



Università degli Studi di Ferrara

DOTTORATO DI RICERCA IN
"SCIENZE DELL'INGEGNERIA INDUSTRIALE"

CICLO XXI

COORDINATORE Prof. Stefano Trillo

**STUDIO DELLA COMBUSTIONE IN SISTEMI ENERGETICI
PER LA MICROGENERAZIONE**

Settore Scientifico Disciplinare ING-IND/09

Dottorando

Dott. Giulio Cenci

Tutore

Prof. Roberto Bettocchi

(firma)

(firma)

Anni 2006/2008

Prefazione

Studio e lavoro a contatto con l'analisi CFD dal 2004. Dopo il conseguimento della Laurea in Ingegneria Meccanica, che ha una diretta continuazione negli ultimi capitoli di questa tesi, ho avuto la possibilità di lavorare nel Gruppo di Sistemi Energetici del Dipartimento di Ingegneria di Ferrara, dedicandomi, in particolar modo, all'applicazione delle tecniche di analisi termofluidodinamica numerica su differenti tipologie di macchine a fluido. In questi anni di studio ho potuto apprezzare le grandi potenzialità ed i notevoli limiti dell'analisi CFD, sempre cercando di mantenere il contatto tra i risultati numerici e le applicazioni industriali.

Dal 2005 ho tenuto le lezioni pratiche del corso di "Progettazione fluidodinamica delle macchine" e la didattica ha avuto un ruolo fondamentale nella mia crescita professionale rispetto a questi strumenti di calcolo e progettazione.

Sono stati anni di lavoro svolto con intensa passione e notevole sacrificio in cui ho avuto il piacere di produrre diversi modelli numerici, semplici e complessi, promuovendone l'utilità nei confronti dell'applicazione industriale. Spesso la distanza tra il mondo industriale e la ricerca accademica è ancora elevata e, in certi casi, questo è necessario e ragionevole. Personalmente ho sempre sentito la necessità di confrontarmi con le reali applicazioni industriali con la speranza di lavorare per qualcosa di imperfetto e affinabile, ma che possa avere un diretto riscontro nella pratica.

Questo lavoro rappresenta il termine di una bellissima esperienza professionale che mi ha formato e stimolato e ringrazio tutto il Gruppo di Sistemi Energetici per avermi coinvolto in questo percorso. Un ringraziamento particolare lo devo all'Ing. Pinelli con il quale ho vissuto tanti momenti lavorativi, nel piacere di un confronto, a volte anche aperto, ma sempre rispettoso e professionale. Ringrazio con particolare stima, anche l'Ing. Cadorin che ha avuto un ruolo importantissimo nello svolgimento di numerosi lavori affrontati insieme, augurandole le migliori soddisfazioni professionali.

Durante questi quattro anni la mia vita professionale è stata affiancata da grandi cambiamenti nella mia vita privata e la presenza e l'aiuto di alcune persone importanti a fianco a me fanno sì che il ricordo di questo periodo sia un'immagine molto piacevole.

Un profondo e sentito ringraziamento va alla mia famiglia che mi ha visto crescere e scegliere la mia via senza mai togliermi l'appoggio di cui ho avuto e avrò sempre bisogno.

L'ultimo, intenso e dolcissimo Grazie va ad Alice. Lei mi ha accompagnato negli ultimi anni, dandomi tutta la dolcezza e la passione che hanno avvolto questi momenti di crescita professionale e personale. Molto di questo risultato lo devo a lei e aspetto serenamente che il percorso che abbiamo cominciato ci riservi tanti altri importanti momenti di crescita insieme.

Giulio Cenci

Ferrara, Marzo 2009

Abstract

In recent years, distributed microcogeneration systems have received a renewed attention. In this work two different microcogenerative energetic systems have been analyzed and presented: micro gas turbine (MGT) and thermophotovoltaic (TPV) systems.

The knowledge of combustion process inside combustion chamber of these systems is one of the most critical aspects in the analysis of the performance and of the operation conditions.

A CFD analysis, constituted by solid modeling, grid generation and 3D thermofluidynamic analysis, has been carried out in order to investigate the behavior of three different MGT combustion chambers.

The analysis of MGT combustion chambers has been mainly focused on the different combustion models implemented in the numerical code used for all numerical simulations (ANSYS CFX). In particular, the behaviour of four different combustion chambers has been analyzed in terms of global performances. Instead, the numerical analysis of the TPV system has been focused on the analysis of an entire furnace which use a radiative burner as combustion device.

The realized numerical models are complex, but, in general, the results obtained can satisfactorily reproduce either experimental or literature data, and they demonstrated to be a valuable tool to evaluate combustion phenomena inside the systems under investigation. The opportunity to simulate real combustor chambers gives the possibility to check and validate the developed numerical models at various working conditions. In other cases, the CFD analysis demonstrated to be strongly limited by the numerical codes

capability and by the computational effort requested by the simulations.

The first result of this work is constituted by a consolidate experience on the whole CFD analysis (starting from geometrical modeling to result post-processing).

Then, regarding the MGT combustion chamber simulations, a number of modifications to combustion chamber geometry and to operating conditions have been proposed in order to optimize the combustor behavior with a Biogas feeding.

Regarding TPV system, numerical model allowed the simulation of the entire systems and it demonstrated to be an important tool for numerical and experimental optimization of TPV applications. Moreover, it represents the first step for the development of an optimized cogenerative thermophotovoltaic system.

Sommario

In questo lavoro sono stati considerati due differenti tipologie di sistemi energetici destinati alla microcogenerazione: le microturbine e i sistemi termofotovoltaici.

Uno degli aspetti più critici per lo sviluppo di tali tecnologie è la combustione e quindi lo studio dei fenomeni che avvengono all'interno della camera di combustione.

Lo strumento di indagine principalmente usato in questo lavoro è l'analisi CFD, partendo dalla modellazione geometrica di una serie di geometrie, per poi passare alla generazione di griglie di calcolo ed allo studio ed all'applicazione dei modelli numerici adeguati alle analisi.

Per quanto riguarda le microturbine, dopo una lunga fase di studio dei modelli numerici dedicati alla combustione, sono state modellate quattro differenti geometrie di camere di combustione reali. A proposito dei sistemi termofotovoltaici, invece, è stata studiata una particolare geometria di caldaia ad irraggiamento destinata ad una prototipazione dedicata.

I modelli numerici ottenuti sono decisamente complessi ma in generale hanno prodotto risultati realistici ed in grado di osservare i fenomeni di combustione all'interno di questi componenti. La possibilità di studiare camere di combustione reali ha consentito di validare i modelli numerici sviluppati e di verificarne la validità per diverse condizioni operative. In alcuni casi i limiti incontrati sono determinati dalle caratteristiche dei

codici utilizzati e dall'onere computazionale richiesto ai processori utilizzati.

Il risultato principale dell'attività di dottorato è quello di aver consolidato una buona competenza sui codici di simulazione numerica, sui modelli e sulle griglie dedicate allo studio della combustione. Per quanto riguarda i combustori di microturbine sono state simulate una serie di modifiche alle condizioni operative ed alle geometrie costruttive ai fini dell'ottimizzazione del funzionamento in condizioni di alimentazione a Biogas. Il modello numerico che simula il prototipo di caldaia ad irraggiamento esaminato, invece, pone le basi per uno studio numerico e sperimentale volto all'ottimizzazione cogenerativa di un sistema termo fotovoltaico.

L'applicabilità di tali competenze è destinata a studi di primaria importanza quando si parla di ottimizzazione delle geometrie e sviluppo di nuove tecnologie per la produzione coniugata di energia elettrica e termica.

Indice

Indice	1
Cap. 1: Introduzione	7
Cap. 2: Meccanismi chimici della combustione	11
2.1 Reazioni bimolecolari e teoria della collisione	11
2.2 Combustione del metano	17
2.3 Emissioni inquinanti della combustione	36
2.4 Bibliografia	53
Cap. 3: Aspetti caratteristici della combustione	55
3.1 Definizioni	55
3.2 Regimi di combustione	57

3.3 Limite d'infiammabilità	59
3.4 Teoria dell'accensione	61
3.5 Classificazione delle fiamme	66
3.6 Ritorno di fiamma	74
3.7 Stechiometria	76
3.8 Temperatura adiabatica di fiamma	79
3.9 Bibliografia	84
Cap. 4: Combustori e microturbine	85
4.1 Introduzione	85
4.2 Geometrie caratteristiche	88
4.3 Il combustore	90
4.4 Emissioni Inquinanti	97
4.5 Le Microturbine a gas (MTG)	105
4.6 Bibliografia	121

Cap. 5: Strategie di simulazione	123
5.1 Introduzione	123
5.2 Modellazione solida dei combustori	125
5.3 Generazione delle griglie	128
5.4 Condizioni al contorno	129
5.5 Modelli numerici	131
5.6 Calcolo delle prestazioni globali	141
5.7 Alimentazione a Biogas	142
5.9 Bibliografia	143
Cap. 6: Test Case - Caldaia Harwell	145
6.1 Introduzione	145
6.2 Geometria e condizione al contorno	147
6.3 Generazione della griglia	150
6.4 Risultati sperimentali	152
6.5 Analisi dei risultati numerici	155
6.6 Conclusioni	176

6.7 Bibliografia	178
Cap. 7: Camera di combustione ANSALDO ARI100	179
7.1 Introduzione	179
7.2 Stato dell'arte	180
7.3 Geometria e condizione al contorno	212
7.4 Generazione della griglia	227
7.5 Analisi dei risultati numerici	232
7.6 Conclusioni	253
7.7 Bibliografia	255
Cap. 8: Camera di combustione TURBEC T100	257
8.1 Introduzione	257
8.2 Geometria e condizione al contorno	258
8.3 Generazione della griglia	263
8.4 Analisi dei risultati numerici	265

8.5 Conclusioni	282
8.6 Bibliografia	284
Cap. 9: Camera di combustione ELLIOT T80	285
9.1 Introduzione	285
9.2 Combustori RQL	286
9.3 Geometria e condizione al contorno	289
9.4 Generazione della griglia	293
9.5 Analisi dei risultati numerici	296
9.6 Conclusioni	309
9.7 Bibliografia	311
Cap. 10: Sistemi termofotovoltaici TPV	313
10.1 Introduzione	313
10.2 Evoluzione storica del termofotovoltaico	317
10.3 Principio di funzionamento	321

10.4 TPV come sistema di microgenerazione	323
10.5 Elementi costitutivi del sistema TPV	325
10.6 Rendimento del sistema TPV	361
10.7 Descrizione della caldaia esaminata	371
10.8 Analisi strumentale	379
10.9 Il modello numerico realizzato	408
10.10 Irraggiamento e modelli numerici di irraggiamento	421
10.11 Analisi dei risultati numerici	460
10.12 Conclusioni	480
10.13 Bibliografia	484
Cap. 11: Conclusioni e sviluppi futuri	487

Cap.1: Introduzione

L'attività di dottorato svolta presso il Gruppo di Sistemi Energetici del Dipartimento di Ingegneria di Ferrara dal 01.01.2006 al 31.12.2008 è incentrata sullo studio della combustione in sistemi energetici destinati alla microcogenerazione.

Tra i sistemi energetici considerati, si distinguono tecnologie consolidate e tecnologie innovative di produzione di energia elettrica e termica. In particolare sono stati studiati rispettivamente le microturbine e i sistemi termofotovoltaici.

Uno degli aspetti più critici per lo sviluppo di tali tecnologie è la combustione e quindi lo studio dei fenomeni che avvengono all'interno della camera di combustione. La profonda comprensione e conoscenza del moto e delle reazioni di accensione e propagazione della fiamma diventa un requisito fondamentale ai fini dell'analisi delle potenzialità energetiche dei sistemi in oggetto. Quando, poi, dall'osservazione dei combustori e del loro funzionamento in condizioni nominali di alimentazione a metano, si passa all'ipotesi di un'eventuale alimentazione con combustibili a basso potere calorifico, la conoscenza dei processi di combustione propri di ogni sistema deve necessariamente diventare protagonista nell'ottimizzazione della geometria e delle relative condizioni operative.

In questa duplice ottica di studio e di ottimizzazione dei progetti dei combustori esaminati, l'analisi numerica rappresenta un valido strumento in grado di produrre un'immagine

spesso realistica dei complessi fenomeni di combustione e può essere utilizzata per testare, con metodo comparativo, diverse ipotesi di modifica tese all'ottimizzazione del combustore. L'analisi numerica, tuttavia, non può essere uno strumento utilizzato singolarmente ma deve sempre e comunque essere confrontata con rilievi sperimentali che possano validarne i modelli e accertarne accettabili livelli di approssimazione.

Lo strumento di indagine principalmente usato in questo lavoro è l'analisi CFD, partendo dalla modellazione geometrica di una serie di geometrie, per poi passare alla generazione di griglie di calcolo ed allo studio ed all'applicazione dei modelli numerici adeguati alle analisi.

E' stata posta, inoltre, molta attenzione al processo di produzione di gas alternativi. In particolare è stato affrontato lo studio della digestione anaerobica passando dalla progettazione alla realizzazione di un impianto pilota per la generazione di biogas da digestione anaerobica di rifiuti solidi urbani indifferenziati. Per motivi di brevità, in questo lavoro non è stato presentato lo studio della produzione di biogas, che tuttavia, ha consentito di affrontare una serie di aspetti critici per la combustione.

Per quanto riguarda le microturbine, dopo una lunga fase di studio dei modelli numerici dedicati alla combustione, sono state modellate quattro differenti geometrie di camere di combustione reali. A proposito dei sistemi termofotovoltaici, invece, è stata studiata una geometria particolare di caldaia ad irraggiamento destinata ad una prototipazione dedicata.

Uno degli aspetti più critici per l'analisi numerica di sistemi così complessi è la generazione di griglie di calcolo idonee a descriverne i fenomeni che conseguono dalla turbolenza e dalla combustione. Sono state affrontate varie tecniche di meshatura con diversi software dedicati in un percorso interminabile di miglioramento spinto dalle esperienze ottenute.

I modelli numerici ottenuti sono decisamente complessi ma in generale hanno prodotto risultati realistici ed in grado di osservare i fenomeni di combustione all'interno di questi componenti. La possibilità di studiare camere di combustione reali ha consentito di validare i modelli numerici sviluppati e di verificarne la validità per diverse condizioni operative. In alcuni casi i limiti incontrati sono determinati dalle caratteristiche dei codici utilizzati e dall'onere computazionale richiesto ai processori utilizzati.

Il risultato principale dell'attività di dottorato è quello di aver consolidato una notevole comprensione dei codici di simulazione numerica, dei modelli e delle griglie dedicate allo studio della combustione. L'applicabilità di tali competenze è destinata a studi di primaria importanza quando si parla di ottimizzazione delle geometrie e sviluppo di nuove tecnologie per la produzione coniugata di energia elettrica e termica.



Cap.2 - Meccanismi chimici della combustione

2.1 REAZIONI BIMOLECOLARI E TEORIA DELLA COLLISIONE

La maggior parte delle reazioni che interessano la combustione sono di tipo bimolecolare, cioè sono reazioni in cui due molecole collidono e reagiscono per formare due differenti molecole. Pertanto una reazione bimolecolare arbitraria può essere espressa come:



La velocità alla quale procede la reazione è direttamente proporzionale alla concentrazione delle due specie riattanti (espressa in kmol/m³):

$$\frac{d[A]}{dt} = -k_{bimolec} [A]^m [B]^n \qquad \qquad \qquad \mathbf{1-2}$$

Tutte le reazioni elementari bimolecolari sono in genere del secondo ordine globale, essendo del primo ordine (esponenti m e n pari a 1) relativamente a ciascuna specie reagente.

Il coefficiente di velocità $k_{bimolec}$ è funzione della temperatura ma, diversamente dal coefficiente di velocità globale, ha una base di tipo sperimentale.

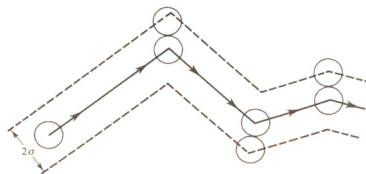


Fig. 2.1: Cammino casuale di una molecola.

Per determinare la frequenza di collisione di due molecole si parte dal semplice caso in cui una singola molecola di diametro σ che sta viaggiando con velocità costante v , collida con delle molecole identiche alla molecola stessa ma stazionarie. Il percorso casuale della molecola è illustrato nella figura Fig. 2.1.

Se la distanza percorsa fra due collisioni successive è elevata, la molecola in movimento è caratterizzata dall'aver un elevato cammino libero medio e, nell'intervallo di tempo Δt , descrive un volume cilindrico di valore pari a $v\pi\sigma^2\Delta t$ all'interno del quale sono possibili le collisioni. Se le molecole fisse presentano una distribuzione casuale ed hanno una densità molare pari a n/V , il numero di collisioni nell'unità di tempo è esprimibile come:

$$Z = \frac{\text{collisioni}}{\text{tempo}} = \frac{n}{V} v \pi \sigma^2 \quad 2-3$$

Tuttavia, in un gas reale tutte le molecole sono in movimento; se si assume una distribuzione di velocità Maxwelliana per tutte le molecole, la frequenza di collisione per molecole identiche è data da:

$$Z_c = \sqrt{2} \frac{n}{V} \pi \sigma^2 \bar{v} \quad 2-4$$

dove \bar{v} è il valore della velocità media dipendente dalla temperatura.

Si può estendere l'analisi alla collisione fra molecole differenti aventi diametro delle sfere rispettivamente pari a σ_A e σ_B . Il diametro del volume di collisione, in tal caso, è dato da $\sigma_A + \sigma_B = \sigma_{AB}$ e pertanto l'equazione **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** diviene:

$$Z_c = \sqrt{2} \frac{n_B}{V} \pi \sigma_{AB}^2 \bar{v}_A \quad \text{2-5}$$

Il numero totale di collisioni per unità di tempo e per unità di volume si ottiene moltiplicando la frequenza di collisione di una singola molecola A per il numero di molecole A per unità di volume e considerando la velocità molecolare media:

$$\frac{Z_{AB}}{V} = \frac{\text{Numero di collisioni fra A e B}}{\text{Unità di volume} \cdot \text{Unità di tempo}} = \quad \text{2-6}$$

$$= \left(\frac{n_A}{V} \right) \left(\frac{n_B}{V} \right) \pi \sigma_{AB}^2 \left(\bar{v}_A^2 + \bar{v}_B^2 \right)^{1/2}$$

è possibile esprimerla in termini di temperatura come:

$$\frac{Z_{AB}}{V} = \left(\frac{n_A}{V} \right) \left(\frac{n_B}{V} \right) \pi \sigma_{AB}^2 \left(\frac{8k_B T}{\pi \mu} \right)^{1/2} \quad \text{2-7}$$

in cui :

$$k_B = \text{costante di Boltzmann} = 1.381 \cdot 10^{-23} \frac{J}{K}$$

$$\bar{m} = \frac{m_A m_B}{m_A + m_B}$$

massa ridotta, in cui m_A e m_B sono le masse delle specie A e B in kg,

T = temperatura assoluta in Kelvin.

A questo punto si è in grado di mettere in relazione la velocità di reazione con le formule sopraccitate:

$$-\frac{d[A]}{dt} = \left[\frac{\text{Numero di collisioni fra A e B}}{\text{Unità di volume} \cdot \text{Unità di tempo}} \right] \cdot \left[\begin{array}{l} \text{Pr. che una collisione} \\ \text{provochi la reazione} \end{array} \right] \cdot \left[\frac{\text{kmol di A}}{\text{Numero di molecole di A}} \right]$$

che può essere scritta come:

$$-\frac{d[A]}{dt} = \left(\frac{Z_{AB}}{V} \right) \cdot P \cdot N_{AV}^{-1} \quad \text{2-8}$$

in cui N_{AV} è il numero di Avogadro ($6.022 \cdot 10^{26}$ molecole / kmol). La probabilità che la collisione conduca alla reazione può essere espressa come il prodotto di due fattori:

$\exp\left(-\frac{E}{RT}\right)$: fattore energetico che esprime la percentuale di collisioni aventi energia superiore al livello di soglia necessario alla reazione. Tale livello viene denominato *energia di attivazione E*;

fattore sterico P: prende in considerazione la geometria di collisione fra A e B (in generale il fattore sterico ha un valore molto inferiore ad uno).

L'equazione **Errore**. L'origine riferimento non è stata trovata. diviene pertanto:

$$-\frac{d[A]}{dt} = P \cdot N_{AV} \cdot \sigma_{AB}^2 \left(\frac{8\pi k_B T}{\mu} \right)^{1/2} \cdot \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \cdot [A][B] \quad 2-9$$

in cui sono state eseguite le sostituzioni di $\frac{n_A}{V} = [A]N_{AV}$ e

$$\frac{n_B}{V} = [B]N_{AV}.$$

Confrontando l'equazione 2-10 con l'equazione **Errore**. L'origine riferimento non è stata trovata. si può constatare che il coefficiente di velocità bimolecolare, basato sulla teoria della collisione, è dato da:

$$k(T) = PN_{AV} \sigma_{AB}^2 \left(\frac{8\pi k_B T}{\mu} \right)^{1/2} \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \quad 2-10$$

Sfortunatamente però la teoria della collisione non fornisce gli strumenti necessari alla determinazione dell'energia di attivazione o del fattore sterico.

Se l'intervallo della temperatura di interesse non è troppo elevato, il coefficiente di velocità bimolecolare può essere espresso mediante una formula empirica nota come *Formula di Arrhenius*:

$$k(T) = A \cdot \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \quad 2-11$$

in cui A è un termine costante noto come *fattore pre-esponenziale* o fattore di frequenza.

Comparando l'equazione **Errore**. L'origine riferimento non è stata trovata. con la **Errore**. L'origine riferimento non è stata

trovata., si può notare che A non è costante ma dipende da $T^{1/2}$. Il grafico di Arrhenius che riporta il $\log(k)$ in funzione di $1/T$ relativamente ai dati sperimentali viene usato per ricavare i valori dell'energia di attivazione.

Anche se molto spesso per il calcolo dei coefficienti di velocità si fa riferimento alle specifiche tabelle, nella pratica viene utilizzata anche la formula di Arrhenius a tre parametri:

$$k(T) = AT^n \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \qquad \mathbf{2-12}$$

in cui A, n ed E sono tre parametri empirici.

2.2 COMBUSTIONE DEL METANO

Grazie alla sua struttura molecolare tetraedrica con una elevata energia di legame tra carbonio ed idrogeno, il metano (CH_4) presenta caratteristiche di combustione piuttosto particolari: ad esempio, possiede una temperatura di accensione elevata ed una velocità di propagazione di fiamma limitata.

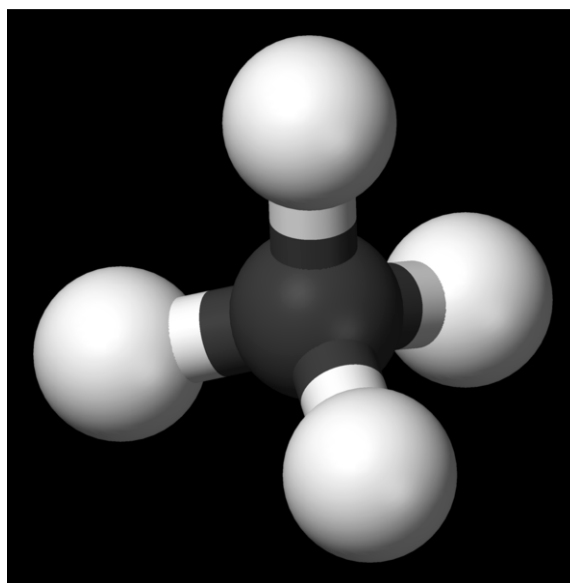


Fig. 2.1: Rappresentazione di una molecola di metano

La seguente trattazione è affrontata assumendo che le reazioni abbiano luogo in un ambiente isotermico, omogeneo, ed in condizioni di perfetto mescolamento. Quest'ultima condizione permette di trascurare la distribuzione spaziale delle specie che si possono incontrare in una fiamma.

L'analisi può essere condotta diversamente in funzione della temperatura:

- analisi delle reazioni ad alta temperatura,
- analisi delle reazioni a bassa temperatura.

No.	Complex Methane combustion mechanism (GRI Mech 2.11) [3]	Rate Coefficient		
		$A T^n \exp(-E/RT)$		
		A [mol/cm ³ s]	n	E [cal/mol]
1	$O + O + M \rightarrow O_2 + M$	1.20E+17	-1.0	
2	$O + H + M \rightarrow OH + M$	5.00E+17	-1.0	
3	$O + H_2 \rightarrow H + OH$	3.87E+04	2.07	6260
4	$O + HO_2 \rightarrow OH + O_2$	2.00E+13		
5	$O + H_2O_2 \rightarrow OH + HO_2$	9.63E+06	2.00	4000
6	$O + CH \rightarrow H + CO$	5.70E+13		
7	$O + CH_2 \rightarrow H + HCO$	8.00E+13		
8	$O + CH_2(S) \rightarrow H_2 + CO$	1.50E+13		
9	$O + CH_2(S) \rightarrow H + HCO$	1.50E+13		
10	$O + CH_3 \rightarrow H + CH_2O$	5.06E+13		
11	$O + CH_4 \rightarrow OH + CH_3$	1.02E+09	1.05	8600
12	$O + CO + M \rightarrow CO_2 + M$	1.80E+10		2385
13	$O + HCO \rightarrow OH + CO$	3.00E+13		
14	$O + HCO \rightarrow H + CO_2$	3.00E+13		
15	$O + CH_2O \rightarrow OH + HCO$	3.90E+13		3540
16	$O + CH_2OH \rightarrow OH + CH_2O$	1.00E+13		
17	$O + CH_3O \rightarrow OH + CH_2O$	1.00E+13		
18	$O + CH_3OH \rightarrow OH + CH_2OH$	3.88E+05	2.05	3100
19	$O + CH_3OH \rightarrow OH + CH_3O$	1.30E+05	2.05	5000
20	$O + C_2H \rightarrow CH + CO$	5.00E+13		
21	$O + C_2H_2 \rightarrow H + HCCO$	1.35E+07	2.00	1900

22	$O + C_2H_2 \rightarrow OH + C_2H$	4.60E+19	-1.4	28950
23	$O + C_2H_2 \rightarrow CO + CH_2$	6.94E+06	2.00	1900
24	$O + C_2H_3 \rightarrow H + CH_2CO$	3.00E+13		
25	$O + C_2H_4 \rightarrow CH_3 + HCO$	1.25E+07	1.08	220
26	$O + C_2H_5 \rightarrow CH_3 + CH_2O$	2.24E+13		
27	$O + C_2H_6 \rightarrow OH + C_2H_5$	8.98E+07	1.09	5690
28	$O + HCCO \rightarrow H + CO + CO$	1.00E+14		
29	$O + CH_2CO \rightarrow OH + HCCO$	1.00E+13		8000
30	$O + CH_2CO \rightarrow CH_2 + CO_2$	1.75E+12		1350
31	$O_2 + CO \rightarrow O + CO_2$	2.50E+12		47800
32	$O_2 + CH_2O \rightarrow H_2O + HCO$	1.00E+14		40000
33	$H + O_2 + M \rightarrow H_2O + M$	2.80E+18	-0.9	
34	$H + O_2 + O_2 \rightarrow H_2O + O_2$	2.08E+19	-1.2	
35	$H + O_2 + H_2O \rightarrow H_2O + H_2O$	1.13E+19	-0.8	
36	$H + O_2 + N_2 \rightarrow H_2O + N_2$	2.60E+19	-1.2	
37	$H + O_2 + AR \rightarrow H_2O + AR$	7.00E+17	-0.8	
38	$H + O_2 \rightarrow O + OH$	2.65E+16	-0.7	17041
No.	Complex Methane combustion mechanism (GRI Mech 2.11) [3]	Rate Coefficient		
		$A T^n \exp(-E/RT)$		
		A	n	E
		[mol/cm ³ s]		[cal/mol]
39	$H + H + M \rightarrow H_2 + M$	1.00E+18	-1.0	
40	$H + H + H_2 \rightarrow H_2 + H_2$	9.00E+16	-0.6	
41	$H + H + H_2O \rightarrow H_2 + H_2O$	6.00E+19	-1.2	
42	$H + H + CO_2 \rightarrow H_2 + CO_2$	5.50E+20	-2.0	

43	$H + OH + M \rightarrow H_2O + M$	2.20E+22	-2.0	
44	$H + H_2O_2 \rightarrow O + H_2O$	3.97E+12		671
45	$H + H_2O_2 \rightarrow O_2 + H_2$	4.48E+13		1068
46	$H + H_2O_2 \rightarrow OH + OH$	8.40E+13		635
47	$H + H_2O_2 \rightarrow H_2O_2 + H_2$	1.21E+07	2.00	5200
48	$H + H_2O_2 \rightarrow OH + H_2O$	1.00E+13		3600
49	$H + CH \rightarrow C + H_2$	1.65E+14		
50	$H + CH_2 (+M) \rightarrow CH_3 (+M)$	pressure dependent		
51	$H + CH_2(S) \rightarrow CH + H_2$	3.00E+13		
52	$H + CH_3 (+M) \rightarrow CH_4 (+M)$	pressure dependent		
53	$H + CH_4 \rightarrow CH_3 + H_2$	6.60E+08	1.06	10840
54	$H + HCO (+M) \rightarrow CH_2O (+M)$	pressure dependent		
55	$H + HCO \rightarrow H_2 + CO$	7.34E+13		
56	$H + CH_2O (+M) \rightarrow CH_2OH (+M)$	pressure dependent		
57	$H + CH_2O (+M) \rightarrow CH_3O (+M)$	pressure dependent		
58	$H + CH_2O \rightarrow HCO + H_2$	5.74E+07	1.09	2742
59	$H + CH_2OH (+M) \rightarrow CH_3OH (+M)$	pressure dependent		
60	$H + CH_2OH \rightarrow H_2 + CH_2O$	2.00E+13		
61	$H + CH_2OH \rightarrow OH + CH_3$	1.65E+11	0.07	-284
62	$H + CH_2OH \rightarrow CH_2(S) + H_2O$	3.28E+13	-0.1	610
63	$H + CH_3O (+M) \rightarrow CH_3OH (+M)$	pressure dependent		
64	$H + CH_3O \rightarrow H + CH_2OH$	4.15E+07	1.06	1924
65	$H + CH_3O \rightarrow H_2 + CH_2O$	2.00E+13		
66	$H + CH_3O \rightarrow OH + CH_3$	1.50E+12	0.05	-110
67	$H + CH_3O \rightarrow CH_2(S) + H_2O$	2.62E+14	-0.2	1070

68	H + CH3OH -> CH2OH + H2	1.70E+07	2.01	4870
69	H + CH3OH -> CH3O + H2	4.20E+06	2.01	4870
70	H + C2H (+M) -> C2H2 (+M)	pressure dependent		
71	H + C2H2 (+M) -> C2H3 (+M)	pressure dependent		
72	H + C2H3 (+M) -> C2H4 (+M)	pressure dependent		
73	H + C2H3 -> H2 + C2H2	3.00E+13		
74	H + C2H4 (+M) -> C2H5 (+M)	pressure dependent		
75	H + C2H4 -> C2H3 + H2	1.32E+06	2.05	12240
76	H + C2H5 (+M) -> C2H6 (+M)	pressure dependent		
77	H + C2H5 -> H2 + C2H4	2.00E+12		
78	H + C2H6 -> C2H5 + H2	1.15E+08	1.09	7530
79	H + HCCO -> CH2(S) + CO	1.00E+14		
80	H + CH2CO -> HCCO + H2	5.00E+13		8000
81	H + CH2CO -> CH3 + CO	1.13E+13		3428
82	H + HCCOH -> H + CH2CO	1.00E+13		
83	H2 + CO (+M) -> CH2O (+M)	pressure dependent		
84	OH + H2 -> H + H2O	2.16E+08	1.05	3430
85	OH + OH (+M) -> H2O2 (+M)	pressure dependent		
86	OH + OH -> O + H2O	3.57E+04	2.04	-2110
87	OH + H2O2 -> O2 + H2O	1.45E+13		-500
No.	Complex Methane combustion mechanism (GRI Mech 2.11) [3]	Rate Coefficient		
		A T ⁿ exp(-E/RT)		
		A	n	E
		[mol/cm ³ s]		[cal/mol]
88	OH + H2O2 -> H2O + H2O	2.00E+12		427

89	$\text{OH} + \text{H}_2\text{O}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{O}_2 + \text{H}_2\text{O}$	1.70E+18		29410
90	$\text{OH} + \text{C} \rightarrow \text{H} + \text{CO}$	5.00E+13		
91	$\text{OH} + \text{CH} \rightarrow \text{H} + \text{HCO}$	3.00E+13		
92	$\text{OH} + \text{CH}_2 \rightarrow \text{H} + \text{CH}_2\text{O}$	2.00E+13		
93	$\text{OH} + \text{CH}_2 \rightarrow \text{CH} + \text{H}_2\text{O}$	1.13E+07	2.00	3000
94	$\text{OH} + \text{CH}_2(\text{S}) \rightarrow \text{H} + \text{CH}_2\text{O}$	3.00E+13		
95	$\text{OH} + \text{CH}_3 (+\text{M}) \rightarrow \text{CH}_3\text{OH} (+\text{M})$	pressure dependent		
96	$\text{OH} + \text{CH}_3 \rightarrow \text{CH}_2 + \text{H}_2\text{O}$	5.60E+07	1.06	5420
97	$\text{OH} + \text{CH}_3 \rightarrow \text{CH}_2(\text{S}) + \text{H}_2\text{O}$	6.44E+17	-1.3	1417
98	$\text{OH} + \text{CH}_4 \rightarrow \text{CH}_3 + \text{H}_2\text{O}$	1.00E+08	1.06	3120
99	$\text{OH} + \text{CO} \rightarrow \text{H} + \text{CO}_2$	4.76E+07	1.02	70
100	$\text{OH} + \text{HCO} \rightarrow \text{H}_2\text{O} + \text{CO}$	5.00E+13		
101	$\text{OH} + \text{CH}_2\text{O} \rightarrow \text{HCO} + \text{H}_2\text{O}$	3.43E+09	1.02	-447
102	$\text{OH} + \text{CH}_2\text{OH} \rightarrow \text{H}_2\text{O} + \text{CH}_2\text{O}$	5.00E+12		
103	$\text{OH} + \text{CH}_3\text{O} \rightarrow \text{H}_2\text{O} + \text{CH}_2\text{O}$	5.00E+12		
104	$\text{OH} + \text{CH}_3\text{OH} \rightarrow \text{CH}_2\text{OH} + \text{H}_2\text{O}$	1.44E+06	2.00	-840
105	$\text{OH} + \text{CH}_3\text{OH} \rightarrow \text{CH}_3\text{O} + \text{H}_2\text{O}$	6.30E+06	2.00	1500
106	$\text{OH} + \text{C}_2\text{H} \rightarrow \text{H} + \text{HCCO}$	2.00E+13		
107	$\text{OH} + \text{C}_2\text{H}_2 \rightarrow \text{H} + \text{CH}_2\text{CO}$	2.18E-04	4.05	-1000
108	$\text{OH} + \text{C}_2\text{H}_2 \rightarrow \text{H} + \text{HCCOH}$	5.04E+05	2.03	13500
109	$\text{OH} + \text{C}_2\text{H}_2 \rightarrow \text{C}_2\text{H} + \text{H}_2\text{O}$	3.37E+07	2.00	14000
110	$\text{OH} + \text{C}_2\text{H}_2 \rightarrow \text{CH}_3 + \text{CO}$	4.83E-04	4.00	-2000
111	$\text{OH} + \text{C}_2\text{H}_3 \rightarrow \text{H}_2\text{O} + \text{C}_2\text{H}_2$	5.00E+12		
112	$\text{OH} + \text{C}_2\text{H}_4 \rightarrow \text{C}_2\text{H}_3 + \text{H}_2\text{O}$	3.60E+06	2.00	2500
113	$\text{OH} + \text{C}_2\text{H}_6 \rightarrow \text{C}_2\text{H}_5 + \text{H}_2\text{O}$	3.54E+06	2.01	870

114	$\text{OH} + \text{CH}_2\text{CO} \rightarrow \text{HCCO} + \text{H}_2\text{O}$	$7.50\text{E}+12$		2000
115	$\text{HO}_2 + \text{HO}_2 \rightarrow \text{O}_2 + \text{H}_2\text{O}_2$	$1.30\text{E}+11$		-1630
116	$\text{HO}_2 + \text{HO}_2 \rightarrow \text{O}_2 + \text{H}_2\text{O}_2$	$4.20\text{E}+14$		12000
117	$\text{HO}_2 + \text{CH}_2 \rightarrow \text{OH} + \text{CH}_2\text{O}$	$2.00\text{E}+13$		
118	$\text{HO}_2 + \text{CH}_3 \rightarrow \text{O}_2 + \text{CH}_4$	$1.00\text{E}+12$		
119	$\text{HO}_2 + \text{CH}_3 \rightarrow \text{OH} + \text{CH}_3\text{O}$	$3.78\text{E}+13$		
120	$\text{HO}_2 + \text{CO} \rightarrow \text{OH} + \text{CO}_2$	$1.50\text{E}+14$		23600
121	$\text{HO}_2 + \text{CH}_2\text{O} \rightarrow \text{HCO} + \text{H}_2\text{O}_2$	$5.60\text{E}+06$	2.00	12000
122	$\text{C} + \text{O}_2 \rightarrow \text{O} + \text{CO}$	$5.80\text{E}+13$		576
123	$\text{C} + \text{CH}_2 \rightarrow \text{H} + \text{C}_2\text{H}$	$5.00\text{E}+13$		
124	$\text{C} + \text{CH}_3 \rightarrow \text{H} + \text{C}_2\text{H}_2$	$5.00\text{E}+13$		
125	$\text{CH} + \text{O}_2 \rightarrow \text{O} + \text{HCO}$	$6.71\text{E}+13$		
126	$\text{CH} + \text{H}_2 \rightarrow \text{H} + \text{CH}_2$	$1.08\text{E}+14$		3110
127	$\text{CH} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{H} + \text{CH}_2\text{O}$	$5.71\text{E}+12$		-755
128	$\text{CH} + \text{CH}_2 \rightarrow \text{H} + \text{C}_2\text{H}_2$	$4.00\text{E}+13$		
129	$\text{CH} + \text{CH}_3 \rightarrow \text{H} + \text{C}_2\text{H}_3$	$3.00\text{E}+13$		
130	$\text{CH} + \text{CH}_4 \rightarrow \text{H} + \text{C}_2\text{H}_4$	$6.00\text{E}+13$		
131	$\text{CH} + \text{CO} (+\text{M}) \rightarrow \text{HCCO} (+\text{M})$	pressure dependent		
132	$\text{CH} + \text{CO}_2 \rightarrow \text{HCO} + \text{CO}$	$1.90\text{E}+14$		15792
133	$\text{CH} + \text{CH}_2\text{O} \rightarrow \text{H} + \text{CH}_2\text{CO}$	$9.46\text{E}+13$		-515
134	$\text{CH} + \text{HCCO} \rightarrow \text{CO} + \text{C}_2\text{H}_2$	$5.00\text{E}+13$		
135	$\text{CH}_2 + \text{O}_2 \rightarrow \text{OH} + \text{H} + \text{CO}$	$5.00\text{E}+12$		1500
136	$\text{CH}_2 + \text{H}_2 \rightarrow \text{H} + \text{CH}_3$	$5.00\text{E}+05$	2.00	7230
No.	Complex Methane combustion mechanism (GRI Mech 2.11) [3]	Rate Coefficient $A T^n \exp(-E/RT)$		

		A [mol/cm ³ s]	n	E [cal/mol]
137	CH ₂ + CH ₂ -> H ₂ + C ₂ H ₂	1.60E+15		11944
138	CH ₂ + CH ₃ -> H + C ₂ H ₄	4.00E+13		
139	CH ₂ + CH ₄ -> CH ₃ + CH ₃	2.46E+06	2.00	8270
140	CH ₂ + CO (+M) -> CH ₂ CO (+M)	pressure dependent		
141	CH ₂ + HCCO -> C ₂ H ₃ + CO	3.00E+13		
142	CH ₂ (S) + N ₂ -> CH ₂ + N ₂	1.50E+13		600
143	CH ₂ (S) + AR -> CH ₂ + AR	9.00E+12		600
144	CH ₂ (S) + O ₂ -> H + OH + CO	2.80E+13		
145	CH ₂ (S) + O ₂ -> CO + H ₂ O	1.20E+13		
146	CH ₂ (S) + H ₂ -> CH ₃ + H	7.00E+13		
147	CH ₂ (S) + H ₂ O (+M) -> CH ₃ OH (+M)	pressure dependent		
148	CH ₂ (S) + H ₂ O -> CH ₂ + H ₂ O	3.00E+13		
149	CH ₂ (S) + CH ₃ -> H + C ₂ H ₄	1.20E+13		-570
150	CH ₂ (S) + CH ₄ -> CH ₃ + CH ₃	1.60E+13		-570
151	CH ₂ (S) + CO -> CH ₂ + CO	9.00E+12		
152	CH ₂ (S) + CO ₂ -> CH ₂ + CO ₂	7.00E+12		
153	CH ₂ (S) + CO ₂ -> CO + CH ₂ O	1.40E+13		
154	CH ₂ (S) + C ₂ H ₆ -> CH ₃ + C ₂ H ₅	4.00E+13		-550
155	CH ₃ + O ₂ -> O + CH ₃ O	3.56E+13		30480
156	CH ₃ + O ₂ -> OH + CH ₂ O	2.31E+12		20315
157	CH ₃ + H ₂ O ₂ -> H ₂ O + CH ₄	2.45E+04	2.05	5180
158	CH ₃ + CH ₃ (+M) -> C ₂ H ₆ (+M)	pressure dependent		
159	CH ₃ + CH ₃ -> H + C ₂ H ₅	6.84E+12	0.01	10600

160	$\text{CH}_3 + \text{HCO} \rightarrow \text{CH}_4 + \text{CO}$	2.65E+13		
161	$\text{CH}_3 + \text{CH}_2\text{O} \rightarrow \text{HCO} + \text{CH}_4$	3.32E+03	2.08	5860
162	$\text{CH}_3 + \text{CH}_3\text{OH} \rightarrow \text{CH}_2\text{OH} + \text{CH}_4$	3.00E+07	1.05	9940
163	$\text{CH}_3 + \text{CH}_3\text{OH} \rightarrow \text{CH}_3\text{O} + \text{CH}_4$	1.00E+07	1.05	9940
164	$\text{CH}_3 + \text{C}_2\text{H}_4 \rightarrow \text{C}_2\text{H}_3 + \text{CH}_4$	2.27E+05	2.00	9200
165	$\text{CH}_3 + \text{C}_2\text{H}_6 \rightarrow \text{C}_2\text{H}_5 + \text{CH}_4$	6.14E+06	1.07	10450
166	$\text{HCO} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{H} + \text{CO} + \text{H}_2\text{O}$	1.50E+18	-1.0	17000
167	$\text{HCO} + \text{M} \rightarrow \text{H} + \text{CO} + \text{M}$	1.87E+17	-1.0	17000
168	$\text{HCO} + \text{O}_2 \rightarrow \text{HO}_2 + \text{CO}$	1.35E+13		400
169	$\text{CH}_2\text{OH} + \text{O}_2 \rightarrow \text{HO}_2 + \text{CH}_2\text{O}$	1.80E+13		900
170	$\text{CH}_3\text{O} + \text{O}_2 \rightarrow \text{HO}_2 + \text{CH}_2\text{O}$	4.28E-13	7.06	-3530
171	$\text{C}_2\text{H} + \text{O}_2 \rightarrow \text{HCO} + \text{CO}$	1.00E+13		-755
172	$\text{C}_2\text{H} + \text{H}_2 \rightarrow \text{H} + \text{C}_2\text{H}_2$	5.68E+10	0.09	1993
173	$\text{C}_2\text{H}_3 + \text{O}_2 \rightarrow \text{HCO} + \text{CH}_2\text{O}$	4.58E+16	-1.4	1015
174	$\text{C}_2\text{H}_4 (+\text{M}) \rightarrow \text{H}_2 + \text{C}_2\text{H}_2 (+\text{M})$	pressure dependent		
175	$\text{C}_2\text{H}_5 + \text{O}_2 \rightarrow \text{HO}_2 + \text{C}_2\text{H}_4$	8.40E+11		3875
176	$\text{HCCO} + \text{O}_2 \rightarrow \text{OH} + \text{CO} + \text{CO}$	3.20E+12		854
177	$\text{HCCO} + \text{HCCO} \rightarrow \text{CO} + \text{CO} + \text{C}_2\text{H}_2$	1.00E+13		
178	$\text{N} + \text{NO} \rightarrow \text{N}_2 + \text{O}$	2.70E+13		355
179	$\text{N} + \text{O}_2 \rightarrow \text{NO} + \text{O}$	9.00E+09	1.00	6500
180	$\text{N} + \text{OH} \rightarrow \text{NO} + \text{H}$	3.36E+13		385
181	$\text{N}_2\text{O} + \text{O} \rightarrow \text{N}_2 + \text{O}_2$	1.40E+12		10810
182	$\text{N}_2\text{O} + \text{O} \rightarrow \text{NO} + \text{NO}$	2.90E+13		23150
183	$\text{N}_2\text{O} + \text{H} \rightarrow \text{N}_2 + \text{OH}$	3.87E+14		18880
184	$\text{N}_2\text{O} + \text{OH} \rightarrow \text{N}_2 + \text{HO}_2$	2.00E+12		21060

185	$\text{N2O (+M)} \rightarrow \text{N2} + \text{O (+M)}$	pressure dependent		
No.	Complex Methane combustion mechanism (GRI Mech 2.11) [3]	Rate Coefficient		
		$A T^n \exp(-E/RT)$		
		A	n	E
		[mol/cm ³ s]		[cal/mol]
186	$\text{HO2} + \text{NO} \rightarrow \text{NO2} + \text{OH}$	2.11E+12		-480
187	$\text{NO} + \text{O} + \text{M} \rightarrow \text{NO2} + \text{M}$	1.06E+20	-1.4	
188	$\text{NO2} + \text{O} \rightarrow \text{NO} + \text{O2}$	3.90E+12		-240
189	$\text{NO2} + \text{H} \rightarrow \text{NO} + \text{OH}$	1.32E+14		360
190	$\text{NH} + \text{O} \rightarrow \text{NO} + \text{H}$	4.00E+13		
191	$\text{NH} + \text{H} \rightarrow \text{N} + \text{H2}$	3.20E+13		330
192	$\text{NH} + \text{OH} \rightarrow \text{HNO} + \text{H}$	2.00E+13		
193	$\text{NH} + \text{OH} \rightarrow \text{N} + \text{H2O}$	2.00E+09	1.02	
194	$\text{NH} + \text{O2} \rightarrow \text{HNO} + \text{O}$	4.61E+05	2.00	6500
195	$\text{NH} + \text{O2} \rightarrow \text{NO} + \text{OH}$	1.28E+06	1.05	100
196	$\text{NH} + \text{N} \rightarrow \text{N2} + \text{H}$	1.50E+13		
197	$\text{NH} + \text{H2O} \rightarrow \text{HNO} + \text{H2}$	2.00E+13		13850
198	$\text{NH} + \text{NO} \rightarrow \text{N2} + \text{OH}$	2.16E+13	-0.2	
199	$\text{NH} + \text{NO} \rightarrow \text{N2O} + \text{H}$	3.65E+14	-0.5	
200	$\text{NH2} + \text{O} \rightarrow \text{OH} + \text{NH}$	3.00E+12		
201	$\text{NH2} + \text{O} \rightarrow \text{H} + \text{HNO}$	3.90E+13		
202	$\text{NH2} + \text{H} \rightarrow \text{NH} + \text{H2}$	4.00E+13		3650
203	$\text{NH2} + \text{OH} \rightarrow \text{NH} + \text{H2O}$	9.00E+07	1.05	-460
204	$\text{NNH} \rightarrow \text{N2} + \text{H}$	3.30E+08		
205	$\text{NNH} + \text{M} \rightarrow \text{N2} + \text{H} + \text{M}$	1.30E+14	-0.1	4980

206	$\text{NNH} + \text{O}_2 \rightarrow \text{HO}_2 + \text{N}_2$	$5.00\text{E}+12$		
207	$\text{NNH} + \text{O} \rightarrow \text{OH} + \text{N}_2$	$2.50\text{E}+13$		
208	$\text{NNH} + \text{O} \rightarrow \text{NH} + \text{NO}$	$7.00\text{E}+13$		
209	$\text{NNH} + \text{H} \rightarrow \text{H}_2 + \text{N}_2$	$5.00\text{E}+13$		
210	$\text{NNH} + \text{OH} \rightarrow \text{H}_2\text{O} + \text{N}_2$	$2.00\text{E}+13$		
211	$\text{NNH} + \text{CH}_3 \rightarrow \text{CH}_4 + \text{N}_2$	$2.50\text{E}+13$		
212	$\text{H} + \text{NO} + \text{M} \rightarrow \text{HNO} + \text{M}$	$4.48\text{E}+19$	-1.3	740
213	$\text{HNO} + \text{O} \rightarrow \text{NO} + \text{OH}$	$2.50\text{E}+13$		
214	$\text{HNO} + \text{H} \rightarrow \text{H}_2 + \text{NO}$	$9.00\text{E}+11$	0.07	660
215	$\text{HNO} + \text{OH} \rightarrow \text{NO} + \text{H}_2\text{O}$	$1.30\text{E}+07$	1.09	-950
216	$\text{HNO} + \text{O}_2 \rightarrow \text{HO}_2 + \text{NO}$	$1.00\text{E}+13$		13000
217	$\text{CN} + \text{O} \rightarrow \text{CO} + \text{N}$	$7.70\text{E}+13$		
218	$\text{CN} + \text{OH} \rightarrow \text{NCO} + \text{H}$	$4.00\text{E}+13$		
219	$\text{CN} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{HCN} + \text{OH}$	$8.00\text{E}+12$		7460
220	$\text{CN} + \text{O}_2 \rightarrow \text{NCO} + \text{O}$	$6.14\text{E}+12$		-440
221	$\text{CN} + \text{H}_2 \rightarrow \text{HCN} + \text{H}$	$2.95\text{E}+05$	2.05	2240
222	$\text{NCO} + \text{O} \rightarrow \text{NO} + \text{CO}$	$2.35\text{E}+13$		
223	$\text{NCO} + \text{H} \rightarrow \text{NH} + \text{CO}$	$5.40\text{E}+13$		
224	$\text{NCO} + \text{OH} \rightarrow \text{NO} + \text{H} + \text{CO}$	$2.50\text{E}+12$		
225	$\text{NCO} + \text{N} \rightarrow \text{N}_2 + \text{CO}$	$2.00\text{E}+13$		
226	$\text{NCO} + \text{O}_2 \rightarrow \text{NO} + \text{CO}_2$	$2.00\text{E}+12$		20000
227	$\text{NCO} + \text{M} \rightarrow \text{N} + \text{CO} + \text{M}$	$3.10\text{E}+14$		54050
228	$\text{NCO} + \text{NO} \rightarrow \text{N}_2\text{O} + \text{CO}$	$1.90\text{E}+17$	-1.5	740
229	$\text{NCO} + \text{NO} \rightarrow \text{N}_2 + \text{CO}_2$	$3.80\text{E}+18$	-2.0	800
230	$\text{HCN} + \text{M} \rightarrow \text{H} + \text{CN} + \text{M}$	$1.04\text{E}+29$	-3.3	126600

231	$\text{HCN} + \text{O} \rightarrow \text{NCO} + \text{H}$	2.03E+04	2.06	4980
232	$\text{HCN} + \text{O} \rightarrow \text{NH} + \text{CO}$	5.07E+03	2.06	4980
233	$\text{HCN} + \text{O} \rightarrow \text{CN} + \text{OH}$	3.91E+09	1.06	26600
234	$\text{HCN} + \text{OH} \rightarrow \text{HOCN} + \text{H}$	1.10E+06	2.00	13370
No.	Complex Methane combustion mechanism (GRI Mech 2.11) [3]	Rate Coefficient		
		$A T^n \exp(-E/RT)$		
		A	n	E
		[mol/cm ³ s]		[cal/mol]
235	$\text{HCN} + \text{OH} \rightarrow \text{HNCO} + \text{H}$	4.40E+03	2.03	6400
236	$\text{HCN} + \text{OH} \rightarrow \text{NH}_2 + \text{CO}$	1.60E+02	2.06	9000
237	$\text{H} + \text{HCN} (+\text{M}) \rightarrow \text{H}_2\text{CN} (+\text{M})$	pressure dependent		
238	$\text{H}_2\text{CN} + \text{N} \rightarrow \text{N}_2 + \text{CH}_2$	6.00E+13		400
239	$\text{C} + \text{N}_2 \rightarrow \text{CN} + \text{N}$	6.30E+13		46020
240	$\text{CH} + \text{N}_2 \rightarrow \text{HCN} + \text{N}$	3.12E+09	0.09	20130
241	$\text{CH} + \text{N}_2 (+\text{M}) \rightarrow \text{HCNN} (+\text{M})$	pressure dependent		
242	$\text{CH}_2 + \text{N}_2 \rightarrow \text{HCN} + \text{NH}$	1.00E+13		74000
243	$\text{CH}_2(\text{S}) + \text{N}_2 \rightarrow \text{NH} + \text{HCN}$	1.00E+11		65000
244	$\text{C} + \text{NO} \rightarrow \text{CN} + \text{O}$	1.90E+13		
245	$\text{C} + \text{NO} \rightarrow \text{CO} + \text{N}$	2.90E+13		
246	$\text{CH} + \text{NO} \rightarrow \text{HCN} + \text{O}$	4.10E+13		
247	$\text{CH} + \text{NO} \rightarrow \text{H} + \text{NCO}$	1.62E+13		
248	$\text{CH} + \text{NO} \rightarrow \text{N} + \text{HCO}$	2.46E+13		
249	$\text{CH}_2 + \text{NO} \rightarrow \text{H} + \text{HNCO}$	3.10E+17	-1.4	1270
250	$\text{CH}_2 + \text{NO} \rightarrow \text{OH} + \text{HCN}$	2.90E+14	-0.7	760
251	$\text{CH}_2 + \text{NO} \rightarrow \text{H} + \text{HCNO}$	3.80E+13	-0.4	580

252	$\text{CH}_2(\text{S}) + \text{NO} \rightarrow \text{H} + \text{HNCO}$	$3.10\text{E}+17$	-1.4	1270
253	$\text{CH}_2(\text{S}) + \text{NO} \rightarrow \text{OH} + \text{HCN}$	$2.90\text{E}+14$	-0.7	760
254	$\text{CH}_2(\text{S}) + \text{NO} \rightarrow \text{H} + \text{HCNO}$	$3.80\text{E}+13$	-0.4	580
255	$\text{CH}_3 + \text{NO} \rightarrow \text{HCN} + \text{H}_2\text{O}$	$9.60\text{E}+13$		28800
256	$\text{CH}_3 + \text{NO} \rightarrow \text{H}_2\text{CN} + \text{OH}$	$1.00\text{E}+12$		21750
257	$\text{HCNN} + \text{O} \rightarrow \text{CO} + \text{H} + \text{N}_2$	$2.20\text{E}+13$		
258	$\text{HCNN} + \text{O} \rightarrow \text{HCN} + \text{NO}$	$2.00\text{E}+12$		
259	$\text{HCNN} + \text{O}_2 \rightarrow \text{O} + \text{HCO} + \text{N}_2$	$1.20\text{E}+13$		
260	$\text{HCNN} + \text{OH} \rightarrow \text{H} + \text{HCO} + \text{N}_2$	$1.20\text{E}+13$		
261	$\text{HCNN} + \text{H} \rightarrow \text{CH}_2 + \text{N}_2$	$1.00\text{E}+14$		
262	$\text{HNCO} + \text{O} \rightarrow \text{NH} + \text{CO}_2$	$9.80\text{E}+07$	1.04	8500
263	$\text{HNCO} + \text{O} \rightarrow \text{HNO} + \text{CO}$	$1.50\text{E}+08$	1.06	44000
264	$\text{HNCO} + \text{O} \rightarrow \text{NCO} + \text{OH}$	$2.20\text{E}+06$	2.01	11400
265	$\text{HNCO} + \text{H} \rightarrow \text{NH}_2 + \text{CO}$	$2.25\text{E}+07$	1.07	3800
266	$\text{HNCO} + \text{H} \rightarrow \text{H}_2 + \text{NCO}$	$1.05\text{E}+05$	2.05	13300
267	$\text{HNCO} + \text{OH} \rightarrow \text{NCO} + \text{H}_2\text{O}$	$3.30\text{E}+07$	1.05	3600
268	$\text{HNCO} + \text{OH} \rightarrow \text{NH}_2 + \text{CO}_2$	$3.30\text{E}+06$	1.05	3600
269	$\text{HNCO} + \text{M} \rightarrow \text{NH} + \text{CO} + \text{M}$	$1.18\text{E}+16$		84720
270	$\text{HCNO} + \text{H} \rightarrow \text{H} + \text{HNCO}$	$2.10\text{E}+15$	-0.7	2850
271	$\text{HCNO} + \text{H} \rightarrow \text{OH} + \text{HCN}$	$2.70\text{E}+11$	0.02	2120
272	$\text{HCNO} + \text{H} \rightarrow \text{NH}_2 + \text{CO}$	$1.70\text{E}+14$	-0.8	2890
273	$\text{HOCN} + \text{H} \rightarrow \text{H} + \text{HNCO}$	$2.00\text{E}+07$	2.00	2000
274	$\text{HCCO} + \text{NO} \rightarrow \text{HCNO} + \text{CO}$	$9.00\text{E}+12$		
275	$\text{CH}_3 + \text{N} \rightarrow \text{H}_2\text{CN} + \text{H}$	$6.10\text{E}+14$	-0.3	290
276	$\text{CH}_3 + \text{N} \rightarrow \text{HCN} + \text{H}_2$	$3.70\text{E}+12$	0.01	-90

277	$\text{NH}_3 + \text{H} \rightarrow \text{NH}_2 + \text{H}_2$	5.40E+05	2.04	9915
278	$\text{NH}_3 + \text{OH} \rightarrow \text{NH}_2 + \text{H}_2\text{O}$	5.00E+07	1.06	955
279	$\text{NH}_3 + \text{O} \rightarrow \text{NH}_2 + \text{OH}$	9.40E+06	1.09	6460
280	$\text{NH} + \text{CO}_2 \rightarrow \text{HNO} + \text{CO}$	1.00E+13		14350
281	$\text{CN} + \text{NO}_2 \rightarrow \text{NCO} + \text{NO}$	6.16E+15	-0.8	345
282	$\text{NCO} + \text{NO}_2 \rightarrow \text{N}_2\text{O} + \text{CO}_2$	3.25E+12		-705
283	$\text{N} + \text{CO}_2 \rightarrow \text{NO} + \text{CO}$	3.00E+12		11300
No.	Complex Methane combustion mechanism (GRI Mech 2.11) [3]	Rate Coefficient		
		$A T^n \exp(-E/RT)$		
		A	n	E
		[mol/cm ³ s]		[cal/mol]
284	$\text{O} + \text{CH}_3 \rightarrow \text{H} + \text{H}_2 + \text{CO}$	3.37E+13		
285	$\text{O} + \text{C}_2\text{H}_4 \rightarrow \text{H} + \text{CH}_2\text{CHO}$	6.70E+06	1.08	220
286	$\text{O} + \text{C}_2\text{H}_5 \rightarrow \text{H} + \text{CH}_3\text{CHO}$	1.10E+14		
287	$\text{OH} + \text{HO}_2 \rightarrow \text{O}_2 + \text{H}_2\text{O}$	5.00E+15		17330
288	$\text{OH} + \text{CH}_3 \rightarrow \text{H}_2 + \text{CH}_2\text{O}$	8.00E+09	0.05	-1755
289	$\text{CH} + \text{H}_2 (+M) \rightarrow \text{CH}_3 (+M)$	pressure dependent		
290	$\text{CH}_2 + \text{O}_2 \rightarrow \text{H} + \text{H} + \text{CO}_2$	5.80E+12		1500
291	$\text{CH}_2 + \text{O}_2 \rightarrow \text{O} + \text{CH}_2\text{O}$	2.40E+12		1500
292	$\text{CH}_2 + \text{CH}_2 \rightarrow \text{H} + \text{H} + \text{C}_2\text{H}_2$	2.00E+14		10989
293	$\text{CH}_2(\text{S}) + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{H}_2 + \text{CH}_2\text{O}$	6.82E+10	0.02	-935
294	$\text{C}_2\text{H}_3 + \text{O}_2 \rightarrow \text{O} + \text{CH}_2\text{CHO}$	3.03E+11	0.03	11
295	$\text{C}_2\text{H}_3 + \text{O}_2 \rightarrow \text{HO}_2 + \text{C}_2\text{H}_2$	1.34E+06	1.06	-384
296	$\text{O} + \text{CH}_3\text{CHO} \rightarrow \text{OH} + \text{CH}_2\text{CHO}$	2.92E+12		1808
297	$\text{O} + \text{CH}_3\text{CHO} \rightarrow \text{OH} + \text{CH}_3 + \text{CO}$	2.92E+12		1808

298	$O_2 + CH_3CHO \rightarrow H_2O + CH_3 + CO$	$3.01E+13$		39150
299	$H + CH_3CHO \rightarrow CH_2CHO + H_2$	$2.05E+09$	1.02	2405
300	$H + CH_3CHO \rightarrow CH_3 + H_2 + CO$	$2.05E+09$	1.02	2405
301	$OH + CH_3CHO \rightarrow CH_3 + H_2O + CO$	$2.34E+10$	0.07	-1113
302	$H_2O_2 + CH_3CHO \rightarrow CH_3 + H_2O_2 + CO$	$3.01E+12$		11923
303	$CH_3 + CH_3CHO \rightarrow CH_3 + CH_4 + CO$	$2.72E+06$	1.08	5920
304	$H + CH_2CO (+M) \rightarrow CH_2CHO (+M)$	pressure dependent		
305	$O + CH_2CHO \rightarrow H + CH_2 + CO_2$	$1.50E+14$		
306	$O_2 + CH_2CHO \rightarrow OH + CO + CH_2O$	$1.81E+10$		
307	$O_2 + CH_2CHO \rightarrow OH + HCO + HCO$	$2.35E+10$		
308	$H + CH_2CHO \rightarrow CH_3 + HCO$	$2.20E+13$		
309	$H + CH_2CHO \rightarrow CH_2CO + H_2$	$1.10E+13$		
310	$OH + CH_2CHO \rightarrow H_2O + CH_2CO$	$1.20E+13$		
311	$OH + CH_2CHO \rightarrow HCO + CH_2OH$	$3.01E+13$		
312	$CH_3 + C_2H_5 (+M) \rightarrow C_3H_8 (+M)$	pressure dependent		
313	$O + C_3H_8 \rightarrow OH + C_3H_7$	$1.93E+05$	2.07	3716
314	$H + C_3H_8 \rightarrow C_3H_7 + H_2$	$1.32E+06$	2.05	6756
315	$OH + C_3H_8 \rightarrow C_3H_7 + H_2O$	$3.16E+07$	1.08	934
316	$C_3H_7 + H_2O_2 \rightarrow H_2O + C_3H_8$	$3.78E+02$	2.07	1500
317	$CH_3 + C_3H_8 \rightarrow C_3H_7 + CH_4$	$9.03E-01$	3.06	7154

Fig. 2.3: Reazioni di combustione del metano CH_4 .

Analisi delle reazioni ad alta temperatura

Il principale schema di conversione del CH_4 in anidride carbonica CO_2 ad elevata temperatura (2200 K) è presentato nella figura Fig. 2.4. Ogni freccia rappresenta una reazione elementare, od un set di reazioni, dove in coda della freccia ci sono le specie principali dei reagenti, mentre in testa si trovano le specie principali dei prodotti. I reagenti addizionali sono disposti sulla lunghezza della freccia e tra parentesi è indicato il corrispondente numero di reazione con riferimento alla tabella precedente. Lo spessore della freccia fornisce un supporto visivo dell'importanza della reazione, mentre i valori numerici quantificano il *tasso di riduzione* dei reagenti.

In figura 2.4 si può vedere la progressione della combustione del metano, il cui prodotto finale è anidride carbonica CO_2 . L'evoluzione del meccanismo diretto di reazione prende il via dall'attacco alla molecola di CH_4 da parte dei radicali OH, O, e H con la formazione del radicale metile (CH_3). Quest'ultimo con l'atomo di ossigeno genera la formaldeide CH_2O , che a sua volta reagisce con i radicali OH, O, e H, il cui frutto è il radicale formile (HCO). Il formile è convertito in CO tramite un trio di reazioni, ed, infine, il monossido di carbonio si combina con OH e genera CO_2 .

In aggiunta al meccanismo diretto appena descritto, ci sono altre due percorsi di produzione di CH_2O a partire da CH_3 : in uno interviene il CH_2 , nell'altro invece compare il CH_2OH .

Per completezza, nel meccanismo interverrebbe un'ulteriore quantità di reazioni (come si può vedere nella tabella di combustione del metano), le quali, però, non sono riportate in figura Fig. 2.4 in quanto il loro tasso di reazione è più basso di 10^{-7} mol/cm³ s, valore assunto come limite.

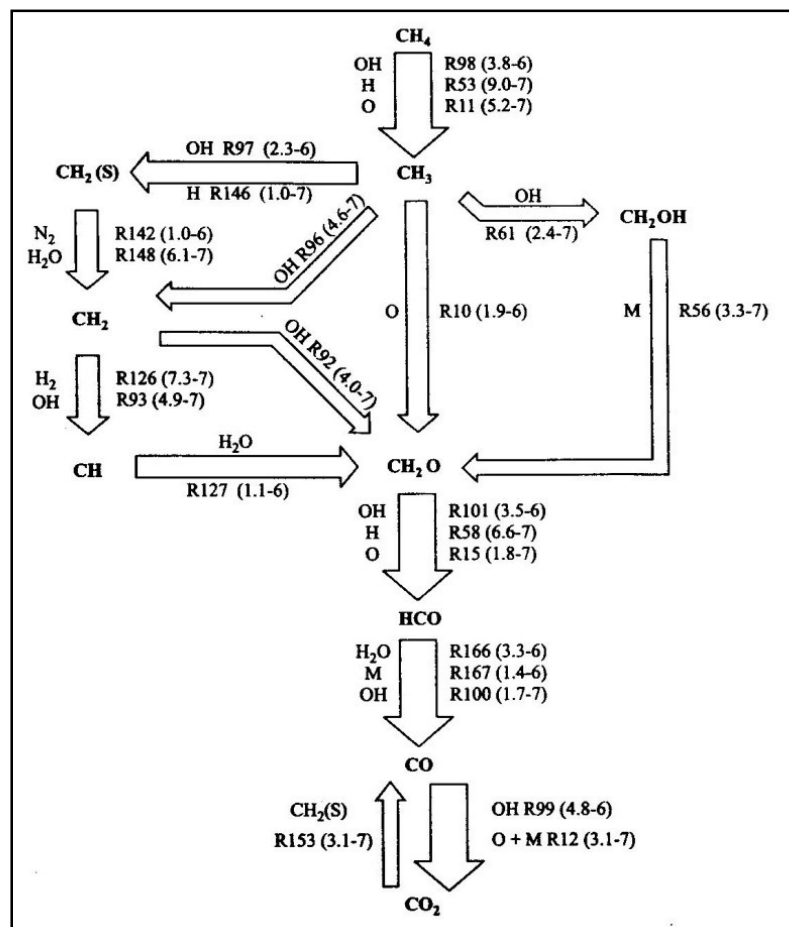


Fig. 2.4: Schema della reazione di combustione del metano ad alta temperatura (T=2200 K e p=1 atm).

Analisi delle reazioni a bassa temperatura

A bassa temperatura (<1500 K) il meccanismo di combustione del metano assume una conformazione differente rispetto a quanto avviene per le temperature elevate.

La figura 2.5 espone il quadro di trasformazioni che si riscontra alla temperatura di 1345 K. Le frecce in nero evidenziano le nuove reazioni che intervengono a complemento di quanto accade a temperature nell'ordine di 2200 K. La prima è una forte riassociazione di CH_3 in CH_4 , in seguito si incontra un nuovo modo di generare CH_2O (con la produzione intermedia di metanolo CH_3OH), poi si ha il radicale CH_3 che si combina per formare etano C_2H_6 . Quest'ultimo si converte in CO e CH_2 , attraverso l'etano C_2H_4 e l'acetilene C_2H_2 .

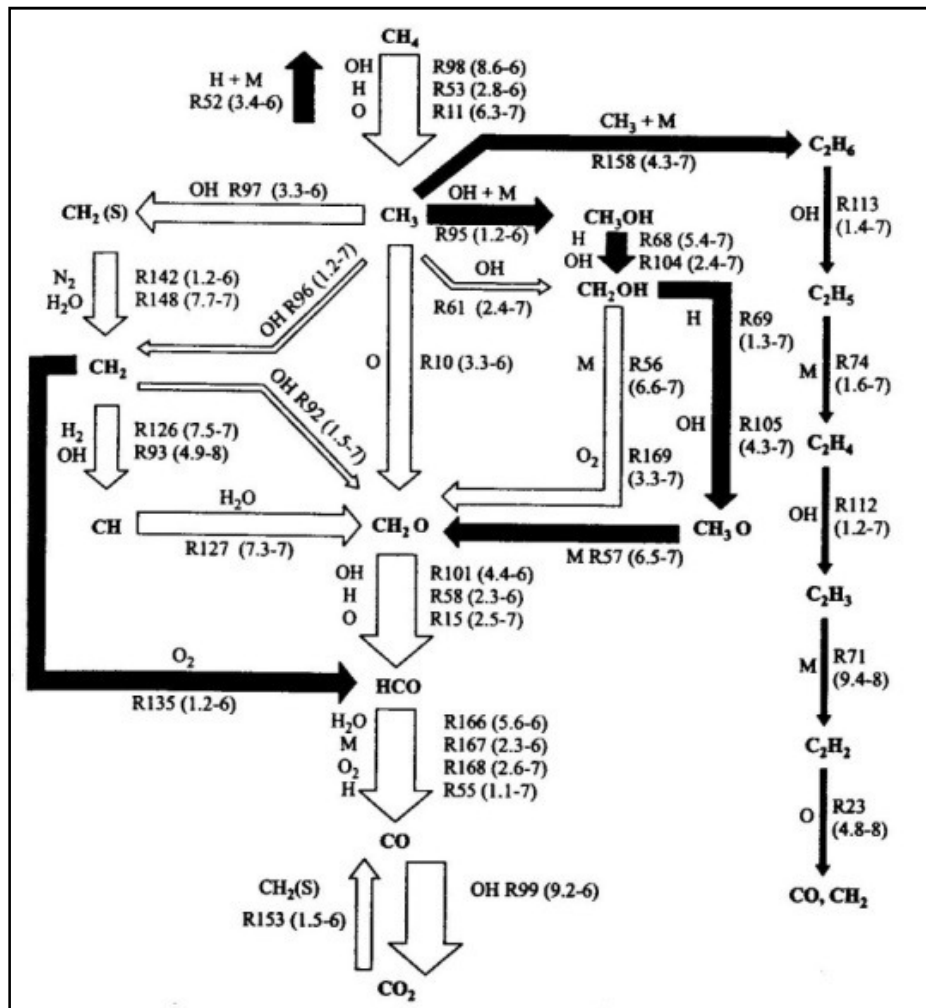


Fig. 2.5: Schema della reazione di combustione del metano a bassa temperatura ($T=1345$ K e $p=1$ atm).

2.3 EMISSIONI INQUINANTI DELLA COMBUSTIONE

Le emissioni in atmosfera di sostanze inquinanti sono all'origine di alcuni dei problemi ambientali considerati prioritari ormai in tutte le sedi nazionali e internazionali: cambiamenti climatici, buco dell'ozono nella stratosfera, aumento dell'ozono troposferico, acidificazione (le cosiddette piogge acide), ecc.. Individuare e conoscere la natura degli inquinanti atmosferici, ed avere a disposizione i dati relativi alle emissioni (attraverso una raccolta omogenea e confrontabile) sono le azioni fondamentali per valutarne gli impatti sulla salute e sull'ambiente e per formulare politiche ambientali sulla qualità dell'aria finalizzate alla riduzione dell'inquinamento atmosferico.

L'APAT, in qualità di National Reference Centre dell'Agenzia Europea per l'Ambiente (AEA), realizza il censimento nazionale delle emissioni in atmosfera che viene correntemente utilizzato per verificare il rispetto degli impegni che l'Italia ha assunto a livello internazionale sulla protezione dell'ambiente atmosferico (Convenzione quadro sui cambiamenti climatici, Convenzione di Ginevra sull'inquinamento atmosferico transfrontaliero, Direttive europee sulla limitazione delle emissioni).

Gli inquinanti e le sostanze considerate nel censimento sono quelli che contribuiscono ai processi di acidificazione e di eutrofizzazione (come SO_x , NO_x , COVNM, NH_3) e ai cambiamenti climatici (come CO_2 , CH_4 , N_2O e i gas fluorurati). Sono inoltre stimate le emissioni di benzene, Pm_{10} , nonché dei principali

metalli pesanti, come Pb, Cd, Hg, e delle sostanze organiche persistenti come le diossine e gli Ipa.

Emissioni di CO₂ da biomasse

Tutti i processi di combustione comportano l'emissione in atmosfera di anidride carbonica (CO₂). Lo stesso principio vale tanto per il petrolio quanto per il legno.

Nel caso del legno, le emissioni di biossido di carbonio prodotte dalla combustione sono tendenzialmente pari a quelle assorbite dai vegetali per crescere. Inoltre, essendo la concentrazione del carbonio del legno inferiore rispetto a quella delle risorse fossili, come carbone e petrolio, l'impatto è nettamente inferiore.

La produzione di biomasse favorisce la valorizzazione economica delle aree boschive e pertanto la riforestazione. Questo effetto indiretto ha anche il pregio di aumentare la capacità naturale di assorbimento. La maggiore quantità di alberi e piante contribuisce infatti ad aumentare la capacità ambientale di assorbimento dell'anidride carbonica presente nell'atmosfera.

In conclusione, non esiste alcun aumento netto di gas serra. Perlomeno in teoria. Alcune osservazioni critiche fanno notare come l'attività di trasporto delle biomasse dalle zone di taglio a quelle di incenerimento comporti l'emissione di ulteriore CO₂ (es. camion, navi ecc.). Le biomasse sono molto voluminose e, per essere trasportate fino alla centrale termica, possono richiedere un massiccio utilizzo di mezzi di trasporto (inquinanti). Per queste ragioni è consigliabile realizzare

piccole centrali in grado di sfruttare esclusivamente biomasse locali.

Dal punto di vista degli altri inquinanti, l'emissione di polveri sottili in un impianto a biomasse è inferiore alla soglia fissata per legge a 10 ppm.

Emissioni legate al processo di combustione

Nello sviluppo di camere di combustione e motori termici in generale, è stata sempre posta grande attenzione agli aspetti prestazionali (rendimento e lavoro specifico), nonché economici ed operativi (riduzione dei costi specifici, affidabilità, etc.). Tuttavia, nel giudicare la validità di un generico sistema di produzione di potenza, assume un'importanza sempre crescente la valutazione del suo impatto ambientale, ovvero la quantità delle emissioni globali di prodotti nocivi generati dal sistema stesso.

Nella combustione di gas naturale, caso di maggior importanza nelle applicazioni industriali, è sufficiente trattare le emissioni di monossido di carbonio (CO) e di ossidi di azoto (generalmente chiamati NO_x, per ricordare che si tratta prevalentemente di NO e NO₂). Nel caso di alimentazione con combustibili liquidi (derivati dal petrolio) molte considerazioni espresse riguardo CO e NO_x restano valide, ma possono aggiungersi, a seconda del tipo di combustibile, ulteriori problematiche, relative alle emissioni di biossido di zolfo, di idrocarburi incombusti (UHC) e di particolato.

Unità di misura delle emissioni

Il riferimento più naturale per la misurazione delle emissioni è quello della concentrazione volumetrica, generalmente riferita ai fumi secchi, ovvero privi del vapor d'acqua. L'unità usata è pertanto il *ppmvd* (acronimo di "part per million volume dry"):

$$1 \text{ ppmvd} = 10^{-6} \cdot \text{moli inquinante} / \text{moli fumi secchi}$$

Nell'utilizzo di questa grandezza, bisogna considerare che la concentrazione volumetrica di un inquinante è variabile con la diluizione dei fumi, ossia con la quantità d'aria aggiunta rispetto alle normali condizioni di combustione, a pari quantità assoluta di emissioni. Pertanto è necessario specificare il contenuto di ossigeno nei fumi secchi. Solitamente si usano i seguenti riferimenti:

- combustibili liquidi o gassosi in caldaie: 3% vol O₂
- combustibili solidi in caldaie: 6% vol O₂
- fumi di scarico di turbine a gas: 15% vol O₂
- motori alternativi : 5% vol O₂

rispettando i valori riscontrati più frequentemente nella pratica.

Pertanto le normative sulle emissioni specificano sempre il contenuto di O₂ a cui riferire le concentrazioni: per paragonare i valori rilevati di inquinante in un certo gas combusto, occorre conoscerne il contenuto di O₂ e convertire il valore rilevato a quello della percentuale desiderata. Per far ciò si consideri il sistema di figura 2.6, in cui si miscelano n_A moli di gas aventi una generica concentrazione x di inquinante con n_B moli d'aria.

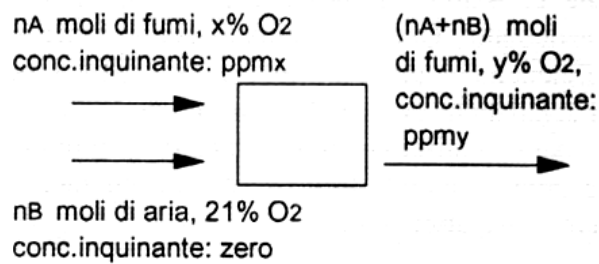


Fig. 2.6: Sistema impiegato nella conversione delle concentrazioni molari di inquinanti a diverse percentuali di ossigeno nei fumi.

Per ottenere la concentrazione y di inquinante nel gas diluito, si scriva la conservazione delle moli di ossigeno (considerando pari al 21% la frazione molare di O_2 nell'aria) e di inquinante:

$$n_A \cdot \frac{x}{100} + n_B \cdot \frac{21}{100} = (n_A + n_B) \cdot \frac{y}{100} \quad 2-15$$

da cui:

$$\frac{n_B}{n_A} = \frac{y - x}{21 - y} \quad 2-16 \text{ (a)}$$

$$n_A \cdot \frac{ppm_x}{10^6} + n_B \cdot 0 = (n_A + n_B) \cdot \frac{ppm_y}{10^6} \quad 2-16 \text{ (b)}$$

da cui:

$$\frac{ppm_y}{ppm_x} = \frac{21 - y}{21 - x} \quad 2-17$$

Riscrivendo la precedente equazione si ottiene:

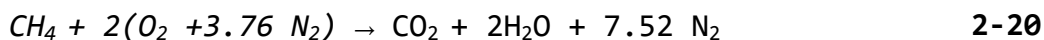
$$ppm_y = ppm_x \cdot \frac{21-y}{21-x}$$

2-18

Lo stesso problema della diluizione si pone, oltre che con l'aria, anche con l'acqua, per cui è generalizzato il riferimento ai fumi secchi (ppmvd) invece che ai fumi effettivi. La conversione è semplice:

$$1 \text{ ppmvd} = 1 \text{ ppmv} \cdot \text{moli totali} / (\text{moli totali} - \text{moli H}_2\text{O})$$

Ad esempio per la combustione stechiometrica di metano si ha la reazione:



2-20

dove 3.76 è il rapporto tra O_2 e N_2 nell'aria, nell'ipotesi semplificata che la loro concentrazione in volume sia 21% e 79%. Questa reazione produce 10.52 moli di fumi, di cui 2 sono di vapore acqueo: si ha pertanto che il rapporto tra fumi totali di fumi secchi vale $10.52 / 8.52 = 1.235$.

Oltre che alla concentrazione volumetrica, è altrettanto naturale riferirsi ad una *concentrazione massica*, che può essere espressa in kg (mg) di inquinante rispetto ai kg di fumi secchi. E' tuttavia più frequente il riferimento al Normal metro cubo (Nm^3), che è la quantità di un certo gas (kmol o kg) contenuta in un metro cubo dello stesso gas a $p_0 = 101325 \text{ Pa}$ (pressione atmosferica) e $T_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ (lo standard metro cubo si riferisce invece a $15 \text{ }^\circ\text{C}$). In queste condizioni il volume molare vale:

$$v_{mol} = \frac{R \cdot T_0}{p_0} = 22.413 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kmol}}$$

2-21

Con:

- 1 kmol = 22.413 Nm³
- 1 kg = 22.413 / MM Nm³

Quindi per un gas avente una certa massa molecolare, il rapporto tra Nm³ e kg è costante e pertanto il Nm³ è da considerarsi alla stregua di un unità di massa. Il riferimento al Nm³ invece che al kg è comodo perché permette di convertire le concentrazioni volumetriche in massiche senza bisogno di conoscere la massa molecolare del gas combusto, la cui determinazione non è immediata. E' però necessario introdurre la massa molecolare dell'inquinante: infatti, riferendosi per esempio al monossido di carbonio con MM = 28 e considerando che $\frac{kg}{Nm^3} = 1 + e$ (§ 2.6) si ottiene:

$$1ppmvd_{CO} = \frac{1 \cdot 10^{-6} kmol_{CO}}{1 kmol_fumi_secchi} = \frac{28 \cdot 10^{-6} kg_{CO}}{22.413 Nm^3} = 1.249 \frac{mg}{Nm^3} \quad 2-22$$

Con la stessa formulazione, se ci si riferisce a NO₂ (MM = 46) 1 ppm equivale a 2.052 mg / Nm³. E' da notare che la composizione massica dipende ancora dalla diluizione con aria o vapore dei fumi: per effettuare la conversione a diversi tenori di O₂ si usi sempre la 2-17 (con i mg/Nm³ invece che i ppmv) e per riferirsi ai fumi secchi si usi sempre la 2-19.

Un terzo possibile riferimento è quello della *concentrazione riferita all'unità di energia*, esprimibile ad esempio in mg di inquinante per MJ di energia termica liberata dalla combustione (mg/MJ_{th}). E' una misura assai logica per i processi di combustione, che permette di fare a meno del concetto di diluizione e di dover quindi specificare il riferimento di O₂

presente nei fumi, essendo il calore sviluppato indipendente dal valore di eccesso d'aria presente in sede di combustione. Concettualmente simili sono anche:

- la concentrazione riferita al kg o al Nm^3 di combustibile usato (quindi con pedice "f": mg / kg_f o $\text{mg} / \text{Nm}^3_f$): la conversione con i $\text{mg}/\text{MJ}_{\text{th}}$ passa attraverso la conoscenza del potere calorifico (solitamente LHV) del combustibile usato ($\text{MJ}_{\text{th}} / \text{kg}_f$ o $\text{MJ}_{\text{th}} / \text{Nm}^3_f$);
- la concentrazione riferita alla produzione elettrica ($\text{mg} / \text{MJ}_{\text{el}}$ o $\text{mg} / \text{kWh}_{\text{el}}$) è l'indice di maggior utilità per una centrale elettrica, ma non si applica a caldaia ed altri processi. La sua determinazione, noti i valori in $\text{mg} / \text{MJ}_{\text{th}}$, richiede di conoscere il rendimento ($\text{MJ}_{\text{el}} / \text{MJ}_{\text{th}}$) dell'impianto.

Il problema applicativo di questa famiglia di indici, di per sé più significativi di quelli visti in precedenza, è che i sistemi di misura delle emissioni rilevano invece le concentrazioni volumetriche o, più raramente, massiche. La conversione da una concentrazione massica (es. mg / Nm^3 di fumi) ad una riferita all'energia di combustione (es. $\text{mg} / \text{MJ}_{\text{th}}$) richiede di conoscere quanti Nm^3 di fumi sono prodotti, con un certo tenore di O_2 , dal combustibile in questione. Purtroppo questa quantità varia sensibilmente da combustibile a combustibile: non solo è diversa fra combustibili solidi, liquidi e gassosi, ma si differenzia anche per giacimento di provenienza, per processo di distillazione, etc.

Meccanismi di formazione di CO e NO nella combustione

Il livello di emissioni di un processo di combustione dipende dalle caratteristiche fisiche e chimiche del processo stesso e dell'organo in cui hanno sede le reazioni. Le concentrazioni locali delle varie specie chimiche che si formano e si distruggono nel processo hanno la massima importanza nella formazione degli inquinanti. In generale, queste concentrazioni sono molto diverse da quelle suggerite dall'equilibrio chimico, sia che ci si riferisca alla temperatura di equilibrio dei gas nella fiamma adiabatica o nelle condizioni in cui vengono rilasciati in atmosfera. La figura 2.7 mostra appunto per una combustione di metano con diversi valori dell'eccesso d'aria λ come le concentrazioni di CO e di NO siano molto elevate (migliaia di ppm) e come, riportando il gas combusto a 1000 K, siano virtualmente assenti all'equilibrio chimico.

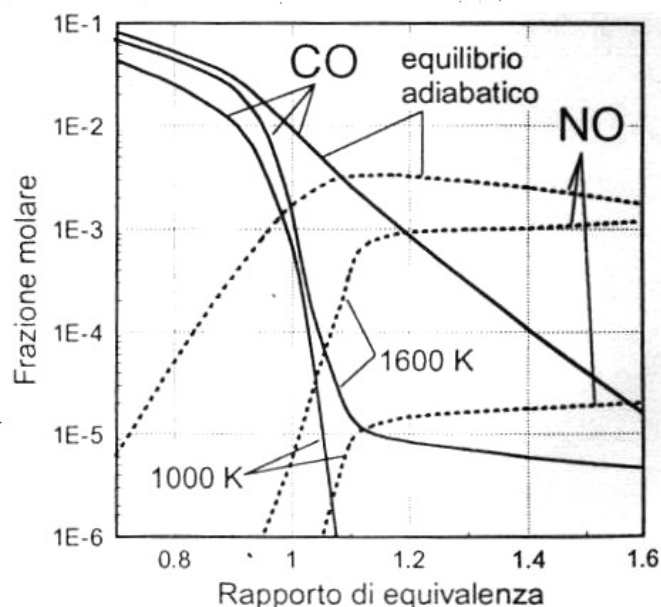


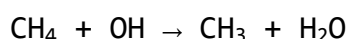
Fig. 2.7: Produzione di CO (linee continue) e di NO (linee tratteggiate) all'equilibrio chimico in una fiamma premiscelata metano-aria a 25°C e con diversi λ .

Nella pratica invece si rilevano emissioni intermedie tra i valori suggeriti in figura, si capisce che l'equilibrio chimico sia insufficiente a descrivere il fenomeno: le concentrazioni non restano "congelate" ai valori elevati presenti nella fiamma, ma nemmeno si portano ai valori trascurabili suggeriti dall'equilibrio a basse temperature. Le reazioni sono maggiormente regolate dalla cinetica chimica che dall'equilibrio.

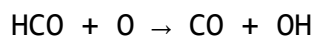
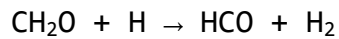
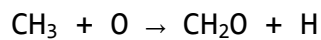
Per alcuni inquinanti, tipicamente il monossido di carbonio, il processo di creazione e di distruzione è intimamente legato alle reazioni di combustione, altri inquinanti, come i NO_x, non fanno direttamente parte del processo, ma la loro evoluzione ne è direttamente condizionata.

La formazione e distruzione di CO

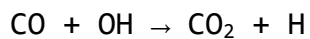
La formazione di CO è uno dei meccanismi fondamentali della combustione degli idrocarburi. Il CO si forma assai rapidamente nella prima parte della fiamma, dalle numerose possibili reazioni che coinvolgono i radicali e gli aldeidi ricavati dall'idrocarburo di partenza, nella decomposizione dello stesso (e del comburente) alle alte temperature. Ad esempio una possibile catena di reazioni può essere:



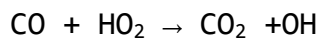
2-23



che avvengono in rapidissima successione nella fiamma; numerose altre reazioni dovrebbero essere considerate per una ricostruzione realistica del fenomeno. Più interessante è, ai fini delle emissioni, il meccanismo di diluizione della CO a formare CO₂, che è principalmente governato dalle seguenti reazioni:



2-24



La prima è quella che governa il processo alle alte temperature, mentre la seconda è significativa nel campo di temperature fra 1000 e 1500 K. La reazione $\text{CO} + \text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + \text{O}$ è invece molto lenta, anche alla alte temperature, e non sembra importante nelle fiamme di idrocarburi, dove è presente un'ampia concentrazione di radicali, soprattutto OH. Riconoscendo questo come il principale responsabile dell'ossidazione del CO, si consideri che la sua reazione di formazione è $\text{O} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow 2\text{OH}$, in cui l'ossigeno atomico è prodotto da $\text{O}_2 \rightarrow 2\text{O}$. Unendo queste due reazioni si può scrivere la concentrazione di OH all'equilibrio e applicare le regole della cinetica chimica alle reazioni 2-23 e 2-24.

$$[OH]_{eq} = K(T) \cdot [H_2O]^{1/2} \cdot [O_2]^{1/4} \quad 2-25$$

$$-\frac{d[CO]}{dt} = k[CO][OH]_{eq} = k \cdot K(T) \cdot [CO][H_2O]^{1/2}[O_2]^{1/4} \quad 2-26$$

dove il suffisso “eq” si riferisce alle condizioni di equilibrio ed i valori fra parentesi quadre sono le concentrazioni dei reagenti. Le equazioni 2-25 e **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** mostrano che la legge di abbattimento di CO dipende dalle concentrazioni di ossigeno e di acqua. La deviazione della concentrazione di OH da quella all'equilibrio rendono qualitativa la 2-26 e la letteratura propone valutazioni empiriche per il gruppo $k \cdot K(T)$, del tipo $A \cdot T^B \cdot \exp(-C/T)$, con A, B e C opportune costanti e T la temperatura locale. Pertanto la temperatura gioca un ruolo importante nel governare la temperatura di CO, che procede tanto più rapidamente quanto T è elevata: bisogna evitare che la fiamma incontri pareti o zone fredde che “congelano” il CO esistente. La presenza di O₂ nelle 2-25 e 2-26 ci indica che l'altro elemento fondamentale nella distruzione di CO è l'abbondanza di ossigeno. Non è invece utile agire in modo diretto sulla concentrazione di acqua, in quanto una sua iniezione abbasserebbe anzitutto la temperatura di fiamma, ottenendo un effetto opposto.

La formazione di NO

Bisogna anzitutto chiarire che, sebbene le normative si riferiscano genericamente agli NO_x come a NO₂ e non facciano

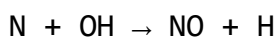
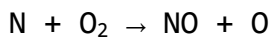
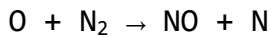
distinzione fra NO_2 e NO , gli ossidi di azoto vengono prodotti quasi esclusivamente come NO (più piccolissime frazioni di NO_2 e di N_2O), che vengono in parte ossidati con lentezza (rispetto alle velocità di reazione nella combustione) a NO_2 . E' quindi sostanzialmente corretto parlare solo della formazione di NO . L' NO si forma secondo tre diversi meccanismi:

- “thermal” NO : per ossidazione termica (ossia spinta dalle alte temperature) dell'azoto molecolare contenuto nell'aria comburente;
- “prompt” NO : sono quelli che si formano immediatamente nella zona di fiamma per reazione dell'azoto con i radicali degli idrocarburi;
- “fuel” NO : generati dall'azoto presente nel combustibile in forma non molecolare (N_2) ma legato chimicamente con altri composti (es. NH_3 , NH_2 , HCN ed altri più complessi).

Per i combustibili privi di azoto legato, come il gas naturale, il meccanismo dominante è quello “thermal”: i “prompt” sono ritenuti responsabili di circa 1÷5 ppm e diventano importanti solo se si sono effettuate drastiche operazione di abbattimento dei “thermal”. I “fuel” NO rappresentano un problema rilevante solo per il carbone e per gli oli combustibili pesanti, dove il contenuto di azoto legato può arrivare all'1÷1.5% , anche perché è molto difficile intervenire per ridurre la formazione. A questo proposito va ripetuto che l'eventuale presenza di N_2 nel gas naturale non genera “fuel” NO in quanto, in quanto questo non altera apprezzabilmente le altissime concentrazioni di N_2 presente nell'aria. Anzi, la diluizione del combustibile con

azoto molecolare è in alcuni casi usata come sistema di riduzione degli NO termici.

Riguardo la formazione di NO termici le tre principali reazioni coinvolte sono:



Formulando l'ipotesi che la formazione di N nella prima reazione sia pari alla rimozione delle altre due concentrazioni e che la concentrazione di OH sia all'equilibrio, è possibile che le leggi della cinetica chimica (secondo la procedura introdotta da Zeldovich) scrivere la velocità di formazione di NO (cioè la derivata rispetto al tempo della sua concentrazione) in funzione delle costanti d'equilibrio delle reazioni sopra. Semplificando la formulazione sulla base dell'ipotesi che all'istante iniziale la concentrazione di NO sia nulla, si può ottenere una semplice espressione della massima velocità di formazione (cioè quella al tempo zero):

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k[O][N_2] \quad 2-28$$

In cui k è la costante cinetica calcolata con la relazione seguente:

$$k = 1.8 \cdot 10^{11} \exp\left(\frac{-38400}{T_{eq}}\right) \quad 2-29$$

Si consideri inoltre che la concentrazione di O può essere espressa come:

$$[O]_{eq} = K[O_2]_{eq}^{1/2} \quad 2-30$$

In cui K è la costante di equilibrio della reazione $O_2 \rightarrow 2O$:

$$K = 13.97 \cdot 10^{10} T_{eq}^{-1/2} \exp\left(\frac{-31090}{T_{eq}}\right) \quad 2-31$$

Si può allora scrivere la massima velocità di formazione di NO, espressa in kmol/m³s come:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 1.45 \cdot 10^{20} T_{eq}^{-1/2} \exp\left(\frac{-69490}{T_{eq}}\right) [O_2]_{eq}^{1/2} [N_2]_{eq} \quad 2-32$$

L'equazione 2-32 mostra chiaramente la dipendenza della formazione di NO dalla temperatura dei gas combusti, illustrata dalla figura 2.8:

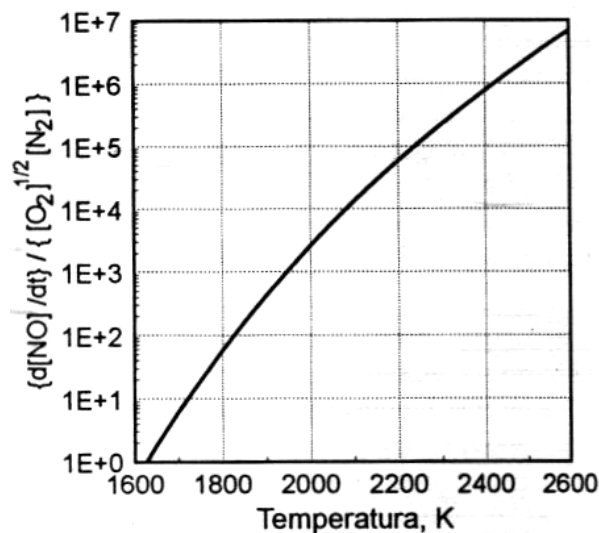


Fig. 2.8: Velocità di formazione di NO prevista dall'equazione 2-32 in funzione della temperatura locale di equilibrio.

Più debole è invece la dipendenza dalla concentrazione di ossigeno; si noti che la concentrazione di azoto è invece un parametro influente ma di scarsa influenza applicativa, essendo questi comunque largamente presente nella combustione con aria, con concentrazione molare all'incirca costante. Queste considerazioni mostrano come intervengono i metodi più sofisticati per ridurre la formazione di NO: (i) riduzione della temperatura nella combustione, (ii) riduzione della possibilità di ossigeno. Si noti che tali metodi agiscono comunque sulla limitazione della formazione di NO, piuttosto che sulla sua rimozione.

Sistemi di riduzione degli NO

Al fine di ridurre l'entità delle emissioni di NO_x limitandone la formazione in sede di combustione possono essere applicati i seguenti provvedimenti:

- ridurre i tempi di residenza nel combustore: infatti la $\frac{dC}{dt}$ esprime una derivata positiva rispetto al tempo, che indica una concentrazione crescente col tempo. Tuttavia esistono tempi fisici minimi perché le reazioni normale di combustione possano avvenire, e in particolare l'ossidazione di CO: si ricorda che la presenza di CO, oltre che essere fonte di inquinamento, è indice di cattiva combustione e incompleto sfruttamento del potere calorifico del combustibile;
- ridurre la concentrazione di O₂ in vicinanza della fiamma. Ciò è possibile con una combustione ricca, cioè con $\phi < 1$. Poiché questa comporta alte emissioni di CO è necessario far seguire

una forte diluizione con aria per ottenerne il suo abbattimento e quindi il completamento della combustione;

- diminuire la temperatura di equilibrio della fiamma, da cui le emissioni di NO dipendono in modo esponenziale come mostrato nella 2-32 e dalla figura Fig. 2.: in quest'ultima si noti che per esempio riducendola da 2200 K a 2000 K (quindi di soli 200°C) si preveda una diminuzione di ben 25 volte dalla velocità di formazione di NO.

2.4 BIBLIOGRAFIA

- Turns, S. R., "An Introduction to Combustion - Concepts and Applications", McGraw Hill, 2000.
- Bowman, C. T., Hanson, R. K., Davidson, D. F., Gardiner, W. C., Jr., Lissiansky, V., Smith, G. P., Golden, D. M., Frenklach, M., and Goldenberg, M., GRI-Mech.
- Giovanni Lozza, "Turbine a gas e cicli combinati", Società Editrice Esculapio, 1996.
- C.K. Westbrook, F.L. Dryer. "Chemical Kinetic Modeling of Hydrocarbon Combustion", Prog. Energy Combust. Sci. 1984 Vol. 10 pp. 1- 57
- Michael F. Modest, "Radiative Heat Transfer", 1993.



Cap.3: Aspetti caratteristici della combustione

3.1 DEFINIZIONI

Rapporto di Equivalenza Φ

Il rapporto di equivalenza è definito come:

$$\Phi = \frac{(A/F)_{st}}{(A/F)} \quad 3-1$$

in cui A/F è il rapporto tra la massa aria e di combustibile ed il pedice “st” sta ad indicare che il rapporto è da intendere in condizioni stechiometriche.

Coefficiente d'eccesso d'aria λ

La legge che regola il suo valore è:

$$\lambda = \frac{(V_A/V_F)}{(V_A/V_F)_{st}} \quad 3-2$$

in cui V_A/V_F è il rapporto tra il volume d'aria e di combustibile ed il pedice “st” sta ancora una volta ad indicare che il rapporto è da intendere in condizioni stechiometriche.

La relazione che intercorre tra Φ e λ è:

$$\phi = \frac{1}{\lambda}$$

3-3

Numero di Damkohler

Il numero di Damkohler è un numero adimensionale che caratterizza le interazioni fra turbolenza e fronte di fiamma. In particolare è dato dal rapporto:

$$D_a = \frac{T_{fl}}{T_{ch}}$$

3-4

in cui T_{fl} è il tempo caratteristico fluidodinamico di grande scala (Eddy Turn-over Time), mentre T_{ch} è il tempo chimico. Questi tempi possono essere espressi come segue:

$$T_{fl} = \frac{L}{V'}$$

3-5

$$T_{ch} = \frac{\delta_L}{S_L}$$

3-6

Dove:

L è la dimensione caratteristica dei vortici di scala dimensionale più ampia sul fronte di fiamma,

V' è la fluttuazione della velocità caratteristica dalla velocità media V ,

δ_L è la dimensione caratteristica che identifica lo spessore del fronte di fiamma,

S_L è la velocità del fronte di fiamma laminare.

3.2 REGIMI DI COMBUSTIONE

L'argomento "combustione" abbraccia un ampio spettro di processi e fenomeni. Essa può essere semplicemente definita come una reazione esotermica di un combustibile con un ossidante. Nelle applicazioni riguardanti le turbine a gas, il combustibile può essere un gas oppure un liquido, mentre l'ossidante è sempre l'aria. La combustione avviene in diverse forme, non necessariamente accompagnate da fiamme o fenomeni luminescenti. Possono essere individuati due diversi regimi di combustione: la *deflagrazione* e la *detonazione*.

Deflagrazione

La deflagrazione è un fenomeno veloce che necessita di un tempo inferiore a 1 ms per completare l'80% dell'intero processo. Esso è caratterizzato dalla presenza di una fiamma che propaga attraverso la miscela incombusta. La fiamma è definita come una rapida trasformazione chimica che si sviluppa in uno strato molto sottile; essa è contraddistinta da alti gradienti di temperatura e di concentrazione degli elementi che partecipano alla reazione. Macroscopicamente, il fronte di fiamma può essere interpretato come l'interfaccia tra i gas combustibili e quelli incombusti: i gas combustibili hanno un'elevata temperatura ed occupano un vasto volume, ma se comparati con i gas incombusti, questi ultimi posseggono una densità maggiore. Usualmente, il fronte di deflagrazione propaga con una velocità inferiore ad 1 m/s.

La combustione che ha luogo nei combustori delle turbine a gas è sempre di questa categoria.

Detonazione

La caratteristica principale della detonazione è l'onda d'urto che si genera nella zona in cui avviene la reazione chimica. La velocità di tale onda è supersonica ed assume valori nell'intervallo 1000÷4000 m/s. In presenza di miscele aria-combustibile convenzionali non è possibile che si verifichi questo tipo di combustione, tuttavia la detonazione potrebbe presentarsi in quei sistemi in cui l'iniezione di ossigeno è impiegata per favorire l'accensione.

3.3 LIMITE D'INFIAMMABILITÀ

Non tutte le miscele aria-combustibile possono bruciare od esplodere. Le fiamme si possono propagare solo in certi limiti di concentrazione delle specie chimiche che prendono parte alla reazione di ossidazione.

Se una piccola quantità di combustibile allo stato gassoso viene gradatamente immessa in aria, ad un certo punto la miscela risulterà infiammabile: la quantità di combustibile che si riscontra è detta *limite inferiore d'infiammabilità*. Se si continuasse ad aggiungere combustibile in miscela, si perverrebbe ad un nuovo punto caratteristico in cui la miscela aria-combustibile non sarà più infiammabile: si parla dunque di *limite superiore d'infiammabilità*. Per la maggior parte dei combustibili il limite inferiore d'infiammabilità corrisponde ad un rapporto di equivalenza $\Phi \sim 0.5$, mentre il limite superiore è $\Phi \sim 3$.

Un incremento di pressione, in genere, estende l'intervallo d'infiammabilità, in modo particolare per gli idrocarburi in cui si eleva il limite superiore d'infiammabilità, mentre il limite inferiore non ne è influenzato (purché la pressione sia compresa nell'intervallo 0.1÷5 MPa).

Anche la temperatura riesce ad influenzare i limiti d'infiammabilità, ma l'effetto è meno evidente rispetto a quello della pressione: un aumento di temperatura allarga l'intervallo d'infiammabilità.

Nel caso si debba operare con combustibile allo stato liquido, allora la miscela combustibile si forma solo in determinate condizioni di temperatura. La temperatura limite inferiore è la

minima temperatura alla quale la pressione di vapore del combustibile è sufficiente a raggiungere il limite inferiore di concentrazione in volume di combustibile allo stato gassoso nell'aria. Il limite superiore di temperatura corrisponde al limite superiore di concentrazione ed un ulteriore aumento porta alla condizione di non infiammabilità.

La temperatura più bassa alla quale si può formare una miscela infiammabile è chiamata *flash point* e viene determinata alla pressione atmosferica. La facilità con la quale si forma una quantità di vapore tale da creare una fiamma dipende dalla pressione di vapore del combustibile, perciò combustibili particolarmente volatili con una pressione di vapore elevata porta ad avere un valore basso di flash point.

3.4 TEORIA DELL'ACCENSIONE

Molte teorie dell'accensione sono basate sull'idea che l'accensione sia provocata da una sorgente in grado di fornire un'energia sufficiente per creare un volume di gas il cui calore sia in grado di propagare, cioè il calore generato dalla combustione deve essere superiore alla quantità di calore dissipato. La più comune fonte di energia in grado di innescare la reazione di combustione è la scintilla scoccata da una candela, figura Fig 3.1:

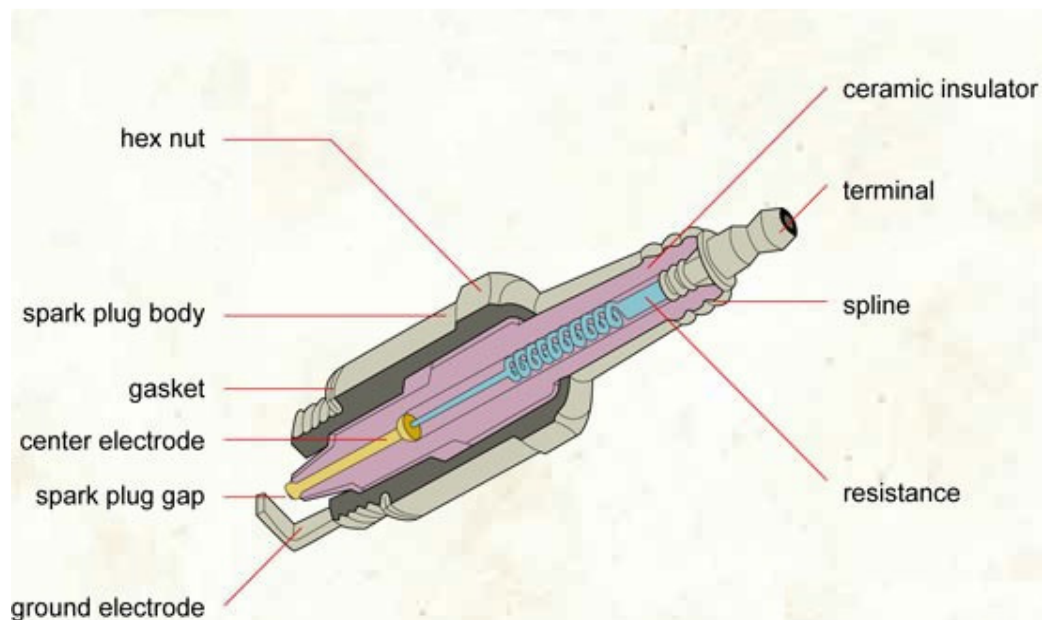


Fig 3.1: Spaccato di una candela.

Miscela gassose

Affinché una scintilla possa propagare in una miscela gassosa, essa deve avere una dimensione minima d_q detta *quenching distance* (distanza di spegnimento):

$$d_q = \frac{10k}{c_p \rho_0 (S_T - 0.16u')} \quad 3-7$$

per una miscela caratterizzata da una turbolenza limitata ($u' < 2S_L$), e

$$d_q = \frac{10k}{c_p \rho_0 (S_T - 0.63u')} \quad 3-8$$

per una miscela ad elevata turbolenza ($u' \gg 2S_L$) dove:

k : conducibilità termica,

c_p : calore specifico a pressione costante,

ρ_0 : densità della miscela fredda,

S_L : velocità di combustione laminare,

S_T : velocità di combustione turbolenta,

u' : fluttuazione media della velocità.

La minima energia d'accensione E_{min} è definita come l'energia necessaria a riscaldare fino alla temperatura adiabatica di fiamma il più piccolo volume di gas la cui minima distanza è uguale alla quenching distance; chiaramente il più piccolo volume che soddisfa tale condizione è una sfera con diametro d_q :

$$E_{min} = c_p \rho_0 \Delta T_{ad} \left(\frac{\pi}{6} d_q^3 \right) \quad 3-9$$

ΔT_{ad} : incremento di temperatura adiabatico.

Sostituendo d_q dalla Equazione 3-10. L'origine riferimento non è stata trovata. e Equazione 3-11. L'origine riferimento non è stata trovata. nella Equazione 3-12. L'origine riferimento non è stata trovata. si ottiene:

$$E_{\min} = 5.24\Delta T \frac{[k(S_L - 0.16u')^{-1}]^3}{(c_p \rho_0)^2} \quad 3-10$$

e

$$E_{\min} = 5.24\Delta T \frac{[k(S_L - 0.63u')^{-1}]^3}{(c_p \rho_0)^2} \quad 3-11$$

I risultati proposti in figura Fig. 3.2 derivano dai valori misurati della minima energia d'accensione E_{\min} , (ottenuti in un ampio range di pressione, velocità, intensità di turbolenza e di composizione della miscela, sia per il metano che per il propano) in relazione alla quenching distance d_q valutata secondo la Equazione 3-10. L'origine riferimento non è stata trovata. e la Equazione 3-11. L'origine riferimento non è stata trovata..

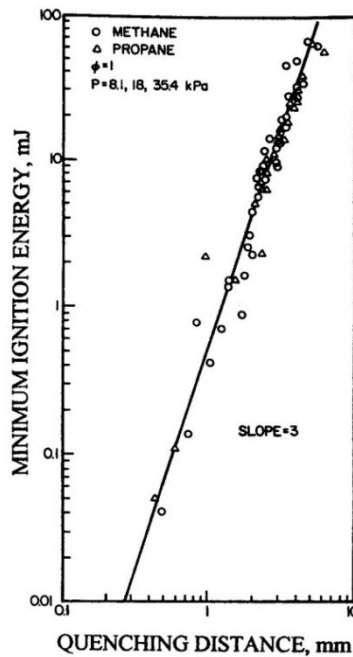


Fig. 3.2: Relazione tra E_{min} e d_q per miscele sia in quiete che in movimento.

I punti si trovano approssimati da una retta in un campo doppio logaritmico; tale retta possiede una pendenza pari a 3 e questo conferma la proporzionalità cubica tra E_{min} e d_q come evidenziato nella Errore. L'origine riferimento non è stata trovata..

