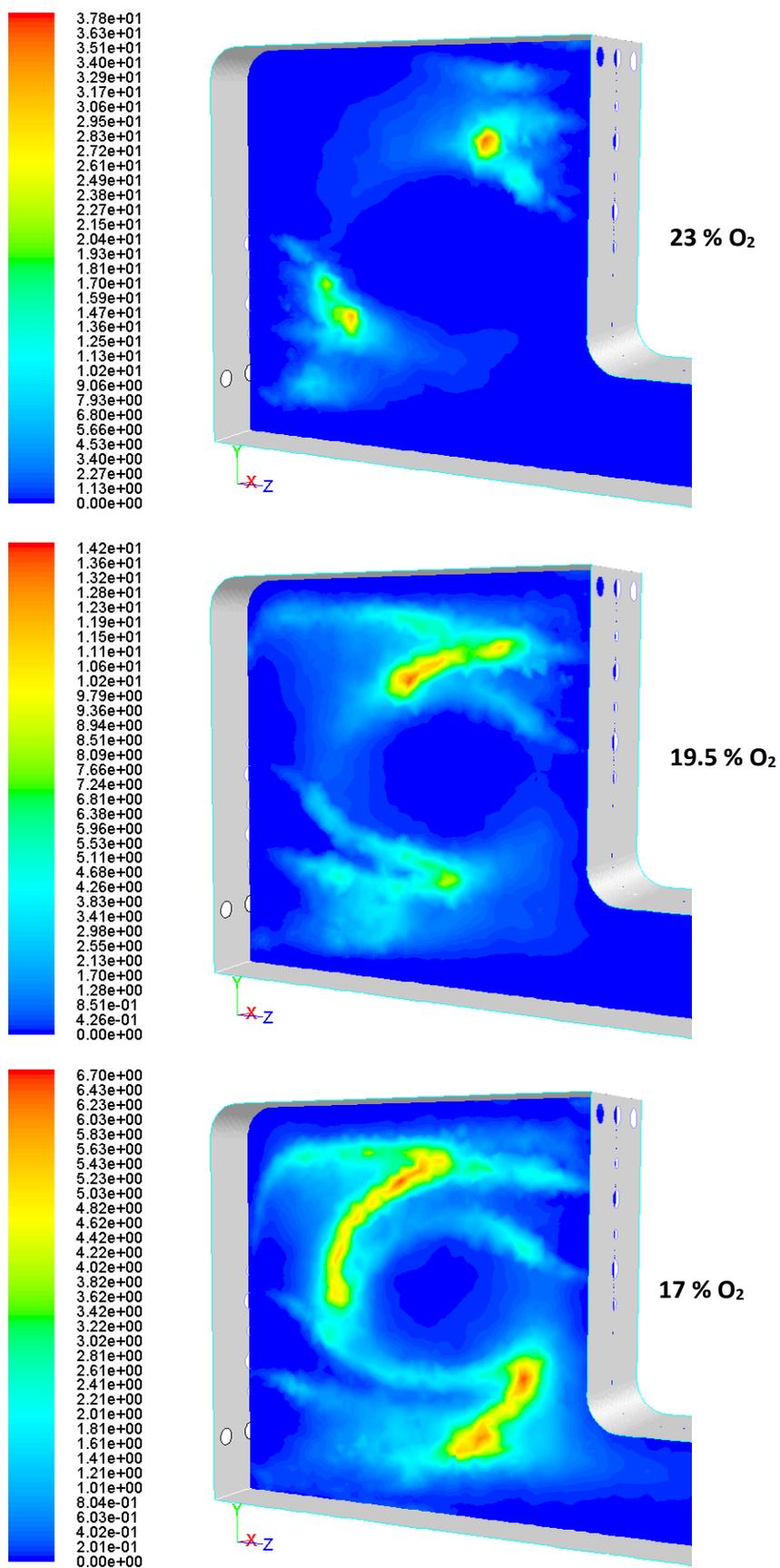


Figura 6.5. Calore di reazione (W). Regime diffusivo.

Attraverso le simulazioni CFD è stato possibile individuare le condizioni operative per le quali è in teoria possibile ottenere un regime di combustione caratterizzato dalla notevole estensione della zona di reazione e dalla forte riduzione dei picchi di rilascio termico, vale a dire di tipo MILD. La concentrazione ottimale di ossigeno che riesce contemporaneamente a soddisfare le esigenze di basse emissioni e di reazione volumetrica distribuita, si aggira nel range 27-30 % e 20-22 % per i casi premiscelati e diffusivi, rispettivamente.