La teoria prevede che la quenching distance d_q (perciò anche l'energia minima d'accensione E_{min}) aumenti al crescere dell'intensità della turbolenza; questo è ciò che si evince dal test condotto sulla miscela aria- propano, i cui risultati sono presentati in figura 3.3.

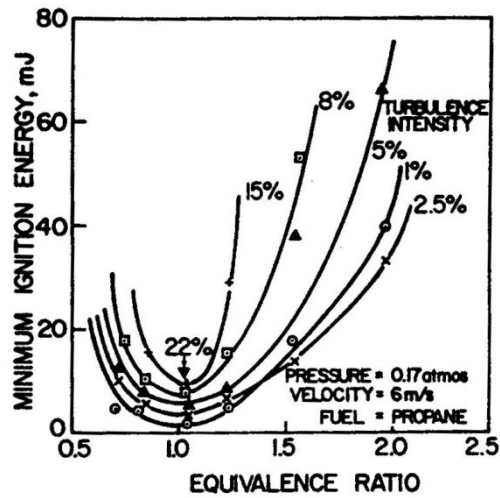


Fig. 3.3: Influenza dell'intensità turbolenta sulla E_{min} per una miscela di aria-propano.

L'effetto della pressione sulla d_q è ravvisabile in figura Fig 3.4: un esame dei punti del grafico, determina che la d_q possa essere considerata inversamente proporzionale alla pressione, come messo in luce dalla 3-7, in quanto si può notare una dipendenza $E_{min} \propto p^{-2}$

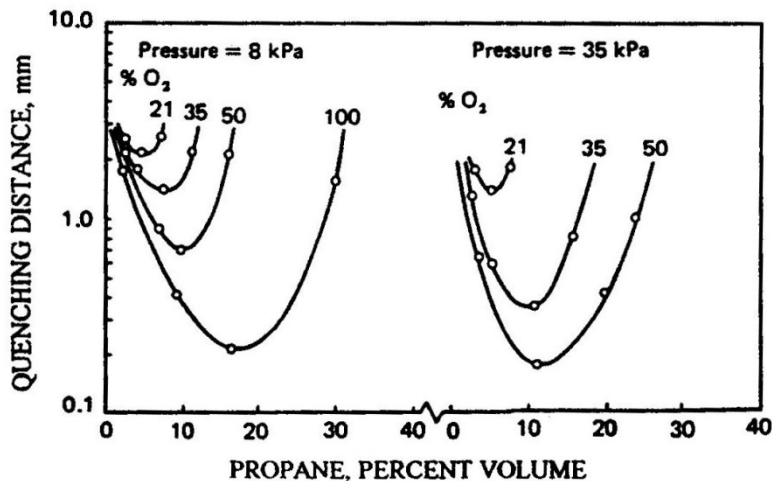


Fig 3.4: Influenza della pressione e della concentrazione di ossigeno sulla q_d per il propano. Velocità = 15.3 m/s.



3.5 CLASSIFICAZIONE DELLE FIAMME

Gli studi più importanti sulle fiamme di combustione sono stati effettuati con combustibili gassosi o pre-vaporizzati. Inoltre, anche se una fiamma può propagare attraverso una miscela statica, è consuetudine stabilizzare la fiamma in una zona prescelta ed alimentarla con un flusso continuo di miscela aria-combustibile. In quest'ultime condizioni, le fiamme possono essere divise in due classi principali: *fiamme diffuse* e *fiamme premiscelate*. La distinzione dipende dal fatto che la miscela aria-combustibile sia creata per diffusione nella zona in cui si sviluppa la fiamma oppure sia preparata in una zona diversa da quella di combustione. In relazione alla velocità del flusso combustibile, entrambi i tipi di fiamma possono essere classificate come *laminari* o *turbolente*.

Prima di arrivare nella zona in cui si svilupperà la fiamma, se il combustibile non è completamente vaporizzato, cioè esistono fasi liquide, allora si parla di combustione eterogenea; questo processo porta ad avere una combustione con fiamme diffuse delle singole gocce che evaporano. Se, invece, i reagenti si presentano allo stato fisico gassoso allora si parla di combustione omogenea.

Per le fiamme diffuse il rapporto di miscela tra il combustibile e l'ossidante va a caratterizzare l'intero processo di combustione.

Nel caso, invece, di fiamme laminari premiscelate, la combustione è in gran parte dipendente dalla chimica, dall'entità locale di calore e dai parametri macroscopici (come temperatura, pressione, e rapporto aria-combustibile).

Fiamme laminari premiscelate

La velocità di combustione può essere definita come la velocità con cui un fronte piano della fiamma si muove in direzione normale alla sua stessa superficie attraverso i gas adiacenti ancora incombusti; essa si determina in parte con la velocità della reazione chimica ed in parte con il calore ed l'entità flussi che si muovono attraverso l'interfaccia tra fiamma e gas incombusti.

La velocità di combustione della fiamma dipende dalla radiazione della fiamma, dalla temperatura di fiamma, dalle proprietà locali dei gas (ad esempio, la viscosità) e dal valore delle condizioni al contorno di pressione, temperatura e rapporto aria-combustibile.

Sperimentalmente si può determinare una velocità di combustione per ogni carburante, la quale, se sono fissati i valori delle condizioni al contorno, sarà un valore costante. È interessante notare che la velocità di combustione per una miscela in condizioni stechiometriche, per molti tipi di combustibile, si aggira attorno al valore di 0.43 m/s in condizioni ordinarie; questo, probabilmente, è dovuto al fatto che la composizione del gas che brucia nella fiamma è sostanzialmente indipendente dal combustibile utilizzato.

Fattori d'influenza per la velocità di combustione di una fiamma laminare

I fattori più importanti che concorrono a determinare il valore della velocità di combustione di una fiamma laminare sono: il rapporto di equivalenza (e dunque il rapporto aria-combustibile), la temperatura e la pressione.

- Rapporto di equivalenza: in molti casi il massimo valore della velocità si ha per valori del rapporto di equivalenza compresi nell'intervallo 1.05÷1.10. Fa eccezione in via generale, l'idrogeno e il monossido di carbonio per i quali la massima velocità di combustione si ha per un rapporto λ pari a 2.
- Temperatura iniziale: in un intervallo di temperatura di 141÷617 K si può vedere sperimentalmente che la velocità della fiamma aumenta all'aumentare della temperatura. I dati sperimentali sono correlati mediante le seguenti relazioni empiriche:

Metano: $S_L = 0.08 + 1.6 \times 10^{-6} T_0^{2.11}$

Propano: $S_L = 0.10 + 3.42 \times 10^{-6} T_0^{2.0}$

Etilene: $S_L = 0.10 + 25.9 \times 10^{-6} T_0^{1.74}$

Dove:

T_0 : temperatura iniziale

- Pressione: la teoria delle fiamme suggerisce che la pressione è un importante parametro il cui effetto può essere espresso come:

$$S_L \propto p^{\frac{(n-2)}{2}}$$

In cui:

p : pressione,

n : ordine di reazione.

In tal modo, per una reazione bimolecolare ($n=2$), la velocità di combustione dovrebbe essere indipendente dalla pressione. Nei casi in cui la velocità di combustione è bassa ($S_L < 0.6$ m/s), come per il gas naturale, allora si deve usare la relazione:

$$S_L \propto p^{-x}$$

In cui x è una costante che varia da 0.1 a 0.5.

Fiamme laminari diffuse

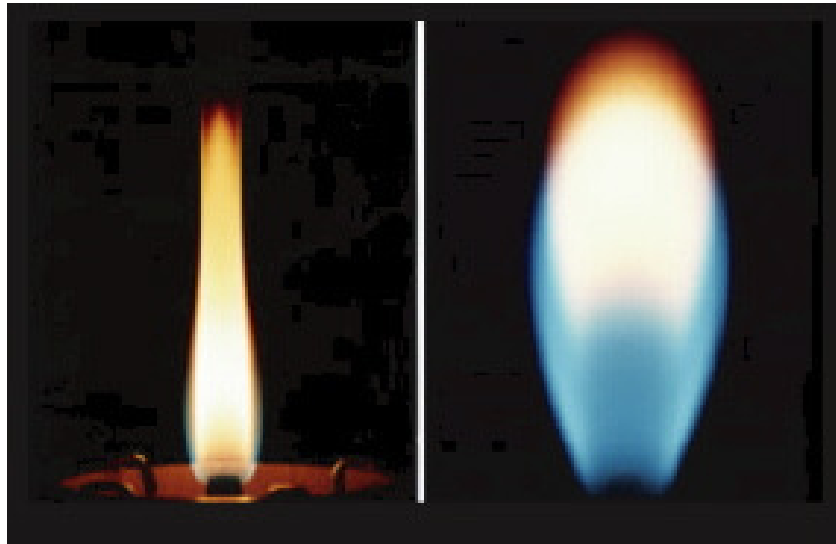


Fig. 3.1: Esempi di fiamme laminari.

In ogni sistema in cui la miscela non è premiscelata, se la miscelazione avviene in un intervallo di tempo comparabile con il tempo della reazione chimica, la velocità di combustione può essere valutata come un processo omogeneo. Tuttavia, ci sono alcuni sistemi nei quali la miscelazione avviene in tempi piuttosto lunghi ed in tal caso è il tempo di miscelazione che governa la velocità di combustione. Questo è vero per le fiamme diffusive in cui combustibile e comburente si mescolano nella cosiddetta zona di reazione mediante una diffusione molecolare e turbolenta (il carburante può essere in forma gassosa, liquida, o solida). Così ci sono due categorie di combustione diffusiva: se combustibile e ossidante sono entrambi allo stato gassoso allora le fiamme sono diffusive; se invece si trovano ad assumere stati fisici differenti allora si ha a che fare con una combustione eterogenea (ne è esempio la combustione del carbone).

Fiamme turbolente premiscelate

Come già detto in precedenza, la velocità di combustione della fiamma si incrementa con l'aumentare della turbolenza. Tuttavia, non è completamente chiaro il modo in cui si verifica tale influenza.

Il primo contributo alla comprensione del fenomeno viene da Damkohler, il quale considera che la fiamma turbolenta abbia la stessa struttura di una di una fiamma laminare e dunque la maggiore velocità di combustione è da attribuirsi al fatto che la turbolenza incurva e rende caotico e frastagliato il fronte di fiamma, incrementando di conseguenza la sua superficie, il

cui effetto è quello di innescare un'ossidazione per una maggiore carica fresca di miscela. Si può considerare che:

$$S_T = S_L + u' \quad 3-15$$

In cui:

S_L : velocità di combustione laminare,

S_T : velocità di combustione turbolenta,

u' : fluttuazione media della velocità.

Esistono altre teorie che differiscono da quella proposta da Damkohler: è il caso di Schelkin, il quale propone una legge nella forma:

$$S_T = S_L \left[1 + B \left(\frac{u'}{S_L} \right)^2 \right]^{0.5} \quad 3-16$$

In cui compare la costante B che assume valori nell'intorno dell'unità. Per elevati valori di u' sia la 3-15 che la 3-16 può essere approssimata con:

$$S_T = u' \quad 3-17$$

Secondo gli studi di Ballal e Fefebvre, nel caso di un basso indice di turbolenza ($u < 2S_L$) si può vedere che la turbolenza non influisce sulla fiamma che mantiene l'aspetto di una fiamma laminare. Il rapporto tra la velocità di combustione di una fiamma turbolenta rispetto ad una fiamma laminare è data da:

$$\left(\frac{S_T}{S_L}\right)^2 = 1 + 0.03 \left(\frac{u' L}{S_L \delta_L}\right)^2$$

3-18

In cui δ_L rappresenta lo spessore della fiamma laminare, mentre L è la dimensione dei vortici più grandi nella zona turbolenta.

Nel caso in cui si abbia a che fare con un'elevata turbolenza, i vortici di turbolenza sono troppo piccoli per corrugare e rendere caotico il fronte di fiamma. Nonostante ciò, si raggiunge comunque un'elevata velocità di combustione a causa di un'area di fiamma veramente estesa creata all'interfaccia tra un vortice e l'altro. In queste regioni, per la fiamma, il concetto di superficie continua e coerente non è realistico e la zona di ossidazione può essere considerata come una matrice di gas combusti intervallati con vortici di miscela incombusta. Nelle condizioni sopraccitate il rapporto tra la velocità di combustione di una fiamma turbolenta rispetto ad una fiamma laminare è data da:

$$\frac{S_T}{S_L} = 0.5 \frac{u' \delta_L}{S_L \eta}$$

3-19

In cui η assume il valore della dimensione dei vortici più piccoli nella zona di turbolenza.



Fig. 3.2: Esempi di fiamme turbolente.

3.6 RITORNO DI FIAMMA

Una caratteristica intrinseca a tutti i sistemi premiscelati è la tendenza al cosiddetto *ritorno di fiamma*. Tale evento si verifica quando la fiamma si muove dalla zona di combustione verso la porzione di sistema in cui si genera la miscela che poi sarà immessa nel combustore. Il ritorno di fiamma si verifica ogni volta che la velocità di combustione è maggiore della velocità del flusso di combustibile.

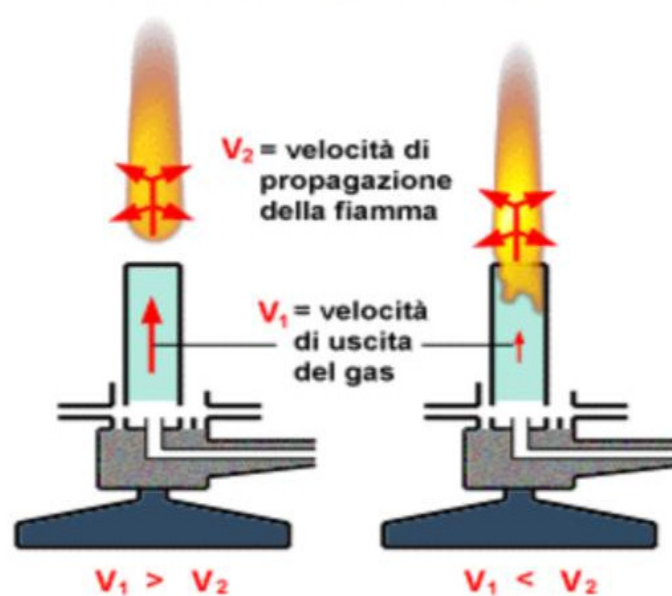


Fig. 3.1: Principio d'esistenza del ritorno di fiamma.

Sono stati identificati due modalità principali con cui si presenta il ritorno di fiamma:

- il ritorno di fiamma ha luogo nella corrente indisturbata (lontano dalle pareti),
- il ritorno di fiamma ha luogo in condizioni di bassa velocità del flusso di combustibile, cioè lungo le pareti nella zona di miscelazione di aria e combustibile.

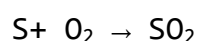
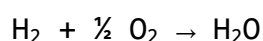
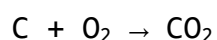
Entrambi i meccanismi partono da una zona di combustione omogenea (in camera di combustione) e risalgono la corrente fluida fino a raggiungere una sezione in cui la reazione di ossidazione avviene in un ambiente eterogeneo (nell'area di miscelazione di carburante allo stato liquido e ossidante).

Per il caso a) il ritorno di fiamma è dovuto ad un flusso in controcorrente rispetto al flusso combustibile principale, il quale potrebbe essere originato da un'onda di pressione o dall'instabilità della combustione. Il ritorno di fiamma si può verificare anche in assenza di un flusso in controcorrente se la velocità della fiamma turbolenta in prossimità della zona di miscelamento è maggiore della velocità locale del flusso combustibile. Una combustione *magra* (marcato eccesso d'aria) tende a ridurre la velocità di fiamma, ma altri fattori associati alla combustione, come l'elevata temperatura od una reazione di pre-accensione dei gas dovuta ad un notevole *residence time* (tempo di permanenza della carica combustibile in un determinato volume), porta ad un aumento della velocità della fiamma.

Il caso b) è legato alle temperature di parete, alla sua distribuzione, alla geometria, ed alla turbolenza.

3.7 STECHIOMETRIA

Affinché la reazione di combustione possa avere luogo è necessaria la presenza di una determinata quantità d'aria in modo tale che il combustibile possa reagire con l'ossigeno in essa presente per sviluppare la reazione di ossidazione. Il rapporto fra la massa d'aria e la massa di combustibile partecipanti alla reazione di ossidazione prende il nome di *rapporto di miscela* λ . In funzione del tipo di combustibile impiegato è possibile calcolare il rapporto di *miscela stechiometrica* λ_s , ossia quello corrispondente alla quantità di ossigeno necessaria ad ossidare completamente tutti gli elementi chimici che costituiscono il combustibile (combustione teorica e completa); λ_s può essere definito come la massa d'aria teorica $M_{a,t}$ necessaria affinché possa avere luogo la combustione completa e teorica dell'unità di massa di combustibile. Per ogni combustibile il corrispondente valore di λ_s può essere desunto immediatamente se si considera che il carbonio, l'idrogeno e lo zolfo in esso contenuti (altri elementi chimici sono presenti in percentuali trascurabili) si ossidino secondo le seguenti reazioni cinetiche stechiometriche:



Facendo riferimento all'unità di massa di combustibile ed indicate con c , h ed s le masse di carbonio, di idrogeno e di

zolfo in essa presenti, la massa di ossigeno stechiometrica si calcola come:

$$M_{O_2,t} = W_{O_2} \cdot n_{O_2} = 32 \cdot \left(n_c + \frac{1}{2} n_h + n_s \right) = \left(\frac{c}{12} + \frac{1}{2} \frac{h}{2} + \frac{s}{32} \right) \quad 3-21$$

$$M_{O_2,t} = 8/3c + 8h + s \quad 3-22$$

dove W rappresenta il peso molecolare ed n il numero di moli.

Il rapporto di miscela effettivamente utilizzato può discostarsi dal valore stechiometrico a seconda delle modalità con cui avviene il miscelamento combustibile- comburente; nelle condizioni reali di funzionamento il rapporto di miscela stechiometrico non è sufficiente ad evitare la formazione di sostanze incombuste parzialmente o totalmente (CO , H_2 , CH_4 e HC) a causa dell'impossibilità di ottenere una miscelazione completa e puntuale fra combustibile ed ossigeno. L'esistenza di reazioni di ossidazione incomplete determina un notevole calo dell'energia rilasciata durante la combustione, impedendo lo sfruttamento completo dell'energia chimica della massa di combustibile; a tal proposito, devono essere presi degli opportuni provvedimenti affinché il contenuto di incombusti solidi e gassosi sia il più basso possibile. Pertanto, al fine di garantire un uniforme ed intimo miscelamento fra combustibile ed ossigeno, le reazioni di combustione vengono fatte avvenire in presenza di una quantità di aria M_a maggiore di quella stechiometrica. Definito *l'eccesso d'aria* e come il rapporto fra la quantità d'aria in eccesso rispetto a quella stechiometrica e la quantità stechiometrica $M_{a,t}$:

$$e = \frac{M_a - M_{a,t}}{M_{a,t}} \quad 3-23$$

è possibile ricavare la massa reale d'aria introdotta in camera di combustione per unità di massa di combustibile:

$$M_f = (1 + e) M_{a,t} \quad 3-24$$

In molti casi si è soliti far riferimento al *coefficiente di eccesso d'aria* espresso nella forma:

$$\lambda = \frac{M_a}{M_{a,t}} \quad 3-25$$

il quale è legato ad e dalla relazione seguente:

$$\lambda = 1 + e \quad 3-26$$

Il valore di e deve essere tanto più elevato quanto più è difficoltosa la realizzazione di un'uniforme ed intima miscelazione fra combustibile ed ossigeno: tuttavia non conviene aumentare e oltre il valore minimo necessario per non avere incombusti poiché un ulteriore incremento determina un aumento della massa dei fumi e quindi maggiori perdite per calore sensibile al camino.

Qualora non sia possibile utilizzare elevati valori di eccesso d'aria, è dunque necessario garantire l'efficienza del processo di miscelazione in altro modo mediante, ad esempio, un aumento della turbolenza in camera di combustione o un'opportuna progettazione dei bruciatori.

3.8 TEMPERATURA ADIABATICA DI FIAMMA

La temperatura di fiamma è forse il parametro più significativo del processo di combustione perché essa ha il controllo sulla velocità delle reazioni chimiche di ossidazione. Generalmente, si parla della temperatura *adiabatica* di fiamma: essa è la temperatura che dovrebbe raggiungere la fiamma se l'energia liberata dalla reazione di ossidazione che converte la carica fresca di miscela aria-combustibile in gas combusti fosse completamente utilizzata per riscaldare tali prodotti della combustione. Nel processo reale, il calore è perso dalla fiamma per convezione e per irraggiamento, di conseguenza la temperatura adiabatica di fiamma si raggiunge molto raramente. Questo aspetto gioca un ruolo importante nella determinazione del rendimento di combustione e nel calcolo dello scambio di calore.

Per basse temperature di fiamma, la combustione stechiometrica o con eccesso d'aria (combustione magra) produce solo CO_2 e H_2O . Per contro, ad elevate temperature, i prodotti di combustione diventano instabili, in particolar modo CO , H_2 , O , H , e OH . L'energia assorbita dalla dissociazione è considerevole e l'effetto è ridurre considerevolmente la massima temperatura di fiamma. A titolo d'esempio, la tabella sottostante propone il valore della temperatura adiabatica di fiamma T_{ad} per diverse sostanze che inizialmente si trovano alla condizione atmosferica (pressione = 1 bar e temperatura = 20° C):

Fuel	Oxidizer	T _{ad} [K]
Acetylene (C ₂ H ₂)	air	2773
Acetylene (C ₂ H ₂)	Oxygen	3373
Butane (C ₄ H ₁₀)	air	2243
Butane (C ₄ H ₁₀)	Oxygen	2991
Methane (CH ₄)	air	2223
Natural gas	air	~2223
Propane (C ₃ H ₈)	air	2253
Propane (C ₃ H ₈)	Oxygen	2799
MAPP gas Methylacetylene (C ₃ H ₄)	air	2283
MAPP gas Methylacetylene (C ₃ H ₄)	Oxygen	3200

Fig. 3.8: Temperatura adiabatica di fiamma T_{ad} per diverse sostanze (p = 1 bar e T = 20° C).

Fattori d'influenza per la temperatura adiabatica di fiamma

I fattori di primaria importanza per la stima della temperatura adiabatica di fiamma sono il rapporto aria-combustibile, la temperatura iniziale, la pressione, e l'inficicio dell'aria in ingresso da parte dei prodotti di combustione.

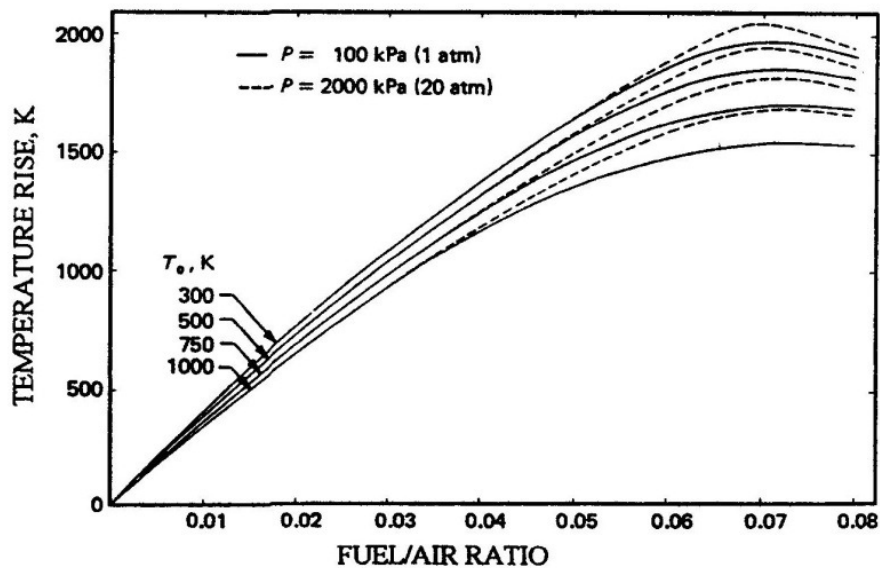
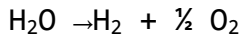
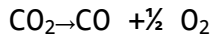


Fig. 3.9: Temperatura adiabatica di fiamma per il cherosene.
Potere calorifico inferiore = 43.08 MJ/kg.

- Rapporto aria-combustibile. La variazione della temperatura adiabatica di fiamma in relazione al rapporto aria-combustibile è illustrata nella figura 3.9. L'allontanamento dalla linearità è in parte dovuto all'incremento del calore specifico dei prodotti della combustione causato dall'aumento di temperatura e, una volta raggiunte temperature maggiori di 1800 K, dagli effetti della dissociazione dei prodotti.
- Temperatura iniziale. La temperatura iniziale e la temperatura adiabatica di fiamma sono direttamente proporzionali. Tuttavia, l'entità d'incremento della temperatura di fiamma diminuisce all'aumentare della temperatura iniziale dell'aria.
- Pressione. Assumendo come costante la temperatura d'ingresso aria, un aumento di pressione causa un aumento della

temperatura adiabatica di fiamma. Questo effetto è da ricercare nelle equazioni di dissociazione:



Entrambe le reazioni sono endotermiche e assorbono calore. Inoltre generano un incremento del numero di moli, e dunque di volume, dei prodotti di combustione. In contrasto a questo stesso aumento di volume, un incremento di pressione ha come effetto una minore dissociazione, per cui una maggiore temperatura di fiamma. In taluni esperimenti sin qui condotti, si può constatare che compromettere la qualità dell'aria in ingresso origina anormali valori di concentrazione di CO_2 e di H_2O , che risultano più cospicui, e di O_2 , che invece appare più limitato. Il loro effetto combinato è quello di abbassare la temperatura adiabatica di fiamma.

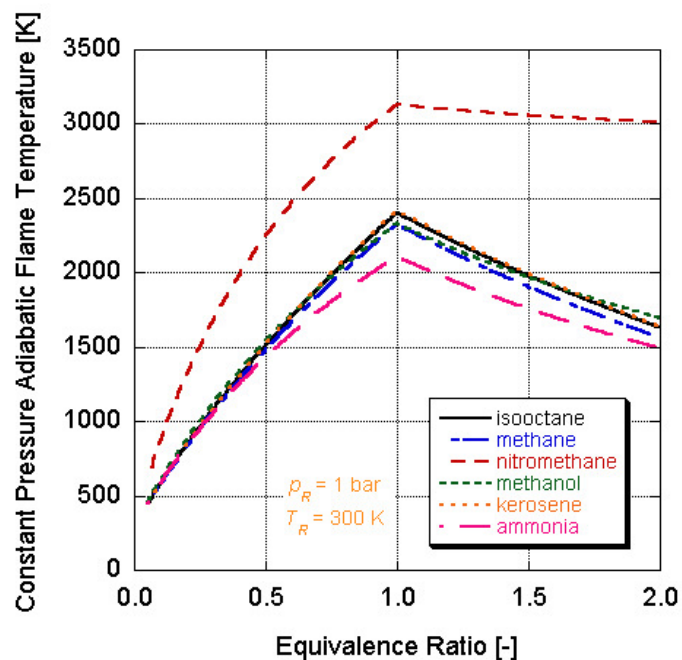


Fig. 3.10: Temperatura adiabatica di fiamma per alcune sostanze valutata a pressione costante.

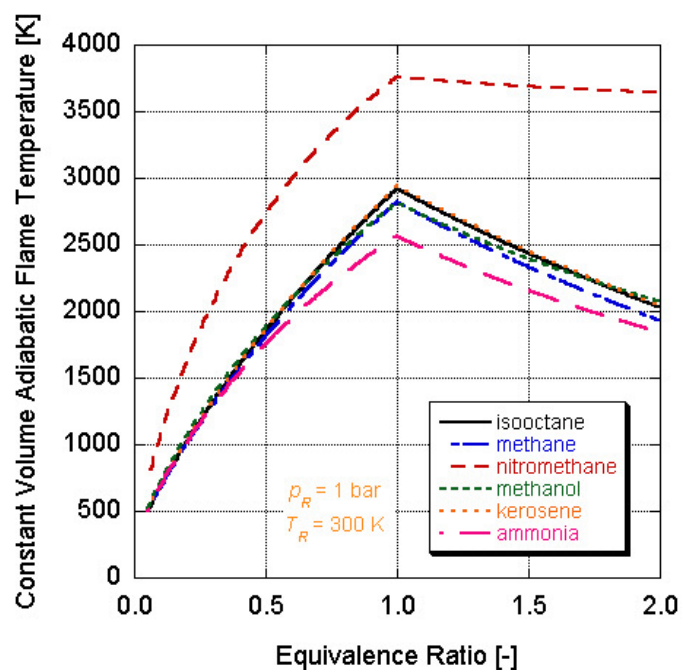


Fig. 3.11: Temperatura adiabatica di fiamma per alcune sostanze valutata a volume costante.

3.9 BIBLIOGRAFIA

- Lefebvre, A. H., "Gas Turbine Combustion", Taylor & Francis.
- Swett, C. C., "Spark Ignition of Flowing Gases Using Long-Duration Discharges", Sixth Symposium (International) on Combustion, pp. 523-532, Reinhold, New York, 1957.
- Ballal, D. R. and Lefebvre, A. H., "Ignition and Flame Quenching in Flowing Gaseous Mixtures", Proceedings of the Royal Society, London Ser. A, Vol 357, NO. 1689, pp. 163-181, 1977.
- Longwell, J. P., Frost, E. E., and Weiss, M. A., "Flame Stability in Bluff-Body Recirculation Zones", Journal of Industrials and Engineering Chemistry, Vol. 47, No. 8, pp. 1634-1643, 1955.

Cap. 4: Combustori e Microturbine

4.1 INTRODUZIONE

Il presente capitolo si pone l'obiettivo di analizzare nello specifico la camera di combustione di una microturbina e di descrivere, in termini generali, le varie tipologie e configurazioni impiegate. Saranno analizzati i principali aspetti geometrici che accomunano la maggior parte delle camere di combustione di microturbine, con particolare attenzione a tutti quegli aspetti che giocano un ruolo chiave nello sviluppo dei bruciatori.

Nel seguito di questo capitolo si farà riferimento alle turbine a gas di tipo aeronautico e industriale in quanto sono quelle turbine di cui si possiedono le maggiori informazioni essendo settori ormai presenti sul mercato da molti anni. E' possibile però trasportare i concetti riportati anche sulle camere di combustione delle microturbine a gas, essendo queste, con qualche modifica, una scala di quelle di taglia maggiore.

I bruciatori della prima generazione di turbine aeronautiche, a causa delle pressioni e delle esigenze di guerra la quale ha caratterizzato la prima metà del novecento, e la scarsa esperienza a disposizione dei progettisti presentavano enormi differenze nelle dimensioni, nella geometria e nella modalità di iniezione del combustibile. Col passare del tempo e con lo scambio di informazioni alcune somiglianze nella filosofia dei

progettisti cominciavano a farsi vedere. Attorno al 1950, molte delle caratteristiche di base delle turbine aeronautiche convenzionali si sono stabilizzate così come le conosciamo oggi. Da allora la tecnologia dei bruciatori si è sviluppata in maniera graduale e continua, ma la maggior parte dei bruciatori delle turbine aeronautiche oggi in servizio tendono a somigliarsi in dimensioni, forma e aspetto generale. Questa somiglianza tra i bruciatori aeronautici, per quanto riguarda lunghezza e area frontale, è causata dalla necessità di rimanere nei limiti imposti dagli altri componenti della turbina e dalla necessità di minimizzare le perdite di pressione e garantire le prestazioni in un vasto range del rapporto aria/combustibile dato dalla veloce variazione della densità dell'aria in volo. Negli ultimi cinquant'anni la pressione in camera di combustione è cresciuta da 5 a 50 atm, la temperatura di ingresso da 450 a 900 K e la temperatura di uscita da 1100 a 1850 K. Questo continuo aumento delle prestazioni è stato accompagnato anche dalla riduzione dei livelli di emissioni inquinanti ottenuto anche grazie al raggiungimento di un'efficienza di combustione che per i moderni bruciatori si avvicina al 100%. Sebbene in questi anni si siano raggiunti diversi obiettivi circa l'aumento delle prestazioni e la contemporanea riduzione delle emissioni, nuovi problemi si sono presentati ai progettisti. Per molti motori industriali adesso è richiesta la capacità di funzionare con diverse tipologie di combustibili, sia liquidi che gassosi e questo sposta nuovamente in avanti il limite tecnologico che deve permettere ai bruciatori multi-fuel di lavorare in tutte le condizioni con alti livelli di rendimento. Simultaneamente la maggiore richiesta di affidabilità, di

durata, di bassi costi di realizzazione, sviluppo e manutenzione, assume sempre maggiore importanza per permettere alle turbine a gas di soppiantare l'ormai consolidata tecnologia dei motori a combustione interna per uso industriale, automobilistico e marino.

4.2 GEOMETRIE CARATTERISTICHE

Prima di procedere con un'analisi più dettagliata dei combustori per turbine a gas è necessario fare alcune considerazioni sulla geometria di base di che si può definire un combustore convenzionale. La figura Fig.4.1-a mostra la forma più semplice possibile per un combustore: un condotto rettilineo che collega il compressore con la turbina. Sfortunatamente questa soluzione non è praticabile in quanto originerebbe delle perdite di pressione eccessive. La caduta di pressione è, infatti, proporzionale al quadrato della velocità dell'aria che attraversa il condotto, considerando che all'uscita del compressore questa raggiunge valori ben maggiori di 100 m/s la caduta di pressione raggiunge valori che non permetterebbero un corretto funzionamento del motore. Per ridurre questa perdita si è quindi costretti a rallentare il flusso attraverso l'uso di un diffusore, come mostrato nella figura Fig.4.1-b che ne rallenterà la velocità con un fattore usualmente prossimo a 5. Nonostante si sia rallentato il flusso con il diffusore, si deve creare localmente una regione a bassa velocità, in prossimità dell'iniettore, in cui la fiamma possa sostenersi, la figura Fig.4.1-c mostra una possibile soluzione con l'uso di uno schermo protettivo. Anche quest'ultima soluzione non è percorribile in quanto per produrre il desiderato innalzamento di temperatura il rapporto aria/combustibile nell'intera camera deve essere normalmente circa 40 che è ben oltre i limiti di infiammabilità di una miscela aria-idrocarburo. Si consideri che, idealmente, il rapporto di equivalenza nella zona primaria di combustione si attesta a valori di circa 0.8, anche se ultimamente ci si sta spingendo verso valori più bassi data la

crescente necessità di ridurre le emissioni di ossidi di azoto. Per risolvere questo problema si sostituisce lo schermo con una superficie perforata in modo da creare un condotto principale, in cui avverranno i fenomeni di combustione e dei condotti laterali, detti *liner*, che avranno il compito di fornire aria solo quando è necessario, al condotto principale, figura Fig.4.1-d. In questo modo si è riusciti a creare un'area a bassa velocità, detta *zona primaria*, nella quale la combustione viene sostenuta dalla miscela fresca che, entrando nella camera, trova come continua sorgente di accensione i gas combusti di ricircolo. L'aria non richiesta dalla combustione viene inviata a valle della zona primaria per ridurre la temperatura dei gas combusti a valori accettabili per la turbina, ed abbassare il valore di emissioni di NOx: questa viene detta *zona di diluizione*. Quello proposto non è altro che un disegno base. Come si vedrà più avanti, le moderne camere di combustione presentano modifiche significative per essere adattate allo specifico caso per cui sono progettate; nondimeno, in tutti i combustori si potrà notare la presenza del diffusore e del liner.

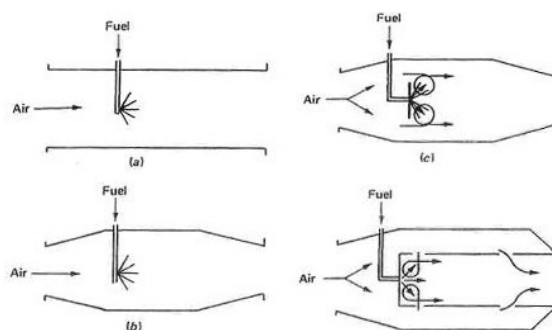


Fig.4.1: Sviluppo di un combustore.

4.3 IL COMBUSTORE

Un combustore di una turbina a gas deve soddisfare un'ampia gamma di esigenze la cui importanza è relativa all'applicazione per cui viene progettato. Tuttavia, si può ritenere che ogni combustore abbia i seguenti requisiti:

- alta efficienza di combustione per far convertire tutta l'energia chimica posseduta dal combustibile;
- ampi limiti di stabilità di fiamma, per ampi campi di pressione, velocità e rapporto aria/combustibile della miscela in ingresso;
- basse perdite di carico;
- distribuzione della temperatura in uscita tale da massimizzare la vita delle pale della turbina;
- basse emissioni di fumo, di incombusti e inquinanti;
- capacità di bruciare vari tipi di combustibili (policombustibile).

Tipi di combustori

Esistono tre tipologie base di combustori: tubolari, anulari e tubo-anulari.

Una camera *tubolare* è composta da un liner cilindrico montato internamente e sullo stesso asse ad un case anche esso cilindrico come mostrato nella figura Fig.4.1:

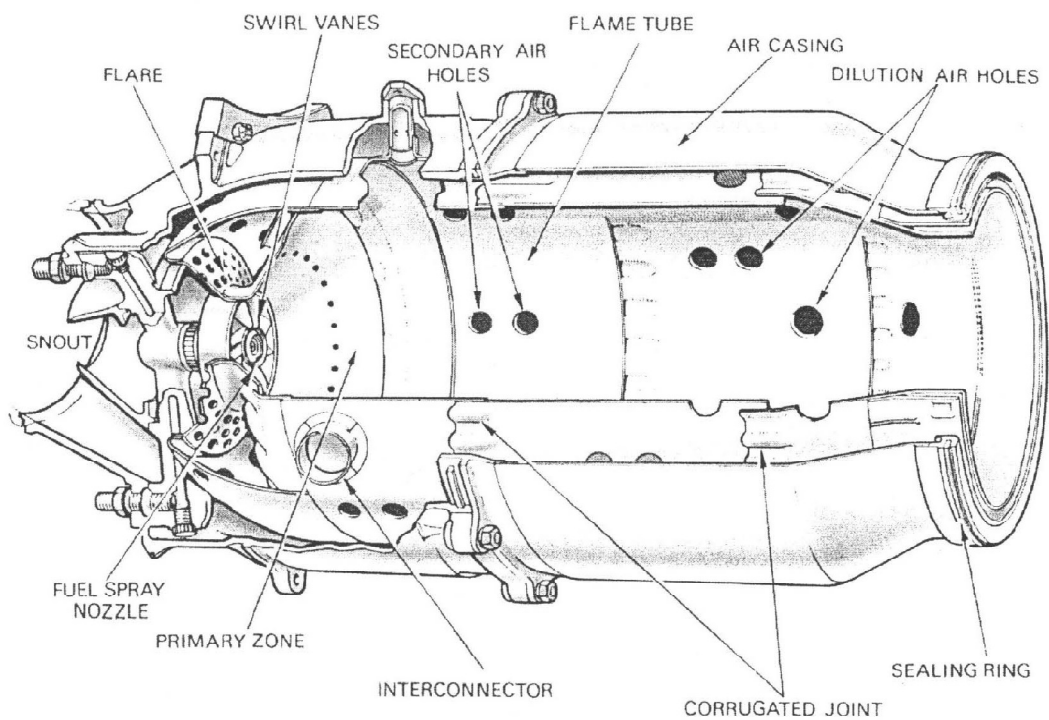


Fig.4.1: Camera di combustione tubolare.

Invece, una camera *anulare* è composta da un liner anulare, che segue l'intera circonferenza del motore, montato internamente ad un case anche esso anulare e coassiale con il liner stesso, così come mostrato nella figura 4.2. Grazie al ridotto ingombro, alla leggerezza ed alla forma, è adatto a motori compatti ed aerodinamicamente efficienti.

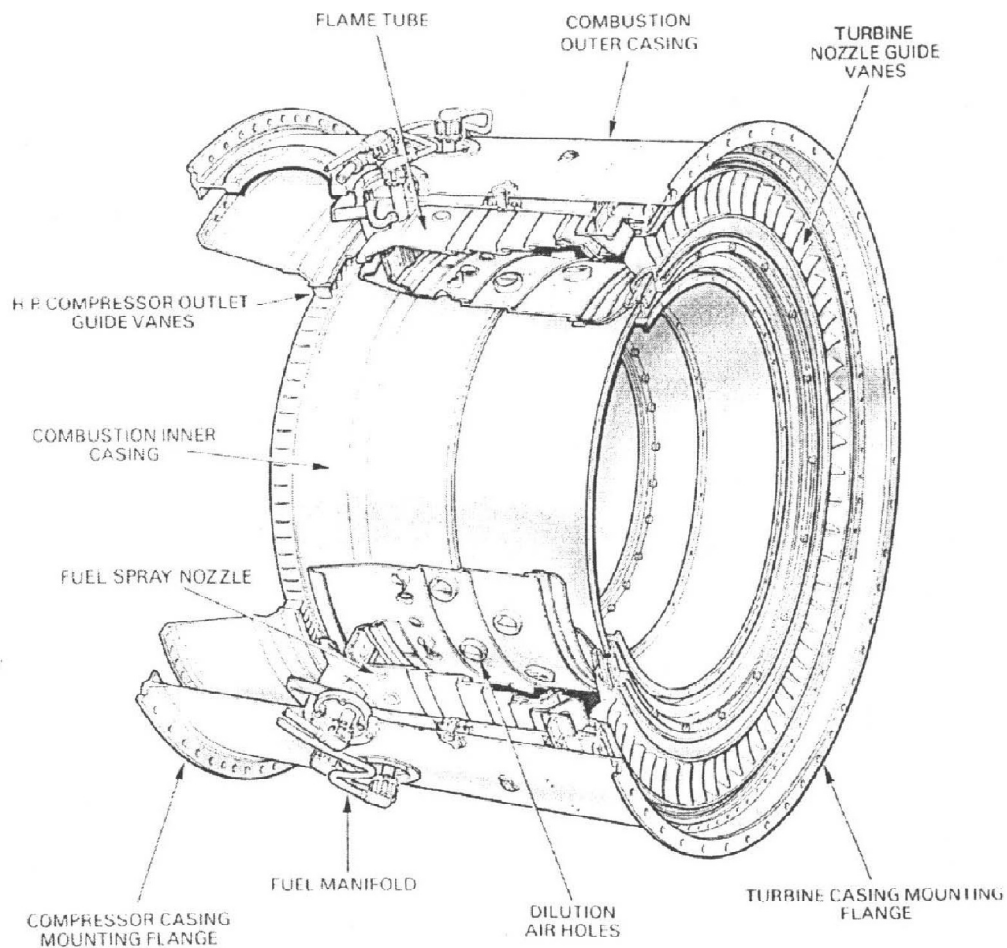


Fig. 4.2: Camera di combustione anulare

Infine, le camere *tubo-anulari* consistono in un gruppo di liner cilindrici alloggiati in un unico case anulare che circonda l'intero motore, così come mostrato in figura 4.3. Questo tipo rappresenta il tentativo di combinare la compattezza delle camere anulari con le migliori caratteristiche dei sistemi tubolari.

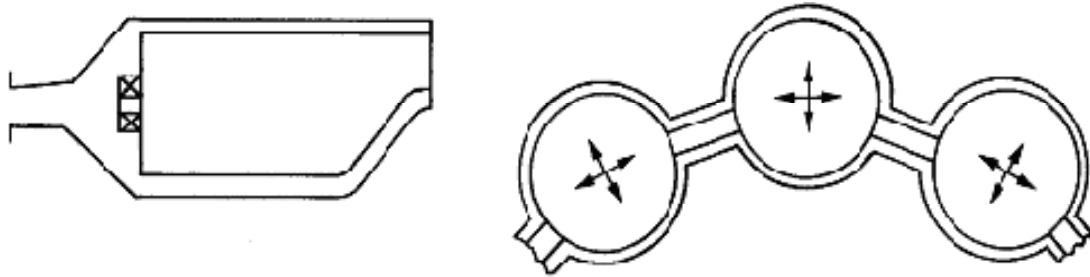


Fig. 4.3: Camera di combustione tubo-anulare.

Il diffusore

La necessità principale di queste camere di combustione è quella di minimizzare le perdite di carico che il fluido incontra nell'attraversarla. Una parte di queste, ΔP_{cold} , è dovuta alla necessità di spingere l'aria nel condotto, mentre la parte restante ΔP_{hot} , sono dovute al calore fornito al flusso che viaggia all'interno della camera. La somma di questi due termini dà la caduta totale di pressione:

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{cold} + \Delta P_{hot} \quad 4-1$$

Il ΔP_{cold} si può distinguere in ΔP_{diff} e ΔP_{liner} , il primo dovuto alla presenza del diffusore mentre l'altro dovuto alla presenza del liner: mentre quest'ultimo genera una benefica perdita dovuta alla turbolenza in quanto questa è necessaria per un corretto mixing tra combustibile e comburente, le perdite nel diffusore invece sono del tutto indesiderate. Un buon diffusore deve, non solo ridurre la velocità del fluido (al fine di ridurre le perdite di carico), ma anche recuperare quanto più possibile la pressione dinamica dell'aria in ingresso e di fornire al liner un flusso stabile e lineare. Esistono due

diverse tipologie di diffusore: la prima è di impiegare un condotto lungo per ridurre al minimo le perdite di carico come mostrato in figura 4.5; la seconda, invece, prevede l'uso di un diffusore corto seguito da un'espansione improvvisa al fine di ridurre l'ingombro, come si ravvisa dalla figura Fig. 4.5. Chiaramente, quest'ultima soluzione comporta la presenza di notevoli perdite di carico.

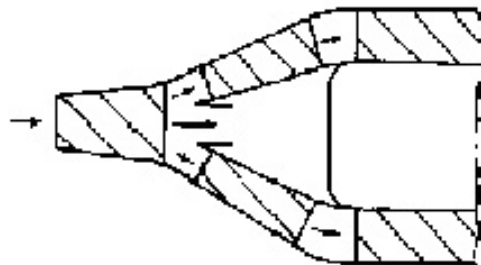


Fig. 4.4: Diffusore lungo.

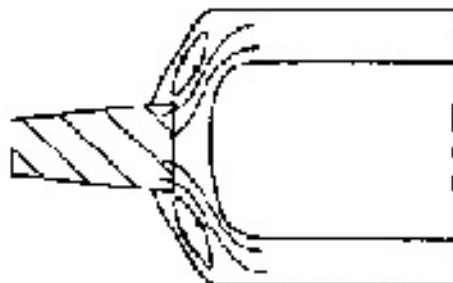


Fig. 4.5: Diffusore corto.

La zona primaria

La zona primaria ha la funzione di sostenere la fiamma e di provvedere al mantenimento delle condizioni di completa combustione del carburante. Per tali scopi è necessario creare dei vortici nel fluido attorno alla fiamma.

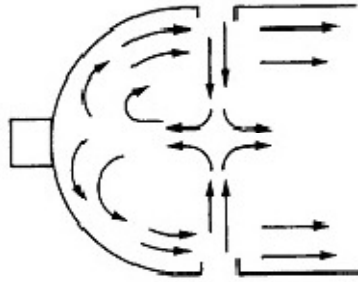


Fig. 4.6: Moto dell'aria formato da getti contrapposti.

Dal punto di vista progettuale, per ottenere un soddisfacente ricircolo si ricorre all'uso di getti d'aria contrapposti (figura Fig. 4.6) che entrano nella zona primaria in direzione radiale, oppure di swirler posti all'ingresso della camera, come evidenzia la figura Fig. 4.7, i quali creano un moto vorticoso in direzione assiale.

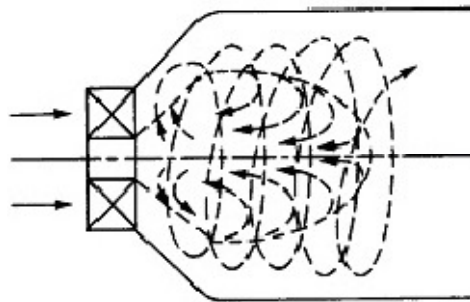


Fig. 4.7: Moto dell'aria formato da uno swirl stabilizzato.

La zona mediana

La zona intermedia ha la funzione di recuperare la perdita energetica dovuta alla dissociazione. L'anidride carbonica contenuta nei gas combustibili, infatti, alle alte temperature raggiunte nella zona primaria (circa 2300 K), si dissocia in

monossido e ossigeno. Se i gas combustibili così composti passassero direttamente nella zona di diluizione e fossero, quindi, investiti da un getto di aria fredda, si avrebbe il congelamento della composizione e tutto il CO contenuto, che è potenzialmente un combustibile, verrebbe gettato via allo scarico. La zona intermedia rende l'abbassamento di temperatura più graduale e si dà il tempo alle reazioni di completarsi.

La zona di diluizione

La funzione della zona di diluizione è quella di riunire i due flussi, quello dei gas combustibili proveniente dalla zona intermedia e quello dell'aria in eccesso per la combustione, che dopo aver assolto la funzione di raffreddamento delle superfici del liner, entra nella zona di diluizione attraverso una o più file di fori praticati nel liner stesso. La principale caratteristica richiesta nello sviluppo di questa zona è quella di ottenere sulla superficie di uscita un livello sufficientemente basso di temperatura tale da non provocare danni alle prime schiere di pale della turbina. Dimensioni caratteristiche di questa zona del combustore sono quelle che prevedono un rapporto lunghezza/diametro compreso tra 1.5 e 1.8.

4.4 EMISSIONI INQUINANTI

Negli ultimi anni sono stati sviluppati nuovi concetti nella progettazione dei combustori in modo da rispettare le nuove richieste legislative. Nella zona primaria le esigenze dettate dalla riduzione del fumo e degli ossidi di azoto sono esattamente opposte a quelle che garantiscono la riduzione del monossido di carbonio e degli idrocarburi incombusti per cui, per superare queste nuove difficoltà, i progettisti hanno dovuto stravolgere il design delle camere di combustione tradizionali.

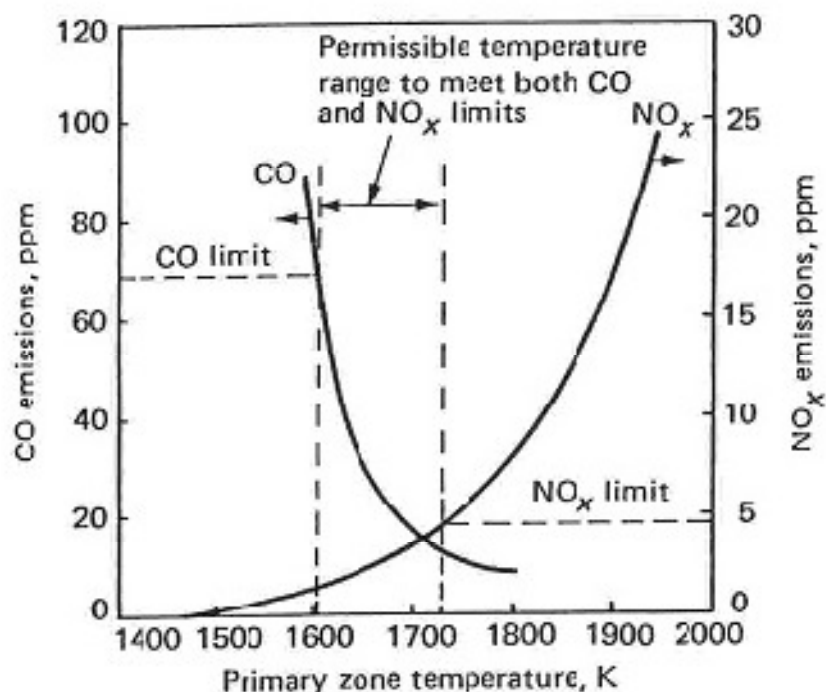


Fig. 4.8: Influenza della temperatura della zona primaria sulle emissioni di CO e NO_x.

I fattori principali che controllano le emissioni inquinanti sono di seguito riassunte:

-
- temperatura della zona primaria;
 - rapporto di equivalenza;
 - tempo di residenza nella zona primaria;
 - caratteristiche di raffreddamento del liner;
 - il ruolo della zona intermedia.

I metodi per ridurre le emissioni di CO e HC si basano essenzialmente sul:

- miglioramento dell'atomizzazione dello spray di combustibile e sul favorire l'evaporazione rapida dello stesso;
- redistribuzione del flusso di aria per mantenere il rapporto di equivalenza prossimo a quello ottimale (0.7);
- aumento del volume della zona primaria e allungamento dei tempi di residenza in questa zona;
- riduzione dell'aria di raffreddamento perché si possano completare le reazioni di ossidazione senza che i prodotti parziali congelino;
- distribuzione dell'iniezione in stadi.

I metodi per ridurre le emissioni di NO_x si basano essenzialmente sulla:

- riduzione della temperatura di reazione ed eliminazione di punti caldi (hot spots) nella zona di reazione;
- riduzione dei tempi di residenza nella zona primaria, è qui, infatti, che si presentano le massime temperature di concentrazioni di NO_x.

Lo sviluppo di combustori a basso tenore di NO_x si basano su modifiche al disegno convenzionale della camera, alla geometria del liner, alla distribuzione del flusso di aria, a sistemi più sofisticati di iniezione e tecniche nuove di raffreddamento delle pareti. Tra i metodi più usati abbiamo l'iniezione di acqua ed il ricircolo dei gas di scarico, in grado di diluire la miscela aria/combustibile abbassando la temperatura di fiamma. L'acqua riduce drasticamente le temperature di picco, e quindi gli NO_x , provocando per contro un aumento di CO. Meno drastico è l'abbattimento di NO_x mediante l'iniezione di vapore, sebbene l'aumento di CO sia minore e siano ridotti i problemi di invecchiamento del combustore. Infine la diluizione si può ottenere con azoto od aria (combustori DLN Dry-Low- NO_x vedi figura 4.9) per superare i problemi di iniezione di acqua e vapore.

In generale, utilizzare aria come diluente per il combustibile già nella zona primaria significa effettuare una combustione premiscelata con eccessi d'aria. Con tale metodo però non è facile realizzare un miscelamento perfetto tra aria e combustibile, nonché evitare che la combustione avvenga prima di entrare in camera (ritorno di fiamma, § 3.6), come pure avere una combustione stabile e mantenere le condizioni desiderate a tutti i carichi.

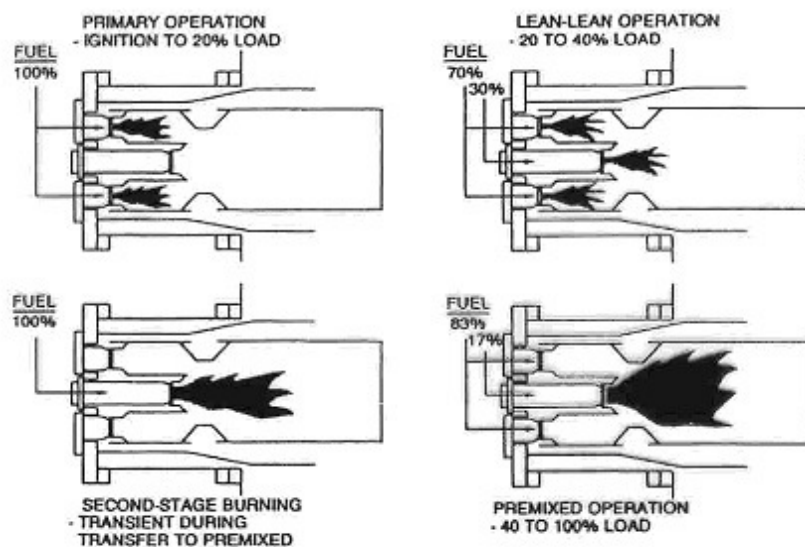
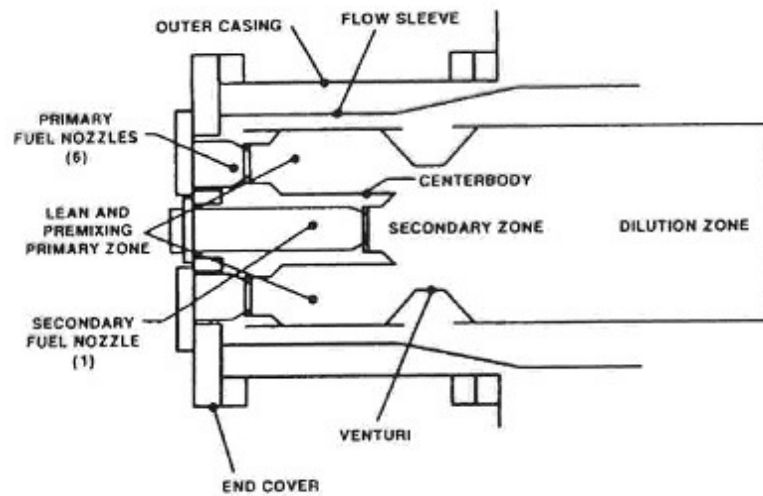


Fig. 4.1: Combustore DLN e suo schema di funzionamento.

Le soluzioni più importanti al fine di ridurre le emissioni sono:

- *Camera di combustione a geometria variabile.* La soluzione della geometria variabile comporta una netta riduzione delle emissioni con una conseguente complicazione meccanica del motore. Al ridursi della potenza del motore una parte di

questa aria viene inviata alla zona di diluizione per mantenere la temperatura della zona primaria entro i limiti per ridurre le emissioni, diminuendo anche il flusso di combustibile. I combustori a geometria variabile dovrebbero almeno teoricamente essere utilizzati insieme a sistemi di iniezione premixed prevaporized in modo da evitare i picchi di temperatura che tipicamente favoriscono la formazione di NO, nonché i valori troppo bassi della stessa temperatura che invece permettono la formazione del CO.

- *I combustori LPP (Lean Premixed Prevaporized)*. Il principio di funzionamento di questi combustori è quello di realizzare una completa evaporazione del combustibile e un completo mescolamento con l'aria prima che inizi la combustione. In tal modo nella zona primaria si lavora con rapporti combustibile/aria bassi e temperature di reazione piuttosto contenute, eliminando i picchi di temperatura nella zona di combustione con drastica diminuzione di NOx. Il sistema LPP, affinché sia realmente efficiente, si dovrebbe usare congiuntamente alla geometria variabile, come detto sopra, poiché operando da solo ai bassi carichi potrebbe trovarsi in condizioni troppo magre tali da provocare lo spegnimento. Questo tipo di camere (denominate anche dry low) puntano alla riduzione degli ossidi di azoto mediante l'utilizzo di una combustione più omogenea, senza l'iniezione di vapore. In questo tipo di combustori si adottano *rapporti di equivalenza* ϕ al bruciatore compresi tra 0.55 e 0.75, dunque nel campo delle miscele povere. La possibilità di impiegare dosature magre è legata al livello della miscelazione che si riesce ad ottenere prima che aria e combustibile raggiungano la zona di

reazione. In definitiva, la tendenza attuale è di abbandonare la combustione diffusiva a vantaggio di quella premiscelata. Combustori di questo tipo vengono denominati *Lean premixed* (LP) se utilizzano combustibili gassosi, *Lean premixed prevaporized* (LPP) se utilizzano combustibili liquidi. La combustione povera premiscelata consente di contenere le temperature massime a valori sufficientemente bassi da ridurre le emissioni di NO_x. Tuttavia questo tipo di combustione presenta problematiche legate all'accensione del combustibile, alla stabilità della fiamma, nonché alla formazione della miscela nei condotti di premiscelazione ed a fenomeni di ritorno di fiamma (vedi § 3.6) negli stessi condotti. Nelle LPP si pone anche la problematica della vaporizzazione (prima del miscelamento) del combustibile. Per garantire l'accensione della miscela in questo tipo di combustori è possibile adottare una candela o una piccola fiamma pilota a diffusione *pilot* (in modo da creare una zona della camera in cui la miscela è praticamente stechiometrica). Al pilot, tuttavia, non può essere mandato più del 10% del combustibile totale, pena il decadimento delle prestazioni del combustore in termini di emissioni di ossidi di azoto. Per stabilizzare la fiamma, mediante la creazione di un moto di ricircolo di cui si è parlato precedentemente, e garantire un buon miscelamento tra combustibile e aria, si adottano uno o più swirler. Attualmente sono in fase di sperimentazione combustori LPP per Microturbine a gas che adottano una tecnica particolare per la vaporizzazione del combustibile, denominata *fuel film evaporation*. Il combustibile iniettato dall'atomizzatore

principale forma un sottile strato (film) sulle pareti del condotto di premix; il calore necessario alla vaporizzazione del film di combustibile viene fornito dai prodotti stessi della combustione, che riscaldano i condotti di premiscelazione fluendo sulla loro superficie esterna.

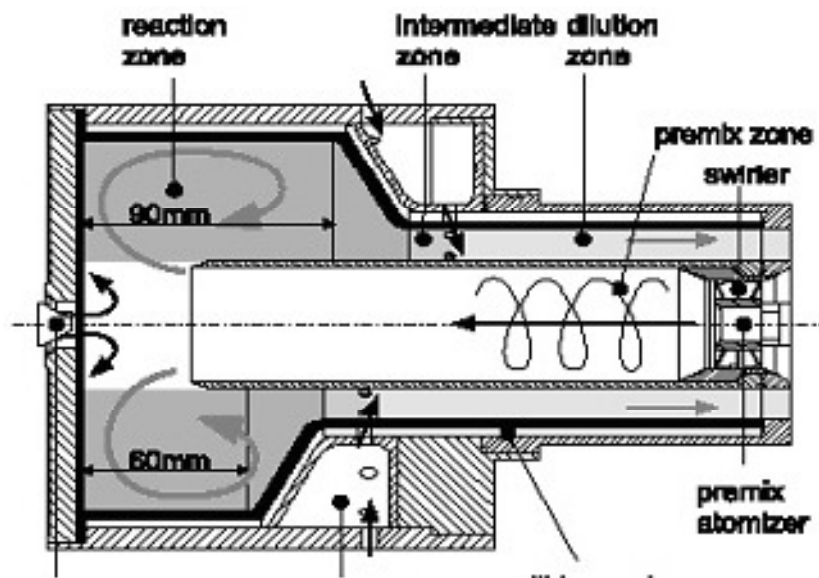


Fig. 4.2: Camera di combustione di tipo LPP.

- *Combustore a stadi.* Con questa tecnica il processo di combustione avviene sfruttando l'iniezione di combustibile non in un'unica zona, ma in vari punti della camera dove realizzare zone ad alta temperatura. Naturalmente anche l'ingresso dell'aria dovrà essere suddiviso in varie parti perché si possano ridurre le emissioni inquinanti. Il tipico approccio si basa sul realizzare una zona primaria, con iniezione di combustibile ben miscelato, per ottenere le giuste temperature al limite minimo di funzionamento ed agire come sorgente di calore pilota alle altre zone del combustore

per gli altri carichi. Si prevede che ci sia una o più zone di combustione, ognuna con una sua alimentazione di aria e combustibile autonoma. In questa maniera si ottiene un'ottima distribuzione del combustibile, mentre nella soluzione della geometria variabile è migliore la distribuzione dell'aria in ingresso, ma in entrambe lo scopo ultimo è quello di regolare le temperature di combustione per rientrare con i valori di emissione nei limiti ammessi in tutte le condizioni di funzionamento.

- *Combustori RQL (Rich burn - Quick quench - Lean burn)*. Queste camere sono caratterizzate da una zona primaria ricca di combustibile (rich burn), una zona intermedia con introduzione di forte flusso di aria che si mescola rapidamente ai gas combusti (quick quench), completando la combustione, e una zona di diluizione dove la coda della combustione avviene con forti eccessi di ossigeno (lean burn).
- *Combustori catalitici*. Il processo di catalisi permette l'ossidazione del combustibile a temperature ben più basse di quelle ai limiti di infiammabilità del combustibile. Per tal motivo, l'uso del catalizzatore nelle turbine a gas permette una combustione stabile con picchi di temperatura di circa 1000 K più bassi rispetto a quelle che abbiamo abitualmente (anche 2200 K), riducendo drasticamente gli NOx. Un problema che può sorgere con il combustore catalitico è l'autocombustione del combustibile a monte del catalizzatore nelle zone più ricche vicino all'iniettore, e perciò è di fondamentale importanza che il miscelamento aria-combustibile avvenga in tempi estremamente ridotti.

4.5 LE MICROTURBINE A GAS (MTG)

L'impiego delle turbine a gas per la generazione di potenze inferiori ai 100 kW è una realtà sicuramente innovativa. Infatti, se le turbine a gas da pochi MW non sono altro che uno 'scale-down' delle unità più grandi (operando in ciclo semplice e con compressore e turbina assiali), le microturbine invece sono caratterizzate da un completo ripensamento dell'architettura della macchina e si basano sull'impiego di un ciclo rigenerativo e di turbomacchine radiali, assai più economiche ed operanti ad un numero di giri elevatissimo.

Gli elementi fondamentali sono:

- il *turbocompressore*, costituito da un compressore centrifugo e da una turbina radiale centripeta, operante a velocità dell'ordine dei 70.000 ÷ 100.000 RPM;
- il *rigeneratore*, necessario a conseguire prestazioni ottimali con i limitati rapporti di compressione del ciclo (circa 4) consentiti dalla tipologia delle turbomacchine; tale scambiatore, nelle applicazioni stazionarie delle MTG, ha generalmente una configurazione a superficie, con geometrie di scambio termico specializzate nella promozione della convezione forzata;
- il *combustore*, che, pur non presentando peculiarità rispetto alla normale tecnologia delle turbine a gas, consente di raggiungere valori di emissioni di NO_x dell'ordine di 10÷25 ppmvd al 15% di O₂, indicativamente un ordine di grandezza in meno rispetto ai motori alternativi a gas di pari potenza.

In seguito alle proiezioni relative ad un mercato e ad una tecnologia con notevoli prospettive di sviluppo, tutti i costruttori sono concordi nell'affermare che, nei confronti delle tecnologie concorrenti (nella fattispecie, i motori alternativi a gas), le microturbine offrono i seguenti notevoli vantaggi:

- emissioni notevolmente ridotte, in termini specifici al kWh prodotto;
- costi specifici confrontabili od inferiori nell'ipotesi di costituzione di un mercato consistente;
- rendimenti (e quindi costi di combustibile) ad oggi confrontabili, e comunque migliorabili in prospettiva con l'avanzamento tecnologico;
- minori pesi ed ingombri, maggiore facilità di installazione, minore rumore e vibrazioni;
- manutenzione notevolmente ridotta ed a costi assai inferiori;
- possibilità di impiego di diversi combustibili con adattamenti minimi.

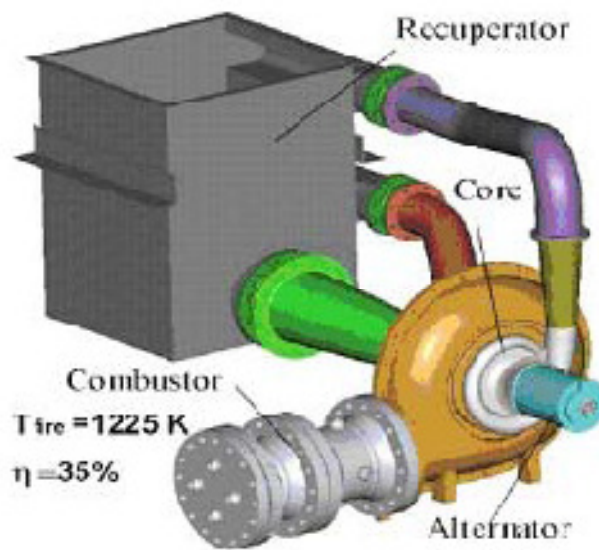


Fig. 4.1: Sistema avanzato integrato con micro-turbina a gas.

Caratteristiche generali di una microturbina

Prima di trattare nello specifico la camera di combustione, si è cercato di inquadrare la microturbina nel panorama energetico attuale per porre poi l'attenzione su i suoi componenti principali e sulle differenze con le turbine a gas di taglia maggiore.

Quando si parla di microturbine ci si riferisce a macchine di taglia inferiore a i 100 kW attualmente utilizzate per la generazione di potenza elettrica su piccola scala ma il cui sviluppo potrebbe portarle a diversi impieghi come quello automobilistico in vetture di tipo ibrido.

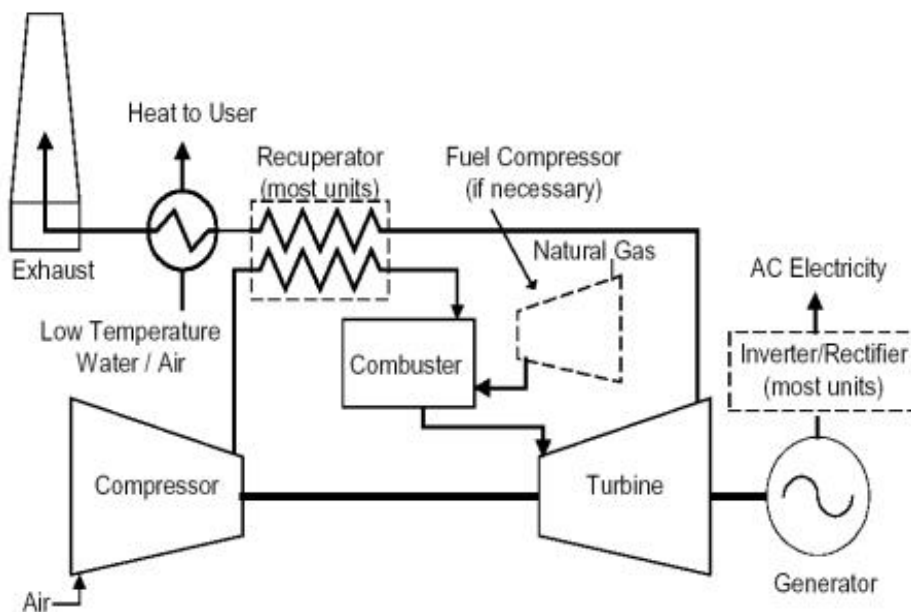


Fig. 4.13 - Schema funzionale di una microturbina

A oggi le turbine a gas presenti nel mercato industriale mostrano una vera competitività economica ed energetica per potenze superiori ai 5-10 MW, mentre per unità di potenze dell'ordine del MW mostrano costi specifici elevati e rendimenti notevolmente penalizzati, che rendono il costo del kWh prodotto scarsamente competitivo, anche in cogenerazione, con quello acquistabile sulla rete elettrica. Si è portati quindi a pensare che macchine di potenza ancora inferiore sarebbero decisamente fuori mercato (come di fatto è avvenuto sinora) se il concetto di microturbina non coinvolgesse un completo ripensamento dell'architettura della macchina e del suo tipo di utilizzo. Infatti, se le turbine a gas da pochi MW non sono altro che uno scale-down delle unità più grandi, le quali operano in ciclo semplice e con compressore e turbina assiali, le microturbine invece sono basate sull'impiego di un ciclo rigenerativo e di

turbomacchine radiali, assai più economiche e operanti ad un numero di giri elevatissimo.

Turbocompressore e turbina

Considerando la piccola potenza di tali turbine e considerando che il lavoro specifico generato da un ciclo di turbina a gas è dell'ordine di 150 - 250 kJ/kg di conseguenza segue che queste macchine dovranno elaborare una portata di aria e combustibile molto ridotta rispetto alle turbine di taglia superiore.

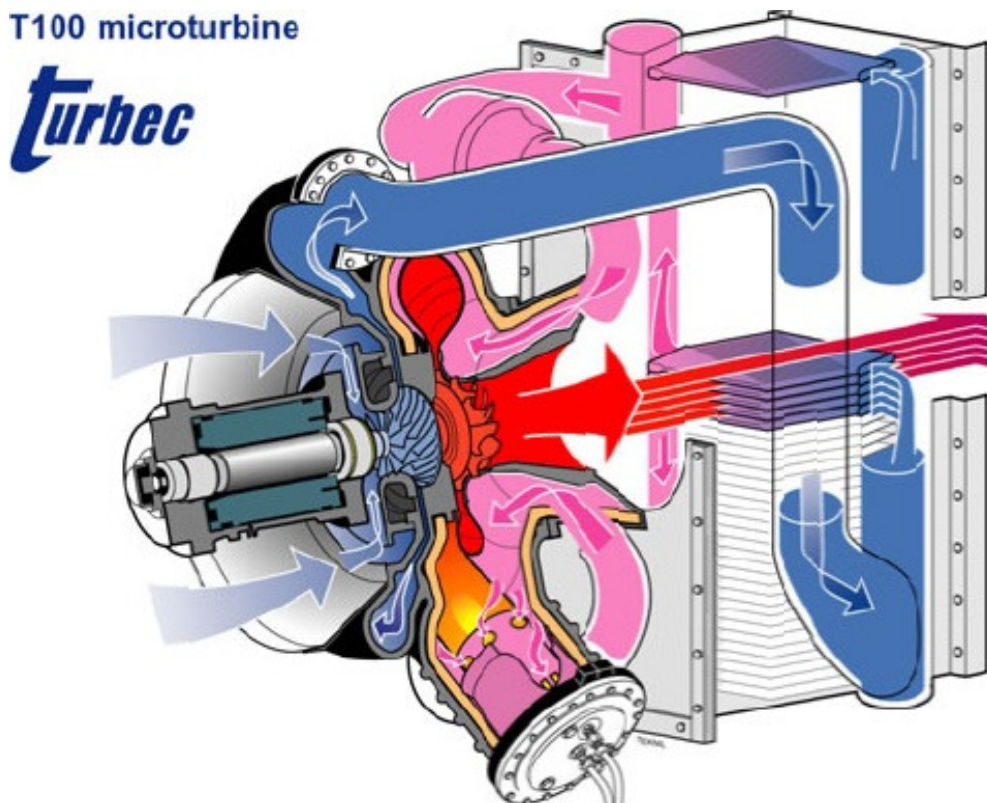


Fig. 4.14 - Disegno della microturbina Turbec T100

La necessita inoltre di avere unità di piccole dimensioni e quindi di costo ridotto ha portato i progettisti all'utilizzo di macchine radiali sia per quanto riguarda il compressore che per quanto riguarda la turbina.

Un'altra grande differenza che caratterizza le microturbine dalle classiche turbine a gas e che queste ruotano ad un regime di giri molto elevato dell'ordine dei 100.000 rpm. Utilizzando infatti il numero di giri specifico N_s , numero adimensionale ben noto dalla teoria della similitudine delle turbomacchine, si capisce come diminuendo la portata che attraversa tali macchine e mantenendo costante il salto entalpico, dettato dal ciclo termodinamico compiuto dall'aria, queste macchine debbano girare a velocità elevatissime. Infatti per mantenere elevato il rendimento di tali macchine anche il numero di giri specifico N_s deve rimanere all'interno di un ben determinato range, il che obbliga ad avere tali regimi di rotazione.

$$N_s = w \frac{\sqrt{Q}}{\Delta h_{is}^{\frac{3}{4}}} \quad 4-2$$

dove

Q : portata volumetrica di fluido

Δh_{is} : salto entalpico isoentropico

w : regime di rotazione

Tali considerazioni sono ovviamente indicative in quanto sono mediate da condizioni progettuali specifiche e sono utili a dare un ordine di grandezza al problema.

Quindi la scelta effettuata dai progettisti per ragioni sia di tipo economico che tecnico è quella di utilizzare macchine monostadio radiali che realizzano rapporti di compressione o di espansione consistenti in un range compreso tra 4 e 6 al posto di macchine multistadio assiali.

Rigeneratore

L'adozione di turbomacchine radiali però comporta, ai fini del ciclo termodinamico, rapporti di compressione sensibilmente inferiori rispetto a quelli comunemente usati nei cicli di turbina a gas tradizionali che arrivano fino a 10-15 per turbine di tipo industriale. In un ciclo termodinamico semplice a bassi rapporti di compressione ad esempio $b=4$ i gas sono scaricati a 710°C e l'aria entra in camera di combustione a soli 184°C , con un rendimento termodinamico di circa il 16%. Il rendimento di tale ciclo risulta così penalizzato in quanto la temperatura di scarico dei gas in atmosfera risulta troppo elevata mentre la temperatura in ingresso della camera di combustione troppo scarsa. Per aumentare tale rendimento sarebbe necessario un rapporto di combustione più elevato, il che richiederebbe macchine multistadio, oppure, come realizzato nelle microturbine, l'impiego di un ciclo rigenerativo. Tale ciclo è realizzato attraverso uno scambiatore di calore che utilizza l'elevata temperatura dei fumi in uscita dalla microturbina per preriscaldare l'aria in ingresso nella camera di combustione. Il ciclo rigenerativo è pertanto la soluzione universalmente adottata e una buona progettazione del rigeneratore è un elemento chiave nel successo tecnico ed economico di tali

macchine. In questo settore sono utilizzati due tipi di rigeneratori: i) a superficie, ossia uno scambiatore convenzionale con una separazione fisica tra aria pressurizzata in uscita dal compressore e gas combusti; ii) a matrice rotante, in cui un pacco di materiale metallico o ceramico in lenta rotazione acquisisce calore quando è affacciato sul lato caldo e si raffredda passando sul lato freddo. Il secondo sistema presenta elevata efficacia di scambio termico, costi e ingombri ridotti, ma vanno considerati i tra filamenti tra i due fluidi che influiscono negativamente sulle prestazioni del ciclo.

Combustore

La geometria del combustore assomiglia in parecchi aspetti a quelle delle macchine di taglia maggiore con alcuni accorgimenti per quanto riguarda le dimensioni globali che devono essere ridotte. Tuttavia va rilevato che le piccole dimensioni del sistema fanno sì che la temperatura della fiamma sia inferiore a causa del maggiore irraggiamento verso le pareti e che quindi la produzione di NO sia decisamente contenuta. Nelle microturbine le emissioni costituiscono infatti il maggiore punto di forza nei confronti dei motori alternativi (emissioni dell'ordine di 10-25 ppm al 15% di O₂ contro valori dell'ordine delle centinaia, alle stesse diluizioni, per i motori alternativi. Per quanto riguarda i combustori verrà fatta una trattazione più estesa nei paragrafi successivi.

Sistema di conversione della frequenza

La velocità di rotazione delle microturbine risulta particolarmente elevata per produrre corrente alternata a 50 o 60 Hz e occorrerebbe quindi utilizzare un riduttore meccanico i cui costi e assorbimenti di potenza, nonché affidabilità e rumorosità metterebbero in discussione la fattibilità dell'intero progetto. Visto le potenze contenute, risulta invece conveniente produrre elettricità ad alta frequenza e convertirla staticamente a 50 Hz, mediante un raddrizzatore che produce corrente continua e un inverter che la converte in corrente alternata alla frequenza desiderata. Questi sistemi presentano notevoli vantaggi in termini di riduzione di costi, tra l'altro in continua discesa per il sempre più diffuso utilizzo negli azionamenti meccanici utilizzati in moltissimi settori industriali, delle minori dissipazioni di potenza, della compattezza e dell'affidabilità. Un ulteriore vantaggio consiste nella capacità di tali sistemi di conversione di mantenere costante la frequenza finale indipendentemente dalla velocità di rotazione della microturbina, che può quindi variare nel caso di funzionamento a carico parziale con enormi vantaggi nella facilità di regolazione e nella flessibilità operativa.

Prestazioni caratteristiche delle microturbine

Le microturbine sono più complesse di una tradizionale turbina a gas a ciclo semplice infatti l'aggiunta del rigeneratore riduce sì il consumo di combustibile aumentando così l'efficienza, ma

introduce perdite di pressioni interne che controbilanciano in parte tale aumento.

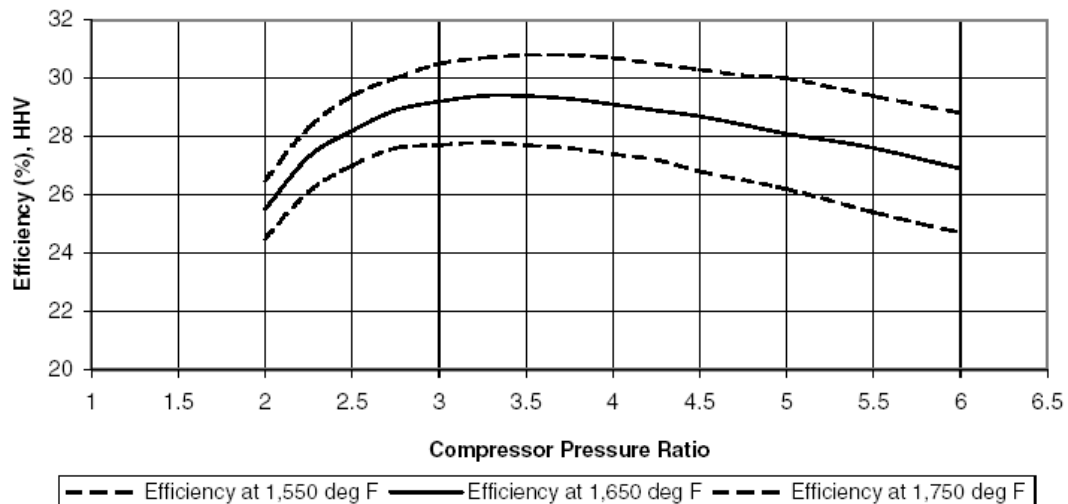


Fig. 4.15: Curva caratteristica del compressore

L'aggiunta quindi del rigeneratore porta il progettista a dover bilanciare un gran numero di parametri sul rapporto prestazioni\costi. Scelto il rapporto di compressione che massimizza l'efficienza elettrica della microturbina a parità di altri parametri, il progettista deve effettuare una ulteriore scelta circa il recuperatore che dovrà essere progettato o massimizzando l'efficienza di scambio termico o minimizzando le perdite di pressione.

Un'elevata efficienza di recupero richiede un'ampia superficie di scambio termico, la quale fa incrementare sia i costi, che le perdite di pressione all'interno del recuperatore.

In generale, le prestazioni di una microturbina, in termini sia di efficienza elettrica sia di potenza specifica, sono altamente sensibili a piccole variazioni di prestazioni e perdite di

pressione dei suoi componenti. Questo perchè il ciclo a recupero di calore di una microturbina lavora una maggiore quantità di aria e prodotti della combustione per kW elettrici di un normale ciclo semplice ad elevato rapporto di compressione di una turbina a gas tradizionale. Quando l'output netto è una piccola differenza tra due grandi numeri come il lavoro specifico fornito al compressore e quello prodotto dall'espansione in turbina, piccole perdite nell'efficienza dei componenti hanno un grande impatto sull'efficienza globale della macchina.

Inoltre dal grafico appena presentato si può notare che l'efficienza elettrica di una microturbina non ha raggiunto valori ancora competitivi, come si è già accennato, e non è quindi pensabile di acquistare tali macchine per la sola produzione di energia elettrica.

Prestazioni caratteristiche	Capstone 330	IR Energy System	Turbec T100	DTE (prototipo)
Potenza nominale	30 kW	70 kW	100 kW	350 kW
Efficienza elettrica	23.4 %	25.2%	27.0 %	29.0 %
Caratteristiche in cogenerazione				
Temp uscita recuperatore	150 °F	130 °F	131 °F	140 °F
Potenza termica equivalente	64 kW	108 kW	163 kW	582 kW
Efficienza totale	73%	64%	71%	77%
potenza elettrica\potenza termica	0.47	0.65	0.62	0.60
Efficienza elettrica effettiva	62%	49%	60%	73%

Fig. 4.16: Prestazioni di alcune microturbine esistenti

E' necessario quindi abbinare alla produzione di energia elettrica anche un ulteriore recupero di calore per la produzione di energia termica, raggiungendo così un'efficienza globale, sia elettrica che termica, sostenibile. Si riporta una tabella esplicativa di alcuni dati interessanti per avere un'idea delle grandezze in gioco.

Aspetti commerciali

La tecnologia delle microturbine è abbastanza recente e soprattutto con prospettive di sviluppo notevoli e rispetto ai motori alternativi a gas, le microturbine offrono i seguenti vantaggi:

- emissioni ridotte di almeno un ordine di grandezza a pari energia prodotta considerando tutti gli inquinanti.
- costi specifici confrontabili nell'ipotesi si costituisca un mercato consistente, considerando i sempre crescenti costi dei sistemi di abbattimento delle emissioni indispensabili per i motori alternativi.
- rendimenti a oggi confrontabili, ma migliorabili in prospettiva di un avanzamento tecnologico.
- minori pesi e ingombri e quindi maggior facilità di installazione.

Preparazione del combustibile

La preparazione del combustibile cambia a seconda del tipo di combustibile utilizzato: liquido o gassoso. La camera di

combustione che stiamo studiando è stata progettata per funzionare con combustibili gassosi come il metano o anche biocombustibili a basso poter calorifico sempre gassosi.

Per quanto riguarda i combustibili liquidi, la preparazione risulta più complicata in quanto si richiede che il combustibile introdotto in camera possa vaporizzare il più velocemente possibile per permettere alla reazione di ossidazione di procedere fino al suo completamento. Se non si garantiscono queste condizioni i combustibili liquidi sono più propensi a produrre ceneri e idrocarburi incombusti. Essendo questo problema specifico delle macchine che utilizzano combustibile liquido e abbastanza lungo nella sua trattazione verrà tralasciato.

I combustibili gassosi, specialmente quelli ad elevato potere calorifico come il gas naturale, presentano invece pochissimi problemi dal punto di vista della combustione. E' sufficiente introdurli in una zona della camera di combustione in cui possano incontrare la temperatura e la pressione corretta affinché si inneschi il processo di ossidazione.

I combustibili a basso potere calorifico invece, come ad esempio i biocombustibili, hanno a differenza degli altri combustibili gassosi una bassa velocità di combustione e necessitano quindi una lunghezza della camera di combustione maggiore oltre alla maggiorazione di volume dovuta al fatto che a parità di kW il bruciatore necessita di un portata volumetrica di combustibile superiore.

Oltre ai problemi della combustione la preparazione del combustibile ha un notevole impatto sulla velocità di

miscelamento e questo fattore è molto importante e separa una combustione grassa da una combustione magra che come vedremo nel capitolo riguardante le emissioni è il parametro più importante da tenere sotto controllo.

Raffreddamento delle pareti

Le funzioni delle pareti della camera di combustione sono quelle di contenere il processo di combustione in una zona ben delimitata e facilitare la distribuzione dell'aria nelle varie zone del bruciatore descritte sopra. Le pareti devono rimanere strutturalmente forti per resistere ai carichi generati dai differenziali di pressione che si incontrano lungo la camera di combustione.

Devono inoltre sopportare i continui cicli termici ad elevata temperatura a cui sono sottoposte durante il funzionamento. Queste caratteristiche sono raggiunte utilizzando materiali resistenti alle alte temperature e alla corrosione causata dall'utilizzo di combustibili inquinati da percentuali di zolfo eccessive, combinata con l'utilizzo di tecniche sofisticate per il raffreddamento. Nella maggior parte dei bruciatori oggi in servizio, più del 40% dell'aria totale elaborata viene utilizzata per il raffreddamento delle pareti.

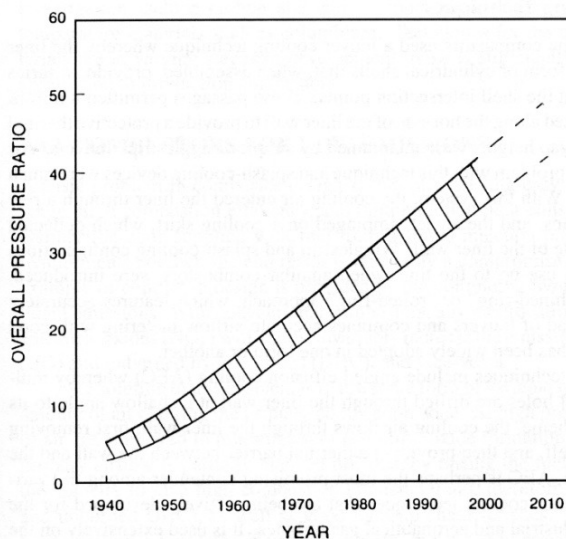


Fig. 4.17: Rapporto di compressione negli anni

In pratica, la temperatura delle pareti è determinata dal bilancio termico tra il calore ricevuto per irraggiamento e convezione dai prodotti della combustione, e dal calore trasferito per convezione dalle pareti all'aria circolante esternamente alla camera di combustione e per irraggiamento verso le pareti esterne della stessa.

Il problema del raffreddamento delle pareti è diventato sempre più importante con l'aumentare del rapporto di compressione (Fig. 4.17).

Tale aumento infatti comporta come diretta conseguenza un aumento della temperatura dell'aria in uscita dal compressore e questo porta con se due effetti negativi per quanto riguarda il raffreddamento delle pareti. Un aumento infatti della temperatura dell'aria in ingresso al bruciatore causa sia un aumento della temperatura della fiamma che una riduzione del potere refrigerante dell'aria.

Così come è aumentato il rapporto di compressione nel corso degli anni, è aumentata pure la temperatura dell'aria in ingresso in turbina (Fig. 4.18) sempre al fine di aumentare l'efficienza globale della macchina.

Tali aumenti di prestazione hanno avuto come conseguenza un aumento della temperatura delle pareti della camera di combustione e delle pale della turbina, spingendo in avanti la ricerca di sempre nuove e più resistenti leghe metalliche.

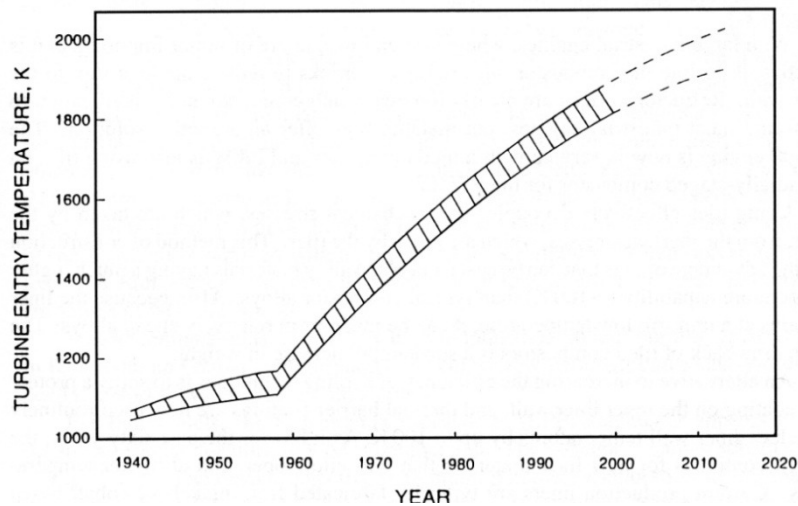


Fig. 4.18: Temperatura di ingresso in turbina negli anni

Il problema dell'utilizzo di nuovi materiali più resistenti è spinto anche dal fatto che l'aria utilizzata per il raffreddamento delle pareti, per i motivi elencati sopra, continua a crescere a dei livelli non accettabili. Un aumento infatti dell'aria utilizzata per il raffreddamento significa minor aria a disposizione per la combustione e per la diluizione con effetti negativi sull'efficienza della combustione e sulla durata e affidabilità delle pale della turbina.

4.6 BIBLIOGRAFIA

- G. Lozza, “Tecnologia delle microturbine a gas”, Milano, 26-27 aprile 2001
- ENERGY NEXUS GROUP, “Technology Characterization: Microturbines”, marzo 2002
- A. H. Lefevre. “Gas Turbine Combustion”, Taylor & Francis



Cap. 5: Strategie di simulazione e strumenti di osservazione dei risultati numerici

5.1 INTRODUZIONE

I risultati presentati in questo lavoro sono il frutto di quattro anni di analisi, prove ed ipotesi effettuate attorno allo studio della combustione in una serie di apparati destinati alla produzione di energia molto diversi tra loro. Tale diversità si presenta come l'opportunità di testare tutti i parametri numerici in gioco al fine di maturare una produttiva consapevolezza dei modelli numerici generati. Solo dopo questa lunga serie di prove e comparazioni, a volte con dati sperimentali, a volte tra una simulazione ed un'altra, è stato possibile proporre un'osservazione globale e consapevole dell'utilizzo del codice fluidodinamico ANSYS CFX 11.0 relativamente allo studio delle camere di combustione. Il punto di arrivo di questa lunga fase preventiva di ogni dettaglio presente all'interno di queste analisi, è rappresentato dalla conoscenza del fenomeno di combustione visto sotto la lente dell'analisi CFD. Tale competenza non resta fine a se stessa come strumento di osservazione, ma deve diventare una spinta verso la modifica e l'ottimizzazione di questi complessi

apparati. Per effettuare un'ottimizzazione di queste geometrie decisamente complesse, infatti, occorre saper distinguere quelli che sono i comportamenti numerici di un modello matematico dai fenomeni fisici realmente determinanti e presenti all'interno della macchina. Sebbene tutto questo, ad una prima osservazione, risulti quasi banale, spesso, il risultato numerico che osserviamo con estrema facilità, nasconde numerose insidie per la sonora comprensione del fenomeno fisico reale.

In questo capitolo vengono ripresi i dati di partenza e gli strumenti per l'osservazione qualitativa e quantitativa che saranno utilizzati nei prossimi capitoli per l'osservazione di tutto il processo di analisi.

5.2 MODELLAZIONE SOLIDA DEI COMBUSTORI

La modellazione solida necessaria per ottenere le geometrie delle quattro camere di combustione investigate è stata effettuata con il codice SolidWorks 2007. In questa fase si è sempre reso necessario il rifacimento completo del modello solido fluidodinamico anche laddove era a disposizione un corpo importato o addirittura il modello strutturale. La comunicazione, infatti, tra il modellatore solido, il generatore di griglie ed il codice ai volumi finiti, risulta la fase più laboriosa con cui l'operatore deve necessariamente scontrarsi. Tale processo interattivo e bidirezionale (da geometria ad analisi e da analisi a geometria) sarà spesso ripercorso ed è necessario che già il modello geometrico di partenza sia privo di errori. L'esperienza dell'operatore genererà processi operativi più o meno rapidi ed efficaci per passare da un ambiente ad un'altro. Un altro aspetto di notevole importanza è la necessaria comprensione del funzionamento macroscopico della macchina ai fini dell'analisi numerica, in quanto processo completo di ipotesi ed applicazione delle condizioni al contorno. Il reverse engineering è, forse, l'esercizio più complesso che ci si può trovare ad affrontare quando si parla di analisi CFD, poiché ogni aspetto reale deve essere tradotto in condizioni applicabili alla simulazione con un grado di approssimazione il più basso possibile.

Le geometrie qui generate prevedono la simulazione del solo dominio fluido del combustore. Non è, quindi, previsto scambio termico tra le pareti solide ed il fluido all'interno. Benché i fenomeni legati all'irraggiamento siano di considerevole

importanza, ad esempio determinano un consistente abbassamento della temperatura di fiamma dovuto allo scambio termico con le pareti metalliche circostanti, non sono qui presentati gli studi relativi ai modelli di irraggiamento. Sebbene siano state effettuate numerose analisi a riguardo, verranno presentati alcuni di questi risultati soltanto riguardo i bruciatori a superficie a tela metallica irraggiante.

Le simulazioni numeriche presentate in questo lavoro riguardano l'analisi termofluidodinamica tridimensionale delle seguenti camere di combustione:

- Harwell: caldaia da laboratorio usata come test-case
- Ansaldo ARI100: camera di combustione di una microturbina Ansaldo da 100 kWel
- Turbec T100: camera di combustione di una microturbina Turbec da 100 kWel
- Elliott T80: camera di combustione di una microturbina Elliott da 80 kWel
- Baltur MC25: camera di combustione di una caldaia ad irraggiamento da 25 kWel e sistema TPV

Due delle geometrie in esame prevedono un ingresso singolo per l'alimentazione del combustibile e uno per l'alimentazione dell'aria (Caldaia Harwell e MTG Elliott), una un doppio ingresso per il combustibile ed uno singolo per l'aria (MTG Turbec), ed un'altra ingressi doppi sia per il combustibile che per l'aria (MTG Ansaldo). Se le prime tre camere di combustione (Caldaia Harwell, MTG Ansaldo e MTG Turbec) sono state simulate a partire da condizioni al contorno di ingresso dove aria e combustibile sono separati e quindi non si trovano premiscelati,

la ELLIOT T80 vede l'alimentazione di combustibile già premiscelato all'aria direttamente nell'ugello che arriva alla Rich Zone. L'iniezione di combustibile a ridosso di una vena di aria provocherà in modi e tempi diversi per i quattro combustori l'accensione del metano.

Per quanto riguarda il sistema termofotovoltaico invece, si affronterà un ingresso premiscelato di aria e combustibile in condizioni fisiche della miscela tali da non essere già prossima all'accensione. Sarà la stessa conformazione dell'apparato fisico che ne provocherà la combustione.

5.3 GENERAZIONE DELLE GRIGLIE

Poiché le geometrie indagate rappresentano diversi gradi di complessità è stato necessario utilizzare un generatore di griglie in grado di affrontare vari tipi di meshatura. Il codice ANSYS ICEM CFD 11.0 si è rivelato uno strumento molto indicato, versatile e preciso per affrontare tale problematica. L'interfaccia diretta con SolidWorks 2007 permette, anche se non sempre in modo ottimale, di esportare le superfici correttamente ed in modo veloce.

Il concetto di generazione della griglia da un punto materiale permette, quindi, di meshare modelli solidi di volume così come di superfici, il che risulta in certi casi, assolutamente necessario. Altri generatori di griglie, infatti, sono in grado di generare un dominio computazionale di volumi finiti solo da solidi di volume.

Durante questo lavoro sono state effettuate griglie sia strutturate esaedriche sia non strutturate tetraedriche ed è stato possibile osservare e misurare le prestazioni delle une e delle altre grazie al test case della caldaia Harwell.

Per ogni geometria sono state generate più griglie e qui riportate quelle maggiormente significative.

5.4 CONDIZIONI AL CONTORNO

Le condizioni al contorno implementate sono quelle derivanti da articoli di letteratura o da rilievi sperimentali e risultano quindi realistiche. In genere sono state applicate le seguenti condizioni:

- Ingresso del combustibile: per combustibile si intende metano puro. In genere è stata applicata la condizione al contorno di portata in massa costante di metano. Per i combustori ANSALDO ARI100 e TURBEC T100 sono presenti due ingressi di combustibile, uno principale (main) ed uno secondario (pilot) che ha la funzione di mantenimento della fiamma.
- Ingresso dell'aria: a parte il caso della caldaia Harwell, dove sono state applicate le componenti di velocità assiale e radiale, viene applicata generalmente una portata in massa d'aria costante
- Uscita dei gas combusti: sulla sezione di uscita viene applicata la condizione al contorno di pressione costante e pari a 0 Pa.
- Temperatura delle pareti: a questo proposito vanno distinte le pareti esterne, su cui è presente la condizione di adiabaticità, e le pareti interne alla camera di combustione. Queste ultime, essendo a contatto con i gas ad elevata temperatura, sono soggette all'applicazione di una temperatura ipotetica e costante, poiché è stato evitato lo studio dello scambio termico coniugato tra fluido e solido. La temperatura fissa applicata è stata ottenuta o da letteratura o da prove sperimentali di massima effettuate proprio sui combustori in oggetto.

-
- Periodicità: per le camere di combustione ANSALDO ARI 100 ed ELLIOTT T80 è stato necessario, al fine di semplificare il dominio di calcolo e ridurre l'onere computazionale richiesto da tutte le operazioni di simulazione, simulare soltanto uno spicchio della geometria. Tali combustori si possono semplificare, infatti, come geometrie assialsimmetriche. Il codice ANSYS CFX 11.0 permette, a proposito, di applicare su due facce parallele all'asse di simmetria della macchina una condizione di periodicità rotazionale. In tal modo, simulando solo uno spicchio assialsimmetrico della macchina è possibile considerare comunque effetti rotatori su tutti i 360° intorno all'asse. E' importante sottolineare che, se tali condizioni di periodicità alleggeriscono decisamente il calcolo, spesso e volentieri sono causa di errori tali da non consentire il corretto svolgimento della simulazione. In questo caso, ad esempio, è necessario ripercorrere il processo da modellatore solido a meshatore fino alla simulazione al fine di garantire la robustezza del modello. Un ruolo critico a riguardo, infatti, è assunto dalla griglia che deve essere strettamente aderente alle superfici numeriche di tali periodicità e ne deve descrivere perfettamente gli spigoli.

5.5 MODELLI NUMERICI

Durante tutta la serie di innumerevoli analisi che ha portato a questo lavoro, sono stati studiati moltissimi modelli numerici. Di seguito saranno riassunti ed esplicitati quelli che sono stati utilizzati per le analisi qui presentate.

Modelli numerici di combustione

ANSYS CFX 11.0 simula il fenomeno della combustione attraverso dei *modelli di combustione*. Attualmente sono disponibili cinque modelli: il modello *Eddy Dissipation* (EDM), il modello *Fine Rate Chemistry* (FRC), il modello combinato FRC & EDM, il modello *Laminar Flamelet* per fiamme diffusive ed il modello per la combustione premiscelata o parzialmente premiscelata che utilizza il modello Flamelet per la miscela combusta.

- Il modello Eddy Dissipation è stato sviluppato per quei casi in cui si è in presenza di un flusso reagente turbolento (sia per fiamme diffusive, sia nel caso di combustione premiscelata). Grazie alla sua semplicità e alla sua robustezza il modello viene ampiamente utilizzato nelle predizione di fiamme in applicazioni industriali.
- Il modello Fine Rate Chemistry consente di calcolare le velocità di reazione descritte dall'interazione molecolare fra le componenti del fluido. Può essere combinato con il modello Eddy Dissipation per quelle fiamme in cui la velocità delle reazioni chimiche può essere comparata con la velocità delle miscele reagenti. Questo modello determina le velocità alle quali un componente è consumato o creato mediante una

reazione a singolo step. Per le reazioni multi-step, le reazioni sono sommate per ottenere la velocità di reazione complessiva.

- Il modello Flamelet consente di ottenere delle informazioni a riguardo delle specie minori e dei radicali come ad esempio CO e OH. Inoltre permette di considerare le fluttuazioni turbolente di temperatura e l'estinzione locale alla velocità di dissipazione più elevate, risolvendo solo due equazioni di trasporto aggiuntive.

In figura 5.1 sono schematizzate le caratteristiche dei modelli di combustione:

<p>Eddy Dissipation Model (EDM)</p>	<p>Moto turbolento</p> <p>Reazione veloce se comparata alla turbulent timescale (numero di Damköler elevato)</p> <p>Velocità di reazione dominata dal miscelamento turbolento dei riattanti o dai gas freddi o combusti (premiscelati)</p>
<p>Finite Rate Chemistry Model (FRC)</p>	<p>Moto laminare o turbolento</p> <p>Basso numero di Damköler</p> <p>Velocità di reazione dominata dalla cinetica chimica</p> <p>Richiede una specifica inizializzazione relativamente all'accensione della fiamma (velocità di reazione dipendente dalla temperatura)</p>
<p>Modello combinato (EDM/FRC)</p>	<p>Moto turbolento</p> <p>Intero intervallo del numero di Damköler</p> <p>Sono richiesti i dati cinetici della velocità di reazione</p> <p>E' necessaria una particolare inizializzazione relativa all'innescio della fiamma</p>

<p>Laminar Flamelet</p>	<p>Elevato numero di Damköler Moto turbolento Non pre-miscelato E' supportato da una libreria chimica</p>
<p>Turbolente Flame Speed Closure</p>	<p>Moto turbolento Parzialmente premiscelato Combustibile ed ossidante possono essere miscelati (specificando la frazione in massa all'ingresso) E' supportato da una libreria chimica</p>

Fig. 5.1: Modelli di combustione implementati in ANSYS CFX 11.0

Il modello di combustione Eddy Dissipation (EDM) si basa sul presupposto che le reazioni chimiche del processo di combustione sono caratterizzate dall'aver una maggiore velocità rispetto ai processi di trasporto all'interno del fluido. Pertanto nel momento in cui i reattanti si miscelano fra loro a livello molecolare si ha la formazione istantanea dei prodotti di reazione. Ciò significa che in tale modello non vengono seguite le ipotesi di Arrhenius, ma ne vengono formulate delle nuove.

Tale modello è nato per studiare combustioni che avvengono in campi di moto altamente turbolenti dove la reazione chimica è molto veloce a causa dei rapidi processi di trasporto nel flusso. Non si ha quindi alcun controllo della cinetica chimica del processo di reazione. E' quindi possibile ottenere scarsi risultati nei processi di combustione dove la cinetica chimica limita la velocità di reazione. Di default, per l'Eddy Dissipation Model è sufficiente che combustibile e ossidante siano disponibili nel volume di controllo per far avvenire la combustione. Quando i reattanti si miscelano a livello

molecolare, essi istantaneamente formano i prodotti della combustione. Il modello assume che la velocità di reazione può essere correlata direttamente al tempo richiesto a i reagenti per miscelarsi. In flussi turbolenti, il tempo di miscelamento è dominato dalle proprietà vorticosi e quindi la velocità di reazione è inversamente proporzionale al tempo di miscelamento (*turbulent timescale* k/ε) definito attraverso l'energia cinetica turbolenta K e la velocità di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta ε :

$$rate \propto \frac{\varepsilon}{k} \quad 5-1$$

La relazione utilizzata dal solutore per il calcolo della velocità della generica reazione elementare è la seguente:

$$R = A \frac{\varepsilon}{k} \min \left\{ \frac{[l]}{s'} \right\} \quad 5-2$$

dove $[l]$ è la concentrazione molare del generico componente e s' è il suo coefficiente stechiometrico ed A è una costante.

Vi sono poi diversi parametri modificabili dall'utente per avere un controllo del modello nei diversi problemi industriali:

- *Chemical timescale*: la velocità di reazione viene portata a zero se il *turbulent timescale* è più piccolo del *chemical timescale*. Questo parametro permette quindi di posticipare il momento dell'accensione della miscela slegandolo dalle condizioni del campo di moto. Il *chemical timescale* risulta essere, quindi, il tempo minimo necessario per l'accensione della miscela.

-
- *Extinction Temperature*: è la temperatura sotto la quale la combustione si estingue.
 - *Mixing Rate Limit*: è il massimo valore permesso per la velocità di miscelamento turbolento ϵ/k . Questo parametro è stato introdotto perché l'Eddy Dissipation Model spesso predice un comportamento non fisico della fiamma che tende ad avvicinarsi e correre lungo le pareti. Alle pareti infatti anche se la turbolenza è bassa il rapporto delle quantità turbolente ϵ/k diventa grande. Tale parametro quindi stabilisce il valore ϵ/k limite: in tutti i punti del campo di moto dove questo valore è superato per il calcolo della velocità di reazione viene preso il valore limite.
 - *Coefficient A*: coefficiente premoltiplicativo che agisce sulla velocità globale della reazione.

I parametri sopra descritti sono stati utilizzati per una serie di analisi di sensibilità volta a valutarne l'influenza sul modello numerico, in particolare laddove l'accensione aveva luogo all'interno dei canali a monte della primary zone. Un ruolo fondamentale, si vedrà nel seguito, sarà assunto a proposito dal Mixing Rate Limit.

Il *Finite Rate Chemistry Model* (FRC) si applica a situazioni in cui è la cinetica chimica a regolare il processo di combustione. Tale modello utilizza per il calcolo della velocità di reazione la formula di Arrhenius.

Vengono quindi presentate le equazioni utilizzate nella pratica da ANSYS CFX 11.0 per il calcolo della velocità di reazione. Il solutore assume che la velocità della generica reazione

elementare, sia essa globale o parziale, R_k è la differenza tra la velocità di reazione in avanti e la velocità di reazione all'indietro.

$$R_k = \left(F_k \prod_l [l]^{r_l'} - B_k \prod_l [l]^{r_l''} \right) \quad 5-3$$

dove $[l]$: concentrazione molare dei reagenti

r_l : ordine di reazione del reagente l

$$F_k = AT^n \exp(-E_A / RT) \quad 5-4$$

$$B_k = AT^n \exp(-E_A / RT) \quad 5-5$$

Due set separati di coefficienti A , n , E_a , vengono applicati per la reazione in avanti e per la reazione all'indietro.

Si riportano le formule di Arrhenius per la velocità di reazione di default implementata in ANSYS CFX 11.0 quando si attiva il modello di combustione Finite Rate Chemistry con associato il *Methane Air WD2* che specifica la modellizzazione dei complicati fenomeni chimico fisici della combustione con due step per l'ossidazione completa del metano:

- Ossidazione parziale del metano $CH_4 + \frac{3}{2}O_2 \Leftrightarrow CO + 2H_2O$
- Ossidazione del monossido di carbonio $CO + \frac{1}{2}O_2 \Leftrightarrow CO_2$

$$R_{CH_4} = \left((1,5 \cdot 10^7 [s^{-1}] \cdot \exp\left(\frac{30[kcal \cdot mol^{-1}]}{RT}\right)) [CH_4]^{-0,3} [O_2]^{1,3} \right)$$

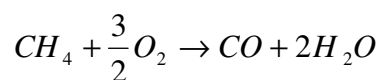
$$R_{CO} = \left(10^{14.6} \left[\text{mol}^{-0.75} \cdot \text{cm}^{2.25} \cdot \text{s}^{-1} \right] \cdot \exp \left(\frac{40 \left[\text{kcal} \cdot \text{kmol}^{-1} \right]}{RT} \right) \left[\text{CO} \right]^1 \left[\text{O}_2 \right]^{0.25} \right)$$

Come si può notare dalle formule di Arrhenius per le due reazioni di ossidazione parziale, ANSYS CFX 11.0 di default non implementa le reazioni di backward. Anche per il modello Finite Rate Chemistry sono a disposizione alcuni dei parametri di regolazione già descritti precedentemente nella trattazione del modello Eddy Dissipation come l'extinction temperature e il chemical timescale.

Attivando invece il modello combinato FRC&EDM il solutore è costretto a risolvere la combustione con entrambi i modelli di combustione e localmente utilizzare il modello che presenta la velocità di reazione inferiore.

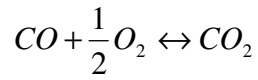
All'interno di questo lavoro è stata presa in considerazione anche la velocità di reazione studiata dal Prof. Tuccillo nell'articolo "Studio CFD del funzionamento fuori progetto di combustori di microturbine".

Di seguito sono riportate le equazioni corrispondenti alle velocità di reazione di cui sopra



$$R_{f1} = 10^{15.220} \exp \left(\frac{-20643}{T} \right) \left[\text{CH}_4 \right]^{1.460} \left[\text{O}_2 \right]^{0.5217}$$

$$R_{b1} = 0$$



$$R_{f2} = 10^{14.902} \exp\left(\frac{-11613}{T}\right) [CO]^{1.6904} [O_2]^{1.570}$$

$$R_{b2} = 10^{14.349} \exp\left(\frac{-62281}{T}\right) [CO_2]^{1.0}$$

Dove:

R_f : velocità della reazione diretta

R_b : velocità della reazione inversa

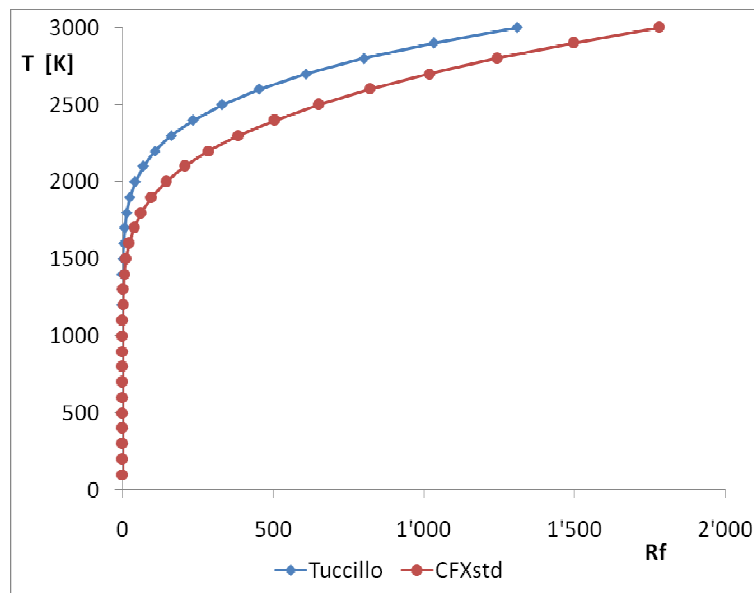


Fig. 5.2: Velocità di reazione di default di ANSYS CFX 11.0 e di Tuccillo.

Dopo aver scelto modello di combustione si deve definire la serie di reazioni chimiche che partecipano al processo di combustione stesso e per ciascuna reazione il numero di step in cui si svolge. Per il metano ad esempio la libreria fornisce le seguenti schematizzazioni:

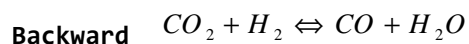
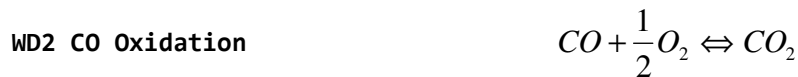
Methane Air WD1 (1 STEP)



Methane Air WD2 (2 STEP)



Methane Air WGS (4 STEP)



Water Gas Shift

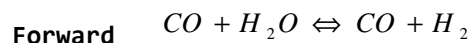


Figura 5.3: Schemi di reazione implementati in ANSYS CFX

Per il metano, come del resto per tutte le altre specie, è possibile inoltre creare una reazione chimica mediante il comando *Create Reaction* ed impostare una reazione a singolo step o multistep di cui si andranno a definire tutti i parametri di reazione. Pertanto vi è la possibilità di creare anche reazioni aventi un numero di step maggiore rispetto a quelle della libreria di ANSYS CFX.

Modelli di turbolenza

I modelli di turbolenza a due equazioni riescono a modellizzare opportunamente un'ampia schiera di flussi, ma nel caso in cui gli effetti instazionari siano piuttosto rilevanti, i suddetti modelli potrebbero esseri inaccurati. Durante la preparazione di questo lavoro sono stati studiati e testati numerosi modelli di turbolenza ma in questa sede sono stati selezionati i modelli:

- $k-\epsilon$
- $k-\omega$
- BLS
- SST

Per ognuna delle quattro camere di combustione analizzate, è stata riportata una breve analisi di sensibilità a questi modelli di turbolenza.

5.6 CALCOLO DELLE PRESTAZIONI GLOBALI DELLA CAMERA DI COMBUSTIONE

Al fine di valutare l'influenza dei vari modelli numerici e per poter disporre di riferimenti macroscopici per la validazione delle simulazioni, è necessario calcolare le prestazioni della camera di combustione. In particolare è stata monitorata la potenza erogata dalla macchina, considerata come il salto entalpico alla quale è stata sottoposta la massa dei fumi, che può essere calcolata come di seguito:

$$Q_{outGAS} = M_{outGAS} \cdot C_{pMED} \cdot (T_{outGAS} - T_{inGAS})$$

dove:

Q_{outGAS} : potenza termica erogata [kWth],

M_{outGAS} : portata in massa dei gas in uscita [kg/s],

C_{pMED} : calore specifico a pressione costante [kJ/kgK],

T_{outGAS} : temperatura dei gas in uscita [K],

T_{inGAS} : temperatura dell'aria in ingresso [K].

La potenza così misurata deve generalmente ed in linea teorica essere inferiore alla potenza introdotta con il combustibile che è pari a:

$$Q_{inCH4} = M_{fuelIN} \cdot P_{ciCH4}$$

dove:

Q_{inGAS} : potenza introdotta con il combustibile [kWth],

M_{fuelIN} : portata in massa di metano [kg/s]

P_{ciCH4} : potere calorifico inferiore del metano [kJ/kg]

5.7 ALIMENTAZIONE A BIOGAS

Per le quattro camere di combustione esaminate è stata esaminata un eventuale alimentazione con un biogas caratterizzato da una frazione in massa di metano pari al 35% (60% in volume) e dalla restante 65% in frazione in massa di CO₂. La necessità di studiare tali camere di combustione prevedendo l'alimentazione con un combustibile a basso potere calorifico richiede una notevole comprensione dei fenomeni di combustione numerica che avvengono all'interno delle macchine. Tutte le analisi di sensibilità preliminari sono volte, infatti, ad una percezione accurata di quelli che sono fenomeni puramente numerici legati all'accensione ed alla propagazione della fiamma, e quelli che invece sono i reali fenomeni fisici. In seguito all'applicazione dell'alimentazione a biogas sono state effettuate ipotesi di ottimizzazione dei singoli combustori. Se per le geometrie che prevedono un doppio ingresso di combustibile è stato effettuato il tentativo di ripartire in modo diverso una pari portata di biogas tra la linea del pilot e del main, per tutti i combustori in oggetto sono state ipotizzate e realizzate alcune modifiche al modello solido, volte ad ottimizzare la combustione.

5.8 BIBLIOGRAFIA

- Ansys CFX 11.0, Reference Guide, Ansys Inc, ANSYS Europe Ltd 1996 - 2006.
- Ansys ICEM CFD, Reference Guide, Ansys Inc, ICEM CFD Engineering 1996 - 2006.
- G. Comini, "Fondamenti di Termofluidodinamica computazionale", unione italiana di termo fluidodinamica, 2001.



Cap 6: Test Case

Caldaia Harwell

6.1 INTRODUZIONE

Questo capitolo è dedicato allo studio numerico della combustione in un bruciatore caratterizzato da una geometria semplice. Tale studio è necessario per settare le condizioni al contorno ed affrontare le problematiche in casi di facile comprensione, ed adattare, in un momento successivo, ciò che si è appreso ai combustori più complessi.

La geometria scelta è la caldaia Harwell di cui esistono dati sia sperimentali che numerici in letteratura (E.P. Keramida et al. "Radiative heat transfer in natural gas-fired furnaces", International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000), i quali hanno permesso di definire che tipo di modelli numerici risultano più appropriati per descrivere il sistema termofluidodinamico.

Quanto presentato nella prosecuzione del capitolo è il seguito di una serie di lavori di tesi iniziati nel 2001 con la tesi: "Analisi numerica termofluidodinamica tridimensionale di bruciatori con fiamma stabilizzata aerodinamicamente" [12] con simulazioni effettuate con CFX 4.3. Nel 2006 è ripreso lo studio con la tesi "Simulazione tridimensionale della combustione in bruciatori a fiamma diffusiva" [1], nella quale sono stati comparati i dati sperimentali disponibili con i risultati numerici ottenuti con ANSYS CFX 10.0. In questo capitolo,

l'indagine è mirata allo studio di sensibilità alla griglia, ai modelli di turbolenza, di combustione e all'osservazione dei diversi comportamenti dovuti all'alimentazione a metano e a biogas.

6.2 GEOMETRIA E CONDIZIONI AL CONTORNO

La camera di combustione Harwell, presentata in figura Fig. 6.1, ha una geometria di forma cilindrica in cui entrano coassialmente combustibile e comburente in modo *non premiscelato*.

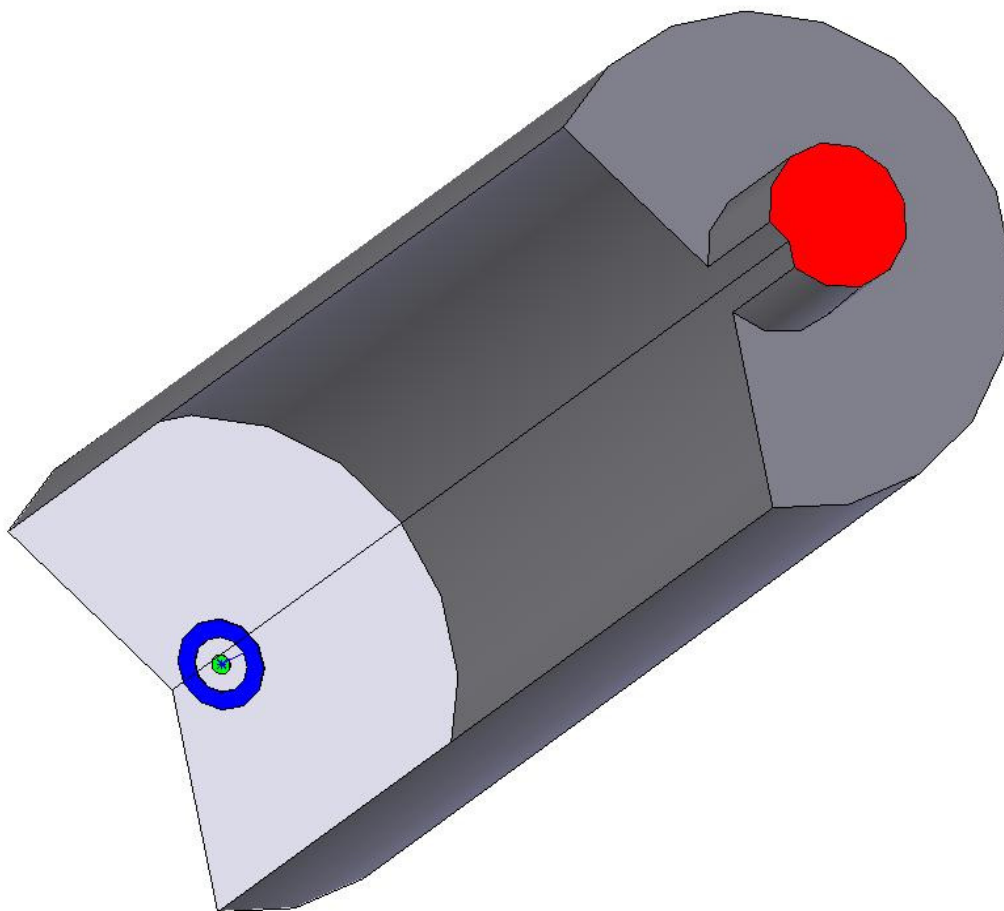


Fig. 6.1: Modello 3D della Caldaia Harwell.

Con riferimento alla figura 6.1, il combustibile entra attraverso un foro (in verde) situato alla base della camera che ha come asse l'asse di simmetria della camera di combustione stessa. L'aria invece entra attraverso un'apertura avente forma

di corona circolare (in blu) concentrica con il foro d'ingresso combustibile. I gas di scarico, come visibile in figura 6.1, escono da un'apertura circolare opposta alle precedenti (in rosso). Le facce d'ingresso aria e combustibile, e d'uscita fumi sono state estruse verso l'esterno di 1 mm.

Il disegno solido è stato realizzato con il programma SolidWorks 2007, le dimensioni geometriche degli elementi costituenti la camera sono riportati in tabella:

CARATTERISTICA GEOMETRICA	DIMENSIONI [m]
Raggio ingresso combustibile	0.006
Raggio interno ingresso aria	0.0165
Raggio esterno ingresso aria	0.0275
Raggio uscita gas	0.044
Raggio esterno caldaia	0.15
Lunghezza caldaia	0.9

Fig. 6.2: Dimensioni geometriche.

L'articolo di Keramida et al. riporta le seguenti condizioni al contorno utilizzate per tutte le simulazioni numeriche effettuate in ANSYS CFX 11.0.

Con queste condizioni al contorno è possibile calcolare analiticamente la potenza introdotta dal combustibile che è pari a 55,6 kW. Tale performance sarà presa in considerazione come parametro quantitativo per la comparazione dei risultati numerici ottenuti e verrà spesso confrontata con la potenza generata dalla camera di combustione, calcolata con il salto

entalpico tra la temperatura di ingresso dell'aria e quella di uscita dei gas, moltiplicata per la relativa portata in massa.

ARIA			COMBUSTIBILE		
Boundary Type	INLET		Boundary Type	INLET	
Cylindrical Velocity Components	Axial	12.72 m/s	Cylindrical Velocity Components	Axial	15.03 m/s
	Radial	0 m/s		Radial	0 m/s
	Theta	8.24 m/s		Theta	0 m/s
Turbulence	Turb. Kinetic Energy	1.63 J/kg	Turbulence	Turb. Kinetic Energy	2.26 J/kg
	Turb. Eddy Dissipation	692 m^2/s^3		Turb. Eddy Dissipation	1131.8 m^2/s^3
Heat Transfer	Static Temp.	291 K	Heat Transfer	Static Temp.	291 K
Mass Fraction	m_{O_2}	0.22	Mass Fraction	m_{CH_4}	0.91
	m_{N_2}	0.88			

Fig. 6.3: Condizioni al contorno dei fluidi in ingresso.

Boundary Type	OUTLET
Mass and Momentum	Opening Press and Dirn
Relative Pressure	0 Pa
Pressure Averaging	Average over whole outlet

Fig. 6.4: Condizioni al contorno dei fluidi in uscita.

Boundary Type	WALL	
Heat Transfer	Temperature	400 K

Fig. 6.5: Condizioni al contorno sulla parete.

6.3 GENERAZIONE DELLA GRIGLIA

Per lo studio della camera di combustione Harwell sono state utilizzate due tipi di griglia:

- griglia strutturata esaedrica costituita da circa 11'000 elementi, generata con ANSYS CFX 4.3 ed utilizzata nella tesi di laurea di A. Pelà. Grazie al ridotto numero di elementi ed alla loro disposizione nel dominio, questo tipo di griglia consente di effettuare simulazioni con un ridotto onere computazionale e con risultati piuttosto attendibili; Al fine di concentrare il maggior numero di elementi nella parte di dominio in cui i gradienti risultano maggiori, è stato effettuato un raffittimento assiale al centro della camera di combustione.
- griglie non strutturate tetraedrica. Sono state generate numerose griglie tetraedriche aventi un numero di elementi inferiore al milione. Le griglie tetraedriche sono indubbiamente di più semplice generazione, rispetto alle griglie strutturate, tuttavia presentano il problema di avere gli elementi distribuiti in modo poco regolare all'interno del dominio fluido il che non consente di descrivere al meglio le grandezze fisiche nel campo di moto fluido. Sono state realizzate tre griglie tetraedriche a partire da 900000 elementi, limite entro il quale non si verifica accensione della miscela, per poi passare a 2800000 elementi e 3000000 elementi. La differenza fondamentale tra queste due griglie, visto il numero abbastanza simile di elementi, è che nella seconda è stato eliminato il raffittimento assiale al fine di valutare un eventuale diversità nel comportamento dei modelli

di turbolenza e quindi di combustione, che sarà presentata successivamente.

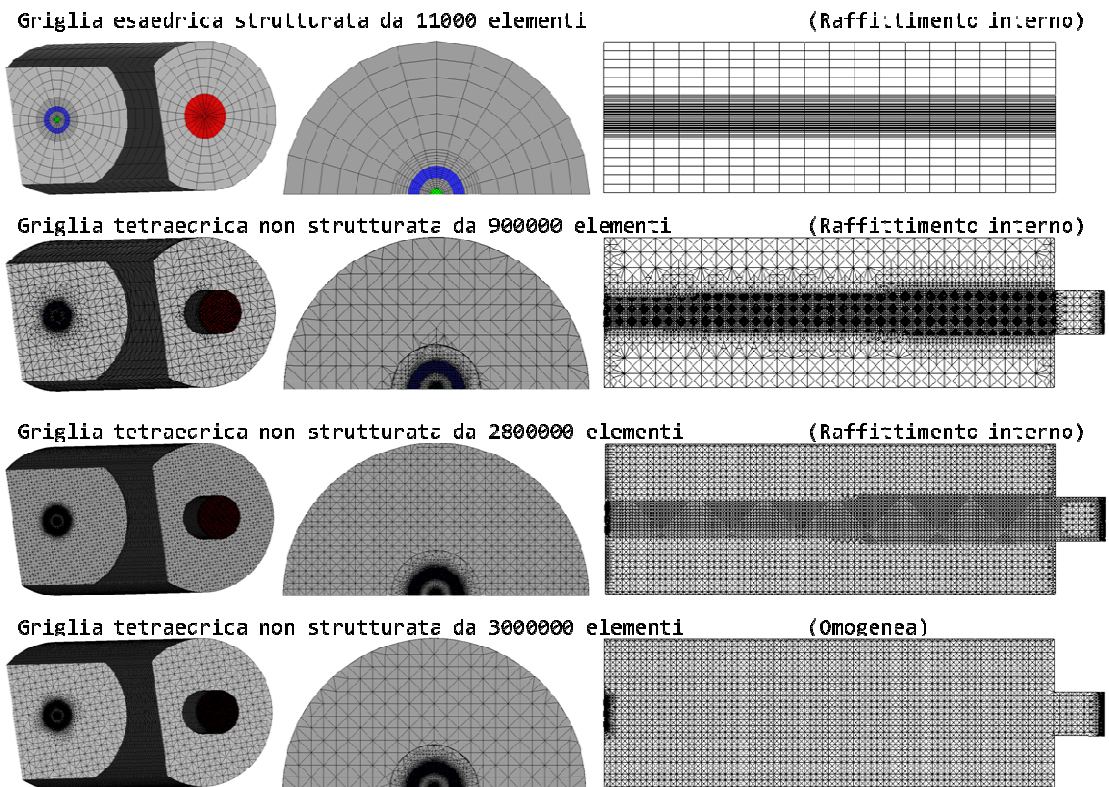


Fig. 6.6: Griglia esaedrica generata con ANSYS CFX 4.3.

6.4 RISULTATI SPERIMENTALI

Per la camera di combustione in oggetto di studio si è in possesso dei valori di temperatura al variare del raggio della camera in corrispondenza di quattro quote collocate a distanza di 0.04 m, 0.1 m, 0.2 m e 0.4 m dal piano contenente le sezioni di ingresso aria e combustibile. I valori misurati sono riportati nei seguenti grafici:

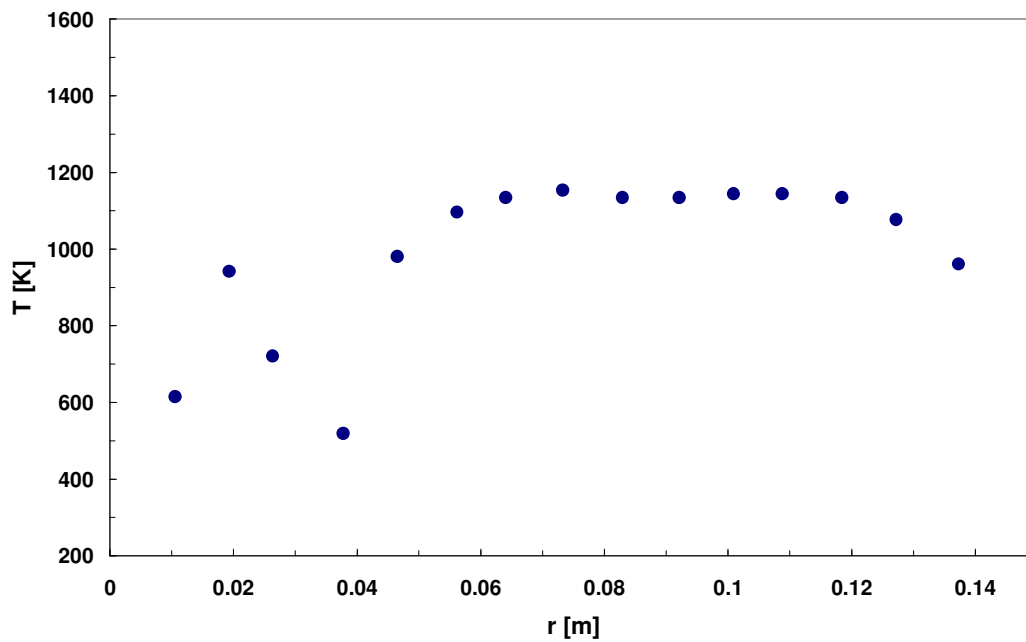


Fig. 6.7: Valori sperimentali di temperatura sulla sezione posta a $z=0.04$ m.

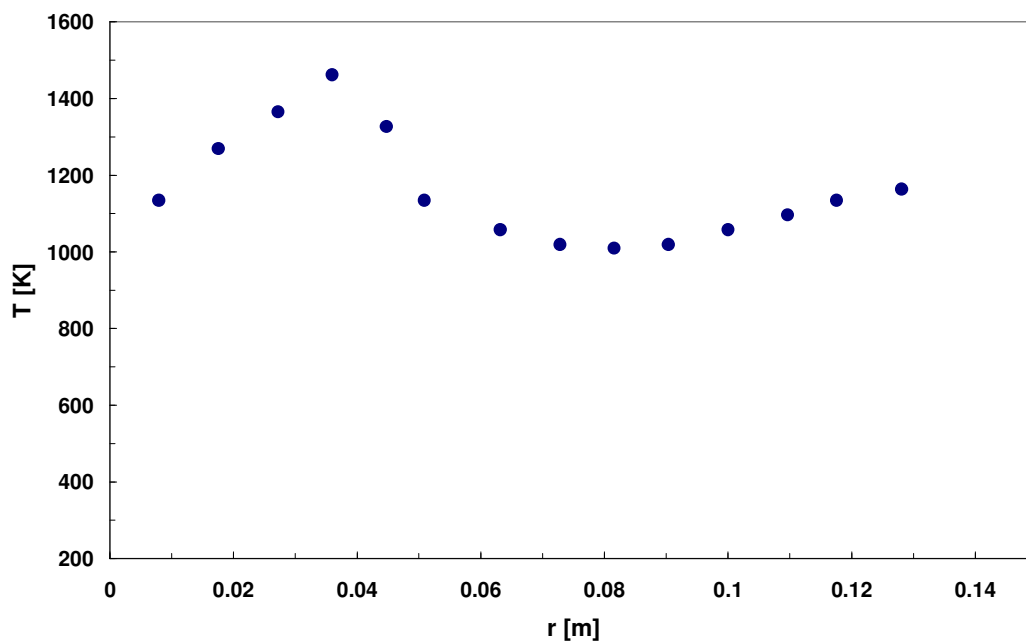


Fig. 6.8: Valori sperimentali di temperatura sulla sezione posta a $z=0.1$ m.

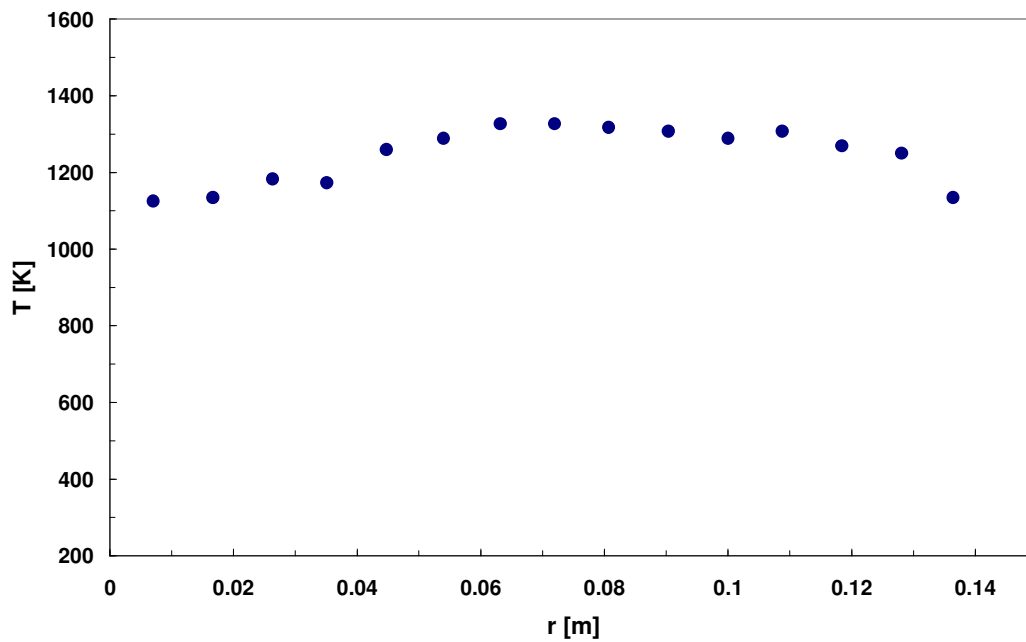


Fig 6.9: Valori sperimentali di temperatura sulla sezione posta a $z=0.2$ m.

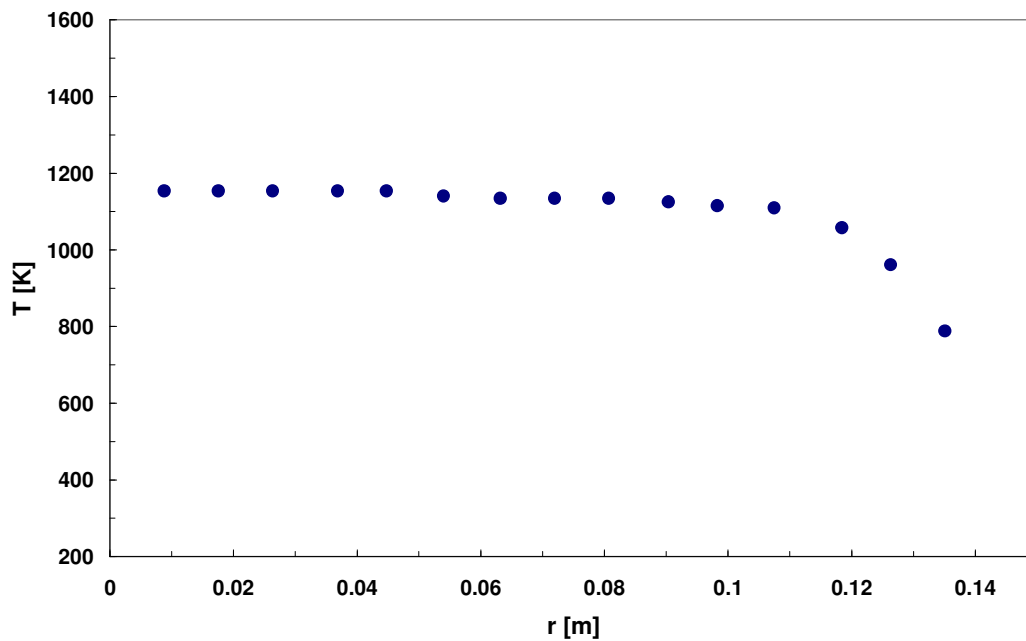


Fig 6.10: Valori sperimentali di temperatura sulla sezione posta a $z=0.4$ m.

6.5 ANALISI DEI RISULTATI NUMERICI

Analisi di sensibilità alla griglia

Di seguito sono illustrati i risultati riassuntivi di un lungo studio di sensibilità alla griglia. Il codice ICEM Cfd 11.0 utilizzato per la generazione delle griglie permette di costruire griglie strutturate come griglie non strutturate. Tuttavia una forte limitazione all'utilizzo di griglie strutturate è data dal codice di simulazione fluidodinamica ANSYS CFX 11.0, che non è in grado di gestire griglie generate con il predetto mesher se non preventivamente destrutturate.

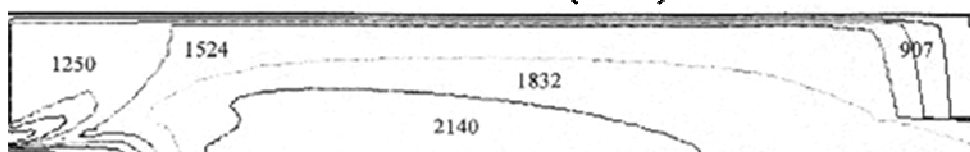
Questa limitazione implica che qualsiasi griglia strutturata generata con ICEM Cfd 11.0, al momento della conversione in formato leggibile da CFX 11.0, venga destrutturata. Se tale passaggio non modifica assolutamente la morfologia della griglia, implica che durante la risoluzione delle equazioni del moto, il codice di simulazione dovrà interpolare ogni singola variabile considerando l'inclinazione del versore della faccia del generico elemento.

Come dirette conseguenze si ottiene una netta riduzione delle prestazioni computazionali della griglia e quindi:

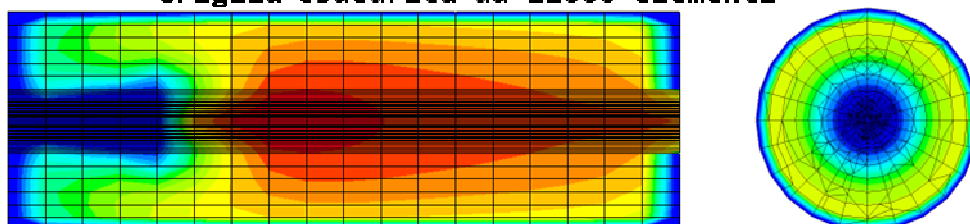
- Aumento dei tempi di risoluzione
- Riduzione della precisione di calcolo

In questo capitolo vengono valutati in particolare questi due aspetti.

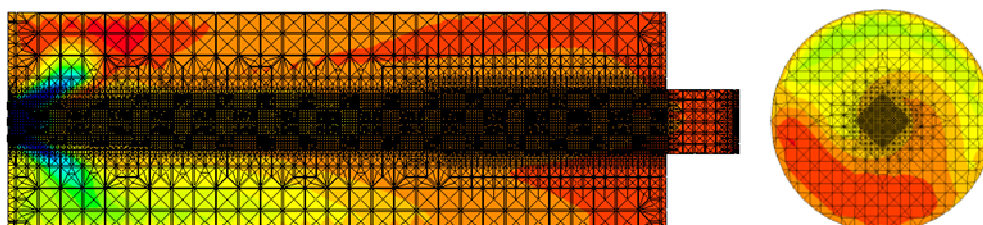
Keramida et al. (2000)



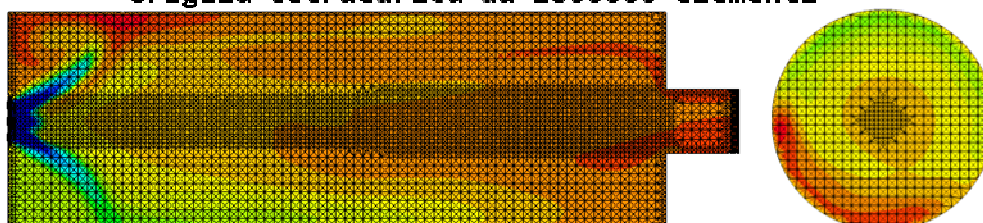
Griglia esaedrica da 11000 elementi



Griglia tetraedrica da 900000 elementi



Griglia tetraedrica da 2800000 elementi



Griglia tetraedrica da 3000000 elementi

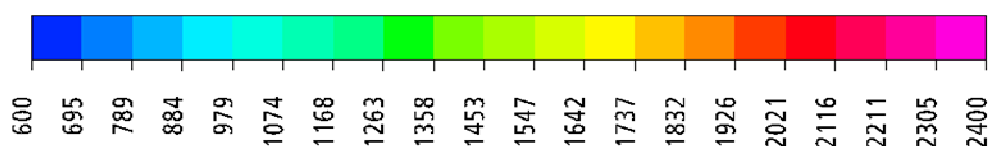
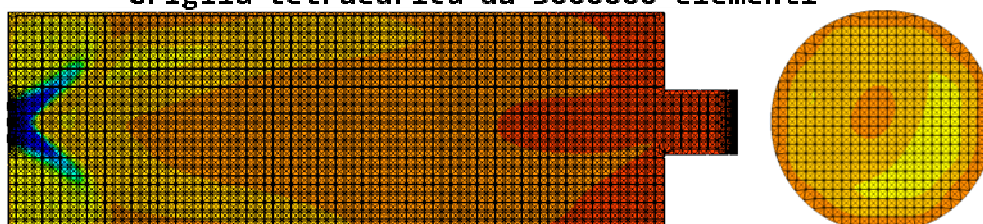


Fig 6.11: Analisi di sensibilità alla griglia: temperature in camera di combustione [K]

Per effettuare una corretta analisi di sensibilità alla griglia sono stati bloccati tutti gli altri parametri e modelli implementati:

- Modello di turbolenza: SST
- Modello di combustione: EDM + FRC
- Velocità di reazione: CFXstd

Come si osserva dalla figura 6.11 i risultati ottenuti con le griglie esaedriche strutturate sono sensibilmente diversi da quelli ottenuti con le griglie tetraedriche. Se la combustione ottenuta con la griglia esaedrica produce temperature elevate nel centro del dominio, con le griglie tetraedriche sembra che la reazione di accensione produca una fiamma molto più allungata e che si protende fino all'uscita del gas. Aumentando il numero di elementi questo effetto si riduce notevolmente, senza però portare la fiamma a contenersi entro una zona limitata. Un aspetto importante, in questo fenomeno, è dato dal modello di combustione. Il modello EDM (Eddie Dissipation Model), basandosi sostanzialmente sul rapporto k/ϵ , risulta strettamente dipendente dall'iterazione tra modello di turbolenza e griglia. Un griglia non strutturata, essendo tanto più disordinata quanto più è complessa e caratterizzata da raffittimenti, influenza il modello di combustione a seguire variazioni del rapporto k/ϵ che non sempre sono realistiche. Come si vede dalle griglie tetraedriche infatti, la fiamma non risulta affatto assialsimmetrica, in particolare per quanto riguarda le due griglie con raffittimento assiale. Un' influenza particolare, poi, è assunta dalle pareti esterne che, per quanto distanti dalla zona di combustione e di gradienti più elevati, generano

un rapido decremento del rapporto k/ε che attrae la fiamma producendo uno sviluppo prettamente centrifugo. Il raffittimento delle pareti fisiche, in questi casi di combustione, risulta dannoso implicando uno sviluppo poco assialsimmetrico della fiamma, come si vede dalla sezione trasversale. Eliminando i raffittimenti, invece, le pareti hanno meno influenza sulla fiamma che può svilupparsi più omogeneamente.

Anche i grafici illustrati di seguito, che mostrano i profili di temperatura in funzione del raggio della camera di combustione e a varie quote longitudinali, testimoniano che le griglie tetraedriche necessitano di un numero elevato di punti griglia per ottenere risultati sufficientemente vicini a quelli sperimentali

Questi limiti risultano molto ridotti nella griglia esaedrica visualizzata, che genera, per altro, risultati del tutto in linea con quelli di Keramida et al. (2000).

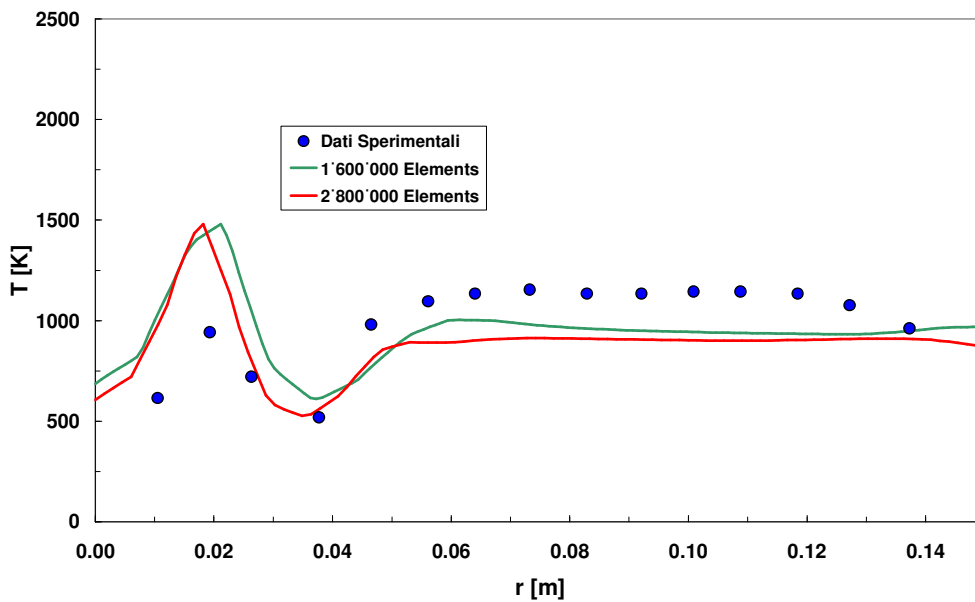


Fig 6.12: Analisi di sensibilità. Modello di combustione EDM e modello di turbolenza k- ϵ . Profilo di temperatura in funzione del raggio, $z=0.04$ m.

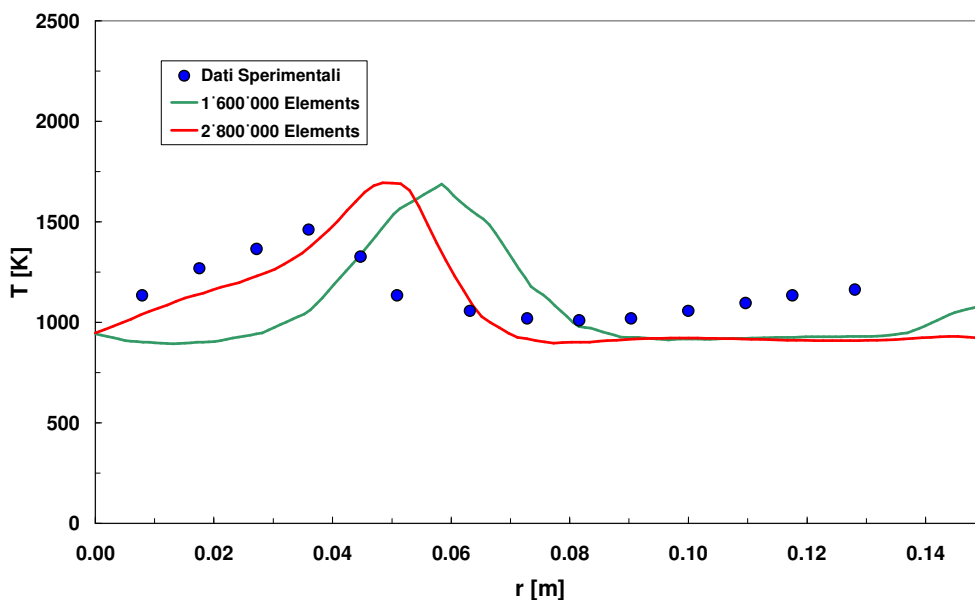


Fig 6.13: Analisi di sensibilità. Modello di combustione EDM e modello di turbolenza k- ϵ . Profilo di temperatura in funzione del raggio, $z=0.1$ m.

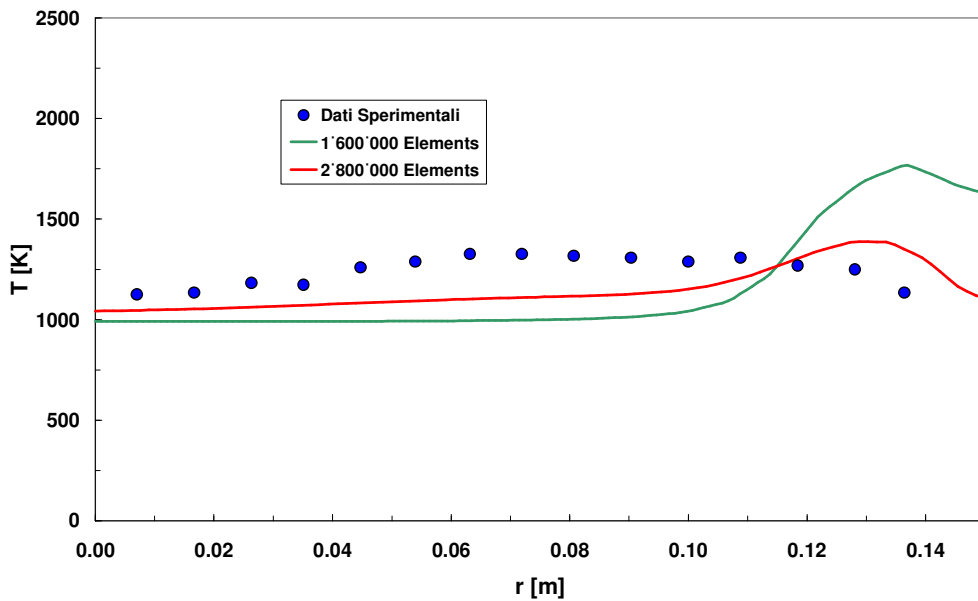


Fig 6.14: Analisi di sensibilità. Modello di combustione EDM e modello di turbolenza k- ϵ . Profilo di temperatura in funzione del raggio, $z=0.2$ m.

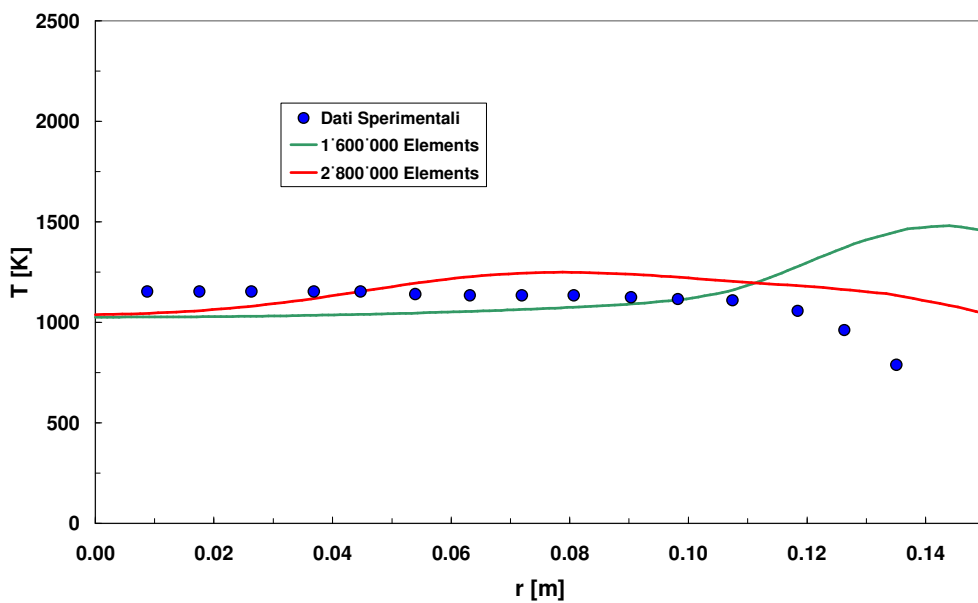


Fig 6.15: Analisi di sensibilità. Modello di combustione EDM e modello di turbolenza k- ϵ . Profilo di temperatura in funzione del raggio, $z=0.4$ m.

Dall'analisi dei grafici riportati si può concludere che:

- non ci sono rilevanti differenze nei valori di temperatura tra le due griglie nelle misure effettuate a distanza di 0.04 m dall'ingresso di aria e combustibile, cioè nella zona dove le reazioni di combustione non sono completamente sviluppate;
- alla distanza di 0.1 m le diversità cominciano ad essere più evidenti. Infatti, il picco di temperatura, nonostante assuma un valore simile, sembra che la griglia da 2'800'000 permetta di simulare meglio la realtà sperimentale;
- alle distanze di 0.2 m e 0.4 m dall'ingresso di aria e combustibile si hanno delle differenze di temperatura nelle vicinanze delle pareti: per la griglia più fitta le temperature assumono valori più bassi rispetto a quelli che si raggiungono con la griglia più lasca;
- le differenze di temperatura nei due casi esaminati sono tali da far preferire indiscriminatamente la griglia da 2'800'000. Tuttavia, i tempi di calcolo risultano decisamente più importanti rispetto alla griglia da 1'600'000 elementi. La mesh più fitta ha l'indubbio vantaggio di descrivere meglio il flusso e la combustione; perciò, a scopo di ricerca, sembra essere preferibile la griglia più fitta. Potrebbe essere interessante, su una geometria semplice come quella in questione, sviluppare una griglia con elementi esaedrici, diversa da quella da 11'000 elementi messa a punto con ANSYS CFX 4.3, la quale è lecito presupporre che possa fornire risultati affidabili quanto la griglia tetraedrica più fitta, ma con un numero notevolmente inferiore di elementi.

Anche dalle performance globali della camera di combustione si ottengono risultati sensibilmente diversi, esposti di seguito.

	MgasOUT [kg s ⁻¹]	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	TgasIN [K]	QoutGAS [kW]
11000 elm HEXA	0.0242	1388.1	1750.8	360.3	46.7
900000 elm TETRA	0.0246	1422.7	1956.8	291.5	58.3
2800000 elm TETRA	0.0246	1418.3	1966.3	291.2	58.4
3000000 elm TETRA	0.0246	1426.8	1939.6	291.2	57.9

Fig 6.16: Analisi di sensibilità alla griglia: Performance globali della camera di combustione

Come si può notare, le griglie tetraedriche producono risultati sufficientemente distanti (19%) anche in base alla potenza termica. Una delle cause di questo risultato poco attendibile è determinata dal fatto che la portata di combustibile numerica misurata all'inlet (0,00119 kg/s) non è uguale a quella delle griglie esaedriche (0,00117 kg/s).

Per quanto riguarda i tempi di risoluzione, sono stati misurate differenze eclatanti tra l'onere computazionale derivante dalle griglie strutturate e dalle griglie non strutturate.

Di seguito sono illustrati i grafici di convergenza ottenuti con tre griglie generate con tre mesher differenti.

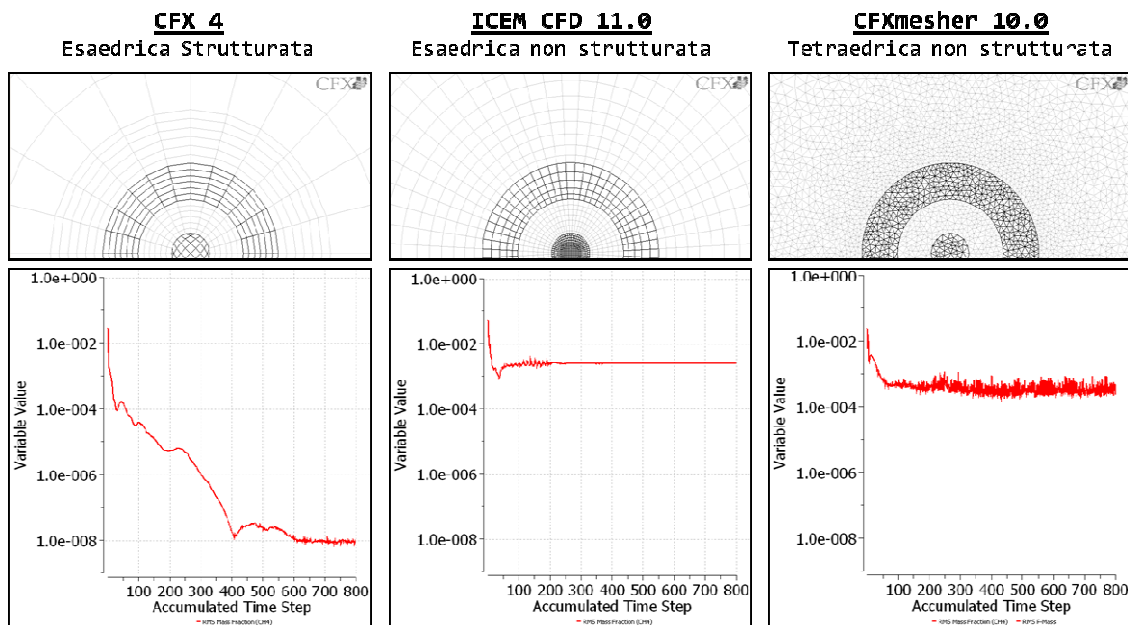


Fig 6.17: Onere computazionale delle griglie strutturate e non strutturate

La prima griglia è quella da 11000 elementi utilizzata precedentemente e si vede come con pochissime iterazione i residui raggiungano livelli decisamente bassi. Sebbene le altre due griglie siano morfologicamente molto diverse, quella generata con ICEM Cfd 11.0 è esaedrica mentre quella ottenuta con CFXmesher è tetraedrica, nel momento dell'importazione in ANSYS CFX 11.0 sono entrambe non strutturate e producono risultati meno accurati con residui sensibilmente più elevati. Oltre ad ottenere risultati meno precisi e, a volte, nemmeno plausibili, le griglie non strutturate necessitano di tempi di risoluzione molto più elevati.

Di seguito sono illustrati i tempi di risoluzione indicativi delle griglie precedentemente analizzate.

	Iterazioni per convergenza [n°]	tempo per convergenza [h]
11000 elm HEXA	300	0.1
900000 elm TETRA	500	8.7
2800000 elm TETRA	300	14.8
3000000 elm TETRA	300	19.9

Fig 6.18: Onere computazionale in risoluzione delle griglie utilizzate

Come si può osservare i tempi di risoluzione delle griglie tetraedriche sono decisamente più elevati di quelli con griglia esaedriche, passando da circa 10 min a più di 15 ore.

Tuttavia nel seguito di questo lavoro verranno utilizzate griglie tetraedriche non strutturate poiché le geometrie analizzate saranno quelle di camere di combustione reali e molto più complesse. Per questi casi applicativi i tempi uomo di realizzazione della griglia si dimostrano decisamente ingenti e nell'ordine di alcune settimane. In certi casi il risultato è talmente complesso che non giustifica tale sforzo, senza considerare che le competenze e l'esperienza necessarie in questi casi non è spesso presente in ambito industriale.

In più, occorre sempre considerare il limite di ANSYS CFX 11.0 come di altri codici ai volumi finiti commerciali, tale per cui non è possibile elaborare griglie strutturate, necessitando una destrutturazione che pur mantiene la morfologia esaedrica della mesh.

Analisi di sensibilità ai modelli di combustione e turbolenza

Successivamente è stata effettuata una serie di simulazioni per verificare la sensibilità ai modelli di turbolenza, in modo da evidenziare quale modello fosse maggiormente rispondenti a quanto riportato dai dati sperimentali. Per queste prove è stata utilizzata la griglia esaedrica da 11'000 elementi, in quanto risultava essere affidabile dal punto di vista dei risultati pur con tempi di calcolo piuttosto brevi. Sono state realizzate simulazioni sia con il solo modello di combustione *Eddy Dissipation Model* (EDM), sia con i modelli *Finite Rate Chemistry ed Eddy Dissipation Model* accoppiati (EDM & FRC).

	MgasOUT [kg s ⁻¹]	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	TgasIN [K]	QoutGAS [kW]
EDM, k-ε	0.0242	1417.8	1758.3	395.3	46.8
EDM, k-ω	0.0242	1418.8	1761.3	529.0	42.3
EDM - BSL	0.0242	1412.5	1741.1	529.5	41.4
EDM - SST	0.0242	1403.9	1675.1	364.1	44.5
EDMFRC - k-ε	0.0242	1408.2	1743.2	398.3	45.8
EDMFRC - SST	0.0242	1388.1	1750.8	360.3	46.7

Fig. 6.19: Analisi di sensibilità al modello di turbolenza: performances globali

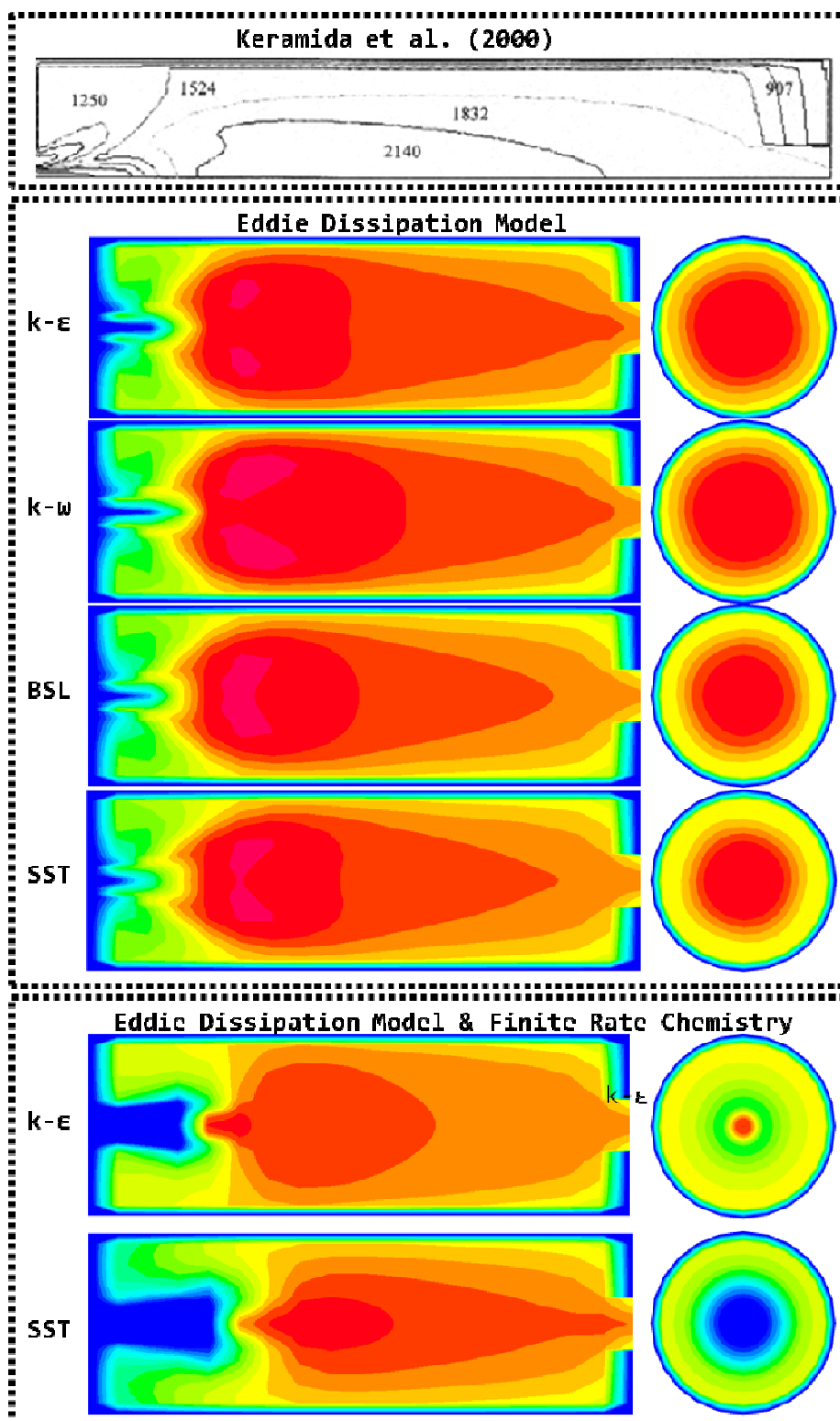


Fig. 6.20: Contour plot di temperatura per diversi modelli di combustione e turbolenza

Come si può osservare, sebbene le differenze sulla potenza sviluppata siano contenute entro un 10%, i modelli utilizzati, ed in particolare il modello di combustione, generano risultati sensibilmente differenti.

Se la fiamma risulta più esplosiva con il modello EDM, con il EDM&FRM si ottiene una reazione più lenta, ma che genera una potenza comparabile. Per quanto riguarda i modelli di turbolenza, invece, come ci si può aspettare, quelli a due equazioni sembrano dirigere la fiamma maggiormente verso le pareti esterne a causa dei maggiori gradienti del rapporto k/ϵ qui presenti. Il BSL (non stabile con il modello EDM&FRC) sembra essere la scelta migliore insieme con il SST, che, tuttavia produce una zona di miscelamento tra aria e combustibile troppo fredda.

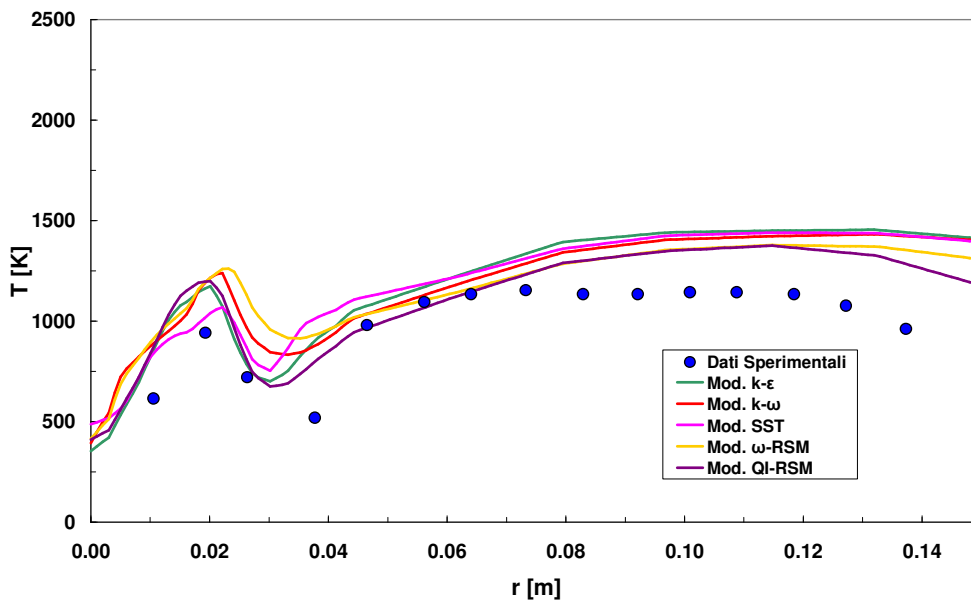


Fig. 6.21: Confronto fra modelli di turbolenza. Modello di combustione EDM. Profilo di temperatura in funzione del raggio, $z=0.04$ m.

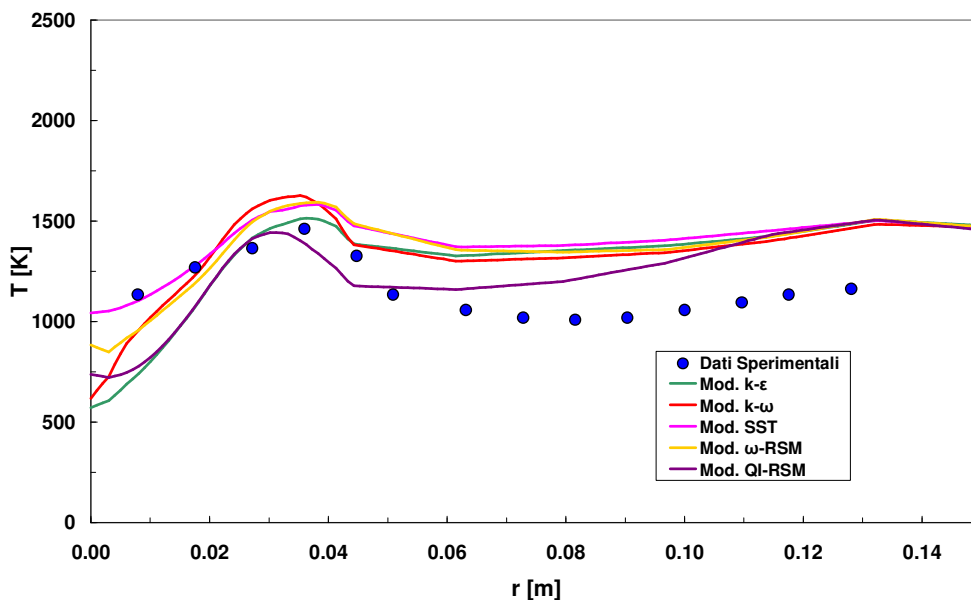


Fig. 6.22: Confronto fra modelli di turbolenza. Modello di combustione EDM. Profilo di temperatura in funzione del raggio, $z=0.1$ m.

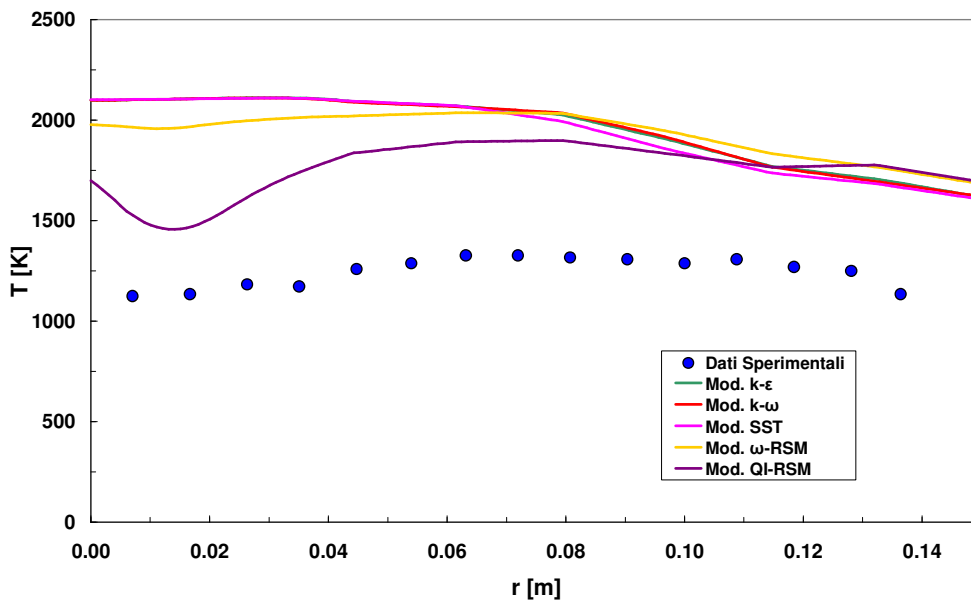


Fig. 6.23: Confronto fra modelli di turbolenza. Modello di combustione EDM. Profilo di temperatura in funzione del raggio, $z = 0.2 \text{ m}$.

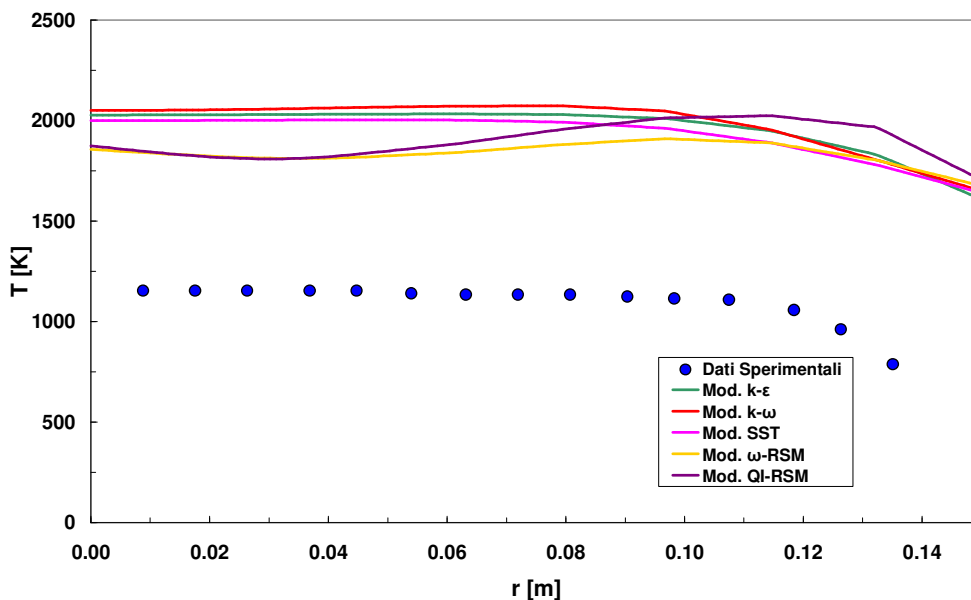


Fig. 6.24: Confronto fra modelli di turbolenza. Modello di combustione EDM. Profilo di temperatura in funzione del raggio, $z = 0.4 \text{ m}$.

Da un'analisi dei grafici sopra riportati si può notare come non ci siano rilevanti differenze tra i risultati delle simulazioni prese in esame. In particolar modo valgono le seguenti considerazioni:

- per questo tipo di problema, non si può beneficiare di alcun vantaggio usando modelli di turbolenza con funzioni di parete, in quanto le differenze di temperatura a ridosso delle pareti sono trascurabili comparando i vari modelli; inoltre, nello studio della combustione, le tensioni di taglio alla parete sono molto basse e lo strato limite non influenza il campo di moto;
- il modello che risulta essere più accurato degli altri soprattutto nelle zone di maggior turbolenza, ossia in prossimità della zona di accensione, sembra essere il modello SST: questo modello, infatti, è maggiormente adatto alla risoluzione di flussi aventi componenti di swirl grazie all'aggiunta di componenti di trasporto nella formulazione della viscosità turbolenta;
- la differenza di temperatura tra i dati sperimentali e i dati numerici risulta essere notevole ad una distanza superiore a 0.1 m dall'ingresso. Ciò è dovuto alla scelta di non attivare nessun modello d'irraggiamento nelle simulazioni: come precedentemente riportato, questo influisce sui valori della temperatura, ma non porta a variazioni dell'andamento, che invece va a ricalcare quando mostrato dai valori sperimentali.
- Il modello di combustione EDM è caratterizzato da parametri numerici utili a pilotare la fiamma correggendo o evitando eventuali errori numerici legati al modello stesso.

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti da un'analisi di sensibilità completa sui principali parametri attribuiti al modello di combustione ai fini di valutarne l'efficacia e l'influenza sui modelli implementati. Ogni parametro è stato variato singolarmente per comprenderne l'efficacia sulla combustione. Sono state effettuate prove anche associando due o più modifiche ma è stato riscontrato che non sussiste una sensibile sovrapposizione degli effetti ma che spesso il parametro maggiormente variato cela gli effetti delle variazioni meno significative.

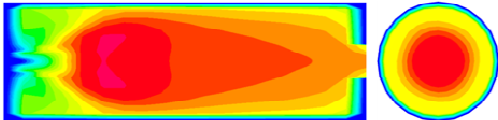
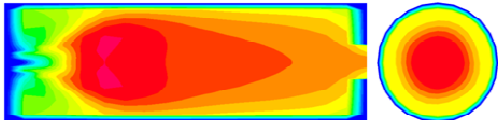
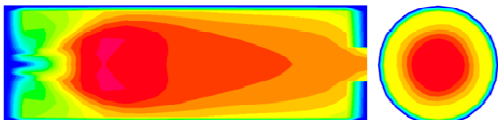
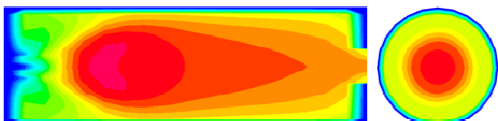
Parametro	Valore di Default	Valore modificato	Profilo di temperatura
Standard	-	-	
Chemical Time Scale	$1.37 \cdot 10^{-4}$ [s]	$0.50 \cdot 10^{-5}$ [s]	
Mixing Rate Limit	2500 [s^{-1}]	1000 [s^{-1}]	
Coefficient A	4	2	

Fig. 6.25: Analisi di sensibilità ai parametri di combustione

	MgasOUT [kg s ⁻¹]	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	TgasIN [K]	QoutGAS [kW]
Standard	0.0242	1403.9	1675.1	364.1	44.5
Chemical Timescale: 5·10 ⁻⁵	0.0242	1413.7	1731.9	361.5	46.9
Mixing Rate Limit: 1000	0.0242	1413.5	1731.1	362.3	46.8
Coefficient A: 2	0.0242	1409.0	1729.5	337.1	47.5

Fig. 5.17: Analisi di sensibilità ai parametri di combustione: performance globali

Dai risultati si osserva che le variazioni sulla potenza numerica sono inferiori al 6% e che, sostanzialmente, tutti i parametri tendono ad allontanare la fiamma dalle pareti, concentrandola nella zona a temperatura più elevata.

Analisi di sensibilità alla velocità di reazione

Per quanto riguarda la velocità di reazione, oltre alla velocità di reazione di default in ANSYS CFX 11.0, è stata implementata la velocità di reazione di Tuccillo al fine di valutarne l'influenza sulla fiamma. Di seguito sono riportati i risultati ottenuti con:

- Griglia: Esaedrica da 11000 elm
- Modello di turbolenza: SST
- Modello di combustione: EDM

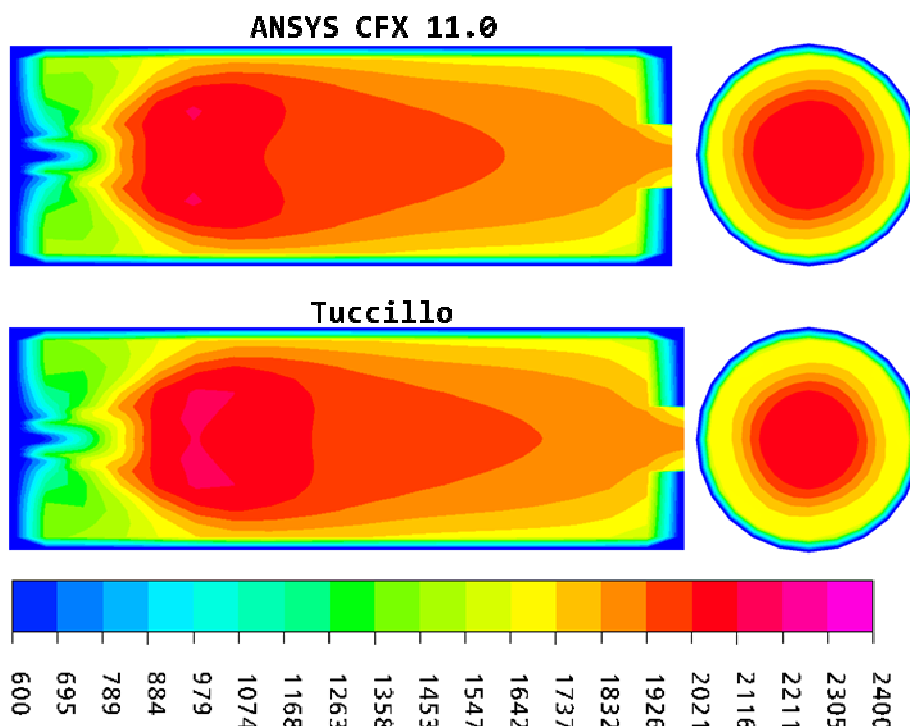


Fig. 6.26: Analisi di sensibilità alla velocità di reazione: profilo di temperatura in camera di combustione

	MgasOUT [kg s ⁻¹]	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	TgasIN [K]	QoutGAS [kW]
ANSYS CFX 11.0	0.0242	1403.9	1675.1	364.1	44.5
Tuccillo	0.0242	1413.3	1729.9	361.8	46.8

Fig. 6.27: Analisi di sensibilità alla velocità di reazione: performances globali

Dai profili di temperatura, così come dalle potenze numeriche misurate, è possibile constatare che la velocità di reazione di Tuccillo risulta più esplosiva. Tuttavia, pur aumentando l'energia della fiamma, non se ne modifica la morfologia.

Nel seguito di questo lavoro si vedrà che tale velocità di reazione risulterà in alcuni casi troppo esplosiva mentre in

altri sarà adottabile, in funzione di quanto la fiamma si trova circostanziata dalle pareti fisiche esterne.

Confronto tra alimentazione a Metano e a Biogas

La caldaia Harwell rappresenta una sorta di fiamma libera e si rivela un test-case ideale per lo studio di un eventuale alimentazione a Biogas. Di seguito sono riportati i risultati ottenuti sostituendo al metano puro in ingresso una portata di biogas con percentuali variabili di metano, tale per cui la portata originale di CH₄ sia mantenuta costante.

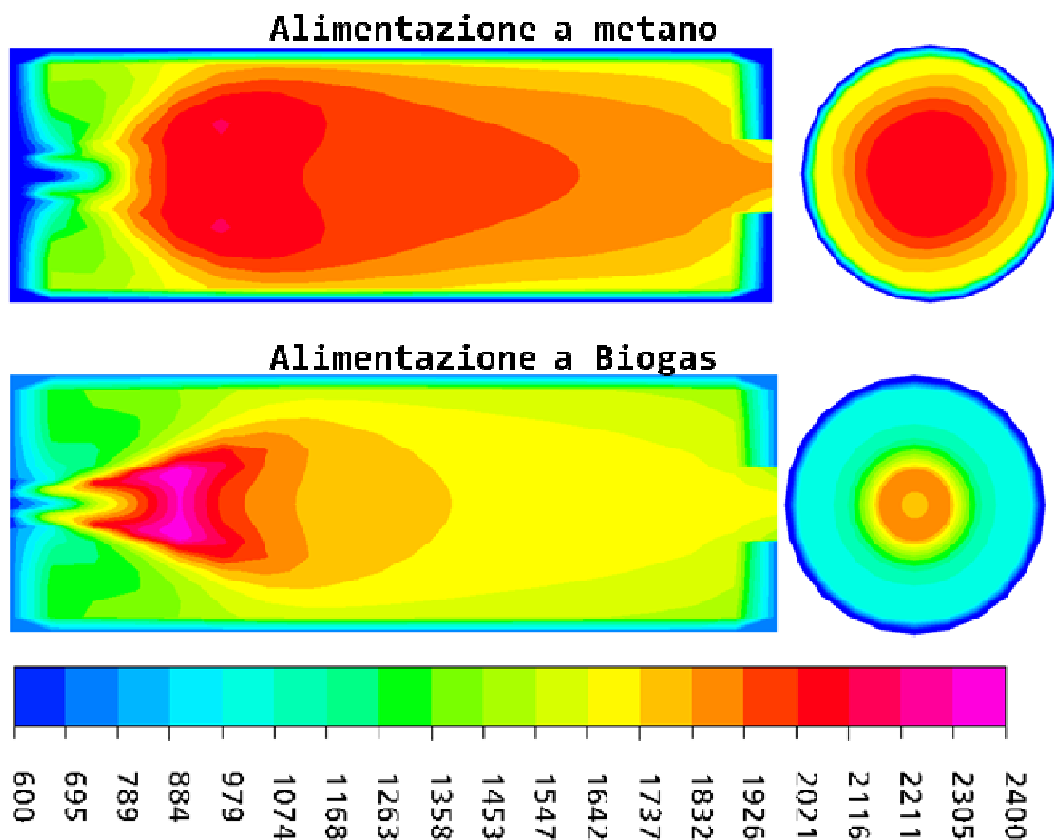


Fig. 6.28: Alimentazione a Biogas: profili di temperatura sulla sezione longitudinale della camera di combustione

	MgasOUT [kg s ⁻¹]	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	TgasIN [K]	QoutGAS [kW]
Metano	0.0242	1403.9	1675.1	364.1	44.5
Biogas	0.0251	1259.3	1150.9	308.1	26.6

Fig. 6.29: Alimentazione a Biogas: prestazioni globali della camera di combustione

I risultati riportati mostrano un profilo di temperatura del tutto plausibile secondo cui la reazione di combustione si ritira soltanto nella prima metà del dominio. Purtroppo, non siamo in possesso di dati sperimentali con cui validare il modello con alimentazione a Biogas. Per la caldaia Harwell non sono state effettuate modifiche alla geometria in quanto, essendo un apparato semplificato e di prova, è utile per la validazione dei modelli numerici utilizzati, ma è difficilmente utilizzabile per scopi di ottimizzazione che hanno ricadute prettamente industriali

6.6 CONCLUSIONI

Il test case della caldaia Harwell è stato un ottimo campo di applicazione e di studio dei modelli di destinati allo studio dei combustori di microturbine.

- per griglie tetraedriche, solo aumentando sensibilmente il numero di elementi si riescono ad ottenere risultati accettabili, con la conseguente dilatazione dei tempi di calcolo. Poiché i raffittimenti locali hanno conseguenze dirette sul rapporto k/ϵ , protagonista nella predizione della forma di fiamma, è stato evidenziato che per lo studio della combustione sono più indicate griglie tetraedriche molto fitte e omogenee che evitino elevati gradienti della dimensione degli elementi verso le pareti fisiche del combustore. Le griglie esaedriche, invece, pur con un basso numero di elementi, permettono di ottenere risultati più accurati rispetto ai reticoli tetraedrici.
- Per quanto riguarda i modelli di turbolenza, invece, come ci si può aspettare, quelli a due equazioni sembrano dirigere la fiamma maggiormente verso le pareti esterne a causa dei maggiori gradienti del rapporto k/ϵ qui presenti. Il BSL (non stabile con il modello EDM&FRC) sembra essere la scelta migliore insieme con il SST, che, tuttavia produce una zona di miscelamento tra aria e combustibile troppo fredda.
- il confronto fra il modello di combustione *Eddy Dissipation Model* (EDM) con il modello combinato *Finite Rate Chemistry & Eddy Dissipation Model* (FRC & EDM) mette in evidenza che in corrispondenza dell'asse del combustore, cioè laddove si verificano le reazioni di ossidazione, il modello EDM pare

essere più affidabile. Per contro, il modello FRC & EDM descrive meglio l'andamento di temperatura a ridosso delle pareti.

- la risposta del modello di combustione Eddy Dissipation alla variazione dei parametri di controllo è in linea con quella attesa. I parametri che sono a disposizione dell'utente però agiscono pressoché tutti nella medesima direzione. Le modifiche possono ridurre, se necessario, le velocità con cui avvengono le reazioni di ossidazione modificando sensibilmente ciò che avviene in prossimità della formazione della miscela, cioè nelle vicinanze degli ingressi di aria e combustibile. E' nella prima metà della camera di combustione infatti dove avvengono le reazioni di ossidazione del combustibile. Nel caso specifico le modifiche di tali parametri comportano un allontanamento dai valori sperimentali di temperatura. La morfologia della fiamma non è influenzata dalla variazione di tali parametri, rimane quindi fortemente dipendente solo dalla tipologia di griglia utilizzata.

6.7 BIBLIOGRAFIA

- A. Pelà. Analisi numerica termofluidodinamica tridimensionale di bruciatori con fiamma stabilizzata aerodinamicamente. Tesi di Laurea Specialistica, Università degli Studi di Ferrara, 2001.
- B. Pezzolati. “Analisi computazionale della combustione in caldaie con bruciatore a superficie”, Tesi di laurea A.A. 1999-2000-Università di Ferrara-Facoltà di Ingegneria
- M. Cadorin. Simulazione tridimensionale della combustione in bruciatori a fiamma diffusiva. Tesi di Laurea Specialistica, Università degli studi di Ferrara, 2006.
- Ansys CFX 11.0. Reference Guide, Ansys Inc.
- E.P Keramida, H.H. Liakos, M.A. Founti, A.G. Boudouvis, N.C. Markatos. Radiative heat transfer in natural gas-fired furnaces, International Journal of Heat and Mass Transfer 43 pp 1801-1809 ,2000.
- A. Vernocchi. Analisi termofluidodinamica tridimensionale di camere di combustione di microturbine a gas. Tesi di Laurea Specialistica, Università degli Studi di Ferrara, 2006.

Cap.7: Camera di combustione

ANSALDO ARI100

7.1 INTRODUZIONE

La camera di combustione ANSALDO ARI100 è il primo caso reale che è stato esaminato in questo lavoro. Grazie ad una serie di articoli presenti in letteratura, che saranno presentati nella prima parte di questo capitolo, è stato possibile validare il modello numerico prodotto osservandone le differenze rispetto a quello precedentemente studiato dal Prof. Tuccillo.

L'opportunità di effettuare una serie di analisi di sensibilità similari a quelle presentate per la caldaia Harwell, ha permesso di comprendere il comportamento dei modelli numerici precedentemente utilizzati su una geometria reale e più complessa e quindi di valutarne l'applicabilità ad un caso reale.

E' stata simulata anche l'eventuale alimentazione a Biogas con lo scopo di acquisire la conoscenza di come variano i fenomeni di combustione all'interno della macchina. Ai fini dell'ottimizzazione in tali condizioni, sono state prodotte una serie di modifiche alla distribuzione di Biogas tra linea MAin e Pilot così come diverse modifiche alla geometria.

7.2 STATO DELL'ARTE

“Progetto ed Analisi CFD di un combustore di microturbina a gas”

Turbo Expo, 14-17 Giugno 2004, Vienna

Nel campo della ricerca della combustione con combustibili non tradizionali, il Centro Ricerche Ansaldo ha proposto un nuovo *design* per la camera di combustione di microturbine a gas (100 kWe) in configurazione CHP (*Combined Heat and Power*).

La nuova camera presentata al Turbo Expo di Vienna nel 2004, è costituita di un unico silo con due linee d'ingresso carburante e ad essa è associato uno *swirler* radiale per stabilizzare la fiamma.

Al fine di controllare la temperatura di fiamma e le emissioni di NO_x, si è scelta una miscela magra, denominando a tal proposito il bruciatore come *Lean premixed chamber*.

In questo primo articolo vengono illustrati i principali criteri di progettazione sia del bruciatore che del sistema di raffreddamento e si procede successivamente alla loro analisi fluidodinamica bidimensionale e tridimensionale. Sono stati utilizzati due differenti modelli di turbolenza: il **FLUENT standard k-ε** ed il modello **Reynolds Stress** (RSM).

I cosiddetti combustibili non tradizionali, scelti per questo lavoro, derivano sia da biomasse che da scarti industriali e tale scelta sembra essere promettente al fine di ridurre anche le emissioni di CO₂.

Da notare inoltre, che la grande varietà di processi e carburanti utilizzabili per microturbine, comporta la necessità di un'elevata flessibilità nel design, specialmente per quanto riguarda la camera di combustione.

Le condizioni operative che si sono riscontrate per la camera di combustione in questione, si discostano molto da quelle standard. In particolar modo per quanto riguarda l'elevata temperatura di INLET che conduce ad una maggiore reattività della miscela influenzando significativamente la stabilità di fiamma, soprattutto dal punto di vista dell'autocombustione e del ritorno di fiamma.

Utilizzando modelli semplificati 0D-2D, si è sviluppato un codice numerico al fine di ottimizzare e verificare il nuovo design della camera in esame. In particolare, si è posta l'attenzione sui seguenti parametri: stabilità di fiamma, temperatura massima dei componenti solidi, temperatura massima d'uscita dalla camera di combustione ed emissioni inquinanti. In seguito sono state eseguite simulazioni complete tridimensionali.

Infine, sono stati confrontati i due diversi modelli di turbolenza (*k-ε standard* e *RSM*) nella loro capacità di predizione del campo fluido.

Software utilizzato:

- FLUENT 6.1.22

Analisi eseguite:

-
- 2D e 3D

Modelli di turbolenza utilizzati:

- k- ϵ standard
- RSM (Reynolds Stress Model)

Il modello *k- ϵ standard*:

Trattasi di un modello robusto e well-tested.

Il CPU necessario è pari circa ad $\frac{1}{4}$ di quello del modello RSM.

Garantisce l'interazione tra cinetica chimica e turbolenza.

E' inoltre consigliabile utilizzare le soluzioni ottenute con questo modello come dati di partenza per l'RSM.

Il modello *RSM*:

Costituisce uno dei più avanzati modelli di turbolenza in FLUENT.

Raccomandato quando lo il numero di *swirl* è ≥ 0.5 . Nel caso in esame vale 0.8.

Per tutti i casi si è comunque scelto come modello di combustione di FLUENT, quello combinato FRC/EDM (Finite Rate Chemistry/Eddy Dissipation Model) con miscela metano-aria-2step.

Il dominio computazionale 2D (Fig. 4) è stato privato di:

- Injection System

-
- Swirler

Per il flusso fluido che attraversa la sezione denominata “Mixture Inlet 1”, i pesi della componente di velocità normale al boundary e della componente dello swirl, sono rispettivamente 1 e 0.8.

Massa, temperatura, composizione del flusso e pressione sono stati settati secondo le direttive di progetto della camera di combustione.

Il software utilizzato per la meshatura è: GAMBIT 2.0

Mesh Info:

- # elements = 27439
- # nodes = 29010

Mesh STRUTTURATA “fine” per la regione COMBUSTION

Mesh NON STRUTT. “coarsen” per la regione DILUTION

Sono stati riportati quattro diversi casi. Nei primi due si è utilizzato il modello di turbolenza tradizionale k-ε (Case 1-2), nei casi 3-3a invece si è scelto l’RSM. Il caso 3a è poi caratterizzato da un affinamento della mesh rispetto al caso 3, a partire dalle regioni:

- nelle quali la velocità della seconda reazione è maggiore del 5% rispetto al suo valore massimo;
- nelle quali il gradiente di velocità radiale (*swirl velocità gradient*) è maggiore del 10% rispetto al suo valore massimo nella *Combustion Zone*;
- vicine all’asse nella *Dilution Zone*;

- in prossimità delle pareti nel canale di swirl, dove $l'y^+$ è maggiore di 60;
- dove il gradiente di volume delle celle 2D è maggiore del 50% rispetto al suo valore massimo.

In generale, la dimensione della cella è stata aumentata due volte, ad eccezione che nelle pareti del canale di swirl, in cui l'aumento è di ben quattro volte maggiore. Questa mesh dunque ha 38731 celle e 41116 nodi, il che corrisponde ad un incremento del 40% rispetto alle griglie dei casi 1-3.

In Fig. 1 si possono osservare i valori delle velocità delle reazioni di combustione relative al primo caso.

Le reazioni caratterizzanti la miscela *methane-air2step* sono le seguenti:

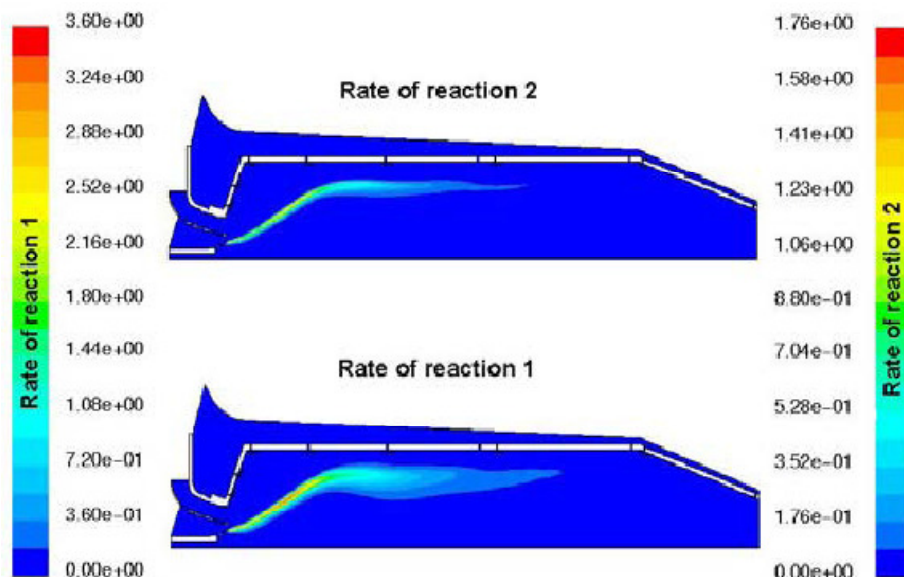
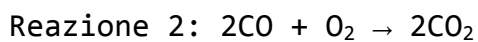


Fig. 7.1: Mappe delle velocità di reazione 1-2 [kmol/(m³s)] del Caso 1.

Come viene evidenziato in Fig. 7.1, il fronte di fiamma non è ancorato al bordo del *burner-dome*.

Questo lo si è rilevato dalle mappe di temperatura e velocità nel caso 1 che hanno mostrato come le reazioni di combustione siano pressoché spente in corrispondenza del suddetto bordo, a causa del flusso eccessivamente freddo. Al fine di prevenire questa situazione poco conveniente si è scelto, in ambito progettuale, di eliminare il cosiddetto “Panel 2 Dome”, ovvero la prima striscia di fori di raffreddamento del distributore.

Questa geometria ottimizzata è stata quindi studiata per tutti i rimanenti casi: 2, 3 e 3a.

La Fig. 7.2 mostra le mappe di velocità delle reazioni 1 e 2 corrispondenti al caso 2 (k- ϵ) e rispetto al caso precedente è evidente quale sia l’effetto sulle reazioni di combustione del “Panel 2 Dome” mancante. Confrontando le **frazioni molari pesate in massa** del CH₄ e del CO all’uscita della camera di combustione, si ottengono i seguenti importanti risultati (emissioni in ppmvd @15% O₂):

Case	CH ₄	CO	NO _x
1: k- ϵ	1728	607	2.07
2: k- ϵ	64.2	21.2	2.78
3: RSM	4.18	1.18	2.11
3a: RSM	4.38	1.21	2.35

Fig. 7.2: Emissioni relative ai vari casi

I valori sopra elencati mostrano che:

- Nel Caso 1, le concentrazioni di CH_4 e CO alla sezione d'uscita sono piuttosto elevate.
- Nei Casi 2 e 3 le emissioni invece risultano sostanzialmente migliorate.
- Non si riscontrano sostanziali differenze tra il Caso 3 e 3a.

I valori delle emissioni migliorano grazie al fatto che la combustione si sviluppa anche in corrispondenza del vortice esterno. Questo viene ulteriormente confermato dalla mappa delle temperature relativa al Caso 3, come mostrato in Fig. 7.3.

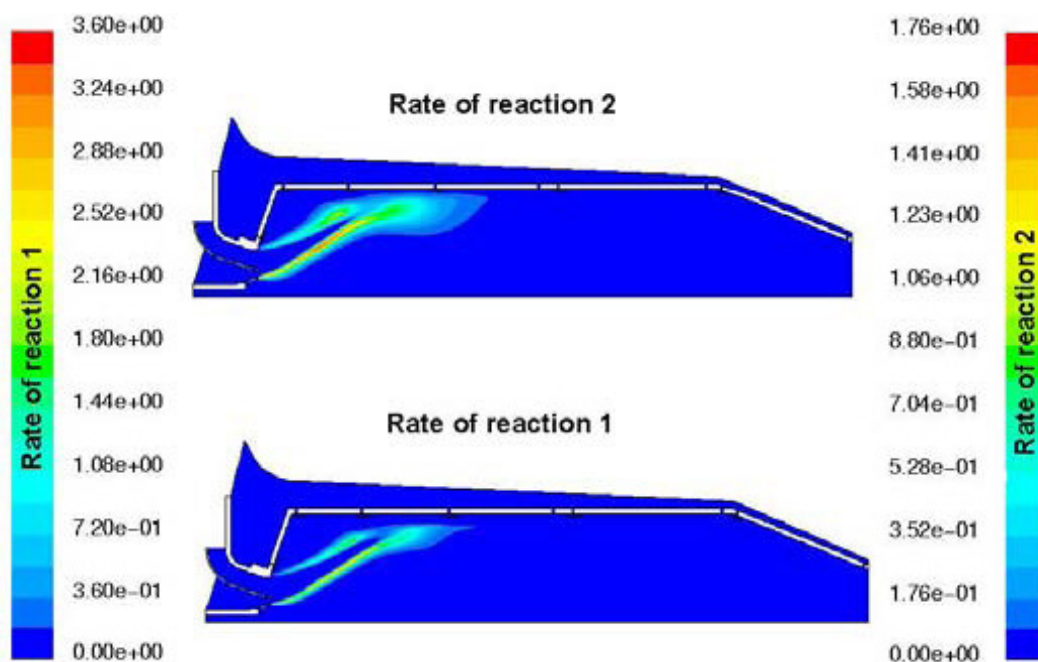


Fig. 7.3: Mappe delle velocità di reazione 1- 2 [$\text{kmol}/(\text{m}^3\text{s})$], nel Caso 2.

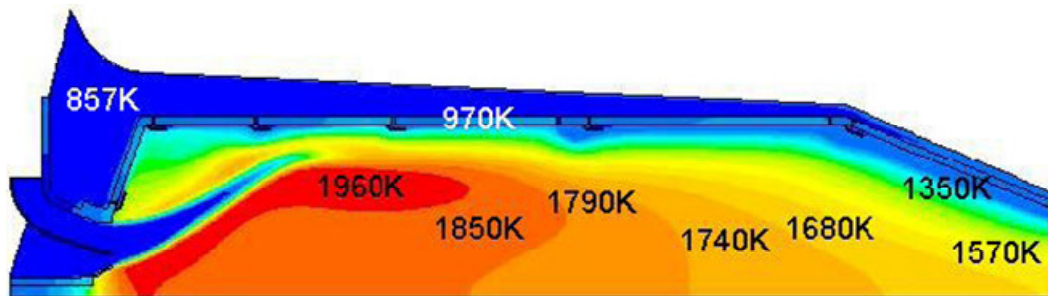


Fig. 7.4: Mappa di temperatura per il Caso 3 (RSM).

I valori massimi di temperatura ottenuti dall'analisi 2D in corrispondenza delle strutture solide, sono elencati in Tabella 1, nella quale sono riportati anche i valori pesati in massa della temperatura del fluido alle diverse sezioni trasversali della camera di combustione.

Case	Ext Liner Surf. Max	Diff. Channel Max	Channel Max	Casing Max
1	954	1216	904	926
2	987	1231	964	930
3	989	1197	996	928
3a	989	1188	997	928
Case	Outlet Max	Max	Com.-Dil Interface	Outlet
1	1589	1978	1298	1228
2	1625	1995	1573	1250
3	1679	1958	1652	1248
3a	1687	1958	1650	1248

Fig. 7.5: Risultati 2D: Temperatura [K].

Visto che anche per questi valori non si riscontrano sostanziali differenze tra i casi 3 e 3a, si può concludere che

l'affinamento della griglia non ha alcun effetto sui risultati ottenuti, dunque si può escludere la *grid dependence*.

La Fig. 7.4 mostra l'andamento della distribuzione di temperatura in corrispondenza della superficie esterna del Liner, per tutti e tre i Casi studiati.

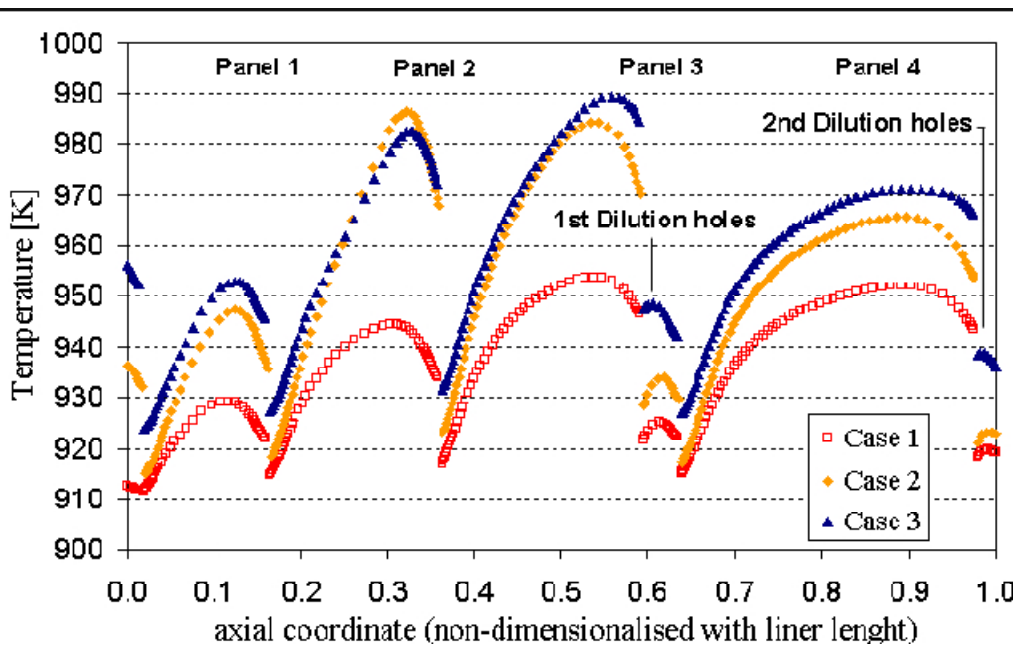


Fig. 7.6: Profilo della temperatura esterna del distributore

Osservando i valori riportati nella terza colonna della Tabella 7.5 insieme ai profili della suddetta figura, si può concludere che:

- In tutti e tre i casi, il massimo valore di temperatura raggiunto all'interno del distributore è inferiore ai 1000 K, anche se nei Casi 2 e 3 la fiamma risulta ancorata al bordo del *Burner-Dome*.

-
- Per quanto concerne il valore massimo di temperatura, i due modelli di turbolenza ($k-\epsilon$ ed RSM), non hanno comportato significative differenze (max. ≈ 2 [K]).

Come mostrato in Fig. 7.6, si hanno notevoli differenze tra le caratteristiche di flusso nel Caso 2 e 3. E' immediato riscontrare una forte diversità nella forma e dimensione del vortice di combustione. Quando si utilizza il modello RSM, il vortice centrale risulta più lungo e meno intenso di circa il 30% rispetto al Caso 2, in cui si è utilizzato il modello standard $k-\epsilon$. Questo spiega anche le discrepanze tra i valori delle emissioni.

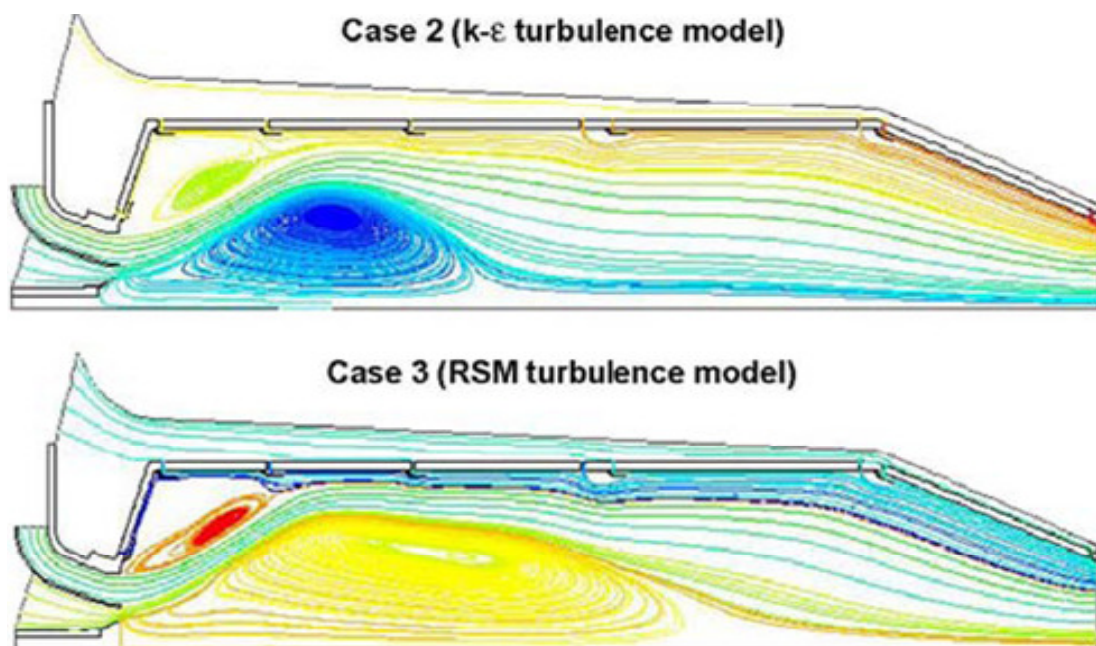


Fig. 7.7: Linee di flusso per i Casi 2 e 3.

Il postprocessamento del flusso, della temperatura e dei campi di concentrazione - finora riportati con il modello di formazione dei *thermal* NO_x disponibile in FLUENT 6.1 - ha

consentito di elaborare, per tutti e tre i casi, le concentrazioni dei *thermal* NO_x.

Gli NO_x si formano in generale secondo tre meccanismi: *prompt*, *thermal* e *fuel*.

I *prompt* NO_x si formano allo stadio iniziale della combustione, durante la quale si è in forte presenza di sostanze intermedie molto aggressive, e che quindi attaccano anche l'azoto. È un meccanismo del tutto normale e non preoccupa più di tanto, dato che gli NO_x prodotti in questa fase vengono poi ridotti da altri intermedi quali la CO.

I *thermal* NO_x si formano in presenza di elevate temperature e di una grossa quantità di ossigeno. Sono le emissioni più pericolose, perchè maggiori responsabili dell'inquinamento dell'atmosfera, e possono essere limitati a posteriori, con dei catalizzatori o a priori, adottando tecniche particolari di combustione (come ad esempio il *reburning*).

I *fuel* NO_x si sviluppano utilizzando combustibili, in genere solidi, che presentano azoto sotto forma di cianuri o ammine.

In generale si può affermare che per limitare tali emissioni è necessario che la combustione avvenga nel modo più uniforme possibile, evitando picchi di temperatura. Una combustione "magra" sarà caratterizzata da elevati livelli di NO_x, riconoscibili anche visivamente dal tipico colore giallastro dei fumi. Il compromesso fondamentale da fare è con il monossido di carbonio (CO) che si forma a basse temperature di fiamma. Se ne deduce che la finestra di esercizio di una fiamma può essere alquanto ristretta fra i limiti di emissioni di NO_x e di CO.

I valori ottenuti per i *thermal* NO_x nel caso 2D, sono riportati nella tabella relativa alle emissioni ed evidenziano l'effetto trascurabile che le modifiche geometriche hanno apportato su tali valori. Per quanto concerne le concentrazioni di O e OH, si è preferito utilizzare l'approccio dell'equilibrio parziale.

La combustione "lean-premixed" del metano, può favorire però anche la formazione, in quantità significative, di ossidi di azoto *non-thermal* (i cosiddetti *prompt* NO_x).

Questi particolari ossidi di azoto sono stati studiati con un preciso meccanismo di postprocessamento disponibile nella versione 6.1 di FLUENT che elabora la formazione dei *prompt* NO_x in funzione unicamente del rapporto di equivalenza.

Nel caso della camera di combustione ARI100, tale rapporto è pari a $\Phi = 0.524$ ed il meccanismo utilizzato ha evidenziato una velocità negativa per la formazione dei *prompt* NO_x. Per tale motivo, al momento si sono considerati come emissioni pericolose solo quelle *thermal*.

In Fig. 7.8 viene mostrata la geometria tridimensionale, con periodicità di 60°, adottata per il modello 3D. Come per l'analisi bidimensionale, anche qui i fori di raffreddamento del *Liner* sono stati sostituiti con scanalature continue.

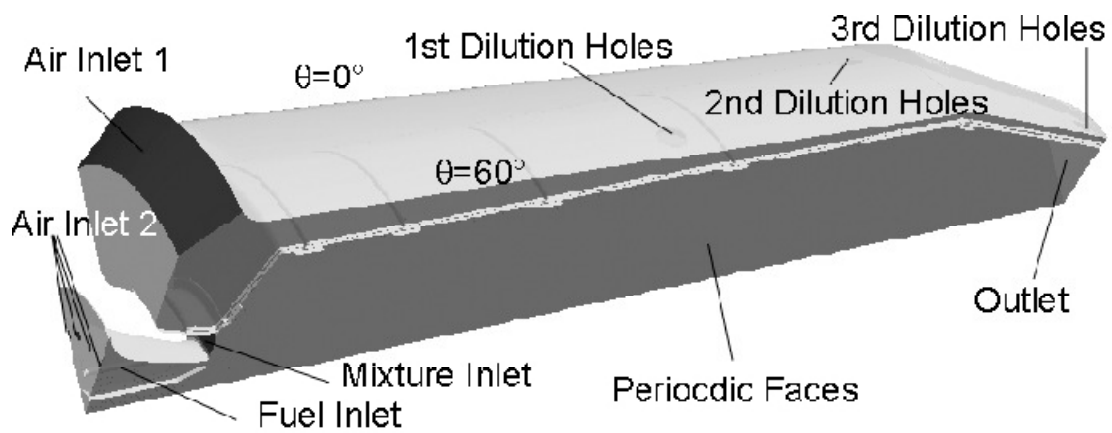


Fig. 7.8: Dominio computazionale per il modello

Ancora una volta lo swirler non è stato incluso nel dominio computazionale e le condizioni al contorno coincidono con le condizioni nominali di progetto della camera di combustione ARI100.

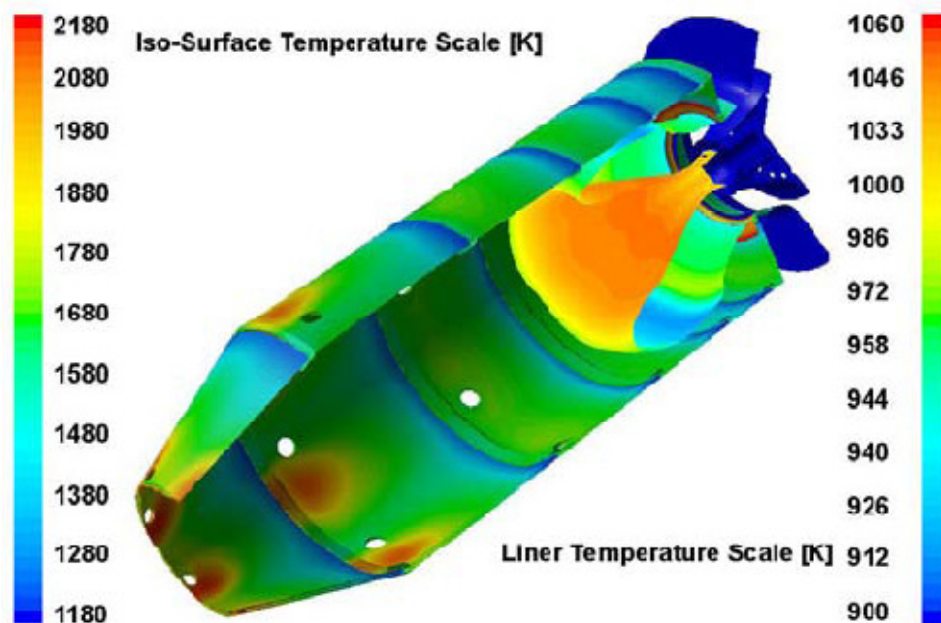


Fig. 7.9: Mappa della temperatura in un'isosuperficie della velocità di reazione 1 equivalente al 2% della velocità massima di reazione (Caso4 (k-ε)).

Nell'analisi tridimensionale sono stati studiati solo due casi: il 4 e il 5, caratterizzati dai modelli di turbolenza $k-\epsilon$ ed *RSM* rispettivamente.

La velocità di reazione ottenuta dall'analisi 3D, come mostrato in Fig. 7.9, è in accordo con le corrispondenti quantità 2D, visibili in Fig. 7.3.

Le principali conclusioni cui si è pervenuti, sono le seguenti:

- Le simulazioni CFD hanno validato i criteri di progetto della camera di combustione ARI100. Anche se sono ancora necessari tests sperimentali per ulteriori verifiche dei risultati ottenuti, soprattutto dal punto di vista del campo delle temperature, del flusso e delle emissioni.
- L'analisi della cinetica chimica lascia poi prevedere un comportamento del tutto stabile e sicuro per la suddetta camera di combustione. Infatti, le simulazioni CFD qui discusse non evidenziano fenomeni né di flashback né di autocombustione.
- I risultati ottenuti con i due diversi modelli di turbolenza utilizzati, sono considerevolmente diversi soprattutto per quanto riguarda la descrizione del vortice centrale e della penetrazione del flusso di diluizione. Ulteriori prove sperimentali, potrebbero meglio stimare quale sia il miglior modello di analisi CFD per il combustore MGT qui studiato.

“Studio CFD del funzionamento fuori progetto di combustori di microturbine”

Turbo Expo, 6-9 Giugno 2005, Reno-Tahoe, Nevada, USA

In questo studio verranno esaminate diverse condizioni fuori progetto, all'interno di un combustore a miscela magra premiscelata, affidandosi ad alcuni processi transitori tipici di una microturbina a gas. Quest'ultima sarà poi soggetta a frequenti cambiamenti sia per quanto riguarda il carico termico che meccanico e la transizione non stazionaria, da un regime all'altro, causerà significative variazioni alle condizioni al contorno ed al rapporto equivalente combustibile/aria.

Dopo aver definito domini computazionali appropriati, mediante simulazioni CFD saranno esaminate tipiche situazioni all'interno di transizioni a carico full-to-part o part-to-full.

Alcuni dei risultati ottenuti, suggeriscono inoltre, modifiche sostanziali che dovranno essere eseguite sulle leggi di rifornimento del combustibile per avere un maggior controllo effettivo sia dell'incremento di temperatura che della produzione di inquinanti.

Le specifiche di progetto che caratterizzano la microturbina in esame, sono visibili nella tabella sottostante.

	<i>MICRO-GT SPECIFICATIONS</i>
Mech. Arrangement	Single Shaft
Pressure Ratio	3.9
Turbine Inlet Temp.	1223 K
Combustor Inlet Temp.	905 K
Overall fuel/air eqv. ratio	0.142
Rated Mech. Output/ Speed	110 kW / 64000 rpm
Compressor	1 Radial Flow Compressor
Turbines	1 Radial Flow Turbine
<i>Table 1. Base features of the micro- gas turbine (MGT).</i>	

Fig. 7.10: Condizioni al contorno applicate alle simulazioni

Si consideri che le simulazioni qui riportate, sono state eseguite utilizzando come combustibile un gas naturale la cui composizione è riportata in Figura 7.10.