8 Riferimenti bibliografici

1. W. A. Mair. The Effect of a Rear-Mounted Disc on the Drag of a Blunt-Based Body of Revolution. *The Aeronautical Quarterly*, Nov., 350-360, 1965.
2. B. H. Little and R. R. Whipkey. Locked Vortex Afterbodies. *Journal of Aircraft*, Vol. 16, No. 5, 1979.
3. K. Y. Hsu, L. P. Goss, D. D. Trump and W. M. Roquemore. Performance of a Trapped-Vortex Combustor. AIAA Paper No. 95-0810, 1995.
4. V. R. Katta and W. M. Roquemore. Numerical Studies on Trapped-Vortex Combustor. AIAA Paper No. 96-2660, 1996.
5. R. Katta, and W.M. Roquemore. Numerical Studies on Trapped Vortex Combustion Concepts for Stable Combustion. *Journal of engineering for Gas Turbines and Power* 120, Jan. 60-68, 1998.
6. Y. Hsu, L.P.Goss, and W.M. Roquemore (1998). Characteristics of a Trapped Vortex Combustor. *Journal of Propulsion and Power* 14, 1 57-65, 1998.
7. W. M. Roquemore, D. Shouse, D. Burrus, A. Johnson, C. Cooper, B. Duncan, H. Y. Hsu, V. R. Katta, G. J. Sturgess and I. Vihinen. Trapped Vortex Combustor Concept for GasTurbine Engines. AIAA Paper 2001-0483, Reno NV, Jan. 8-11, 2001.
8. A. Cavaliere, M. De Joannon. Mild Combustion. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30: 329–366, 2004.
9. T. Ochrymiuk, J. Badur. Mild oxidation at the GT26 gas turbine: Numerical study via full chemistry. *Task Quarterly* 5 N°2:239-246, 2001.
10. M. Flamme. New combustion systems for gas turbines (NGT). *Applied Thermal Engineering* 24: 1551-1559, 2004.
11. Y. Levy, V. Sherbaum, P. Arfi. Basic Thermodynamics of FLOXCOM, the Low-NOX Gas Turbines Adiabatic Combustor. *Applied Thermal Engineering*, 24:1593-1605, 2004.
12. Y. Levy, V. Sherbaum. Parametric study of the FLOXCOM combustor. TAE Report No. 920, Technion, 2003.
13. C. Duwig, D. Stankovic, L. Fuchs, G. Li, E. Gutmark. Experimental And Numerical Study Of Mild Combustion in a Model Gas Turbine. *Combustor Combust. Sci. and Tech.*, 180:279–295, 2008.
14. R. Luckerath, W. Meier, M. Aigner. FLOXR Combustion at High Pressure With Different Fuel Compositions. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 130, 2008.

15. P. Glarborg, L. L. B. Bentzen. *Energy Fuels*, 22:291–296, 2007.
16. A. Cuoci, A. Frassoldati, T. Faravelli, E. Ranzi. OpenSMOKE: Numerical modeling of reacting systems with detailed kinetic mechanisms. XXXIV Meeting of the Italian Section of the Combustion Institute, 2011.
17. A. Amato, R. Hudak, D. R. Noble, D. Scarborough, P. A. D'Carlo, J. M. Seitzman, T. C. Lieuwen. Methane oxy-combustion for low CO₂ cycles: measurements and modeling of CO and O₂ emissions. Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air GT2010 June 14-18, Glasgow, UK, 2010.
18. B. E. Launder and D. B. Spalding. *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*. Academic Press, London, England, 1972.
19. B. F. Magnussen. On the Structure of Turbulence and a Generalized Eddy Dissipation Concept for Chemical Reaction in Turbulent Flow. Nineteenth AIAA Meeting, St. Louis, 1981.
20. I.R. Gran and B. F. Magnussen. A numerical study of a bluff-body stabilized diffusion flame. part 2. influence of combustion modeling and finite-rate chemistry. *Combustion Science and Technology*, 119:191, 1996.
21. M. D. Smooke, I. K. Puri, K. Seshadri. *Proc. Reaction to fire. Inst.*, 21:1783-1792, 1986.
22. P. Cheng. Two-Dimensional Radiating Gas Flow by a Moment Method. *AIAA Journal*, 2:1662-1664, 1964.
23. R. Siegel and J. R. Howell. *Thermal Radiation Heat Transfer*. Hemisphere Publishing Corporation, Washington DC, 1992.
24. A. Coppalle and P. Vervisch. The Total Emissivities of High-Temperature Flames. *Combust. Flame*, 49:101-108, 1983.
25. T. F. Smith, Z. F. Shen and J. N. Friedman. Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model. *J. Heat Transfer*, 104:602-608, 1982.