<i>FUEL COMPOSITION (%_v molar)</i>	
CH ₄	92.00
C ₂ H ₆	3.70
C ₃ H ₈	1.00
C ₄ H ₁₀	0.25
N ₂	2.90
CO ₂	0.15
<hr/>	
Molecular Mass, g/mol	17.34
<i>LHV</i> , kJ/kg	47182
<i>h_{0f}</i> , kJ/kg	-4266.9
<i>f_{st}</i>	0.0620
<i>T_{0f}</i> K	2220
<i>Table 2. Natural gas features</i>	

Fig. 7.11: Composizione del combustibile

Gli argomenti principali sviluppati nel lavoro in questione sono:

- Analisi dello stato stazionario, a pieno carico, di un combustore mediante studio fluidodinamico del dominio 3D con griglia computazionale ad elevato grado d'infittimento.
- Definizione di un dominio computazionale 2D, asimmetrico, che deve ben approssimare il flusso fluido e le distribuzioni termo-chimiche attraverso l'intero combustore e ridurre il costo computazionale in modo da favorire l'analisi per un'ampia varietà di casi fuori progetto.
- Analisi e confronto di un combustore sottoposto a condizioni non stazionarie sia di presa che di rifiuto di carico. Il bruciatore di tipo LP sarà perciò anche caratterizzato in termini di ritardo di risposta, di sostentamento della fiamma e di velocità di produzione degli inquinanti, durante i processi transitori.

Le condizioni fuori progetto prese in esame nell'articolo in questione, sono valutate o variando la portata in massa di combustibile, \dot{m}_f , o modificando il valore del coefficiente X_b relativo alla valvola di by-pass (Fig. 7.12).

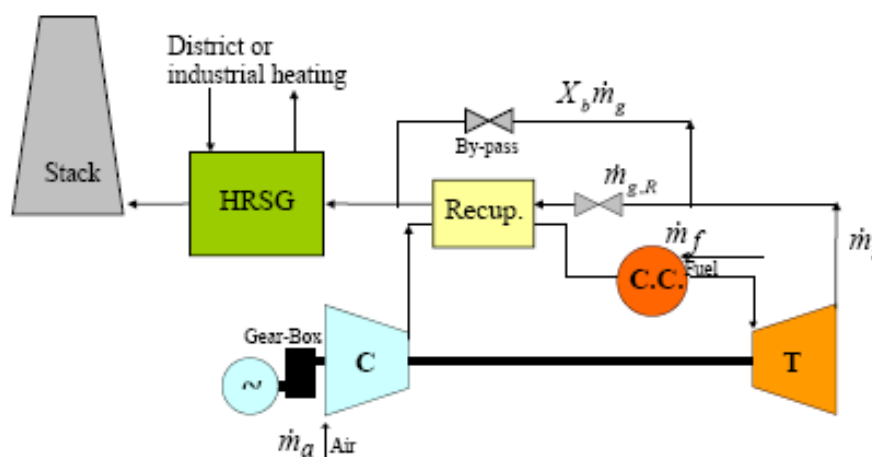


Fig. 7.12: Schema di una microturbina integrata con strumenti per recupero di calore.

Il controllo simultaneo dei suddetti parametri consente al sistema di incontrare carichi termici e meccanici variabili.

Come precedentemente dichiarato, sono state eseguite due tipologie di previsioni di calcolo per stabilire, in un primo momento, il livello di riferimento per l'accuratezza di calcolo e poi per procedere con stime più veloci all'analisi dei fenomeni transitori della camera di combustione.

Tutte le simulazioni 3D sono state ottenute utilizzando il *solver* del software numerico FLUENT®, in grado di trattare griglie ad elevato numero di celle e tipici risultati ottenibili da un'analisi fluidodinamica computazionale sono mostrati dalla Fig. 7.13 alla 7.16.

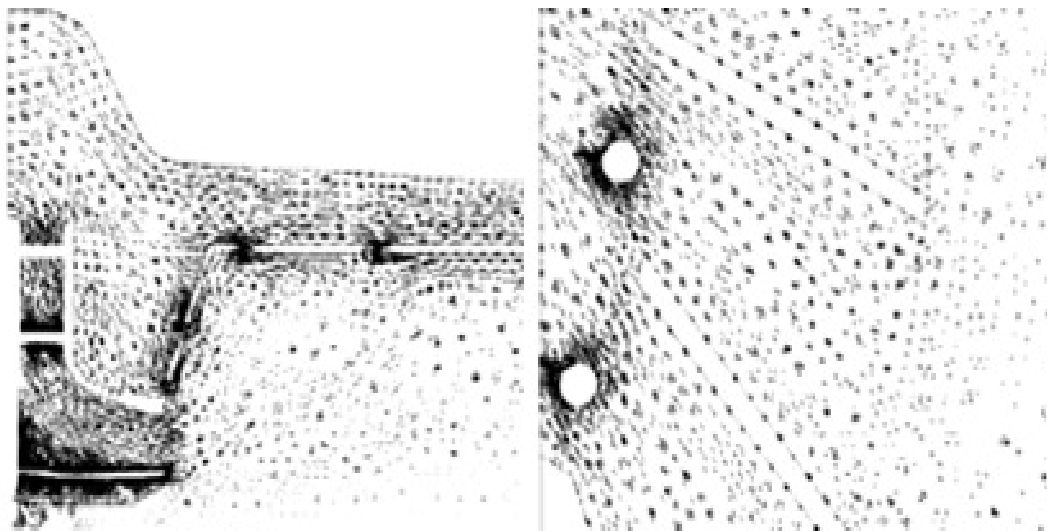


Fig. 7.13: Vector Plot della velocità nel dominio 3D.

In particolare, in Fig.7.9, è visibile una chiara rappresentazione vettoriale dei campi di velocità che si sviluppano nel piano meridionale (parte sinistra dell'immagine) ed in quello blade-to-blade dello swirler (parte destra).

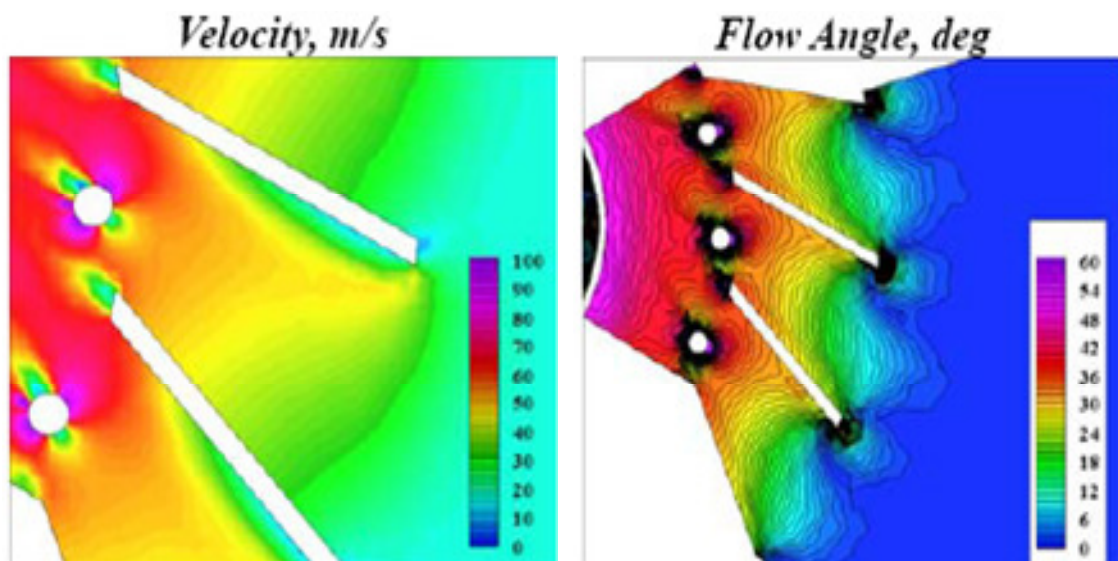


Fig. 7.14: Distribuzioni Blade-toBlade nella regione di swirler.

Le immagini di Fig. 7.14 invece, offrono una rappresentazione in *Contour Plot* dei livelli di velocità raggiunti nella sezione blade-to-blade e degli angoli di flusso dello swirler.

Si noti che i corrispondenti valori medi calcolati a valle dello swirler, verranno impiegati come dati di input per le simulazioni 2D.

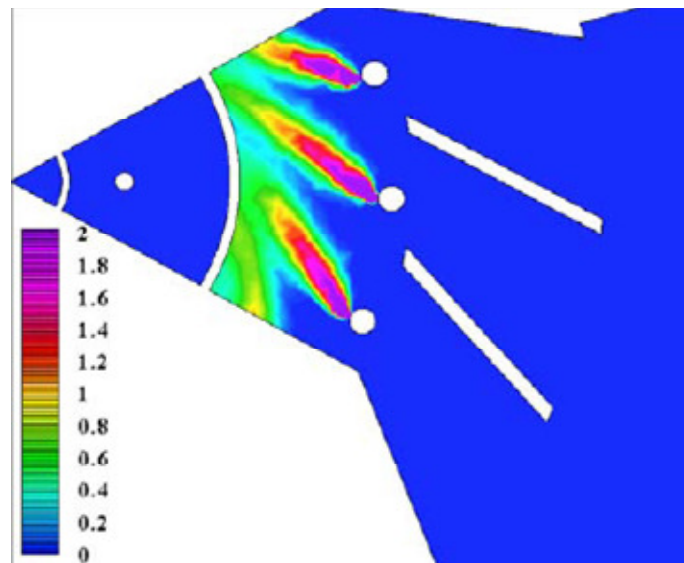


Fig. 7.15: Distribuzione del rapporto di equivalenza attraverso gli iniettori di combustibile principali.

Infine, in Fig. 7.15 si ha la formazione della miscela aria-combustibile in corrispondenza degli iniettori principali, mentre risultati tipici per quanto riguarda la distribuzione di temperatura lungo l'intera camera, si possono osservare in Fig. 7.16.

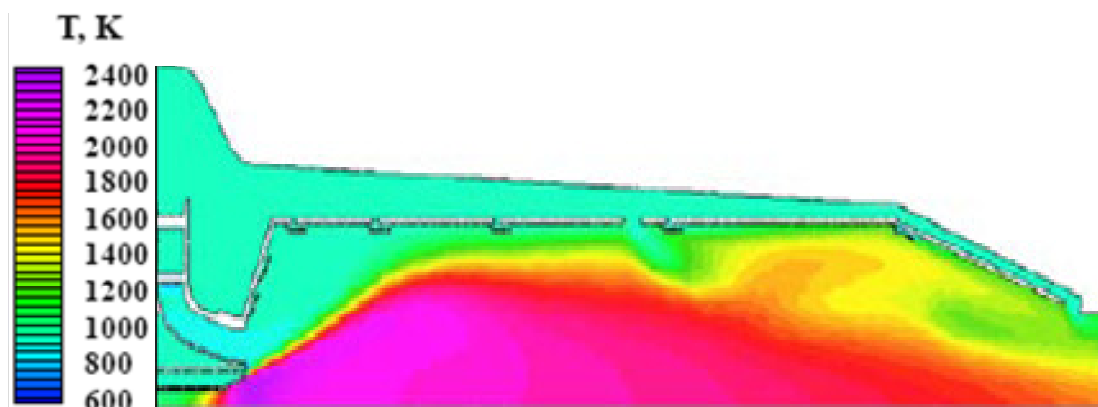
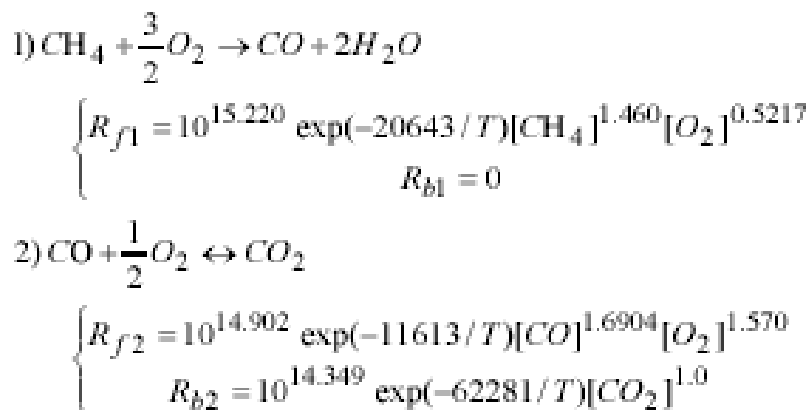


Fig. 7.16: Distribuzione della temperatura nel piano meridionale del dominio 3D.

Per quanto riguarda la valutazione delle velocità delle reazioni chimiche coinvolte, si è scelto come modello di combustione quello combinato *Finite rate- Eddy Dissipation*, e come schema di reazione, il cosiddetto *Methane-Air 2 step* caratterizzato dai seguenti meccanismi di ossidazione:



E' importante sottolineare che un più affidabile approccio per un'accurata e completa simulazione 3D, lo si ottiene combinando i modelli *LES* e *Flamelet*, ma l'analisi tridimensionale che si è voluto qui riportare, è unicamente indirizzata a stabilire la soluzione stazionaria iniziale. A questo proposito il modello *Reynolds Stress* sembra essere adatto a tal scopo.

Al fine di controllare e verificare quanto appena dichiarato, in Fig.13a è possibile osservare l'interazione tra il campo di moto fluido e l'innesco della combustione, riferendosi all'ossidazione parziale del gas naturale della reazione 1).

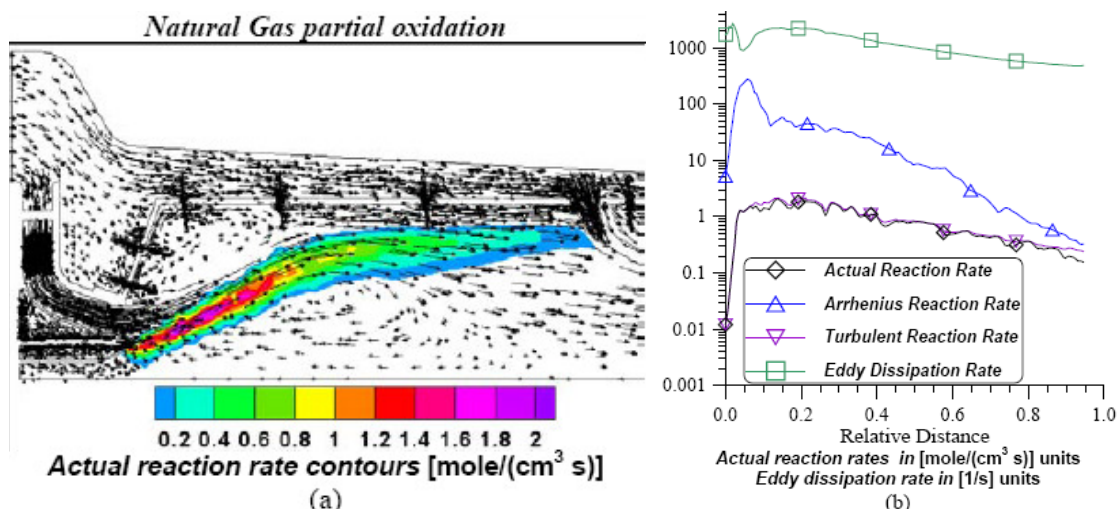


Fig. 7.17: Contours delle velocità di reazione ed identificazione del meccanismo di combustione.

La regione a massima velocità di reazione è contenuta entro i due *counter-rotating vortices*. Il più grande poi interagisce anche l'eccesso d'aria che proviene sia dal *cooling* che dai fori di diluizione (*dilution holes*) e il principale effetto riscontrabile, è l'abbassamento della temperatura vicino alle pareti del *liner*, come era stato precedentemente dimostrato dalla Fig. 7.16.

Un'interessante considerazione, che si può inoltre fare, circa il processo di combustione, riguarda il confronto tra gli andamenti di velocità, espressi in [mol/cm³ s] e quelli espressi in termini del rapporto ϵ/k ovvero in [s⁻¹] (Fig. 7.17b), lungo una linea all'interno della regione a maggior attività di combustione. Questi diagrammi confermano che l'intero processo risulta per la maggior parte governato da fenomeni turbolenti, dal momento che la velocità di reazione reale (\diamond) risulta praticamente coincidente con quella stimata per il *turbulent mixing-controlled rate*.

Come già sottolineato in precedenza, la soluzione 3D consente di ottenere dati di input utilizzabili per le simulazioni transitorie 2D.

Cosicché:

- Le condizioni al contorno dell'*inlet* sono state scelte in funzione della velocità del flusso entrante: ovvero, le velocità di inlet sono state assegnate in accordo con lo sdoppiamento di flusso d'aria tra la *primary zone* e la *dilution* e *secondary zone* come stimati dal solver 3D.
- Il condotto d'immissione alla *premixed line* è stato valutato in funzione dell'andamento del flusso radiale che si è ottenuto dall'analisi 3D in corrispondenza del canale d'ingresso in sezione blade-to-blade.
- Per le condizioni al contorno all'inlet, devono essere inoltre definiti due parametri di turbolenza ovvero l'energia cinetica turbolenta e la sua velocità di dissipazione. Anche in questo caso sono stati utilizzati i valori precedentemente ottenuti da una più dettagliata simulazione 3D del flusso viscoso.
- Infine, si assegnano i valori di temperatura e pressione all'uscita di recupero, risultato delle simulazioni dinamiche dell'intero sistema MGT.

A partire dai risultati di una simulazione transitoria eseguita per una microturbina a gas, gli autori di questo articolo hanno sviluppato un'analisi CFD delle condizioni fuori progetto che si

verificano in camera di combustione durante i processi non stazionari. Le variazioni sia della temperatura di inlet che del rapporto di equivalenza aria/combustibile hanno sortito l'effetto combinato di produrre modifiche rilevanti nel regime di combustione. In più, diversi esempi qui riportati hanno mostrato la velocità di risposta che caratterizza il bruciatore.

Quest'ultima peculiarità sembra essere favorevole per tutti i casi full-to-part presi in considerazione, ma risulta causa di inaccettabili incrementi di temperatura e produzione d'inquinanti nel processo opposto. Tuttavia, i risultati discussi per i casi part-to-full hanno indirizzato il lavoro futuro verso la definizione di un'appropriata legge di controllo del combustibile che dovrebbe favorire non solo l'efficienza di risposta dell'intero sistema MTG, ma anche l'esigenza di appropriate operazioni off-design dei componenti critici come è la camera di combustione in questione.

“Ottimizzazione del ciclo ed analisi di combustione in una microturbina a bassa emissione di NOx”

Turbo Expo, 8-11 Maggio 2006, Barcelona, Spain

Oggetto di questo articolo è la discussione di un potenziale metodo di soppressione degli NOx da impianti di produzione di energia, costituiti da microturbine a gas. Tale metodo si basa sul concetto della *MildCombustion* definibile come: “un particolare processo di combustione che si verifica quando la temperatura di inlet della miscela reattante è maggiore rispetto a quella di autoaccensione, laddove l'incremento, durante la

combustione, della massima temperatura consentibile rispetto a quella di inlet, è più basso della temperatura di autoaccensione (in Kelvin, Fig.7.18).

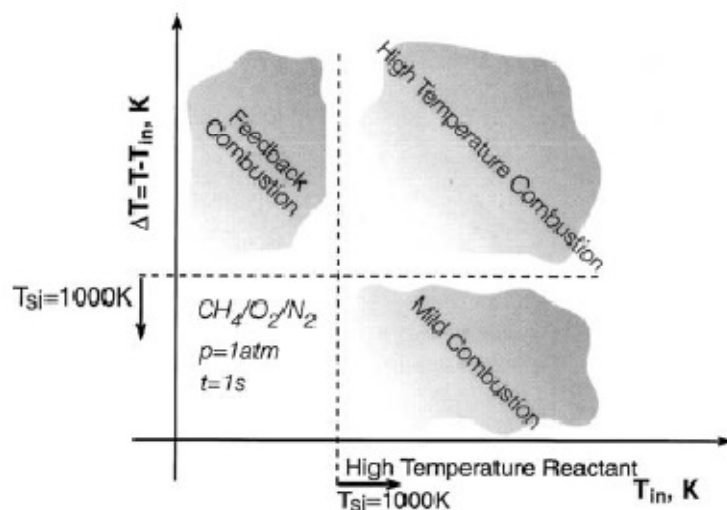


Fig. 7.18: Diagramma dei valori $T_{in}-\Delta T$ per i diversi processi di combustione di miscele metano/ossigeno/azoto.

E' tuttavia necessario adattare il modello ai reali parametri operativi della microturbina, in modo da ottenere un effettivo impiego del ricircolo di gas per diluire l'ossigeno contenuto nell'aria di inlet.

I risultati ottenuti sono presentati, in prima approssimazione, in base ai principi della termodinamica ed alcuni casi successivamente analizzati mediante simulazioni CFD. Entrambi gli approcci suggeriscono buone prospettive per il controllo degli NO_x , ma evidenziano alcuni svantaggi circa l'aumento di carburanti.

Si deve considerare il fatto che la cosiddetta combustione "flameless", favorisce un effettivo controllo del meccanismo di

formazione dei *Thermal NO_x* grazie all'avvento simultaneo del blocco della temperatura di picco e la defezione di ossigeno nelle reazioni di ossidazione. La prima condizione è facilmente ottenibile se si utilizza una microturbina entro un ciclo rigenerativo, mentre risulta più difficoltoso ottenere la seconda condizione dal momento che risulta necessario il ricircolo di una quantità di gas capace di ridurre il rischio di un eccessivo decremento dell'efficienza e della potenza specifica dell'impianto.

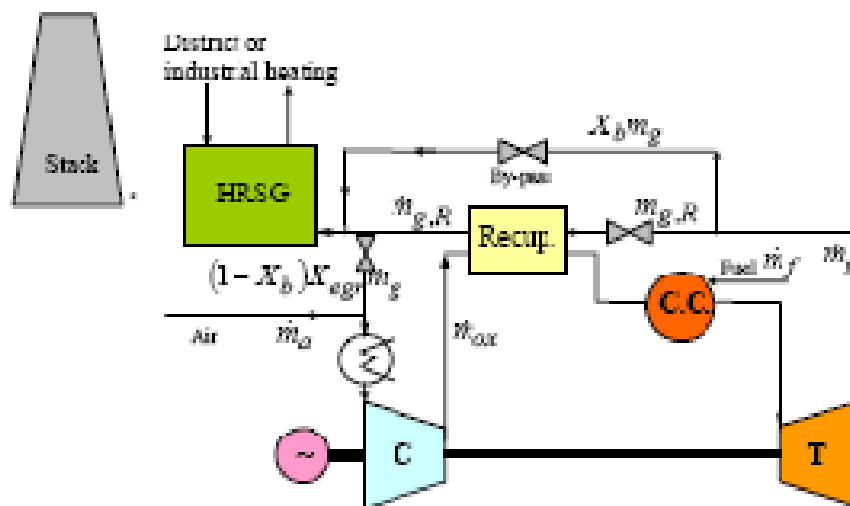


Fig. 7.19: Disposizione modificata dell'impianto con scarico di ricircolo.

In Fig. 7.19 è possibile notare la sostanziale differenza impiantistica tra il ciclo originale (Fig. 7.12) e quello modificato in base alle considerazioni sopra citate.

Riassumendo quindi, lo scopo di questo studio è quello di ottimizzare il ciclo per un impianto MTG a 100kW operante a ciclo rigenerativo con ricircolo dei gas di scarico a carico

variabile. In questo modo sarà possibile definire un'insieme di variabili indipendenti legate a precisi risultati termici e meccanici favorendo una combustione in grado di svilupparsi entro il regime *Mild*.

Tutta l'analisi del processo di combustione sottoposta alle diverse condizioni di carico ed EGR (Exhaust Gas Recirculation), viene eseguita mediante il solver *KIVA3V* il quale incorpora un modello affidabile per il riconoscimento della miscela di autoaccensione. Il software *FLUENT*[®] è stato invece impiegato unicamente per una prima validazione dei risultati in termini di distribuzione di temperatura ed inquinanti attraverso la camera di combustione. Nella tabella sottostante, sono riassunti i casi computazionali presi in esame: il primo si riferisce al caso a pieno carico con ciclo completamente rigenerativo, nel secondo si analizza la condizione a carico parziale (60%) ed infine, si è scelto di attivare la valvola di by-pass ($X_b = 0.25 > 0$).

Operating Condition	X_{egr}	Inlet data		Outlet		
		Over. Eqv. Ratio	$[O_2]$ %, mass	\bar{T}_{ex} K	$[NO]$ p.p.m.	$[CO]$ p.p.m.
$X_b = 0$ Full Load	0.0	0.149	23.27	1252 (1245)	26.1 (31.8)	2.19 (64.8)
	0.35	0.166	21.33	1252	20.2	2.93
	0.65	0.214	16.61	1244	7.03	4.51
	Mild Regime	0.301	11.67	1239 (1225)	0.06 (2.83)	19.6 (115.8)
$X_b = 0.0$ 60% Load	0.0	0.130	23.27	1080	45.4	.672
	0.65	0.187	16.30	1074	1.74	1.09
$X_b = 0.25$ Full Load	0.0	0.169	23.27	1274	106.5	10.7
	0.80	0.251	16.43	1276	7.84	39.3

Fig. 7.20: Valori iniziali e proprietà medie all'uscita del combustore, relativi al solver KIVA ad eccezione di quelli tra parentesi che si riferiscono ai risultati in FLUENT.

Le immagini di seguito proposte si riferiscono rispettivamente alle distribuzioni di temperatura [K] dei diversi regimi di combustione ($X_{egr} = rapporto\ EGR = 0.0-0.35-0.65$, ovvero frazione dei gas di scarico in ricircolo) valutati in condizioni di pieno carico e ciclo completamente rigenerativo (a sinistra) ed alle distribuzioni dei *Thermal NO_x* [ppm] alle medesime condizioni.

Si osservi come la distribuzione di temperatura relativa al caso EGR, sia caratterizzata da una riduzione dei valori di picco nella zona di combustione primaria e della sua stessa area, al di sopra dei 2000 K.

Certo è che nel caso della *Mild Combustion* favorisce un profilo di temperatura più omogeneo ed una produzione degli NO_x praticamente irrilevante.

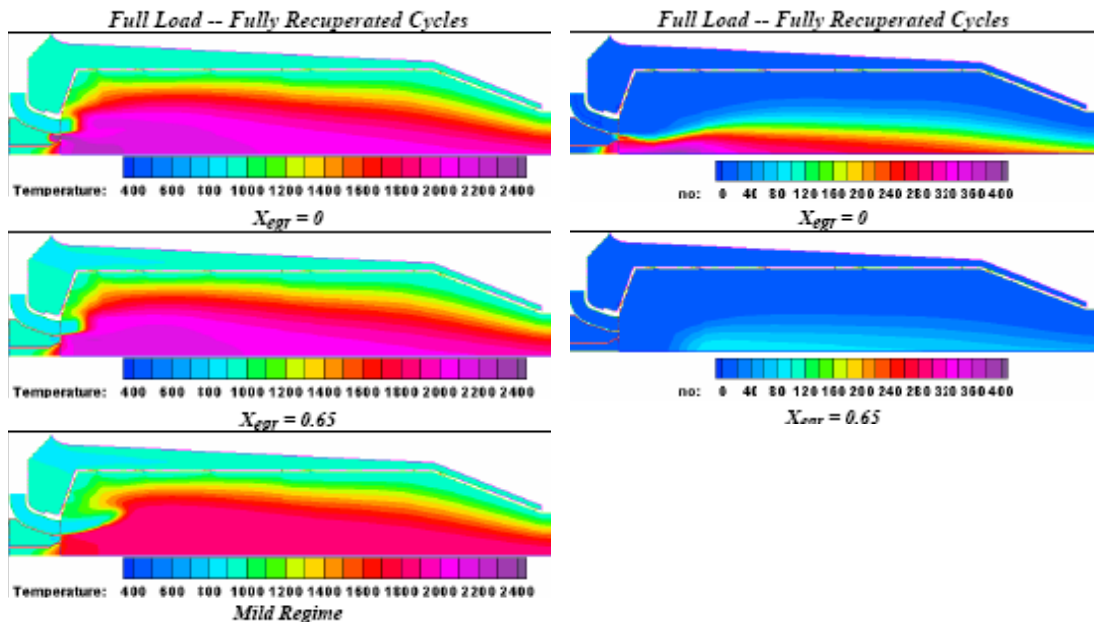


Fig. 7.21: Distribuzioni di temperatura ed NOx a carico totale e parziale

Per quanto riguarda il secondo caso (a carico parziale pari al 60% e ciclo completamente rigenerativo (Fig.17-18)), le considerazioni cui si può giungere sono le seguenti:

Facendo lavorare microturbine a gas a velocità costante e flusso di combustibile decrescente, si ha un abbassamento generale del rapporto di equivalenza aria/combustibile e della temperatura di inlet. Questo secondo aspetto deriva dal minor recupero di calore della valvola di recupero.

Per entrambe queste ragioni, l'iniezione della miscela magra deve essere compensata da una più forte fiamma diffusiva, che ad un carico del 60%, implica un'erogazione di ben il 50% di combustibile ai *pilot*.

Conseguentemente si riscontra una più ampia regione delle alte temperature ed una rilevante formazione di NO_x .

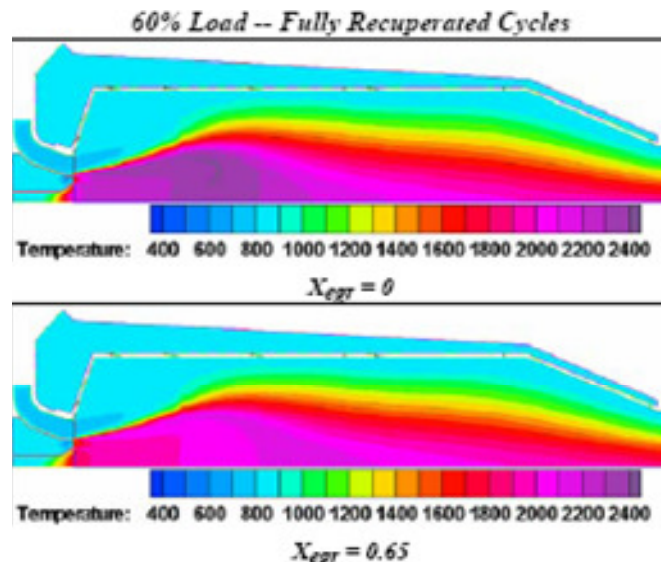


Fig. 7.22: Distribuzioni delle temperature in condizione di carico parziale.

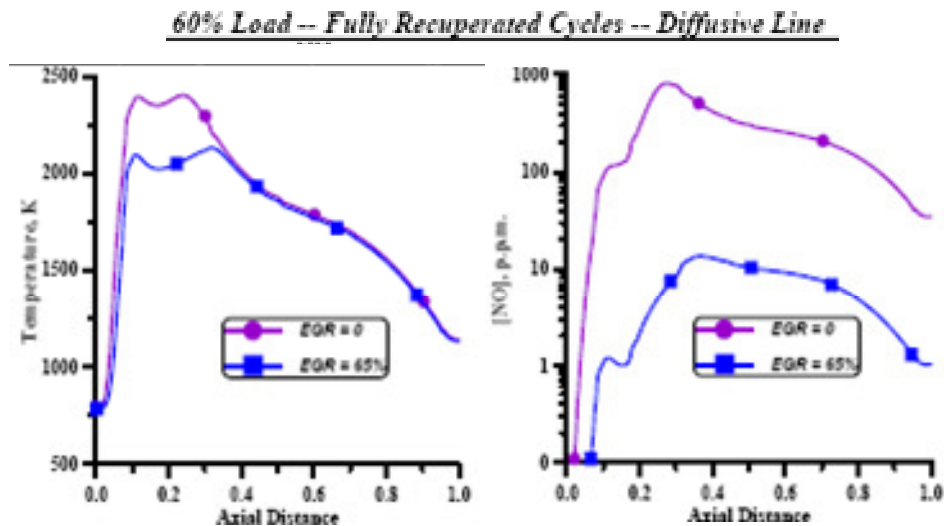


Fig. 7.23: Distribuzioni assiali di temperatura ed NO_x , in condizione di carico parziale.

Nell'ultimo caso esaminato (ciclo a pieno carico, parzialmente rigenerativo ($X_b > 0$)), si ha una consistente diminuzione della temperatura dell'aria all'ingresso della camera, ma allo stesso tempo, un incremento di combustibile necessario a raggiungere la stessa TIT ottenuta nel primo caso. La Fig. 7.22 confronta i risultati della combustione in condizioni standard e quella a basso contenuto di ossigeno e l'effetto del ricircolo dei gas di scarico si traduce chiaramente in un ritardo della cinetica conducendo così ad una considerevole diminuzione del contenuto di NO.

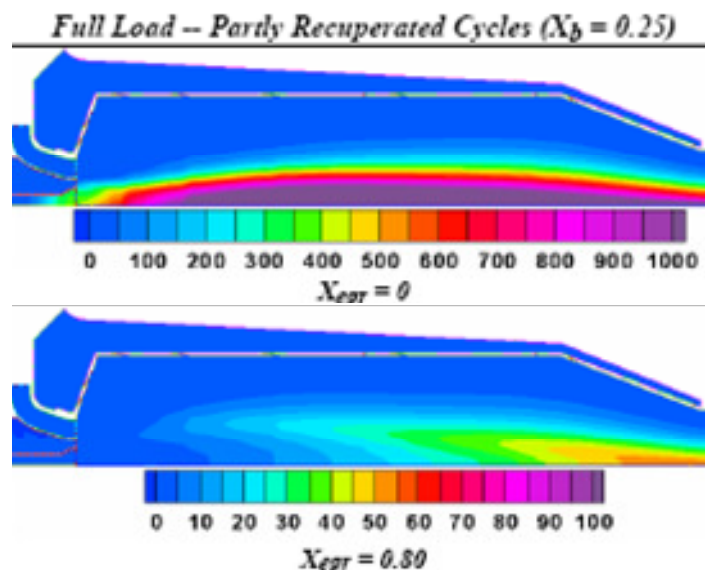


Fig. 7.24: Distribuzione dei Thermal NO_x in condizioni di ciclo parzialmente rigenerativo.

L'adozione di un ciclo con ricircolo dei gas di scarico ha condotto ad effetti positivi per quanto riguarda il controllo degli ossidi di azoto in un'ampia varietà di condizioni operative. Anche la scelta simultanea della frazione di EGR (X_{egr}) e del rapporto X_b di by-pass, ha prevenuto un eccesso del

decadimento delle prestazioni energetiche, favorendo un controllo soddisfacente della formazione dei *Thermal NO* e contribuendo alla riduzione degli NO_x totali.

7.3 GEOMETRIA E CONDIZIONI AL CONTORNO

Con ARI100 è stato denominato il sistema di combustione per un impianto cogenerativo (in configurazione CHP: *Combined Heat and Power*) da 100 kWe caratterizzato da un'efficienza globale dell'80%.

A monte della camera di combustione, uno scambiatore di calore riscalda l'aria compressa in modo da garantire un'efficienza elettrica pari al 30% e si è utilizzata una turbina radiale monostadio non raffreddata in modo che la temperatura all'ingresso della stessa, sia caratterizzata da un valore limite superiore pari ai 950°C. Questa restrizione ha consentito di stimare le condizioni operative di progetto per il combustore grazie all'aiuto di un codice termodinamico per l'ottimizzazione dell'efficienza elettrica. Le principali quantità termodinamiche che caratterizzano la camera di combustione sono di seguito elencate:

T_{in} Aria	630 °C
P_{in} Aria	3.8 bar
Rapporto Totale Aria/Combustibile	6.61
Efficienza Combustibile	0.98
Potenza Termica	337 kW _{th}

Fig. 7.25: Specifiche di progetto ARI 100

Le specifiche di progetto per il prototipo di base sono le seguenti:

- a) Semplicità dei componenti.

b) Facilità di accesso ad ogni componente.

c) Geometria variabile per un'ulteriore ottimizzazione di progetto.

A tal proposito, si sono scelti i seguenti criteri di progettazione:

- camera di combustione a singolo silo;
- alimentazione del bruciatore con gas naturale;
- swirler radiale stabilizzato dalla diffusione della fiamma pilota, al fine di ridurre l'emissione di NO_x ;
- distributore convenzionale di aria fredda, forato (che di seguito chiameremo semplicemente *Liner*).

In Fig. 7.26 è visibile una sezione parziale della camera ARI100, mentre nella Fig. 7.27 si ha una più dettagliata immagine dei soli componenti *Liner* e bruciatore.

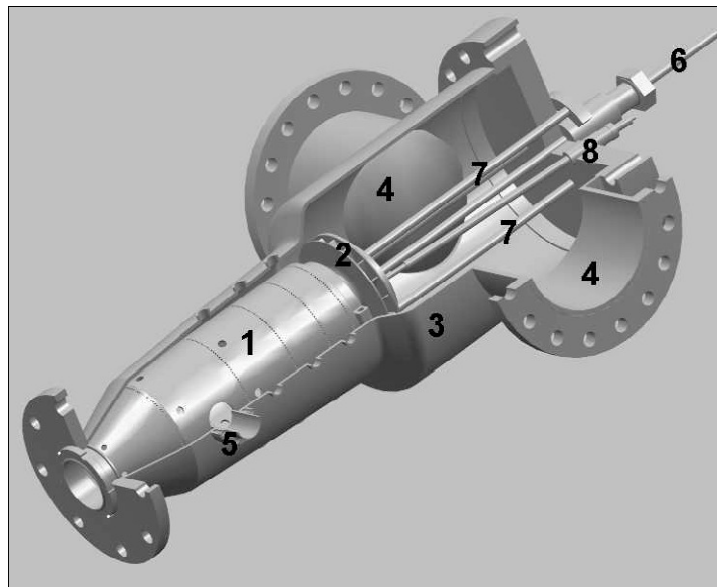


Fig. 7.26: Camera di combustione ARI100 (1: Liner; 2: Bruciatore; 3: Casing; 4: Ingressi aria; 5: Boroscope window; 6: Diffusion fuel-line; 7: Premix fuel-line; 8: Ignitor).

Tenendo conto dell'eventuale successiva ottimizzazione e della possibilità di testare differenti configurazioni della camera in esame, il layout dell'ARI100 è inoltre caratterizzato da: una possibilità di regolazione assiale degli iniettori di diffusione del combustibile (4 in Fig. 7.27); una fine sintonia tra il getto d'aria principale passante attraverso lo *swirler* ed i canali diffusivi (1 e 2 in Fig. 7.28); un controllo del getto secondario d'aria attraverso un insieme di griglie.

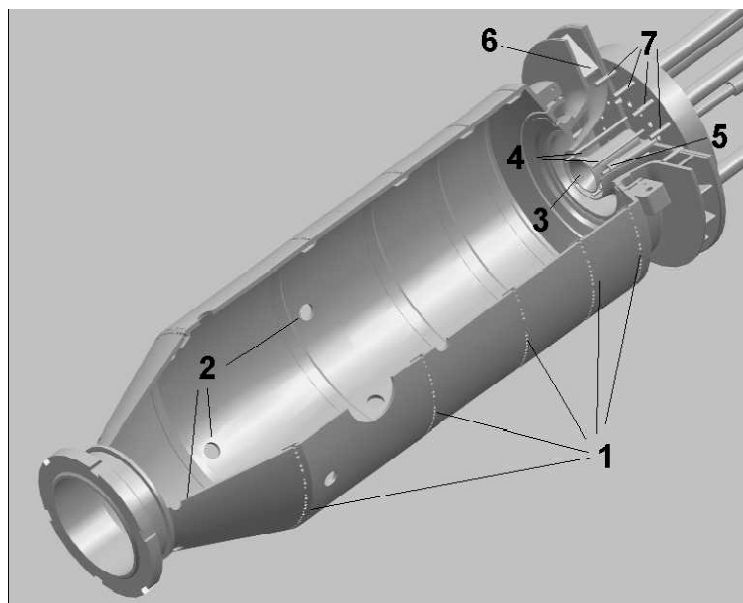


Fig. 7.27: Componenti del bruciatore e del Liner (1: Film cooling holes and deviators; 2: dilution holes; 3: Flameholder; 4: diffusion-line fuel injectors; 5: Ignitor; 6: Swirl vanes; 7: Premix-line fuel injectors.)

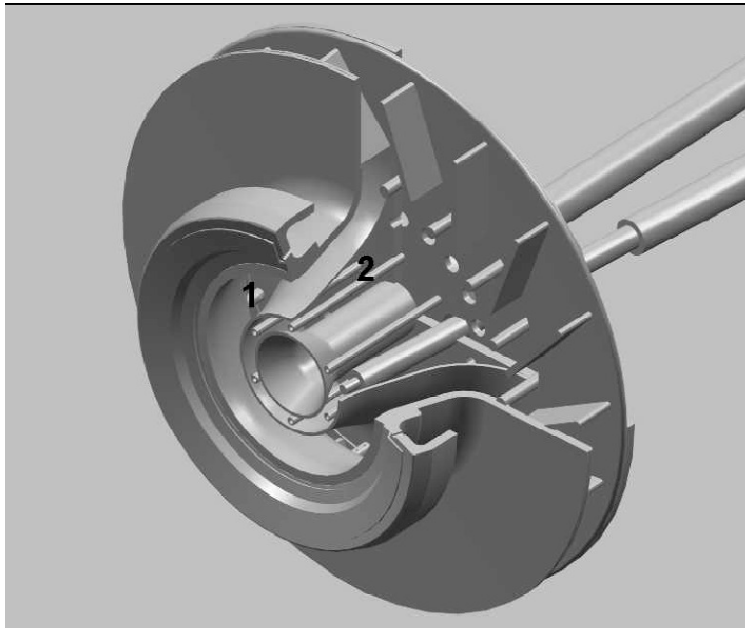


Fig. 7.28: ARI100 prototype, burner details (1: Swirl channel; 2: Diffusion channel).

Il bruciatore

La progettazione del bruciatore della camera ARI100 parte dalla considerazione che si desidera una combustione magra e premiscelata (*a Lean-premix combustion*).

Per l'erogazione del combustibile, il bruciatore è dotato di due diverse immissioni:

- quella **principale** o anche detta *main* (premix-line 7 in Fig. 7.27), studiata per supportare tra il 50%-100% del carico.
- quella **secondaria** (diffusion-line 4 in Fig. 7.27), realizzata invece per le operazioni di start-up (da macchina ferma ad *idle* = piena velocità, ma zero carico) e di carico parziale (da *idle* al 100% di carico). Quest'ultima linea funge anche

da fiamma pilota stabile in condizioni operative di alti carichi.

Le parti principali del bruciatore sono:

- il canale di *swirl* o semplicemente detto *swirler* (1 in Fig. 3);
- il canale di diffusione (2 in Fig. 3);
- il *flameholder* (3 in Fig. 2).

Sia lo *swirler* radiale che il *flameholder* sono stati inclusi nel layout del bruciatore al fine di ancorare e stabilizzare la fiamma.

La turbolenza del flusso si sviluppa per effetto di 18 pale. Il fattore di robustezza nominale delle suddette è pari a 1.1, al fine di garantire sia un fattore di turbolenza (*swirl number*) di 0.8, che un'angolazione del vortice di 46° attraverso la sezione del canale.

Il combustibile premiscelato viene erogato per mezzo di 18 tubi con 4 iniettori ciascuno, al centro di ciascuna coppia di pale in corrispondenza della sezione d'uscita della girante.

Inoltre, al fine di ottenere un potenziamento dei bruciatori per combustibili non tradizionali, si è scelto di lasciare uno spazio sufficiente in corrispondenza dell'asse centrale per un'ulteriore ingresso del carburante. Questo ha rappresentato il vincolo principale nel definire la dimensione del *flameholder* nella nuova configurazione del bruciatore.

Nella zona primaria di combustione si è assunto un rapporto di equivalenza pari a 0.524. La distribuzione di aria e combustibile entro il bruciatore, alle condizioni di progetto, è

pari al 90% e 10% per i canali di premiscelamento (FUELmain) e quelli di diffusione (FUELpilot) rispettivamente.

Il Liner

Il progetto preliminare del *liner* presuppone una velocità media di flusso pari a 30 m/s ed un rapporto area/volume prossimo ai 3 m⁻¹.

L'analisi CFD ha consentito inoltre, la progettazione sia del "dome" che della sezione convergente d'uscita, allo scopo di ottenere i reali schemi di ricircolazione e diluizione dei prodotti caldi.

In particolare, sia il sistema di raffreddamento a velo fluido che quello di diluizione, sono stati disegnati con l'aiuto di un codice numerico sviluppato in ambiente *MathCAD*.

Concettualmente il liner è stato suddiviso in diverse sezioni (*panels*). Ognuna di queste inizia dove è posizionata la ghiera degli spruzzi munita di una serie di buchi di raffreddamento e termina prima della successiva ghiera. Si è tenuto conto di un gruppo di fori di diluizione all'interno di ciascun pannello.

Con l'aiuto del suddetto codice numerico (*MathCAD*) si sono calcolati i principali parametri relativi a ciascun pannello, utilizzando semplici relazioni ingegneristiche. Entro i principali criteri di progettazione, la temperatura massima di 1000 K e le perdite del 5% della pressione massima attraverso il liner, consentono di valutare diverse configurazioni mediante il cambiamento dei dati di input e l'aggiornamento automatico del calcolo in modo rapido ed efficiente.

Il *Liner* è costituito di tre parti:

- il “*dome*” (a forma di tronco di cono divergente),
- un tubo rettilineo,
- un tronco di cono convergente (si veda Fig. 7.27).

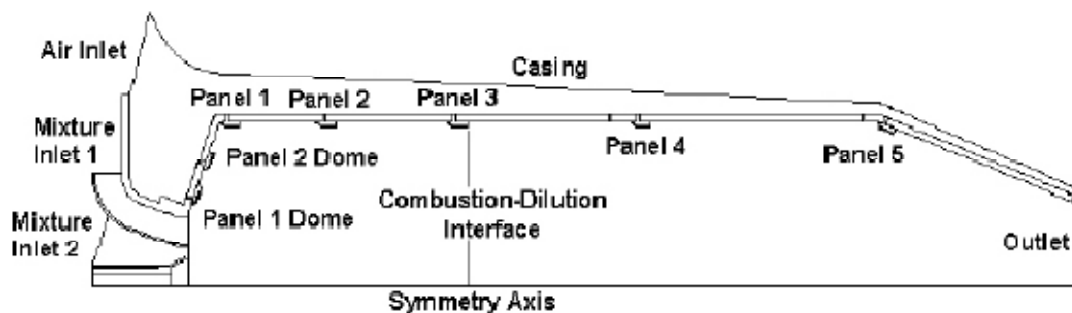


Fig. 7.29: Dominio computazionale rispetto all'asse di simmetria per il modello 2D.

Il “contenitore” esterno (*casing*) attraverso cui passa l'aria di raffreddamento, è infine, costituito di due parti principali, entrambe a forma di tronco di cono divergente (Fig. 7.29).

Caratteristiche di base

Inizialmente concentreremo l'attenzione sulle principali caratteristiche geometriche e aerodinamiche che sono comuni alla maggior parte dei bruciatori di turbine a gas, rivolgendo particolare attenzione alle strutture fluidodinamiche presenti in camera di combustione, alla preparazione del combustibile ed al raffreddamento delle pareti, mettendone in risalto l'importante ruolo che queste giocano nello sviluppo dei bruciatori.

I bruciatori della prima generazione di turbine aeronautiche, a causa delle pressioni e delle esigenze di guerra e la scarsa esperienza a disposizione dei progettisti, presentavano enormi

differenze nelle dimensioni, nella geometria e nella modalità di iniezione del combustibile. Col passare del tempo e con lo scambio di informazioni alcune somiglianze nella filosofia dei progettisti cominciarono a farsi vedere. Attorno al 1950, molte delle caratteristiche di base delle turbine aeronautiche convenzionali si stabilizzarono, così come le conosciamo oggi. Da allora la tecnologia dei bruciatori si è sviluppata in maniera graduale e continua, ma la maggior parte dei bruciatori di turbine aeronautiche oggi in servizio, tendono a somigliarsi in dimensioni, forma ed aspetto generale. Questa somiglianza, per quanto riguarda lunghezza ed area frontale, è causata dalla necessità di rimanere nei limiti imposti dagli altri componenti della turbina e dalla necessità di minimizzare le perdite di pressione e garantire buone prestazioni in un vasto range del rapporto aria/combustibile dato dalla veloce variazione della densità dell'aria in volo. Negli ultimi cinquant'anni la pressione in camera di combustione è cresciuta da 5 atm a 50 atm, la temperatura in ingresso da 450 K a 900 K e la temperatura in uscita da 1100 K a 1850 K. Questo continuo aumento delle prestazioni è stato accompagnato anche dalla riduzione dei livelli di emissioni inquinanti ottenuto grazie anche al raggiungimento di un'efficienza di combustione che per i moderni bruciatori si avvicina al 100%. Sebbene in questi anni si siano raggiunti diversi obiettivi circa l'aumento delle prestazioni e la contemporanea riduzione delle emissioni, nuovi problemi si sono presentati ai progettisti. Per molti motori industriali adesso è richiesta la capacità di funzionare con diverse tipologie di combustibili, sia liquidi che gassosi e questo sposta nuovamente in avanti il limite tecnologico che

deve permettere ai bruciatori *multi-fuel* di lavorare in tutte le condizioni caratterizzate da alti rendimenti. Simultaneamente, la maggior richiesta di affidabilità, di durata, di bassi costi di realizzazione, sviluppo e manutenzione, assume sempre più importanza per permettere alle turbine a gas di soppiantare la ormai consolidata tecnologia dei motori a combustione interna per uso industriale, automobilistico e marino.

Caratteristiche geometriche ed operative della camera di combustione oggetto del presente studio

La camera di combustione con tipica forma tubolare e bruciatore a miscela magra premiscelata (*Lean premixed combustor*), che andremo di seguito ad analizzare, è la stessa concepita dal Centro Ricerche Ansaldo per poter essere impiegata in un impianto cogenerativo MGT.

Come affermato pocanzi, essa è costituita di un *bruciatore* a sua volta costituito da uno *swirler* radiale, necessario a premiscelare il combustibile ed a favorire la nascita di un flusso toroidale creando così le condizioni ottimali per l'innesco della miscela. Vi è inoltre un distributore esterno (*casing*) che indirizza il flusso d'aria fredda sia ai fori di diluizione che a quelli appartenenti alla famiglia di superfici denominata *cooling*.

In Fig. 7.30 è visibile il volume della geometria 3D alla base delle analisi eseguite dal Prof. Raffaele Tuccillo e dall'equipe del Dipartimento di Ingegneria Meccanica per l'Energetica (D.I.M.E), dell'Università di Napoli Federico II.

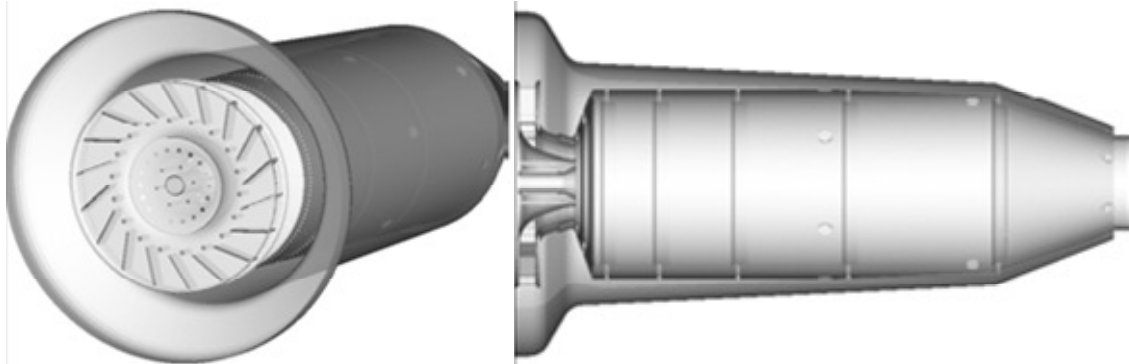


Fig.7.30: Tuccillo 2004 - Modello solido della camera di combustione.

Proprio ispirandoci alla suddetta geometria, abbiamo ricreato, mediante l'utilizzo del programma di grafica tridimensionale SolidWorks 2007, il medesimo volume 3D (Fig. 7.31), rispettando le stesse condizioni al contorno globali di seguito elencate.

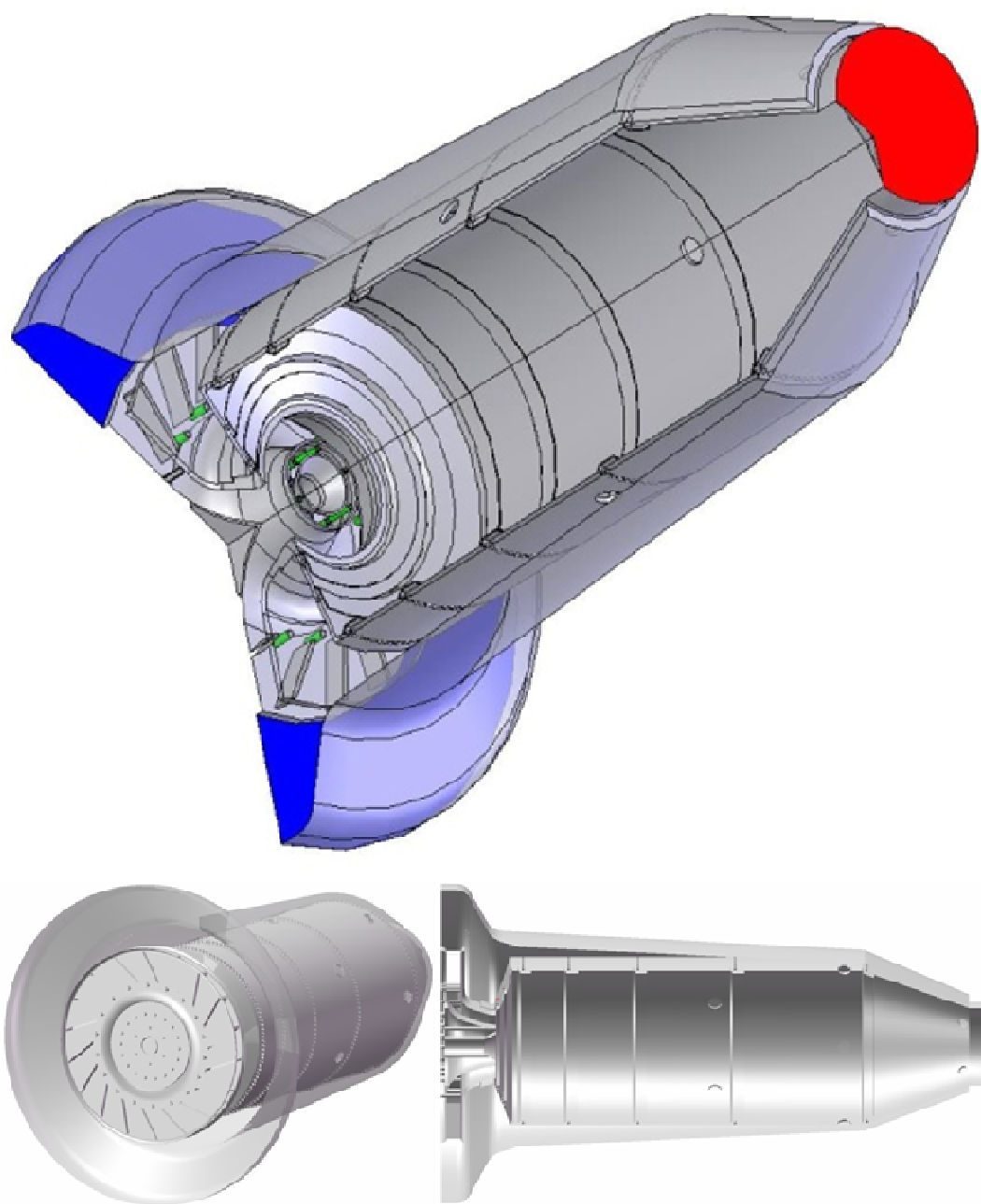
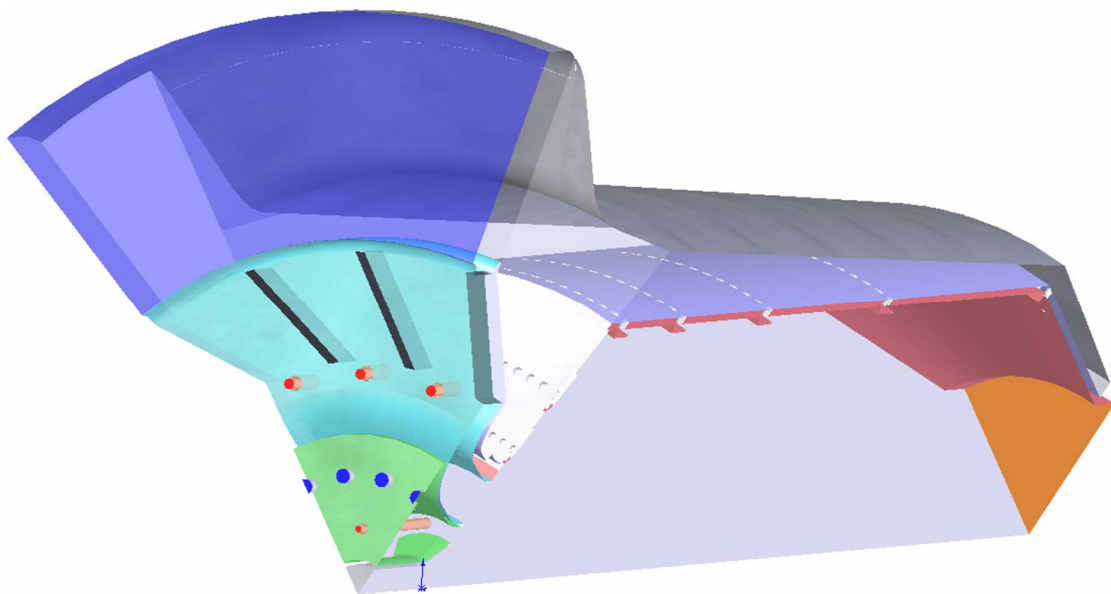


Fig. 7.31: Cenci 2006 - Modello solido della camera di combustione.

In Fig. 7.32 viene invece proposta una visione dello stesso volume, ma con una periodicità di 60° poiché a quella si farà successivamente riferimento nell'intera analisi numerica, grazie

agli evidenti vantaggi in termini di tempi di calcolo ed elaborazione che tale periodicità è in grado di offrire. Un'ulteriore vincolo, di cui si deve tener conto nella scelta di spicchi di 60° , consiste nel fatto che i *fori di dilution* sono posizionati sulla superficie del *casing* con appunto una periodicità di 60° . Dunque, è evidente che per tener in considerazione anche l'influenza che tali fori hanno nel processo di combustione, la minima porzione possibile dovrà essere di $\frac{1}{6}$. Nella stessa figura si possono inoltre osservare le principali aree investite dal processo di combustione. Una più chiara ed esemplificatrice immagine dei flussi coinvolti nel processo, la si ha in Fig. 7.33.



**Fig.7.32: Modello periodico 3D realizzato
(1/6 di camera di combustione)**

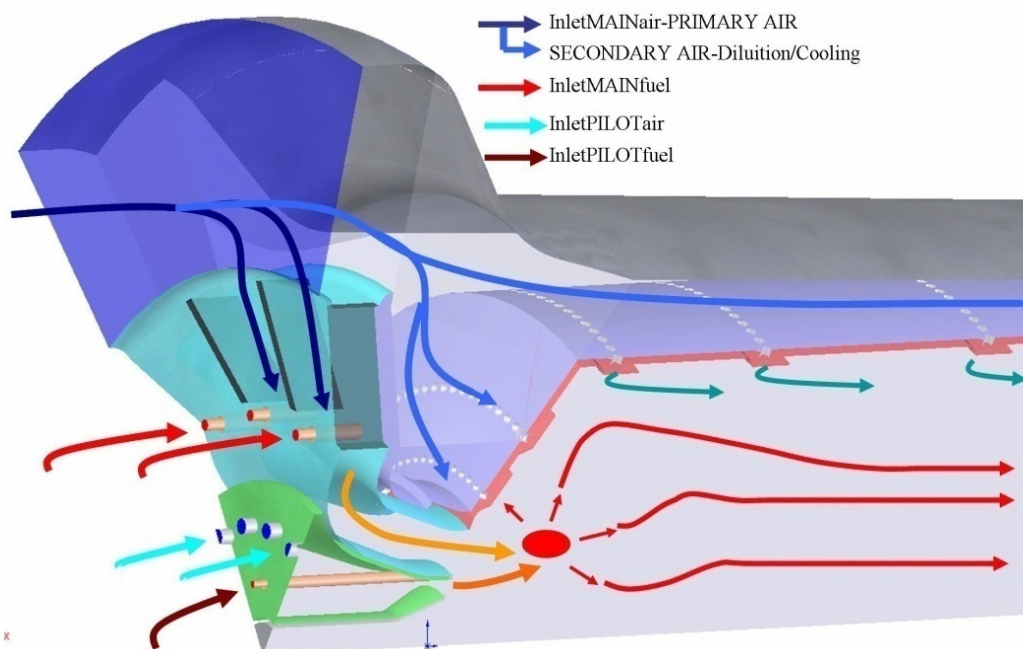


Fig.7.33: Andamenti qualitativi dei flussi coinvolti nel processo di combustione e definizione delle famiglie del dominio di calcolo.

Con il termine *InletMAINAir*, si è designato l'ingresso della portata d'aria principale che ha lo scopo sia di generare la vorticosità a bassa velocità necessaria ad ancorare la fiamma a valle dello *swirler* radiale, sia quello di favorire il raffreddamento delle pareti del bruciatore. Per questo motivo, dall'ingresso principale si ha una biforcazione del flusso d'aria in *primario* e *secondario*: il primo entra nello *swirler* premiscelandosi con la maggior parte del combustibile (90%) che viene erogato attraverso 18 iniettori con 4 ugelli ciascuno, la parte restante invece, con funzione refrigerante, fluisce attraverso i fori di diluizione e quelli della superficie di *cooling*. Si noti che un'ulteriore funzione che caratterizza questo flusso d'aria secondario, è quella di abbassare la

temperatura di fiamma in uscita dalla camera di combustione alla TIT desiderata (nel nostro caso pari a 1223 K).

La distinzione tra le regioni *PILOT* e *MAIN* consiste semplicemente nell'evidenziare quali siano le quantità necessarie alla combustione stechiometrica (al *PILOT* appunto) e quelle in eccesso.

Di seguito, le condizioni al contorno che caratterizzano aria e combustibile all'ingresso della camera di combustione:

ARIA:

Portata Totale = 0.8 kg/s

- al *MAIN* = (tot - %stechiometrica)
- al *PILOT* = (%stechiometrica)

Pressione in Ingresso = 384000 Pa

Temperatura in Ingresso = 905 K

COMBUSTIBILE:

Portata Totale = $7 \cdot 10^{-3}$ kg/s

- al *MAIN* = 90%
- al *PILOT* = 10%

Pressione in Ingresso = 384000 Pa

Temperatura in Ingresso = 400 K

Il flusso premiscelato e radiale, come si può notare ancora dalla Fig. 7.33, si miscela ulteriormente a valle dello swirler con le quantità stechiometriche aria/combustibile (%stechiometrica di aria entrante dai 18 fori al *PILOT* ed il 10% della portata complessiva di combustibile erogato

all'*InletPILOTFuel*). Nella Primary Zone si innesca dunque l'accensione che dà luogo ad una fiamma dalla tipica morfologia vista già in precedenza nelle simulazioni del Prof. Tuccillo. Nella prospettiva del piano meridiano, essa è caratterizzata dal tipico pennacchio all'insù, generato grazie alla pressione della Secondary Air proveniente dai fori del *cooling*.

7.4 GENERAZIONE DELLA GRIGLIA

Incontrando la necessità di generare griglie integrate ed avere buoni strumenti di postprocessamento nelle sofisticate analisi ingegneristiche del giorno d'oggi, il software ANSYS ICEM 11.0 si occupa appunto dell'acquisizione di geometrie tecnicamente avanzate, della generazione di griglie computazionali, della loro ottimizzazione e postprocessamento.

In Fig. 7.34 è possibile osservare in dettaglio le griglie che differiscono volutamente per ogni singola parte. Poiché come già affermato, vi deve essere un buon equilibrio tra onere computazionale (pochi elementi di griglia) e qualità della griglia (elevato numero di elementi), si è scelto di discretizzare maggiormente le parti fluidodinamicamente e computazionalmente più critiche.

Le informazioni globali relative alla griglia (non strutturata tetraedrica mista) qui rappresentata, sono le seguenti:

- Numero Totale di Elementi: 784942
- Numero Totale di Nodi: 139373

Valori del tutto simili e corrispondenti a quelli ottenuti dall'equipe dell'Università di Napoli con il software GAMBIT, relativi sempre ad una griglia non strutturata tetraedrica (Fig. 7.36):

- Numero Totale di Elementi: 765000
- Numero Totale di Nodi: 137400

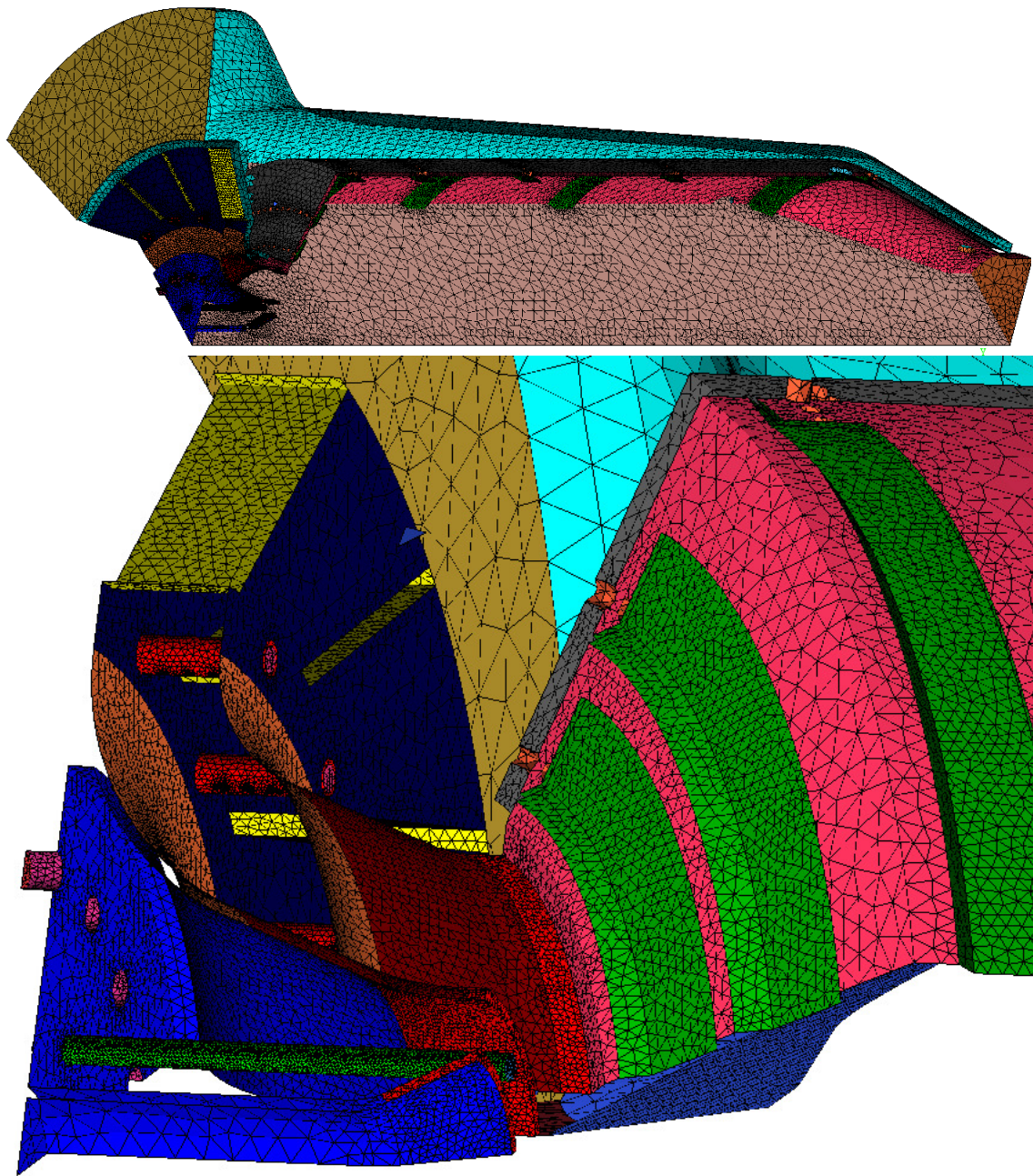


Fig. 7.34: Mesh particolarizzata per ogni famiglia di superficie, relativa ad 1/6 della camera di combustione

Un confronto qualitativo invece, è mostrato tra le Fig. 7.35 e 7.36, in cui sono state fotografate le discretizzazioni più accurate in corrispondenza delle regioni più fluidodinamicamente

critiche. I principali aspetti che, infatti, debbono essere tenuti in considerazione nella generazione della griglia, sono la periodicità e la buona discretizzazione sia sulla *geometria*, mediante un opportuno raffittimento *superficiale*, sia per quanto riguarda la *fluidodinamica* del processo di combustione, raffittendo i *volumi* in cui si ipotizzano i maggiori gradienti di temperatura (Fig. 7.37).

Per quanto riguarda invece la periodicità, poiché il software di analisi CFD da noi utilizzato (ANSYS CFX 10.0) richiede che si abbiano superfici perfettamente periodiche e planari, è alquanto importante garantire la più accurata discretizzazione degli spigoli di tali superfici ed in generale di tutti quegli spigoli che difficilmente sarebbero visibili al software di meshatura (come ad esempio l'ASSE di simmetria della geometria considerata. Se infatti non fosse stata specificata la presenza di tale curva, il programma avrebbe mal discretizzato le regioni ad essa circostanti). Dopo quindi, aver definito le diverse famiglie di superfici e curve che caratterizzano il dominio computazionale, si dovranno definire per ciascuna di esse gli

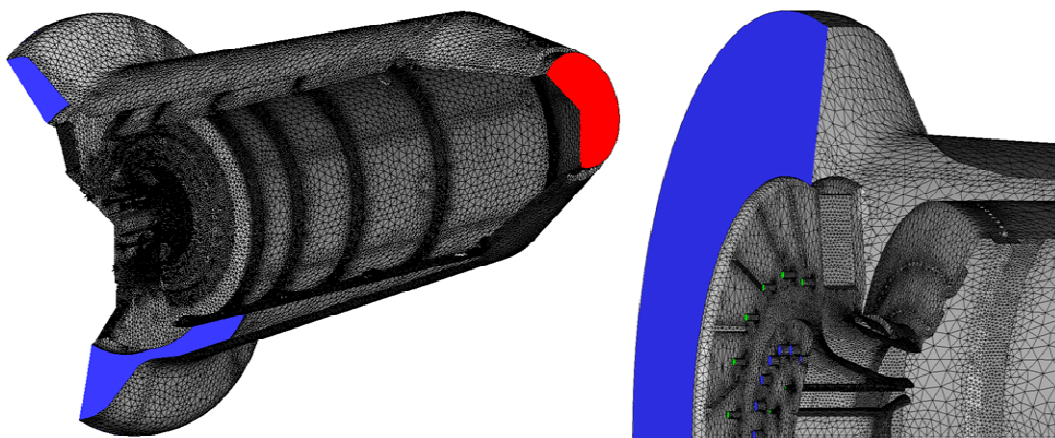
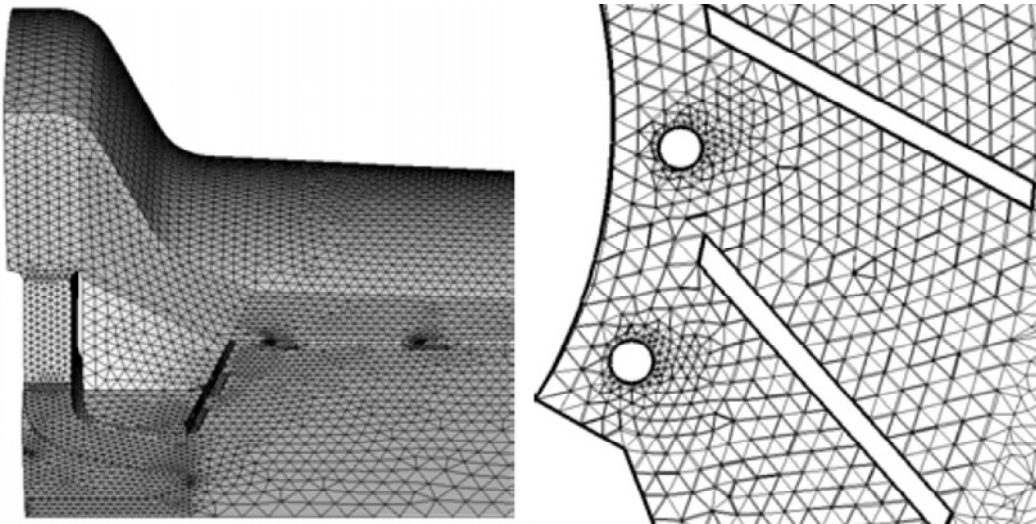


Fig. 7.35: Dettaglio della griglia generata

Griglia tetraedrica non strutturata
(Tuccillo 2004)



Griglia tetraedrica non strutturata
(Cenci 2006)

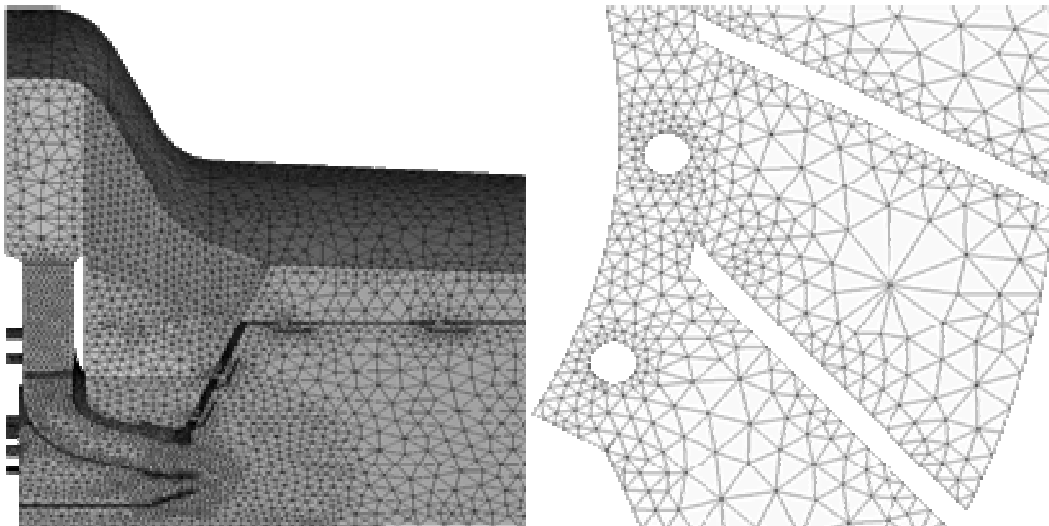


Fig. 7.36: Particolari della griglia non strutturata di Tuccillo.

Tutte le curve e superfici diverse dall'ASSE e dalle Superfici di PERIODICITA', sono state classificate sotto altre famiglie in

modo da poter separare oltre che i parametri di meshatura, anche le condizioni al contorno successivamente definibili nel codice CFD.

Oltre ad una griglia del tutto simile a quella utilizzata dal Prof. Tuccillo, ne è stata realizzata una seconda decisamente più fitta, al fine di valutarne l'influenza sul modello numerico. Questa seconda mesh è stata ottenuta mantenendo le proporzioni tra gli elementi delle varie famiglie ma spingendo il numero di elementi a valori limite per una workstation con buone prestazioni.

Non sono state realizzate griglie esaedriche a causa dell'elevata complessità della geometria.

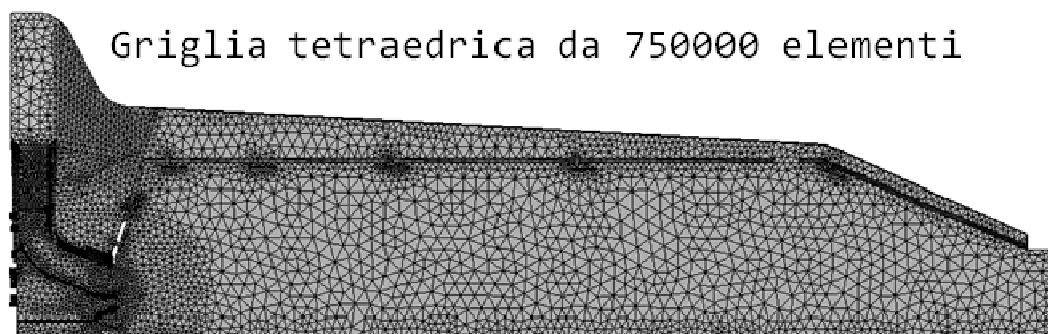


Fig. 7.37: Differenti livelli di raffittimento della griglia

7.5 ANALISI DEI RISULTATI NUMERICI

Nella presente tesi, uno degli scopi principali che si vuole perseguire, consiste nel voler ottenere la medesima morfologia di fiamma che caratterizza la combustione numericamente simulata dal Prof. Raffaele Tuccillo con il codice numerico *FLUENT*[®].

Per fare ciò abbiamo dovuto ricreare, oltre che geometria e dominio computazionale, anche le condizioni al contorno della camera di combustione (portata in massa di combustibile agli ingressi *MAIN* e *PILOT*, portata in massa di aria, periodicità nelle famiglie *Period Side1-2*, pressione statica all'OUT pari a 365000 Pa).

Lo studio presentato in questa tesi si è dunque focalizzato sull'impostazione e scelta di quei parametri e modelli necessari per l'ottenimento di simulazioni pressoché simili a quelle del Prof. Tuccillo, per la combustione di gas naturale (la cui composizione sarebbe quella riportata in Fig.7.11, ma che noi abbiamo supposto per semplicità pari al 100% di CH₄).

Oltre a ciò, è stato studiato il funzionamento della camera, variando la composizione del combustibile ed utilizzando biogas al 60% di CH₄..

Analisi di sensibilità alla griglia

L'analisi di sensibilità alla griglia condotta, è volta alla valutazione della risposta del modello di turbolenza e, come conseguenza del gradiente del rapporto k/ϵ , di quella del modello di combustione. Le griglie presentate sono una selezione di una serie di numerosi tentativi effettuati, volti a valutare

l'influenza della distribuzione e del numero totale di elementi sul modello numerico. L'esito di questa serie di analisi ha confermato la necessità di raffittire in modo molto deciso tutto il dominio computazionale per osservare eventuali differenze nei risultati, poiché, con un numero di elementi limitato e minimo non si osservavano sensibili differenze.

Di seguito sono illustrati i risultati ottenuti in termini di profilo di temperatura lungo la sezione longitudinale della camera di combustione, sia come prestazioni globali.

Per effettuare l'analisi di sensibilità alla griglia sono stati bloccati i seguenti modelli numerici

- Modello di turbolenza: BSL
- Modello di combustione: EDM + FRC
- Velocità di reazione: CFXstd

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
750000 elm TETRA	1188.6	1235.3	325.7
2500000 elm TETRA	1192.5	1213.2	305.2

Fig. 7.39: Analisi di sensibilità alla griglia: prestazioni globali della camera di combustione

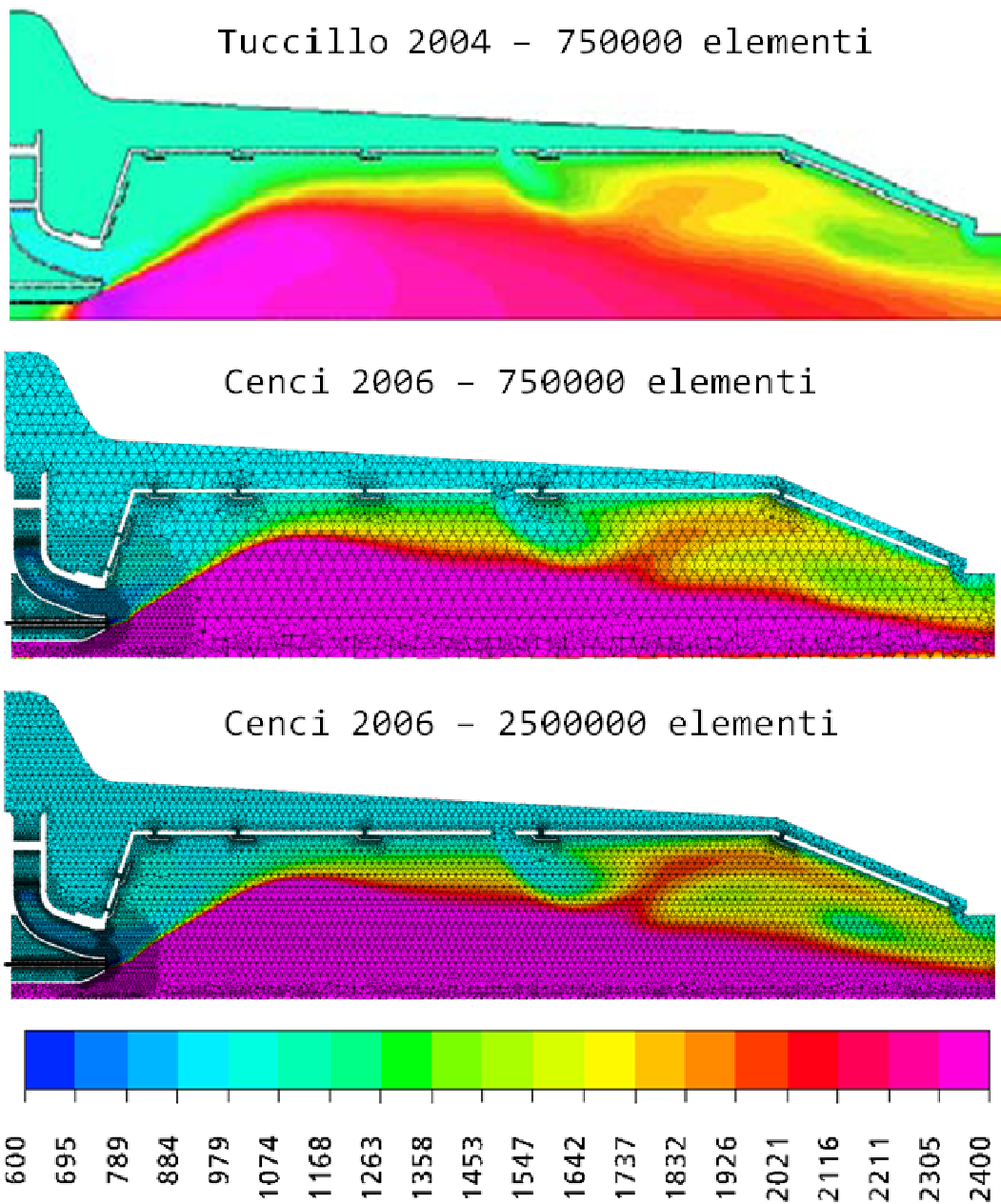


Fig. 7.38: Analisi di sensibilità alla griglia: profilo di temperatura [K] sulla sezione longitudinale

Dall'osservazione qualitativa dei profili di temperatura, si nota che sono decisamente simili a quelli pervenuti dalle analisi del Prof. Tuccillo senza che il raffittimento della

griglia produca sostanziali differenze nel risultato. Si può identificare una zona di combustione numerica ma non realistica nella zona situata sotto la linea di pilot dove, elevati gradienti del rapporto k/ϵ portano il modello di combustione a simulare l'accensione della miscela.

Anche per quanto riguarda la potenza erogata dalla macchina, le differenze sono contenute entro una differenza del 6%.

Tuttavia, i tempi di calcolo per raggiungere la convergenza, relativi alle due griglie sono estremamente diversi. Si parla di 7 ore per la prima griglia, simile a quella del Prof. Tuccillo e di 26 ore per la griglia raffittita. Motivo per cui, nel seguito dello studio è stata comunque utilizzata la prima, con una considerazione comparativa in base alla valutazione dei vari modelli numerici.

	Iterazioni per convergenza [n°]	tempo per convergenza [h]
750000 elm TETRA	400	7.5
2500000 elm TETRA	400	26.4

Fig. 7.40: Onere computazionale in risoluzione delle griglie utilizzate

Analisi di sensibilità al modello di turbolenza

Di seguito sono illustrati i risultati ottenuti da una serie di simulazioni volte a valutare l'influenza del modello di turbolenza sul modello numerico. Le simulazioni qui riportate sono state ottenute a parità di

- Griglia: Tetraedrica da 750000 elm

-
- Modello di combustione: EDM + FRC
 - Velocità di reazione: CFXstd

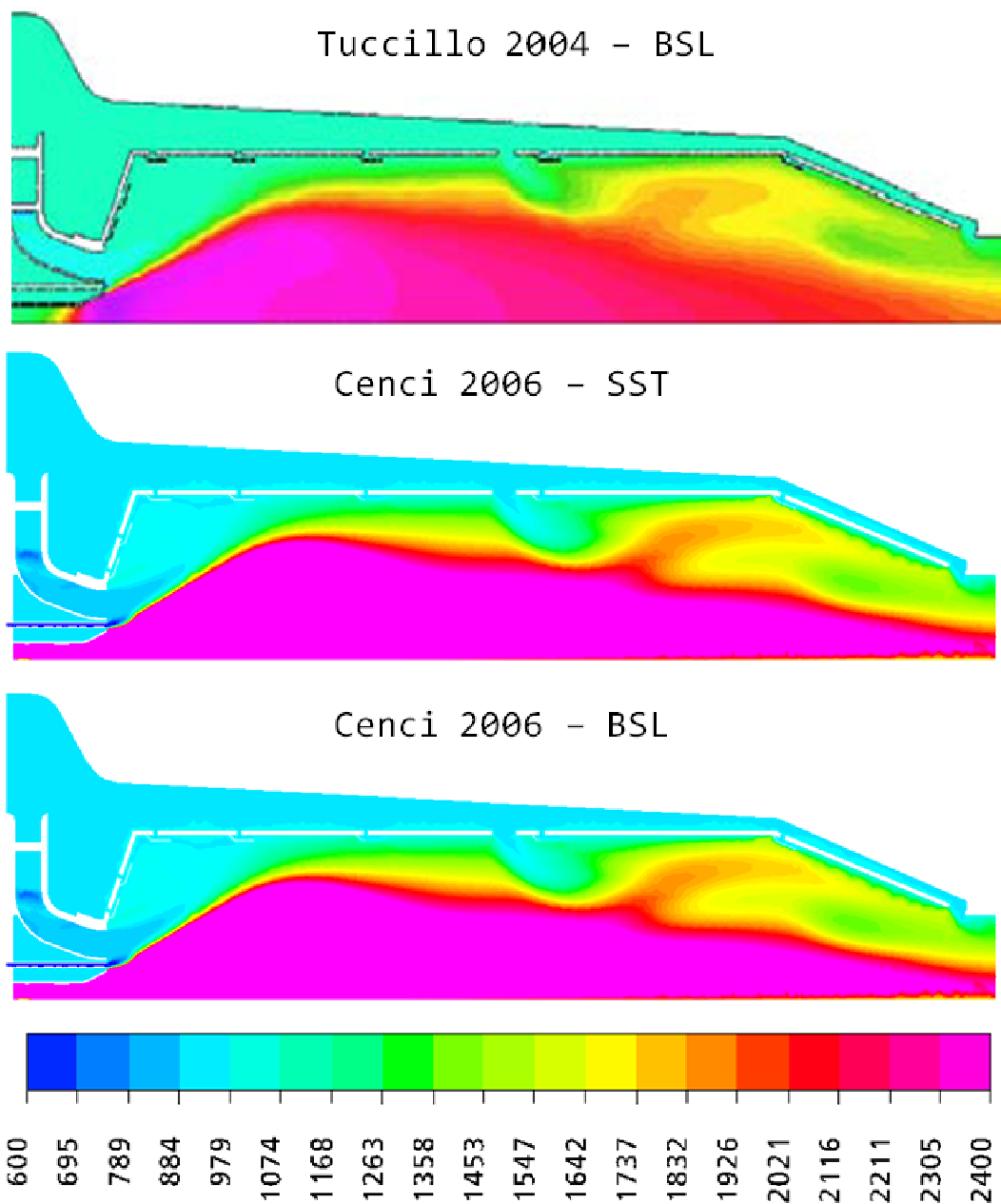


Fig. 7.41: Analisi di sensibilità al modello di turbolenza: profilo di temperatura [K] sulla sezione longitudinale

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
BSL	1188.6	1235.3	325.7
SST	1190.6	1232.5	323.5

Fig. 7.42: Analisi di sensibilità al modello di turbolenza: prestazioni globali della camera di combustione

Dall'analisi dei risultati, sembra che la variazione del modello di turbolenza non abbia effetti sostanziali né sul profilo di temperatura né sulle prestazioni globali della macchina. Sono stati testati altri modelli di turbolenza, anche più complessi, ma spesso tali modifiche portano il modello ad essere meno robusto e a non prevedere combustione.

Analisi di sensibilità al modello di combustione

Anche per la camera di combustione ARI 100 sono stati testati i due modelli di combustione implementati in ANSYS CFX 11.0 dedicati a questo tipo di analisi. Le simulazioni qui riportate sono state ottenute a parità di

- Griglia: Tetraedrica da 750000 elm
- Modello di turbolenza: BSL
- Velocità di reazione: Tuccillo

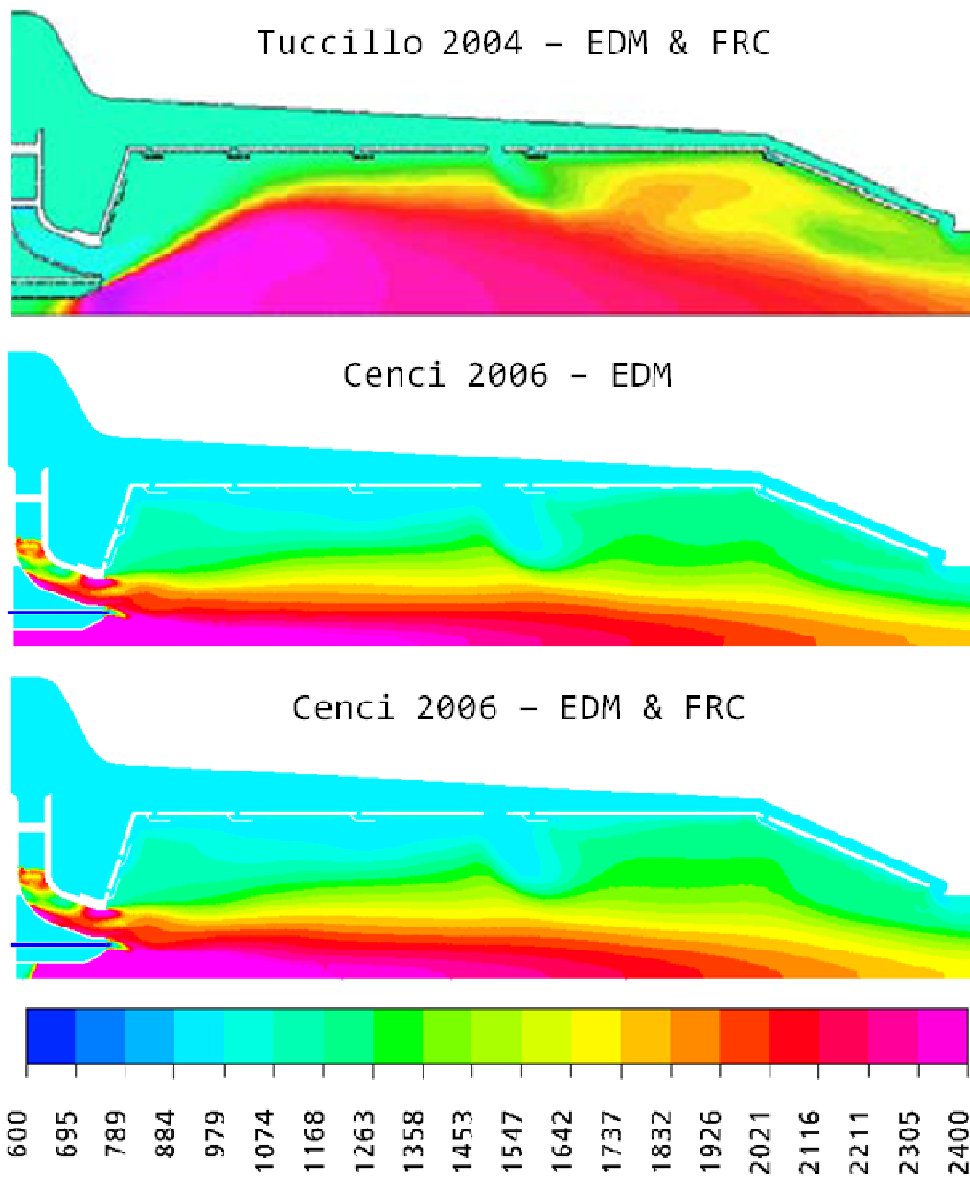


Fig. 7.43: Analisi di sensibilità al modello di combustione: profilo di temperatura [K] sulla sezione longitudinale

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
EDM	1188.6	1235.3	325.7
EDM & FRC	1189.3	1241.2	331.6

Fig. 7.44: Analisi di sensibilità al modello di combustione: prestazioni globali della camera di combustione

Per questa analisi di sensibilità è stata implementata, a differenza delle due precedenti, la velocità di reazione studiata e testata dal Prof. Tuccillo nei suoi articoli. Si nota immediatamente che la morfologia della fiamma ottenuta risulta completamente diversa da quelle ottenute con la velocità di reazione implementata da ANSYS CFX 11.0 così come da quella derivante dalle simulazioni dello stesso Prof. Tuccillo.

La combustione, infatti, inizia già all'interno del canale main accelerando fortemente la miscela che, pur scontrandosi con la corrente proveniente dalla linea pilot, prosegue lungo l'asse della camera di combustione senza espandersi all'intero dominio. La combustione risulta, come ci si aspetta, più aggressiva e l'accensione si verifica anche a monte della primary zone.

Il differente modello di combustione implementato, invece, non produce risultati sensibilmente diversi tra loro, né per quanto riguarda il profilo di temperatura né sulle prestazioni della camera di combustione, se non per ciò che concerne la zona sottostante la linea del pilot, ed un lieve aumento della zona occupata dalla fiamma.

Si consideri che durante queste analisi è stato impossibile ottenere combustione accoppiando il modello EDM e la velocità di reazione di ANSYS CFX 11.0.

Per poter valutare anche l'influenza dei parametri di combustione sul modello numerico sono, poi, state condotte una serie di analisi che hanno prodotto i seguenti risultati.

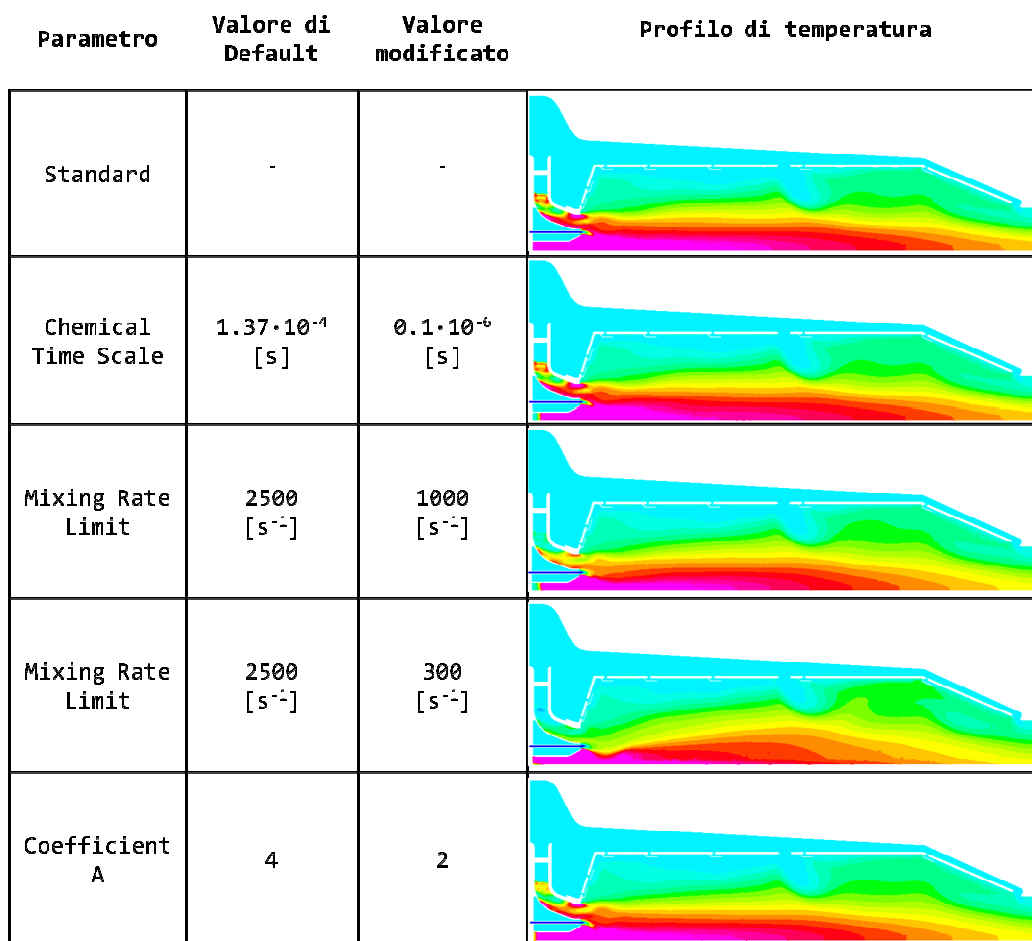


Fig. 7.45: Analisi di sensibilità ai parametri di combustione: profilo di temperatura [K] sulla sezione longitudinale

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
Standard	1187.9	1271.8	360.5
Chemical Timescale: $5 \cdot 10^{-5}$	1187.8	1272.5	361.5
Mixing Rate Limit: 1000	1188.1	1255.8	345.1
Mixing Rate Limit: 300	1190.6	1252.7	342.8
Coefficient A: 2	1186.3	1254.0	343.1

Fig. 7.46: Analisi di sensibilità ai parametri di combustione: prestazioni globali della camera di combustione

Come si può notare, la variazione dei parametri di combustione valutati, può introdurre notevoli differenze nella morfologia della fiamma, e, in certi casi anche nelle prestazioni globali della macchina. Infatti, se la riduzione del Chemical Timescale non provoca notevoli cambiamenti, il Mixing Rate Limit è in grado di ridurre in un certo modo l'esplosività della fiamma generando temperature più elevate in una zona più vasta. Anche la variazione del Coefficiente A è tale da modificare la combustione, ma il modello risponde a tali modifiche in modo meno robusto arrivando a non prevedere l'accensione della miscela.

Osservando le performance della macchina, si nota che questi due parametri portano un decremento della potenza erogata, come ci si può aspettare.

Per un'osservazione più fine del Mixing Rate Limit, di seguito sono illustrati i risultati di una serie di simulazioni volte ad apprezzarne l'influenza sul modello mantenendo adottando come base di partenza i seguenti modelli:

- Griglia: Tetraedrica da 750000 elm
- Modello di turbolenza: BSL
- Velocità di reazione: CFXstd

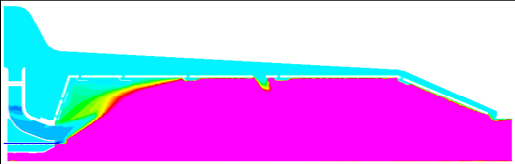
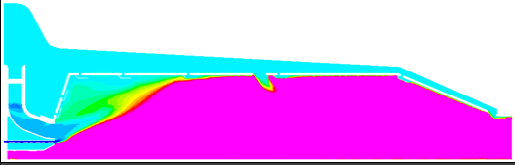
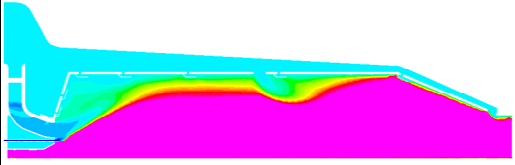
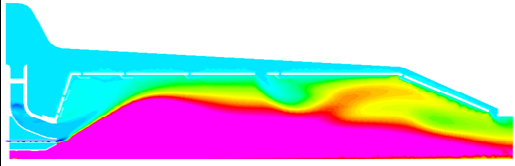
Parametro	Valore di Default	Valore modificato	Profilo di temperatura
Standard	-	-	
Mixing Rate Limit	2500 [s ⁻²]	800 [s ⁻²]	
Mixing Rate Limit	2500 [s ⁻²]	300 [s ⁻²]	
Mixing Rate Limit	2500 [s ⁻²]	75 [s ⁻²]	

Fig. 7.47: Analisi di sensibilità ai parametri di combustione: Profilo di temperatura [K] per diversi valori del Mixing Rate Limit

Come si può notare, il Mixing Rate Limit può essere variato in modo deciso ed è in grado, per questa geometria, di ottenere un profilo di temperatura più realistico. Il risultato che è stato utilizzato precedentemente è quello relativo ad un Mixing Rate Limit di 75 s^{-1} e che prendiamo come riferimento poiché produce un profilo di temperatura, oltre che maggiormente plausibile, molto simile a quello ottenuto dal Prof. Tuccillo.

Tale parametro è in grado di correggere la morfologia di fiamma senza compromettere le prestazioni globali della macchina mantenendo un modello molto robusto ed in grado di raggiungere la combustione anche per valori decisamente bassi.

Sembra, tuttavia, che questo risultato non possa essere del tutto generalizzato a qualsiasi geometria poiché la combustione, dipendendo fortemente dal campo di turbolenza (rapporto k/ϵ) è assolutamente influenzata dalla geometria circostante.

In più se tale parametro ha un effetto sensibile con il modello di combustione EDM & FRC, lo perde con il modello EDM

Analisi di sensibilità alla velocità di reazione

La notevole differenza precedentemente riscontrata nelle analisi dove è stata implementata la velocità di reazione di ANSYS CFX 11.0 o quella studiata dal Prof. Tuccillo, viene esplicitata dai seguenti risultati.

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
CFXstd	1202.0	1249.3	343.0
Tuccillo	1189.3	1241.2	331.6

**Fig. 7.49: Analisi di sensibilità alla velocità di reazione:
Prestazioni globali della camera di combustione**

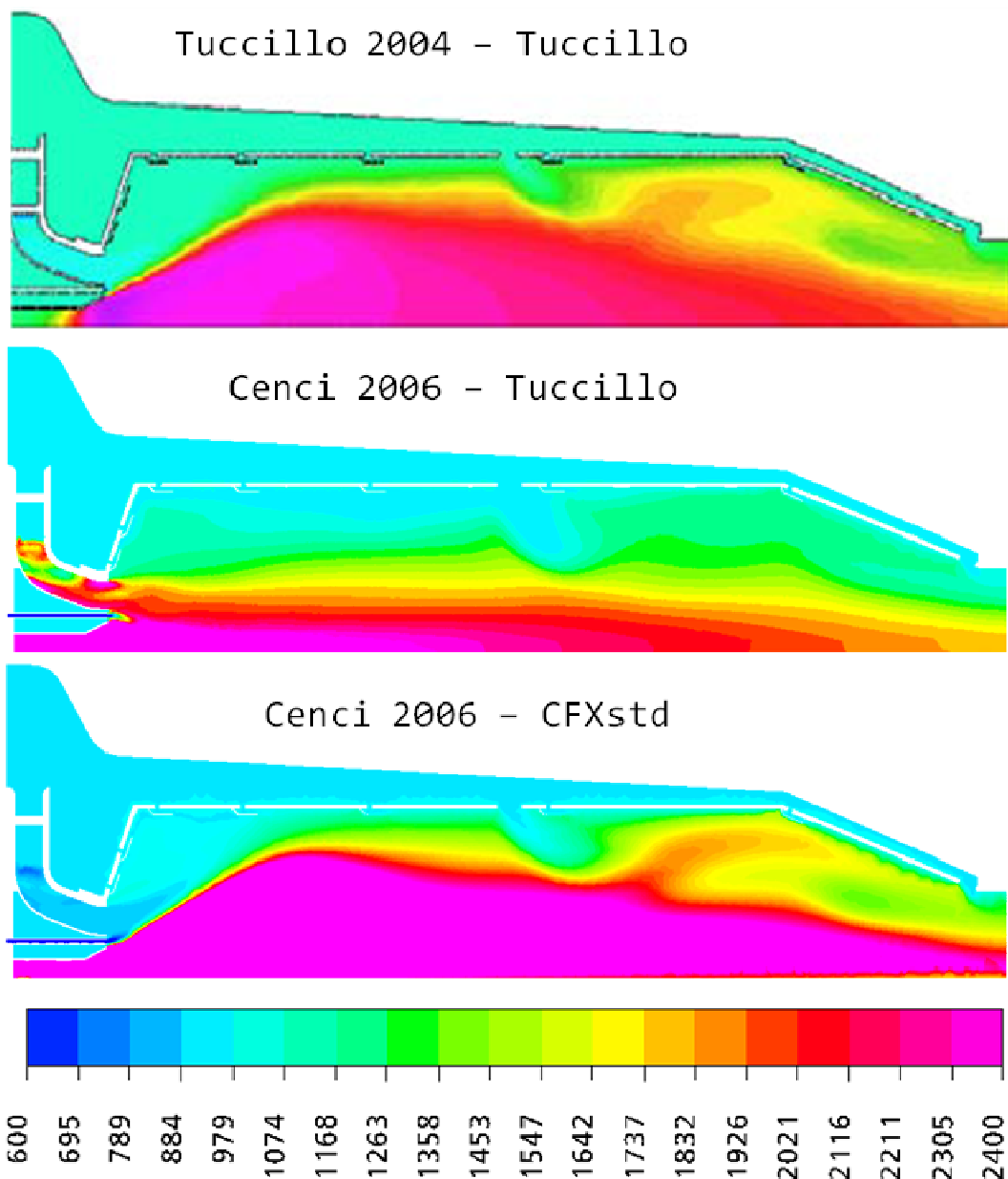


Fig. 7.48: Analisi di sensibilità alla velocità di reazione:
 Profilo di temperatura [K] sulla sezione longitudinale

E' notevole la differenza sui profili di temperatura ottenuti dalle due velocità di reazione qui illustrati.

L'esplosività della fiamma ottenuta dallo schema del Prof. Tuccillo, fin dal primo miscelamento tra gas ed aria nella linea

main, accelera fortemente la miscela che, pur incontrando il flusso proveniente dalla linea pilot, prosegue parallela all'asse della camera con una fiamma molto concentrata. I gradienti di temperatura sono più elevati rispetto a quelli ottenuti con la velocità di reazione standard di ANSYS CFX 11.0 che, per contro, producono una fiamma che occupa la maggior parte del dominio computazionale.

I risultati quantitativi sulle prestazioni globali sono, tuttavia, decisamente simili (entro un 3% le differenze).

Ciò che risulta meno chiaro è la diversità di comportamento dei due schemi di reazione all'interno del codice fluidodinamico numerico utilizzato. Infatti, se ANSYS CFX 11.0, a parità di parametri e modelli utilizzati, produce risultati sensibilmente diversi da quelli ottenuti dal Prof. Tuccillo con FLUENT®, implementando la velocità di reazione relativa ai suoi articoli, si ottengono risultati molto più simili usando lo schema di reazione implementato di default. In ANSYS CFX 11.0 tuttavia, si ricorda che il modello numerico che prevede l'uso del modello di combustione del Prof. Tuccillo risulta sempre più robusto.

Tale comportamento è un'ulteriore conferma del fatto che ogni geometria necessita di un accurato studio di sensibilità ad una numerosa serie di modelli e parametri e che risulta difficile generalizzare determinati risultati.

Confronto tra alimentazione a Metano e a Biogas

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti in seguito alla simulazione di un'alimentazione a biogas con una percentuale in

volume del 60% (35% in massa) di CH₄ e del 40% (65% in massa) di CO₂. A tal fine è stata modellato un apporto di CH₄ pari a quello previsto per la normale alimentazione a Metano che, per la porzione pari ad 1/6 di camera di combustione è pari a 1.17e-03 kg s⁻¹. Questa condizione comporta un inevitabile aumento della portata di combustibile totale (ovvero del biogas da introdurre) a 3.33e-03 kg s⁻¹ che per l'intera camera di combustione significa passare da 7e-03 kg s⁻¹ a 20e-03 kg s⁻¹ (circa il 65% del combustibile in più).

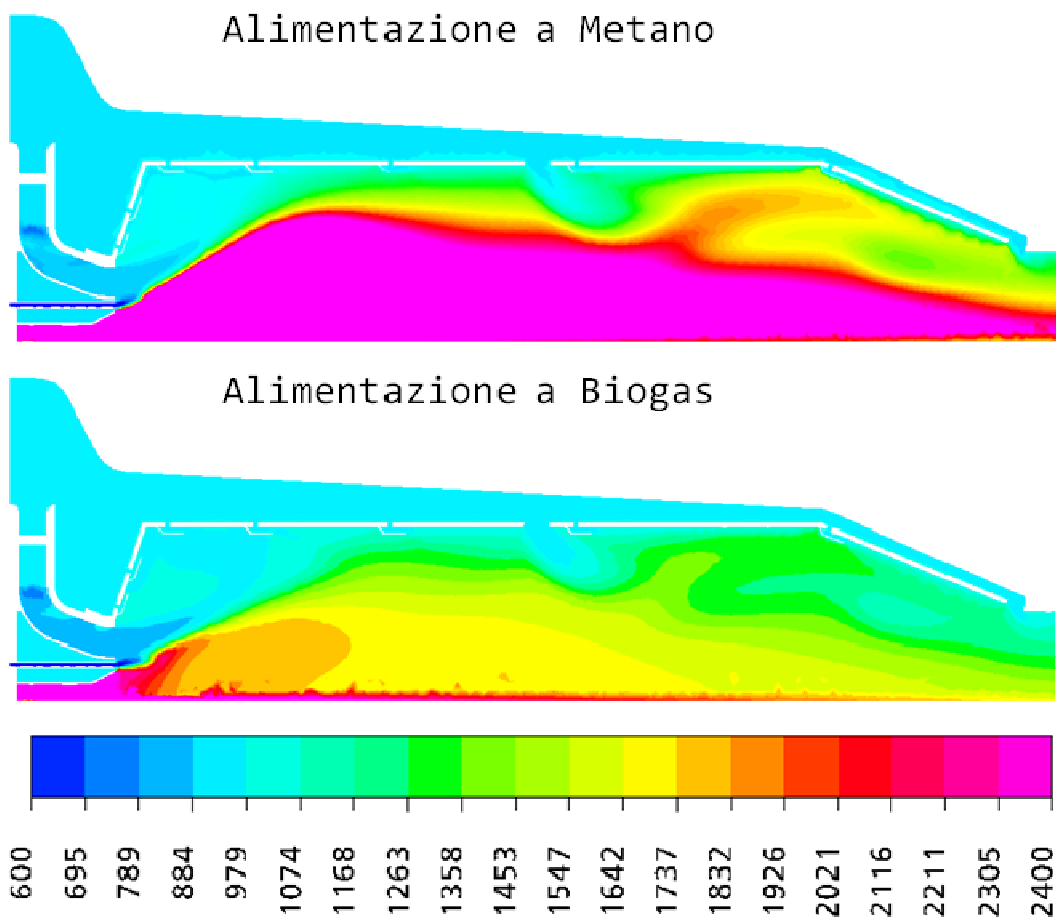


Fig. 7.50: Alimentazione a Metano o Biogas: Profilo di temperatura [K] sulla sezione longitudinale

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
Metano	1188.6	1235.3	325.7
Biogas	1193.2	1223.9	321.0

Fig. 7.51: Alimentazione a Metano o Biogas: Prestazioni globali della camera di combustione

Osservando i risultati ottenuti con l'alimentazione a metano, è evidente la riduzione della zona interessata dalla fiamma, che, per altro, sembra avere un comportamento poco realistico poiché rientra nella zona sottostante alla linea del pilot. Le temperature che interessano tutta la camera di combustione si riducono decisamente, pur mantenendo un profilo di fiamma plausibile.

Il primo provvedimento diretto verso l'ottimizzazione della combustione a seguito dell'alimentazione a Biogas può essere la redistribuzione della percentuale di combustibile tra la linea pilot e la linea main. Aumentando, infatti la percentuale di combustibile alla linea pilot, si può ipotizzare che la l'accensione produca una fiamma più estesa in grado di aumentare le performance a parità di energia introdotta. Nei risultati presentati di seguito, a parità di Biogas totale, e quindi di Metano, introdotto, è stato variata la percentuale di combustibile iniettata lungo la linea main e lungo la linea pilot.

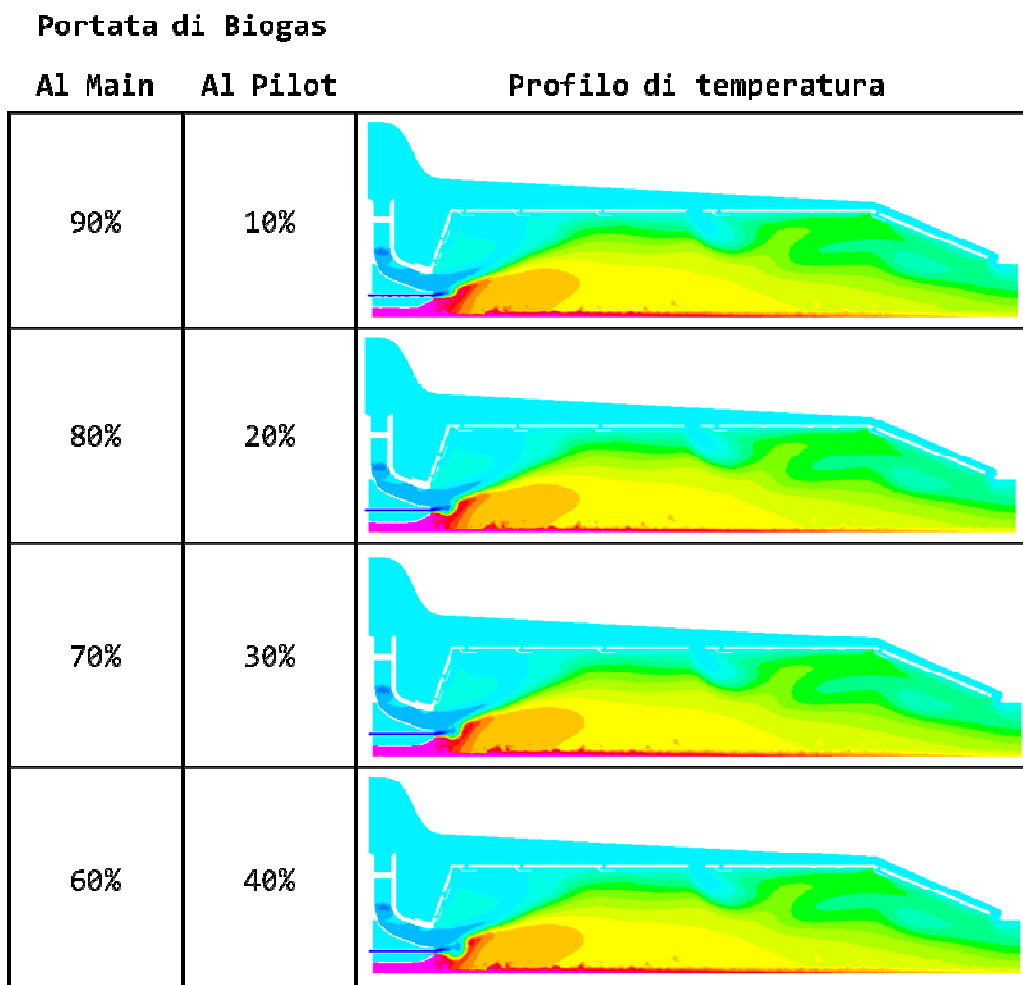


Fig. 7.53: Variazione del frazionamento di Biogas verso la linea Main e verso la linea Pilot: Profilo di temperatura [K]

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
90% Main, 10% Pilot	1193.2	1223.9	321.0
80% Main, 20% Pilot	1193.3	1226.5	323.1
70% Main, 30% Pilot	1193.3	1226.8	323.3
60% Main, 40% Pilot	1193.5	1226.5	323.4

Fig. 7.54: Variazione del frazionamento di Biogas verso la linea Main e verso la linea Pilot: Prestazioni globali

Come si può notare, anche a fronte di forti variazioni della percentuale di Biogas iniettata al main, non si verifica una sostanziale modifica della combustione e della morfologia di fiamma.

Poiché tale modifica, attuabile anche elettronicamente, potrebbe non essere sufficiente a permettere un corretto utilizzo del combustore in esame sono state valutate modifiche geometriche che vanno in questa direzione, che prevedono il frazionamento originale di combustibile tra pilot e main. Se da un lato la geometria di questa camera di combustione è stata sviluppata per inserire un ulteriore ingresso di combustibile a basso potere calorifico, proprio nella zona sottostante alla linea di pilot, è interessante comprendere i fenomeni fluidodinamici che producono tale morfologia di fiamma e tentare di apportare modifiche alla geometria tali da ottimizzare la combustione in seguito all'utilizzo di combustibili alternativi. Sono stati, così, prodotti una serie di modelli solidi che prevedono alcune modifiche alla linea del main e del pilot, tali per cui sia possibile comprendere il fenomeno di miscelamento e combustione tra i due flussi di miscela.

Le modifiche alla geometria ipotizzate si sono concentrate sulla variazione di sezione (restringimento) e di forma (venturi) della linea main di alimentazione e sulla flessione dell'ultimo tratto della zona del pilot con lo scopo di aumentare l'esplosione centrifuga del flusso proveniente dal main.

Altra modifica fondamentale prodotta è stata l'eliminazione dei fori di diluizione. Tale necessità è sostenuta dal fatto che le temperature in prossimità del liner si riducono notevolmente e,

di conseguenza, non è così necessario raffreddare ulteriormente i gas. Inoltre, l'eliminazione dei fori di diluizione porta ad un aumento della pressione e della portata attraverso la linea del main in grado di accentuare la combustione.

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti.

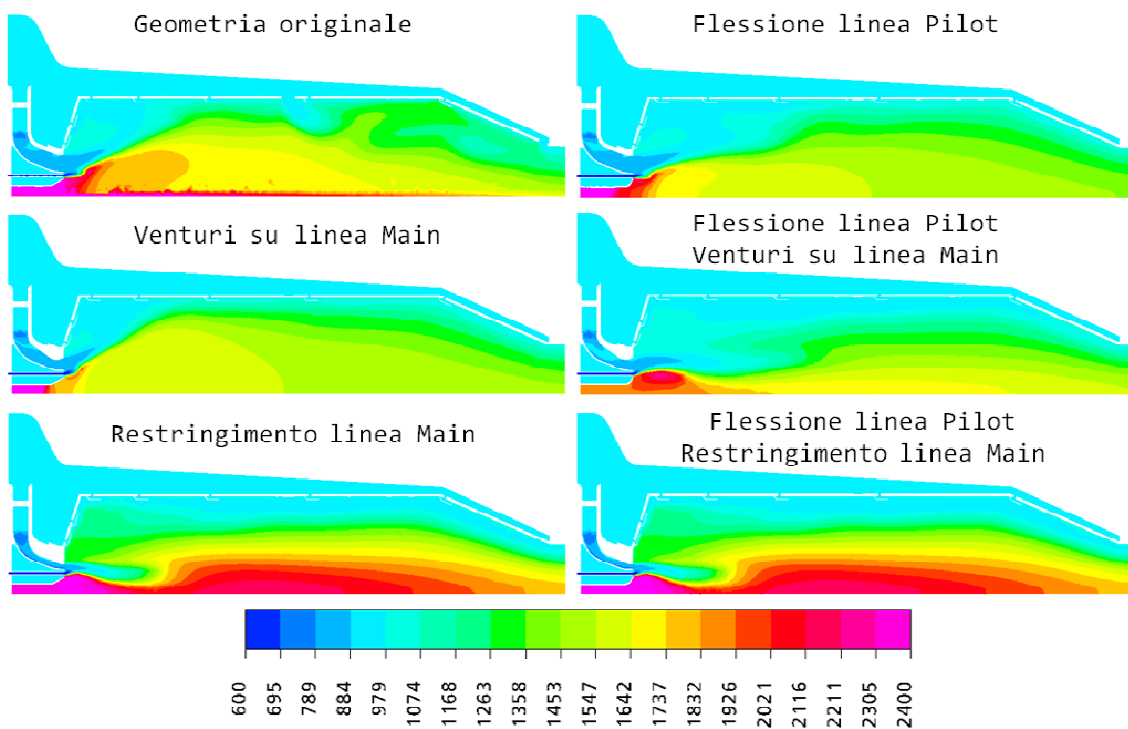


Fig. 7.55: Modifiche alla geometria per alimentazione a Biogas: Profilo di temperatura [K] sulla sezione longitudinale

E' importante sottolineare che l'ipotesi e la realizzazione di alcune modifiche alla geometria della camera di combustione ha generato maggiore consapevolezza e conoscenza del modello e della combustione all'interno della macchina. Il passaggio alla scelta della geometria più indicata all'alimentazione con Biogas è immediato e tangibile.

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
Originale	1193.2	1223.9	321.0
Venturi su Main	1191.3	1232.5	328.7
Restringimento su Main	1188.5	1231.7	327.2
Flessione su Pilot	1180.3	1233.1	326.2
Fless. Pilot + Venutri Main	1170.3	1236.7	326.9
Fless. Pilot + Restr. Main	1188.8	1232.0	327.5

Fig. 7.56: Modifiche alla geometria per alimentazione a Biogas: Prestazioni globali della camera di combustione

Inizialmente si poteva ipotizzare la necessità di aumentare il miscelamento tra le due correnti di Main e Pilo grazie ad un contemporaneo aumento di velocità della miscela nella prima e ad una maggiore inclinazione centrifuga del flusso nella seconda. I risultati dimostrano, invece, che la sola flessione verso l'esterno dell'ultimo tratto della zona di pilot produce sì una deflessione del flusso del main, che tuttavia non aumenta il miscelamento senza favorirne la combustione. Anche l'ipotesi di modificare la linea del main producendo un venturi in grado di recuperare pressione e meglio miscelarsi con il flusso del pilot, non ha dato risultati positivi riducendo ulteriormente la zona interessata dalla fiamma. La modifica sostanziale e utile a favorire la combustione rimane, invece, il restringimento dell'ultimo tratto della linea del main che aumenta la velocità del flusso. La combustione, in questo caso, si allontana dalle pareti della primary zone e produce una fiamma più estesa di quella derivante dalla geometria originale che interessa quasi tutto il combustore. L'accoppiamento tra questa geometria e la

flessione del pilot non produce grandi differenze a conferma di quanto detto prima.

I risultati quantitativi globali sulla potenza erogata, mostrano un lieve aumento delle prestazioni in seguito al restringimento del main, ma come di tutte le altre modifiche.

7.6 CONCLUSIONI

Il modello numerico realizzato per la camera di combustione ANSALDO ARI100 risulta essere validato dai risultati ottenuti dalle ricerche del Prof. Tuccillo, ai quali si avvicina sensibilmente.

- L'analisi di sensibilità alla griglia ha mostrato che per questa geometria aumentare il numero di elementi, con il conseguente e severo incremento dei tempi di calcolo, non produce risultati sensibilmente diversi.
- Tra i due modelli di turbolenza testati (BSL e SST) non sussistono particolari differenze
- A parità di altri parametri, i due modelli di combustione EDM e EDM&FRC producono risultati molto simili. Si notano lievissime differenze laddove la reazione diviene meno rapida, e il modello combinato EDM&FRC produce una fiamma poco più estesa in senso centrifugo
- Tra i parametri di correzione del modello di combustione, il Mixing Rate Limit è l'unico che ha prodotto l'allontanamento della fiamma dal condotto della linea di Main, con una conseguente modifica della forma di fiamma che risulta maggiormente estesa su tutto il dominio del combustore. Da un'analisi di sensibilità dedicata, si vede come solo per variazioni sostanziali del Mixing Rate Limit si ottiene una modifica sensibile della forma di fiamma. Valori molto bassi di tale parametri, accoppiati con il modello EDMFRC e la velocità di reazione di default di ANSYS CFX 11.0 hanno prodotti i risultati più vicini a quelli di letteratura presentati dal Prof. Tuccillo

-
- Contrariamente da ciò che avviene con il codice fluidodinamico FLUENT, per ANSYS CFX 11.0 lo schema di reazione implementato di default produce risultati molto vicini a quelli attesi.
 - In seguito all'alimentazione a Biogas, è stata effettuata una serie di modifiche alla distribuzione del combustibile tra linea Pilot e linea Main che non hanno dato vantaggi alla fiamma prodotta. Sono poi state effettuate modifiche alla geometria della linea Main e Pilot che hanno dimostrato che un restringimento notevole della prima può dare risultati positivi sulla forma di fiamma e sulle prestazioni del combustore

7.7 BIBLIOGRAFIA

- Cameretti M.C., Tuccillo R., “Comparing different solutions for the micro-gas turbine combustor”, ASME Turbo EXPO GT2004-53286, 2004.
- Cameretti M.C., Tuccillo R., “A CFD based off-design study of micro-gas turbines combustors”, ASME Turbo EXPO GT2005-68924, 2005.
- Cameretti M.C., Reale F., Tuccillo R., “Cycle optimization and combustion analysis in a low-NOx micro-gas turbine”, ASME Turbo EXPO GT2004-90240, 2004.
- A. Pontecorvo. Studio di una microturbina a gas per sistemi cogenerativi ed ibridi. Tesi Dottorato, Università degli Studi di Napoli Federico II, 2005.



Cap.8: Camera di combustione

TURBEC T100

8.1 INTRODUZIONE

Lo studio della camera di combustione della Turbec, è la continuazione di due lavori di tesi. Questo complesso combustore rappresenta un esemplare tuttora commercializzato sul mercato e quindi un severo campo di confronto tra l'analisi numerica ed il reale fenomeno di combustione in apparati reali.

Nel presente lavoro è stata effettuata una serie di analisi di sensibilità volta a validare il modello numerico generato per poi passare all'osservazione delle prestazioni energetiche della camera di combustione variando il tipo di combustibile in ingresso. In primo luogo è stata studiata la combustione relativa all'utilizzo di un combustibile costituito da solo metano, in modo da poter effettuare un confronto con i risultati ottenuti nei precedenti lavori, quindi si è passati allo studio della combustione del biogas. A seguito di questa condizione operativa è stata affrontata la variazione del frazionamento di combustibile tra la linea Main e Pilot e sono state modellizzate alcune modifiche alla geometria della Primary Zone volte all'ottimizzazione del fenomeno di combustione all'interno della macchina.

8.2 GEOMETRIA E CONDIZIONI AL CONTORNO

Nella figura riportata sotto è presentato il modello solido fluidodinamico della camera di combustione Turbec T100.

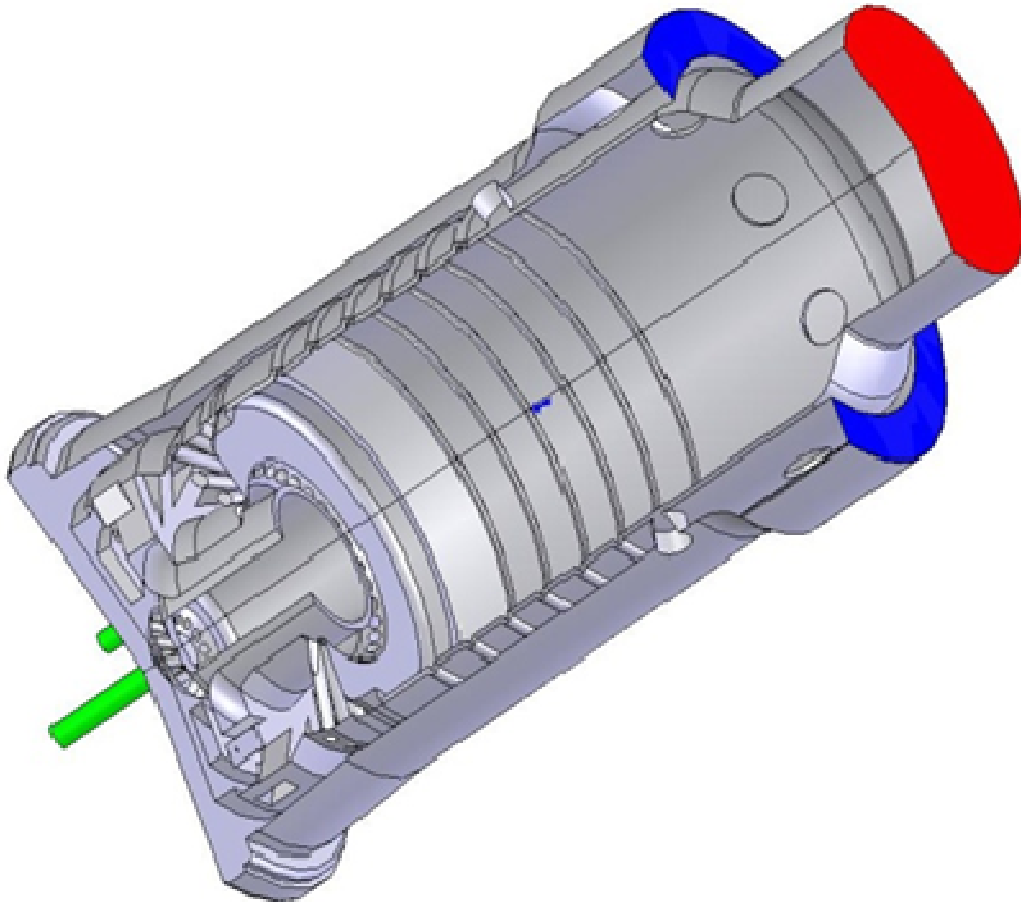


Fig. 8.1 Camera di combustione Turbec T100.

In figura sono evidenziati l'ingresso del carburante nella linea pilot e main (in verde), l'ingresso dell'aria (in blu) e l'uscita dei gas combusti (in rosso).

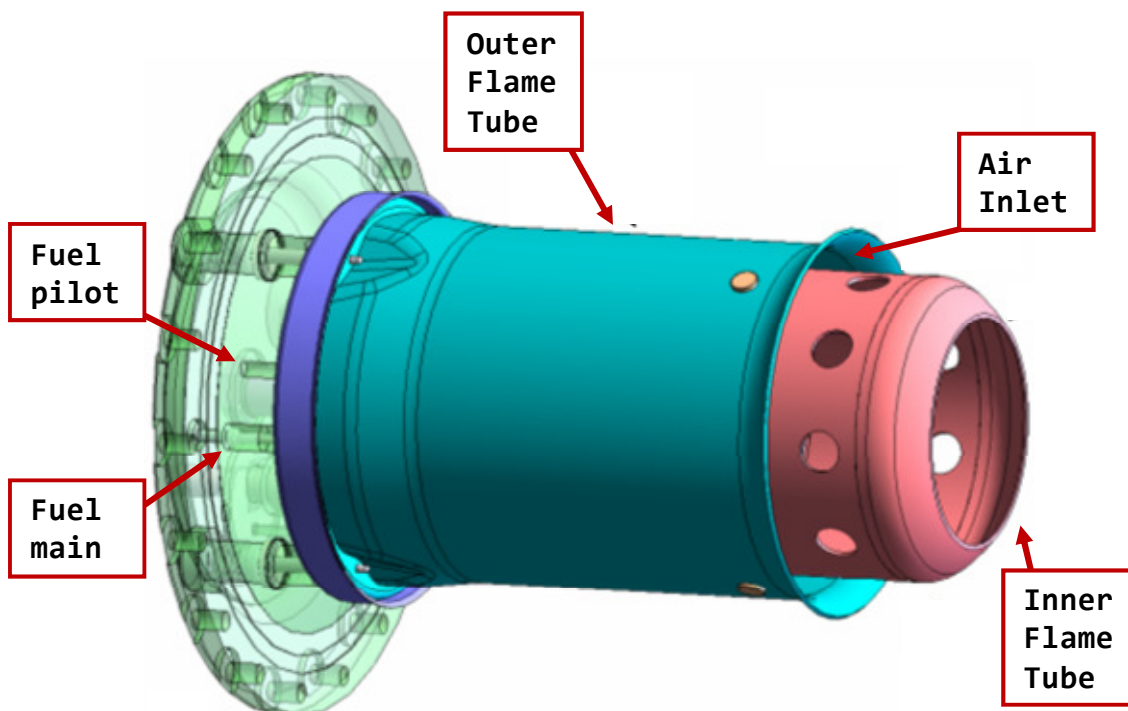


Fig. 8.2 Camera di combustione Turbec T100.

In questa figura, invece, in rosso è evidenziato l'*inner flame tube*, parete interna della camera necessaria a contenere la fiamma, su cui sono presenti 9 fori circolari di diluizione nella parte terminale, allo scopo di diminuire la temperatura di uscita dei fumi ed abbassare il valore delle emissioni di CO e NO_x. In blu è stata colorata la parete esterna della camera, l'*outer flame tube*, che racchiude il volume di passaggio dell'aria in ingresso della camera. L'aria necessaria alla combustione entra in controcorrente rispetto al flusso dei gas combusti attraverso l'intercapedine tra l'*inner* e l'*outer flame tube*; parte dell'aria che entra viene deviata nei fori di diluizione presenti nell'*outer flame tube* mentre la rimanente percorre esternamente tutta la camera attraverso l'*inner flame tube*, fino ad arrivare alla zona di accensione della fiamma, in

cui l'aria si suddivide ulteriormente attraverso la linea pilot e la linea main. Nella linea pilot l'aria entra attraverso il primary swirler, che assicura l'alimentazione di comburente nella zona di accensione della miscela nella "primary zone", mentre nella linea main parte dell'aria passa per il palettamento statorico al fine di aumentarne la velocità, mentre la rimanente entra nel secondary swirler e provvede all'alimentazione della fiamma nella "secondary zone".

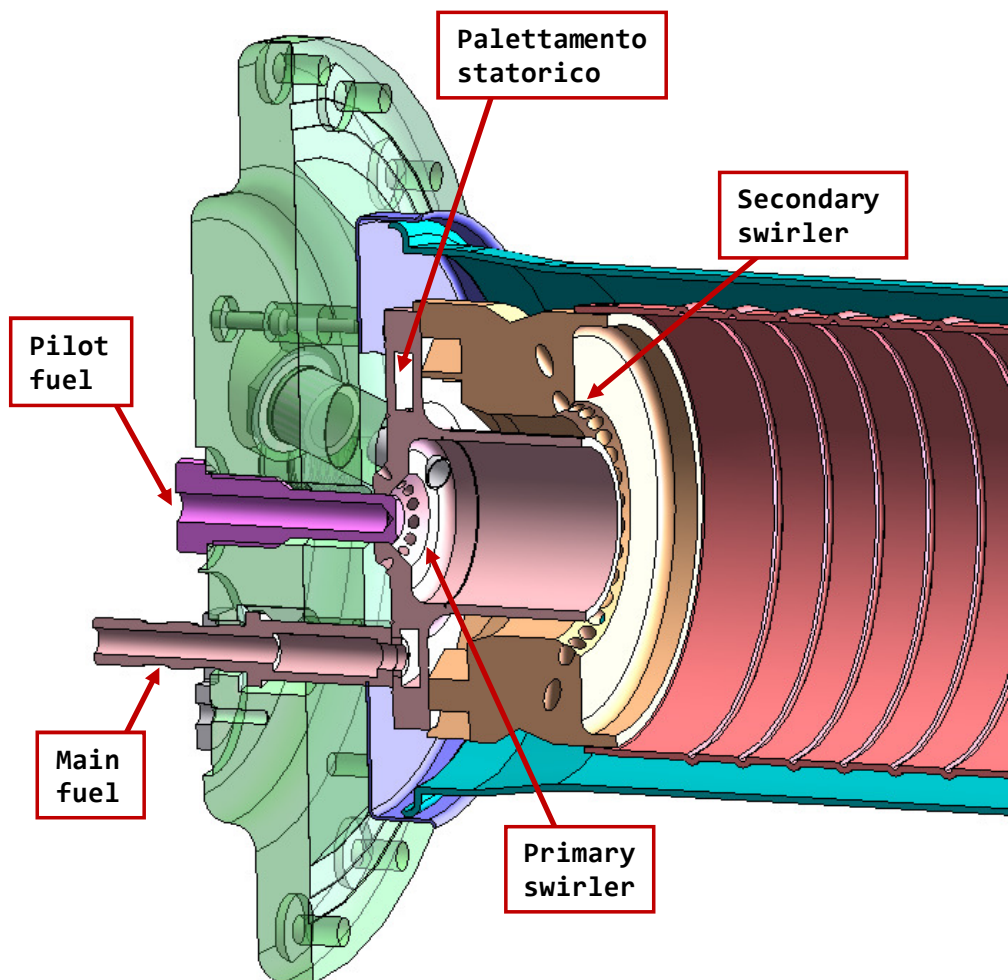


Fig. 8.3 Sezione della camera nella zona di ingresso combustibile.

Tale analisi funzionale è servita in fase di impostazione della simulazione per realizzare il dominio fluido della camera e comprendere quali parti fossero necessarie per un'analisi termofluidodinamica e quali invece fossero da scartare. La realizzazione del dominio fluido si rende necessaria per la realizzazione della griglia di calcolo su cui si effettueranno le analisi numeriche della camera, in Figura 8.4 è mostrata una sezione del dominio fluido ottenuto.

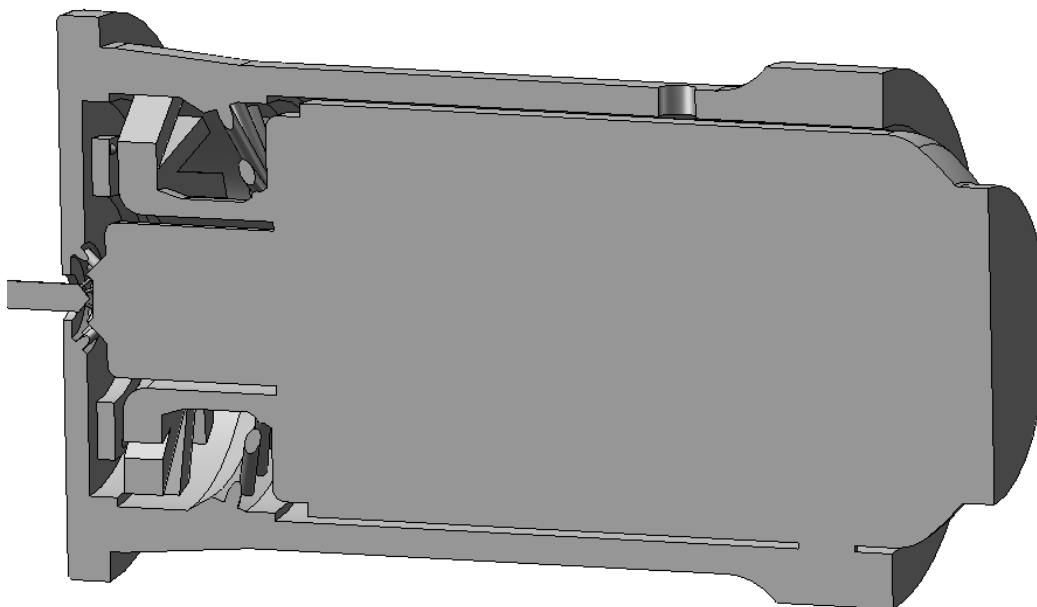


Fig. 8.4 Sezione del dominio fluido.

Le condizioni al contorno, utilizzate per le simulazioni termofluidodinamiche della camera di combustione, ci sono state fornite direttamente dalla casa costruttrice; nelle tabelle sono elencate le condizioni utilizzate per ogni tipo di dominio:

Ingresso aria		
Portata	0.7658	[kg s ⁻¹]
Temperatura	871	[K]

Fig. 8.5: Condizioni di ingresso aria.

Ingresso combustibile (main)		
Portata	5.942	[g s ⁻¹]
Temperatura	333	[K]

Fig. 8.6: Condizioni di ingresso combustibile (main).

Ingresso combustibile (pilot)		
Portata	1.025	[g s ⁻¹]
Temperatura	333	[K]

Fig. 8.7: Condizioni di ingresso combustibile (pilot).

Uscita Fumi		
Pressione statica	409025	[Pa]

Fig. 8.8: Condizioni dei fumi in uscita.

Condizioni di parete		
Temperatura Wall Inner	1000	[K]
Temperatura Wall Faring	600	[K]

Fig. 8.9: Condizioni alle pareti della camera.

Per le pareti rimanenti della camera di combustione è stata adottata la condizione di adiabaticità.

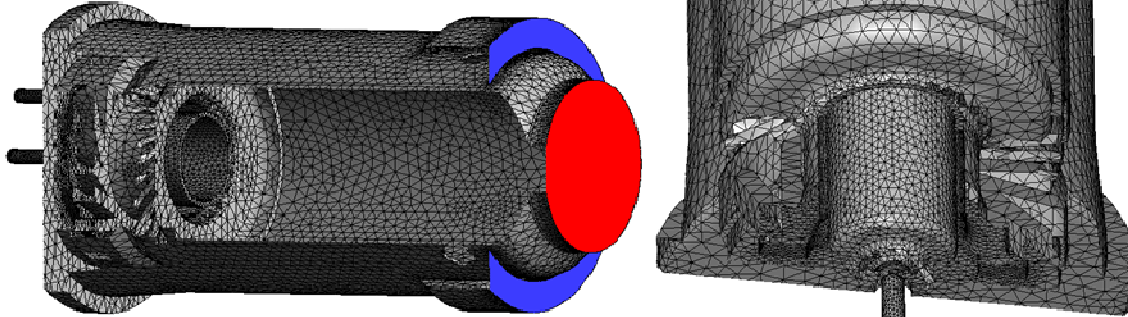
8.3 GENERAZIONE DELLA GRIGLIA

Per l'analisi termofluidodinamica della camera di combustione Turbec T100 sono state prese in considerazione griglie non strutturate con elementi di tipo tetraedrico. Questo tipo di griglia non approssima il dominio fluido accuratamente come una griglia strutturata, ma la sua semplicità di generazione e la sua flessibilità la fa preferire alle griglie strutturate soprattutto nella fase di approccio al problema.

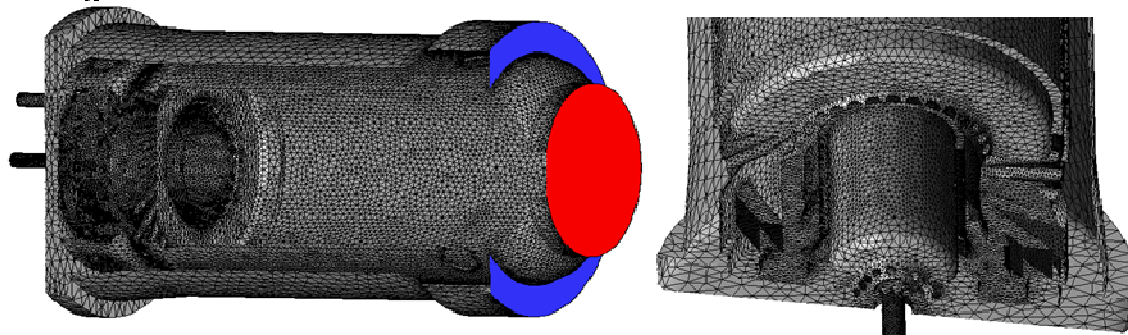
In primo luogo è stata valutata la possibilità di simulare solo parzialmente il dominio fluido in esame al fine di ridurre il volume del dominio fluido e quindi di concentrare tutti gli elementi della griglia solo su quella parte del dominio ed aumentare quindi l'accuratezza della soluzione; la geometria in esame non presenta però alcuna periodicità per cui si sono generate griglie sull'intero dominio.

Di seguito sono illustrate tre diverse griglie tetraedriche utilizzate per le analisi.

Griglia tetraedrica da 900000 elementi



Griglia tetraedrica da 1100000 elementi



Griglia tetraedrica da 2500000 elementi

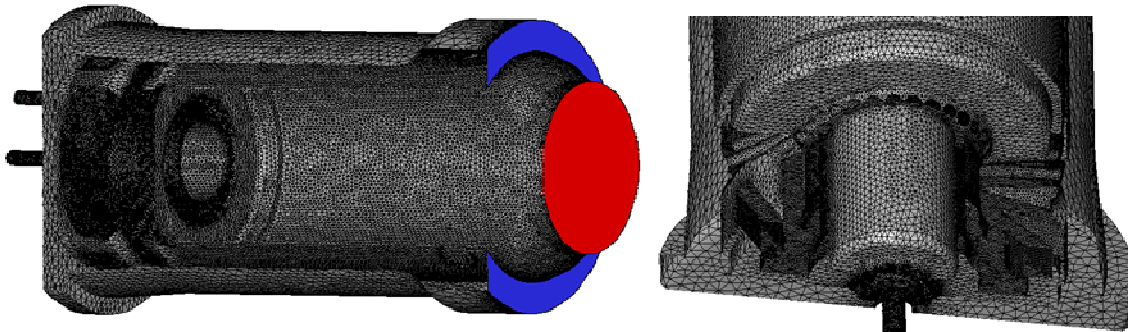


Fig. 8.10: Dettaglio delle varie griglie generate

8.4 ANALISI DEI RISULTATI NUMERICI

Sulla geometria della camera di combustione Turbec T100 sono state effettuate numerose analisi con lo scopo di valutare l'influenza della griglia e dei vari modelli di turbolenza e combustione sul modello numerico. Successivamente è stato analizzato, inoltre, il comportamento del combustore a seguito dell'alimentazione con Biogas invece che Metano.

Analisi di sensibilità alla griglia

Le tre griglie precedentemente illustrate sono state realizzate con lo scopo di valutarne l'influenza sul modello numerico, poiché, vista l'elevata complessità geometrica del combustore in esame, è possibile che l'iterazione tra griglia e modello di turbolenza generi gradienti del rapporto k/ϵ in grado di modificare fortemente la combustione. Il numero minimo di elementi ottenuto è pari a 900000 perchè per griglie più rade il dominio computazionale non va in combustione, mentre la griglia più fitta ha un numero di elementi che rappresenta il limite per una workstation con buone prestazioni.

Di seguito sono riportati i risultati derivanti dalle tre griglie utilizzate a parità di:

- Modello di turbolenza: $k-\epsilon$
- Modello di combustione: EDM
- Velocità di reazione: CFXstd

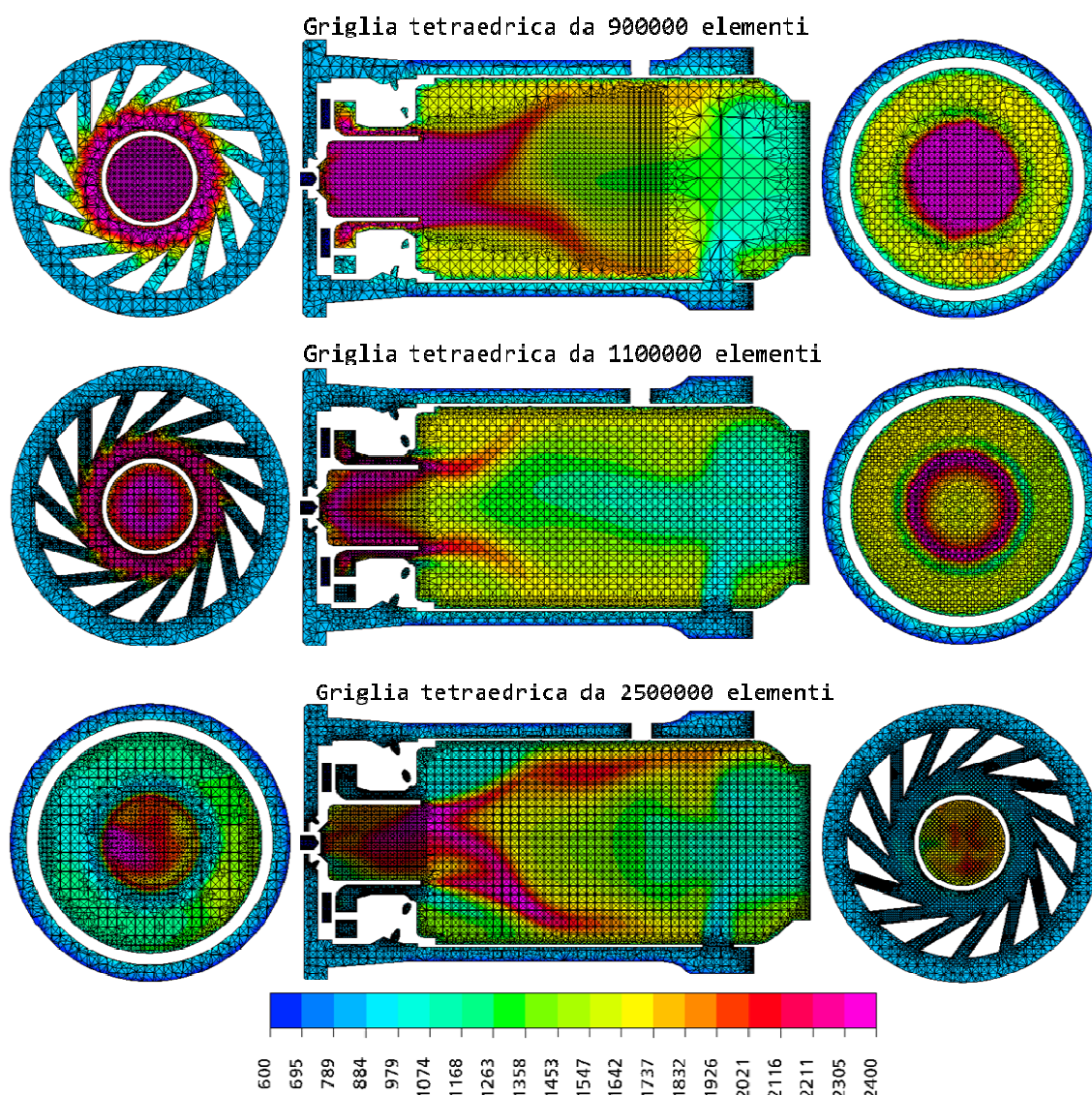


Fig. 8.11: Analisi di sensibilità alla griglia: Profilo di temperatura [K] sulla sezione longitudinale e trasversale

Dall'analisi di sensibilità condotta, è possibile osservare notevoli differenze tra i risultati ottenuti dalla varie griglie. Osservando la sezione longitudinale (al centro) si può notare come nel primo caso, il raffittimento assialsimmetrico centrale di tutto il dominio porti la fiamma a propagarsi in avanti, mentre nelle altre due versioni questa sia più contenuta

verso la primary zone. Tuttavia, anche nell'ultima griglia, realizzata con un numero di elementi molto elevato, si vede come la combustione tenda a propagarsi con moto centrifugo verso le pareti interne del combustore.

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
900000 elm TETRA	1264.6	1188.6	310.4
1100000 elm TETRA	1244.2	1191.1	307.8
2500000 elm TETRA	1256.8	1210.5	329.8

Fig. 8.12: Analisi di sensibilità alla griglia: Prestazioni globali della camera di combustione

Tale comportamento potrebbe avere una causa numerica, enfatizzata, in particolare nella prima griglia, la più rada, dove il raffittimento potrebbe favorire una propagazione della fiamma in avanti non realistica grazie a gradienti del rapporto k/ϵ che si appoggiano proprio al limite del raffittimento facendo scorrere su di esso la fiamma numerica. Nella seconda griglia, eliminando il raffittimento, ci troviamo di fronte ad un comportamento altrettanto irrealistico con una fiamma che si sviluppa tutta all'interno della primary zone, per poi esplodere con una forte componente centrifuga diretta verso le pareti interne del liner. E' evidente come qui, invece, i gradienti del rapporto k/ϵ portino la fiamma a deformarsi in modo poco realistico spostandosi completamente verso le pareti. Nella griglia più fitta si osserva il comportamento più verosimile, giustificato dal fatto che non ci sono raffittimenti centrali e che la fiamma è libera di propagarsi senza l'influenza di

gradienti k/ε numerici. Il profilo appare meno determinato e preciso, ma altrettanto plausibile. Inoltre, la combustione avviene quasi completamente al di fuori dello swirler, a differenza dei due casi precedenti, in cui la miscela si incendiava assolutamente troppo presto. Anche la primary zone è relativamente libera dalla fiamma che, per altro, si sviluppa correttamente dopo l'arrivo del fluido proveniente dalla linea main di alimentazione dell'aria. Si può concludere che, soprattutto in questa geometria così complessa, è necessario osservare il fenomeno con griglie decisamente fitte.

Da notare come anche le prestazioni globali diventino molto più accurate utilizzando un numero di elementi molto elevato.

Tuttavia, nel seguito dei risultati presentati è stata utilizzata per lo più la seconda griglia, a causa del gravoso onere computazionale rappresentato da raffittimenti maggiori. I tempi di calcolo per raggiungere la convergenza relativi alle tre griglie, infatti, passano dalle 7 ore per la più rada alle 9 ore per quella da 1100000 elementi, per poi necessitare più di 13 ore per quella più fitta.

	Iterazioni per convergenza [n°]	tempo per convergenza [h]
900000 elm TETRA	250	6.4
1100000 elm TETRA	400	9.2
2500000 elm TETRA	400	12.5

Fig. 8.13: Onere computazionale in risoluzione delle griglie utilizzate

E' importante osservare, però, che il modello di turbolenza k-ε qui utilizzato risente in modo consistente di eventuali comportamenti numerici della griglia, che possono produrre una fiamma poco attendibile. Nel seguito sono stati quindi analizzati altri modelli di turbolenza, più complessi per valutarne l'influenza sui risultati.

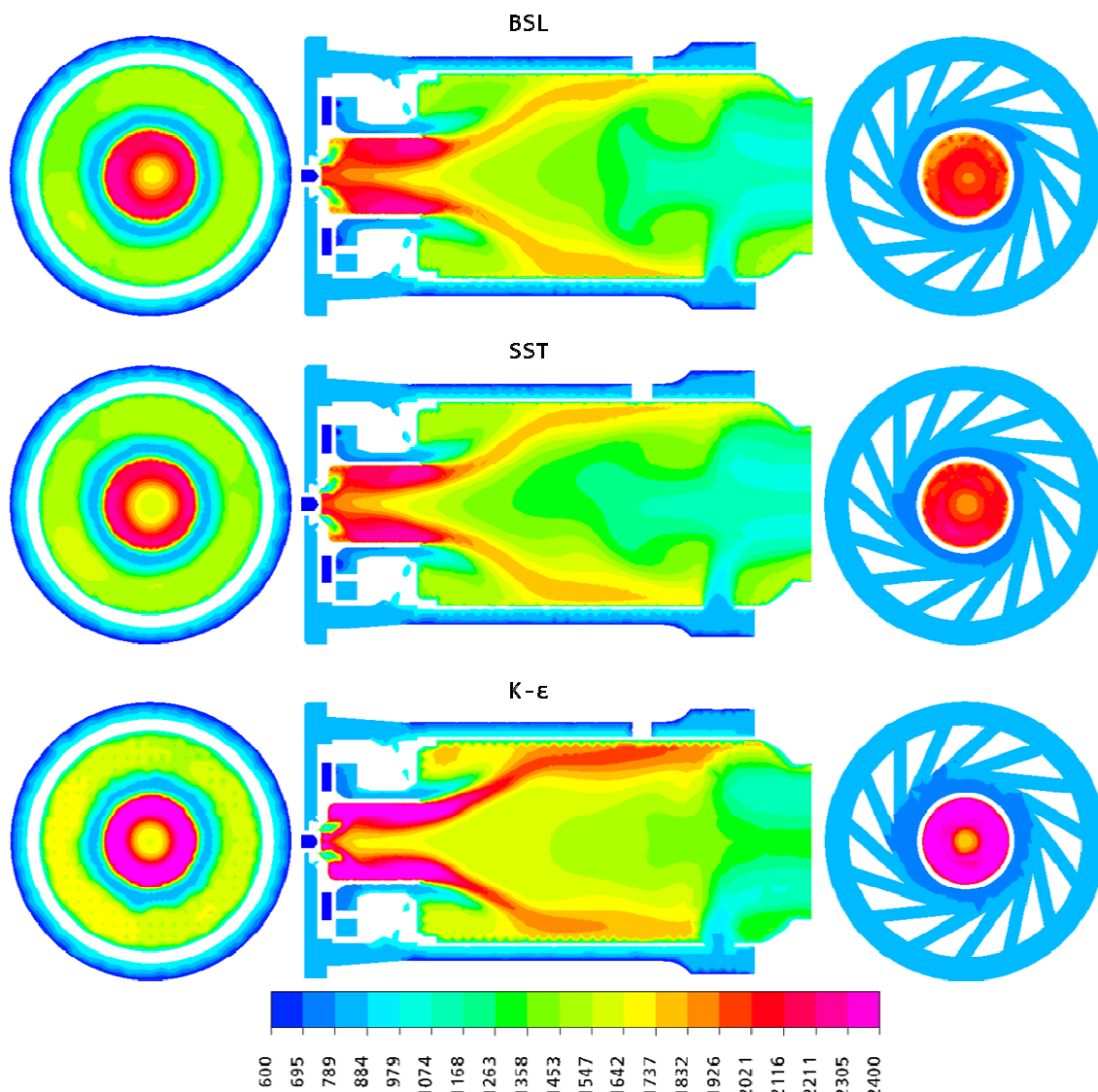
Analisi di sensibilità al modello di turbolenza

Di seguito sono riportati i risultati principali di numerose analisi volte a valutare l'influenza del modello di turbolenza sulle simulazioni di combustione a parità di:

- Griglia: tetraedrica da 1100000 elm
- Modello di combustione: EDM & FRC
- Velocità di reazione: CFXstd

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
BSL	1234.7	1209.2	322.7
SST	1233.7	1209.1	322.3
k-ε	1251.2	1208.3	326.1

Fig. 8.14: Analisi di sensibilità al modello di turbolenza: Prestazioni globali della camera di combustione



**Fig. 8.15: Analisi di sensibilità al modello di turbolenza:
 Profilo di temperatura [K]**

Come si può notare, i risultati ottenuti presentano lievi differenze tra loro, ma è possibile individuare che, mentre il modello più semplice $k-\epsilon$ simuli alte temperature lungo tutte le pareti della primary zone, per poi accentuare alte temperature anche a ridosso delle pareti interne del liner, i modelli BSL e

SST producono risultati decisamente più plausibili. La combustione si sposta più al centro del dominio e lontano dalle pareti interne del liner.

Anche i risultati globali sulla potenza erogata dalla macchina producono lievi ma significative differenze (contenute entro il 2%) tra il modello ad una equazione e gli altri due più complessi.

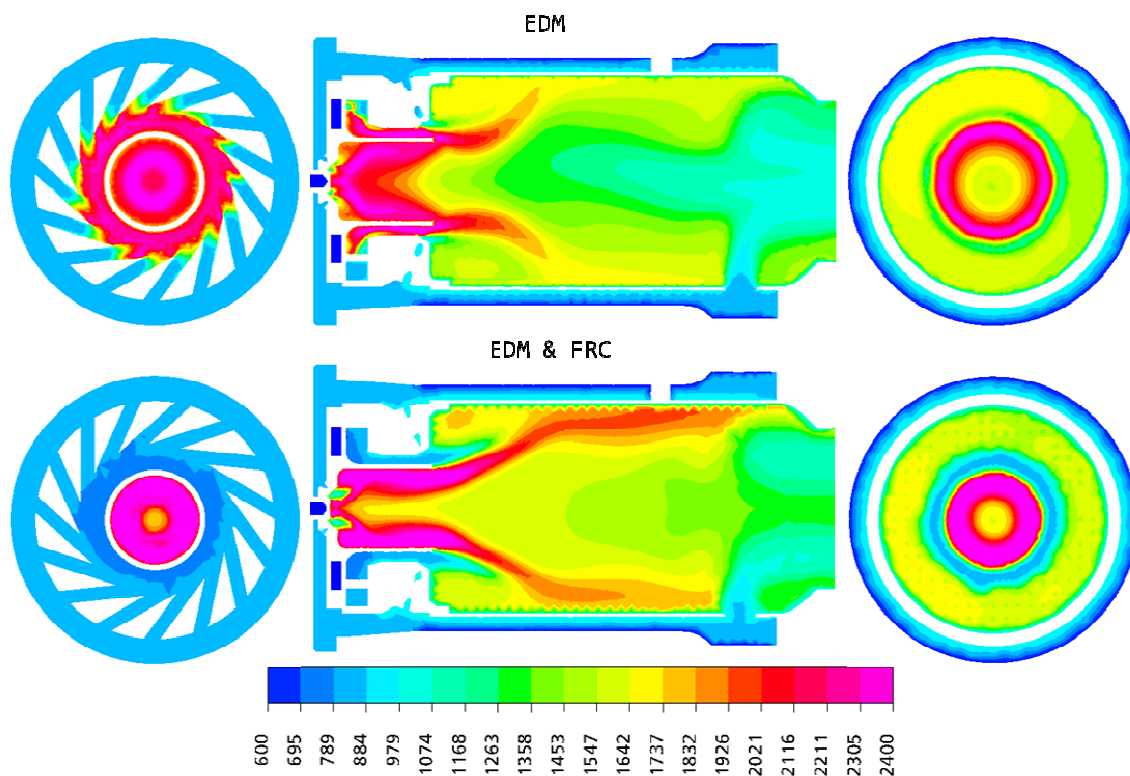
Analisi di sensibilità al modello di combustione

Di seguito sono riportati i risultati principali dell'analisi di sensibilità al modello di combustione a parità di:

- Griglia: tetraedrica da 1100000 elm
- Modello di turbolenza: k- ϵ
- Velocità di reazione: CFXstd

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
EDM	1244.2	1191.1	307.8
EDM & FRC	1251.2	1208.3	326.1

Fig. 8.16: Analisi di sensibilità al modello di combustione: Prestazioni globali della camera di combustione



**Fig. 8.17: Analisi di sensibilità al modello di combustione:
 Profilo di temperatura [K]**

Nelle immagini precedenti, è evidente come il modello EDM comprime la combustione in zone molto più ristrette ed in particolare nella primary zone, dando luogo ad una fiamma poco sviluppata. Il modello EDM & FRC sembra, invece, predire un comportamento di fiamma più plausibile. Tuttavia, non avendo risultati sperimentali che ci possano confermare l'andamento della fiamma, è difficile associare maggior valore all'uno o all'altro modello. Affidandoci ai risultati ottenuti per le precedenti analisi e alla teoria, potremmo comunque concludere che il secondo modello riesce a studiare accuratamente la combustione anche dove i gradienti di k/ϵ potrebbero portare la fiamma ad essere più aggressiva. Inoltre, e questa è la maggiore

conferma di ciò che è stato appena detto, il modello di combustione combinato EDM & FRC è in grado di spingere la fiamma al di fuori dello swirler con un comportamento molto più fisico e attinente a quella che si ritiene essere la pratica industriale.

Le performance globali non variano sensibilmente ma con questo modello più complesso si avvicinano maggiormente ai risultati attesi.

Anche per questa camera di combustione sono stati analizzati i parametri messi a disposizione da ANSYS CFX 11.0 per correggere la morfologia della fiamma. Di seguito possiamo osservarne i risultati a parità di:

- Griglia: tetraedrica da 1100000 elm
- Modello di turbolenza: BSLrsm
- Velocità di reazione: Tuccillo

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
Standard	1248.8	1217.5	334.4
Chemical Timescale: 1·10⁻⁶	1246.9	1209.9	326.5
Mixing Rate Limit: 800	1247.3	1197.9	315.1
Mixing Rate Limit: 300	1241.6	1206.1	321.6
Coefficient A: 2	1245.1	1202.3	318.8

**Fig. 8.18: Analisi di sensibilità ai parametri di combustione:
Prestazioni globali della camera di combustione**

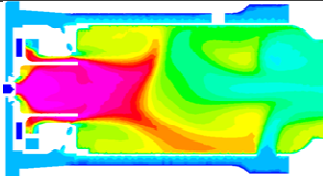
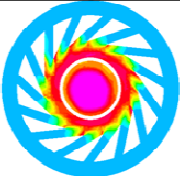
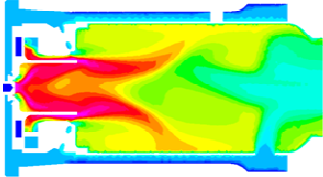
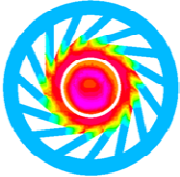
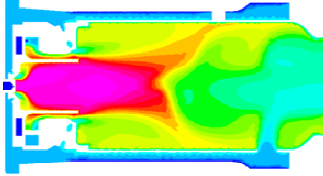
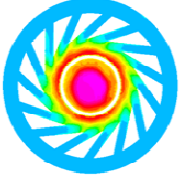
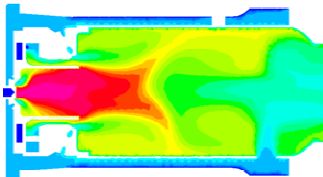
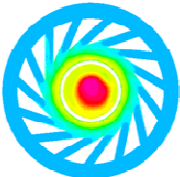
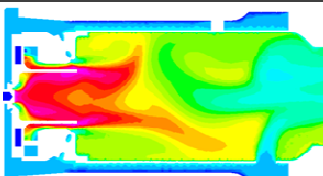
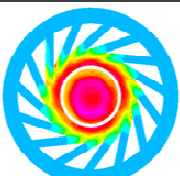
Parametro	Valore di Default	Valore modificato	Profilo di temperatura	
Standard	-	-		
Chemical Time Scale	$1.37 \cdot 10^{-4}$ [s]	$0.1 \cdot 10^{-6}$ [s]		
Mixing Rate Limit	2500 [s ⁻²]	800 [s ⁻²]		
Mixing Rate Limit	2500 [s ⁻²]	300 [s ⁻²]		
Coefficient A	4	2		

Fig. 8.19: Analisi di sensibilità ai parametri di combustione: Prestazioni globali della camera di combustione

Anche nel caso del combustore della Turbec T100, mentre il Chemical Time Scale ed il Coefficiente A dell'equazione di Arrhenius non hanno esisti sostanziali, il Mixing Rate Limit, pur non stravolgendo le prestazioni globali misurate, permette di evitare l'accensione della miscela all'interno dello swirler e dei canali che arrivano alla primary zone. Anche per valori

molto bassi di questo parametro, il modello numerico si mantiene robusto ed i risultati sono decisamente realistici. Come si può notare, infatti, la fiamma si stacca dall'uscita del pilot del combustibile e avanza lungo l'asse del combustore pur mantenendo un aspetto piuttosto centrifugo, non appena il flusso del main si mescola ad essa.

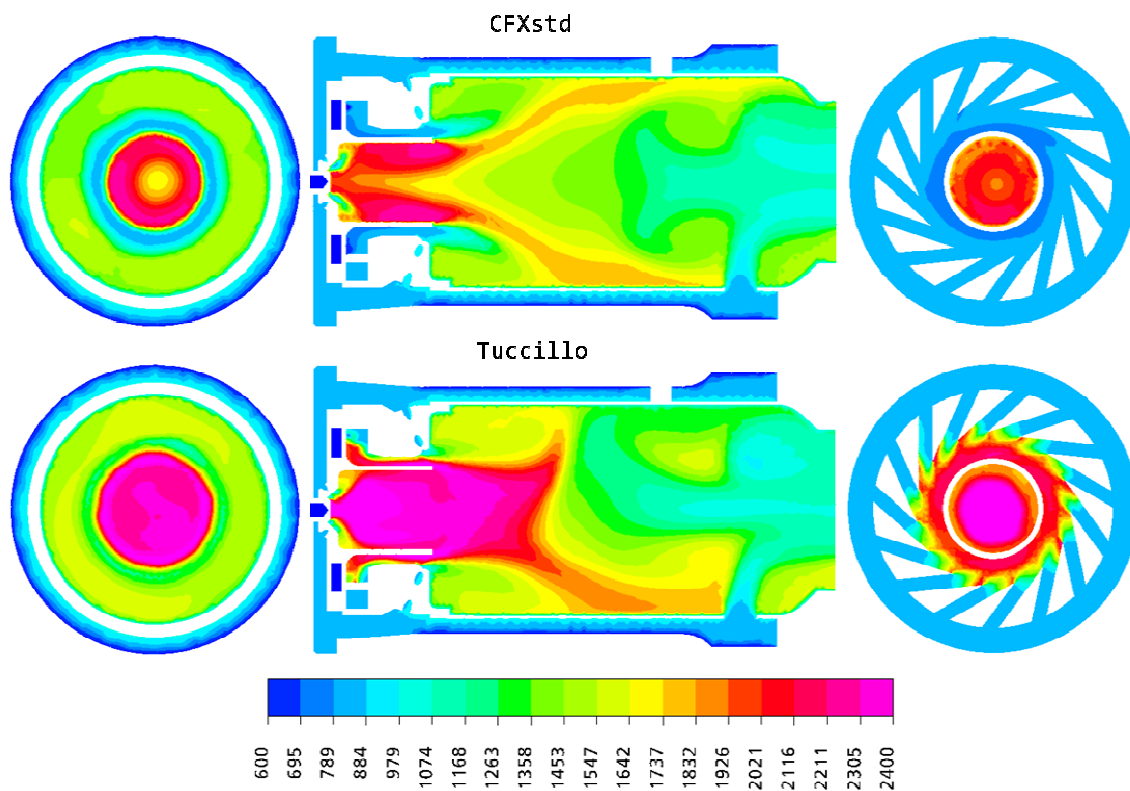
Analisi di sensibilità alla velocità di reazione

Di seguito alla velocità di reazione implementata di default in ANSYS CFX 11.0 è stata affiancata un'analisi che prevede l'applicazione dello schema di reazione studiato dal Prof. Tuccillo. A fine comparativo sono stati mantenuti costanti i seguenti modelli:

- Griglia: tetraedrica da 1100000 elm
- Modello di turbolenza: BSLrsm
- Velocità di combustione: EDM & FRC

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
CFXstd	1251.2	1208.3	326.1
Tuccillo	1248.8	1217.5	334.4

Fig. 8.20: Analisi di sensibilità alla velocità di reazione: Prestazioni globali della camera di combustione



**Fig. 8.21: Analisi di sensibilità alla velocità di reazione:
 Profilo di temperatura [K]**

Dai risultati ottenuti, si nota che, la velocità di reazione implementata dal Prof. Tuccillo, produce risultati ben diversi da quelli ottenuti dallo schema di reazione di default. Se la fiamma appare più estesa producendo un risultato apparentemente più realistico, tale reazione, più aggressiva e rapida, genera l'accensione della miscela ancora all'interno dello swirler, comportamento non del tutto accettabile, se si pensa alla pratica industriale che non può affrontare temperature troppo elevate in questa zona. Di conseguenza si può reputare la velocità di reazione di default di ANSYS CFX 11.0 come quella più indicata per questa camera di combustione.

Alimentazione a Metano e a Biogas

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti in seguito alla simulazione di un'alimentazione a biogas con una percentuale in volume del 60% (35% in massa) di CH₄ e del 40% (65% in massa) di CO₂. A tal fine è stata modellato un apporto di CH₄ pari a quello previsto per la normale alimentazione a Metano. Questa condizione comporta un inevitabile aumento della portata di combustibile totale (ovvero del biogas da introdurre) che in questo caso sarà pari a 0,1988 kg/s.

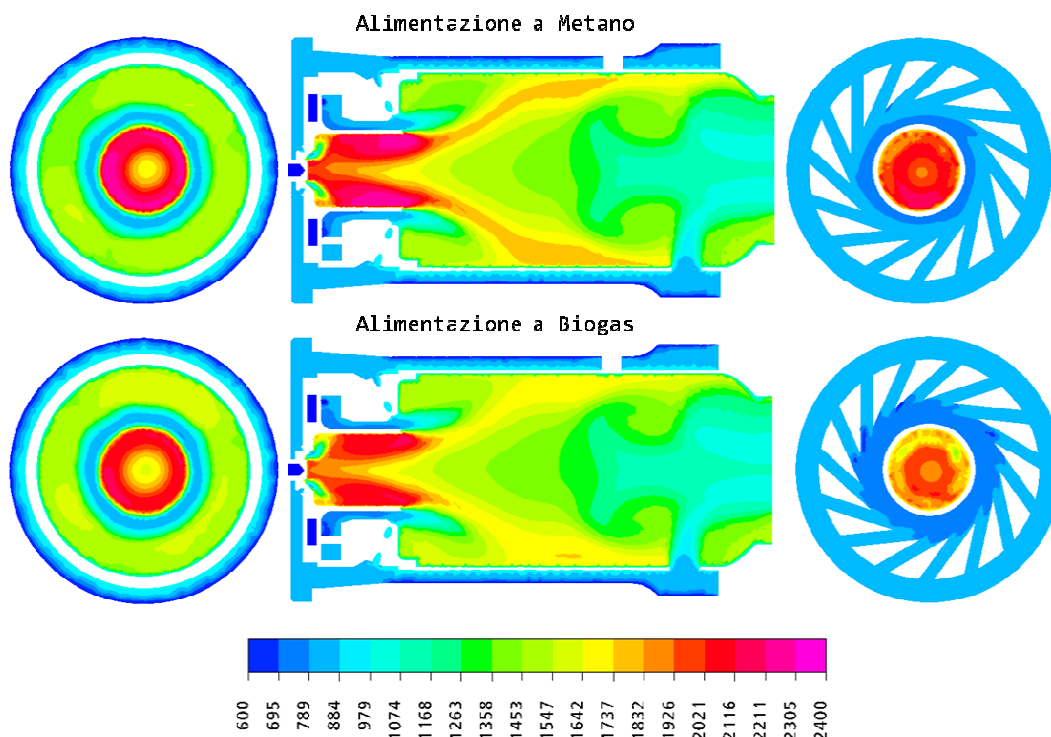


Fig. 8.22: Alimentazione a Metano e a Biogas: Profilo di temperatura [K]

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
Metano	1251.2	1208.3	326.1
Biogas	1227.2	1197.6	314.9

**Fig. 8.23: Analisi Alimentazione a Metano e a Biogas:
Prestazioni globali della camera di combustione**

Osservando i profili di temperatura, si nota che la fiamma prodotta con alimentazione a Biogas si confina in una regione più contenuta del dominio entro la primary zone, mantenendo comunque inalterata la propria morfologia. Le temperature massime raggiunte passano da oltre i 2400 K a circa 2100 K. Anche la potenza erogata dal combustore cala di circa il 4%. Tuttavia si può notare, come, a confronto con le precedenti camere di combustione Harwell e Ansaldo, in seguito all'alimentazione a Biogas, la combustione mantenga una buona fenomenologia.

In seguito alle esperienze sperimentali affrontate dai realizzatori di tale apparato, secondo cui, regolando il frazionamento delle portate di combustibile tra la linea del Main e quella del Pilot è possibile favorire e correggere la fiamma di combustibili a basso potere calorifico, sono state effettuate delle analisi in cui tale frazionamento viene variato. Se alle condizioni di progetto, rispetto alla totalità del combustibile introdotto, il 85,4% è diretto al Main e il 14,6% al Pilot, di seguito sono riportati i risultati fino ad un frazionamento pari al 60% al Main ed al 40% al Pilot.

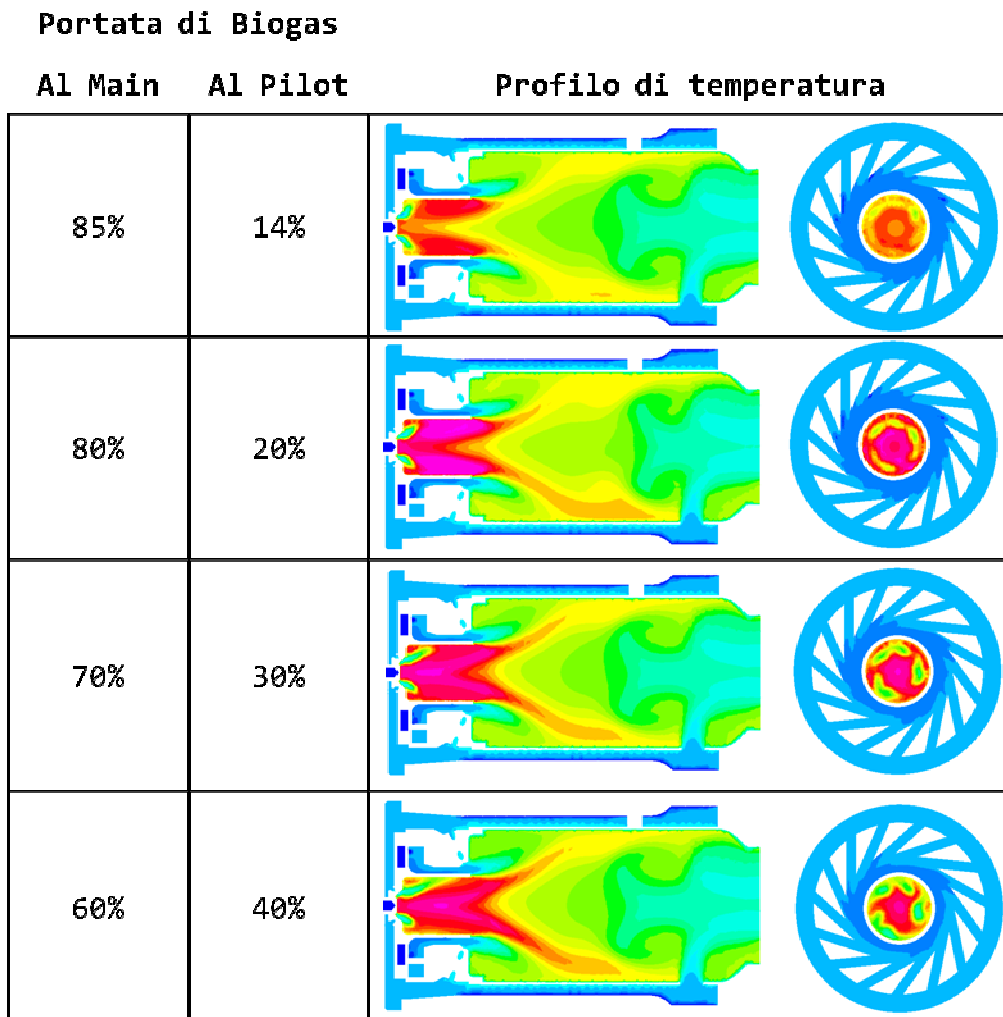


Fig. 8.24: Variazione del frazionamento di Biogas verso la linea Main e verso la linea Pilot: Profilo di temperatura [K]

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
85,4% Main, 14,6% Pilot	1227.2	1197.6	315
80% Main, 20% Pilot	1229.4	1196.6	315
70% Main, 30% Pilot	1231.2	1195.6	314
60% Main, 40% Pilot	1232.5	1197.6	316

Fig. 8.25: Variazione del frazionamento di Biogas verso la linea Main e verso la linea Pilot: Prestazioni globali

A differenza dalla camera di combustione ANSALDO ARI100, si nota che, a seguito dell'alimentazione a Biogas, l'incremento di combustibile alla linea del Pilot a discapito di quella del Main, sembra avere un effetto benefico sulla morfologia della fiamma, producendo una zona ad elevata temperatura di maggiori dimensioni e spostata più in avanti. Tuttavia le performance globali della macchina non variano in modo consistente, ma questo potrebbe essere generato da qualche effetto numerico. Non sono state effettuate variazioni ulteriori poiché non sarebbero in linea con la pratica industriale.

Per la condizione di portata di biogas nominale, sono state effettuate due modifiche alla geometria originale, al fine di valutarne l'influenza sulla combustione.

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
Originale	1227.2	1197.6	314.9
Secondary anticipata	1229.4	1202.6	320.3
Secondary più anticipata	1230.3	1195.8	314.0

Fig. 8.26: Modifiche alla geometria per alimentazione a Biogas: Prestazioni globali della camera di combustione

Come si nota dalle immagini, anticipare l'ingresso dell'aria del secondario ha un effetto sostanziale sulla combustione all'interno della macchina. Se ad una prima riduzione della primary zone si ottiene un netto miglioramento della potenza della fiamma che risulta comunque ben confinata attorno

all'asse, ad un'ulteriore riduzione della primary zone la fiamma risulta più aggressiva ma più dispersa nel dominio.

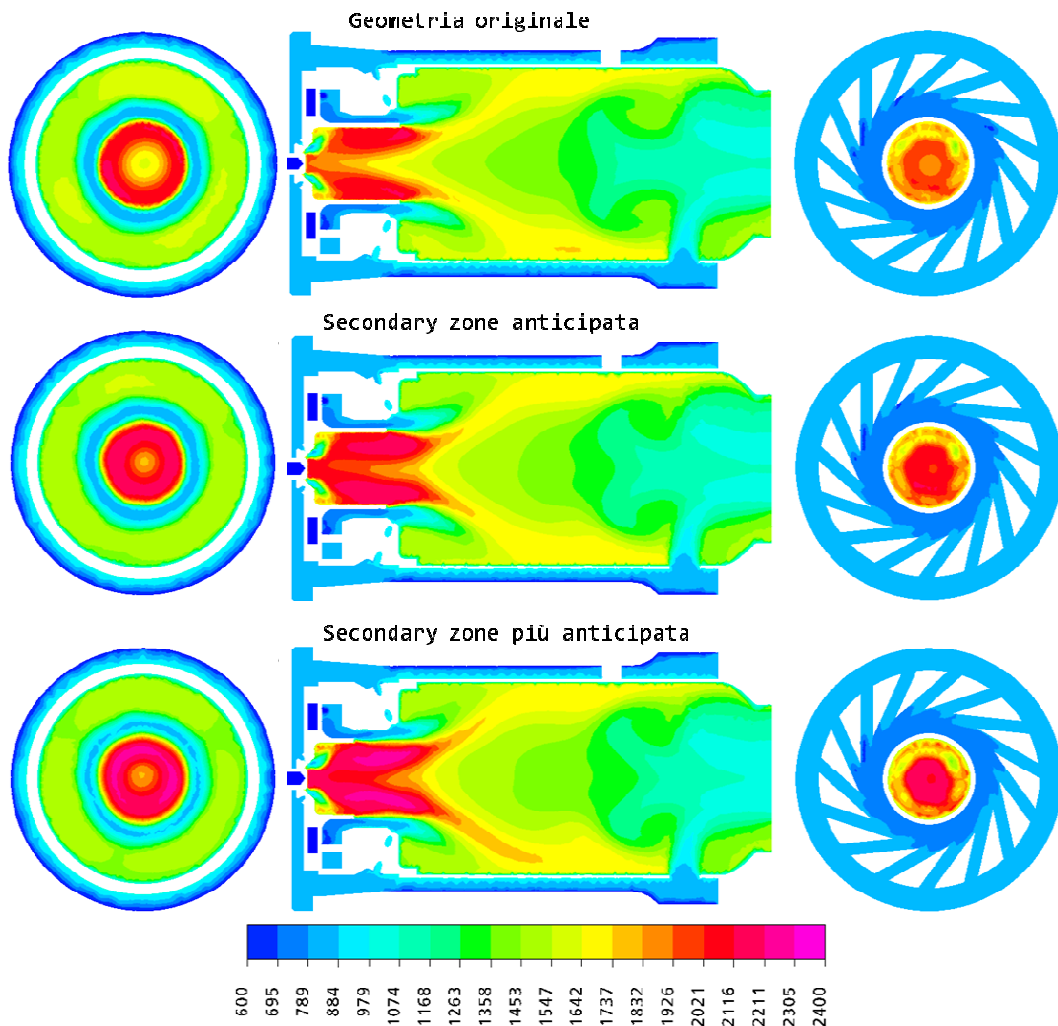


Fig. 8.27: Modifiche alla geometria per alimentazione a Biogas: Profilo di temperatura [K] sulla sezione longitudinale

La prima modifica produce, quindi i miglioramenti più sensibili che, in base alla potenza erogata dalla macchina risultano pari al 2% circa.

8.5 CONCLUSIONI

Per ciò che riguarda le analisi effettuate per la camera di combustione della microturbina Turbec T100 si può concludere che il modello numerico prodotto ha conferito risultati attendibili ed in linea con in dati sperimentali a disposizione. In particolare:

- Anche per questo combustore, come per il caso della caldaia Harwell, l'analisi di sensibilità alla griglia ha portato ad evidenziare che sono necessarie griglie decisamente fitte per ottenere risultati ottimali. In particolare si riconferma la necessità di generare griglie omogenee e senza elevati raffittimenti superficiali in particolare verso le pareti fisiche del liner. Con un numero elevato di elementi è possibile spostare l'accensione della miscela al di fuori dei condotti a monte della Primary Zone, producendo una forma di fiamma più attendibile. Griglie altamente complesse, tuttavia, sono caratterizzate da un onere computazionale doppio rispetto a quelle più semplici utilizzate
- I modelli di turbolenza a due equazioni producono risultati decisamente sensibili ai raffittimenti superficiali della griglia tali da avvicinare in modo poco realistico la fiamma alle pareti del Liner. Il modello BSL sembra produrre risultati più realistici concentrando la fiamma maggiormente sull'asse del combustore
- I modelli di combustione combinati EDM&FRC per questa geometria portano ad un ritardo nell'accensione della fiamma, rispetto al modello di combustione EDM, che si evidenzia maggiormente nella linea main, oltre che ad una minore

influenza delle pareti sulla fiamma. Laddove, infatti, la reazione di combustione risulta più lenta, il modello EDM&FRC assume un comportamento decisamente più realistico soprattutto in canali stretti.

- I parametri di correzione del modello di combustione hanno avuto un'influenza maggiore su questa geometria rispetto ai due casi precedenti. Anche il Chemical Timescale e il Coefficiente A hanno prodotto notevoli modifiche sulla forma di fiamma, ma il parametro più efficace risulta ancora il Mixing Rate Limit. Anche in questo caso la riduzione anche notevole del suo valore ha mantenuto un modello altamente robusto, con prestazioni globali quasi invariate, ma con una forma di fiamma molto più realistica
- La velocità di reazione studiata dal Prof. Tuccillo ha prodotto risultati accettabili all'interno della Primary Zone dove la fiamma si è allungata lungo l'asse del combustore. Tuttavia, una reazione così aggressiva, induce la miscela all'accensione anche nei condotti della linea del Main, così come per la camera di combustione della ANSALDO ARI100. Anche in questo caso, quindi, è preferibile utilizzare la velocità di reazione implementata di default.
- In seguito all'alimentazione a Biogas, è stato riscontrato un lieve miglioramento delle prestazioni della macchina spostando il frazionamento di carburante dalla linea Main a quella del Pilot. Inoltre, un sensibile aiuto alla combustione, è stato ottenuto riducendo la Primary Zone, poiché la fiamma risulta più intensa e concentrata attorno all'asse del combustore.

8.6 BIBLIOGRAFIA

- A. Vernocchi. Analisi termofluidodinamica tridimensionale di camere di combustione di microturbine a gas. Tesi di Laurea Specialistica, Università degli Studi di Ferrara, 2006.
- D. Rizzotto, “Analisi termo fluidodinamica di camere di combustione di microturbine alimentate con combustibili liquidi e gassosi”, Tesi di Laurea A.A. 2007-2008, Università di Ferrara – Facoltà di Ingegneria.

Cap.9: Camera di combustione Elliott T80

9.1 INTRODUZIONE

In questo capitolo verrà affrontata l'analisi CFD della camera di combustione di una microturbina di cui non si hanno a disposizione misure sperimentali a supporto di quanto ricercato numericamente.

La microturbina in questione è una Elliott T80. In particolare, Elliott è leader nel settore delle turbomacchine ed è una delle poche aziende al mondo che ha accettato la sfida dello sviluppo e della costruzione di microturbine.

La Elliott T80 adotta un combustore che sfrutta il principio di funzionamento RQL (Rich burn - Quick quench - Lean burn) per abbattere l'entità delle emissioni inquinanti.

9.2 COMBUSTORI RQL

Le microturbine a gas a ciclo singolo, od a ciclo combinato, cominciano ad assumere un ruolo importante nel mercato dell'energia. I limitati costi d'installazione ed i conseguenti veloci ritorni economici d'investimento sono gli argomenti più allettanti per i produttori di energia che intendono utilizzare le tali microturbine. Lo sviluppo delle microturbine è appena cominciato: la ricerca è orientata allo sviluppo di microturbine per la generazione di energia e per l'automotive.

Uno degli obbiettivi più importanti per i costruttori di queste microturbine è la riduzione delle emissioni inquinanti; un modo di perseguire tale obbiettivo è sfruttare il principio RQL. In linea generale, una combustione magra ed una miscela aria-combustibile particolarmente omogenea sono garanti di basse temperature di fiamma, il che porta ad una riduzione degli NOx (i quali risultano problematici per temperature di fiamma superiori a 1800 K). Tuttavia, le formazioni di NOx e di CO hanno una dipendenza dalla temperatura di fiamma opposta tra loro, perciò il rapporto aria combustibile deve essere accuratamente regolato. Inoltre il tempo di permanenza in camera di combustione assume un importante ruolo per quanto riguarda la presenza di incombusti allo scarico, dunque è necessaria un'accurata progettazione della zona di combustione affinché si possa garantire la combustione completa del combustibile.



Fig. 9.1: Turbina Elliot T80

Poiché in una caldaia RQL non si completa l'ossidazione nell'ambito della rich zone, è necessario provvedere all'aggiunta di ossidante, il quale creerà le condizioni di combustione magra nella dilution zone: la sezione in cui tale ossidante addizionale viene iniettato è spesso chiamata *mixing zone*. Quest'ultima zona è critica per minimizzare la produzione di Thermal NO: l'aria inoculata dovrebbe mescolarsi piuttosto velocemente, il che implica la presenza di piccoli fori d'ingresso, in modo da aumentare la velocità del flusso d'aria, sebbene un getto di piccolo diametro possa non penetrare in modo

appropriato nella corrente fluida e non distribuirsi uniformemente sull'intera sezione fluida.

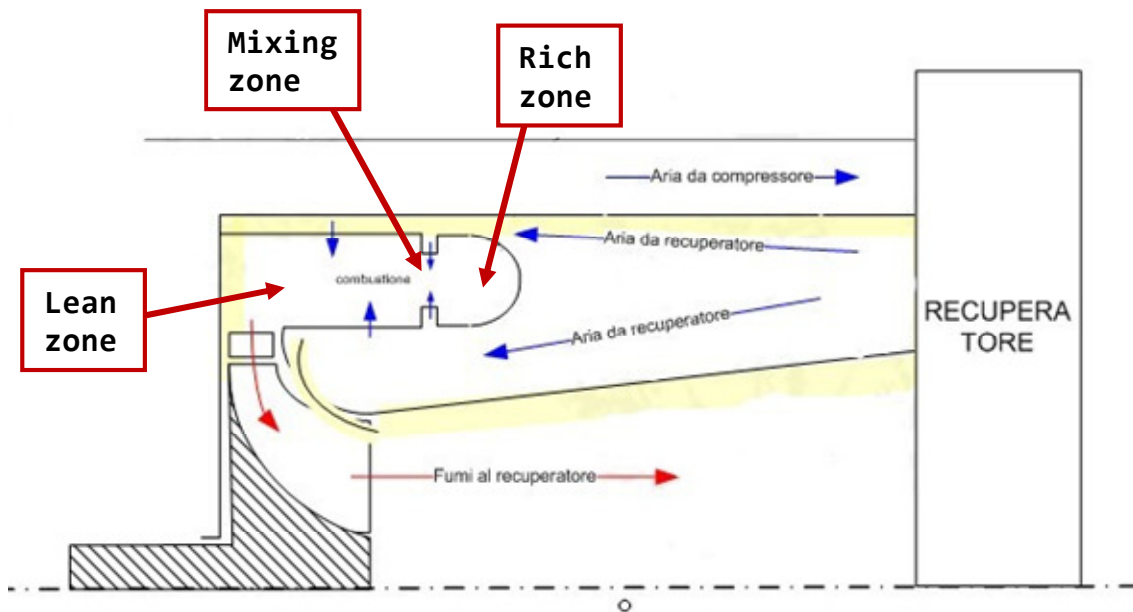


Fig. 9.2: Schema della camera di combustione della microturbina Elliott T80.

Teoricamente parlando, se la miscelazione, che avviene tra la Rich zone e la Lean zone, si compisse in una scala di tempo infinitesimale, allora i Thermal NO sarebbero pressoché inesistenti. In realtà, più si è distanti dalla condizione di infinitesimalità e più si creeranno zone ad alta temperatura e, dunque, sarà più forte la presenza di NOx.

9.3 GEOMETRIA E CONDIZIONI AL CONTORNO

La microturbina Elliott T80 possiede un combustore di tipo RQL toroidale, che produce dagli 80 ai 105 kW elettrici a fronte di una velocità di rotazione di 68'000 giri/min ed un rapporto di pressione di 4. La temperatura d'ingresso in turbina è nell'ordine di 1200 K. Il rapporto di equivalenza nominale è di 2 nella rich zone e di 0.5 nella lean zone.

In figura **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** è mostrato il combustore. Si può notare che esiste una sorta di parete di separazione che divide la zona di combustione ricca dalla zona di combustione magra. Inoltre, l'aria che viene iniettata attraverso la parete di separazione, entra radialmente dall'esterno verso l'interno e provvede ad un veloce miscelamento.

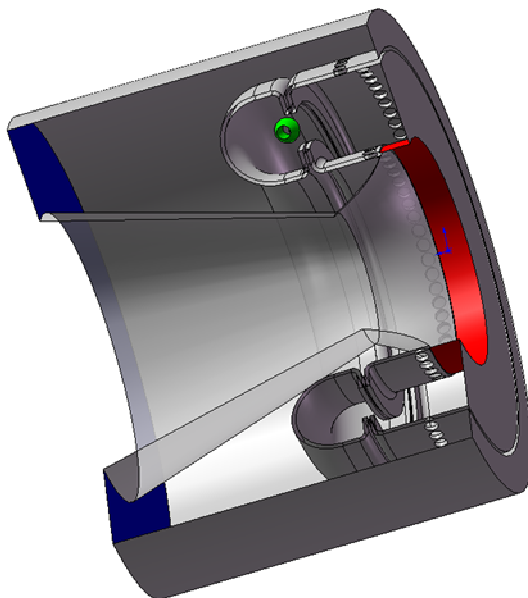


Fig. 9.3: Camera di combustione Elliott T80.

L'apporto di miscela combustibile è dovuto grazie a 12 iniettori montati in corrispondenza della rich zone; tali iniettori sono inclinati di un certo angolo rispetto alla direzione radiale nella camera di combustione.

La modellizzazione solida è stata fatta con SolidWorks 2007: sfruttando la periodicità del sistema è stato considerato solo 1/12 di camera, pari ad uno spicchio di 30°.

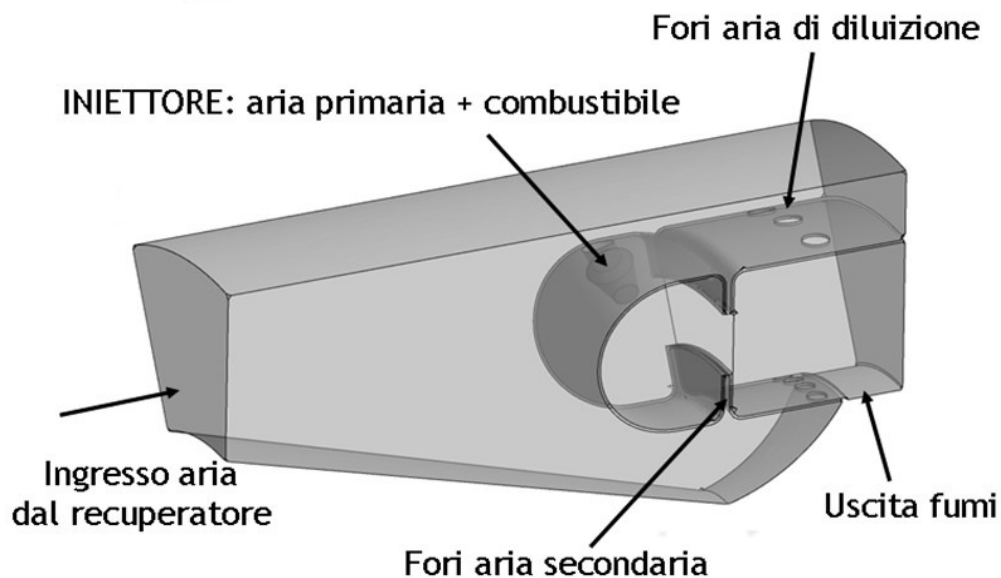


Fig. 9.4: Fori d'ingresso aria disposti unularmete.

L'ingresso aria secondaria nella zona quick-mix sono stati schematizzati con un'apertura anulare di area equivalente, come evidenziato in figura **Errore**. L'origine riferimento non è stata trovata..

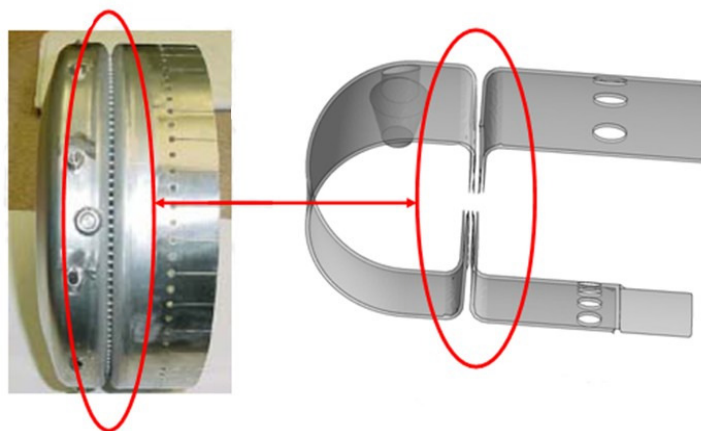


Fig. 9.5: Schematizzazione dell'ingresso aria secondaria.

Le condizioni al contorno sono riassunte nella tabella sottostante:

INGRESSO ARIA RECUPERATORE		
Boundary Type	INLET	
Mass Flow	0.05954 kg/s	
Turbulence	Intensity	High (10%)
Heat Transfer	Static Temperature	782 K
Mass Fraction	m_{O_2}	0.23

INIETTORE		
Boundary Type	INLET	
Mass Flow	0.05549 kg/s	
Turbulence	Intensity	High (10%)
Heat Transfer	Static Temperature	782 K
Mass Fraction	m_{O_2}	0.2063
	m_{CH_4}	0.1031

Fig. 9.6: Condizioni al contorno dei fluidi in ingresso.

Boundary Type	OUTLET
Mass and Momentum	Average Static Pressure
Relative Pressure	0 Pa
Pressure Averaging	Average over Whole outlet

Fig. 9.7: Condizioni al contorno dei fluidi in uscita.

Boundary Type	WALL	
Heat Transfer	Temperature	1100 K

Fig. 9.8: Condizioni al contorno sulla parete della rich zone.

Boundary Type	WALL	
Heat Transfer	Temperature	800 K

Boundary Type	WALL	
Heat Transfer	Adiabatic	

Fig. 9.9: Condizioni al contorno alle pareti.

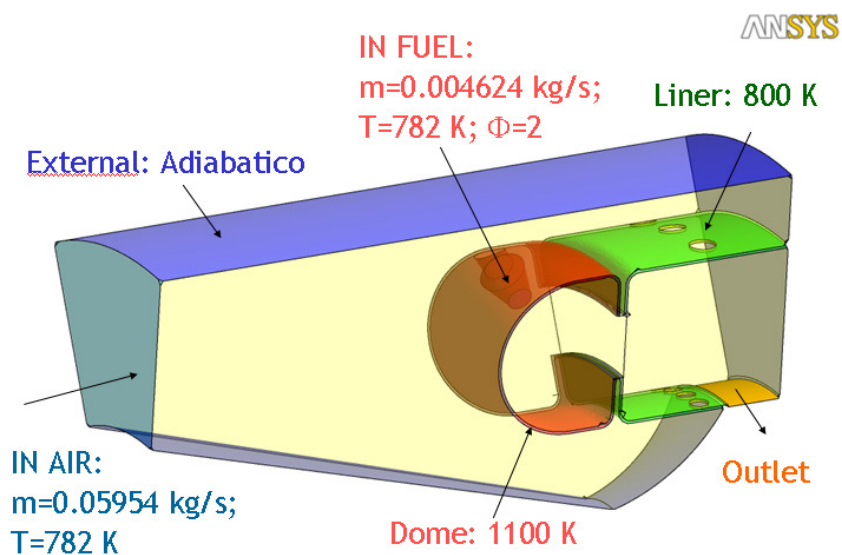


Fig. 9.10: Condizioni al contorno.

9.4 GENERAZIONE DELLA GRIGLIA

Inizialmente lo studio del combustore della microturbina Elliott T80 è stato affrontato con griglie di tipo tetraedrico che, come già detto, sono più facili da generare rispetto alle griglie strutturate esaedriche. Per questa ragione, sono state create tre griglie non strutturate che si differenziano tra loro per il numero di elementi:

- 470'000 elementi: questa griglia è stata messa a punto per le analisi preliminari di set up delle simulazioni. Grazie al ridotto numero di elementi, questa griglia consente di effettuare analisi numeriche dal ridotto onere computazionale. Volutamente, dove fluisce l'aria dal recuperatore la griglia è stata mantenuta piuttosto lasca in quanto non vi è necessità di controllare alcuna reazione, mentre in corrispondenza del dome (rich zone) e del liner (lean zone), la griglia presenta maglie strette per poter seguire coerentemente le reazioni che si sviluppano proprio in quelle zone.
- 1'650'000 elementi: questa seconda griglia trova applicazione in tutti i casi in cui si è reso necessario approfondire l'indagine per migliorare i risultati ottenuti con l'utilizzo della mesh precedente. La griglia più lasca ha fornito la base di partenza per la generazione di questa nuova griglia che trova pressoché inalterata la sua conformazione nella zona in cui è presente l'aria dal recuperatore, mentre è stata rinfittita nella rich zone e nella lean zone.
- 2'500'000 elementi: ottenuta mantenendo costanti le proporzioni tra le dimensioni degli elementi delle varie

famiglie ma raffittendo tutto il dominio fino ad ottenere un numero di elementi limite per una workstation di buone prestazioni

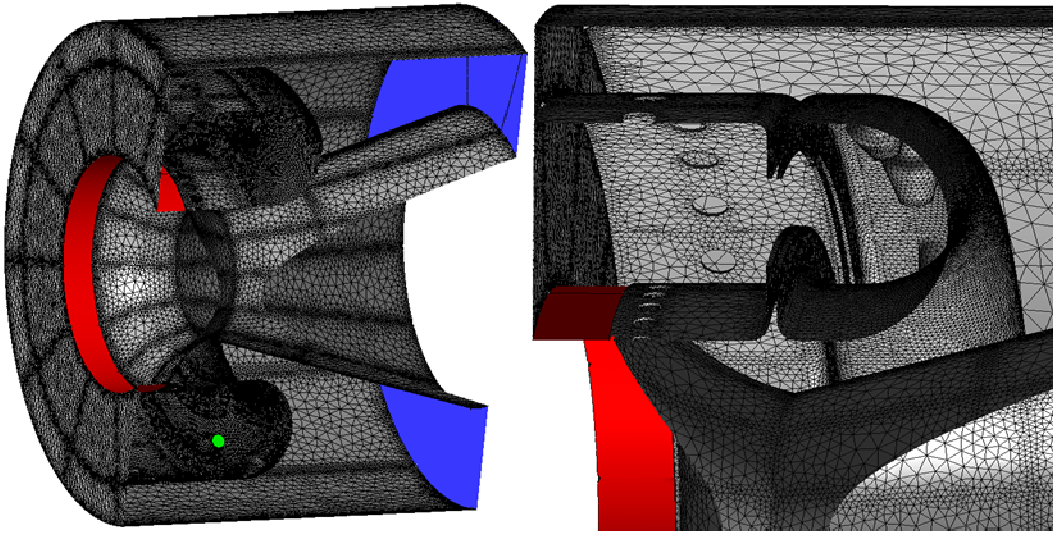
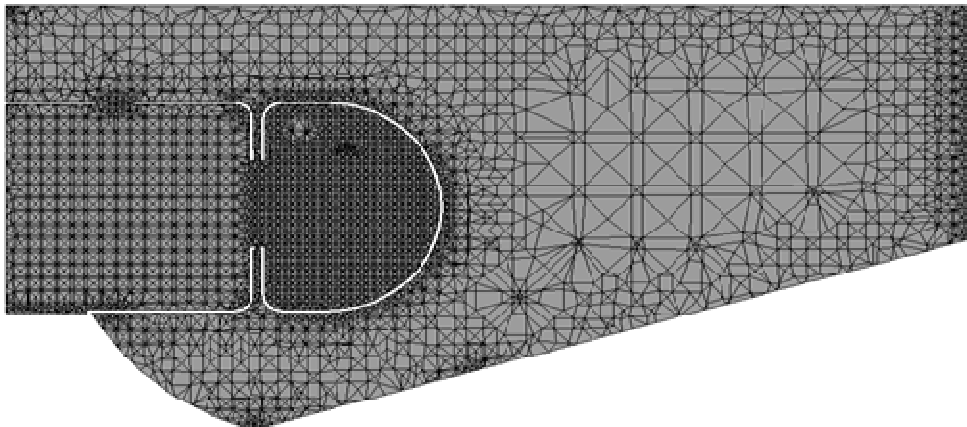
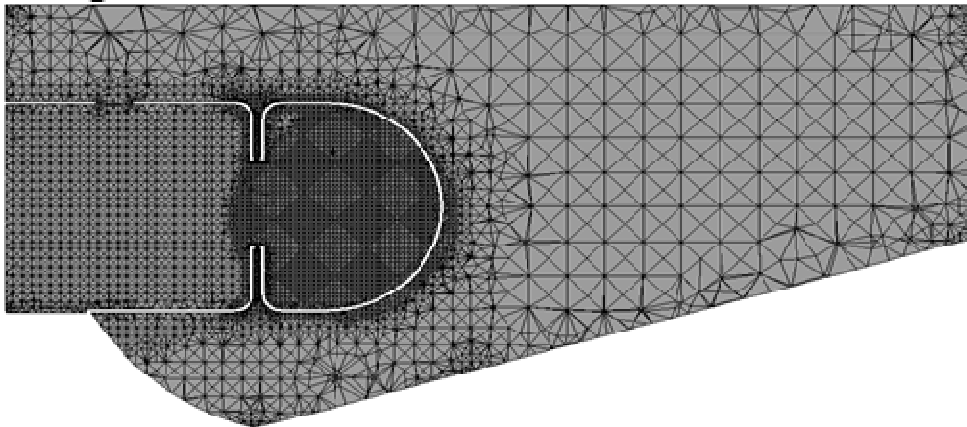


Fig. 9.11: Particolare della griglia tetraedrica

Griglia tetraedrica da 900000 elementi



Griglia tetraedrica da 1650000 elementi



Griglia tetraedrica da 2500000 elementi

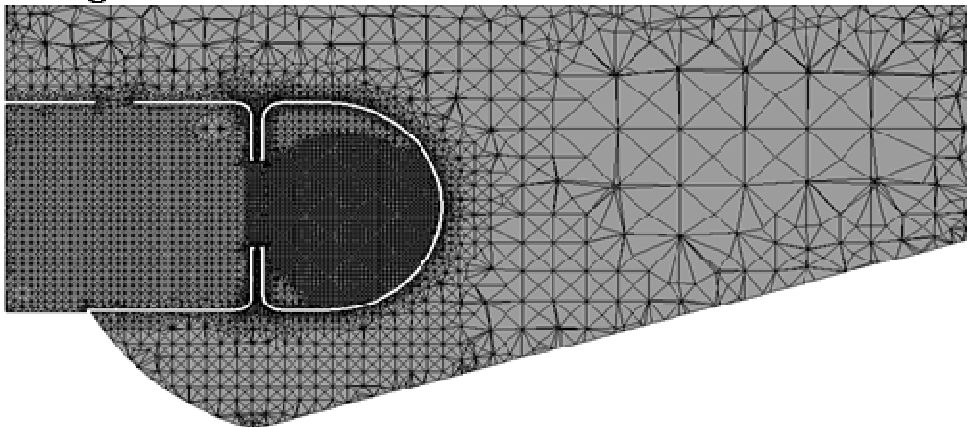


Fig. 9.12: Griglie tetraedriche utilizzate

9.5 ANALISI DEI RISULTATI NUMERICI

Anche per la camera di combustione della microturbina Elliott T80 sono state condotte una serie di analisi di sensibilità alla griglia ed ai vari modelli e parametri implementati, per poi passare allo studio della alimentazione a Biogas.

Analisi di sensibilità alla griglia

Le analisi condotte per le tre griglie generate sono state implementate a parità di:

- Modello di turbolenza: BSL
- Modello di combustione: EDM & FRC
- Velocità di reazione: CFXstd

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
470000 elm TETRA	1169.7	1120.4	307.8
1650000 elm TETRA	1171.5	1107.7	296.7
2500000 elm TETRA	1171.8	1119.3	308.2

Fig. 9.13: Analisi di sensibilità alla griglia: Prestazioni globali della camera di combustione

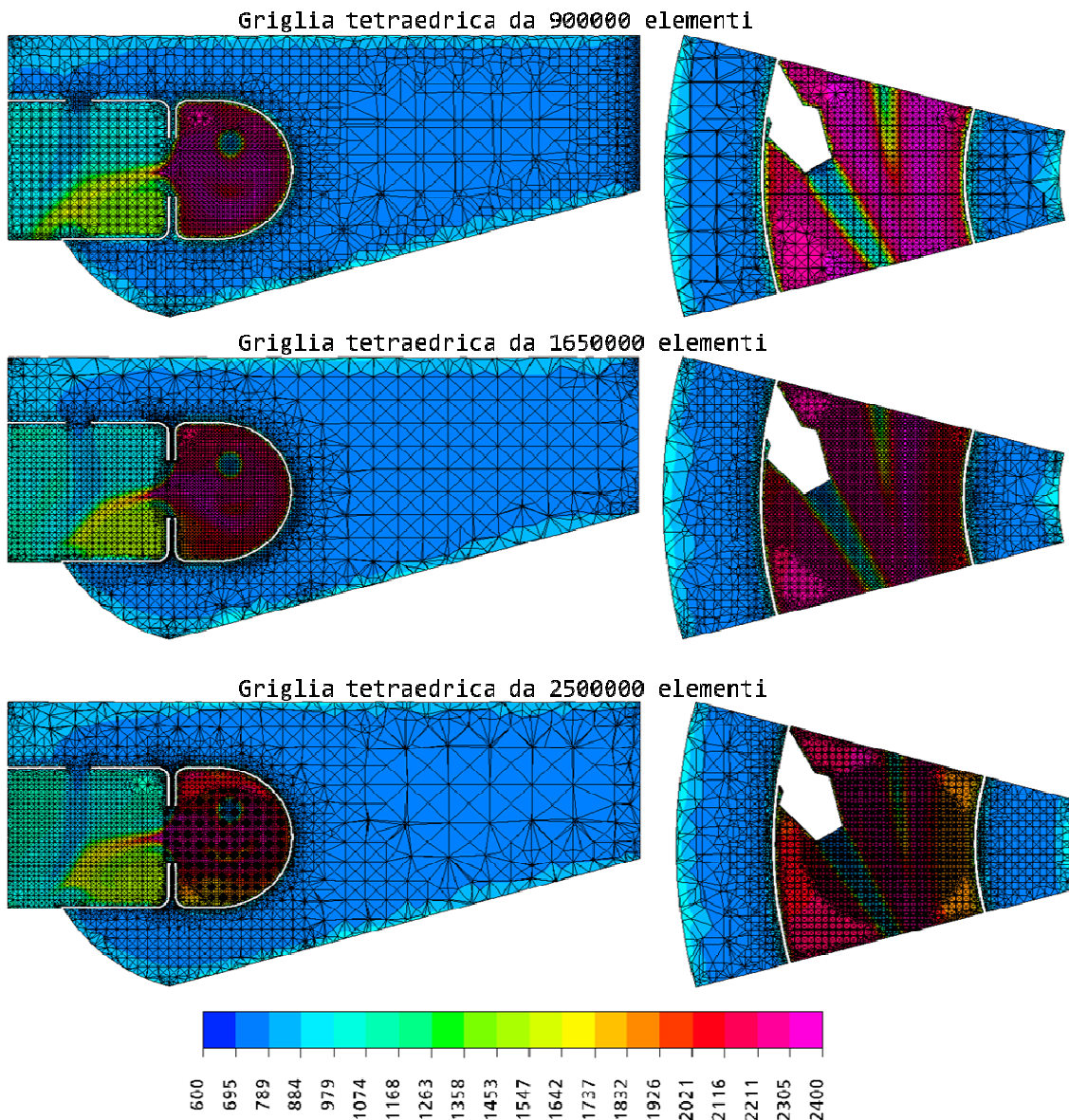


Fig. 9.14: Analisi di sensibilità alla griglia: Profilo di temperatura [K] sulla sezione longitudinale e trasversale

Come si può notare, i risultati ottenuti dalle tre griglie non sono così diversi, né qualitativamente né quantitativamente, da giustificare una discretizzazione troppo spinta del dominio. Un buon raffittimento del dome a ridosso dell'uscita del combustibile dall'ugello è sufficiente per descrivere

correttamente la combustione. Per questo motivo è stata adottata la griglia da 1650000 elementi come riferimento.

I tempi di risoluzione relativi alle tre griglie sono illustrati di seguito.

	Iterazioni per convergenza [n°]	tempo per convergenza [h]
470000 elm TETRA	300	8.3
1650000 elm TETRA	300	10.0
2500000 elm TETRA	300	11.7

Fig. 9.15: Onere computazionale in risoluzione delle griglie utilizzate

Analisi di sensibilità al modello di turbolenza

Per questa camera di combustione, a parità di:

- Griglia: tetraedrica da 1165000 elm
- Modello di combustione: EDM & FRC
- Velocità di reazione: CFXstd

sono stati studiati tre differenti modelli di turbolenza.

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
BSL	1169.6	1120.3	308.1
k-ε	1168.5	1121.0	308.0
k-ω	1170.0	1124.6	312.1

Fig. 9.16: Analisi di sensibilità al modello di turbolenza: Prestazioni globali della camera di combustione

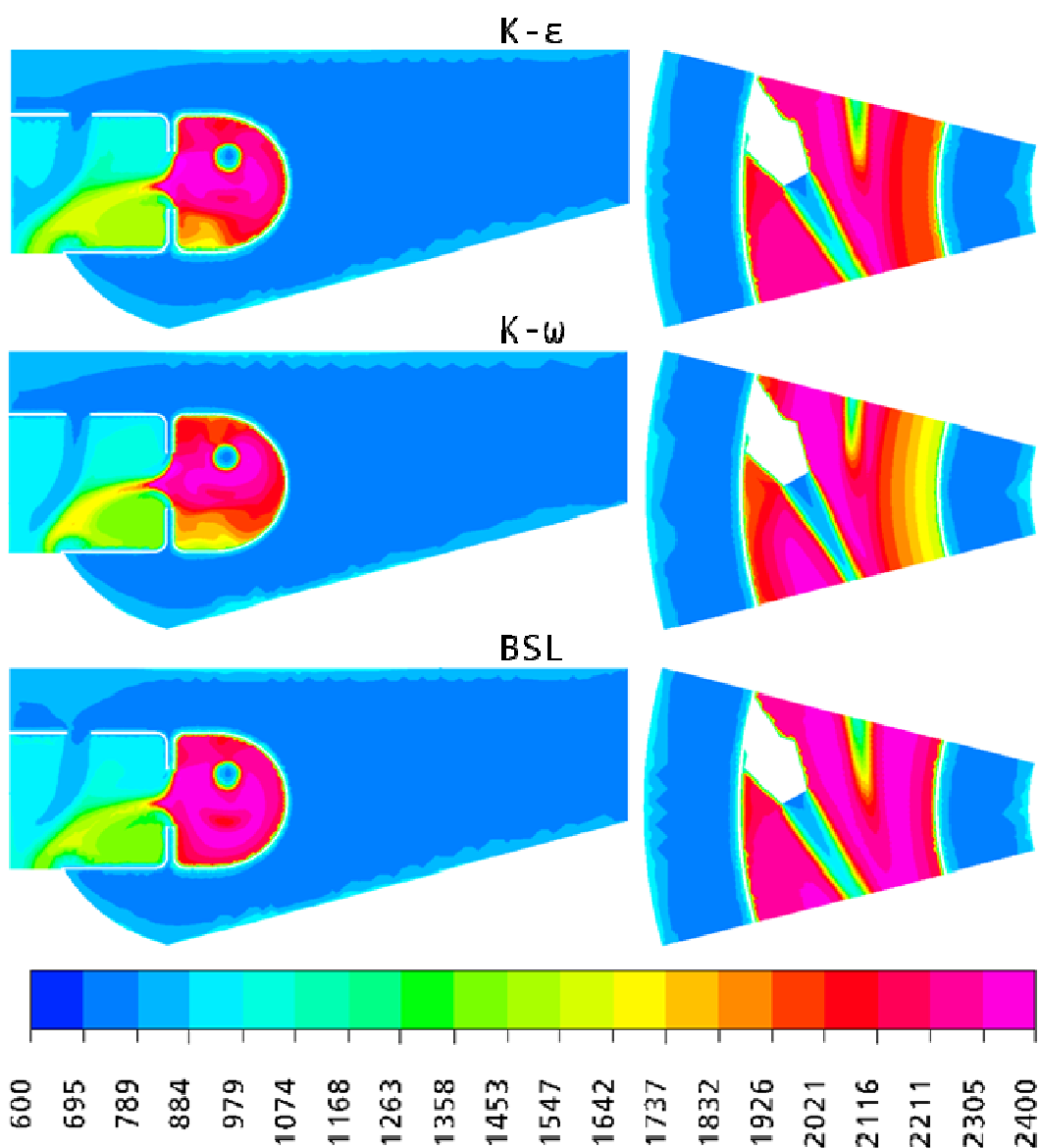


Fig. 9.17: Analisi di sensibilità al modello di turbolenza:
 Profilo di temperatura [K]

Osservando i risultati si può notare che vi è una lieve differenza tra i modelli a due equazioni ed il modello BSL, tale per cui la combustione occupa tutta la zona del dome producendo corrispondenti prestazioni superiori di circa il 2%.

Analisi di sensibilità al modello di combustione

A seguito dello studio di sensibilità sui due modelli di combustione studiati e sui relativi parametri correttivi, sono riportati i principali risultati a parità di:

- Griglia: tetraedrica da 1650000 elm
- Modello di turbolenza: BSL
- Velocità di reazione: CFXstd

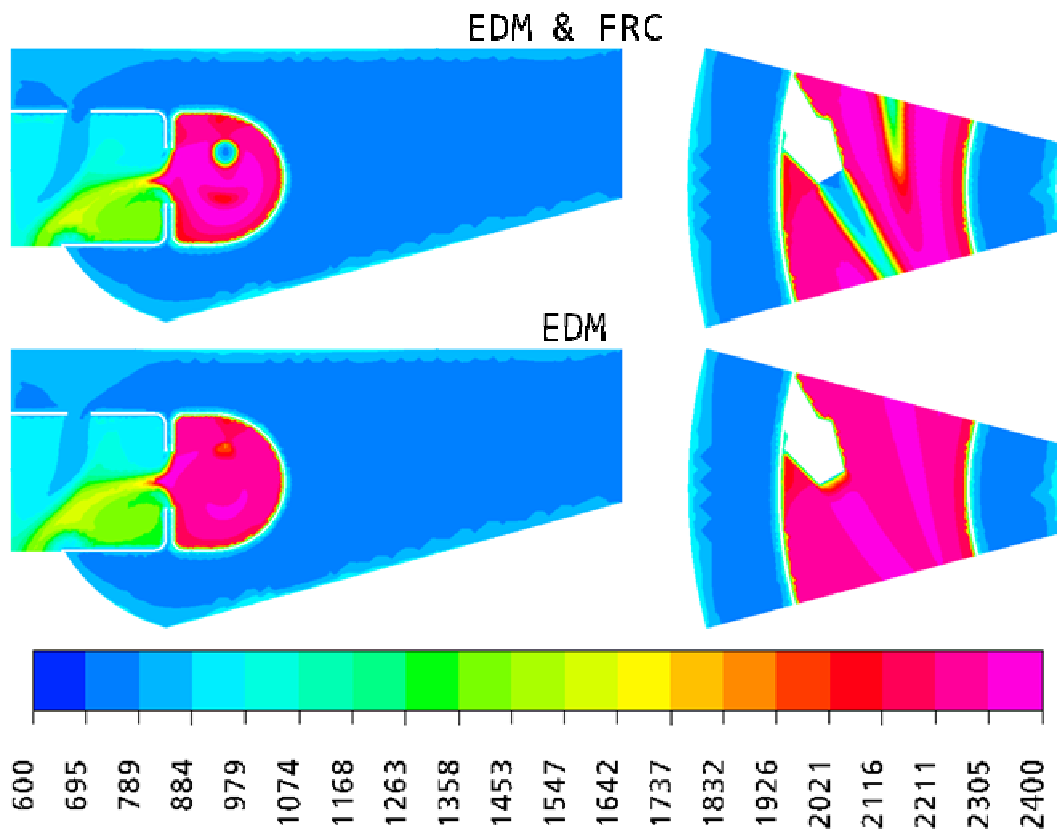


Fig. 9.19: Analisi di sensibilità al modello di combustione:
Profilo di temperatura [K]

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
EDM & FRC	1169.6	1120.3	308.1
EDM	1169.0	1113.3	301.1

**Fig. 9.20: Analisi di sensibilità al modello di combustione:
Prestazioni globali della camera di combustione**

Contrariamente a quanto avviene per le altre geometrie, per quella del combustore in esame la variazione del modello di combustione sembra del tutto marginale ai fini sia dei risultati sulle prestazioni, sia sui profili di temperatura. La sola differenza riscontrata si può notare subito a valle dell'ugello dove, con il modello EDM, si verifica subito l'accensione della miscela. Tale comportamento conferma ancora una migliore predisposizione del modello di combustione combinato EDM & FRC nei confronti dello studio di combustioni non premiscelate. Di seguito sono, invece, riportati i risultati riassuntivi dell'analisi di sensibilità ai parametri di combustione a parità di:

- Griglia: tetraedrica da 1650000 elm
- Modello di turbolenza: BSLrsm
- Velocità di reazione: Tuccillo

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
Standard	1169.6	1120.3	308.1
Chemical Timescale: 5·10 ⁻⁵	1169.6	1121.4	308.6
Mixing Rate Limit: 1000	1169.2	1117.9	305.4
Coefficient A: 2	1169.1	1108.4	296.7

**Fig. 9.21: Analisi di sensibilità ai parametri di combustione:
Prestazioni globali della camera di combustione**




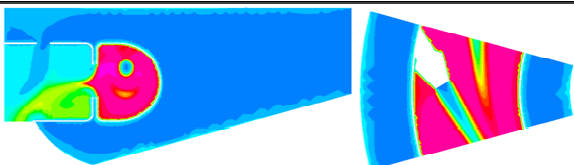
Parametro	Valore di Default	Valore modificato	Profilo di temperatura
Standard	-	-	
Chemical Time Scale	$1.37 \cdot 10^{-4}$ [s]	$5 \cdot 10^{-5}$ [s]	
Mixing Rate Limit	2500 [s ⁻¹]	1000 [s ⁻¹]	
Coefficient A	4	2	

Fig. 9.22: Analisi di sensibilità ai parametri di combustione: Prestazioni globali della camera di combustione

I profili di temperatura qui riportati risultano molto simili tra loro. Anche le potenze erogate dalla macchina sono piuttosto concordi. Sembrerebbe che la fenomenologia di combustione della geometria in oggetto non sia molto sensibile alle variazioni effettuate sui vari modelli numerici e che il modello, oltre che essere molto robusto, sia anche decisamente determinato. E' ipotizzabile che il dome, così rigidamente chiuso in se stesso, produca un campo di moto tale da rimanere invariato anche a fronte di correzioni imposte dai modelli numerici testati.

Analisi di sensibilità alla velocità di reazione

Di seguito, alla velocità di reazione implementata di default in ANSYS CFX 11.0 è stata affiancata un'analisi che prevede l'applicazione dello schema di reazione studiato dal Prof. Tuccillo. A fine comparativo sono stati mantenuti costanti i seguenti modelli:

- Griglia: tetraedrica da 1650000 elm
- Modello di turbolenza: BSLrsm
- Velocità di combustione: EDM & FRC

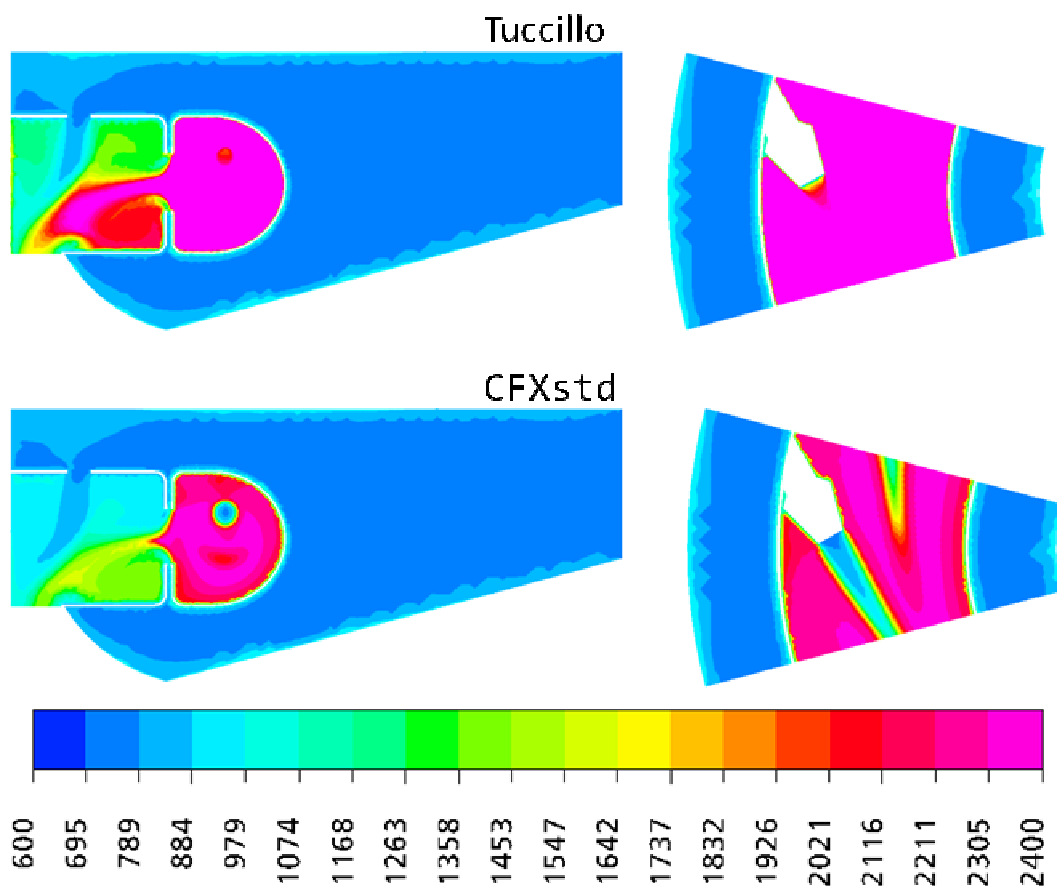


Fig. 9.23: Analisi di sensibilità alla velocità di reazione:
Profilo di temperatura [K]

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
CFXstd	1169.6	1120.3	308.1
Tuccillo	1178.2	1430.4	594.0

**Fig. 9.24: Analisi di sensibilità alla velocità di reazione:
Prestazioni globali della camera di combustione**

Dai risultati ottenuti, si nota che, la velocità di reazione implementata dal Prof. Tuccillo, produce risultati ben diversi da quelli ottenuti dallo schema di reazione di default. Nel primo caso, infatti, il dome risulta completamente investito da elevate temperature oltre i 2400 K, mentre nel secondo caso i profili di temperatura sono più accettabili.

Anche la potenza erogata dal combustore assume valori poco plausibili se si utilizza la velocità di reazione del Prof. Tuccillo.

Di conseguenza, anche in questo caso, si può reputare la velocità di reazione di default di ANSYS CFX 11.0 come quella più indicata per questa camera di combustione.

Alimentazione a Metano e a Biogas

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti in seguito alla simulazione di un'alimentazione a biogas con una percentuale in volume del 60% (35% in massa) di CH₄ e del 40% (65% in massa) di CO₂. A tal fine è stata modellato un apporto di CH₄ pari a quello previsto per la normale alimentazione a Metano. Questa condizione comporta un inevitabile aumento della portata di

miscela totale entrante nel Dome che risulta pari a 0,00634 kg/s. Vista la notevole frazione in massa di CO₂ all'interno del Biogas, il premiscelato entrante avrà la seguente composizione in massa:

- 8,65% di CH₄
- 16,07% di CO₂
- 17,32% di O₂
- 57,96% di N₂

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
Metano	1169.6	1120.3	308.1
Biogas	1164.3	1111.8	303.7

Fig. 9.25: Alimentazione a Metano o Biogas: Prestazioni globali della camera di combustione

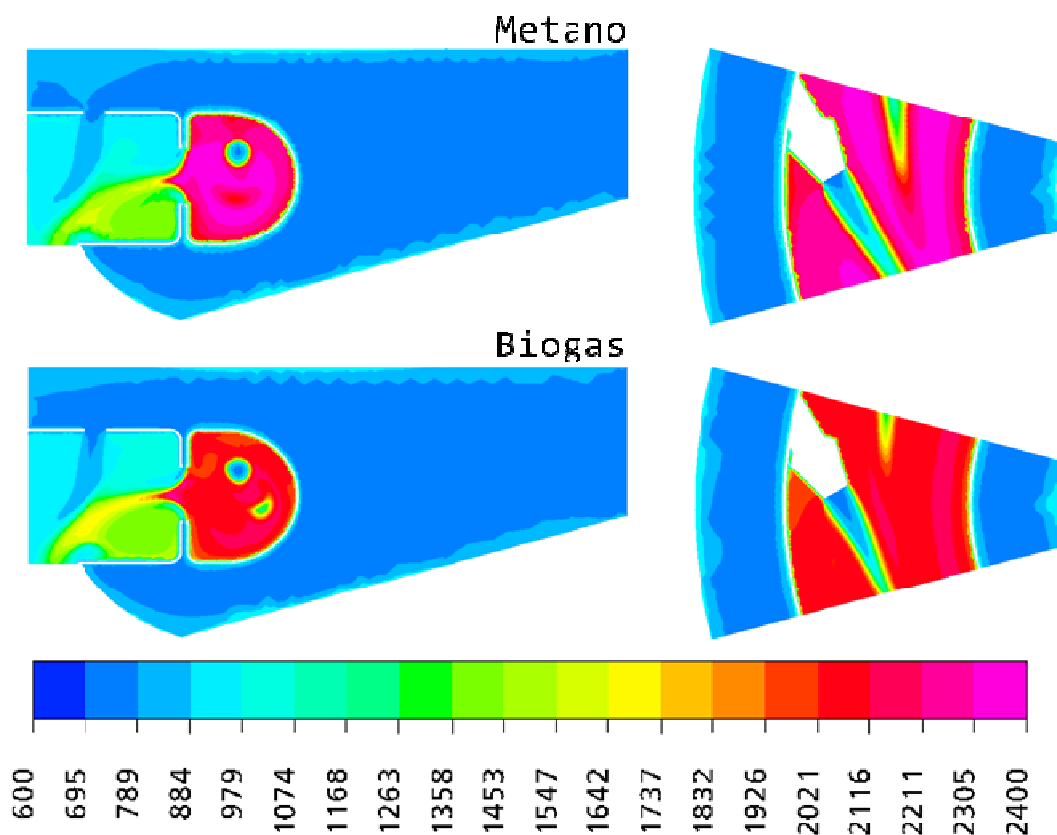


Fig. 9.26: Alimentazione a Metano o Biogas: Profilo di temperatura [K] sulla sezione longitudinale

I profili di temperatura denotano un buon abbassamento delle temperature del Dome, mentre non vi sono sostanziali differenze nella secondary zone. La potenza del combustore cala lievemente questo dimostra ancora che tale configurazione di combustore sembra essere poco influenzata da variazioni delle condizioni al contorno. Un Dome così chiuso rappresenta infatti un dominio poco sensibile a eventuali variazioni esterne. Tuttavia è ipotizzabile che il modello numerico sovrastimi questo comportamento mentre nella pratica industriale il combustore risulti più sensibile.

Per valutare l'influenza di una geometria così chiusa del Dome sono state effettuate alcune modifiche alla sezione di ingresso dell'aria di diluizione del secondario, tali da rendere il Dome più chiuso e più aperto.

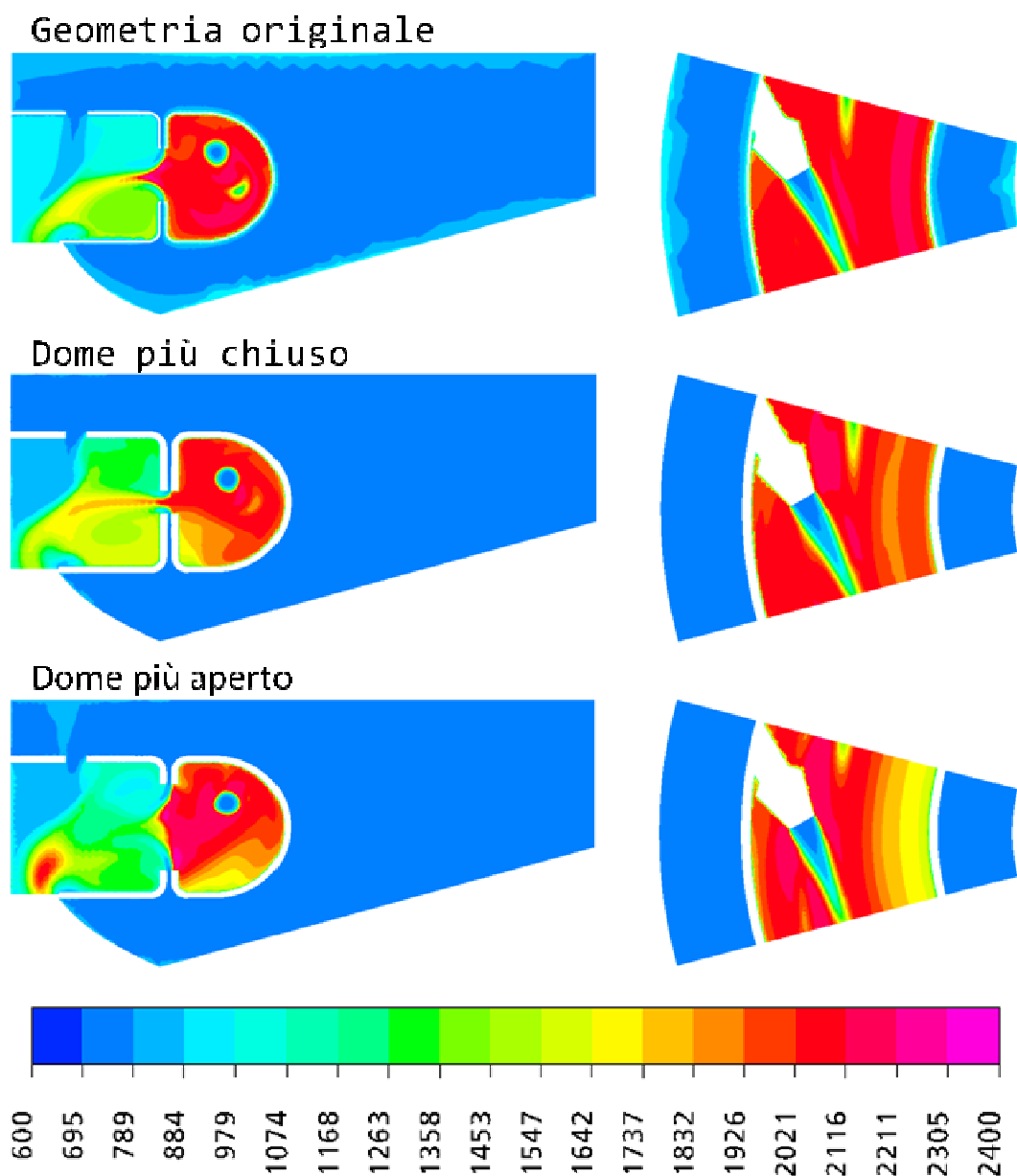


Fig. 9.27: Modifiche alla geometria per alimentazione a Biogas: Profilo di temperatura [K] sulla sezione longitudinale

	CpMED [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	TgasOUT [K]	QoutGAS [kW]
Originale	1164.3	1111.8	303.7
Dome chiuso	1168.4	1090.9	285.0
Dome aperto	1168.2	1107.2	301.3

**Fig. 9.26: Modifiche alla geometria per alimentazione a Biogas:
Prestazioni globali della camera di combustione**

Come si vede dai risultati presentati, un Dome più chiuso limita la combustione generando una fiamma che eroga una potenza inferiore di circa il 7% rispetto alla geometria originale. La fiamma così prodotta occupa una porzione maggiore del dominio del liner, poiché esce dal Dome con una velocità maggiore. Aprendo, invece il Dome, se la combustione risulta subito più aggressiva, non è tale da produrre una fiamma in grado di aumentare la potenza erogata poiché si spegne subito al di là della diluizione secondaria. Anche ad una variazione così decisa della geometria del combustore, tuttavia, tale apparato mantiene un comportamento piuttosto stabile ed incondizionabile. Questa caratteristica potrebbe risultare molto positiva in funzione di eventuali alimentazioni con combustibili alternativi come Biogas o Syngas.

9.6 CONCLUSIONI

Il modello numerico realizzato per la camera di combustione ELLIOT T80 risulta robusto e genera risultati realistici:

- Nel caso in esame, l'analisi di sensibilità alla griglia ha generato risultati piuttosto simili tra loro. Per la conformazione della geometria, poiché la combustione avviene quasi completamente all'interno del Dome, si rende necessario raffittire molto soltanto questa porzione di volume.
- Anche l'analisi di sensibilità al modello di turbolenza ha prodotto risultati poco differenti.
- I risultati derivanti dalle analisi realizzate con i due modelli di combustione EDM ed EDM&FRC sono sufficientemente simili, poiché ancora una volta il loro effetto è confinato al Dome. In questa zona infatti il modello EDM non prevede un miscelamento graduale del combustibile con l'aria. Il modello EDM&FRC si dimostra, quindi, quello più indicato a questo caso di premiscelamento.
- I parametri di controllo del modello di combustione non hanno una sensibile influenza su questo combustore. E' ipotizzabile che tali regolazioni non abbiano effetto per fiamme quasi libere, come nel caso della caldaia Harwell, e per fiamme molto confinate, come in questo caso.
- La velocità di reazione implementata dal Prof. Tuccillo produce una fiamma troppo aggressiva che esce dal Dome innalzando sensibilmente le temperature anche a valle con un comportamento poco realistico. Anche le prestazioni globali del combustore misurano un incremento non plausibile. Anche

in questo caso, quindi, lo schema di reazione di default di ANSYS CFX11.0 risulta quello più indicato.

- In seguito all'alimentazione a Biogas e, quindi, alla riduzione delle prestazioni del combustore, è stato valutato l'effetto della variazione dell'apertura del Dome verso la Secondary Zone. A conferma di un comportamento stabile e difficilmente condizionabile della macchina, queste analisi hanno riscontrato un lieve peggioramento delle prestazioni solo a fronte di un Dome più chiuso. Infatti questa camera di combustione sembra molto indicata per eventuali alimentazioni con combustibili a basso potere calorifico.

9.7 BIBLIOGRAFIA

- M. Pelucco, “Analisi numerica della combustione in bruciatori alimentati con combustibili gassosi”, Tesi di Laurea A.A. 2007-2008, Università di Ferrara – Facoltà di Ingegneria.
- H. Yakawa, T. Kataoka, “High temperature corrosion of microturbine combustor material”, ASME Turbo EXPO GT2007-27362.
- Straub, D. L., Casleton, K. H., Lewis, R. E., Sidwell, T. G., Maloney, D. J., Richards, G. A., “Assessment of Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn Trapped Vortex Combustor for Stationary Gas Turbines”, ASME, Vol. 127, pp. 36-41, January 2005.



Cap.10: Sistemi termofotovoltaici TPV

10.1 INTRODUZIONE

Negli ultimi anni i problemi legati all'inquinamento, alla sempre più grave crisi economica a livello mondiale e ai cambiamenti climatici della terra hanno evidenziato la necessità e l'importanza dello sviluppo di nuove tecnologie volte al risparmio energetico ed al rispetto dell'ambiente.

In quest'ottica una delle vie intraprese è stata la cogenerazione d'energia elettrica e termica grazie al sistema termofotovoltaico (TPV). La differenza fondamentale di questo nuovo concetto di produzione d'energia, rispetto a quello tradizionale di grandi centrali distanti dagli utenti, consiste nella realizzazione di piccoli generatori elettrici installabili all'interno di palazzi e abitazioni con la funzione di produrre sia energia elettrica sia calore. Si può parlare di cogenerazione con TPV nel momento in cui si genera contemporaneamente e localmente energia termica ed elettrica in un rapporto ottimale per l'utilizzo residenziale e terziario, minimizzando, così, le perdite associate al trasporto dell'energia stessa.

Tale tecnologia è basata sugli stessi principi di funzionamento dei convertitori fotovoltaici tradizionali che convertono fotoni di energia in corrente elettrica, ma con la differenza sostanziale che, in questo caso, la sorgente di calore da cui i

fotoni provengono è terrestre anziché essere il sole. Un sistema termofotovoltaico consente quindi di convertire la radiazione emessa da un emettitore artificiale in elettricità grazie all'utilizzo di celle fotovoltaiche, ed accompagnare a tale produzione elettrica la produzione di calore classica da destinarsi al riscaldamento di acqua domestica od industriale secondo il tipo di applicazione.

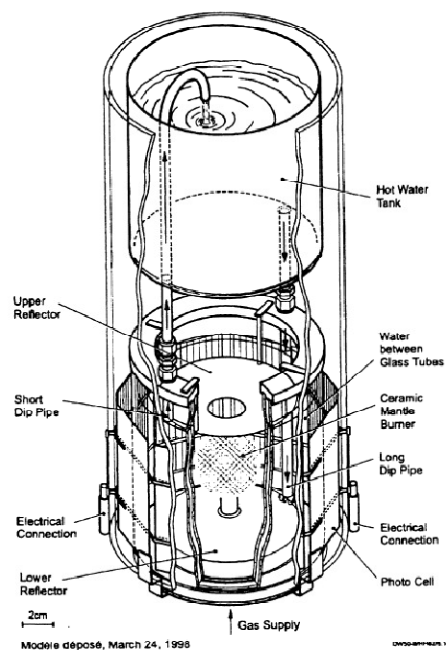


Fig. 10.1: Esempio di prototipo di TPV

Le origini del TPV risalgono agli anni '60, tuttavia le tecnologie disponibili fino ad una decina di anni fa, ne hanno limitato e reso difficoltosa l'espansione. Solo recentemente infatti, per le esigenze prima espresse e grazie ai notevoli miglioramenti ottenuti soprattutto nel campo degli emettitori selettivi e delle celle fotovoltaiche, questa tecnologia ha

riacquistato interesse ed è ripreso, con nuovo entusiasmo, il processo di ricerca e sviluppo ad essa dedicato. Molte infatti sono le attrattive e le prospettive che negli ultimi anni si sono presentate durante lo sviluppo del sistema termofotovoltaico. Tra queste le principali sono:

- **Versatilità:** è una tecnologia che permette di utilizzare molte tipologie di combustibile diverse sia per quanto riguarda i combustibili fossili, sia per quelli naturali, e che può funzionare anche con altre forme di fonti d'energia quali il nucleare o il solare.
- **Semplicità, silenziosità, affidabilità:** la macchina non include alcun elemento mobile, di conseguenza fabbricazione ed assemblaggio risultano essere abbastanza semplici e non sono necessari frequenti ed onerosi interventi di manutenzione.
- **Rapporto fra energia termica ed elettrica ottimale** per soddisfare le esigenze dell'utenza residenziale e/o terziaria

Inoltre dall'analisi dei primi risultati della sperimentazione dei primi prototipi si è dedotto come la cogenerazione con sistemi TPV nel settore residenziale/terziario comporti anche importanti benefici dal punto di vista ambientale:

- **Valori di emissioni (NO_x, CO) inferiori** rispetto alle tecnologie di riferimento.
- **Possibile ricorso ad energie rinnovabili.**
- **Possibile ricorso a risorse locali.**
- **Miglior uso delle infrastrutture esistenti.**

Questo capitolo, è stato articolato fundamentalmente in due parti distinte e apparentemente indipendenti tra loro:

-
- Ricerca bibliografica riguardante il sistema termofotovoltaico. Soprattutto nell'ultimo decennio la forte spinta della ricerca in questo campo ha fatto sì che, ad oggi, una grande quantità di documenti riportanti informazioni sulla tecnologia del TPV sia disponibile. Come primo obiettivo ci si è dunque posti quello di racchiudere in modo organico tali informazioni in un unico documento al fine di avere a disposizione un testo che, seppur in maniera breve, permettesse nel suo complesso di capire come un sistema di questo tipo è realizzato, come funziona e quali sono stati i passi compiuti durante il suo sviluppo.
 - Analisi termofluidodinamica di un prototipo di caldaia ad uso domestico di potenza nominale pari a 25kW messo a disposizione dall'azienda Baltur S.p.A. di Cento. Precedenti lavori di tesi si erano occupati della simulazione e dello studio di questo prototipo di caldaia. Qui sono riportati i risultati finali delle analisi numeriche effettuate fino ad ora su questo complesso apparato. La complessità di tali simulazioni, infatti, ha richiesto un lunghissimo lavoro di apprendimento dei meccanismi numerici dei modelli necessari che è stato portato avanti in parallelo con lo studio dei combustori presentato nei capitoli precedenti. In questo caso, ai modelli precedentemente esposti, si aggiunge lo studio dei modelli di irraggiamento che assumono un ruolo fondamentale per le analisi in oggetto.

10.2 EVOLUZIONE STORICA DEL TERMOFOTOVOLTAICO

L'idea del sistema termofotovoltaico come possibilità di convertire le radiazioni termiche in energia elettrica risale agli anni 60, grazie a Blair, White e Wedlock, come superamento della limitazione fondamentale del sistema fotovoltaico.

Weinberg (1971) fu il primo ad introdurre il concetto dell'eccesso di entalpia all'interno dei bruciatori, attraverso analisi teoriche.

Nel 1979 i ricercatori Takeno e Sato inseriscono un setto poroso ad alta conducibilità termica all'interno di una fiamma e realizzano un modello monodimensionale per studiare gli effetti della portata di miscela e dei coefficienti di scambio termico sulla combustione. Analoghe simulazioni furono impostate da Chen (1987) che, studiando la combustione delle fiamme premiscelate, osservò che la reazione si completa in ridotte porzioni di spazio e la temperatura raggiunge valori elevati.

Il primo lavoro di modellazione di un bruciatore a maglia metallica è, invece, di Golombok. Nel 1990, l'autore sviluppa un modello numerico monodimensionale basato su una reazione di combustione single-step per la simulazione di una fiamma stabile a ridosso del bruciatore. Studi simili, affrontati da Sathe, Peck e Tong, sono diretti alla simulazione della combustione in bruciatori di elevata porosità realizzati in fibre di alluminio e silicio. La direzione principale era l'influenza della conduttività termica nel controllo della fiamma.

Nel 1991, gli stessi autori, producono un modello monodimensionale che considera i fenomeni di conduzione,

convezione e irraggiamento a contatto con un bruciatore a superficie metallica.

Un'ulteriore formulazione del problema fu data da Andersen, l'anno successivo, che tuttavia descrisse il problema dello scambio termico tra fluido e maglia metallica solo in via qualitativa.

Due anni più tardi, Hsu e Matthews identificano la necessità di introdurre modelli della reazione chimica di combustione più dettagliati, come i multi-step.

Nel 1996, Rumminger sviluppa un modello monodimensionale per la simulazione di un bruciatore ceramico reticolare che utilizza la reazione multi-step.

L'anno seguente, Schubnell, Benz e Mayor descrivono i vantaggi della cogenerazione con TPV soprattutto per quanto riguarda l'applicazione domestica.

Nel 1998, i ricercatori della XJ Crystals Inc. sviluppano un prototipo di sistema TPV in grado di generare potenze elettriche superiori a 100 W. E' un momento di grande entusiasmo nella storia del sistema termofotovoltaico, nel quale si conferma l'importanza e la criticità dei fenomeni di combustione su tutto il processo di generazione di energia elettrica.

Poco dopo, Henneke e Ellzey (1999) realizzano una simulazione non stazionaria della propagazione di una fiamma in un setto poroso spesso 52.2 cm utilizzando il modello completo della reazione chimica tra aria e metano e ottengono risultati molto realistici.

Parallelamente alle analisi numeriche, aumenta la ricerca sui bruciatori a tela metallica, componente chiave del sistema termofotovoltaico, e Leonardi, Viskanta, Gore (2001) ne descrivono le tipologie e ne definiscono i metodi di misurazione delle proprietà.

Nel 2003, Barra, Diepvens, Ellzey e Henneke sviluppano uno studio numerico sugli effetti delle proprietà del materiale sulla stabilità della fiamma per bruciatori porosi a due sezioni. Attraverso un modello monodimensionale dipendente dal tempo studiano lo scambio termico tra solido e gas.

Nel Gennaio 2003 Qiu e Hayden realizzano un mini cogeneratore per investigare gli effetti derivanti da tre diversi tipi di bruciatore e sottolineano di nuovo l'effetto determinante della combustione. Il mese successivo Leonardi, Viskanta e Gore realizzano un modello per la previsione delle proprietà del flusso di una fiamma a ridosso di un bruciatore in FeCrAlloy. La caratteristica fondamentale dell'analisi è che i modelli di scambio termico e combustione utilizzano le reali proprietà del materiale con cui è realizzato il bruciatore.

Contemporaneamente Fraas, Avery, Malfa, Wuenning, Kovacik e Astle realizzano un sistema TPV funzionante con le tecnologie più moderne e stimano il risparmio economico ottenibile utilizzando sistemi TPV nelle aziende e nelle abitazioni. Lo studio dei prototipi è effettuato con un'analisi tridimensionale che utilizza il metodo Monte Carlo come modello di scambio termico per irraggiamento.

Nel Febbraio 2004 Barra e Ellzey utilizzano un modello monodimensionale dipendente dal tempo per riprodurre la

combustione e il ricircolo di calore all'interno del bruciatore. In questo studio emerge l'importanza della conduzione all'interno della maglia metallica e dell'irraggiamento.

Oggi vi sono diverse previsioni che segnano l'ingresso in massa del sistema TPV nel mercato europeo della produzione di energia dal 2015.

Il sistema TPV applicato a impianti di potenza tra i 4 e i 50 kW ad installazione domestica è riconosciuto dalla Direttiva Europea di Cogenerazione come micro-CHP (Combined Heat & Power). Queste unità devono essere di piccole dimensioni perché installabili, ad esempio, in una cucina e dovranno sostituire le caldaie tradizionali.

I benefici del micro-CHP sono notevoli:

- Riduzione della domanda di energia
- Abbattimento dei costi
- Sicura produzione di calore e potenza
- Abbattimento delle emissioni e del danno all'ambiente

I maggiori ostacoli all'espansione del sistema di cogenerazione domestica di calore e energia sono stati fino ad oggi:

- I costi della ricerca
- I tempi di trasformazione del mercato
- Lo sviluppo di opportuni sistemi di manutenzione

10.3 PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO

Come già accennato il sistema termofotovoltaico genera elettricità sfruttando il funzionamento di celle fotovoltaiche. Queste, investite da una radiazione infrarossa irradiata da un corpo, portato a temperatura d'emissione grazie ad un processo di combustione, convertono parte di tale radiazione in elettricità. Il flusso energetico di un sistema di questo genere può essere dunque rappresentato nel seguente modo:

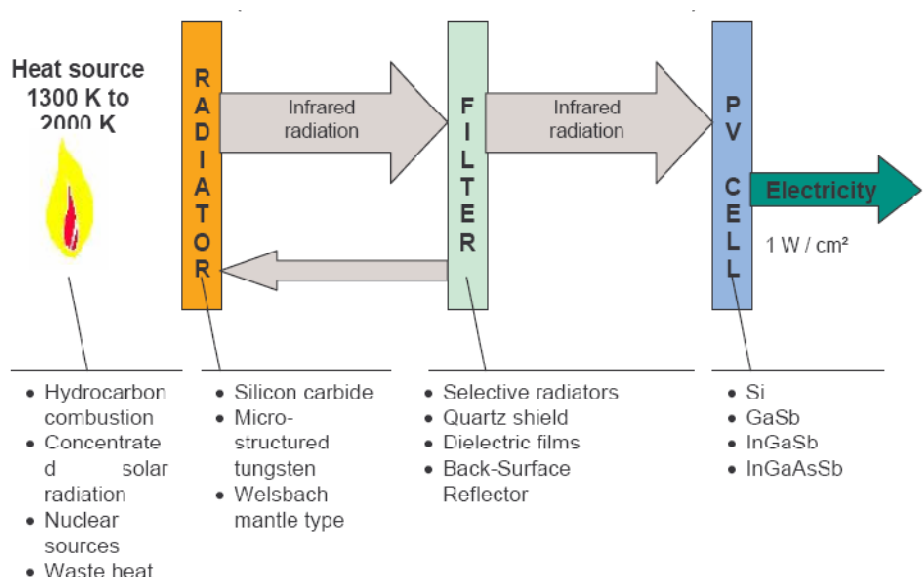


Fig. 10.2: Rappresentazione schematica del sistema TPV

Generalmente i setti emittenti convertono il 10-40% dell'energia chimica del combustibile in energia irradiante mentre il restante 60-90% può essere utilizzato per il riscaldamento integrato di acqua. Ciò porta al massimo utilizzo dell'energia del combustibile. Considerando la produzione di energia sia

termica che elettrica infatti, i rendimenti globali del sistema sono superiori al 90%.

Tipicamente, come vediamo dall'immagine precedente, i sistemi TPV consistono di una sorgente di calore, un radiatore (chiamato anche emettitore), alcuni apparecchi per il controllo dello spettro (filtri), e celle fotovoltaiche.

Per ciascun componente diverse concezioni e tecnologie sono possibili, ciascuna delle quali ovviamente caratterizzata da limitazioni ed un certo tipo di qualità.

Una descrizione approfondita di ciascuno degli elementi fondamentali di un sistema TPV è oggetto del capitolo seguente e rappresenta parte del lavoro di ricerca bibliografica eseguito e prima introdotto.

10.4 TPV COME SISTEMA DI MICRO COGENERAZIONE

La tecnologia del termofotovoltaico è destinata come detto, ad applicazioni sia in campo industriale sia domestico. La direttiva europea sulla cogenerazione 2004/8/EC definisce micro-CHP (Combined Heat & Power) ogni unità in grado di produrre una potenza compresa tra 4 kW e 50 kW. Il prototipo di caldaia che è stato studiato nel presente lavoro di tesi, ha una potenza nominale di 25 kW termici e dunque appartiene a questo gruppo di apparecchiature.

I sistemi di livello domestico, intesi come installazioni in abitazioni singole, soddisfano ampiamente le esigenze che mediamente un singolo nucleo familiare ha ed essendo sempre e in ogni caso connessi alla rete di distribuzione elettrica esterna, possono importare (nel caso si verifichi un picco nei consumi) od esportare (nel caso vi sia una sovrapproduzione rispetto ai consumi) le quantità di corrente elettrica in ammanco o in eccesso a seconda dei casi.

Abbiamo già analizzato l'importanza che, in un futuro non lontano, potrà certamente rivestire la tecnologia del termofotovoltaico; a maggior ragione risulterà fondamentale lo sviluppo di tale tecnologia anche a livello domestico ovvero lo sviluppo dei micro-CHP. Ciò garantirà:

- Riduzione delle emissioni di CO₂. Circa 1/3 delle emissioni totali di CO₂ sono infatti dovute ai consumi domestici.
- Riduzione delle perdite dovute alla dispersione e alla trasmissione dell'energia elettrica lungo la rete. Ciò rappresenta inoltre una possibilità di miglioramento delle potenzialità della rete elettrica stessa.

-
- Migliorare sicurezza e flessibilità della fornitura.

Circa l'85% dell'energia consumata in un'abitazione è utilizzata per riscaldare ambienti ed acqua, in particolare il 62% per il riscaldamento degli ambienti, il 23% per il riscaldamento dell'acqua. Il restante 15% è suddiviso e consumato in 10% per luci ed elettrodomestici e 5% per cucinare.

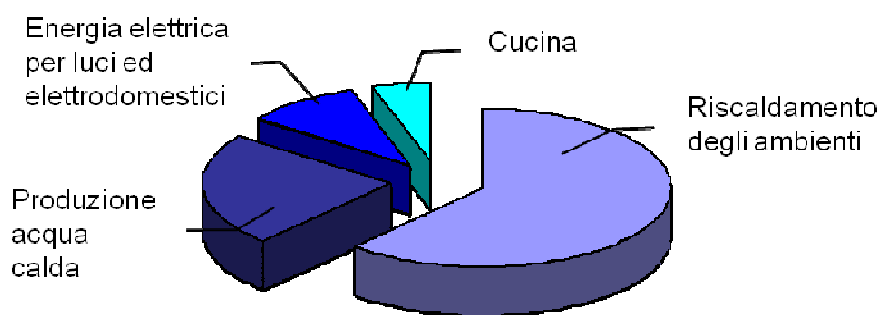


Fig. 10.3: Suddivisione dei consumi energetici in un'abitazione

Dunque appare evidente come un sistema TPV, inteso come sistema di micro cogenerazione, e nel quale la produzione di energia termica è predominante rispetto a quella di energia elettrica, sia particolarmente adatto ad applicazioni domestiche.

Esso sarà, infatti, in grado di autoalimentarsi e di cedere energia elettrica alla rete di casa o a quella esterna quando questa risulti prodotta in eccesso rispetto alle necessità.

10.5 ELEMENTI COSTITUTIVI DEL SISTEMA TPV

Come già introdotto nel paragrafo precedente, un sistema termofotovoltaico si compone essenzialmente di quattro elementi principali. La descrizione di tali elementi è oggetto di questo capitolo dove, per ogni elemento, si è realizzato un concentrato di tutte le nozioni disponibili in letteratura, che permettono di comprenderne la funzione, le caratteristiche e le motivazioni che hanno mosso ogni passo del loro sviluppo.

Sorgente di calore - Emittitore

Questi due elementi devono essere necessariamente studiati insieme sia perché vedremo che inizialmente costituivano un unico elemento all'interno dell'apparecchiatura, sia perché strettamente influenzati l'uno dall'altro nelle apparecchiature più moderne in cui appaiono invece come unità separate seppur in contatto tra loro.

Nell'iniziare a descrivere tale punto è necessario dire che, in un sistema termofotovoltaico, la combustione, per la necessità di portare ad incandescenza un corpo che a sua volta emette radiazione, non avviene secondo lo schema classico di combustione a fiamma libera, bensì avviene attraverso un corpo poroso.

La combustione attraverso corpo poroso offre notevoli vantaggi rispetto a quella con fiamma libera. Questi benefici possono essere sintetizzati in un elevato rapporto di potenza restituita, dimensioni assai ridotte dell'apparato e bassi livelli d'emissione indipendenti tra l'altro dal carico di

combustione. E' possibile inoltre realizzare, sfruttando tale principio di combustione, anche camere di combustione con forme anche complesse che non sarebbero realizzabili per le tecniche di combustione tradizionali.

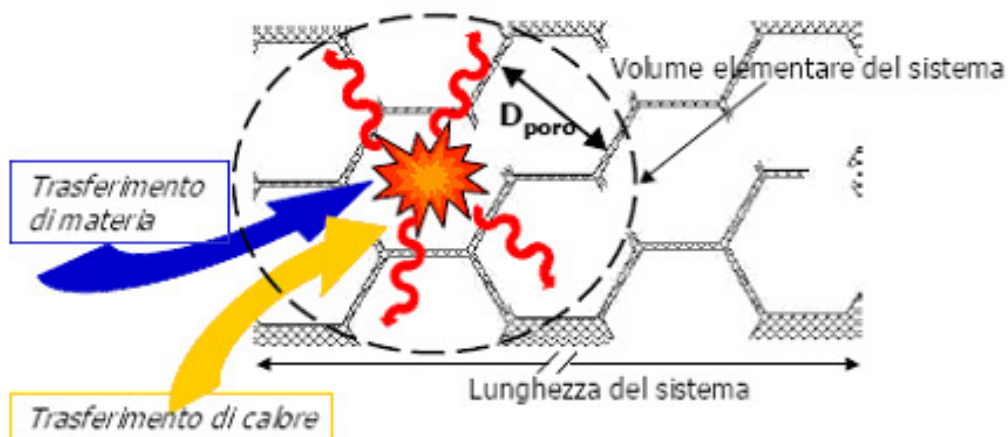


Fig. 10.4: Reazione di combustione in un mezzo poroso.

La combustione all'interno di mezzi porosi è regolata dal rapporto tra il calore generato dalla miscela reagente ed il calore allontanato per scambio termico tra gas e matrice. Ne consegue una sensibile riduzione dei picchi di temperatura ed un allargamento della zona di reazione. I materiali solidi, infatti, hanno delle proprietà termiche molto buone se paragonate con i gas quindi il calore può essere efficacemente trasferito al di fuori della regione di combustione causando così una forte diminuzione della temperatura.

Per realizzare la combustione in un mezzo poroso le vie che possono essere seguite sono essenzialmente due: la combustione all'interno di un bruciatore poroso, e la combustione

all'interno di un mezzo poroso, solitamente un feltro, che avvolge il bruciatore non poroso.

Di fatto i primi esperimenti applicativi riguardo alla tecnologia del termofotovoltaico utilizzavano un bruciatore poroso, bruciatore che fungeva quindi contemporaneamente da sorgente di calore e da emettitore di radiazione.

Oggi una soluzione di questo tipo non è più utilizzata nel TPV, ma verrà di seguito descritta in quanto ha costituito il punto di partenza fondamentale per la realizzazione dei sistemi odierni.

In entrambi i casi comunque, il concetto basilare è che, diversamente dai processi di combustione premiscelata a fiamma libera tradizionali, i processi di combustione in mezzo poroso operano senza una fiamma libera e la combustione vera e propria avviene all'interno delle cavità tridimensionali presenti nell'elemento poroso.

Bruciatori porosi

Come appena illustrato la combustione avviene all'interno delle porosità dell'elemento, senza la presenza di fiamma libera ed è stabilizzata da una variazione improvvisa della dimensione dei pori stessi. L'utilizzo di questi bruciatori porta ai seguenti vantaggi:

- Ampia variabilità del range di potenze in cui è possibile eseguire una regolazione 1:20 (i bruciatori convenzionali hanno range di potenza tra 1:3).

-
- Elevata densità della potenza emessa e riduzione degli ingombri: a parità di carico termico bruciatore e scambiatore di calore sono 10 volte più piccoli delle tradizionali unità bruciatore scambiatore.
 - Emissioni molto basse ($C_{CO} < 7 \text{ mg/kWh}$, $C_{NOx} < 25 \text{ mg/kWh}$) su tutto il range di potenze.
 - Combustione stabile per rapporti CH_4 /aria compresi tra 0.91 - 0.53 e per eccessi d'aria tra 1.1 - 1.9.

In generale bruciatori porosi possono essere suddivisi in due grandi categorie:

- Bruciatori a fiamma stabilizzata e combustione completamente all'interno della matrice porosa (matrix-stabilized).
- Bruciatori con stabilizzazione della fiamma vicino o sulla superficie del materiale poroso dove una significativa parte del processo di combustione prende luogo fuori dalla matrice (surface stabilized).

In riferimento ai bruciatori a fiamma libera bruciatori porosi e specialmente quelli con stabilizzazione della fiamma entro il materiale poroso, sono caratterizzati da un elevato rapporto di combustione ed una maggiore stabilità di fiamma. Inoltre la temperatura della zona di combustione è controllabile e le emissioni di inquinanti come CO e NOx sono minimizzate.

Pertanto, grazie a queste qualità vi sono molti campi d'applicazione per i bruciatori porosi come ad esempio il riscaldamento di aria o acqua sia a livello industriale che domestico.

I bruciatori porosi sono in larga parte costituiti da una struttura di ossido di alluminio in fibre o di C/SiC all'interno

delle quali si trovano talvolta SiC in schiuma, ZrO₂ in schiuma, oppure costituiti da leghe speciali di metalli resistenti alle alte temperature.



Fig. 10.5: Bruciatori porosi portati ad incandescenza.

Gli ossidi strutturati d'alluminio possono essere impiegati se il limite massimo di temperatura raggiunto non supera i 1950 °C altrimenti le caratteristiche tecniche, che in ogni modo già verso i 1700°C iniziano a decadere, vengono completamente perse. I materiali a base di Al₂O₃ mostrano una media conduttività che va dai 5 W/(mK) a 1000°C fino ai 30 W/(mK) a 20°C e una media espansione termica, media resistenza agli shock termici ed un'emissività complessiva a 2000 K di 0.28.

I bruciatori con SiC sono caratterizzati da una temperatura massima d'esercizio di circa 1600°C, essi hanno un'elevata conducibilità che va dai 20 W/(m K) a 1000°C fino a 150 W/(m K) a 20°C, una bassissima espansione termica ed un'ottima resistenza agli shock termici. L'emissività complessiva a 2000 K è compresa tra 0.8 e 0.9.

Le leghe metalliche resistenti ad alte temperature possono essere utilizzate a temperature inferiori ai 1250°C. Le loro

caratteristiche principali sono l'elevata conducibilità: da 10 W/(m K) a 20°C fino a 28 W/(m K) a 1000°C, un'espansione termica estremamente alta ed un'ottima resistenza agli shock termici. L'emissività dei metalli varia fortemente con la finitura superficiale delle superfici stesse e va, a 300 K, da 0.045 per una superficie di nichel pulita fino a 0.5 per un acciaio inossidabile.

Tra tutti i materiali presentati, ZrO₂ è quello che presenta la più elevata resistenza alla temperatura fino a 2300 °C. La conducibilità di tale materiale dipende fortemente dalla temperatura e va da 2 W/(m K) a 5 W/(m K). L'emissività a 2000 K è circa 0.31.

Bruciatori solidi “rivestiti” con un mezzo poroso

Sistemi di combustione del metano all'interno di mezzi porosi hanno avuto, negli ultimi dieci anni, uno sviluppo assai veloce ed importante con lo scopo di migliorare l'efficienza con cui il calore prodotto è trasferito ed al contempo limitare l'impatto ambientale riducendo le emissioni di CO₂, CO, HC e NO_x. Per quanto riguarda il termofotovoltaico tali progressi hanno portato all'evoluzione del bruciatore poroso in un bruciatore invece avvolto da un mezzo poroso.

In questo secondo ambito andremo fondamentalmente ad esporre quelle che sono, di fatto, le nozioni riguardanti l'emettitore vero e proprio, essendo questo il mezzo poroso all'interno del quale avviene la combustione. Il bruciatore, nel caso analizzato un cilindro d'acciaio inossidabile, costituirà infatti un

elemento di supporto per l'emettitore stesso. Aria e metano vengono premiscelati in un'apposita camera e inviati ad alimentare il pannello poroso che avvolge il bruciatore.

A seconda delle caratteristiche della miscela in ingresso si possono avere tre diversi regimi al variare dell'intensità della combustione (potenza termica in ingresso per unità di superficie del bruciatore) e dell'eccesso di aria:

- Per basse intensità e bassi eccessi d'aria, si ha un regime di combustione per irraggiamento (radiation mode), dove la combustione si sviluppa in parte all'interno dei fori del distributore. In questo modo la superficie del bruciatore diventa incandescente e non si nota la presenza di fiamma libera. In tali condizioni il calore rilasciato dalla combustione è in parte assorbito dalla matrice solida del bruciatore, che, riscaldandosi fino all'incandescenza, cede una significativa frazione di calore per irraggiamento. Nel regime di irraggiamento a causa dell'elevata superficie di contatto tra gas e solido la temperatura di fiamma all'interno del bruciatore è abbastanza bassa (1000 °C) e ciò sfavorisce la formazione di NOx ma pregiudica la completezza della reazione di combustione stessa.
- Per alte intensità e alti eccessi d'aria, si ha un regime di combustione a fiamma viva (blu-flame mode), con presenza di un tappeto di piccole fiammelle blu (la cui lunghezza aumenta all'aumentare di potenza ed eccesso d'aria) che ricoprono omogeneamente il rivestimento dl bruciatore. In questo caso il bruciatore si presenta dello stesso colore che possiede a freddo

- Per valori intermedi dell'intensità e dell'eccesso d'aria, si ha un regime di combustione di transizione (transition mode), caratterizzato dalla simultanea presenza di fiamme rosse e blu sulla superficie del bruciatore e da un colore rosso/arancio dello stesso.

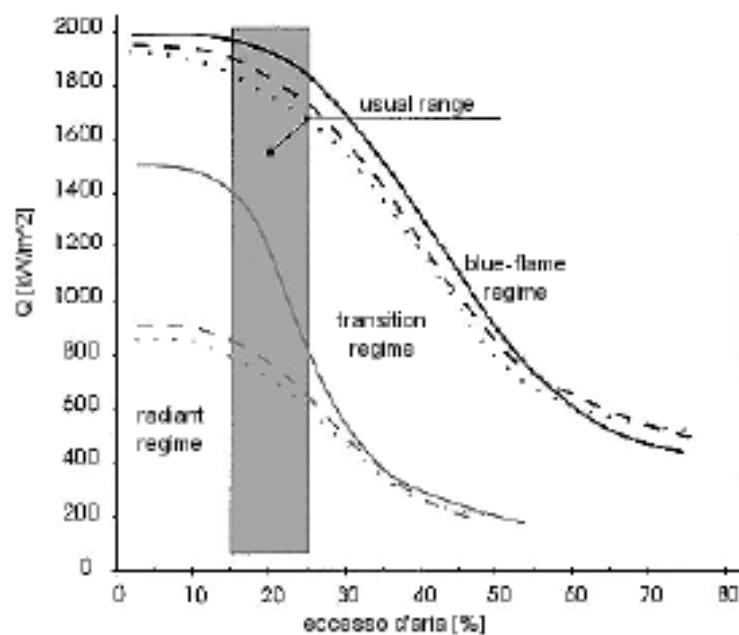


Fig. 10.6: Regimi di combustione

Detto ciò possiamo dunque arrivare alla descrizione dell'emettitore vero e proprio, ovvero del mezzo poroso che viene portato ad incandescenza e che converte la potenza termica derivante dalla sorgente di calore in radiazione.

La più importante caratteristica per un emettitore in un sistema TPV è la sua capacità di convertire, con elevata efficienza, il calore proveniente dalla sorgente di calore in una radiazione avente uno spettro di emissione adatto alla sensibilità delle

celle fotovoltaiche. È quindi necessario che esso sia in grado di emettere radiazioni i cui fotoni possiedano energie appartenenti ad un intervallo abbastanza ristretto di energie che a sua volta appartenga all'intervallo in cui lavorano le celle fotovoltaiche utilizzate. Questa selettività nelle emissioni può essere ottenuta tramite la filtrazione di una radiazione continua (emettitori a banda larga) o utilizzando emettitori selettivi che producono principalmente una o alcune bande ristrette di radiazione (emettitori a banda stretta).

- Emettitori a banda larga. Il radiatore emette l'intero spettro della radiazione. Quindi l'emittanza spettrale deve essere più vicina possibile all'unità. Il materiale più comunemente utilizzato per realizzare questo tipo di emettitori è il carburo di silicio SiC. Esso ha un'emittanza di circa 0,9 e può resistere a temperature attorno ai 1900 K. Ovviamente essendo lo spettro emesso molto ampio, una larga parte dei fotoni d'energia che andranno a colpire le celle fotovoltaiche possiederà un'energia troppo bassa affinché le celle stesse possano assorbirli e convertirli in corrente elettrica. Al fine di ottenere un sistema che nel suo complesso abbia un rendimento accettabile sarà dunque fondamentale riuscire a respingere tali fotoni verso la sorgente da cui provengono, ovvero verso il radiatore e ciò è possibile grazie all'utilizzo di opportuni filtri.
- Emettitori a banda stretta. In questo caso l'emettitore è realizzato con un materiale che presenta particolari caratteristiche per quanto concerne l'emissione di radiazione; la più importante di queste è la capacità di emettere uno spettro centrato ad una particolare lunghezza

d'onda. I materiali ad oggi più utilizzati sono ossidi di terre rare (REO) come ad esempio Ytterbia (Yb_2O_3), Erbia (Er_2O_3), Holmia (Ho_2O_3), Neodimia (Nd_2O_3). Essi emettono radiazione ad energie di circa 1,1 eV, 0,7 eV, 0.6 eV e 0.5 eV, rispettivamente.

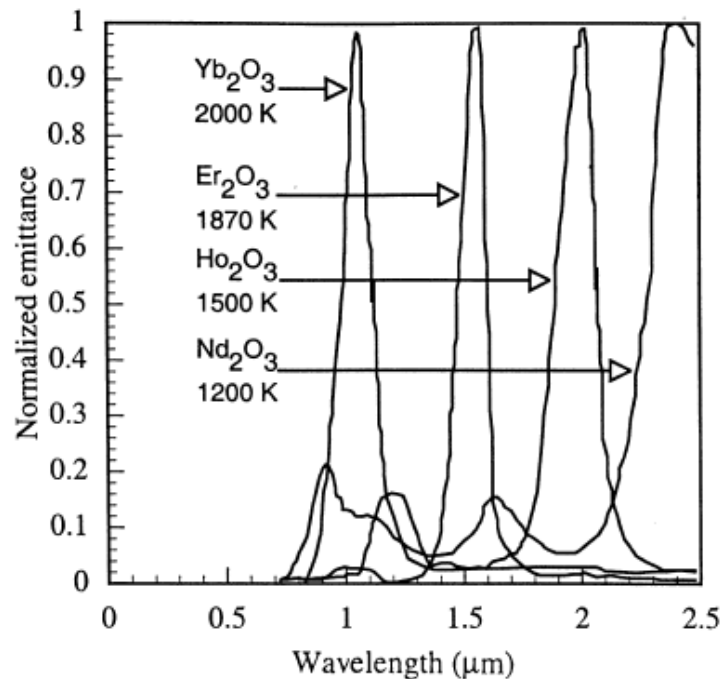


Fig. 10.7: Emittanza normalizzata di alcuni ossidi di terre rare

Emissioni inquinanti

Nel valutare la validità di un generico sistema di produzione di potenza, un'importanza fondamentale è rivestita dalla valutazione del suo impatto ambientale, ovvero dalla quantità di emissioni nocive generate dal sistema stesso.

Nella combustione di gas naturale, caso di maggior importanza nelle applicazioni industriali, le emissioni che vengono

monitorate sono fondamentalmente quelle di monossido di carbonio (CO) e di ossidi di azoto (generalmente indicati NO_x). Ciò avviene anche per i sistemi termofotovoltaici.

Abbiamo già introdotto in fase di presentazione come questi sistemi, grazie alla combustione priva di fiamma libera che avviene in un mezzo poroso, siano particolarmente efficaci in termini di emissioni ridotte di sostanze inquinanti. La migliore strategia per ridurre l'emissione di NO_x dipende strettamente dal controllo della temperatura del flusso di gas di scarico che, insieme al tempo di permanenza nella camera di combustione e alla concentrazione di ossigeno, influenza la produzione di NO_x durante il processo di combustione. Come vediamo dall'immagine seguente la combustione in un mezzo poroso, essendo di tipo volumetrico, interessa una zona molto ampia e di conseguenza più importanti risultano essere i fenomeni di scambio termico ad essa associati. Ciò permette quindi di avere temperature inferiori sia nell'ambiente di reazione, sia dei gas di scarico con una conseguente riduzione della produzione di NO_x.

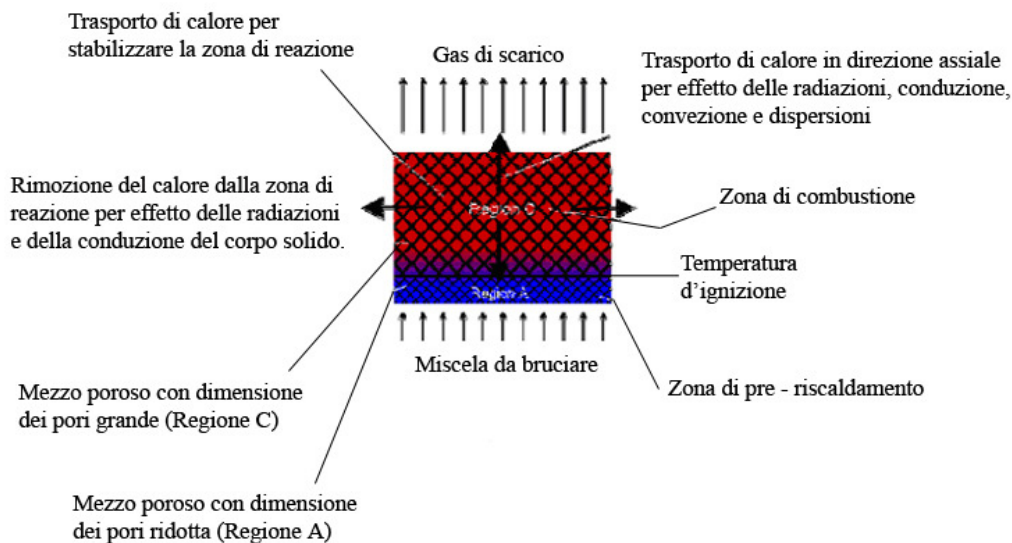


Fig. 10.8: Fenomeni che inducono la riduzione delle emissioni di NO_x

Per quanto riguarda invece la produzione di CO e di HC si è visto, ovviamente a seguito di studi e prove sperimentali, che ottimi risultati in termini di riduzione delle emissioni di tali composti, si ottengono tramite la catalizzazione del bruciatore stesso.

I diagrammi seguenti riportano le sperimentazioni svolte su tre bruciatori identici, dei quali uno non è catalizzato, uno è mediamente catalizzato tramite la deposizione di LaMnO_3 , uno è totalmente catalizzato tramite la deposizione di LaMnO_3 e l'interposizione di un inerte LaAlO_3 tra il bruciatore e l'emettitore, che in tutti i casi è realizzato in Fe-Cr-Al Alloy (Cr 20%, Al 4.75%, Y 0.2%, elementi in tracce 1%, Fe il resto).

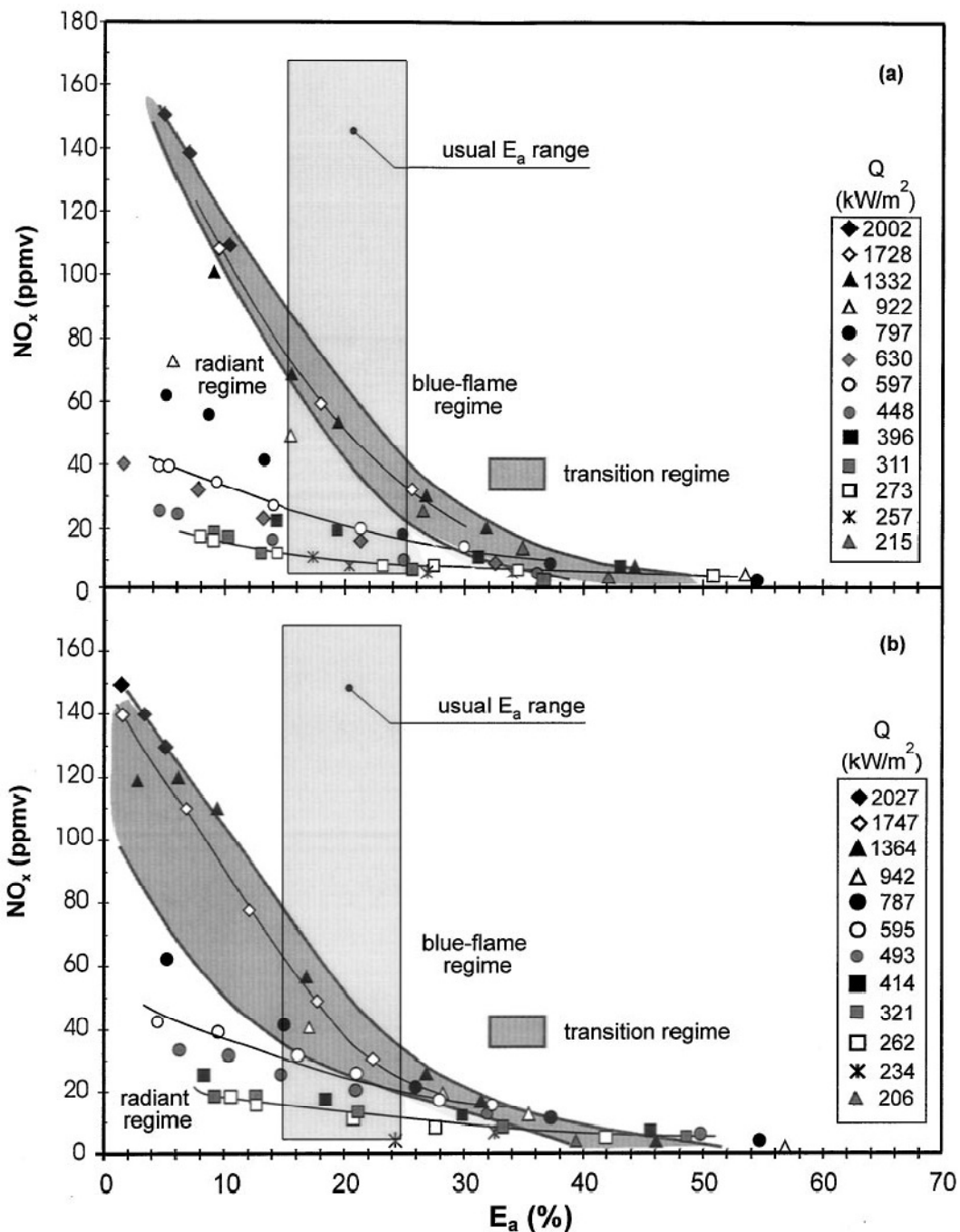


Fig. 10.9: Emissioni di NO_x in funzione dell'eccesso d'aria utilizzato nella combustione a diversi carichi di combustione.

(a). bruciatore non catalizzato (b). bruciatore catalizzato

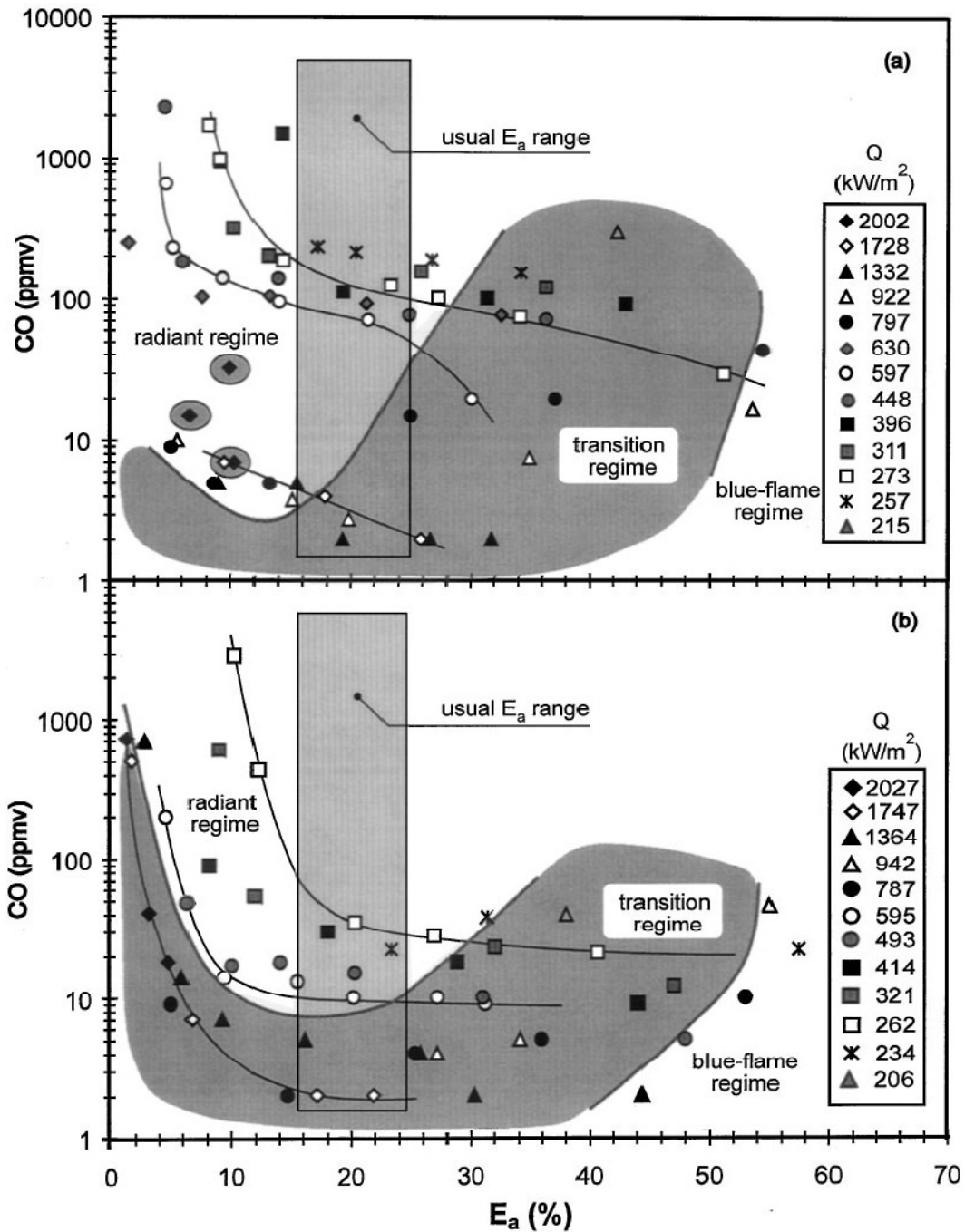


Fig. 10.10: Emissioni di CO in funzione dell'eccesso d'aria utilizzato nella combustione a diversi carichi di combustione.

(a). bruciatore non catalizzato (b). bruciatore catalizzato

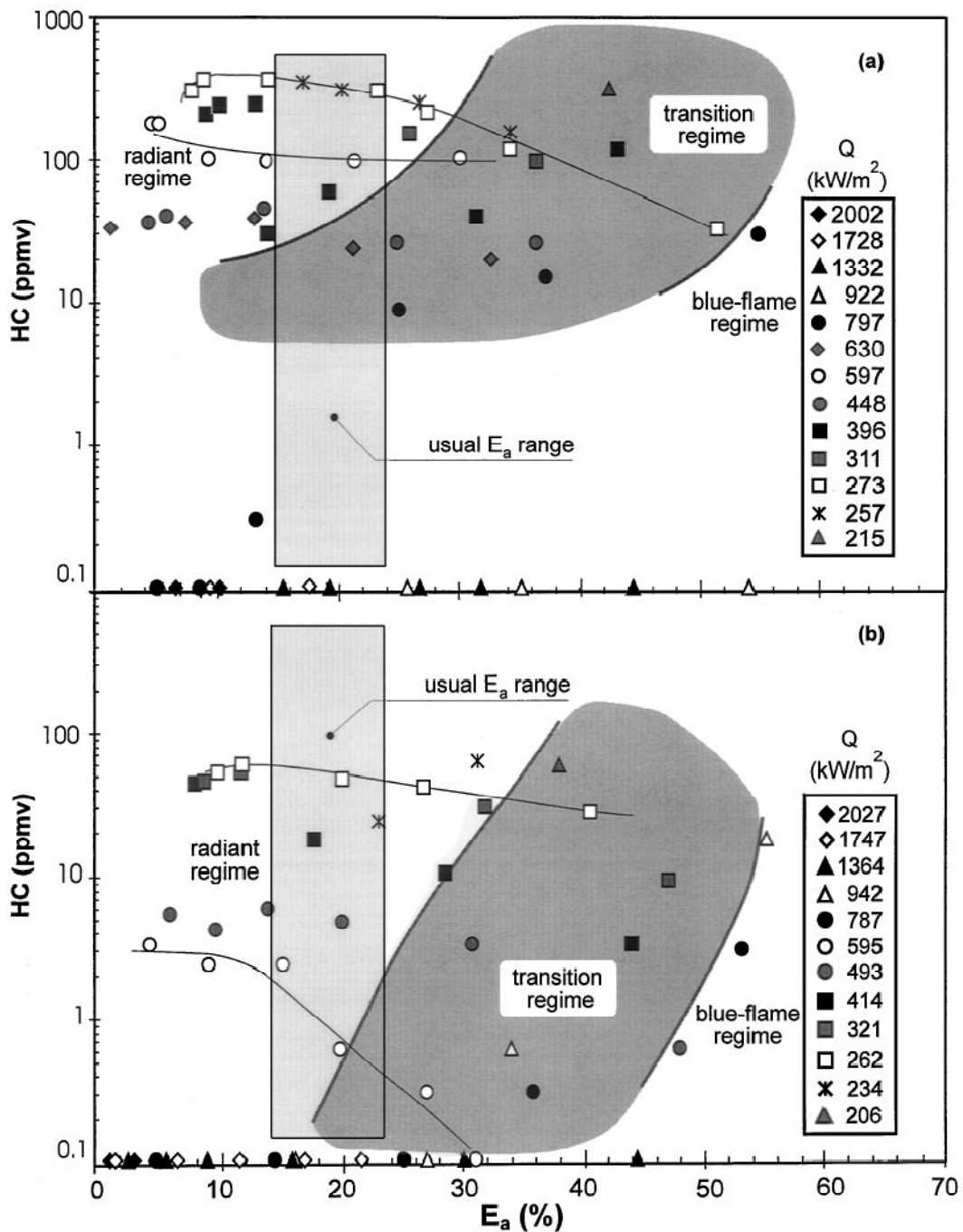


Fig. 10.11: Emissioni di HC in funzione dell'eccesso d'aria utilizzato nella combustione a diversi carichi di combustione. (a). bruciatore non catalizzato (b). bruciatore catalizzato

Sia per quanto riguarda l'emissione di CO che quella di HC si nota una grande influenza della catalizzazione sulla riduzione del livello di emissione di entrambe le specie. La concentrazione di NO_x, invece, non risente fundamentalmente della presenza o meno del catalizzatore di reazione. Tuttavia il catalizzatore promuove due effetti principalmente:

- Favorisce la combustione completa del metano in CO₂ a bassi carichi di combustione Q ($<300\text{kW/m}^2$) e bassi eccessi d'aria E_a ($<10\%$) dove le emissioni di CO erano invece inaccettabili in assenza del catalizzatore stesso.
- Riduce la porosità e la permeabilità della schiuma utilizzata per ricoprire il bruciatore.

Filtri

In particolar modo per gli emettitori a banda larga, per i quali una porzione rilevante dei fotoni d'energia emessi possiede energie inferiori a quelle che le celle fotovoltaiche riescono a convertire, (solamente il 28% circa dell'intero spettro emesso a 1500 K è utilizzabile per la conversione), risulta fondamentale ridurre la quantità di fotoni a bassa energia irradiati o riflettere larga parte di essi verso l'emettitore da cui provengono.

Ciò è possibile introducendo tra l'emettitore e le celle fotovoltaiche opportuni sistemi di filtraggio. L'utilizzo dei filtri porta alle seguenti conseguenze:

- Miglioramento dell'efficienza delle celle fotovoltaiche.

-
- Miglioramento dell'efficienza globale dell'intero sistema grazie anche al risparmio di combustibile che si realizza respingendo i fotoni non utilizzabili dalle celle fotovoltaiche verso l'emettitore da cui provengono. Ciò permette infatti di mantenere l'emettitore a temperatura elevata sfruttando il calore che si accompagna a questi fotoni che altrimenti verrebbe disperso.
 - Incremento della durata delle celle fotovoltaiche che possono lavorare a temperatura inferiore evitando così inutili sovraccarichi termici.
 - Incremento della durata delle celle fotovoltaiche grazie alla protezione che il filtro offre loro nei confronti dei gas esausti della combustione.
 - La presenza di un filtro non influisce densità di potenza realizzabile.

Al fine di comprendere al meglio a livello qualitativo il controllo spettrale, è utile suddividere lo spettro nei tre seguenti intervalli di lunghezza d'onda:

- Lunghezze d'onda corte ($<1,8$ micron). Sono le radiazioni che le celle fotovoltaiche riescono a convertire.
- Lunghezze d'onda medie ($<3,6$ micron, $> 1,8$ micron). Sono le radiazioni in cui un semplice filtro dielettrico riesce facilmente a riflettere la parte di radiazione non convertibile.
- Lunghezze d'onda lunghe ($>3,6$ micron). Sono le radiazioni che devono essere necessariamente sopprese perché dannose per il sistema sia in termini di prestazioni sia in termini di affidabilità sia in termini di emissioni.

Il primo metodo utilizzato per sopprimere le radiazioni con lunghezze d'onda lunghe, ovvero i fotoni a minore energia, utilizzava un doppio scudo di quarzo attorno all'emettitore di SiC, giacché il quarzo ha la capacità di assorbire le lunghezze d'onda oltre i 4 micron. Lo scudo di quarzo più interno assorbe energia dall'emettitore, e di questa né ri-irradia metà nuovamente verso l'emettitore. Il secondo strato compie la stessa azione nei confronti delle radiazioni sfuggite al primo. Il risultato complessivo è una riduzione di tre volte delle radiazioni a lunghezza d'onda più elevata.

Nei sistemi con elevate prestazioni di solito è introdotto un foglio di materiale con proprietà antiriflettenti (molto spesso tungsteno) attorno al tubo emettitore di SiC. Il tungsteno, infatti, possedendo una bassa emissività ed un'ottima capacità di riflettere le radiazioni con lunghezze d'onda più grandi, permette solamente alle radiazioni con lunghezze d'onda più corte, di giungere alle celle fotovoltaiche, per la successiva conversione. L'immagine seguente consente di apprezzare l'efficacia di questa soluzione costruttiva, e riporta l'emittanza del sistema in assenza e in presenza del foglio di tungsteno.

Un successivo metodo per filtrare la radiazione proveniente dall'emettitore si concentrò sulla possibilità di utilizzare allo scopo geometrie particolari e filtri ad interferenza. Anziché piazzare il filtro ad interferenza e la matrice di celle fotovoltaiche vicino alla superficie dell'emettitore essi sono separati da connessioni ottiche di forma tronco conica a base quadrata o circolare a seconda della forma dell'emettitore le cui pareti interne sono realizzate con materiale riflettente.

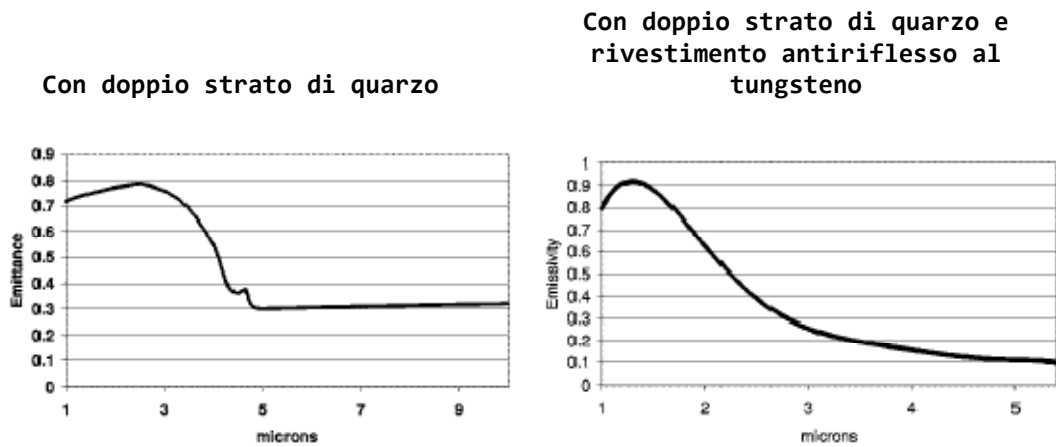


Fig. 10.12: Emittanza per un emettitore di SiC con sistema di filtraggio.

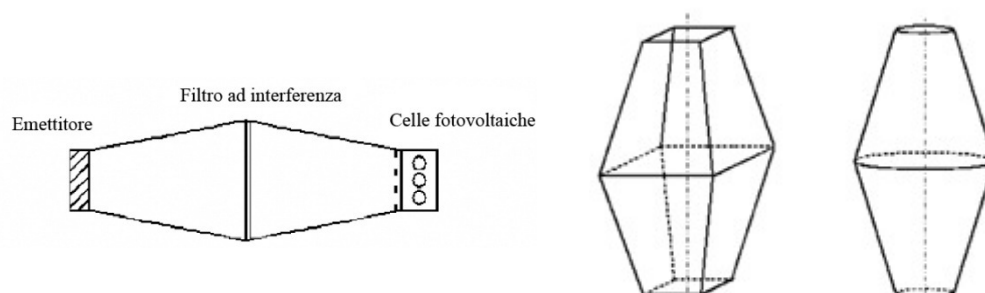


Fig. 10.13: Connessioni ottiche tronco-coniche e loro disposizione.

Dunque l'apertura piccola del primo cono è posta vicino la parete dell'emettitore mentre l'altra faccia, ovvero quella in corrispondenza della metà del doppio cono, è quella sulla quale sarà posizionato il filtro ottico ad interferenza. Questo ha ovviamente una superficie più grande rispetto all'emettitore. Il secondo cono, uguale al primo, è posizionato in modo speculare, e dirigerà le radiazioni verso le celle fotovoltaiche che invece hanno una superficie pari a quella dell'emettitore.

I filtri ad interferenza possono essere progettati per avere un'ottima selettività spettrale, ma risultano fortemente influenzati dagli angoli di incidenza. L'importanza di limitare il range di angoli d'incidenza è mostrata nella seguente figura.

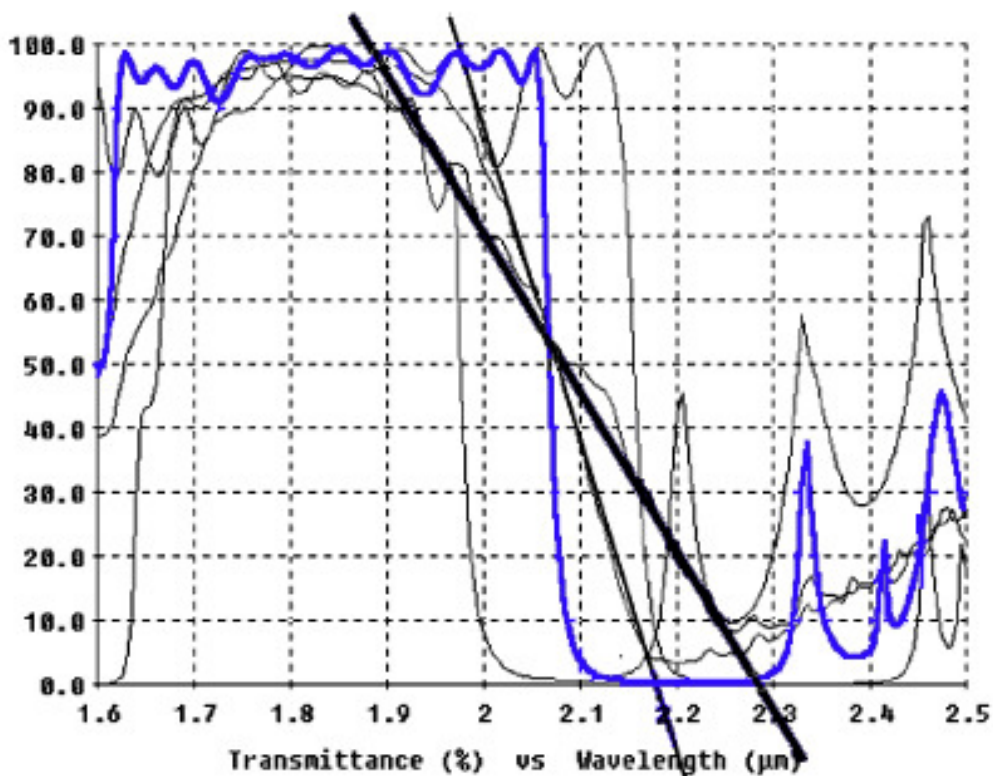


Fig. 10.14: Curva di trasmittanza per un filtro ad interferenza progettato per un angolo di incidenza di 45°.

In questo esempio lo scalino è posto ad una lunghezza d'onda di 2.07 μm corrispondente ai fotoni di energia pari a $E = 0,60$ eV. Si nota chiaramente come tale scalino risulti traslato al variare dell'angolo di incidenza (la curva blu fa riferimento all'angolo di progetto, ovvero 45°, mentre le altre due fanno rispettivamente riferimento a 30° e 60°), e come l'inclinazione

divenga meno ripida quando il range degli angoli di incidenza diviene più ampio.

Oggi giorno, sia per ragioni di ingombro che per questioni di efficienza, sono utilizzati prevalentemente filtri dielettrici, al plasma, a riflessione, a seconda del tipo di applicazione in cui sono introdotti, ovvero a seconda dello spettro emesso dall'emettitore impiegato.

Filtri al plasma

I filtri al plasma basano il loro funzionamento sulle particolari caratteristiche ottiche e conduttive di ossidi trasparenti, depositati in sottili film su opportuni supporti. Tale funzionamento sfrutta i fenomeni di risonanza degli elettroni all'interno del film stesso. La concentrazione opportuna di questi ossidi è scelta a seconda delle caratteristiche della radiazione proveniente dall'emettitore.

La performance del filtro è buona ma non ideale perché, alla risonanza, gli elettroni liberi assorbono energia. Assorbendo energia essi fanno sì che il filtro non sia più in grado di avere una soglia di riflettanza netta, caratterizzata cioè da uno scalino improvviso, e ciò riduce di molto le capacità del filtro stesso di riflettere lunghezze d'onda lunghe. Molto spesso sono utilizzati in combinazione con filtri dielettrici.

Filtri dielettrici

I filtri dielettrici sono costituiti impilando, uno sull'altro e in vari modi (1D, 2D, 3D), sottili film di materiali dielettrici ed alternando tra loro quelli con alti e bassi indici di rifrazione. La particolare disposizione, in relazione anche alla scelta del numero e dello spessore degli strati porta a specifiche caratteristiche ottiche.

Un esempio di filtro dielettrico molto efficiente, e molto utilizzato nella tecnologia del termofotovoltaico, è realizzato impilando di strati multipli di Si e SiO₂ e prende il nome di Photonic Cristal.

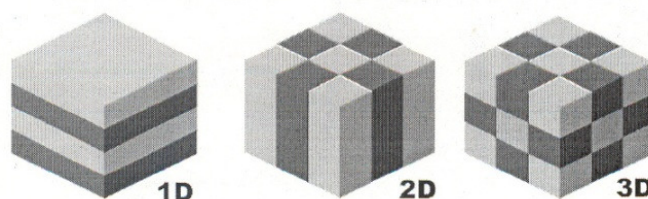


Fig. 10.15: Disposizione dei vari strati in filtri dielettrici.

Lo sviluppo negli ultimissimi anni di emettitori selettivi, ed il contemporaneo sviluppo tecnologico dei filtri stessi, hanno diminuito molto la criticità dell'elemento filtro che rimane comunque un elemento essenziale per l'efficienza dell'intero sistema. Discorso a parte va fatto per le applicazioni miniaturizzate della tecnologia TPV dove, per ovvie necessità di risparmio di spazio, molto spesso i filtri non vengono utilizzati.

Celle fotovoltaiche

Il principio sul quale la tecnologia del TPV si fonda per la produzione di energia, elettrica è il medesimo di quello che produce energia elettrica dall'energia solare, con fondamentali differenze però nelle lunghezze d'onda dell'energia elettromagnetica utilizzata e nelle temperature di funzionamento, oltre che nella densità di potenza specifica (W/cm^2 di superficie delle celle) raggiungibile, circa 100 volte superiore a quella ottenibile dalla conversione della radiazione solare.

Più nel dettaglio, i principi fisici che permettono ad una cella fotovoltaica di funzionare, sono:

- L'interazione di un fotone di sufficiente energia con un elettrone legato (di valenza) di un materiale solido opportuno, può liberare l'elettrone stesso e portarlo nella banda di conduzione, dando luogo ad un effetto fotovoltaico ed alla possibilità di generare corrente elettrica.
- L'energia E_g richiesta per liberare un elettrone e portarlo dalla banda di valenza a quella di conduzione è detta Energy gap (valori tipici sono prossimi a 1,12 eV per celle al Silicio e 0,7 eV per celle di tipo GaSb).
- Se l'energia E di un fotone è minore di E_g , l'elettrone non può essere liberato e l'energia è dissipata sotto forma di calore. Se è maggiore di E_g l'elettrone viene liberato e l'eccesso di energia ($E - E_g$) è dissipato come calore.

Le radiazioni solari utilizzate per la conversione fotovoltaica classica appartengono prevalentemente al campo del visibile, mentre gli emettitori utilizzati nei sistemi TPV emettono prevalentemente nel campo dell'IR- vicino. Si capisce facilmente come ciò richieda quindi l'uso di semiconduttori aventi band gap più ridotti rispetto ai semiconduttori utilizzati nella conversione della radiazione solare, in particolare materiali semiconduttori il cui band gap appartenga all'intervallo 0.4-0.75 eV.

I primi lavori riguardanti il TPV utilizzavano tuttavia le stesse celle usate per la conversione dell'energia solare, ovvero celle al Silicio (Si, $E_g = 1.11$ eV, $\lambda_g = 1.13$ μm) e al Germanio (Ge, $E_g = 0.8$ eV, $\lambda_g = 1.55$ μm). Nonostante i bassi costi e la loro grande disponibilità a livello commerciale, esse permettevano però di ottenere una efficienza assai ridotta a causa del loro band gap elevato.

E' proprio nell'ottica di migliorare l'efficienza che, soprattutto negli ultimi 10 anni, sono state fortemente sviluppate celle fotovoltaiche di nuova generazione. I grandi progressi nel campo dei semiconduttori di III-IV specie, hanno portato allo sviluppo di celle basate su Gallio (Ga), Antimonio (Sb), Indio (In), Arsenico (As) e Fosforo (P) e in particolare sui loro composti. Tra questi i più utilizzati sono GaSb ($E_g = 0.73$ eV, $\lambda_g = 1.70$ μm), GaInAs ($E_g = 0.72$ eV, $\lambda_g = 1.72$ μm) e GaInAsSb ($E_g = 0.53$ eV, $\lambda_g = 2.34$ μm).

Questi loro bassi band gap permettono alla cella stessa di utilizzare una porzione molto più ampia della radiazione incidente e dunque permettono di avere performance nettamente

migliori. Per contro va detto che esse contengono elementi tossici (Sb, As) e che la loro produzione è abbastanza costosa, anche se, grazie allo sviluppo dei convertitori in strato sottile, questo costo è destinato a diminuire notevolmente nei prossimi anni.

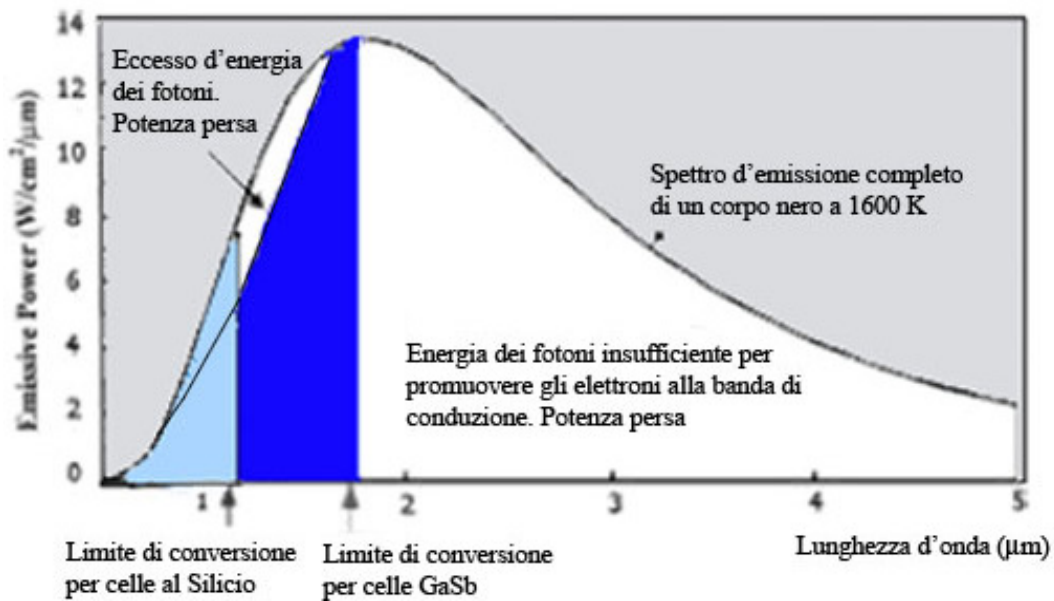


Fig. 10.16: Energia convertibile dalle celle fotovoltaiche Silicio e GaSb

Blackbody radiant power and the percentage of radiation energy above cell bandgap energy (i.e. below cutoff wavelength) at various temperatures

Blackbody temperature (°C)	Hemispherical radiant power (W/cm ²)	Percentage of radiation energy above the cell bandgap		
		InGaAsSb (bandgap = 0.53 eV)	GaSb (bandgap = 0.72 eV)	Si cells (bandgap = 1.1 eV)
1000	14.9	28%	10%	0.9%
1100	20.1	33%	14%	1.3%
1200	26.7	38%	17%	2.1%
1300	34.7	44%	21%	3.1%

Fig. 10.17: Confronto tra i valori di energia convertibili da celle fotovoltaiche di diverso tipo al variare della temperatura dell'emettitore

Ulteriore elemento riguardante l'efficienza delle celle, che necessariamente va sottolineato, è la loro temperatura d'esercizio. Le celle fotovoltaiche, infatti, devono essere mantenute il più possibile a temperatura ridotta, prossima alla temperatura ambiente, sia per incrementarne la durata, sia perché il loro rendimento è fortemente influenzato da questo parametro, oltre che dalla temperatura dell'emettitore come si vede dalla seguente immagine.

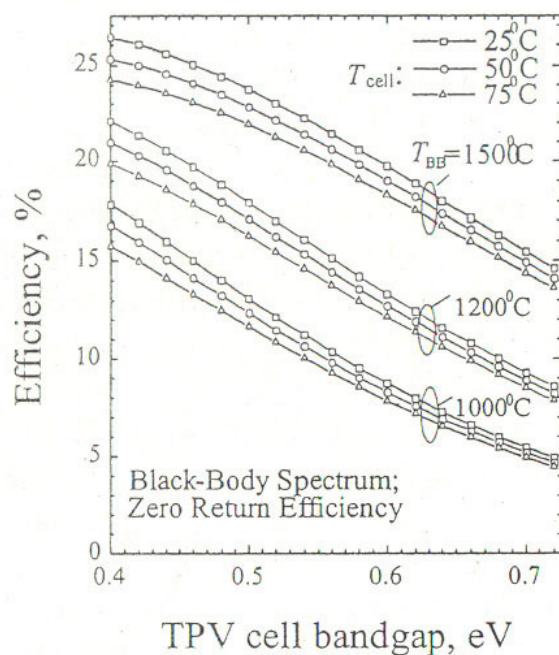


Fig. 10.18: Influenza della temperatura delle celle fotovoltaiche e delle temperatura dell'emettitore sul rendimento delle celle stesse.

Infine, prima di passare alla descrizione delle diverse tipologie di celle fotovoltaiche, vediamo grazie all'immagine seguente, come varia il band gap delle stesse in relazione ai

materiali utilizzati nella loro realizzazione e ad una loro dimensione caratteristica. Il $\Delta\varepsilon$ che compare nell'immagine rappresenta il band gap ottimale per applicazioni TPV.

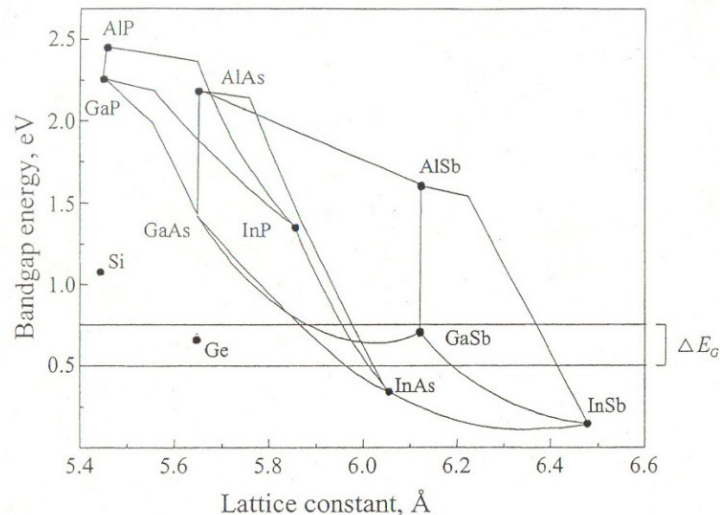


Fig. 10.19: Dipendenza del band gap di celle al Germanio, Silicio, semiconduttori di III-V specie e loro composti dalla dimensione caratteristica della griglia.

Celle al germanio

Le celle realizzate con Germanio, presentano un band gap di 0.66 eV a 300 K, che è molto inferiore rispetto al valore ottimale per la conversione in energia elettrica della radiazione proveniente dall'emettitore. Il Germanio fu il primo materiale ad essere applicato nei generatori TPV, ma ovviamente con scarsi risultati, date le scadenti capacità di conversione delle lunghezze d'onda provenienti dagli emettitori.

Va tuttavia detto che, nell'ultimo decennio, il Germanio ha acquistato nuovo interesse, non come materiale principale per la

realizzazione delle celle, ma perché utilizzato come materiale di base per realizzare un substrato su cui viene poi costruita l'intera cella. Viene usato, infatti, nella realizzazione di celle a tripla giunzione InGaP/GaAs/Ge. Queste sono costituite da una serie di strati sovrapposti di composizione differente, e facendo poi avvenire un processo di diffusione dello Zinco all'interno di un wafer di n-Ge e all'interno di p-GaAs-n-Ge.

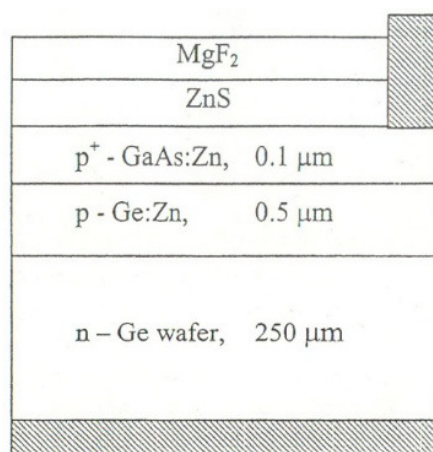


Fig. 10.20: Struttura di una cella fotovoltaica al Germanio.

Con la struttura così realizzata si sono raggiunte efficienze del 3.5% - 4.6% le quali, introducendo uno specchio a superficie riflettente sopra lo strato più esterno si sono elevate fino al 11,8%. Pertanto le celle a base di Germanio mostrano ottime prospettive nonostante, infatti, possano garantire efficienze inferiori alle migliori celle GaSb (ad oggi le più usate), esse presentano costi nettamente inferiori.

Celle al silicio

Il problema più grande associato all'utilizzo di questa tipologia di celle è la necessità di operare con emettitori a temperature molto elevate al fine di ottenere efficienze accettabili, ma alle quali molti materiali, tra cui anche gli ossidi di terre rare con cui vengono costruiti gli stessi emettitori, non sono in grado di resistere.

Anche queste celle, come quelle al Germanio puro, furono le prime ad essere applicate al TPV. E come quelle al Germanio, a causa delle ridotte efficienze alle lunghezze d'onda degli emettitori impiegati nel TPV, oggi non più utilizzate se non in casi particolari, e dopo aver risolto il problema delle perdite ohmiche, dovute al collegamento di più celle. La riduzione di tali perdite è ottenuta connettendo tante micro celle in parallelo tra loro, riducendo la densità di corrente che attraversa i terminali delle singole celle in proporzione al loro numero.

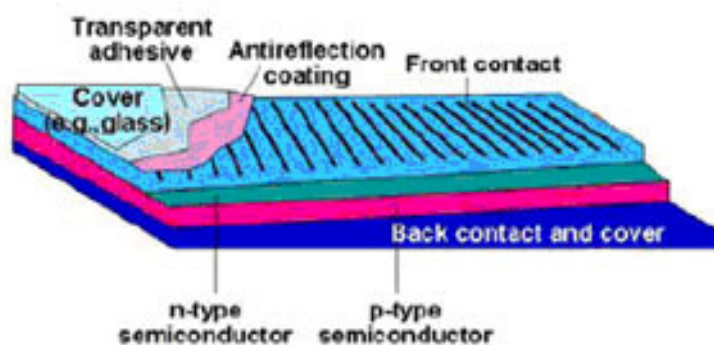


Fig. 10.21: Struttura classica di una cella fotovoltaica al Silicio.

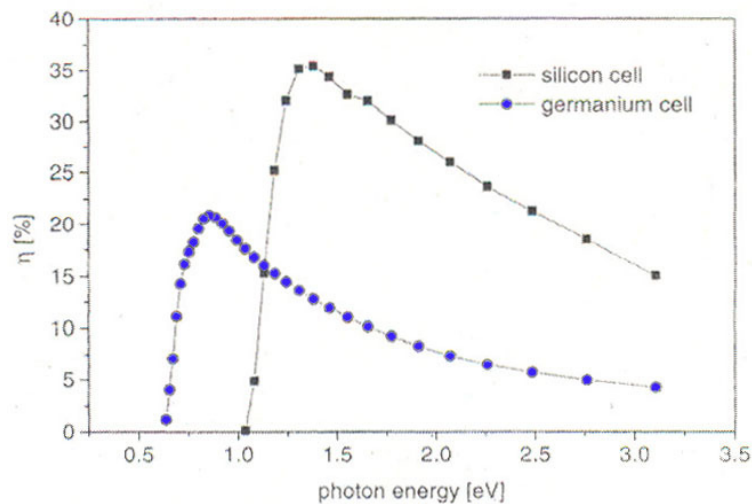


Fig. 10.22: Efficienze di celle fotovoltaiche Germanio e Silicio.

Celle al GaSb

Le celle GaSb sono ad oggi quelle maggiormente impiegate nella tecnologia del termofotovoltaico. Esse sono sensibili a lunghezze d'onda sotto circa $1.8 \mu\text{m}$. A 300 K , il loro band gap è 0.72 eV che corrisponde ad un limite massimo di lunghezze d'onda pari a $1.73 \mu\text{m}$. Al fine di ridurre il costo complessivo del sistema TPV, sono state sviluppate celle GaSb a struttura policristallina, raggiungendo tra l'altro efficienze superiori al 10%.

Così come per le celle al Germanio, per ottenere la struttura cristallina desiderata si sfrutta un processo di diffusione dello Zinco attraverso gli strati p-GaSb, mentre gli strati n-GaSb vengono trattati con Tellurio (Te) e fatti crescere in fase liquida epitassi, ovvero gli uni sugli altri (LPE), al fine di conferire ai cristalli un'elevata qualità.

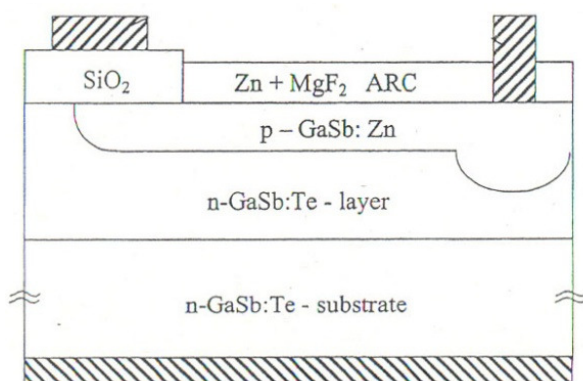


Fig. 10.23: Struttura di una cella fotovoltaica al Gallio - Antimonio.

Celle al $\text{Ga}_x\text{In}_y\text{As}$

Sono le celle di ultima generazione, a seconda della loro composizione presentano band gap variabili e comunque abbastanza ridotti se paragonati con le altre tipologie di celle. Di norma infatti, questi sono compresi tra 0.5 eV e 0.74 eV a seconda della diverse combinazioni degli strati con cui sono realizzate le celle.

Le più diffuse sono celle $\text{Ga}_{0.47}\text{In}_{0.53}\text{As}$. La loro struttura utilizza un supporto dello spessore di 3 μm al fine di assicurare il completo assorbimento degli elettroni con energie uguali o superiori al band gap.

n-InP window	300Å
n- $\text{Ga}_{0.47}\text{In}_{0.53}\text{As}$ emitter	1000Å
p- $\text{Ga}_{0.47}\text{In}_{0.53}$ base	3 μm
p-InP buffer	1000Å
p-InP Substrate	

Fig. 10.24: Struttura di una cella fotovoltaica al Gallio - Indio - Arsenico.

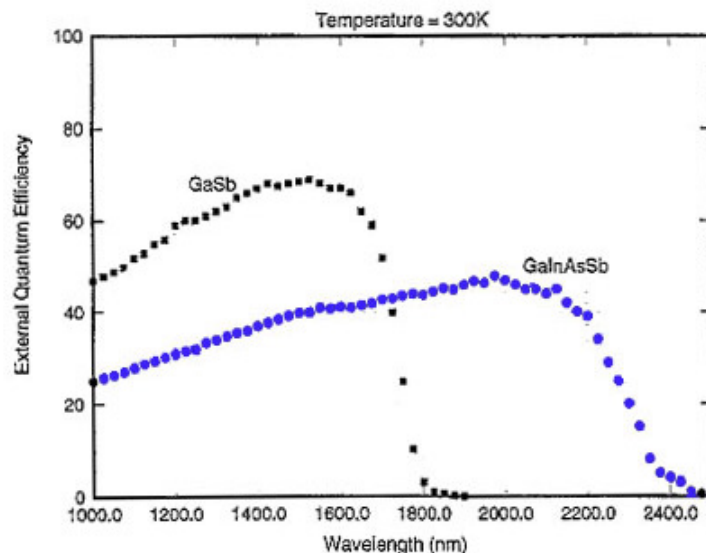


Fig. 10.25: Efficienze di celle fotovoltaiche GaSb e GaInAsSb

Gli strati in InP confinano gli strati attivi di $\text{Ga}_{0.47}\text{In}_{0.53}\text{As}$ al fine di ottenere efficienze interne più elevate, limitando le perdite ohmiche ed assicurando la trasmissione dei fotoni con lunghezze d'onda assorbibili. L'efficienza di queste celle supera quella delle celle al GaSb, come si vede dal seguente grafico, ma di fatto sono ad oggi molto costose a causa del loro processo di produzione.

Valutazione dei Costi del sistema TPV

Al termine di questo capitolo dove, anche seppur brevemente, sono stati descritti i componenti principali che costituiscono il sistema, e quali sono stati i passi evolutivi che hanno portato alle moderne applicazioni, è utile fornire una valutazione dei costi di realizzazione del sistema stesso.

Come già accennato l'elemento che ad oggi incide maggiormente sul costo complessivo del sistema termofotovoltaico, sono le celle fotovoltaiche, soprattutto se consideriamo che ormai le più impiegate sono quelle di nuova generazione.

Tuttavia si prevede che in un futuro ormai prossimo la produzione di celle fotovoltaiche potrà essere incrementata notevolmente, anche grazie alle nuove tecnologie, con una notevole influenza sull'andamento dei costi. Ad oggi, le celle influiscono mediamente per il 35% sul costo complessivo ma le previsioni, riportate nel seguente grafico, indicano che tale valore dovrebbe scendere in modo considerevole nei prossimi 10 anni.

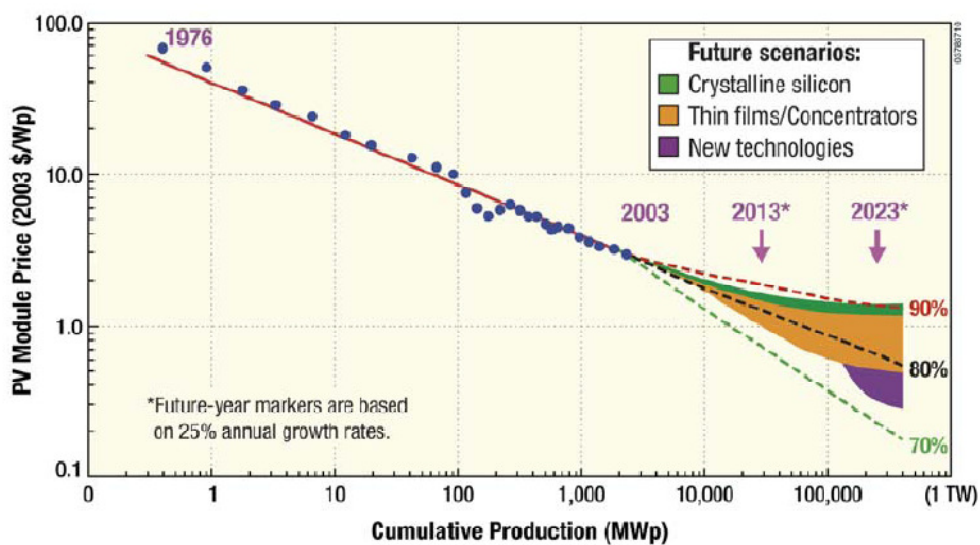


Fig. 10.26: Produzione e costi stimati per celle fotovoltaiche di nuova generazione.

Per analizzare invece i costi di produzione del sistema nel suo complesso le valutazioni eseguite hanno considerato il costo dei

singoli componenti del sistema ovvero emettitore, filtro, fotocellule o moduli di fotocellule e sistema di raffreddamento. Come unità di misura per il costo di tali componenti è stato assunto 100 EUR/kW_{e1,peak}. Inoltre sono stati aggiunti i costi di assemblaggio e degli altri componenti necessari. Il costo dell'elettricità è stato calcolato tale da ammortizzare l'investimento durante il tempo di vita del sistema stesso.

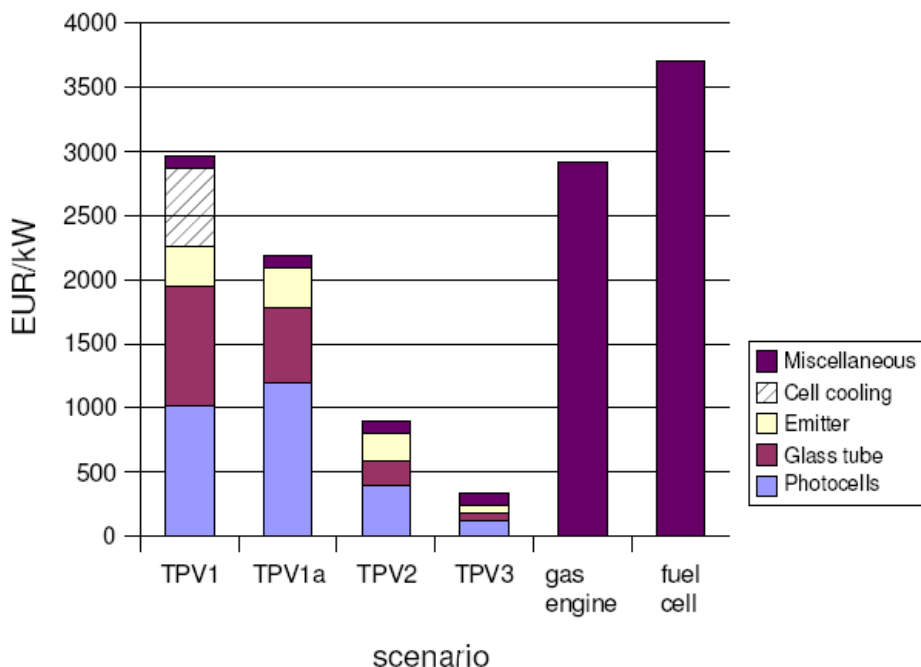


Fig. 10.27: Comparazione tra i costi di investimento per kW di energia prodotta per la realizzazione di quattro diversi TPV.

Quattro tipologie di TPV sono state comparate con due sistemi in grado di produrre calore ed elettricità ovvero celle a combustibile e motori a gas.

- TPV1 la figura è basata sulla performance dei sistemi realizzati fino ad una decina di anni fa (efficienza di tali

sistemi è circa 1%). Il costo del lavoro per produrre ed assemblare il sistema di raffreddamento non è accettabile.

- TPV1a. I moduli flessibili di fotocellule sono utilizzati per semplificare enormemente il sistema di raffreddamento delle stesse. Il tubo di quarzo (filtro) è rimpiazzato con un più economico tubo costruito con un vetro resistente al calore detto DURAN. Tutti gli altri componenti, così come l'efficienza sono mantenuti identici allo scenario 1.
- TPV2 è un'ottimizzazione del sistema precedente ottenuta utilizzando le nuove tecnologie. Il sistema è migliorato riducendone il diametro del 50% ed utilizzando celle ottimizzate per le lunghezze d'onda prevalenti. Inoltre anche le intensità sono notevolmente incrementate (sopra 10 volte l'intensità del sole). Questo taglia i costi del sistema di circa il 40% e migliora l'efficienza fino ad arrivare all'1,5 %.
- TPV3 migliora l'efficienza del sistema fino al 5%, ma mantiene i costi dello scenario precedente. Questo incremento di efficienza può essere raggiunto sia attraverso lo sviluppo di celle fotovoltaiche ancora più performanti e con un band gap ristretto, sia incrementando la temperatura dell'emettitore. Quest'ultimo fatto richiede però anche un filtro per gli NO_x oppure che il gas sia bruciato con ossigeno puro anziché con aria al fine di mantenere le emissioni di NO_x al di sotto dei limiti consentiti.

scenario	TPV1	TPV1a	TPV2	TPV3	gas engine [4]	fuel cell ^t
area of the photocells (m ²)	0.20	0.20	0.10	0.10		
system efficiency (%)	1	1	1.5	5	25	40
peak thermal input power (kW)	20	20	20	20	18.8	10
peak electrical output power (kW)	0.20	0.20	0.30	1.0	4.7	4.0
average thermal input power (kW)	13	13	13	13	12	6.5
average electrical output power (kW)	0.13	0.13	0.2	0.65	3.1	2.6
photo cells (EUR)	200	240	120	120		
quartz/DURAN-glass tube (EUR)	190	120	59	59		
emitter (EUR)	62	62	62	62		
cell-cooling (EUR)	120	0	0	0		
100 EUR/kW _{peak,el} for miscellaneous	20	20	30	100		
total investment cost (EUR)	590	440	270	340	14000	15000
total investment per kW_{peak,el} (EUR)	3000	2200	900	340	2900	3700
yearly electricity production (kWh)	230	230	350	1200	5500	470
yearly electricity production per unit cell area (kWh/m ²)	1200	1200	3500	12000		
EURcents/kWh without capital costs	13	9	3.8	1.5	12	16
EURcents/kWh including interest, maintenance, running expenses	22	16	6.6	2.5	21	27
--"--- incl. Gas ²	25	19	10	6.0	25	31

Fig. 10.28: Comparazione tra i costi di investimento per kW di energia prodotta per la realizzazione di quattro diversi TPV.

10.6 RENDIMENTO DEL SISTEMA TPV

Come già esposto, un generico sistema TPV consiste in una fonte di calore, un radiatore, anche detto emettitore, un semiconduttore che converte in energia elettrica le radiazioni che lo investono, un sistema di condizionamento della potenza.

Ognuno di questi elementi ha ovviamente un'efficienza inferiore all'unità e dunque l'efficienza complessiva dell'intero apparato risulta modesta. Ad esempio se l'efficienza di ogni componente fosse del 90%, l'efficienza complessiva del sistema risulterebbe solamente del 54%. Fornendo una stima più realistica dell'efficienza di ciascun componente si vede che mediamente l'efficienza complessiva che si riesce a raggiungere nei migliori casi è circa il 20%.

Con riferimento al seguente diagramma che riporta lo scambio delle potenze in gioco in un utenza TPV tradizionale, si nota che appare un ulteriore elemento nell'apparato, ovvero un sistema di recupero del calore. Nonostante infatti si siano ottenuti ottimi risultati per quanto riguarda l'incremento dei singoli rendimenti di ciascun elemento, l'efficienza dell'intero sistema termofotovoltaico, è ancora abbastanza ridotta in quanto molto del calore che viene prodotto è poi perso. Dato che gli emettitori lavorano ad alta temperatura diviene quindi opportuno e fondamentale un recupero dell'energia termica quando possibile dai prodotti della combustione per il preriscaldamento dell'aria di combustione, ed un conseguente miglioramento del rendimento globale.

Vedremo in seguito, anche grazie ad una breve raccolta dei risultati delle prove sperimentali svolte sui primi prototipi

dai vari autori durante lo studio del termofotovoltaico, come, in effetti, il rendimento del sistema risulti influenzato da una quantità davvero grande di parametri e possa variare anche sensibilmente al variare delle condizioni operative.

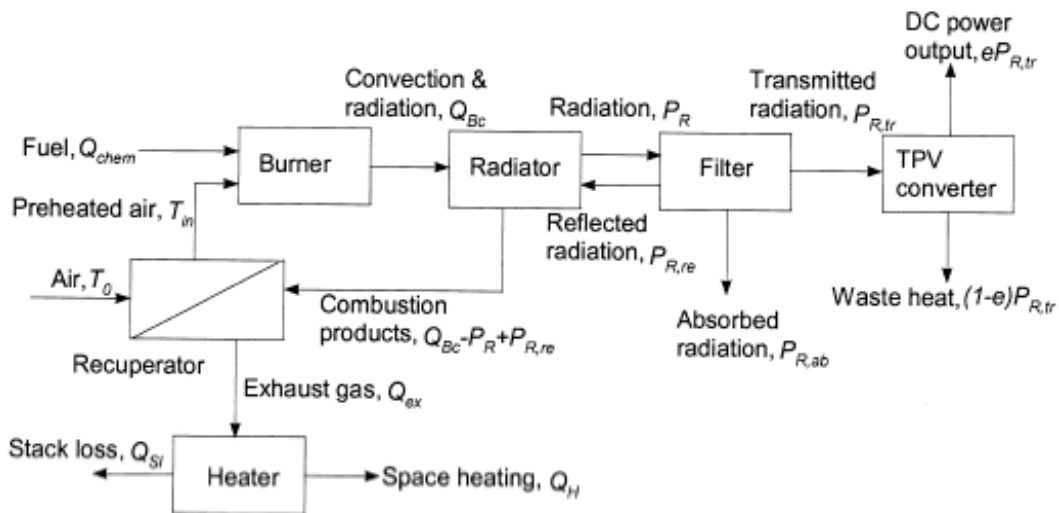


Fig. 10.29: Diagramma delle potenze in gioco e dei fenomeni di scambio che avvengono all'interno di un sistema TPV.

L'efficienza complessiva di un sistema TPV è definita come il rapporto fra la potenza elettrica P_{el} generata dalle celle fotovoltaiche e la potenza chimica fornita dal combustibile P :

$$\eta_{TPV} = \frac{P_{el}}{P}$$

dove P viene determinata dal prodotto della portata in massa di combustibile per il suo potere calorifico inferiore. Come vediamo dallo schema appena sopra, la realizzazione di un sistema di questo tipo appare semplice. Le complicazioni derivano dal fatto che i componenti principali (sorgente di calore, emettitore, filtro ottico per il controllo dello spettro

delle radiazioni emesse, e celle fotosensibili) devono essere scelti in modo da ottenere un sistema ben integrato. Di conseguenza, il rendimento complessivo del sistema TPV può essere espresso in funzione delle efficienze dei singoli componenti:

$$\eta_{TPV} = \frac{P_{el}}{P} = \eta_{CH} \cdot \eta_S \cdot \eta_{VF} \cdot \eta_{PV}$$

Rendimento chimico di irraggiamento η_{CH} :

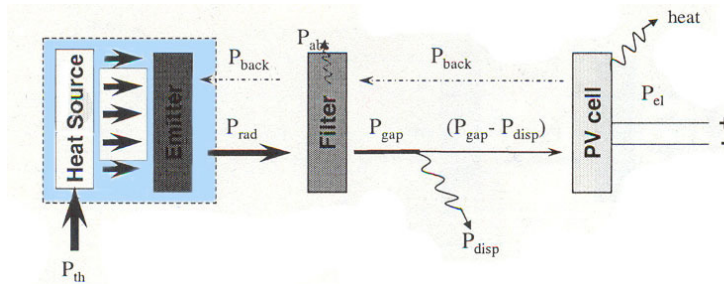


Fig. 10.30: Rendimento chimico di irraggiamento.

E' uno dei parametri più importanti per quanto riguarda l'efficienza di bruciatori a superficie irraggiante. Viene calcolato come il rapporto fra la potenza della radiazione totale che viene generata da una fiamma o, come nel caso in esame, dalla superficie emittente di un bruciatore (relativa allo spettro di emissione completo), e la potenza chimica introdotta dal combustibile in ingresso P:

$$\eta_{CH} = \frac{P_{rad}}{P} = \frac{p_{rad} A_{rad}}{m_{fuel} PCI_{fuel}}$$

dove

p_{rad} è la densità di potenza netta emessa dall'emettitore [kW/cm²]

A_{rad} è l'area della superficie dell'emettitore [cm²]

m_{fuel} la portata di combustibile [kg/s]

PCI_{fuel} il potere calorifico inferiore del combustibile [kJ/kg]

Dall'espressione è facile intuire come il rendimento chimico di irraggiamento dipenda fortemente dalle condizioni in cui avviene la combustione, dall'intensità della stessa, dal grado di preriscaldamento dell'aria, dal tipo di emettitore (poroso - non poroso), dal materiale con cui l'emettitore è realizzato e dal suo spessore. A parità di tali condizioni, la potenza totale emessa P_{rad} , e quindi l'efficienza η_{CH} , sono funzione della temperatura e dell'emissività della superficie emittente.

Sperimentalmente è stato dimostrato che aumentando il carico di combustione in ingresso P si ha effettivamente un incremento della potenza P_{rad} ma allo stesso tempo anche un calo del rendimento complessivo del sistema TPV. Ciò è dovuto al fatto che la potenza P_{rad} si riferisce a tutto lo spettro di emissione, mentre invece le celle fotosensibili sono in grado di assorbire tale potenza soltanto in un preciso intervallo di frequenze (o di lunghezze d'onda).

Le figure seguenti mostrano rispettivamente la dipendenza del rendimento chimico di irraggiamento dall'intensità di combustione e dal livello di preriscaldamento dell'aria di combustione.

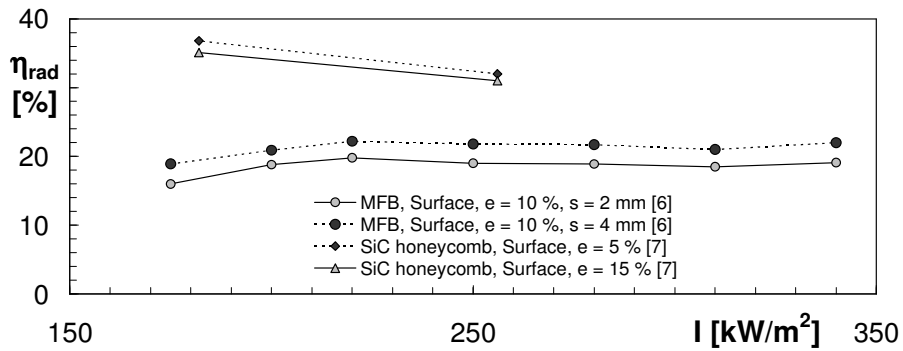


Fig. 10.31: Rendimento chimico di irraggiamento verso intensità di combustione.

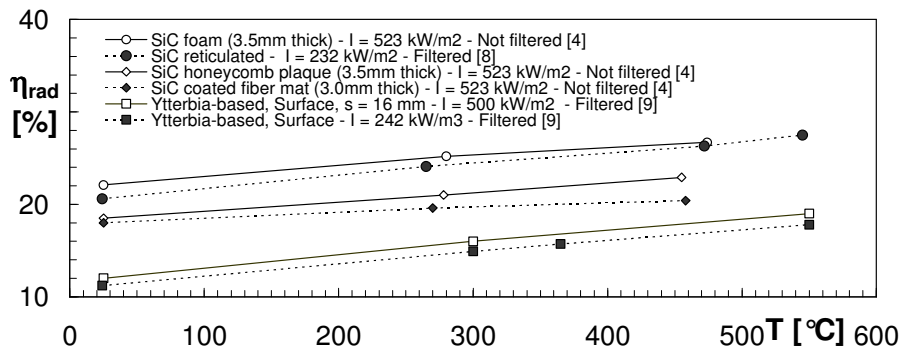


Fig. 10.32: Rendimento di irraggiamento verso temperatura di preriscaldamento dell'aria di combustione.

Rendimento spettrale η_s :

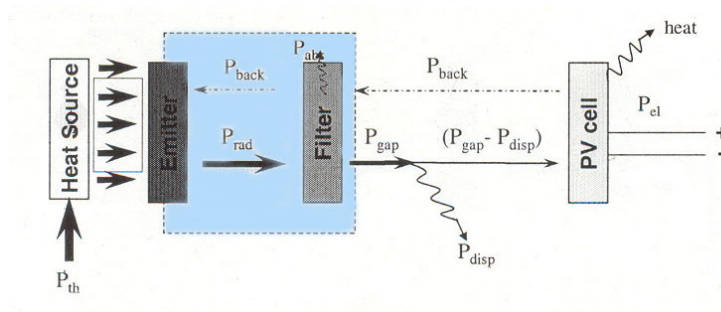


Fig. 10.33: Rendimento spettrale.

Per aumentare l'efficienza complessiva del sistema termofotovoltaico, è necessario scegliere il materiale dell'emettitore in modo che le radiazioni generate dalla sua superficie siano contenute all'interno del campo di frequenze effettivamente convertibili dalle celle fotosensibili.

Le celle fotovoltaiche al GaSb che normalmente vengono impiegate, sono in grado di assorbire una radiazione di lunghezza d'onda al di sotto di circa 1.8 μm . Si definisce dunque con rendimento spettrale il rapporto fra la potenza della radiazione nell'intervallo di frequenze che può essere assorbito dal dispositivo P_{gap} e la potenza totale della radiazione emessa dalla fiamma o dalla superficie del bruciatore P_{rad} :

$$\eta_{\text{SP}} = \frac{P_{\text{gap}}}{P_{\text{rad}}} = \frac{\int_{\lambda_0}^{\lambda_g} W_{\lambda_b}(\lambda, T) \tau(\lambda) d\lambda}{p_{\text{rad}}}$$

dove

τ indica la trasmittanza del filtro se presente

W_{λ_b} la distribuzione spettrale della potenza emessa dal radiatore.

p_{rad} è la densità di potenza netta emessa dall'emettitore [kW/cm²]

Il range di frequenza (λ_0 , λ_{gap}) definisce il range di energie di fotoni effettivamente convertibili dalle celle fotovoltaiche. Se la distribuzione spettrale delle radiazioni emesse dal radiatore è nota, l'emettitore stesso può essere modellato come un corpo nero e W_{λ_b} valutata tramite la legge di Planck.

La figura seguente riporta l'andamento dell'emissività (cioè la capacità di emettere radiazioni termiche a determinate lunghezze d'onda) dei diversi materiali che generalmente vengono impiegati nella realizzazione degli emettitori (Itterbio, Erblio, Olmio, Neodimio).

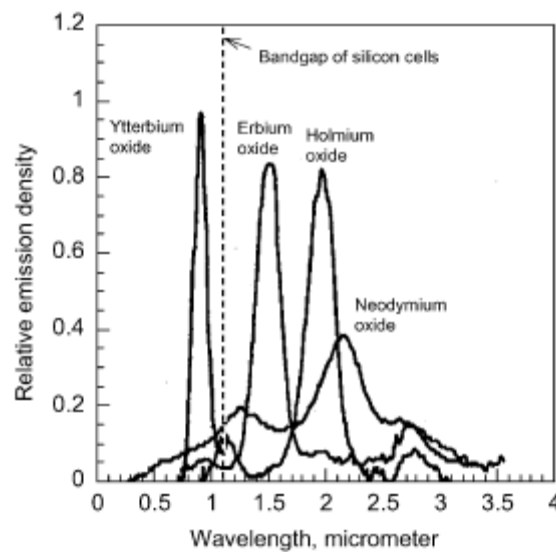


Fig. 10.34: Emittanza dei materiali in funzione della lunghezza d'onda

Il rendimento spettrale può essere aumentato introducendo come abbiamo già visto, dei filtri ottici, con lo scopo di controllare ulteriormente lo spettro delle radiazioni emesse.

Rendimento geometrico o fattore di vista η_{vf} :

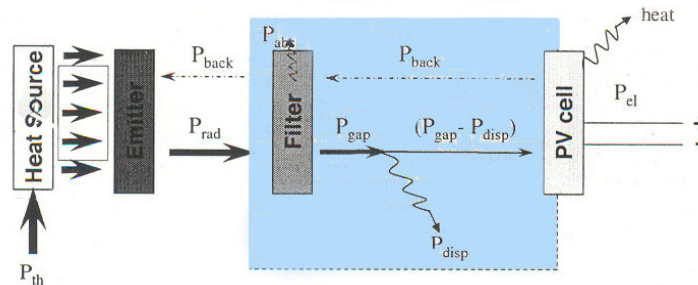


Fig. 10.35: Rendimento geometrico o fattore di vista.

Il rendimento complessivo del sistema TPV è condizionato anche dalla geometria del dispositivo, cioè dal posizionamento delle celle in relazione alla forma dell'emettitore.

Il fattore di vista viene definito come il rapporto fra la potenza della radiazione che effettivamente arriva sulla superficie della cella fotovoltaica (una parte di essa infatti non investe la cella, ma viene dispersa) e la potenza della radiazione nell'intervallo di frequenze assorbibili dalla cella stessa.

$$\eta_{VF} = \frac{P_{gap} - P_{disp}}{P_{gap}}$$

Normalmente gli emettitori hanno una conformazione planare, in modo tale che la sua superficie generi radiazioni termiche in direzione perpendicolare verso le pareti su cui sono situate le celle fotosensibili. La determinazione del fattore di vista si complica nel momento in cui cambia la geometria del sistema. Nel presente lavoro ad esempio, il bruciatore è cilindrico, così come la superficie di celle fotovoltaiche. In questo caso il fattore di vista viene determinato come segue:

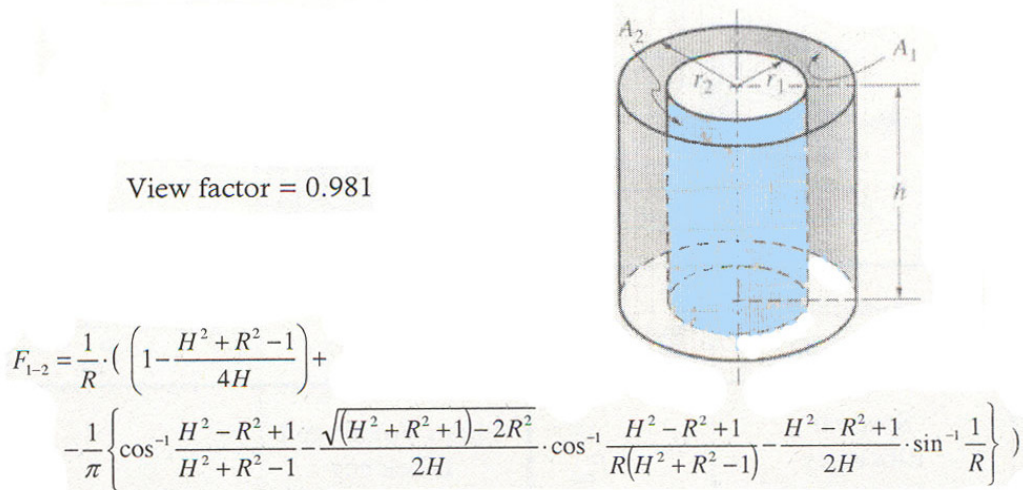


Fig. 10.36: Calcolo del fattore di vista.

In molte delle letterature disponibili il fattore di vista è posto pari ad 1 ovvero si assume che tutta la radiazione emessa vada ad incidere sulle celle fotovoltaiche, cosa che tra l'altro non è troppo difficile da realizzare a livello pratico. Molto spesso, proprio perché prossimo all'unità, il fattore di vista è compreso in un termine più generale detto rendimento meccanico che tiene conto sia del fattore di vista stesso, sia dei consumi energetici necessari al funzionamento di tutto il sistema quali l'assorbimento elettrico del sistema di controllo elettronico, l'assorbimento elettrico delle valvole di regolazione, e l'assorbimento elettrico del sistema di pompaggio.

Le misurazioni realizzate sui primi prototipi hanno mostrato che il consumo di energia della valvola di regolazione del gas durante le operazioni di regolazione del bruciatore, del sistema di controllo e di quello di pompaggio ammontano circa al 15%

dell'energia totale prodotta dal sistema. La restante parte di energia può essere quindi ceduta alle utenze esterne.

Rendimento delle celle fotovoltaiche η_{pv} :

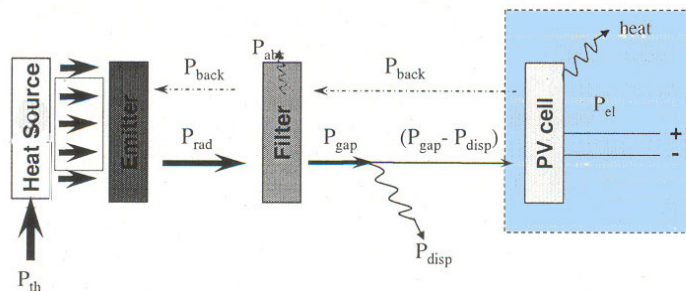


Fig. 10.37: Rendimento delle celle fotovoltaiche.

La radiazione che effettivamente giunge sulla superficie delle celle fotosensibili viene convertita in potenza elettrica solo in parte. L'efficienza della cella fotovoltaica è pertanto definita dal rapporto fra la potenza elettrica generata dal sistema e la potenza della radiazione assorbita.

$$\eta_{PV} = \frac{P_{el}}{P_{gap} - P_{disp}}$$

Ad oggi con le celle di ultima generazione si è giunti a valori di efficienza attestati attorno al 30% (27-33%) a seconda delle configurazioni utilizzate.

10.7 DESCRIZIONE DELLA CALDAIA ESAMINATA

Il prototipo di caldaia esaminato (fig. 10.38 e fig. 10.39) consiste di una camera di combustione cilindrica in cui è inserito un bruciatore a superficie con tela metallica a sua volta cilindrico e concentrico alla camera.

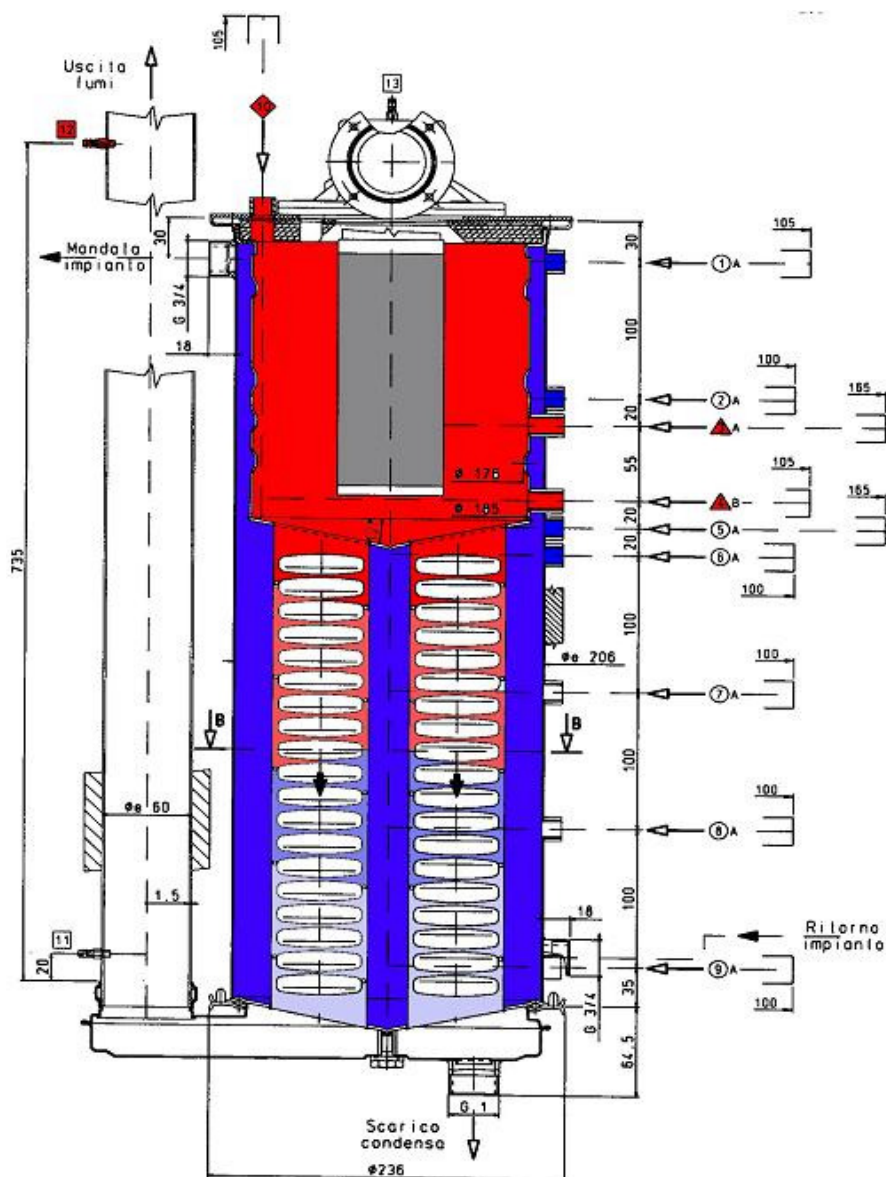
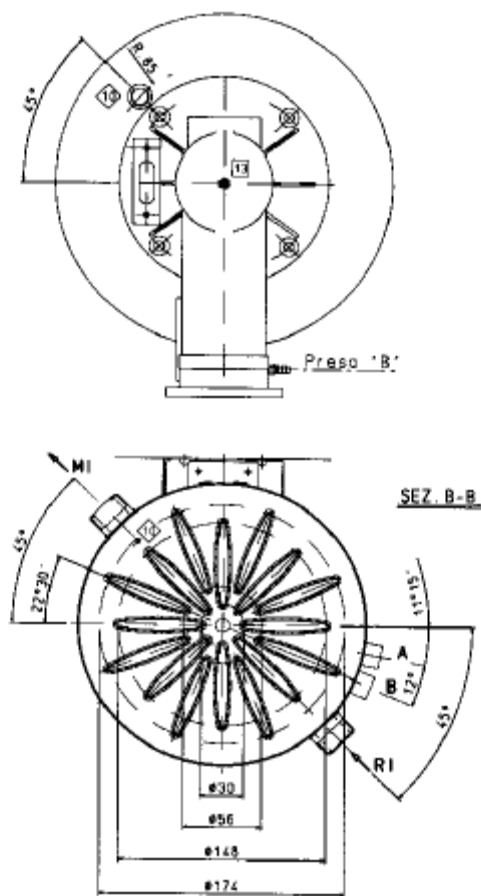


Fig. 10.38: Disegno costruttivo della caldaia. Sezione frontale



LEGENDA	1, 2, 3	Numero attacco
	A, B	Generatrice sull'esterno del fascione
	Ri, Ri.2, T.	Punto di rilevamento
	□	Allacco a manicotto 1/4 gae. - saldato sul fascione
	○	Allacco a manicotto 1/4 gae. - saldato passante sul fascione-facolare
	◇	Allacco a manicotto 1/4 gae. - saldato sulla flangia mobile superiore camera
	□	Allacco-presso di pressione ed eventuale temperatura. foro Ø2,5

Fig. 10.39: Disegno costruttivo della caldaia. Sezione trasversale

Una corrente di aria e gas naturale perfettamente miscelata entra dalla parte superiore della caldaia e arriva nella zona interna del bruciatore (fig. 3.1.3 e 3.1.4).

Qui fuoriesce da una serie di circa 20000 fori del diametro di 0.6 mm praticati su una matrice di acciaio inossidabile sul quale è avvolta una maglia di materiale metallico ad alta

emissività (Fecralloy®) dello spessore di circa 2.5 mm. Il primo strato viene definito distributore ed ha una porosità (superficie di passaggio/superficie totale) pari al 30%, mentre il secondo strato, che è il vero e proprio bruciatore, ha una porosità molto più elevata che si aggira intorno al 80% (fig. 10.42)

In prossimità della maglia metallica avviene la combustione.



Fig. 10.40: Spaccato della camera di combustione della caldaia

I fumi caldi fuoriescono dalla camera di combustione attraverso tubi di sezione ellittica a superficie laterale corrugata, raffreddandosi.

Lo scambio termico fumi/acqua è in controcorrente ed è suddiviso in due zone: in corrispondenza della camera di combustione, la trasmissione del calore tra fumi, il bruciatore incandescente e l'acqua che lambisce la parete esterna della camera stessa avviene prevalentemente per irraggiamento, mentre nei fasci tubieri lo scambio termico fumi/acqua avviene per convezione attraverso le pareti esterne.

Il bruciatore in oggetto appartiene alla classe dei bruciatori a superficie a fibra metallica (Metal Fibre Burners).

La combustione in bruciatori a superficie è una tecnica nella quale un flusso premiscelato di aria e gas reagisce in prossimità di un mezzo permeabile e/o perforato. La sua particolarità consiste nel modo in cui si trasferisce il calore prodotto.

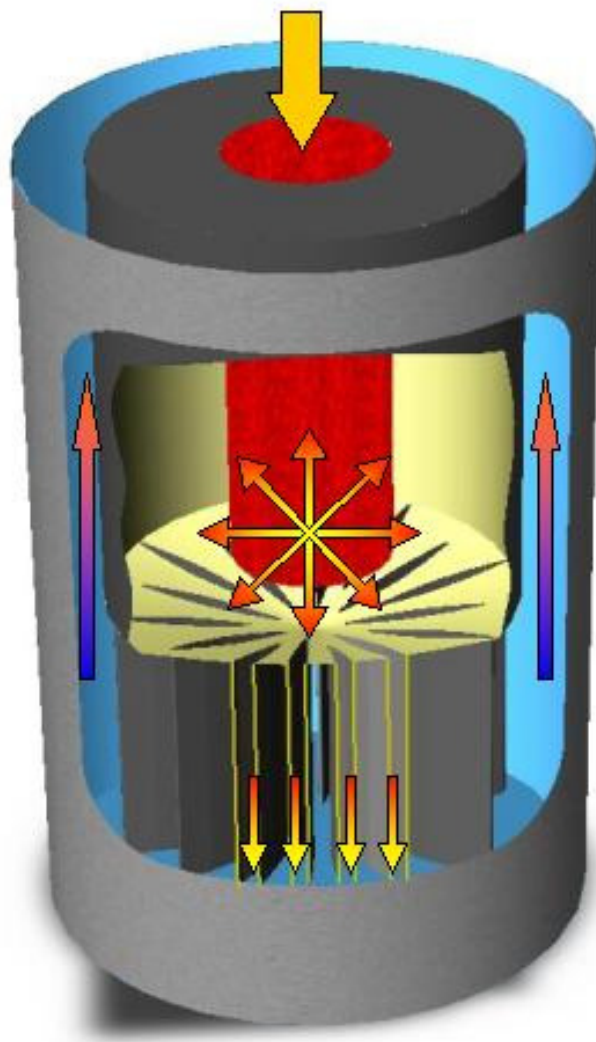


Fig. 10.41: Schema di funzionamento della caldaia

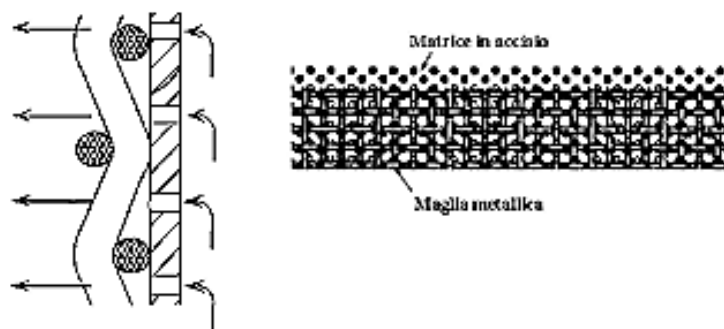


Fig. 10.42: Schema matrice d'acciaio forata/maglia metallica

A seconda delle caratteristiche del flusso in ingresso si possono avere tre situazioni al variare dell'intensità di combustione (potenza termica in ingresso per unità di superficie del bruciatore) e dell'eccesso di aria (fig. 10.43):

Per basse intensità e bassi eccessi d'aria, si ha un regime di combustione per irraggiamento (radiation mode), dove la combustione si sviluppa in parte all'interno dei fori del distributore. In questo modo la superficie del bruciatore diventa incandescente e non si nota la presenza di fiamma libera. In tali condizioni il calore rilasciato dalla combustione è in parte assorbito dalla matrice solida del bruciatore, che, riscaldandosi fino all'incandescenza, cede una significativa frazione di calore per irraggiamento

Per alte intensità e alti eccessi d'aria, si ha un regime di combustione a fiamma viva (blu-flame mode), con presenza sulla superficie del bruciatore di piccole fiammelle blu la cui lunghezza aumenta all'aumentare di potenza ed eccesso d'aria. In questo caso il bruciatore si presenta dello stesso colore che possiede a freddo

Per valori intermedi dell'intensità e dell'eccesso d'aria, si ha un regime di combustione di transizione (transition mode), caratterizzato dalla simultanea presenza di fiamme rosse e blu sulla superficie del bruciatore e da un colore rosso/arancio dello stesso.

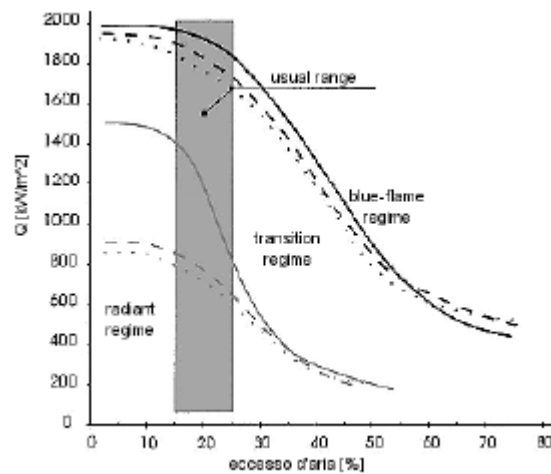


Fig. 10.43: Regimi di combustione

L'analisi dell'architettura e della geometria del bruciatore, così come la conoscenza dei meccanismi di combustione permettono di ottenere utili informazioni per l'impostazione delle condizioni al contorno per effettuare la simulazione numerica.

Infatti si può osservare che:

- La combustione non può avvenire all'interno del distributore, ma solo immediatamente a valle di esso, in corrispondenza della maglia metallica, che risulta caratterizzata da fori sufficientemente grandi affinché possano avvenire le reazioni di combustione
- La velocità di uscita dai fori è significativamente più elevata rispetto al flusso indisturbato a causa della bassa porosità del distributore, mentre la maglia, caratterizzata da porosità molto elevata, non provoca disturbi apprezzabili al moto del fluido

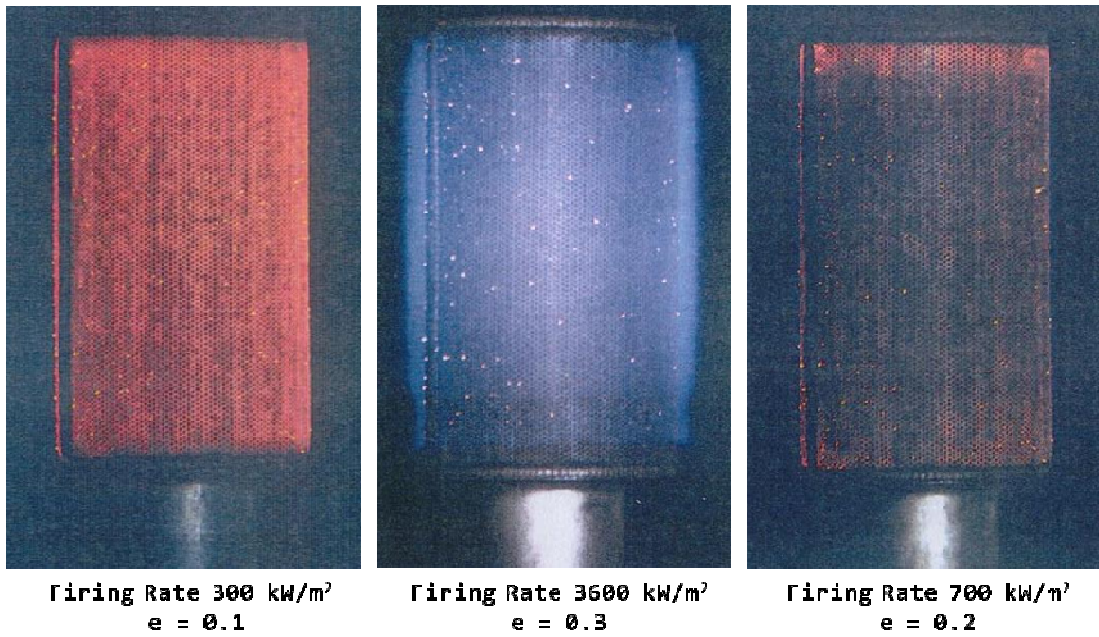


Fig. 10.44: Diversi regimi di combustione per il bruciatore della caldaia in esame

10.8 ANALISI STRUMENTALE

Le indagini sperimentali sono state effettuate su una caldaia prototipo strumentata.

Nei disegni costruttivi (fig. 10.38 e 10.39) sono indicati i punti di misura scelti in modo da ottenere informazioni nelle zone più significative della caldaia.

I punti di presa sono individuati mediante un numero e un simbolo: il numero contraddistingue una serie di misure fatte, ad esempio, tutte alla stessa ordinata assiale, mentre il simbolo indica la tipologia delle misure effettuate: il cerchio indica le misure lato acqua (1, 2, 5, 6, 7, 8 e 9), il triangolo le misure in camera di combustione (3, 4 e 10) e il quadrato le misure di temperatura dei fumi e delle concentrazioni degli inquinanti (11, 12 e 13).

Per la concentrazione degli inquinanti sono anche stati usati i punti 3, 4 e 10.

La presa di misura 3 è stata realizzata al fine di investigare i profili di temperatura tra la parete ed il bruciatore e per ottenere informazioni sulla temperatura superficiale del bruciatore stesso. La presa di misura 4, invece, è stata realizzata per avere informazioni nei punti immediatamente vicino al bruciatore; questa presa è servita anche per ottenere informazioni su punti situati tra il bruciatore e l'asse della caldaia. La presa 10 permette invece di valutare la distribuzione delle temperature nella direzione trasversale, valutando anche l'influenza della parete.

Le condizioni ambientali durante le prove sono state rilevate periodicamente mediante una centralina barometrica situata nei pressi della caldaia stessa. La portata di gas combustibile è stata misurata mediante un contatore S24 (misuratore di tipo E10/G10, $Q_{\min}=16 \text{ m}^3/\text{h}$).

Le termocoppie utilizzate sono termocoppie di tipo K. Esse verranno nel seguito denominate e distinte come segue:

TC-A: termocoppia TP 652 K, Cr-Al, diametro 6 mm, lunghezza utile 700 mm;

TC-B: termocoppia TP 652 K, Cr-Al, diametro 6 mm, lunghezza utile 700 mm;

TC-C: termocoppia K, diametro 3 mm, lunghezza utile 254 mm;

TC-D: termocoppia PT100, diametro 3 mm, lunghezza utile 225 mm.

Prove di misura

Le misure sono state eseguite sul prototipo della caldaia già descritto (potenza nominale 25 kW). Come combustibile della caldaia è stato utilizzato metano, fornito dalla rete e di potere calorico 34370 kJ/m^3 ($9.45 \text{ kWh/Nm}_{\text{st}}^3$) e massa volumica 0.6963 kg/m^3 con le seguenti caratteristiche di composizione molare ottenuta mediante analisi gascromatografica (fig. 10.45):

Elio	< 0.01 %	Azoto	0.65 %
Metano	97.65 %	Propano	0.25 %
Etano	1.34 %	N-Butano	0.04 %
Iso-Butano	0.03 %	N-Pentano	0.01 %
Iso-Pentano	0.01 %	Anidride carbonica	0.01 %

Fig. 10.45: Composizione molare del metano utilizzato

Le prove sono state condotte in condizioni pressoché stazionarie: si è infatti provveduto a monitorare il sistema di alimentazione dell'acqua in caldaia mediante tre termocoppie.

Una termocoppia registrava la temperatura dell'acqua di alimento, mentre altre due termocoppie rilevavano rispettivamente le temperature di mandata e di ritorno dell'acqua in caldaia. La temperatura di mandata rappresenta la temperatura effettiva di uscita dell'acqua: essa vale 40°C oppure 75°C, a seconda delle prove, e viene impiegata nel calcolo della potenza insieme al valore della temperatura di alimento. La temperatura dell'acqua di ritorno rappresenta la temperatura dell'acqua che ricircola in caldaia: essa vale 30°C oppure 60°C, a seconda delle prove. Il suo utilizzo è limitato al controllo della stazionarietà o meno delle condizioni in cui vengono condotte le prove in caldaia.

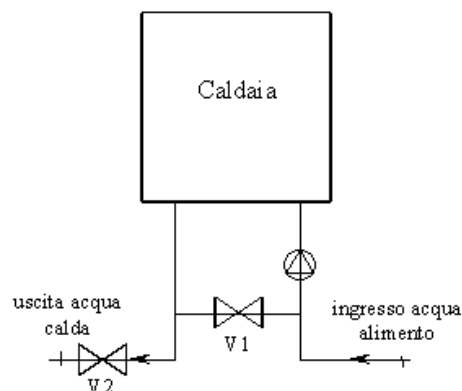


Fig. 10.46: Schema del circuito di alimentazione

Al fine di impostare le condizioni al contorno con cui si desidera condurre le prove, si può agire sul circuito schematizzato.

Per regolare la differenza di temperatura fra l'acqua di mandata e di ricircolo si agisce sulla valvola di by-pass V1; chiudendo ad esempio tale valvola, una maggiore portata fluisce all'interno della caldaia così che la differenza di temperatura fra mandata e ricircolo diminuisce perchè la temperatura di ingresso è mediamente più alta.

Mediante la valvola V2, posta alla mandata, è invece possibile regolare il livello a cui si vuole mantenere la differenza di temperatura impostata secondo la procedura precedentemente descritta: chiudendo infatti, ad esempio, tale valvola, nel circuito ricircola una minore portata così che le temperature di mandata e di ricircolo risulteranno maggiori. Così facendo, una volta impostata la potenza di funzionamento, si può ottenere l'intervallo di temperature di funzionamento desiderato. Si è visto che è possibile mantenere condizioni operative stabili per diverse ore, con variazioni massime di 1°C sulle temperature, rimanendo costante la differenza di temperature in gioco.

Il sistema di acquisizione utilizzato è tale da effettuare 50 letture all'interno dell'intervallo di tempo impostato. Poiché solitamente si sono utilizzati intervalli di 10 minuti, le misure della temperatura dell'acqua di alimento sono state registrate ad intervalli di 12 secondi.

Le misure di temperatura sono state registrate nel momento in cui si è ritenuto che lo strumento fornisse una misura stabile

(circa 30-40 s). Nei casi dubbi, si è fatta una media fra 3 o 4 misure consecutive.

Durante le varie prove è stata anche effettuata la misura della portata di condensa, raccogliendo in un contenitore l'acqua condensatasi in un'ora.

Le prove svolte sono state numerose e si è cercato di investigare varie situazioni di funzionamento della caldaia. Sinteticamente, i punti di funzionamento sottoposti a sperimentazione sono stati (fig. 10.47):

	Potenza	Salto di temperatura circuito primario	
		Temperatura ingresso	Temperatura uscita
$P_{max}(40/30)$	25 kW	30°C	40°C
$P_{min}(40/30)$	5 kW	30°C	40°C
$P_{max}(75/60)$	25 kW	60°C	75°C
$P_{min}(75/60)$	5 kW	60°C	75°C

Fig. 10.47: Punti di funzionamento investigati

Durante le sperimentazioni, sono stati riscontrati vari problemi ed incertezze di non ripetibilità.

Durante l'esecuzione delle prime prove, si è notato, nel rilevamento delle temperature dalla presa di misura 10, che la termocoppia TC-A risultava deformata, con una freccia tra impugnatura e sensore di circa 5 mm. Ruotando la termocoppia attorno al proprio asse, a parità di quota trasversale, si sono notate variazioni di temperatura di circa 25-30°C. E' stata quindi sostituita la TC-A con la TC-B e sono state ripetute le misure dove possibile; di conseguenza, non si sono considerate

valide le misure prese con questa termocoppia. Per le prove successive sono state utilizzate solamente le termocoppie di diametro 3 mm. Si è deciso di non utilizzare nel seguito la termocoppia TC-B per due motivi. Innanzitutto, essa, a causa del suo diametro, ha un'inerzia termica maggiore della termocoppia TC-C. Inoltre, a motivo della sua dimensione longitudinale, essa ha evidenziato problemi derivanti dall'incertezza di posizionamento: si è registrato infatti che una variazione di 0.5-1 mm del punto di misura provoca variazioni di temperatura misurata dell'ordine di 50°C e ciò non è accettabile. E' stato stimato, con misure di confronto a termocoppia fredda e riscaldata fino a 530°C, che la dilatazione è di circa 2.5 mm. E' stata fatta quindi una stima del coefficiente di dilatazione termica e considerando la relazione

$$L_{530} = L_{20} (1 + \alpha \Delta T)$$

si è ottenuto un valore per α di $0.7 \cdot 10^{-5}$, che pare essere un valore plausibile.

D'altro canto, l'utilizzo della termocoppia TC-C in sostituzione della termocoppia TC-B consente un'escursione più limitata sia nella direzione della presa 4 (al di sotto del bruciatore) sia della presa 10 (direzione dell'asse della caldaia).

Gli errori di posizionamento, dovuti anche come visto alla dilatazione termica degli steli delle termocoppie, sono stati minimizzati tarando più volte le termocoppie nei vari punti di presa, sia a freddo che a caldo.

Lo svantaggio maggiore della misura di temperatura in camere di combustione tramite termocoppie risiede nel fatto che con questo metodo si misura la temperatura del giunto, che deve essere

quindi messa in relazione con la temperatura dei gas che la circondano. In altre parole, la temperatura misurata (quella del metallo) può essere molto differente da quella del gas (le differenze possono raggiungere le centinaia di gradi). Un bilancio energetico dovrebbe includere:

1. perdite per conduzione lungo lo stelo;
2. scambio termico per irraggiamento dallo stelo;
3. conduzione e convezione tra gas e termocoppia.

Si è cercato di tenere in considerazione alcune di queste incertezze mentre per altre non è stato possibile effettuare correzioni. E' necessario quindi tenere presente che i risultati sperimentali sono soggetti ad errori a volte anche significativi.

Altro intervento intrapreso durante le giornate di prove, è stato di alzare il bruciatore di 5 mm rispetto alla configurazione originale, visibile nei disegni costruttivi e ciò al fine di permettere alla termocoppia di rilevare agevolmente le temperature nella zona sottostante il bruciatore stesso.

Nel corso dell'ultima giornata di prove, al fine di avere un ulteriore riscontro sulle misure eseguite nelle precedenti giornate, sono state usate quattro nuove termocoppie:

TC-E: termocoppia tipo k, diametro 3 mm, lunghezza utile 254 mm;

TC-F: termocoppia tipo k, diametro 3 mm, lunghezza utile 254 mm;

TC-G: termocoppia tipo k, diametro 3 mm, lunghezza utile 500 mm;

La taratura è stata fatta tramite confronto con la temperatura misurata dalla termocoppia TC-C che era stata testata durante le prove delle giornate precedenti.

A temperatura ambiente, la TC-E misurava una temperatura che differiva di $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ dalla temperatura rilevata da TC-C, mentre la temperatura rilevata da TC-F differiva di $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ da quella rilevata da TC-C.

Dal momento che nelle prove eseguite i primi giorni era sorto il dubbio che la dilatazione termica delle termocoppie potesse influire pesantemente sulle misure, si è ritenuto opportuno verificare questo dato. Dopo un riscaldamento superiore a 1000°C , la dilatazione termica delle termocoppie di diametro 3 mm è stata ritenuta trascurabile.

Per limitare gli errori di misura dovuti ad incertezze sulla posizione in cui viene effettivamente rilevata la temperatura all'interno della caldaia, ad ogni punto di misura è stata assegnata una termocoppia, sulla quale sono stati incisi dei riferimenti presi in base alla lunghezza degli attacchi usati per sostenere lo strumento.

La termocoppia TC-E è stata assegnata all'attacco 3 (lungo 164 mm); i riferimenti sono stati presi a partire dalla parete lato acqua della camera di combustione. La TC-F è stata assegnata all'attacco 4 (lungo 103 mm); i riferimenti sono stati presi a partire dalla parete lato acqua della camera di combustione. La termocoppia TC-G è stata assegnata all'attacco 10; i riferimenti sono stati presi a partire dalla battuta sul fondo della camera di combustione. Inoltre è stata individuata la posizione esatta delle gobbe della parete della camera di combustione per capire se queste influenzavano le misure (quando la termocoppia passa sopra una gobba dovrebbe risentire di più della vicinanza della parete che non quando passa sopra una valle). Si è notato che la

termocoppia TC-G era leggermente storta, perciò è stato fissato un verso di introduzione in modo tale che in nessuna posizione l'elemento sensibile della termocoppia tocchi la parete della camera di combustione.

Risultati

Le prove sono state eseguite in tre differenti giornate nel corso delle quali sono state rilevate le distribuzioni di temperatura ai diversi regimi di funzionamento della caldaia.

Dai dati raccolti (fig. 3.4.1, 3.4.2, 3.4.3) si è rilevato che le emissioni sono diverse sia al variare del carico (come prevedibile) sia al variare della posizione in cui sono state effettuate.

Nelle figure che seguono sono riportati i grafici relativi alle distribuzioni di temperatura nei vari punti di misura e per le diverse condizioni di carico in cui sono state effettuate le prove.

Prova	Attacco 3			Attacco 4			Attacco 10			Camino		
	NO _x	CO	CO ₂	NO _x	CO	CO ₂	NO _x	CO	CO ₂	NO _x	CO	CO ₂
P _{max} (40/30)	8.74	39.08	8.83	12.21	21.49	8.95	8.94	115.3	9.60	23.35	36.64	9.16

Fig. 10.48: Valori sperimentali delle emissioni. Prima giornata
(NO_x e CO in ppmV; CO₂ in % volume)

Prova	Attacco 3			Attacco 4			Attacco 10			Camino		
	NO _x	CO	CO ₂	NO _x	CO	CO ₂	NO _x	CO	CO ₂	NO _x	CO	CO ₂
P _{max} (40/30)	/	/	/	/	/	/	/	/	/	23.84	39.08	9.57
P _{min} (40/30)	2.78	25.4	9.05	3.32	31.75	9.09	3.27	115.3	8.88	4.49	40.06	9.59
P _{max} (75/60)	14.26	23.94	8.93	16.16	13.68	9.04	20.76	79.63	9.76	26.38	38.59	9.52

Fig. 10.49: Valori sperimentali delle emissioni. Seconda giornata

(NO_x e CO in ppmV; CO₂ in % volume)

Prova	Attacco 3			Attacco 4			Attacco 10			Camino		
	NO _x	CO	CO ₂	NO _x	CO	CO ₂	NO _x	CO	CO ₂	NO _x	CO	CO ₂
P _{max} (40/30)	18.12	19.54	8.85	22.67	11.24	8.90	26.92	45.92	9.64	26.14	32.24	9.10
P _{min} (40/30)	3.66	27.36	8.71	4.10	30.29	8.88	3.47	96.73	9.15	6.06	15.63	9.29

Fig. 10.50: Valori sperimentali delle emissioni. Terza giornata
(NO_x e CO in ppmV; CO₂ in % volume)

	Giorno 1	Giorno3		Giorno 1	Giorno3
r (mm)	(TC - C)	(TC - E)	r (mm)	Prova 1	Prova 1
33	910	948	60	963	
36.25		977	61.25		969
37.5			63.75		962
38.75		979	65	948	
40	967		66.25		951
41.25		980	68.75		935
43.75		985	70	917	
45	975		71.25		909
46.25		986	73.75		875
48.75		986	75	856	
50	978		76.25		826
51.25		984	78.75		757
53.75		982	80	710	
55	974		81.25		654
56.25		978	83.75		495
58.75		974	85	420	

Fig. 10.51: Valori sperimentali delle temperature in camera di combustione

P_{max} 40/30 Attacco 3

	Giorno 1	Giorno 2	Giorno3		Giorno 1	Giorno 2	Giorno3
r (mm)	(TC - C)	(TC - C)	(TC - F)	r (mm)	(TC - C)	(TC - C)	(TC - F)
0		695	726	46	991		
2.5			718	47.5			1002
5		695	710	50		979	996
6	675			52.5			990
7.5			695	55		969	983
10		685	686	56	977		
12.5			630	57.5			977
15		675	677	60		960	970
16	655			62.5			963
17.5			684	65		944	950
20		675	695	66	946		
22.5			709	67.5			938
25		718	735	70		921	918
26	704			72.5			888
27.5			764	75		870	848
30		784	809	76	850		
32.5			859	77.5			807
35		893	933	80		758	733
36	883			82.5			631
37.5			933	85		569	485
40		971	997	86	475		
42.5			1000	87.5			311
45		981	1001	90		218	210

Fig. 10.52: Valori sperimentali delle temperature in camera di combustione

P_{max} 40/30 Attacco 4

	Giorno 2	Giorno3		Giorno 2	Giorno3
x (cm)	(TC - C)	(TC - G)	z (cm)	(TC - C)	(TC - G)
0		439	10.7		767
0.7		541	11.7		793
1.7		589	12	798	
2			12.7		814
2.7		641	13.7		826
3.7		641	14	824	
4			14.7		845
4.7		658	15.7		877
5.7		764	16	641	
6			16.7		875
6.7		770	17.7		781
7.7		780	18	601	
8	607		18.7		646
8.7		793	19.7		506
9.7		778	20	229	
10	397				

Fig. 10.53: Valori sperimentali delle temperature in camera di combustione

P_{max} 40/30 Attacco 10

	Giorno 2	Giorno3		Giorno 2	Giorno3
r (mm)	(TC - C)	(TC - E)	r (mm)	(TC - C)	(TC - E)
33	790	817	61.25		706
36.25		826	63.75		692
37.5	807		65	667	
38.75		813	66.25		674
40	797		68.75		639
41.25		804	70	611	
43.75		795	71.25		605
45	775		73.75		560
46.25		783	75	530	
48.75		772	76.25		507
50	753		78.75		450
51.25		761	80	412	
53.75		749	81.25		368
55	730		82.5	342	
56.25		736	83.75		279
58.75		723	85	255	
60	704				

Fig. 10.54: Valori sperimentali delle temperature in camera di combustione

P_{min} 40/30 Attacco 3

	Giorno 2	Giorno 3		Giorno 2	Giorno 3
r (mm)	TC - C	TC - F	r (mm)	TC - C	TC - F
0	502	536	50	716	730
2.5		541	52.5		726
5	515	546	55	701	716
7.5		547	57.5		711
10	524	556	60	683	698
12.5		563	62.5		
15	537	569	65	652	675
17.5		578	67.5		
20	556	586	70	606	646
22.5		599	72.5		
25	581	611	75	531	585
27.5		627	77.5		
30	620	643	80	425	500
32.5		667	82.5		
35	667	700	85	277	376
37.5		730	87.5		
40	733	749	90	128	210
42.5		750			
45	729	746			
47.5		737			

Fig. 10.55: Valori sperimentali delle temperature in camera di combustione

P_{\min} 40/30 Attacco 4

	Giorno 2	Giorno 3		Giorno 2	Giorno 3
z (cm)	TC - C	TC - G	z (cm)	TC - C	TC - G
0		356	10.7		440
0.7		461	11.7		517
1.7		528	12	544	
2			12.7		546
2.7		553	13.7		548
3.7		500	14	550	
4			14.7		512
4.7		380	15.7		494
5.7		491	16	565	
6			16.7		545
6.7		452	17.7		534
7.7		398	18	582	
8	466		18.7		486
8.7		519	19.7		411
9.7		461	20	390	
10	490		20	390	

Fig. 10.56: Valori sperimentali delle temperature in camera di combustione

P_{\min} 40/30 Attacco 10

	Giorno 1			Giorno 2	
r (mm)	TC - C		r (mm)	TC - C	
35	918		61.25		
36.25			63.75		
37.5	970		65	950	
38.75			66.25		
40	969		68.75		
41.25			70	920	
43.75			71.25		
45	974		73.75		
46.25			75	854	
48.75			76.25		
50	978		78.75		
51.25			80	720	
53.75			81.25		
55	973		82.5	607	
56.25			83.75	544	
58.75			85	442	
60	965		85	442	

Fig. 10.57: Valori sperimentali delle temperature in camera di combustione

P_{max} 75/60 Attacco 3

	Giorno 1			Giorno 2	
r (mm)	TC - C		r (mm)	TC - C	
0	715		47.5		
2.5			50	975	
5	698		52.5		
7.5			55	968	
10	691		57.5		
12.5			60	958	
15	698		62.5		
17.5			65	935	
20	717		67.5		
22.5			70	902	
25	736		72.5		
27.5			75	835	
30	775		77.5		
32.5			80	725	
35	896		82.5		
37.5			85	465	
40	979		87.5	298	
42.5			90	208	
45	980				

Fig. 10.58: Valori sperimentali delle temperature in camera di combustione

P_{max} 75/60 Attacco 4

Giorno 2		Giorno 2	
z (cm)	TC - C	z (cm)	TC - C
0		10	630
0.7		11.7	
1.7		12	639
2		12.7	
2.7		13.7	
3.7		14	756
4		14.7	
4.7		15.7	
5.7		16	788
6		16.7	
6.7		17.7	
7.7		18	596
8	655	18.7	
8.7		19.7	
9.7		20	238

Fig. 10.59: Valori sperimentali delle temperature in camera di combustione

P_{max} 75/60 Attacco 10

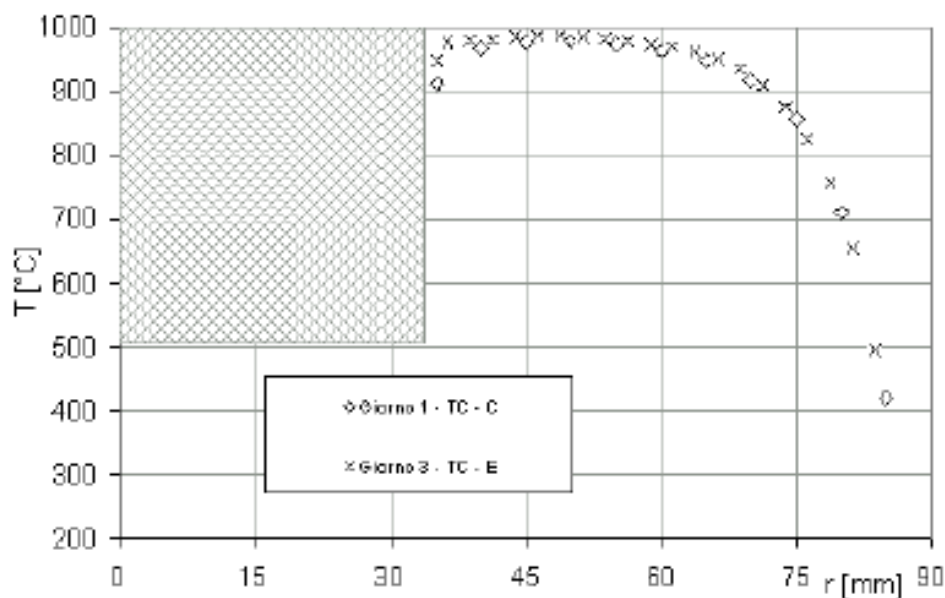


Fig. 10.60: Profili di temperatura sperimentali in camera di combustione

P_{max} 40/30 Attacco 3

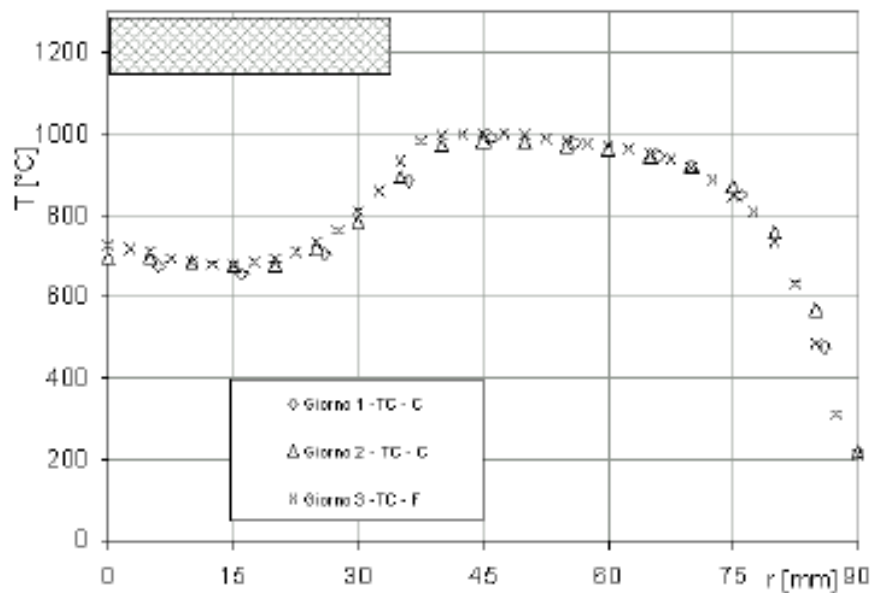


Fig. 10.61: Profili di temperatura sperimentali in camera di combustione

P_{\max} 40/30 Attacco 4

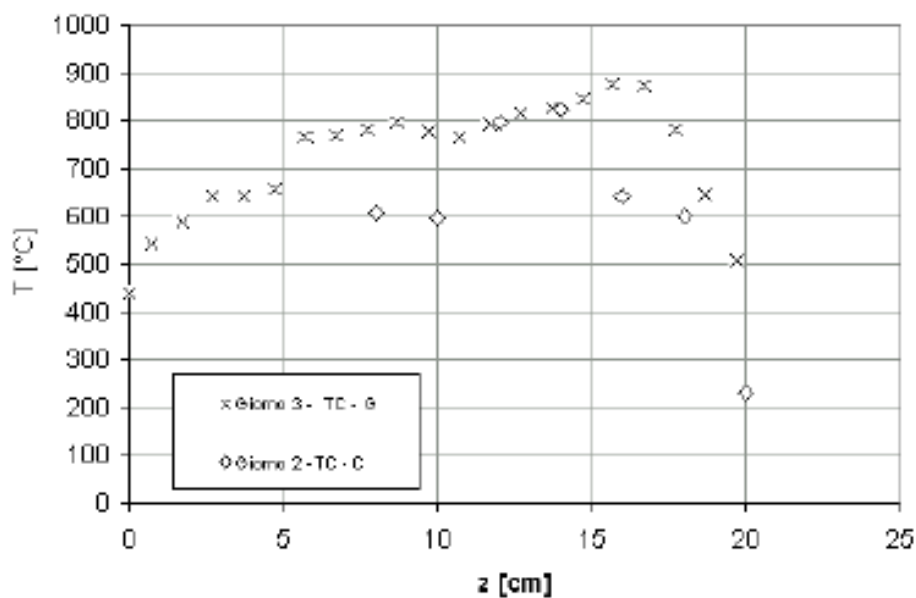


Fig. 10.62: Profili di temperatura sperimentali in camera di combustione

P_{\max} 40/30 Attacco 10

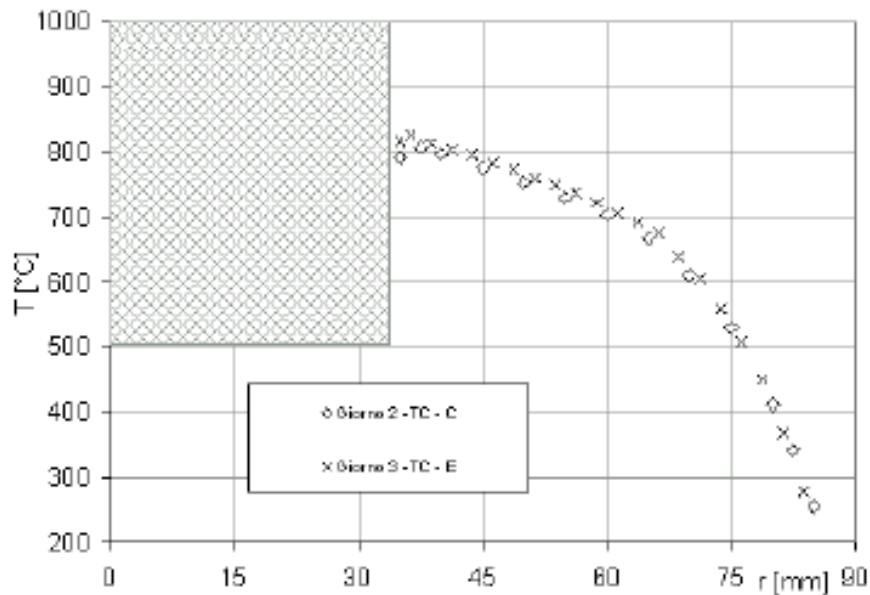


Fig. 10.63: Profili di temperatura sperimentali in camera di combustione

P_{\min} 40/30 Attacco 3

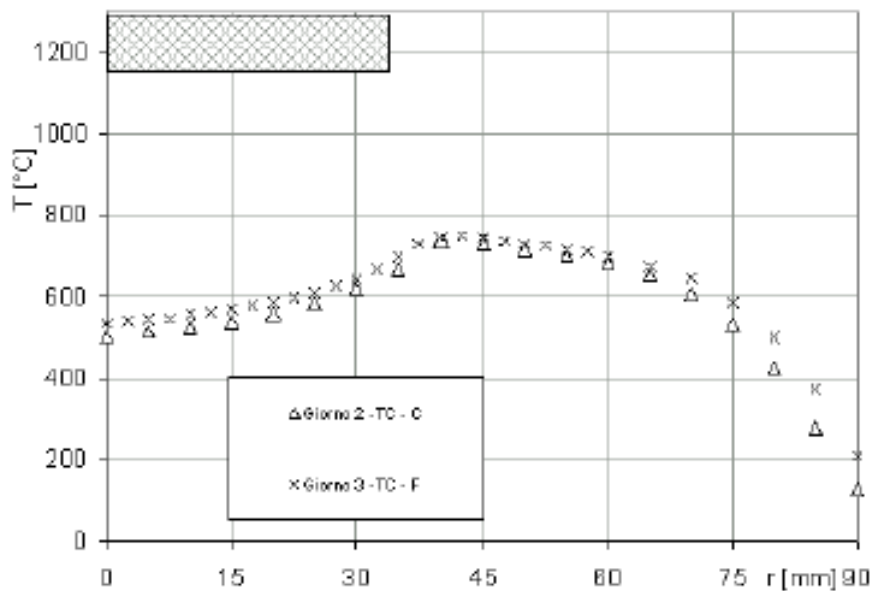


Fig. 10.64: Profili di temperatura sperimentali in camera di combustione

P_{\min} 40/30 Attacco 4

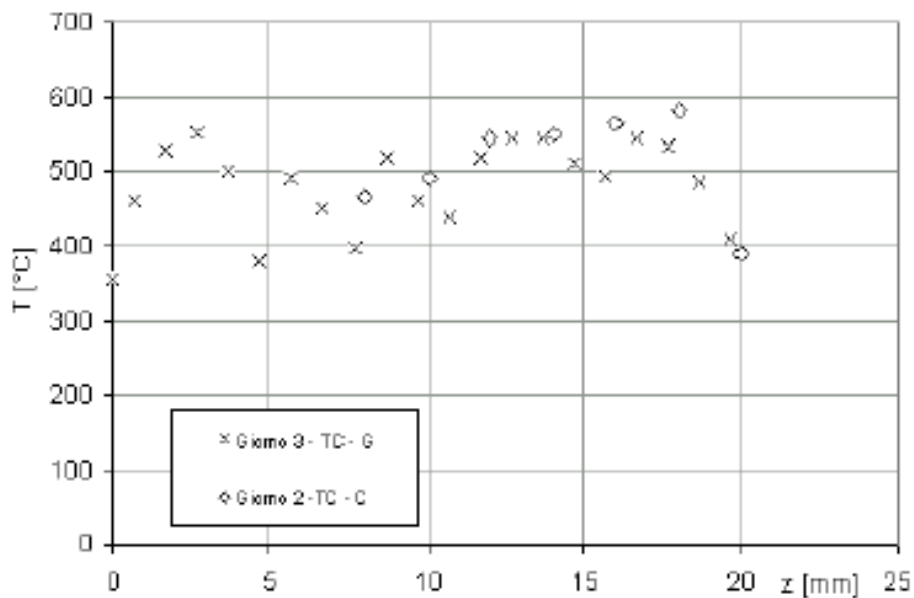


Fig. 10.65: Profili di temperatura sperimentali in camera di combustione

P_{\min} 40/30 Attacco 10

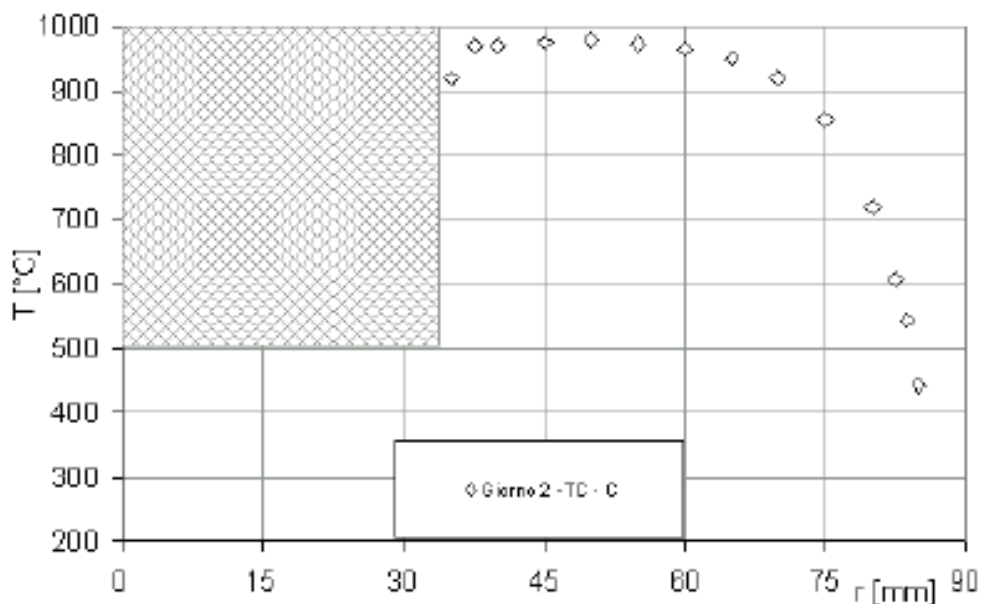


Fig. 10.66: Profili di temperatura sperimentali in camera di combustione

P_{\max} 75/60 Attacco 3

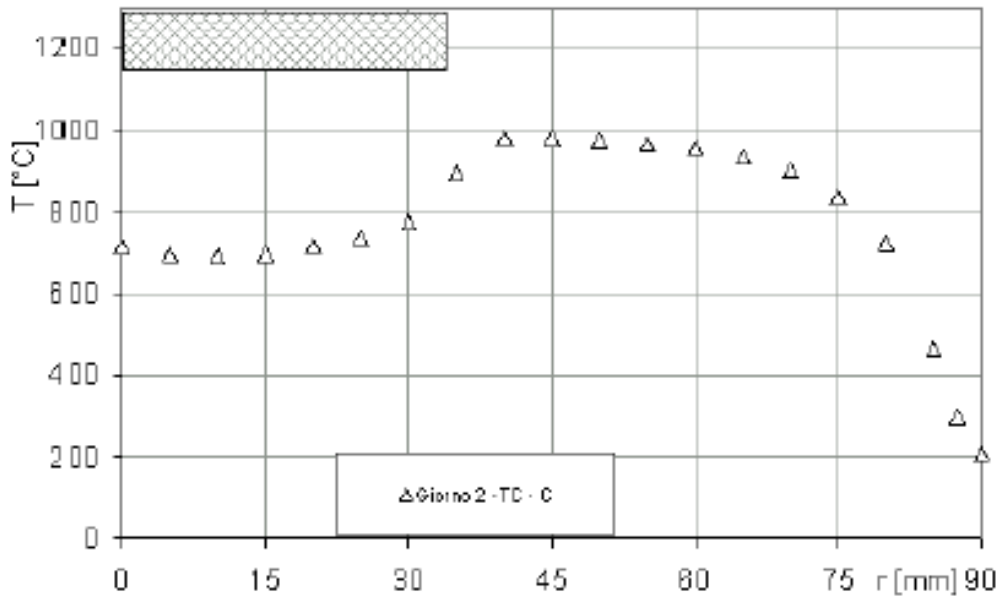


Fig. 10.67: Profili di temperatura sperimentali in camera di combustione

P_{max} 75/60 Attacco 4

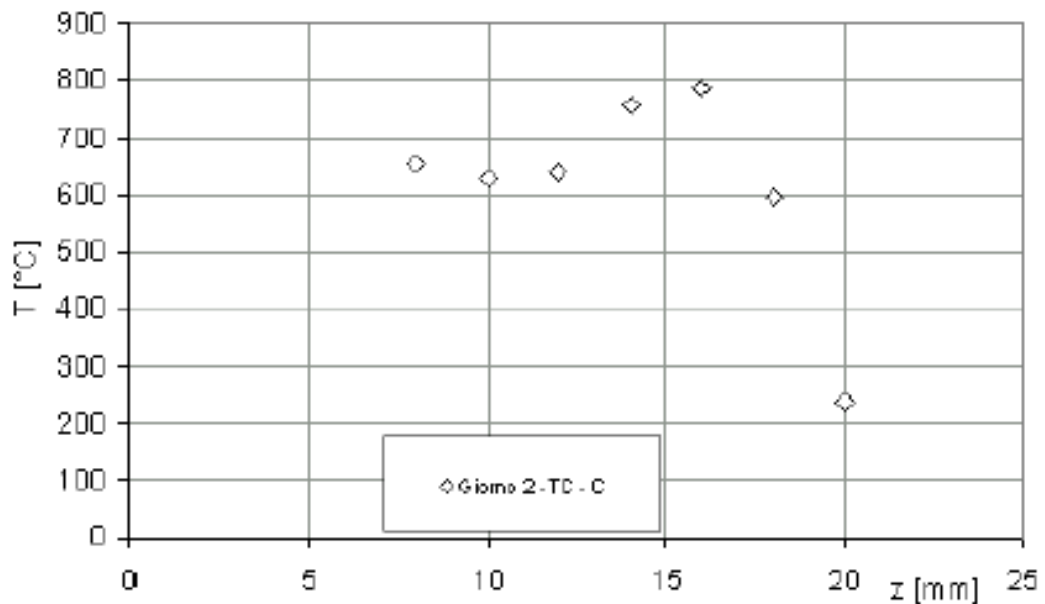


Fig. 10.68: Profili di temperatura sperimentali in camera di combustione

P_{max} 75/60 Attacco 10

Considerazioni sulla prova P_{max} 40/30

Analizzando i grafici per questa prova si può notare che, per l'attacco 3:

- esiste una zona all'interno della camera di combustione abbastanza estesa (da $r = 35$ mm a $r = 60$ mm) a temperatura circa costante attorno ad un valore di 970°C ;
- al bruciatore, si può invece riscontrare un lieve abbassamento della temperatura stessa, che si porta a circa 900°C : questo fatto è probabilmente dovuto all'arrivo, in corrispondenza della superficie porosa, della miscela fresca;
- infine si può notare che la maggior parte del salto di temperatura (da 900°C alla temperatura di parete di circa 43°C) è localizzato in una regione abbastanza sottile in prossimità della parete stessa; si vuole sottolineare che non sono presenti valori di temperatura negli ultimi 5 mm in quanto si sono ritenute le misure non attendibili.

Per le misure in corrispondenza dell'attacco 4 si può notare che:

- il profilo di temperatura dal bruciatore alla parete è molto vicino a quello rilevato nel punto di presa 3, sia dal punto di vista dell'andamento che dei valori assoluti;
- dal bruciatore all'asse, invece, si nota una progressiva diminuzione della temperatura fino ad un valore di circa 700°C , dovuto al fatto che la superficie inferiore del bruciatore non è porosa ed agisce quindi come schermo per la fiamma; il

riscaldamento di questa zona dovrebbe essere quindi solo dovuto a scambio termico convettivo.

Per le misure in corrispondenza dell'attacco 10 si può notare che:

- le temperature, che si attendevano essere circa costanti, appaiono invece piuttosto disperse in circa 200°C (tra 600°C e 800°C); questo è probabilmente dovuto a due fattori: (i) l'inaccuratezza delle misure, che può raggiungere anche il 10-15 %; (ii) la presenza nella geometria della camera di combustione di irregolarità della superficie a contatto con l'acqua, che generano zona di disuniformità di flusso.

- la misura in corrispondenza di $z = 200$ mm è stata fatta sulla parete sul fondo della camera di combustione, che essendo a contatto con l'acqua, è fortemente influenzata dalla temperatura dell'acqua stessa.

Considerazioni sulla prova P_{\min} 40/30

Per le misure eseguite nell'attacco 3, appare evidente che, rispetto alle misure precedenti a P_{\max} 40/30, qui la zona a temperatura quasi costante è sostituita da una zona ad andamento parabolico decrescente estesa a tutta la camera di combustione; i valori di temperatura sono ovviamente più bassi (la potenza è minore), presentando una temperatura massima di poco superiore agli 800°C . Si riscontra ancora un lieve abbassamento della temperatura in corrispondenza della parete del bruciatore come nella prova a P_{\max} 40/30.

Per le misure in corrispondenza dell'attacco 4 si possono estendere le stesse considerazioni fatte per la prova P_{\max} 40/30 con l'unica differenza che qui si presentano profili di temperatura traslati verso valori più bassi.

In corrispondenza dell'attacco 10 si può notare ancora una volta come le temperature continuino ad essere piuttosto disperse, ad ulteriore conferma della prova precedente. Le temperature sono comprese tra i 400°C e i 600°C .

Considerazioni sulla prova P_{\max} (75/60)

E' interessante notare come i profili di temperatura per la prova a carico massimo ma con $\Delta T = 75^{\circ}\text{C}/60^{\circ}\text{C}$ siano praticamente coincidenti, sia come andamenti che come valori assoluti, a quelli per il carico massimo ma con $\Delta T = 40^{\circ}\text{C}/30^{\circ}\text{C}$.

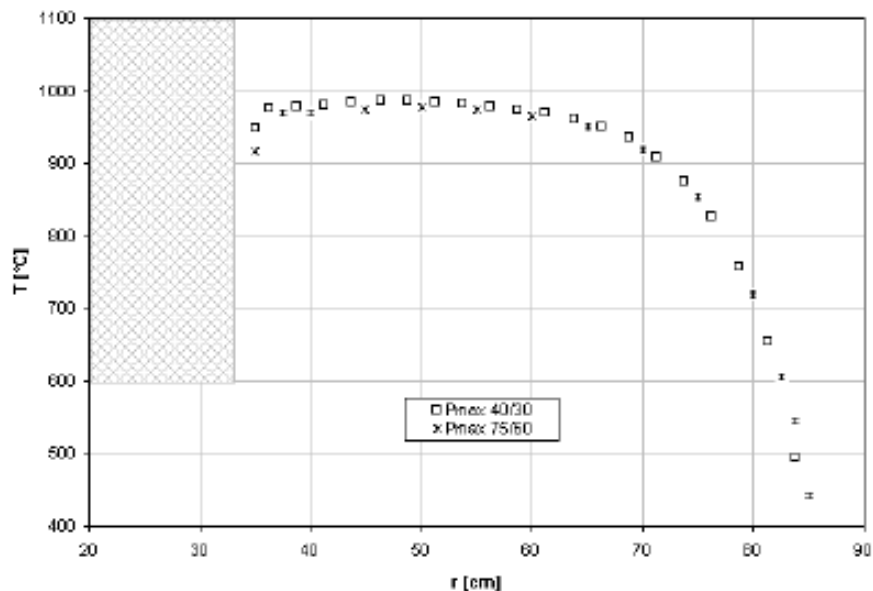


Fig. 10.69: Confronto tra i profili di temperatura sperimentali in camera di combustione a P_{\max}

Da questa considerazione si può concludere che le temperature in quasi tutto lo spazio compreso tra il bruciatore e le pareti a contatto con l'acqua dipendono dal carico termico, mentre la dipendenza dalla temperatura dell'acqua è ristretta ad un piccolo strato in corrispondenza della parete di confine fumi di combustione/acqua.

Valutazioni utili per la simulazione numerica

La condizione che si è deciso di simulare per la validazione del codice di calcolo è stata quella denominata $P_{\max} 40/30$, e cioè la prova alla potenza massima di 25 kW e con salto di temperatura tra ingresso ed uscita dell'acqua da 30°C a 40°C. Questa scelta è stata effettuata essenzialmente per due motivi:

- la condizione a potenza massima è la condizione di lavoro a cui, nell'uso comune, è più frequentemente soggetta la caldaia in questione;
- le prove effettuate a questo carico sono state quelle ripetute più volte e quelle con esito complessivo meno incerto.

Nel caso in esame, si è cercato anche di stimare in quale dei regimi di combustione lavora il bruciatore. Per fare questo si è operato in due modi:

- si è rilevato il colore del bruciatore con visione diretta attraverso un oculare presente sulla caldaia di prova, che, nel caso di potenza massima, è risultato essere arancione ma con

presenza di piccolissime fiammelle blu sulla superficie del bruciatore stesso;

- attraverso il calcolo del carico termico (o intensità di combustione) del bruciatore definito come:

$$Q = P_{th} / S = q K_i / 2 \pi r h$$

dove P_{th} è la potenza termica introdotta attraverso il combustibile ed S è la superficie complessiva del bruciatore.

	$P_{max}(40/30)$	
Combustibile	Metano	
Potere calorifico combustibile	34370	kJ/m ³
Portata combustibile q	2.5	m ³ /h
Coefficiente di eccesso d'aria λ	1.3	
Portata d'acqua	871	m ³ /h
Temperatura acqua ingresso	40	°C
Temperatura acqua uscita	30	°C
Temperatura bruciatore	900	°C
Raggio bruciatore r	0.070	m
Altezza bruciatore h	0.185	m

Fig. 10.70: Parametri generici di funzionamento

Avvalendosi di correlazioni grafiche reperite in letteratura, si può valutare qualitativamente, in funzione dell'eccesso d'aria e dell'intensità di combustione Q , in quale regime lavora il bruciatore. Considerando quindi che per il nostro caso si ha un eccesso d'aria del 30% ed un'intensità di combustione $Q=632$ kW/m² e tenendo conto delle rilevazioni visive sulla caldaia, si è ritenuto plausibile pensare che il regime di combustione del bruciatore sia al limite fra il modo per irraggiamento e quello di transizione.

E' stato poi stimato che per le suddette condizioni, le emissioni di NOx debbano essere inferiori alle 15 ppm mentre

quelle di CO debbano risultare estremamente basse. Sono state stimate per il bruciatore le temperature di superficie in funzione delle potenze erogate per diversi eccessi d'aria, le quali, nelle condizioni sopra citate, dovrebbero essere comprese tra i 750°C e i 900°C.

Tramite alcune delle grandezze rilevate durante la sperimentazione sono stati ricavati i rendimenti utili della caldaia ai diversi regimi di funzionamento. Di seguito viene riportato per esteso soltanto il calcolo del rendimento per la prova P_{\max} 40/30, per tutte le altre prove il procedimento è analogo.

Il rendimento utile di combustione è pari a:

$$\eta_u = P_u / P_t$$

dove P_u e P_t indicano rispettivamente la potenza utile e la potenza termica totale.

La potenza utile è data dalla seguente espressione:

$$P_u = c_p (T_{\max} - T_{\min}) m_{H_2O}$$

dove:

- c_p è il calore specifico dell'acqua, che, nell'intervallo di temperatura considerato, assume un valore costante pari a 4.18 kJ/kg°C;

- T_{\max} è la temperatura di mandata dell'acqua che assume, per la prova presa

in esame, il valore di 39.6°C;

- T_{\min} è la temperatura di alimento che è uguale a 14.2°C;

- m_{H_2O} è la portata in massa d'acqua che, dalle misurazioni svolte, è risultata pari a 827.38 kg/h.

Sostituendo i precedenti valori nell'espressione si ottiene una potenza utile P_u pari a 24.40 kW.

La potenza termica totale è data dalla seguente relazione:

$$P_t = f_c K_i Q_{gas}$$

dove:

- f_c è un fattore di correzione che è funzione della pressione atmosferica, p_{atm} , della pressione e della temperatura del gas a monte del contatore, indicati rispettivamente con p e T_g . tale fattore può essere calcolato con l'espressione

$$\sqrt{\frac{1013 + p}{1013} \cdot \frac{p_{atm} + p}{1013} \cdot \frac{288}{273 + T_g}} = 1.016$$

- K_i è il potere calorifico inferiore del combustibile che vale 34370 kJ/m³;

- Q_{gas} è la portata in volume del combustibile che è pari a circa 2.5 m³/h.

Sostituendo questi valori nell'espressione si ottiene una potenza totale P_t pari a 24.40 kW.

Si ricava, quindi, il rendimento utile di combustione che, per la prova in esame, è pari a $\eta_u = 0.99$.

Prove sperimentali di Leonardi, Gore e Viskanta

Per verificare l'attendibilità dei risultati delle simulazioni, si è deciso di prendere come riferimento le rilevazioni sperimentali di Leonardi, Gore e Viskanta (2003) all'interno di un apparato contenente un bruciatore in FeCrAlloy. Nella figura seguente è schematizzato l'apparato sperimentale:

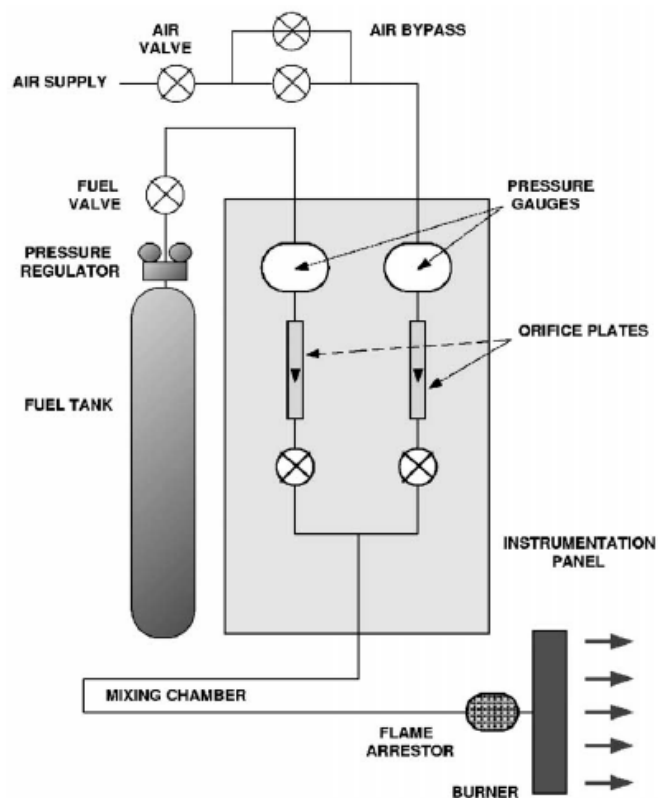


Fig. 10.71: Schema dell'apparato sperimentale

Le misure effettuate hanno riguardato le temperature assunte dalla superficie solida del bruciatore e dai gas in prossimità dei bruciatori stessi durante la combustione.

Per quanto riguarda la superficie solida dei bruciatori, è stata misurata una temperatura approssimata attraverso un radiometro calibrato posizionato nell'immediata vicinanza della maglia metallica. Tale valore è stato poi verificato utilizzando un radiometro spettrale.

Per quanto riguarda invece la temperatura assunta dai gas in prossimità dei bruciatori, le misure sono state effettuate attraverso uno spettrometro a raggi infrarossi. Le prove sono state effettuate su due tipologie di bruciatore: bruciatore a singolo strato (Single Layer) e bruciatore a doppio strato (Double Layer, con distributore e maglia metallica). Il bruciatore presente nella caldaia in esame rientra, come precedentemente descritto, nella categoria Double Layer.

Le misure di temperatura sono state effettuate per diversi valori del *Firing Rate* e dell'Equivalence Ratio ϕ (cioè l'inverso dell'eccesso d'aria e):

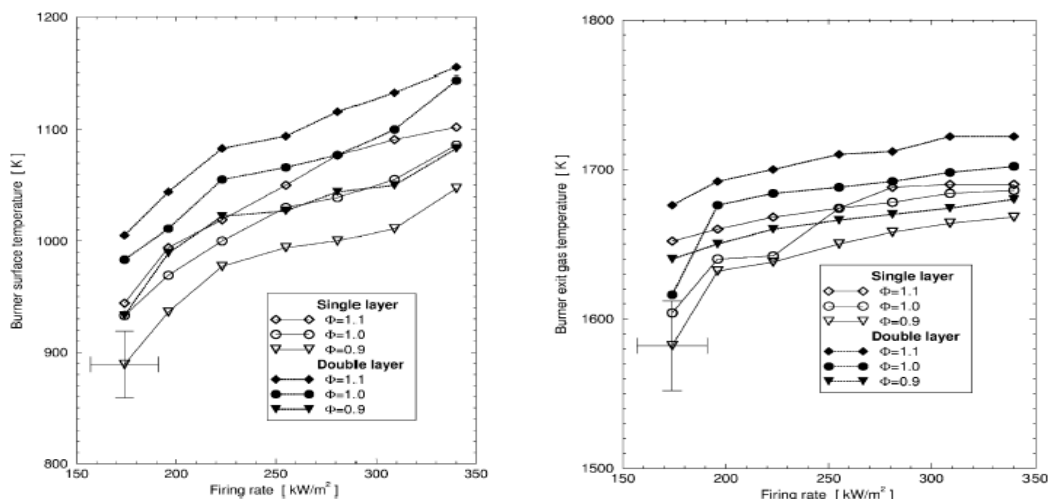


Fig. 10.72: Temperature del bruciatore solido e dei gas in prossimità della maglia

Un ulteriore risultato delle prove ha riguardato i valori dell'efficienza radiativa e totale dei bruciatori. L'efficienza radiativa η_R è definita come il rapporto tra la potenza radiativa totale Q_e emessa dal bruciatore e la potenza in ingresso P :

$$\eta_R = Q_e / P$$

L'efficienza totale η_T si calcola invece come il rapporto tra il flusso di energia totale, convettivo e radiativo, trasferito al carico E_{tot} (nel caso della caldaia in esame, alle pareti lato acqua) e il *Firing Rate* (FR):

$$\eta_T = E_{tot} / FR$$

Nei grafici seguenti sono riportati gli andamenti delle suddette efficienze per le due tipologie di bruciatore esaminate al variare del *Firing Rate* e di Φ :

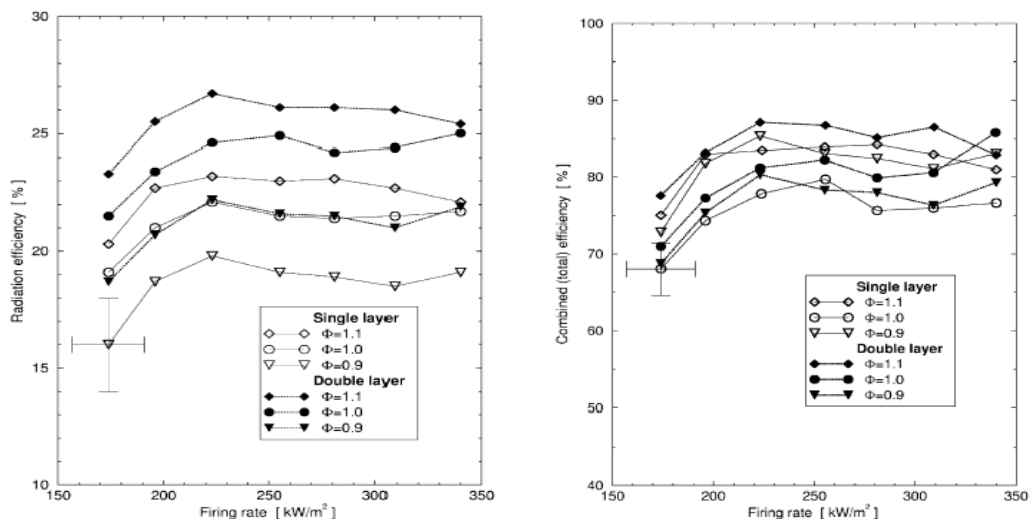


Fig. 10.73: Andamento delle efficienze radiativa e totale

10.9 IL MODELLO NUMERICO REALIZZATO

In questo lavoro è riportato il modello numerico ritenuto come il risultato finale di diversi anni di simulazioni effettuate sul prototipo di caldaia in esame. Questo risultato è stato raggiunto attraverso una lunga serie di ipotesi sulla geometria da utilizzare, di studi di sensibilità a vari modelli numerici, di comparazioni tra differenti configurazioni, utilizzando diversi codici numerici di modellazione solida, di generazione della griglia e di simulazione numerica.

Il modello numerico, qui presentato non si può, tuttavia considerare come il traguardo finale dello studio numerico dei sistemi TPV. Infatti, riassumendo, i risultati presentati in questo lavoro rappresentano:

- la validazione di un modello numerico in grado di simulare il complesso fenomeno di combustione e di irraggiamento all'interno di una caldaia ad irraggiamento
- favorire la comprensione dei fenomeni fisici e numerici legati alla combustione nella caldaia in oggetto
- il primo tentativo di quantificare l'energia elettrica producibile da un ipotetico sistema TPV installato nel prototipo di caldaia in oggetto
- la possibilità di valutare il tipo di celle fotovoltaiche utilizzabili con il bruciatore a superficie metallica irraggiante utilizzato nella sperimentazione

Modellazione solida della caldaia

La geometria della caldaia in oggetto è stata modellizzata in modi sostanzialmente diversi dall'inizio di questi studi numerici. Se i primi modelli prodotti da Pezzolati nel 2001 prevedevano solamente il dominio fluidodinamico della camera di combustione a valle del bruciatore, tutto il processo di studio è stato teso alla generazione di un modello numerico il più possibile simile al sistema reale.

Al fine di utilizzare geometrie, e quindi griglie, poco complesse, sono stati effettuati numerosi tentativi con modelli porosi per la simulazione del bruciatore che però hanno dimostrato di avere forti limiti alla simulazione dello scambio termico tra miscela e maglia irraggiante.

Successivamente sono stati realizzati modelli geometrici della geometria del distributore e del bruciatore sempre più accurati e vicini alla loro reale morfologia. Di conseguenza è stato possibile modellare anche i domini solidi del distributore e del bruciatore al fine di simulare lo scambio termico coniugato con la miscela.

Inoltre è stato affrontato il problema rappresentato da un reale ingresso della miscela in direzione assiale come avviene nella realtà. Tale aspetto è rappresentato dalla caratteristica geometrica del bruciatore che ha lo scopo di produrre nella miscela prossima al bruciatore le condizioni necessarie a raggiungere l'accensione. Numericamente risulta complesso produrre un modello numerico in grado di prevedere l'accensione della fiamma solo a valle del distributore e non all'interno di questo.

Il risultato di questi studi, qui brevemente sintetizzati, ma che hanno richiesto numerose analisi e una necessaria evoluzione delle competenze in materia, ha prodotto due geometrie differenti, presentate di seguito.

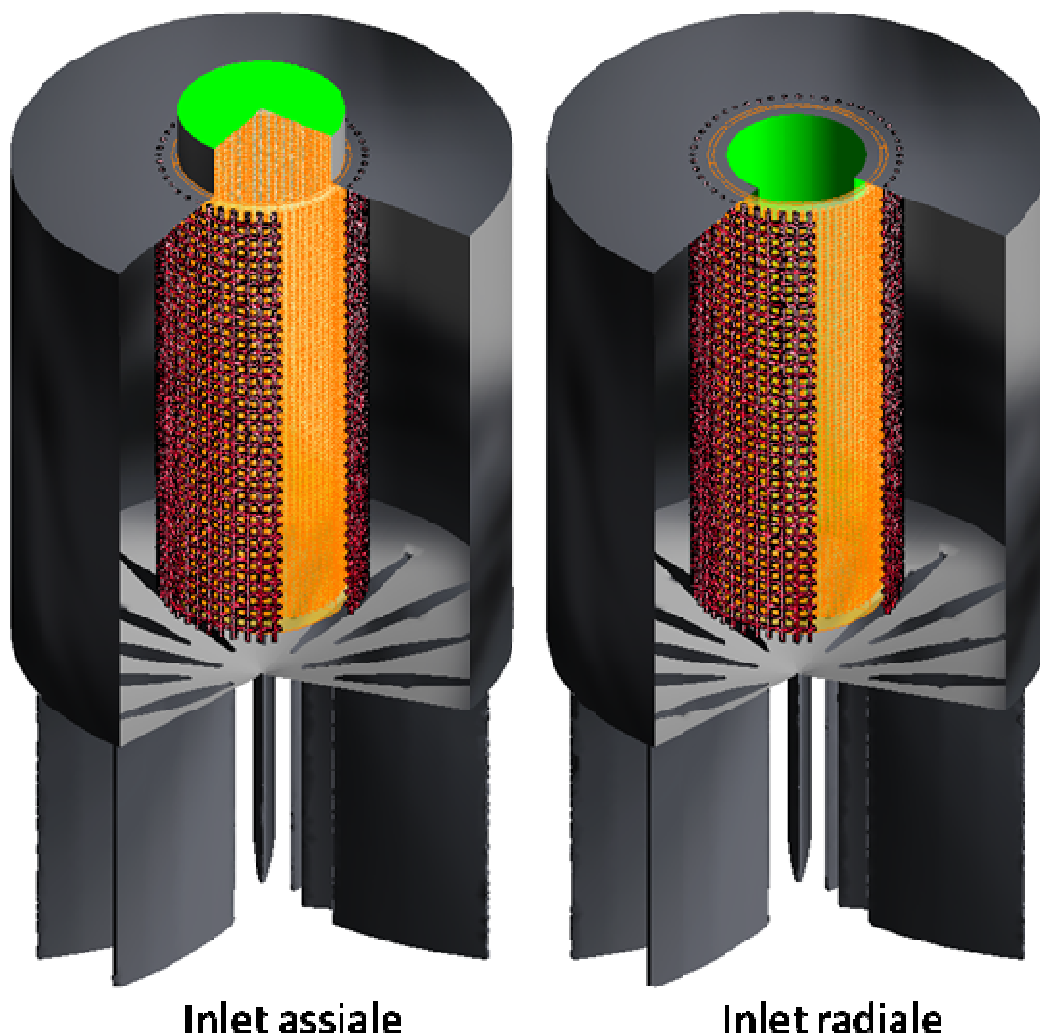


Fig. 10.74: Modelli geometrici del prototipo di caldaia MC25

Visto l'elevato numero dei fori del distributore (circa 20000 e di diametro 0,6 mm), è stato necessario semplificare il modello solido rispetto alla geometria reale al fine di utilizzare una

griglia di calcolo di dimensioni accettabili. Il concetto utilizzato è stato quello di modellare un distributore meno complesso con un numero ed un diametro di fori tale da ottenere la stessa area equivalente di passaggio della miscela. Il compromesso tra onere computazionale e verosimiglianza del modello ha prodotto circa 6048 fori di diametro di 1,5 mm. E' evidente che tale differenza tra la geometria reale del distributore ed il relativo modello numerico può generare uno scostamento nel comportamento della miscela. Se si pensa alla funzione del distributore di portare la miscela a condizioni di pressioni tali da raggiungere l'accensione, un numero inferiore di fori di diametro necessariamente inferiore potrebbe evitare questo effetto. Tuttavia i limiti computazionali imposti sia dalle workstation utilizzate, sia di sistemi operativi e dagli stessi codici numerici impiegati, sono tali da dover accettare questo compromesso.

Anche la geometria della maglia del bruciatore è stata semplificata rispetto alla realtà, ma introducendo un'approssimazione inferiore. Il bruciatore modellato è caratterizzato da una rete regolare di tele di 2,0 mm di diametro che si incrociano in 36 passaggi circonferenziali e 48 passaggi assiali. Di seguito è rappresentata la foto del distributore e del bruciatore utilizzati e la relativa modellizzazione numerica.

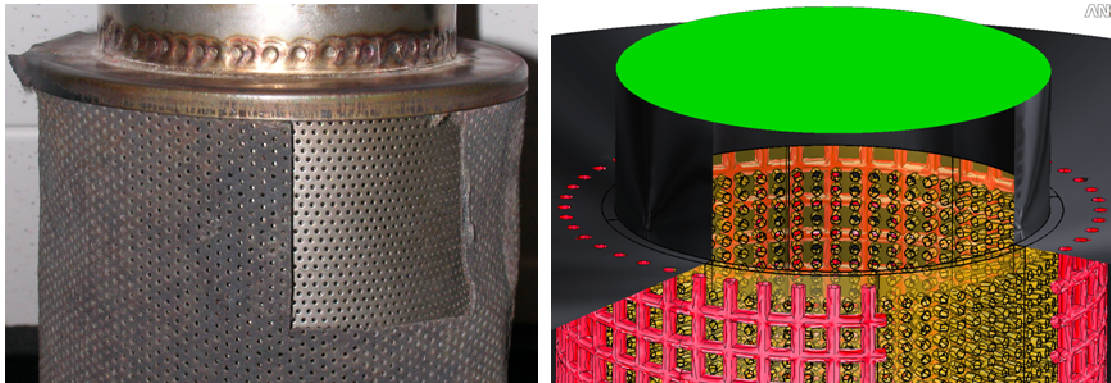


Fig. 10.75: Distributore e bruciatore

A parte le precedenti semplificazioni che risultano sostanziali nella simulazione del prototipo in esame, le pareti esterne della camera di combustione sono state lievemente modificate ma con modifiche ininfluenti sui risultati numerici. Di seguito sono, quindi, riportati i due modelli geometrici implementati nelle analisi riassuntive qui presentate.

Le due geometrie sono relative a un settore circolare assialsimmetrico e periodico di 45° poiché, grazie alle condizioni di periodicità permettono di simulare il comportamento di tutta la camera di combustione. La differenza tra i due modelli sta unicamente nella sezione di ingresso della miscela. Nel primo caso tale passaggio è esattamente assiale e posizionato sopra alla caldaia così come avviene nella realtà. Nel secondo caso, invece, l'ingresso è stato spostato poco a monte del distributore descrivendo un passaggio cilindrico. A fronte di una portata equivalente di miscela, è stato necessario introdurre questa variante, assolutamente non realistica, al fine di ottenere una distribuzione di pressione omogenea lungo tutta la lunghezza del distributore. L'obiettivo è quello di produrre una fiamma che avvolga tutto il bruciatore senza andare

in combustione all'interno del distributore, così come avviene nel reale funzionamento della caldaia. Si vedrà nel seguito che, con un inlet assiale tale problema sarà riscontrato in modo evidente.



Fig. 10.76: Modelli geometrici implementati nelle analisi CFD.
Settore assialsimmetrico con apertura di 45°

Generazione della griglia di calcolo

Le griglie generate su questi due modelli solidi sono del tutto simili e sono caratterizzate da circa 1100000 elementi tetraedrici. Di seguito sono riportate alcune immagini che ne descrivono la morfologia.

La griglie ottenute ed utilizzate non è particolarmente fitta per due ragioni:

- il rapporto tra superficie e volume delle geometrie del distributore e del bruciatore è molto elevato. Questo implica che per ottenere un buon raffittimento superficiale occorre generare un numero di elementi decisamente elevato.
- il numero di elementi posizionato alle interfacce presenti tra il domino fluido e quelli strutturali è molto elevato e risulta un notevole limite al carico computazionale affrontabile dalle workstation utilizzate

Griglia tetraedrica non strutturata da 1100000 elementi

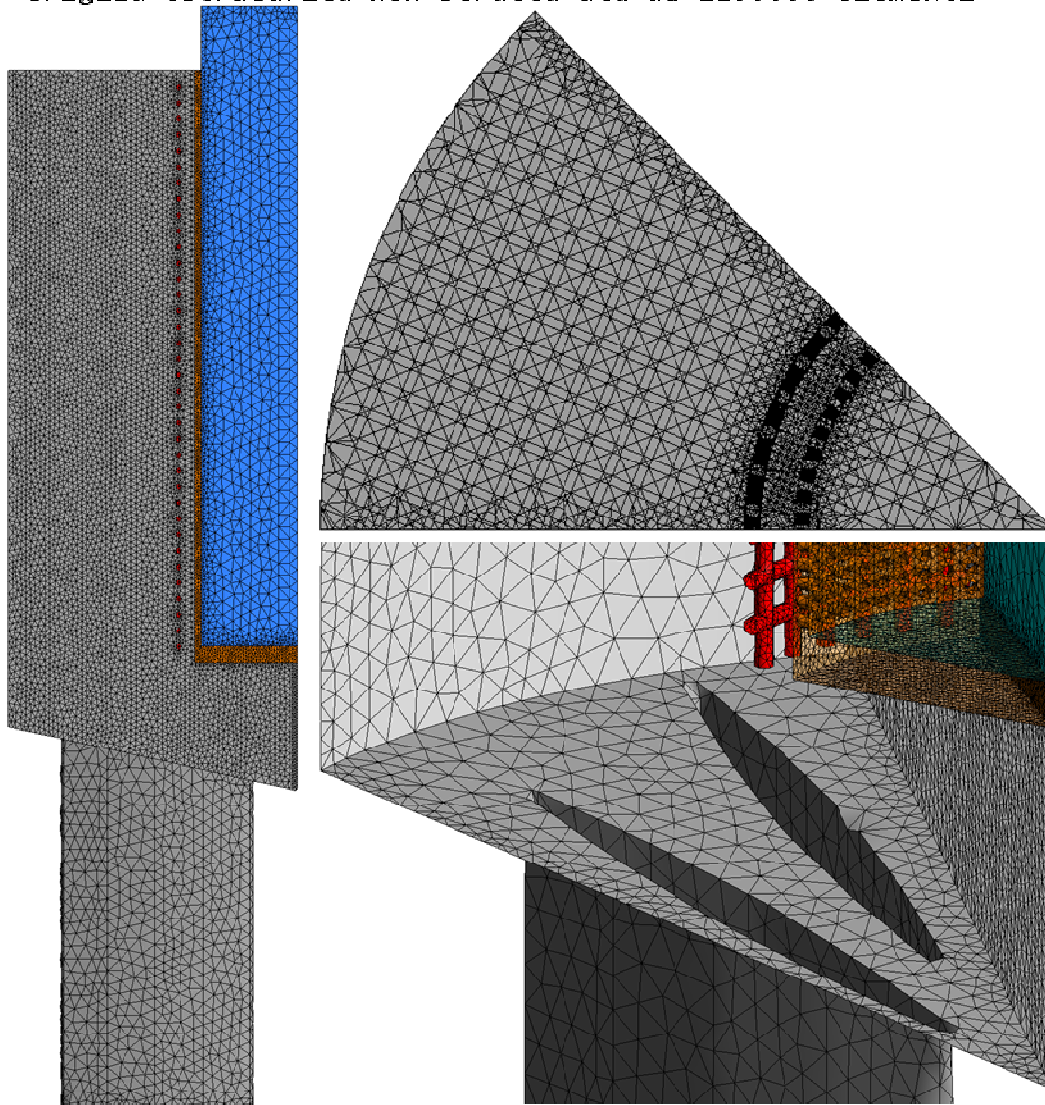


Fig. 10.77: Griglia di calcolo

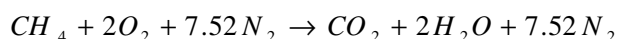
Condizioni al contorno

La caldaia è del tipo a pre-miscelazione. In ingresso si ha quindi una miscela di metano, ossigeno e azoto in proporzioni variabili a seconda della potenza erogabile e dell'eccesso d'aria. In uscita, invece, saranno presenti, sempre con

proporzioni variabili a seconda delle condizioni in ingresso, i prodotti della combustione (acqua ed anidride carbonica) più eventuali emissioni inquinanti dovuti a combustione non ideale (monossido di carbonio, eventuali incombusti di metano e monossidi di azoto). Ovviamente, sarà sempre presente l'azoto presente nell'aria, in quantità costante tra ingresso ed uscita. Le proprietà di tutti i componenti, eccetto il coefficiente di assorbimento (che verrà introdotto in seguito), vengono prese secondo le impostazioni di default di CFX.

Per l'aria è stata considerata la composizione in massa standard: 23 % (21 % in moli) di ossigeno (O₂) con massa molecolare pari a 32 e 77 % (79 % in moli) di azoto (N₂) con massa molecolare pari a 28. Ne consegue una massa molecolare dell'aria, pari a 29.

Per determinare la quantità di miscela, si prende in considerazione la reazione stechiometrica di combustione:



Considerando il coefficiente d'eccesso d'aria e si ottiene la massa d'aria reale e di conseguenza la portata d'aria in ingresso per lo spicchio di 1/8 di caldaia simulato:

$$m_{aria} = m_{a_teorica} (1+e)$$

$$m_{aria}^{1/8} = [m_{a_teorica} (1+e)]/8$$

Conoscendo la portata in massa di metano in ingresso, dedotta dalla potenza in ingresso scelta e considerando il potere calorifico del metano pari a 49942 kJ/kg, si può calcolare la portata in massa complessiva della miscela sommando i contributi del metano e dell'aria:

$$\dot{m}_{\text{miscela}}^{1/8} = \dot{m}_{\text{CH}_4}^{1/8} + \dot{m}_{\text{aria}}^{1/8}$$

Dai risultati ottenuti è infine possibile calcolare le frazioni in massa in ingresso:

$$X_{\text{CH}_4} = \frac{\dot{m}_{\text{CH}_4}^{1/8}}{\dot{m}_{\text{miscela}}^{1/8}} ; X_{\text{aria}} = \frac{\dot{m}_{\text{aria}}^{1/8}}{\dot{m}_{\text{miscela}}^{1/8}}$$

da cui si possono dedurre le frazioni in massa di ossigeno e azoto:

$$X_{\text{O}_2} = 0.23 X_{\text{aria}}$$

$$X_{\text{N}_2} = 1 - (X_{\text{O}_2} + X_{\text{CH}_4})$$

Se si considerano le condizioni di temperatura e pressione in ingresso sopra riportate, si ottiene la densità della miscela secondo l'equazione:

$$R_{\text{miscela}} = X_{\text{aria}} R_{\text{aria}} + X_{\text{CH}_4} R_{\text{CH}_4}$$

da cui attraverso l'equazione di stato dei gas perfetti, si ottiene:

$$\rho_{\text{miscela}} = p / (R_{\text{miscela}} T)$$

Le densità di aria e metano valgono sono calcolate considerando le stesse condizioni di pressione e temperatura e sapendo che $R_{\text{aria}} = 0.287 \text{ kJ/kg K}$ e $R_{\text{CH}_4} = 0.518 \text{ kJ/kg K}$

Di seguito sono sintetizzate le condizioni al contorno relative al funzionamento reale a pieno carico del prototipo di caldaia in oggetto.

Portata CH ₄ [kg/s]	Potere calorifico [kJ/kg]	Potenza introdotta 1/8 [kW]	Potenza introdotta 1/1 [kW]						
0.00005914	49942	2.95	23.63						
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Frazione in massa CH₄ [%]</th> <th>Frazione in massa O₂ [%]</th> <th>Frazione in massa N₂ [%]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0.0424</td> <td>0.2203</td> <td>0.7374</td> </tr> </tbody> </table>				Frazione in massa CH ₄ [%]	Frazione in massa O ₂ [%]	Frazione in massa N ₂ [%]	0.0424	0.2203	0.7374
Frazione in massa CH ₄ [%]	Frazione in massa O ₂ [%]	Frazione in massa N ₂ [%]							
0.0424	0.2203	0.7374							
Portata CH ₄ [kg/s]	Potere calorifico [kJ/kg]	Potenza introdotta 1/8 [kW]	Potenza introdotta 1/1 [kW]						
0.00005914	49942	2.95	23.63						
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Potenza ceduta all'acqua 1/1 [kW]</th> <th>Potenza ceduta all'acqua 1/8 [kW]</th> <th>Rendimento termico [%]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>17.80</td> <td>2.22</td> <td>75.3%</td> </tr> </tbody> </table>				Potenza ceduta all'acqua 1/1 [kW]	Potenza ceduta all'acqua 1/8 [kW]	Rendimento termico [%]	17.80	2.22	75.3%
Potenza ceduta all'acqua 1/1 [kW]	Potenza ceduta all'acqua 1/8 [kW]	Rendimento termico [%]							
17.80	2.22	75.3%							

Fig. 10.78: Condizioni al contorno sperimentali

Da questi dati sono state calcolate le condizioni al contorno delle simulazioni implementate che sono state applicate ad un settore assialsimmetrico di 45° al quale sono state applicate le necessarie condizioni di periodicità per estendere lo studio a tutti i 360°.

Portata miscela in INLET [kg/s]	Temperatura miscela in INLET [°C]	Frazione in massa CH ₄ in INLET [%]	Frazione in massa O ₂ in INLET [%]	Frazione in massa N ₂ in INLET [%]								
0.00130627	19	0.0424	0.2203	0.7374								
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Pressione gas in OUTLET [Pa]</th> <th>Temperatura pareti lato acqua [°C]</th> <th>Emissività pareti lato acqua [-]</th> <th>Diffusività pareti lato acqua [-]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>40</td> <td>0.8</td> <td>0.8</td> </tr> </tbody> </table>					Pressione gas in OUTLET [Pa]	Temperatura pareti lato acqua [°C]	Emissività pareti lato acqua [-]	Diffusività pareti lato acqua [-]	0	40	0.8	0.8
Pressione gas in OUTLET [Pa]	Temperatura pareti lato acqua [°C]	Emissività pareti lato acqua [-]	Diffusività pareti lato acqua [-]									
0	40	0.8	0.8									

Fig. 10.79: Condizioni al contorno numeriche applicate ad un settore assialsimmetrico di 45°

Nell'impostazione del dominio solido del bruciatore è stato definito il materiale della maglia metallica FeCrAlloy. La caratteristica principale di questo materiale è l'elevata emissività. Altri valori caratteristici sono:

Conducibilità termica a 23°C	16 W/m K
Emissività	0.7÷0.8
Espansione termica	11.1 10 ⁻⁶ K ⁻¹
Temperatura massima di esercizio	1100-1300 °C
Densità	722 kg/m ³
Punto di fusione	1380-1490 °C

Fig. 10.80: Caratteristiche del materiale del bruciatore FeCrAlloy

Il dominio solido del distributore è stato, invece, modellato con le normali caratteristiche dell'acciaio, implementate di default in ANSYS CFX 11.0.

Modelli numerici implementati

I modelli numerici utilizzati in queste simulazioni sono:

- Modello di turbolenza: k-ε
- Modello di combustione: EDM
- Velocità di combustione: CFXstd
- Modello di irraggiamento: Discrete Transfer/Monte Carlo
- Modello spettrale: Multiband/Grey

La scelta del modello di irraggiamento, non discusso nei capitoli precedenti, è stata univoca in funzione del fatto che in presenza di domini sia solidi che fluidi ANSYS CFX 11.0

impone l'utilizzo del Discrete Transfer nel fluido e del Monte Carlo nel solido. Per quanto riguarda il modello spettrale, invece, se ad una prima risoluzione delle analisi è stato utilizzato il più semplice e robusto Gres, è stato poi implementato il Multiband in grado di valutare la lunghezza d'onda della radiazione emessa dal bruciatore ed assorbita dalle pareti adiacenti al lato acqua. Di seguito è presentata una panoramica sulla teoria dei modelli numerici di irraggiamento.

10.10 IRRAGGIAMENTO E MODELLI NUMERICI DI IRRAGGIAMENTO

Con i termini trasferimento di calore per irraggiamento e radiazione termica si è soliti descrivere il fenomeno del trasferimento di calore dovuto alle onde elettromagnetiche.

L'irraggiamento è uno dei tre modi attraverso cui avviene la propagazione del calore. Tale tipologia di scambio termico si presenta ad ogni temperatura ed interessa tutti gli aggregati materiali, non importa se solidi, liquidi o gassosi.

La quantità di calore emessa da un corpo per irraggiamento è proporzionale a T^4 , cioè alla quarta potenza della sua temperatura: perciò a basse temperature l'irraggiamento è responsabile di una frazione trascurabile del flusso di calore rispetto alla convezione e alla conduzione, ma al crescere della temperatura la sua importanza aumenta rapidamente fino a diventare il principale artefice della trasmissione del calore per temperature medio-alte.

Fisicamente l'irraggiamento consiste nell'emissione di onde elettromagnetiche generate dagli atomi e molecole eccitati dall'agitazione termica, che si diseccitano emettendo fotoni di lunghezza d'onda proporzionale alla loro temperatura. I corpi a temperatura ambiente emettono fotoni nella gamma degli infrarossi, che per questo sono anche detti *raggi termici*; corpi molto freddi irradiano microonde (quelli vicini allo zero assoluto semplici onde radio), mentre i corpi molto caldi arrivano ad emettere luce visibile, dapprima rossa (temperatura del cosiddetto *calor rosso*, circa 700 C°) poi sempre più bianca (temperatura del *calor bianco*, circa 1200 C°). Man mano che la temperatura aumenta, la frequenza della luce emessa aumenta fino

al bianco-azzurro, per poi passare ai raggi ultravioletti, e ai raggi X nel caso di plasmi stellari a temperature dell'ordine di milioni di gradi.

La natura della radiazione termica

La radiazione termica è uno dei principali meccanismi di trasferimento del calore in bruciatori industriali. L'irraggiamento è la trasmissione di energia attraverso onde elettromagnetiche, caratterizzate da una lunghezza d'onda ed una frequenza correlate fra loro mediante la seguente relazione:

$$\lambda = \frac{c}{\nu}$$

in cui λ è la lunghezza d'onda, c è la velocità della luce e ν è la frequenza. La classificazione delle varie tipologie di radiazione è mostrata nella figura seguente:

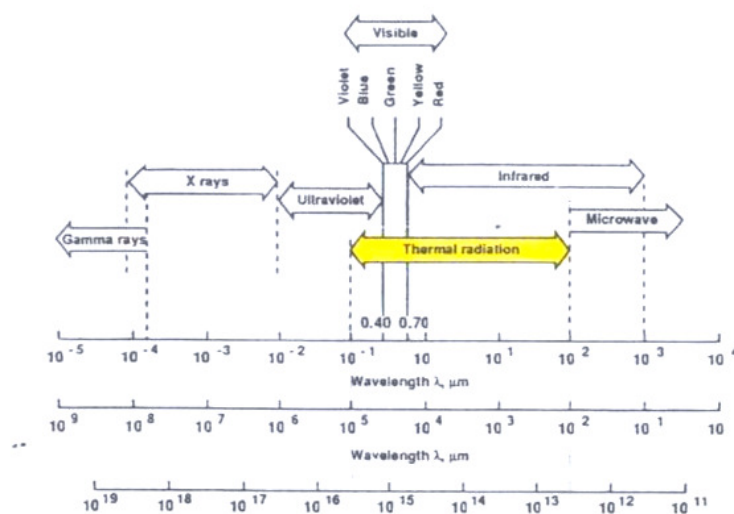


Fig. 10.81: Spettro elettromagnetico

Come si può notare, la radiazione sviluppata in fase di combustione riguarda soprattutto il campo dell'infrarosso.

Quando un fascio di luce colpisce una superficie che separa due mezzi diversi una porzione dell'energia incidente viene riflessa mentre la restante porzione penetra nel secondo mezzo: la proporzione fra le due frazioni dipende dall'angolo di incidenza del fascio sulla superficie e dal grado di trasparenza del secondo mezzo.

Se il secondo mezzo non ha spessore infinito, il fascio residuo di energia incontra ad un certo punto una seconda superficie di separazione tra due mezzi e quindi si ripete la situazione di prima: parte dell'energia viene riflessa e parte prosegue il proprio cammino. La frazione di energia che viene riflessa dalla seconda superficie ritorna verso la prima, ove nuovamente si ha che parte dell'energia incidente viene riflessa, parte riesce ad attraversare la superficie: in conclusione si ha che se E è l'energia specifica incidente sulla prima superficie, una parte E_r di essa viene rinviata nel mezzo di provenienza, una parte E_t di essa riesce ad attraversare il secondo mezzo e la seconda superficie di separazione, mentre una terza porzione E_a resta imprigionata nel secondo mezzo. Pertanto si ottiene che:

$$E_r + E_t + E_a = E$$

Se si definiscono i coefficienti r di riflessione, t di trasmissione ed a di assorbimento come i rapporti fra le suddette porzioni di energia ed il suo valore complessivo, dalla (sopra) vale la seguente relazione:

$$r + t + a = 1$$

Si definisce opaco un corpo che non si lascia attraversare dalle onde elettromagnetiche.

Le proprietà relative all'irraggiamento sono estremamente importanti nel caso in cui sia necessario determinare la quantità di radiazione trasferita ad un mezzo e da un mezzo.

Tale analisi viene complicata dal fatto che le proprietà relative all'irraggiamento sono funzione della lunghezza d'onda, dell'angolo di incidente, delle condizioni superficiali e dello spessore. Il comportamento del vetro ad esempio è influenzato dalla lunghezza d'onda, infatti trasmette la radiazione ultravioletta con lunghezza d'onda inferiore ed assorbe radiazione infrarossa con lunghezza d'onda maggiore. Inoltre per elevati angoli d'incidenza una superficie risulta essere molto riflettente, mentre per un angolo d'incidenza normale aumenta il suo coefficiente di assorbimento. Per quanto riguarda lo spessore del materiale, uno strato sottile presenta un coefficiente di trasmissione maggiore rispetto ad uno più spesso.

Il potere emissivo

Si definisce *potere emissivo integrale* q la quantità di energia che nell'unità di tempo viene irradiata dall'unità di superficie: il valore di tale grandezza dipende, oltre che dallo stato superficiale del corpo, dalla sua temperatura. Il potere emissivo integrale è costituito dai contributi $\Delta_\lambda q$ relativi a tutti gli intervalli di lunghezza d'onda Δ_λ compresi nello

spettro, vale a dire tra i valori $\lambda = 0$ e $\lambda = \infty$; facendo tendere a zero $\Delta\lambda$, anche $\Delta_\lambda q$ tende a zero, però il loro rapporto tende ad un valore finito, detto *potere emissivo specifico o monocromatico* ε , definito dalla relazione:

$$\varepsilon = \lim_{\Delta\lambda \rightarrow 0} \frac{\Delta_\lambda q}{\Delta\lambda} = \frac{dq}{d\lambda}$$

Dalla precedente relazione si ha anche che:

$$q = \int_0^{\infty} \varepsilon(\lambda, T) d\lambda$$

essendo il potere emissivo specifico funzione oltre che dello stato superficiale del corpo, della lunghezza d'onda λ e della temperatura T .

Se si considera un cono di ampiezza $\Delta\omega$ con il vertice sulla superficie emittente, assunta unitaria, si ha che nell'unità di tempo questo cono è attraversato da una quantità di energia $\Delta_\omega q$; facendo tendere a zero l'ampiezza del cono, tende a zero anche $\Delta_\omega q$ ma non il rapporto fra le due grandezze; si definisce pertanto il *potere emissivo angolare* i con la seguente relazione:

$$\varepsilon = \lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} \frac{\Delta_\omega q}{\Delta\omega} = \frac{dq}{d\omega}$$

Per una sorgente puntiforme si ha:

$$q = \int_0^{4\pi} i d\omega$$

e per una sorgente estesa, che pertanto vede solo un semispazio:

$$q = \int_0^{2\pi} i d\omega$$

mentre in illuminotecnica si usano l'una o l'altra relazione, a seconda dei casi, in irraggiamento si utilizza quasi sempre la relazione sopra riportata, in quanto non vengono in genere utilizzate sorgenti puntiformi.

Spettro del potere emissivo di corpo nero

Quando si vuole descrivere con metodi analitici la realtà fisica, è necessario costruire anzitutto un modello ideale su cui basare ipotesi e definizioni: nel campo dell' irraggiamento questo modello è costituito dal concetto di *corpo nero*.

Con il termine corpo nero si definisce un oggetto che assorbe tutta la radiazione elettromagnetica incidente (e quindi non ne riflette), e che pertanto irradia solo energia emessa dal corpo stesso. Un corpo nero ha pertanto coefficiente di assorbimento unitario ($a=1$) e coefficienti di riflessione e di trasmissione nulli ($r = t = 0$).

L'intensità della radiazione emessa ad ogni lunghezza d'onda da un corpo nero dipende unicamente dalla sua temperatura. Lo spettro di emissione di corpo nero in funzione della temperatura

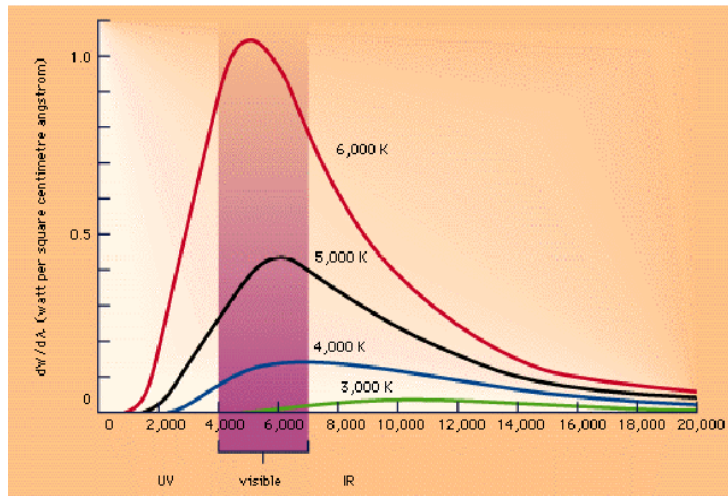


Fig. 10.82: Spettro di emissione di corpo nero

La luce emessa da un corpo nero viene denominata *radiazione del corpo nero* e la densità di energia irradiata *spettro di corpo nero*.

La differenza tra lo spettro di un oggetto e quello di un corpo nero ideale permette di individuare la composizione chimica di tale oggetto.

Un corpo nero è un radiatore ideale, emettendo il maggior flusso possibile per unità di superficie, ad ogni lunghezza d'onda per ogni data temperatura.

L'angolo solido

Quando l'energia radiativa lascia un mezzo entrando in un altro, il flusso di energia ha differenti valori nelle diverse direzioni. Allo stesso modo, il flusso di onde elettromagnetiche passante attraverso un mezzo può variare con la direzione. E' consuetudine descrivere il vettore direzione in termini di un

sistema di coordinate sferiche o polari. Si consideri una superficie opaca che emette una radiazione entro un altro mezzo, ad esempio l'aria. La superficie può emettere radiazioni elettromagnetiche in infinite direzioni, in cui ogni raggio penetra attraverso una semisfera di raggio unitario, come indicato in figura:

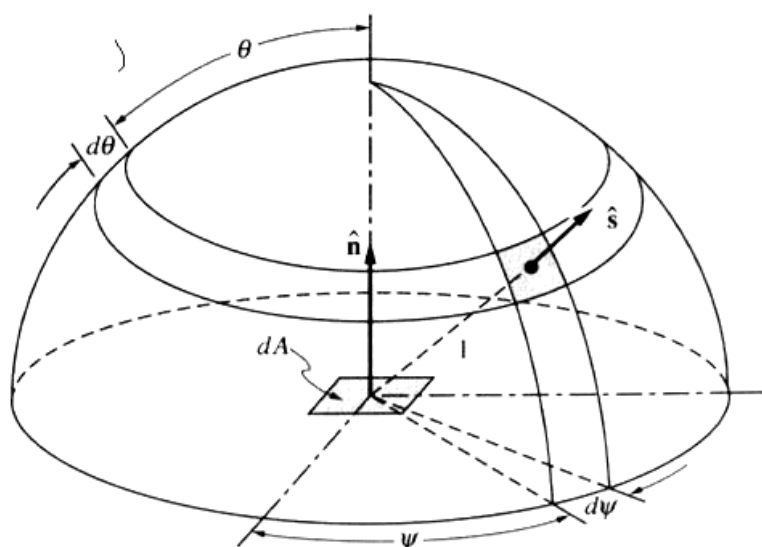


Fig. 10.83: Direzione di emissione e angoli solidi riferiti ad una semisfera unitaria

L'area totale della superficie di tale semisfera è pari a $2\pi l^2 = 2\pi$ che, come è noto, è l'angolo solido totale sopra una superficie. La direzione di emissione arbitraria è specificata dal versore \hat{s} , il quale può essere espresso in termini di angolo polare θ (misurato dal versore normale \hat{n}) e l'angolo azimutale ψ (misurato fra un asse arbitrario sulla superficie e la proiezione di \hat{s} sulla superficie stessa). Per una semisfera si ha che $0 \leq \theta \leq \pi/2$ e $0 \leq \psi \leq 2\pi$.

L'angolo solido con il quale una superficie è vista da un determinato punto è definito come la proiezione della superficie sul piano normale alla direzione del vettore, diviso per il quadrato della distanza (Figura 3.4).

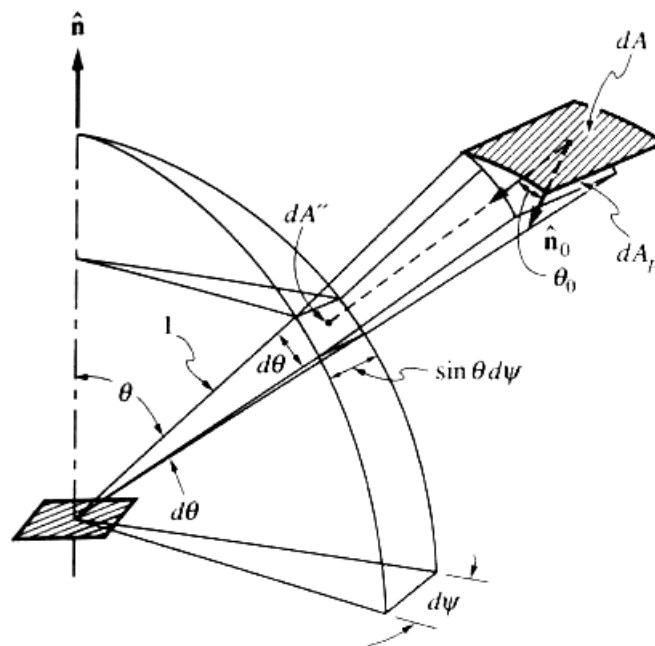


Fig. 10.84: Definizione di angolo solido

Se la superficie è proiettata sulla semisfera unitaria attorno al punto, l'angolo solido è paria alla proiezione dell'area stessa:

$$\Omega = \int_{A_p} \frac{dA_p}{S^2} = \int_{A_p} \frac{\cos \theta_0 dA}{S^2} = A_p''$$

Il vettore di direzione s in figura è associato ad un angolo solido infinitesimo pari all'area infinitesima sulla superficie della semisfera:

$$d\Omega = (1 \times \sin \vartheta d\psi)(1 \times d\vartheta) = \sin \vartheta d\vartheta d\psi$$

Integrando su tutte le possibili direzioni si ottiene:

$$\int_{\psi=0}^{2\pi} \int_{\vartheta=0}^{\pi/2} \sin \vartheta d\vartheta d\psi = 2\pi \quad ,$$

per il totale angolo solido sulla superficie. L'angolo solido può variare fra θ e 2π e viene misurato adimensionalmente in steradiani (sr).

L'intensità di radiazione

Si definisce *intensità di radiazione* I il rapporto fra la quantità di energia fluente attraverso un angolo solido di ampiezza $d\omega$ e l'angolo solido stesso, riferita all'unità di tempo e all'unità di superficie, valutata su di un piano, reale o immaginario, normale all'asse dell'angolo solido.

Si è soliti distinguere l'intensità spettrale dall'intensità totale:

- Intensità spettrale, I_λ : flusso di energia radiativa nell'unità di tempo, nell'unità di superficie (normale al raggio), nell'unità di angolo solido e nell'unità di lunghezza d'onda;
- Intensità totale, I : flusso di energia radiativa nell'unità di tempo, nell'unità di superficie (normale al raggio), nell'unità di angolo solido.

L'intensità spettrale e totale sono legate fra loro mediante la seguente relazione:

$$I(r, s) = \int_0^{\infty} I_{\lambda}(r, s, \lambda) d\lambda$$

in cui r è rappresenta il vettore di posizione che definisce la posizione di un punto nello spazio ed s è il vettore di modulo unitario espresso in funzione dell'angolo polare. Pertanto, mentre il potere emissivo integrale dipende solo dalla posizione e dalla lunghezza d'onda, l'intensità di radiazione dipende anche dal vettore di direzione s .

Il potere emissivo angolare e l'intensità di radiazione sono due grandezze il cui valore, in generale, oltre che dallo stato superficiale e dalla temperatura dipende dall'orientamento dell'asse dell'angolo solido $d\omega$ rispetto ad una direzione di riferimento: si tratterebbe quindi, a rigore, di grandezze vettoriali. Comunemente la loro natura vettoriale viene indicata con un indice α , individuabile nell'angolo che la direzione considerata forma con quella di riferimento: in particolare, per sorgenti estese quest'ultima coincide con la normale al piano tangente alla superficie che contiene la sorgente, passante per il centro della stessa.

Per una sorgente puntiforme di forma sferica il potere emissivo angolare i_{α} e l'intensità I_{α} sono legati mediante la relazione:

$$i_{\alpha} = I_{\alpha} \cos\alpha$$

Pertanto i due parametri sono tra loro proporzionali secondo il rapporto tra la superficie della sfera e quella del suo cerchio massimo.

Il flusso di calore radiativo

Si consideri la superficie mostrata in figura 3.5. La radiazione termica emessa da un angolo solido infinitesimo attorno alla direzione si incide una superficie con un'intensità pari a $I_\lambda(\mathbf{s}_i)$.

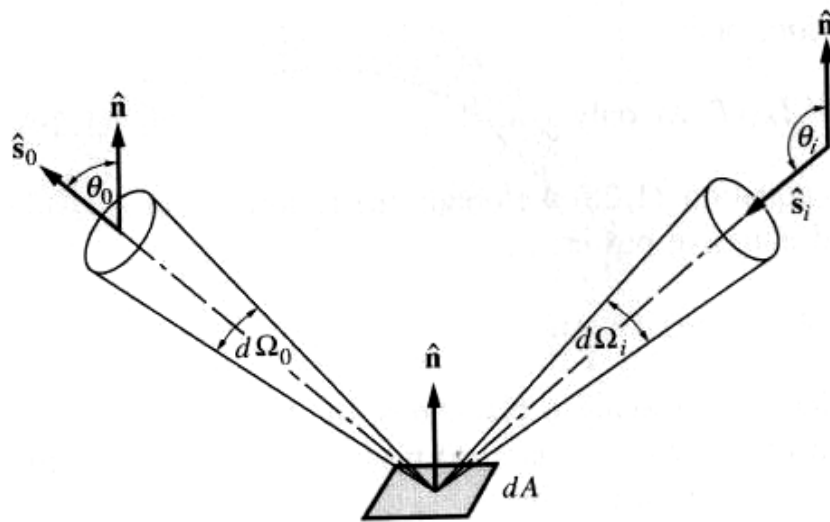


Fig. 10.85: Flusso di calore radiativo su di una superficie arbitraria

Richiamando la definizione di intensità, si ha che il flusso di calore infinitesimo per lunghezza d'onda sulla superficie è definito da:

$$dQ_\lambda = I_\lambda(\mathbf{s}_i) d\Omega_i dA_p = I_\lambda(\mathbf{s}_i) d\Omega_i (dA \cos\vartheta_i)$$

in cui il flusso di calore è considerato positivo in direzione della normale esterna della superficie (quindi entrante nel

mezzo), in modo tale che il flusso ricevuto ed entrante nella superficie sia negativo dal momento che $\cos\theta_i < 0$. Integrando su tutte le direzioni e dividendo per la superficie dell'area si ottiene il flusso di calore totale ricevuto per unità di lunghezza d'onda:

$$(q_\lambda)_{in} = \int_{\cos\vartheta_i < 0} I_\lambda(\mathbf{s}_i) \cos\vartheta_i d\Omega_i$$

Il calore perso dalla superficie lungo la direzione \mathbf{s}_0 ed integrato su tutte le direzioni i di uscita è dato da:

$$(q_\lambda)_{out} = \int_{\cos\vartheta_0 > 0} I_\lambda(\mathbf{s}_0) \cos\vartheta_0 d\Omega_0$$

Se la superficie è nera l'energia riflessa dalla superficie è nulla e pertanto $I_\lambda = I_{\lambda b}$ (infatti $(q_\lambda)_{out} = E_{b\lambda}$). Se la superficie non è nera, l'intensità uscente è costituita dall'emissione e dall'energia riflessa. Il flusso di calore uscente è positivo dal momento che entra nel mezzo. Il flusso di calore netto dalla superficie può essere calcolato dalla somma dei due contributi:

$$(q_\lambda)_{net} = (q_\lambda)_{in} + (q_\lambda)_{out} = \int_{4\pi} I_\lambda(\mathbf{s}) \cos\vartheta d\Omega$$

In cui il vettore \mathbf{s} rappresenta l'intervallo totale degli angoli solidi, 4π . Come si può facilmente vedere dalla figura 10.85, si ha che:

$$\cos\vartheta = \mathbf{n} \cdot \mathbf{s}$$

Dal momento che il flusso netto di calore è valutato come il flusso nella direzione positiva \mathbf{n} :

$$(q_\lambda)_{net} = \mathbf{q}_\lambda \cdot \mathbf{n} = \int_{4\pi} I_\lambda(s) \mathbf{n} \cdot s d\Omega$$

Per ottenere il *flusso radiativo totale* sulla superficie, l'equazione (3.19) deve essere integrata sullo spettro:

$$\mathbf{q} \cdot \mathbf{n} = \int_0^\infty \mathbf{q}_\lambda \cdot \mathbf{n} d\lambda = \int_0^\infty \int_{4\pi} I_\lambda(s) \mathbf{n} \cdot s d\Omega d\lambda$$

I fattori di forma o di vista

Per eseguire il calcolo dell'energia scambiata fra due superfici di estensione finita è fondamentale poter conoscere quanto vale l'energia che emessa dall'una va ad incidere sull'altra, o meglio il rapporto fra questa e la quantità complessiva di energia emessa. A tale proposito viene introdotto un parametro che prende il nome di *fattore di forma* o *fattore di vista*.

Il fattore di forma consente di studiare lo scambio termico per irraggiamento fra due e più corpi tenendo in considerazione proprietà, come l'orientazione relativa tra superfici, che altrimenti rappresenterebbero un problema assai complesso.

Si considerino due corpi A e B che scambiano calore. Parte della potenza emessa dal corpo A (\dot{Q}_a) viene recepita dal corpo B (\dot{Q}_{ab}) mentre un'altra parte si perde; questo è dovuto agli effetti della orientazione sulla trasmissione del calore per irraggiamento tra le due superfici .

E' inoltre abbastanza comune il fenomeno per il quale si recepisce una quantità di calore differente a seconda di come ci

si ponga (di fronte o lateralmente) nei confronti di una sorgente.

Si definisce quindi fattore di forma il rapporto fra il calore assorbito dal corpo B e il calore totale emesso da A cioè :

$$F_{AB} = \frac{\dot{Q}_{AB}}{\dot{Q}_A}$$

Analogamente:

$$F_{BA} = \frac{\dot{Q}_{BA}}{\dot{Q}_B}$$

che ovviamente rappresenta il rapporto tra il calore assorbito da A e quello totale emesso da B.

Per i fattori di forma esiste un *teorema di reciprocità* secondo il quale:

$$S_A F_{AB} = S_B F_{BA}$$

in cui S_A e S_B rappresentano la superficie dei corpi A e B.

Questa frazione è quindi basata sull'ipotesi che la radiazione recepita da una superficie è proporzionale all'angolo solido sotto cui viene vista essa stessa dalla sorgente.

Esiste anche un fattore di forma particolare F_{AA} che è definito come frazione della radiazione della superficie A che colpisce la superficie stessa; per i corpi convessi più comuni questo varrà ovviamente zero.

Il fattore di vista, nella sua forma più generale, sarà sempre minore o uguale ad 1.

Infine se si considerano più superfici che nel loro insieme formano un recinto isolato (ad esempio le pareti di un forno o di una stanza), si ha che, per ogni superficie, vale una relazione del tipo:

$$\sum_{j=1}^n F_{i,j} = 1$$

Il trasferimento di calore per irraggiamento

Nell'analisi del trasferimento di calore all'interno di bruciatori industriali si è soliti suddividere lo scambio termico per irraggiamento in tre contributi:

1. radiazione proveniente da una superficie solida;
2. radiazione derivante dal mezzo allo stato gassoso (nota come *radiazione non luminosa*);
3. radiazione proveniente dalle particelle presenti nel mezzo (nota come *radiazione luminosa*).

Per determinare la quantità di radiazione proveniente dalle pareti e proveniente dalla fiamma viene utilizzato il "Total Schmidt Model". La radiazione generata dalle pareti raffreddate ad acqua è trascurabile se comparata alla radiazione proveniente dalla fiamma:

$$q_1 = \sigma A \varepsilon_f T_f^4$$

in cui σ è la costante di Stefan -Boltzmann, ε_f è l'emissività media della fiamma, A è l'area radiante e T_f è la temperatura media assoluta della fiamma. Quindi la radiazione proveniente

dalla fiamma nel caso in cui la parete del bruciatore possa essere considerata come un corpo nero è calcolata come:

$$q_2 = \sigma A \varepsilon_f T_f^4 + \sigma A (1 - \alpha_f) T_w^4$$

in cui α_f è il coefficiente di assorbimento medio della fiamma e T_w è la temperatura media delle pareti. Pertanto la radiazione proveniente dalle pareti del bruciatore, considerate come un corpo nero avente temperatura elevata, viene misurata immediatamente dopo che la fiamma si è estinta:

$$q_3 = \sigma A T_w^4$$

Si assume che la fiamma si comporti come un corpo grigio e pertanto:

$$\alpha_f = \varepsilon_f$$

Pertanto dalle equazioni precedenti è possibile calcolare l'emissività della fiamma ε_f :

$$\varepsilon_f = 1 - \left(\frac{q_2 - q_1}{q_3} \right)$$

Risolvendo invece per la temperatura:

$$T_f = \left(\frac{q_1}{\sigma A \varepsilon_f} \right)^{1/4}$$

Il metodo appena descritto presenta degli errori, in alcuni casi considerevoli, dovuti essenzialmente ai seguenti motivi:

l'assorbimento della fiamma non può essere considerata pari alla sua emissività a meno che la sorgente non sia un corpo nero alla temperatura di fiamma;

l'emissività viene calcolata basandosi sull'ipotesi di corpo grigio, tale assunzione però non sempre approssima correttamente la realtà;

le particelle di cenere che si formano possono dar origine al fenomeno dello scattering, il quale può comportare notevoli valori di assorbimento.

La radiazione superficiale

L'intensità della radiazione di un corpo nero alla temperatura T è data dalla legge della radiazione di Planck:

$$I(\nu)d\nu = \frac{2h\nu^3}{c^2} \frac{1}{\exp\left(\frac{h\nu}{kT}\right) - 1} d\nu$$

dove $I(\nu)\delta\nu$ è la quantità di energia per unità di superficie, per unità di tempo e per unità di angolo solido, emessa nell'intervallo di frequenze compreso tra ν e $\nu+\delta\nu$; h è la costante di Planck, c è la velocità della luce e k è la costante di Boltzmann. Nel seguente grafico viene mostrato il potere emissivo di corpo nero in funzione della lunghezza d'onda:

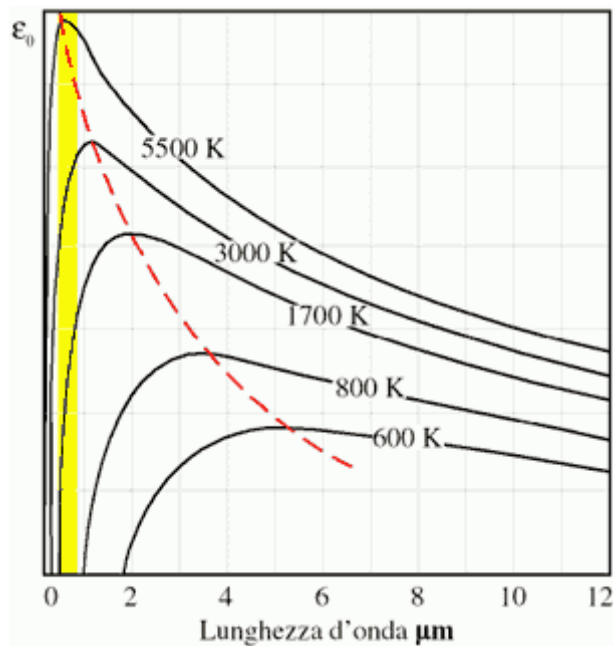


Fig. 10.86: Potere emissivo in funzione della lunghezza d'onda

La lunghezza d'onda alla quale l'intensità della radiazione emessa dal corpo nero è massima è data dalla *legge di spostamento di Wien*:

$$\lambda_{\max} = \frac{c}{T}$$

La lunghezza d'onda è parametro importante per tutti quei dispositivi che assorbono selettivamente la radiazione solo a determinati valori delle lunghezza d'onda stessa. In questi casi, al fine di massimizzare l'efficienza dello scambio termico per irraggiamento, la temperatura della sorgente di calore dovrebbe essere tale da generare una radiazione con lunghezza d'onda che può essere assorbita dal dispositivo.

Con un opportuno apparato sperimentale, è possibile determinare la funzione che lega tra loro il potere emissivo integrale E_b

del corpo nero e la sua temperatura; questo risultato, ottenuto per la prima volta da Stefan, poi confermato da studi termodinamici effettuati da Boltzmann, costituisce la classica *Legge di Stefan- Boltzmann*:

$$E_b = \sigma AT^4$$

in cui A è l'area della superficie (in m²), T è la temperatura assoluta del corpo (in K) e σ è la costante di Stefan-Boltzmann (avente un valore di $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/ m}^2\text{K}^4$).

La radiazione non luminosa

Come è stato ampiamente descritto nel capitolo secondo, la completa combustione dei combustibili idrocarburei porta alla formazione di CO₂ e H₂O. Questi prodotti gassosi generano una radiazione non luminosa.

La radiazione non luminosa può essere scomposta nelle sue componenti spettrali, al fine di analizzare il contributo energetico della radiazione al variare della frequenza. Per valutare tali contributi energetici si ricorre all'utilizzo delle due seguenti grandezze:

- la radianza spettrale, parametro che quantifica il flusso di energia nell'unità di intervallo di lunghezza d'onda che viene emesso dalla superficie della sorgente per unità di area e per unità di angolo solido;
- l'irradianza spettrale, che misura il flusso di energia nell'unità di intervallo di lunghezza d'onda che incide su di una superficie per unità di area.

Per una sorgente avente una superficie emittente uniforme e ben definita, la radianza spettrale può essere misurata accuratamente e convertita in irradianza spettrale. Nel caso in cui al contrario non esista una superficie emittente avente tali requisiti, la misura della radianza spettrale diviene impraticabile. Tuttavia, l'irradianza spettrale resta un parametro molto importante nel quantificare l'entità del trasferimento di calore.

Per misurare l'irradianza spettrale si utilizzano tre radiometri spettrali posizionati ad una distanza fissata dall'asse di simmetria del bruciatore e ad una determinata altezza dalla superficie, in modo tale che il loro campo di vista copra l'intera lunghezza di radiazione della fiamma. I tre radiometri spettrali monocromatici rilevano rispettivamente i seguenti spettri: lo spettro UV e lo spettro del visibile, lo spettro del near-IR e lo spettro del mid-IR.

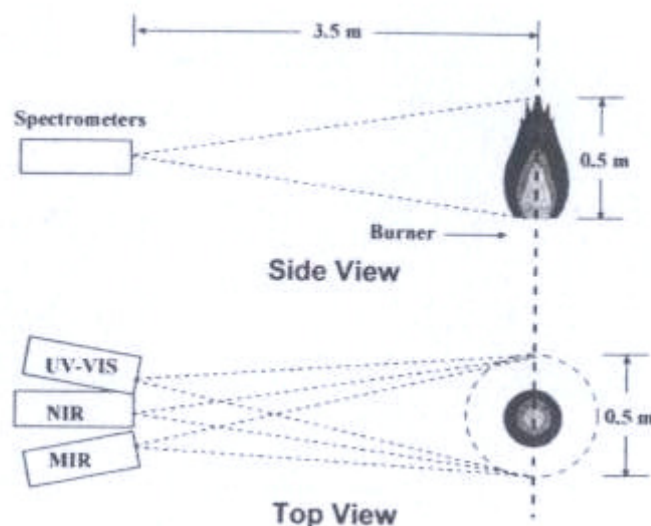


Fig. 10.87: Setup sperimentale del radiometro spettrale

Andando a rappresentare l'irradianza in funzione della lunghezza d'onda, si ottiene un andamento di questo tipo:

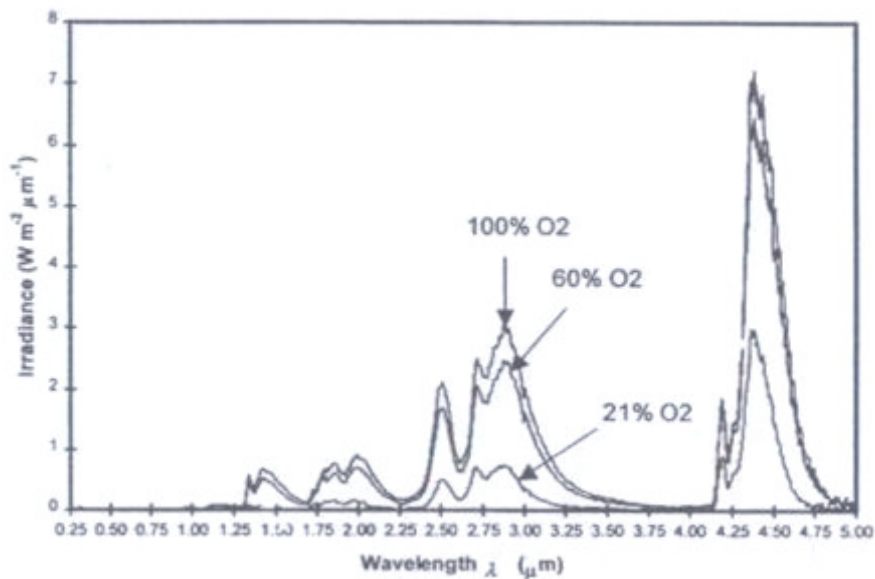


Fig. 10.88: Spettro della radiazione generata da una fiamma

Radiazioni caratteristiche dei gas

Come i mezzi solidi, i gas possono assorbire ed emettere energia radiativa. Tutti gli atomi o le molecole dei gas trasportano una determinata quantità di energia costituita da energia cinetica (energia traslazionale delle molecole) ed energia interna. L'energia interna molecolare è costituita da contributi che dipendono dai livelli energetici degli orbitali che costituiscono la struttura molecolare stessa. Per questo motivo un fotone può essere assorbito da una molecola solo se la sua

energia riesce ad innalzare di un livello gli stati dell'energia interna. Allo stesso modo, una molecola emette spontaneamente un fotone al fine di abbassare di un livello i suoi stati energetici.

La meccanica quantistica postula che solamente un numero finito di livelli energetici discreti sono possibili e che gli elettroni possono orbitare attorno al nucleo solo in un numero determinato di orbite, la vibrazione fra i nuclei può avere solo un numero definito di ampiezze e che i nuclei possono ruotare attorno agli altri solo con un determinato numero di velocità rotazionali. Quindi, per cambiare l'energia interna di un gas molecolare è necessario distruggere o generare fotoni aventi un determinata energia che, secondo la legge di Planck, è data dalla seguente relazione:

$$E = h\nu$$

in cui ν è la frequenza della radiazione emessa e h è la costante di Planck (avente valore di 6.626×10^{-34} J s).

I quanti di energia in grado di far cambiare orbita agli elettroni, danno luogo alle linee di assorbimento-emissione nello spettro del visibile e dell'ultravioletto. Nel caso di un gas monocromatico soltanto un livello energetico elettronico viene alterato da un fotone. Per cambiare i livelli energetici vibrazionali di una molecola è richiesto un contributo energetico intermedio, che risulta dalle linee spettrali nel campo dell'infrarosso vicino e medio. Infine il cambiamento di energia rotazionale ha luogo grazie ad un contributo energetico ancora inferiore, infatti le linee rotazionali si trovano nello

spettro compreso fra l'infrarosso intermedio e quello lontano. Solitamente i cambiamenti di energia vibrazionale sono accompagnati da un simultaneo cambiamento dei livelli energetici rotazionali e, per questo motivo, le linee vibrazionali sono circondate da molteplici linee rotazionali:

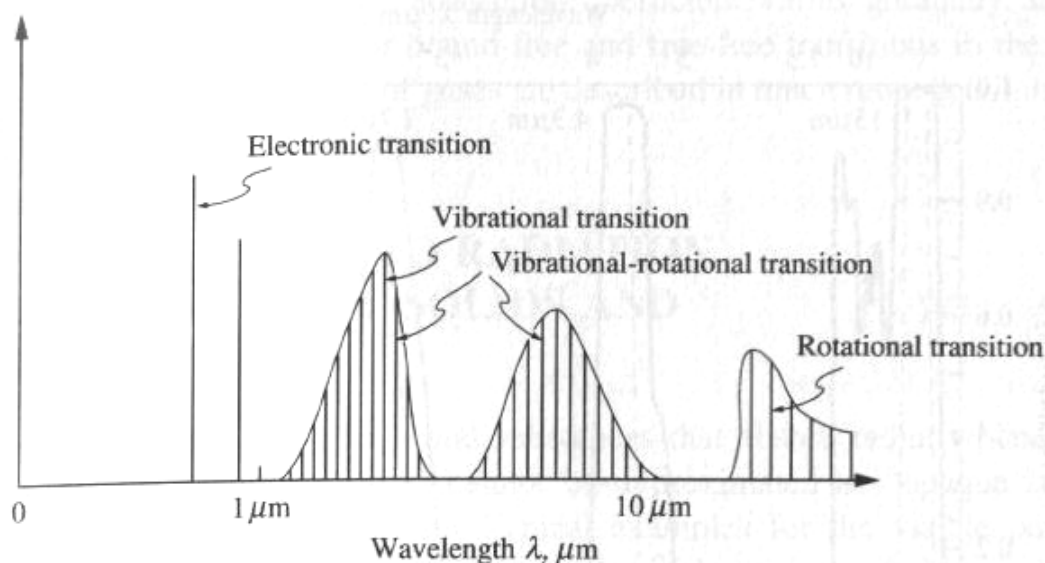


Fig. 10.89: Linee spettrali dovute ad i cambiamenti energetici elettronici, vibrazionali e rotazionali di un gas molecolare

La radiazione luminosa

La radiazione luminosa è prodotta dalla continua emissione radiante delle particelle all'interno della fiamma, come ad esempio la cenere, che si comportano approssimativamente come un corpo nero. In realtà non esiste una definizione rigorosa di fiamme luminose e non luminose. Si è potuto però riscontrare che la cenere rimane in fase solida durante il processo di combustione e che emette una radiazione continua nello spettro del visibile e dell'infrarosso.

Le particelle di cenere assorbono, diffrangono e attenuano la radiazione proporzionalmente alla loro dimensione. La quantità e le dimensioni delle particelle dipendono in particolar modo dal tipo e dalla composizione del combustibile. Si è visto infatti che la radiazione luminosa assume entità più consistente nel caso di combustibili liquidi o solidi, mentre ha un contributo trascurabile nel caso di combustibili gassosi, come il gas naturale.

L'irraggiamento in ANSYS CFX 10.0

Lo scopo del modello di irraggiamento è quello di risolvere l'equazione del trasporto dell'energia di radiazione, ottenendo il termine sorgente S , per l'equazione dell'energia, ed il flusso di calore radiativo alle pareti. Si considerano processi di radiazione indipendenti dal tempo, in modo tale da ottenere una buona approssimazione delle condizioni tipiche delle applicazioni industriali, poiché il tempo necessario alla radiazione per raggiungere l'equilibrio locale è molto breve e le temperature sono relativamente basse.

L'equazione spettrale di trasferimento radiativo (RTE) può essere scritta come:

$$\frac{dI_\nu(r,s)}{ds} = -(K_{av} + K_{sv})I_\nu(r,s) + K_{av}I_b(\nu,T) + \frac{K_{sv}}{4\pi} \int_{4\pi} dI_\nu(r,s')\Phi(s \cdot s')d\Omega' + S$$

In cui :

- ν = frequenza;
- r = vettore di posizione;

-
- s = vettore di direzione;
 - s = modulo del vettore s ;
 - K_a = coefficiente di assorbimento;
 - K_s = coefficiente di scattering;
 - I_b = intensità di emissione di corpo nero;
 - I_V = intensità di radiazione spettrale che dipende dalla posizione (r) e dalla direzione (s);
 - T = temperatura assoluta locale;
 - Ω = angolo solido;
 - Φ = funzione di fase dello scattering;
 - S = termine sorgente dell'intensità di radiazione.

Emissione di corpo nero

Lo spettro di energia della radiazione emessa da un corpo nero è rappresentata da :

$$E_b(\nu, T) = \frac{2\pi\nu^2}{c^2} \frac{n^2 h \nu}{e^{(h\nu/kT)} - 1} [\text{Wm}^{-2} \text{Hz}^{-1}] = \mathcal{M}_b(\nu, T)$$

In cui:

- n = indice di rifrazione;
- h = costante di Planck;
- c = velocità della luce;
- k = costante di Boltzmann.

Ponendo $x = h\nu / kT$, si ha che:

$$E_b(x, T) = n^2 \sigma T^4 \left(\frac{h}{kT} \right) \left(\frac{15}{\pi^4} \frac{x^3}{e^x - 1} \right)$$

In cui σ è la costante di Stefan- Boltzmann:

$$\sigma = \frac{2\pi^5 k^4}{15h^3 c^2}$$

L'emissione totale di corpo nero è pertanto l'integrale di E_b in tutto il campo di frequenze:

$$E_b(T) = \int_0^{\infty} E_b(x, T) dx = n^2 \sigma T^4$$

Si noti che l'emissione di corpo nero è proporzionale alla temperatura elevata alla quarta potenza e per questo motivo il fenomeno radiativo risulta essere o trascurabile o totalmente dominante nel trasferimento di calore nel trasferimento di calore.

Fra i parametri relativi all'irraggiamento viene calcolato il flusso di calore radiativo spettrale definito dalla seguente relazione:

$$q_v^R(r, n) = \int (s \cdot n) I_v(r, s) d\Omega$$

Integrando l'equazione di trasferimento sull'angolo solido, la divergenza del flusso di calore radiativo spettrale è data da:

$$(-\nabla \cdot q_v^R) = K_a (G_v - 4E_{bv})$$

in cui G_v è la radiazione incidente spettrale data da:

$$G_v = \int I_v d\Omega_s$$

Il flusso totale radiativo è ottenuto dall'integrazione sullo spettro complessivo:

$$\nabla \cdot q^R \int_0^\infty q_v^R dv = \int_0^\infty K_{av} G_v dv - 4 \int_0^\infty K_{av} E_{bv} dv$$

Nel caso in cui la scattering sia nullo, $K_a = 0$.

I modelli di irraggiamento

Il codice di calcolo ANSYS CFX 10.0 include i seguenti modelli di irraggiamento: il modello Discrete Transfer, il modello Monte Carlo, il modello Rosseland (o Diffusion Approximation model) ed il modello P-1 (noto anche come modello di Gibb o Spherical Harmonics model).

La maggior parte dei flussi fluidi di interesse si sviluppa in condizioni in cui il fluido e/o le condizioni al contorno hanno elevate temperature. In queste condizioni l'effetto del trasferimento del calore per irraggiamento può avere un contributo considerevole. Un tipo caso in cui il fenomeno dell'irraggiamento assume un ruolo importante è costituito dalle camere di combustione.

Esistono due casi limite relativi al modo con cui la radiazione interagisce con un mezzo fluido o solido.

Da un lato c'è la situazione in cui il mezzo è trasparente alla radiazione per quei valori di lunghezza d'onda in corrispondenza dei quali si ha il massimo scambio di calore. In questo caso la

radiazione interessa il mezzo solamente a causa del raffreddamento o riscaldamento delle pareti del dominio, senza che l'energia radiante si trasferita direttamente al mezzo. In questo caso limite può essere utilizzato soltanto il modello Monte Carlo. Anche il modello Discrete Transfer può essere utilizzato, ma la soluzione sarà caratterizzata da una scarsa precisione.

L'altro caso è relativo alla situazione in cui il mezzo è otticamente denso e la radiazione interagisce con il mezzo stesso attraverso la parte più interna del dominio. Inoltre, se il mezzo è otticamente denso, l'energia radiante subisce una deviazione o viene assorbita e poi ri-emessa in tutte le direzioni. Questa situazione è nota come "diffusion limit", dal momento in cui l'intensità radiativa è indipendente dalla direzione. Per questo caso i modelli Rosseland e P-1 sono una valida alternativa ai modelli Discrete Transfer e Monte Carlo grazie alla loro maggiore semplicità.

Per i casi generali, come nel caso della combustione, i modelli Discrete Transfer e Monte Carlo rappresentano la soluzione più accurata per l'equazione di trasferimento per irraggiamento.

Nel presenta paragrafo vengono descritte le principali caratteristiche dei quattro modelli di irraggiamento del codice di calcolo:

● Discrete Transfer Model

Il modello è basato sulla considerazione che il dominio è costituito da molteplici raggi che partono dalle superfici al

contorno. La tecnica è stata sviluppata da Shah (1979) e si basa sulla discretizzazione dell'equazione di trasferimento sui raggi. Il percorso lungo ciascun raggio è discretizzato utilizzando le sezioni formate dalla rottura del percorso in corrispondenza dell'elemento al contorno. Le grandezze fisiche in ciascun elemento sono assunte uniformi.

Questi raggi devono essere tracciati all'interno del dominio allo stesso modo in cui i fotoni sono tracciati nel metodo Monte Carlo.

Affinché i risultati siano accurati, è necessario che gli elementi siano scelti in modo tale che il campo di radiazione al loro interno sia omogeneo. Questo significa che gli elementi devono avere dimensioni sufficientemente piccole da fare in modo che la profondità ottica di scattering attraverso ciascun elemento sia inferiore all'unità.

I modelli non-grigi sono trattati considerando ciascuna banda attraverso calcoli separati. I risultati delle singole bande sono poi riuniti per determinare così il trasferimento di calore radiativo totale.

Come parametro opzionale può essere impostato il numero di raggi. Per determinare la direzione dei raggi, la semisfera di raggio unitario che circonda la faccia dell'elemento parametrico è discretizzata utilizzando delle coordinate sferiche. L'arco è diviso in vari angoli dal numero di raggi e le direzioni dei raggi sono calcolate passando attraverso il centro degli angoli. Di default il numero di raggi è impostato ad un valore pari ad otto.

Poiché il metodo non risolve l'equazione di trasporto, non è richiesto l'inserimento di condizioni iniziali o supplementari.

- **Monte Carlo Model**

Il modello Monte Carlo simula i processi fondamentali che governano il sistema di interesse, come ad esempio l'interazione fisica fra i fotoni e l'ambiente. Un fotone è selezionato dalla sorgente di fotoni e viene seguito attraverso il sistema fino a che il suo peso scende al disotto di una soglia minima, in corrispondenza della quale "muore". Ciascuna volta il fotone sperimenta un "evento", come ad esempio una superficie di intersezione, uno scattering o un assorbimento, le quantità fisiche di interesse vengono aggiornate. Questo processo genera una storia completa del fotone nel sistema. Sono necessarie molteplici storie relative ai fotoni per stimare in maniera corretta le quantità fisiche di interesse. Le sorgenti di fotoni vengono selezionate, ad esempio campionando la radiazione emessa, in modo tale che ciascuna banda sia trattata indipendentemente dai modelli non-grigi.

In ANSYS CFX il maggior onere computazionale è determinato dalla generazione della storia del percorso del fotone attraverso il dominio. E' inoltre necessario avere una descrizione equilibrata del dominio al fine di rendere più efficiente possibile il percorso del fotone. Questo è reso possibile dall'utilizzo di una griglia relativa al campo di radiazione più rada rispetto a quella relativo al campo di flusso (si assume infatti che il campo di radiazione abbia cambiamenti meno bruschi rispetto ad ogni altra variabile di trasporto).

Relativamente al modello Monte Carlo esiste la possibilità di impostare come parametro opzionale il numero di storie (Number of Histories) che debbono essere considerate nella simulazione. Il parametro è impostato di default al valore di 10000.

- **Rosseland Model**

L'approssimazione alla base del modello Rosseland consiste nell'assumere che il mezzo è otticamente sottile e che l'energia radiante emessa dalle altre posizioni nel dominio è assorbita velocemente e pertanto non influenza il trasporto locale. Questo significa che tale approssimazione non è valida vicino alle pareti. In ANSYS CFX sono pertanto applicate opportune condizioni al contorno in prossimità delle pareti al fine di risolvere tale limitazione.

Il metodo di Rosseland è estremamente conveniente da utilizzare dal momento che non risolve un'equazione di trasporto addizionale.

- **P1 Model**

Il metodo dell'Approssimazione Differenziale o P1 risolve un'ulteriore equazione di trasporto, determinando in tal modo un maggior onere alla risoluzione numerica. Il metodo P1 è valido per valori del "optical thickness" maggiori di 1. Il metodo P1 consente di ottenere buoni risultati per fiamme generate da combustibile polverizzato nelle regioni del dominio distanti dalle immediate vicinanze della fiamma.

L'implementazione del modello P1 è consentita solo nel caso di pareti opache diffuse.

Gli inlets, gli outlets e gli openings sono considerati come pareti completamente trasparenti. Pertanto assorbono tutta l'energia uscente e l'energia ricevuta viene calcolata considerando un corpo nero avente valore di temperatura pari alla temperatura locale o al valore di temperatura esterna specificato dall'utente.

Confronto fra i modelli di irraggiamento

In problemi in cui la radiazione termica ha un ruolo significativo la scelta del corretto modello di radiazione determina, oltre che la qualità dei risultati, anche il tempo computazionale necessario.

Per problemi in cui il limite di diffusione è maggiore di 5, tutti i modelli portano ai medesimi risultati. Al decrescere dello spessore ottico (tendente quindi ad un valore unitario) il metodo P1 diviene quello meno dispendioso. Infine per casi puramente trasparenti soltanto i modelli Discrete Transfer e Monte Carlo rappresentano la soluzione più accurata.

Per modelli grigi, in cui ci si aspetta che il campo di radiazione sia omogeneo in ogni punto ed è richiesta un'elevata risoluzione spaziale, il Discrete Transfer model è molto più efficiente e porta a soluzioni più accurate.

I modelli spettrali

L'intensità di radiazione è funzione dello spettro. Al fine di porre in relazione tale dipendenza spettrale con i calcoli relativi al flusso, ANSYS CFX supporta tre differenti modelli spettrali dipendenti dall'equazione di trasmissione del calore per irraggiamento: Gray, Multiband e Multigray.

● Modello Grey

Il modello Grey assume che tutte le quantità di radiazione sono uniformi nello spettro e di conseguenza l'intensità di radiazione è la medesima per tutte le frequenze. Pertanto la dipendenza dalla frequenza nell'equazione (1) può essere eliminata.

Questo implica che deve essere risolta soltanto una equazione di trasporto radiativo e che tutte le quantità totali di radiazione ed il loro contributo spettrale sono gli stessi.

● Modello Multiband

Per questo modello lo spettro è suddiviso in N bande spettrali di ampiezza finita in cui le quantità radiative sono quasi uniformi o possono essere mediate senza che ciò comporti una perdita di accuratezza. Inoltre viene assunto che il valore relativo ad una banda è rappresentato dal valore del punto medio della banda nel dominio della frequenza.

Il codice di calcolo ANSYS CFX 10.0 assume che la variabile spettrale fondamentale sia la frequenza, dal momento che è

indipendente dall'indice di rifrazione del materiale e facilita quindi lo studio dei problemi aventi molteplici domini. Altre variabili spettrali come la lunghezza d'onda ed il numero d'onda sono utilizzabili solo per il vuoto.

Quindi l'equazione di trasmissione del calore per irraggiamento integrata sulla banda spettrale ed un RTE modificatosi ottiene:

$$\frac{d\Delta\nu \cdot \dot{l}_{\Delta\nu}(r, s)}{ds} = -(K_{av} + K_{sv})\Delta\nu_{\Delta\nu}(r, s) + \bar{K}_a F_{\Delta\nu} I_b(T) + \frac{\bar{K}_{sv}}{4\pi} \int_{4\pi} \Delta\nu_{\Delta\nu}(r, s') \Phi(s \bullet s') d\Omega' + S$$

Per $\Delta\nu_{\Delta\nu}$, in cui l'emissione attraverso la banda spettrale è pesata da:

$$F_{\Delta\nu} = \int_{\nu_1}^{\nu_2} E_b(\nu, T) d\nu = \int_0^{\nu_2} E_b(\nu, T) d\nu - \int_0^{\nu_1} E_b(\nu, T) d\nu$$

Dopo aver risolto una RTE per una banda spettrale, l'intensità di radiazione totale può essere calcolata come:

$$I(r, s) = \sum_1^N \Delta\nu \cdot l_{\Delta\nu}(r, s)$$

Questo suggerisce che per un modello ad N bande si richiede un maggior onere rispetto ad un modello grey.

● Modello Multigrey

L'assorbimento e l'emissione per irraggiamento di un gas possono essere caratterizzati dall'emissività come funzione della

temperatura e del prodotto pL , prodotto fra la pressione parziale e la lunghezza del percorso. Nei tipici sistemi di combustione i principali emettitori di radiazione sono l'anidride carbonica e il vapor d'acqua (oltre che al CO e l'SO₂ che danno un minor contributo). Questa dipendenza può essere accuratamente correlata assumendo che l'emissività totale sia il risultato di emissioni indipendenti generate da un determinato numero di gas grigi:

$$\varepsilon_g = \sum_i^N a_{gi} (1 - e^{-K_i p L_i})$$

Dal momento che l'emissività è proporzionale all'assorbimento della legge di Kirchoff, si ottiene che ε_g può essere approssimato all'unità se $pL \rightarrow \infty$. Questo impone un vincolo all'ampiezza dei gas grigi:

$$\sum_i^N a_{gi} = 1$$

Inoltre il requisito secondo il quale ε_g deve essere una funzione monotona crescente al variare di pL è soddisfatto se tutti gli a_{gi} sono positivi.

Se il numero N di gas grigi è elevato gli a_{gi} possono essere considerati come frazione dell'energia spettrale, relativamente all'energia di corpo nero, e per questo il coefficiente di assorbimento è approssimativamente pari a k_i . In questo caso la metodologia descritta per il modello Multiband può essere usata direttamente.

Parametri del modello Multi- Grey Gas

Hadving ha pubblicato delle tabelle con riportanti l'emissività di miscele combinate CO₂- H₂O, per miscele di diverse proporzioni relative di CO₂ e H₂O. Nel caso della combustione di gas naturale si può dimostrare che la proporzione di vapor d'acqua e di anidride carbonica nei prodotti di combustione è tale che il rapporto fra le due rispettive pressioni parziali p_w / p_c è circa pari a 2. Partendo dalle relazioni di Hottel e Sarifirm (1967) relative alla CO₂ e all'H₂O e applicando gli opportuni fattori di correzioni per le miscele, Hadving ha valutato l'emissività di una miscela gassosa avente rapporto p_w / p_c pari ad 1 e a 2 ed ha trovato dei risultati in funzione della temperatura T_g e del prodotto pL . Leckner ha pubblicato degli ulteriori dati, basati sull'integrazione dei dati spettrali misurati per la CO₂ e l'H₂O, che sono in accordo con quanto calcolato da Hottel. Taylor e Foster (1974) hanno integrato i dati spettrali e costituito una rappresentazione di gas multigrigi:

$$\epsilon_g = \sum_i^4 a_{gi}(T_{gi}) \left(1 - e^{-K_i(p_w + p_c)L}\right)$$

in cui a_{gi} sono rappresentati come funzione lineare di T_g :

$$a_{gi} = b_{1i} + 10^{-5} b_{2i} T_g$$

Così come per la CO₂ e l'H₂O, il modello sviluppato da Beer, Foster e Siddall prende in considerazione il contributo della CO e degli idrocarburi incombusti, ad esempio il metano, anch'essi emettitori di radiazione. Gli autori hanno generalizzato la parametrizzazione dei coefficienti di assorbimento come segue:

$$K_i(p_W + p_C) \rightarrow K_i(p_W + p_C + p_{CO}) + K_{HCi} p_{HC}$$

In cui p_{CO} è la pressione parziale del CO e p_{HC} è la pressione parziale globale di tutte le specie idrocarburiche.

I valori di b_{1i} , b_{2i} [K^{-1}], K_i [$m^{-1}atm^{-1}$] e K_{HCi} [$m^{-1}atm^{-1}$] sono riportati nella tabella seguente, insieme alle correlazioni per $N = 3$, calcolate da Beer, Foster e Siddall ed utilizzabili di default per $N = 2$ o $N = 1$.

N	i	b_{1i}	b_{2i}	k_i	k_{Hci}
1	1	1	0	1	0
2	1	0.437	7.13	0	3.85
	2	0.563	-7.13	1.88	0
3	1	0.437	7.13	0	3.85
	2	0.390	-0.52	1.88	0
	3	1.173	-6.61	68.83	0
4	1	0.364	4.74	0	3.85
	2	0.266	7.19	0.69	0
	3	0.252	-7.41	7.4	0
	4	0.118	-4.52	80	0

Fig. 10.90: Parametri di emissione di gas grigi per una miscela anidride carbonica, vapor d'acqua ed idrocarburi avente rapporto $p_w / p_c = 2$

Per soddisfare il requisito secondo il quale la somma degli a_{gi} deve essere uguale ad uno, la somma dei b_1 deve essere pari ad uno e la somma dei b_2 pari a

10.11 ANALISI DEI RISULTATI NUMERICI

Il funzionamento reale della caldaia ad irraggiamento esaminata è caratterizzato da una notevole complessità dei fenomeni di combustione ed irraggiamento che si sviluppano al suo interno. Di conseguenza, la realizzazione di un modello numerico in grado di simulare il comportamento fisico del prototipo rappresenta uno dei traguardi più lontani per l'analisi CFD. In modelli numerici con questo grado di complessità, infatti, occorre attivare diverse equazioni per la risoluzione del moto e dell'energia che spesso, in funzione anche del tipo di griglia impiegata, mettono a repentaglio la robustezza del modello finale durante la convergenza.

La scelta di ogni particolare relativo alle simulazioni in esame deve essere considerata come il risultato di una campagna di analisi portata avanti per più di cinque anni. L'analisi dei risultati assume, quindi, non solo un ruolo di osservazione del fenomeno, ma soprattutto del processo di progettazione ed ottimizzazione del modello numerico finale, passando attraverso livelli crescenti di complessità e di approssimazione. I modelli presentati in questo lavoro presentano lo studio del dominio fluido occupato dalla miscela che entra in combustione e dai domini solidi del distributore e del bruciatore. Lo scambio termico coniugato che avviene tra questi domini numerici e fisici non è trascurabile ai fini dello studio della radiazione luminosa prodotta dal bruciatore e, quindi, assorbibile da eventuali celle fotovoltaiche. Qui, invece, non sono presentati i risultati ottenuti implementando anche il lato acqua e quindi il dominio solido delle pareti che lo separano dai gas. Studi

riguardanti questo ulteriore livello di approssimazione della simulazione sono in fase di sviluppo.

I risultati qui presentati hanno, tuttavia la possibilità di fornire indicazioni su:

- validazione del modello numerico in base a confronti sperimentali con le potenze in gioco ed i rilievi di temperatura provenienti dalle prove sperimentali. Il risultato di questa fase è stata la scelta del modello più realistico come riferimento per le osservazioni successive.
- osservazione dei fenomeni fluidodinamici all'interno della caldaia. In particolare è stato esaminato il campo di moto e lo scambio termico tra miscela, distributore e bruciatore.
- bilancio termico del sistema mirato alla valutazione dell'efficienza termica della caldaia
- analisi spettrale e rendimento elettrico del sistema TPV ai fini della valutazione delle potenzialità energetiche cogenerative del prototipo simulato. Questo aspetto è stato trattato in modo ingegneristico ipotizzando di usare diversi tipi di celle fotovoltaiche posizionate a ridosso delle pareti del lato acqua valutandone l'assorbimento in base al tipo di bruciatore utilizzato.

I risultati presentati sono quelli relativi a tre differenti simulazioni:

- ingresso della miscela radiale e distributore solido assente
- ingresso della miscela radiale con distributore solido presente (reale)
- ingresso della miscela assiale (reale) e distributore solido presente (reale)

E' evidente come la terza configurazione che prevede il reale ingresso assiale della miscela sia quella più realistica, tuttavia, come si vedrà nel seguito, i risultati ottenuti non sono realistici. E' necessario introdurre, quindi, un grado di approssimazione maggiore ma con un ingresso radiale in grado di produrre risultati più attendibili. La scelta, invece, di realizzare un modello privo del distributore solido deriva da un'ulteriore necessità di validazione. E' stato infatti misurato e verificato che lo scambio termico tra il distributore e la miscela prossima all'accensione produce un abbassamento della temperatura dei gas in tale zona.

Validazione del modello numerico

La prima analisi effettuata a questo proposito è stata relativa alle potenze reali e numeriche in gioco.

	Flusso termico alle pareti esterne [kW]	Flusso convettivo agli scarichi 1/4 [kW]	Flusso termico Totale 1/8 [kW]	Flusso termico Totale 1/1 [kW]	Potenza ceduta all'acqua 1/1 [kW]
inlet radiale - con distributore solido	0.06811	0.53310	2.20	17.60	17.80
inlet radiale - senza distributore solido	0.06882	0.53470	2.21	17.66	
inlet assiale - con distributore solido	0.08623	0.57450	2.38	19.07	

Fig. 10.91: Confronto tra flusso termico numerico e potenza reale all'acqua

La prima comparazione tra i risultati numerici ed i dati sperimentali è stata effettuata in base al flusso termico calcolato numericamente al lato acqua e la potenza reale ceduta all'acqua. I risultati ottenuti risultano in linea con quelli

sperimentali ad eccezione della simulazione con ingresso della miscela assiale.

	Potenza numerica FUMI + ACQUA 1/8 [kW]	Potenza numerica FUMI + ACQUA 1/1 [kW]	Potenza introdotta con il CH4 1/1 [kW]	Rendimento termico teorico [%]	Potenza termica reale 1/1 [kW]
inlet radiale - con distributore solido	2.59	20.70	23.63	90%	21.27
inlet radiale - senza distributore solido	2.59	20.72			
inlet assiale - con distributore solido	2.86	22.91			

Fig. 10.92: Confronto tra potenza globale numerica e potenza reale introdotta con il combustibile

Ipotizzando un rendimento termico della caldaia pari al 90% si ottiene una potenza termica reale poco superiore alla potenza numerica ottenuta dalla somma del flusso termico alle pareti del lato acqua con il flusso convettivo ai fumi. Anche questo risultato è una prova della bontà dei due modelli con ingresso radiale, mentre, nel caso di inlet assiale le potenze numeriche sono troppo elevate.

Di seguito sono riportati i rilievi di temperatura numerici qualitativi all'interno della caldaia, per i tre diversi modelli, proiettati su un piano passante per uno dei due scarichi.

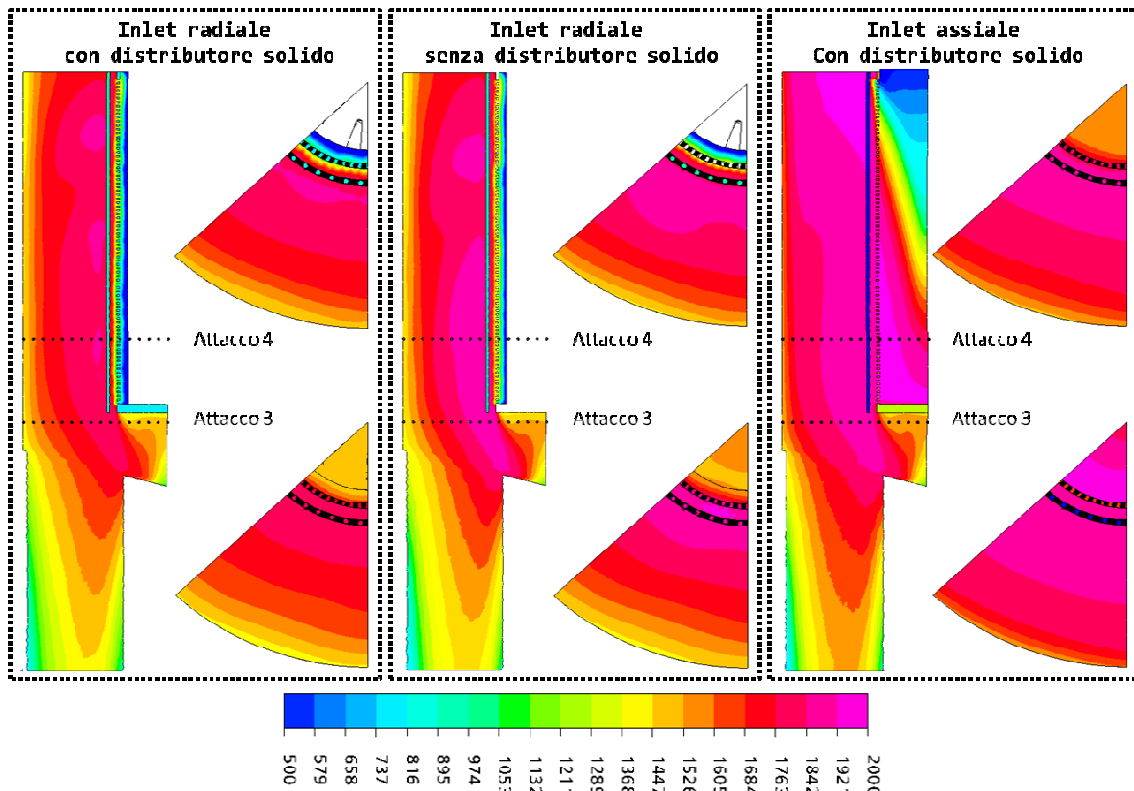


Fig. 10.93: Validazione del modello numerico: profili di temperatura su un piano longitudinale [K]

Dai profili illustrati risulta evidente che il modello con ingresso della miscela assiale prevede l'accensione della fiamma in modo molto prematuro e non realistico all'interno del distributore. Questo comportamento porta a temperature molto elevate in tutta la camera di combustione, tali da generare potenze sovradimensionate come risulta dalle osservazioni precedenti. Tale comportamento non attendibile, può essere imputato alla distribuzione approssimata di un minor numero di fori del distributore con dimensioni maggiori di quelle reali. L'ipotesi effettuata sull'area equivalente di passaggio, risulta, quindi, non completamente idonea alla corretta simulazione dei fenomeni fluidodinamici che insistono in questo

combustore. Sebbene si tratti di un problema fisicamente semplice dove lo scopo è quello di prevedere la corretta pressione a valle dei fori del distributore ai fini delle condizioni di accensione, la modellizzazione numerica presenta i limiti caratteristici che si possono riscontrare in tutte le geometrie con rapporti tra superficie e volume elevati. Al fine di contenere il numero di elementi di griglia, risulta necessario approssimare la geometria e questo porta, in casi critici, ad una sensibile alienazione dei fenomeni fluidodinamici.

Dopo una serie di vani tentativi volti a ritardare la combustione per farla partire a valle del distributore, la soluzione più ragionevole è stata quella di evitare l'inlet assiale e modellare l'ingresso della miscela su una sezione radiale prossima al bruciatore. Questa approssimazione porta, tuttavia, a risultati decisamente in linea con quelli sperimentali poiché, introducendola, si sottolinea la funzione del distributore di produrre un campo di pressione omogeneo appena a valle del distributore tale per cui la miscela si accenda proprio a valle di tutto il bruciatore. E' quindi possibile reputare questa soluzione come valida.

Un altro aspetto evidenziabile dall'immagine precedente è l'influenza del dominio solido del distributore sulle temperature. Se per quanto riguarda le potenze precedentemente illustrate, l'assenza dello scambio termico tra la miscela ed il distributore non produce differenze ben visibili, osservando i profili di temperatura è possibile notare che, in tal caso, le temperature a ridosso del bruciatore risultano apprezzabilmente

più elevate. Questo confronto è utile come ulteriore validazione del modello, che risponde in modo fisico e realistico.

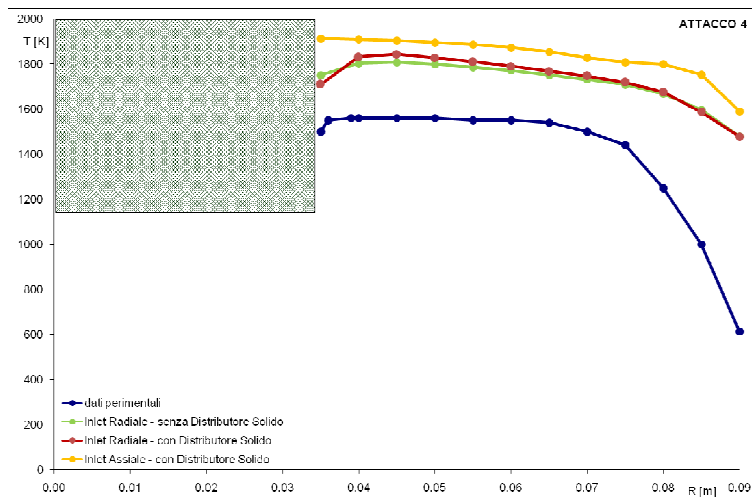


Fig. 10.94: Validazione del modello numerico: profili di temperatura sull'attacco 4

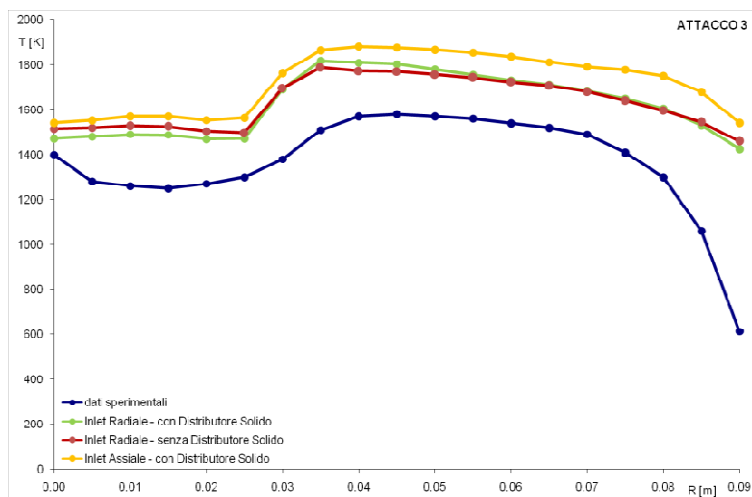


Fig. 10.95: Validazione del modello numerico: profili di temperatura sull'attacco 3

Come ulteriore termine di validazione del modello sono state comparate le temperature rilevate sperimentalmente con due

termocoppie posizionate come in figura 10.76 con le temperature ottenute numericamente. Di seguito sono illustrati i risultati.

E' evidente come l'andamento di temperatura rilevato dal modello numerico con ingresso radiale della miscela sia strettamente attinente con la realtà. Occorre, a tal proposito, considerare che le prove sperimentali effettuate con le termocoppie sono soggette a errori consistenti in grado di non rendere del tutto plausibili i singoli valori di temperatura. Tuttavia, l'andamento rilevato può essere tenuto positivamente in considerazione e risulta validare ancora il modello numerico realizzato. Le temperature simulate a seguito di un inlet assiale di miscela risultano ancora più elevate.

Da queste osservazioni, il modello che verrà considerato come riferimento per le successive valutazioni energetiche e fluidodinamiche nel seguito del capitolo, è quello con ingresso radiale della miscela e con distributore solido.

Fenomeni termofluidodinamici caratteristici

Il primo aspetto interessante è il campo di moto all'interno della camera di combustione. Nelle immagini presentate di seguito è possibile osservare i profili di velocità su un piano longitudinale passante per uno scarico. E' evidente come il profilo di velocità derivante da un ingresso radiale della miscela sia decisamente regolare all'interno del distributore.

Inoltre è illustrato il profilo di temperatura della miscela che produce un risultato realistico confermando i grafici presentati in fase di validazione.

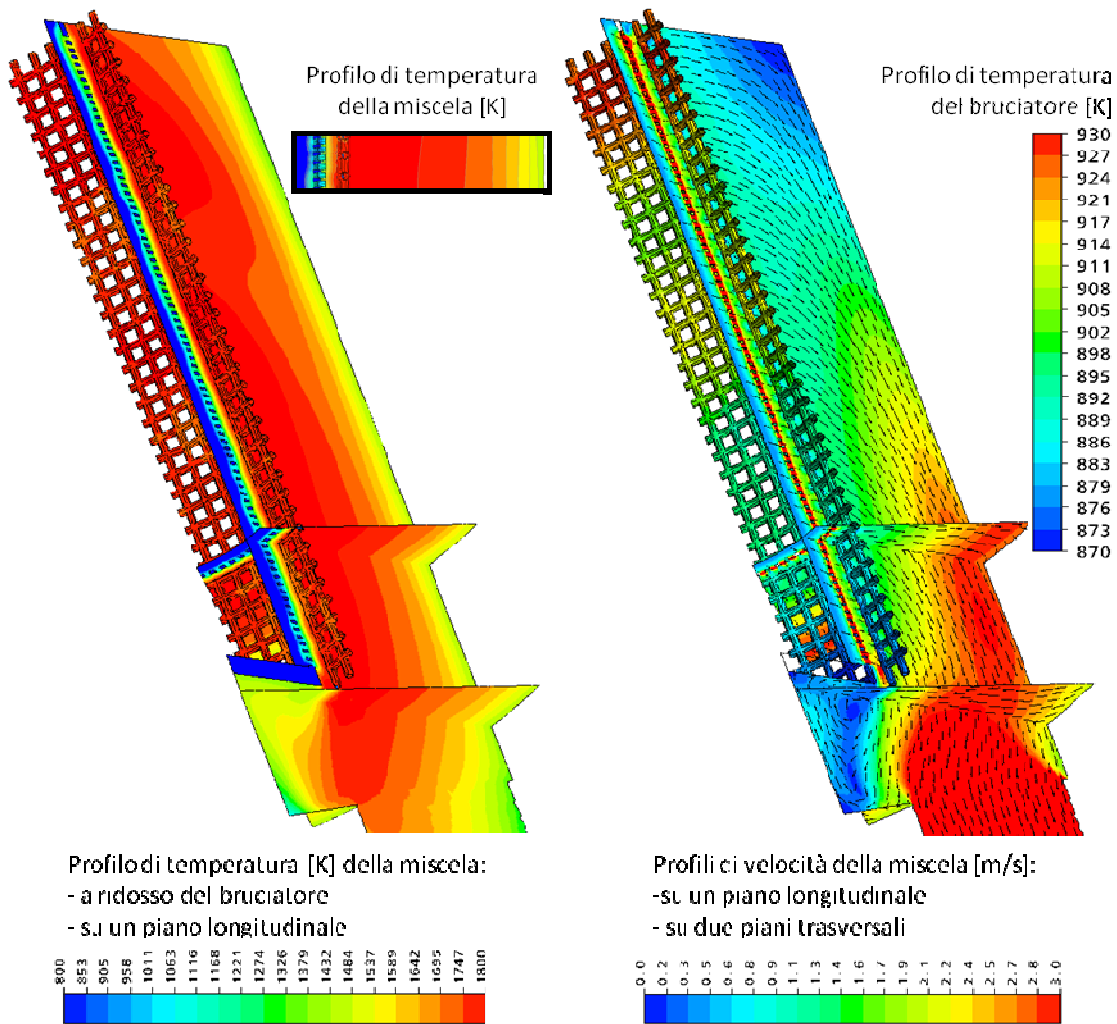


Fig. 10.96: Fenomeni termofluidodinamici all'interno della caldaia analizzata

Particolare attenzione è stata posta alla temperatura dei gas che avvolgono la maglia metallica del bruciatore e alla temperatura assunta dalla maglia stessa. Come indicato di seguito, le temperature previste dal modello sono confermate da rilievi sperimentali di letteratura ottenuti da Leonardi, Gore e Viskanta.

	Temperatura a ridosso del bruciatore [K]	
	solido	gas
Leonardi, Gore e Viskanta	1000 - 1040	1620 - 1660
inlet radiale - con distributore solido	880 - 950	1650 - 1800

Fig. 10.97: Fenomeni termofluidodinamici all'interno della caldaia analizzata

Bilancio termico del sistema tpv

Nel presente paragrafo viene presentato un bilancio termico del dominio computazionale al fine di analizzare le potenze termiche in gioco e l'efficienza globale del sistema TPV. A tale proposito si è deciso di eseguire una valutazione quantitativa basandosi su tre differenti rendimenti:

Rendimento numerico di combustione η_{NC} . Tale rendimento è stato definito come il rapporto fra la potenza termica numerica posseduta dal dominio fluido e la potenza chimica teorica introdotta con il combustibile:

$$\eta_{NC} = \frac{P_N}{P_{comb}} = \frac{P_{H_2O} + P_{Fumi}}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI}$$

Nella precedente relazione

P_{H_2O} rappresenta la potenza termica trasferita all'acqua attraverso le pareti della camera di combustione ed i fasci tubieri entro cui fluiscono i gas di scarico. Tale valore è stato calcolato come integrale sull'area della camera di combustione e dei tubi del flusso termico specifico totale.. Infatti nel codice ANSYS CFX il parametro di post-processamento definito come "Wall Heat Flux" rappresenta il flusso termico

totale che si ha in corrispondenza di una parete numerica. Tale flusso è calcolato dal codice come somma fra il flusso di energia convettivo fra la parete ed il fluido in movimento (Wall Convective Heat Flux) ed il flusso di energia radiativo (Wall Radiative Heat Flux). Poiché le pareti sopracitate sono state definite come wall a temperatura fissata pari alla temperatura media della parete sul lato acqua (40°C), il “Wall Heat Flux” sulle pareti rappresenta quindi la potenza termica trasferita all’acqua dalla caldaia.

- P_{fumi} rappresenta la potenza termica acquisita dal dominio fluido grazie al calore di combustione. Tale potenza è stata ottenuta come differenza fra la potenza posseduta dalla miscela aria-combustibile in corrispondenza della superficie di ingresso e quella posseduta dai gas di scarico in corrispondenza della superficie di uscita.
- P_{comb} rappresenta la potenza chimica introdotta con il combustibile ed è definita come il prodotto fra la portata in massa di metano ed il suo potere calorifico inferiore.

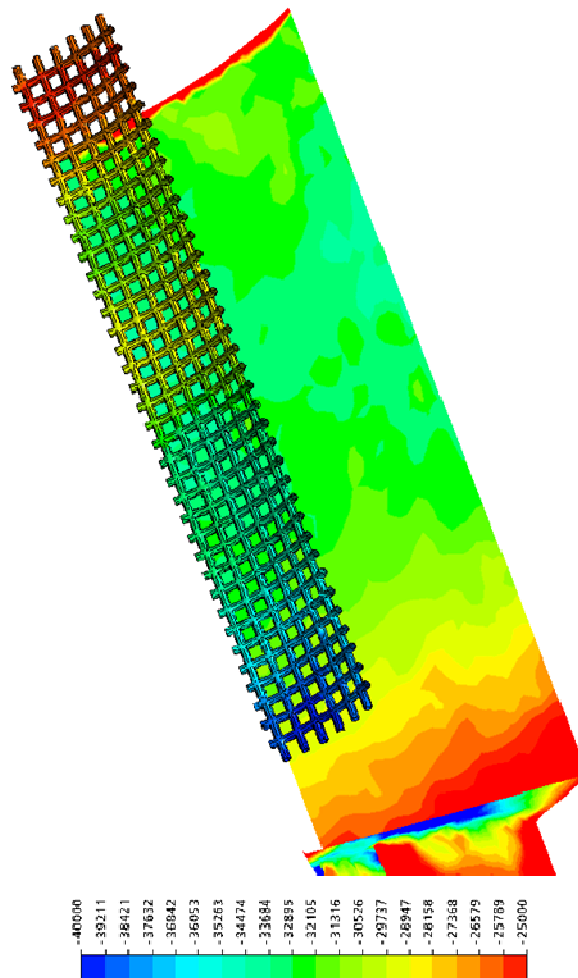


Fig. 10.79: Wall Heta Flux sulle pareti del lato acqua

Il rendimento η_{NC} ha quindi lo scopo di valutare la frazione di energia introdotta con il combustibile che viene effettivamente convertita in energia nella simulazione. A questo punto è necessario sottolineare il fatto che l'energia numerica introdotta con il combustibile non può in realtà essere determinata precisamente. ANSYS CFX non fa infatti riferimento al potere calorifico del combustibile introdotto, ma ragiona in termini di entalpia di reazione associata alle reazioni di ossidazione dei vari combustibili idrocarburici. Non è però possibile calcolare la potenza numerica che deriva dalle

reazioni di combustibile e per tale motivo si è deciso di considerare nella formula del rendimento numerico di combustione la potenza termica teoricamente introdotta. Pertanto esiste un'incertezza relativa alla potenza chimica numerica. Il rendimento numerico di combustione calcolato per la simulazione relativa ad un ingresso radiale della miscela con distributore solido assume, quindi, un valore pari all'88%. Tale indicazione sottolinea che parte dell'energia posseduta dal combustibile in ingresso non viene convertita in energia nella simulazione numerica.

Rendimento della caldaia $\eta_{Caldaia}$. Tale rendimento viene definito come il rapporto fra la potenza termica numerica ceduta all'acqua e la potenza chimica teorica introdotta con il combustibile:

$$\eta_{Caldaia} = \frac{P_{H_2O}}{P_{comb}} = \frac{P_{H_2O_{TOT}}}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI}$$

Il termine che compare al numeratore della precedente relazione rappresenta la potenza totale che viene ceduta all'acqua. A questo punto è necessario sottolineare che il termine $P_{H_2O_{TOT}}$ non è coincidente con il termine P_{H_2O} già descritto in relazione al rendimento numerico di combustione. Il termine P_{H_2O} rappresenta la potenza termica ceduta all'acqua dalla camera di combustione e dalla frazione di tubi considerata nel dominio fluido. I tubi di scarico, aventi una lunghezza totale pari a 300 mm, non sono stati infatti simulati interamente ma solo nella prima parte (lunghezza simulata pari a 100 mm). Pertanto

numericamente non viene calcolato tutto lo scambio termico entro i fasci tubieri ma solo una sua parte (i gas di uscita della simulazione numerica avranno pertanto un contenuto entalpico maggiore rispetto a quelli in uscita dalla caldaia reale). Il rendimento di una caldaia però fa riferimento alla potenza termica complessiva ceduta all'acqua e pertanto il termine $P_{H_2O\text{TOT}}$ rappresenta una stima della potenza termica numerica ceduta all'acqua che si avrebbe se i tubi di scarico fossero simulati in tutta la loro lunghezza. Simulazioni numeriche preliminari, relative all'analisi fluidodinamica del solo lato acqua con una lunghezza dei tubi pari a quella della geometria reale, hanno evidenziato che il flusso di energia sulla superficie dei tubi può essere considerato omogeneo. Quindi, visto che è stato simulata una frazione di tubi pari ad 1/3 della lunghezza reale e data l'omogeneità del flusso termico sulle parti dei tubi, si è deciso di considerare che la potenza termica scambiata dai tubi di lunghezza reale sia pari a tre volte quella scambiata dalla porzione di tubi simulata. Il rendimento della caldaia così calcolato mostra un valore elevato (90.4%) del tutto in accordo con il valore di rendimento riportato sulla scheda tecnica della caldaia (93%).

Rendimento potenza ceduta all'acqua η_{H_2O} . Il rendimento è definito come il rapporto fra la potenza numerica fornita all'acqua e la potenza fornita all'acqua misurata sperimentalmente:

$$\eta_{H_2O} = \frac{P_{H_2O}}{(P_{H_2O})_{SP}}$$

Il rendimento potenza ceduta all'acqua assume valori intorno al 75%, ma questo risultato può essere fortemente influenzato dall'ipotesi secondo la quale la potenza termica scambiata dai tubi di lunghezza reale sia pari a tre volte quella scambiata dalla porzione di tubi simulata.

Analisi spettrale e rendimento elettrico del sistema

TPV

Poiché il sistema TPV oggetto di studio del presente capitolo è un sistema per la microcogenerazione, in ultima analisi viene presentata l'indagine relativa all'energia elettrica producibile mediante il sistema stesso. Va sottolineato che l'analisi è del tutto preliminare e necessita quindi di ulteriori approfondimenti.

Lo scopo è quello di determinare la percentuale di energia irraggiata dalla maglia metallica che può essere convertita da eventuali celle termofotovoltaiche posizionate sulla superficie laterale della camera di combustione della caldaia GENIO MC25.

Lo studio è stato condotto implementando nelle simulazioni numeriche il modello di irraggiamento Discrete Transfer associato al modello spettrale Multiband. Il modello Multiband è difatti l'unico modello che consente di effettuare un'analisi in frequenza della radiazione emessa. Tale modello suddivide lo spettro in N bande spettrali di ampiezza finita in cui le quantità radiative sono quasi uniformi o possono essere mediate senza che ciò comporti una perdita di accuratezza. Il modello

assume inoltre che il valore relativo ad una banda è rappresentato dal valore del punto medio della banda nel dominio della frequenza. Infine ANSYS CFX assume che la variabile spettrale fondamentale sia la frequenza, dal momento che è indipendente dall'indice di rifrazione del materiale e facilita quindi lo studio dei problemi aventi molteplici domini.

A fine di ottenere un'analisi spettrale accurata è necessario suddividere lo spettro complessivo in un numero elevato di bande spettrali, in modo tale che ciascuna banda sia definita da un intervallo molto ristretto. Questo consente di ottenere un maggior numero di informazioni. L'obiettivo che ci si propone è quello di studiare la variazione del contributo energetico della radiazione generata dalla maglia metallica in funzione della lunghezza d'onda della radiazione stessa.

Per la simulazione numerica sono state create 40 bande spettrali che suddividono lo spettro nell'intervallo 0.1-4.1 μm . Pertanto l'ampiezza di ciascuna banda è pari a 0.1 μm . Tale scelta è motivata dal fatto che l'intervallo sopra riportato è quello della radiazione che viene generalmente assorbita dalle celle fotovoltaiche di usuale impiego. Si è ritenuto inoltre che un numero superiore di bande (aventi quindi una minore ampiezza) non consentisse di ottenere un incremento di accuratezza che giustificasse il consistente aumento dell'onere computazionale.

Per calcolare l'energia radiativa che arriva alla parete su cui vengono posizionate le celle TPV è stato considerato il parametro di post-processamento denominato "Wall Irradiation Flux", che rappresenta la potenza radiativa per unità di superficie incidente su di una parete.

Il codice consente di calcolare tale parametro per ciascuna banda spettrale in cui è stato suddiviso lo spettro complessivo. Il valore calcolato si riferisce al contributo energetico di tutta la banda, considerando che all'interno di tale banda il parametro in esame assuma valore costante e pari a quello della frequenza di centro banda. Per tale motivo, se si vuole calcolare il valore del parametro relativo alla lunghezza d'onda media della banda spettrale, è necessario dividere il Wall Irradiation Flux (WIF) della banda in questione per l'ampiezza della banda stessa.

In questo modo si ottiene il valore del Wall Irradiation Flux, relativo a ciascun valor medio della banda spettrale espresso in $W/m^2 \mu m$, di cui si può studiare l'andamento in funzione della lunghezza d'onda.

Nella figura seguente è riportato l'andamento del WIF in funzione della lunghezza d'onda della radiazione incidente sulla superficie laterale della camera di combustione della caldaia:

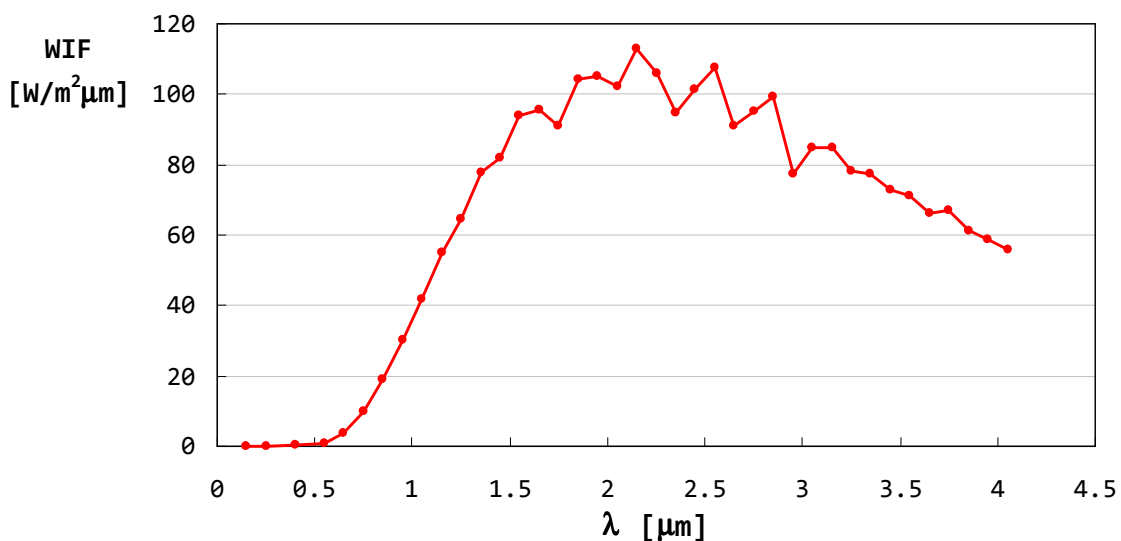


Fig. 10.80: Spettro della radiazione emessa

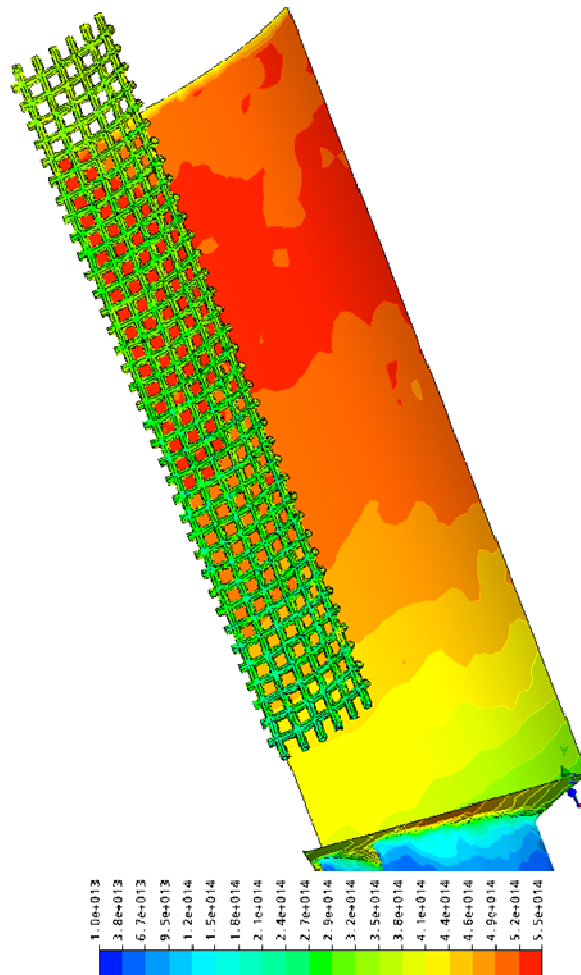


Fig. 10.81: Wall Irradiation Flux sulle pareti del lato acqua

Al fine di calcolare l'energia elettrica producibile con il sistema TPV sono state prese in considerazione tre diverse tipologie di celle fra quelle riportate all'inizio del presente capitolo:

- Celle InGaAsSb (bandgap = 0.53 eV);
- Celle GaSb (bandgap = 0.72 eV);
- Celle Si (bandgap 1.1 eV).

Per ciascuna tipologia di cella sono state individuate le bande spettrali della simulazione numerica che appartengono al range di lunghezza d'onda che può essere assorbito dalla cella stessa. Quindi sono stati calcolati i quattro rendimenti caratteristici del sistema (rendimento chimico di irraggiamento, rendimento spettrale, rendimento geometrico e rendimento della cella) per andare quindi a calcolare il rendimento elettrico complessivo del sistema TPV.

Nella figura seguente sono schematizzati i risultati ottenuti:

Cella	Range [μm]	WIF _{TOT} [W/m ² μm]	Area [m ²]	WIF [kW]	η_{CH} %	η_{S} %	η_{Vf} %	η_{PV} %	η_{TOT} %
InGaAsSb	0.96-2.4	1.29E+04	0.116	1.50	18	36	100	22	1.4
GaSb	0.69-1.73	6.62E+03	0.116	0.77	18	18	100	29	0.9
Si	0.43-1.07	1.06E+03	0.116	0.12	18	3	100	35	0.2

Fig. 10.82: Spettro della radiazione emessa

Nei calcoli riportati si considera che le celle siano posizionate su di una superficie avente area pari alla superficie laterale della camera di combustione della caldaia. Come si può notare, le celle più adatte all'applicazione in esame sono le celle InGaAsSb a cui corrisponde un rendimento totale del sistema TPV dell'1.5%. Tale valore di rendimento è in linea con i valori tipici di applicazioni in cui non viene eseguita una scelta ottimizzata nell'accoppiamento fra emettitore e cella termofotovoltaica. Si può concludere quindi che la simulazione numerica, se pur affrontata in modo preliminare, è in grado di predire correttamente i fenomeni di scambio termico per irraggiamento entro la caldaia in esame.

Dai valori di rendimento sopra riportati si può inoltre notare che il rendimento chimico di irraggiamento ed il rendimento spettrale presentano valori non molto elevati. Pertanto analisi più approfondite saranno focalizzate sullo studio delle possibili strategie ingegneristiche che consentiranno di innalzare il valore di tali rendimenti.

10.12 CONCLUSIONI

Il problema in esame è l'analisi numerica della combustione in bruciatori a superficie con tela metallica irraggiante, in seguito alla necessità di descrivere i fenomeni di scambio termico che avvengono all'interno di un sistema termofotovoltaico (TPV).

Il sistema TPV trova la sua massima applicazione nella cogenerazione domestica di energia elettrica e calore e rappresenta una valida e tangibile risposta alle necessità di risparmio energetico e riduzione delle emissioni inquinanti.

Gli strumenti per lo studio dei fenomeni di scambio termico e combustione utilizzati in questo lavoro sono l'analisi sperimentale e l'analisi numerica di una caldaia che possiede le caratteristiche peculiari del problema in esame.

I rilievi ottenuti dalle misurazioni effettuate su un prototipo strumentato, di potenza pari a 25kW, sono stati utilizzati per l'impostazione e la validazione delle simulazioni.

La simulazione della combustione in apparati complessi come quello in oggetto si rivela un problema di notevoli dimensioni in quanto presenta diversi aspetti che ne complicano l'implementazione.

In questo capitolo sono stati presentati tre diversi modelli che sintetizzano l'elevato numero di analisi effettuate dal Gruppo di Sistemi Energetici del Dipartimento di Ingegneria di Ferrara dal 2001 ad oggi relativamente allo studio numerico dei sistemi TPV. Un prima fase di validazione ha valutato il grado di approssimazione di tali modelli, selezionando quello

maggiormente realistico per poi passare alla valutazione delle prestazioni cogenerative del sistema TPV così simulato.

Globalmente, il modello caratterizzato da un inlet radiale della miscela e dalla presenza di un distributore e di un bruciatore solidi, descrive i fenomeni di scambio termico e combustione qualitativamente bene e ha permesso di approfondire le tecniche e le strategie di implementazione necessarie alla risoluzione di un problema di tali dimensioni. I risultati derivanti dall'analisi delle prestazioni della caldaia e di un ipotetico sistema TPV integrato risultano in linea con l'esperienza proveniente dalla letteratura e fondano le basi per una successiva applicazione del modello rivolta all'ottimizzazione di eventuali prototipi sperimentali.

Questo lungo lavoro ha costruito le basi per una successiva campagna di simulazioni numeriche da affiancare ad una sperimentazione più precisa e completa che abbia lo scopo di investigare il funzionamento più completo di un sistema TPV e di produrne un'accurata ottimizzazione. A tal fine gli sviluppi futuri di questo lavoro di tesi, che in parte sono già in fase di sviluppo, sono riassumibili in:

- sperimentazione su un prototipo di caldaia simile a quello qui analizzato con l'obiettivo di misurare in particolare il fenomeno di irraggiamento.
- realizzazione di una radicale modifica costruttiva al prototipo in oggetto al fine di produrre un reale sistema TPV. Tale modifica è basata sostanzialmente sulla sostituzione delle pareti esterne della camera di combustione a contatto con il lato acqua, che ora sono d'acciaio, con un

vetro termico in modo che la radiazione luminosa prodotta dal bruciatore possa essere realmente assorbita da celle fotovoltaiche posizionate esternamente. Sarà inoltre necessario studiare il posizionamento e la tipologia di eventuali filtri alla radiazione luminosa.

- realizzazione di un modello numerico comprensivo anche del lato acqua in grado di simulare lo scambio termico sulle pareti esterne della camera di combustione
- comparazione di diversi modelli numerici che simulino diversi materiali per le pareti esterne della camera di combustione e del bruciatore, in modo da poter prevedere le scelte costruttive da effettuare sul prototipo TPV. In questa fase la simulazione numerica rappresenta uno strumento progettuale vero e proprio nei confronti del prototipo.
- comparazione di una serie di modelli numerici caratterizzati da differenti posizioni radiali del bruciatore, in modo che la lunghezza d'onda della radiazione emessa risulti il più possibile vicina al range di assorbimento delle celle fotovoltaiche. Qui il modello numerico sarà utilizzato in una fase di ottimizzazione del prototipo
- utilizzo del modello numerico ai fini di una precisa valutazione del posizionamento e della tipologia delle celle fotovoltaiche sull'esterno del lato acqua.

E' evidente che nel seguito di questo lavoro il rapporto tra analisi numerica e sperimentazione avrà un ruolo fondamentale poiché è necessario garantire la corretta validazione del modello e delle ottimizzazioni del prototipo. In quest'ottica l'analisi numerica termofluidodinamica assume un ruolo di fondamentale importanza poiché rappresenta uno strumento di

progettazione e predimensionamento del prototipo prima, per poi consentire l'individuazione di modifiche strutturali e sui materiali allo scopo di raggiungere la massima ottimizzazione dell'apparato. Una corretta, accurata, realistica simulazione numerica diventa, così, un protagonista attivo nello sviluppo di un complesso sistema cogenerativo come il TPV.

10.13 BIBLIOGRAFIA

- Bettocchi R., Pinelli M., Tagliaferro B., “*Analisi termofluidodinamica di caldaie a basse emissioni*”, Baltur S.p.A Cento e Dipartimento di Ingegneria dell’Università di Ferrara.
- Shubnell M., Benz P., Mayor J.C. (1997), “*Design of a thermophotovoltaic residential heating system*”, Paul Scherrer Institute, CH-5232 Villigen-PSI, Switzerland.
- Leonardi S.A., Viskanta R., Gore J.P. (2001), “*Radiation and thermal performance measurements of a metal fiber burner*”, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, USA.
- Qiu K., Hayden A.C.S (2003), “*Thermophotovoltaic generation of electricity in a gas fired heater: Influence of radiant burner configurations and combustion processes*”, CANMET Energy Technology Centre, Natural Resources Canada.
- Leonardi S.A., Viskanta R., Gore J.P. (2003), “*Analytical and Experimental Study of Combustion and Heat Transfer in Submerged Flame Metal Fiber Burners/Heaters*”, School of Mechanical Engineering, Purdue.
- Golombok M., Prothero A., Small L. M. (1991), “*Surface Combustion in Metal Fiber Burners*”, Combustion Science and Technology, Vol. 77 pp. 202 - 223.
- G. Cenci, “*Analisi numerica della combustione in bruciatori con tela metallica irraggiante*”, Tesi di Laurea A.A. 2003-2004, Università di Ferrara - Facoltà di Ingegneria.
- D. Beghelli, “*Analisi della combustione con codici numerici tridimensionali in bruciatori a superficie irraggiante*”, Tesi

di Laurea A.A. 2005-2006, Università di Ferrara - Facoltà di Ingegneria.

- G. Mascalzi, “ Tecnologie innovative per micro/mini cogenerazione”, lezione dal Corso di Formazione Permanente sulle Tecnologie avanzate per la Cogenerazione diffusa, Dipartimento di Energetica del Politecnico di Milano, 2001.



Cap.11: Conclusioni e sviluppi futuri

Questo lavoro di tesi è uno dei risultati dell'attività di dottorato svolta dal 01.01.2006 al 31.12.2008 presso il Gruppo di Sistemi Energetici del Dipartimento di Ingegneria di Ferrara e tratta, in particolare, dello studio della combustione in sistemi energetici destinati alla microcogenerazione.

Tra i sistemi energetici considerati, si distinguono tecnologie consolidate e tecnologie innovative di produzione di energia elettrica e termica. In particolare sono stati studiati rispettivamente le microturbine e i sistemi termofotovoltaici (TPV) approfondendo l'aspetto critico della combustione. A tal fine sono state modellate numericamente quattro diverse camere di combustione di microturbine e una camera di combustione di una caldaia ad irraggiamento dedicata allo studio dei sistemi TPV. L'analisi numerica CFD di questi sistemi è stata comparata con dati provenienti dalla letteratura e con prove sperimentali condotte sui combustori in oggetto.

I modelli numerici generati sono il risultato di un lungo periodo di studio dei codici dedicati, a partire dai modellatori solidi, per passare ai generatori di griglie per finire con i codici di simulazione CFD. La comprensione dell'interazione tra questi codici, lo studio dei modelli numerici integrati in essi, la valutazione dell'efficienza degli svariati tipi di griglie che si possono generare, però, rappresentano solamente la parte più operativa dell'attività di simulazione numerica di sistemi complessi come i combustori. Alla base dell'infinito ed interminabile processo di ottimizzazione dei modelli numerici, vi è, infatti la

necessità di tradurre ciò che si può osservare nella realtà in un modello numerico in grado di simularne, nel modo più attinente possibile, i fenomeni termofluidodinamici. E' questo processo di traduzione che spesso rappresenta le maggiori difficoltà concettuali e che spesso richiede lunghissimi tempi per avvicinare il modello numerico al funzionamento del sistema reale. In quest'ottica, occorre sottolineare il duplice ruolo dell'analisi numerica CFD che, soprattutto in relazione con il mondo industriale, deve essere tesa non solo ad una corretta osservazione della realtà e dei complessi fenomeni termofluidodinamici, ma anche alla modifica e all'ottimizzazione dei sistemi in oggetto. Nel particolare caso dei combustori, la simulazione può generare una profonda comprensione del fenomeno di combustione, ma deve poi essere impiegata per produrre eventuali ipotesi di modifica ai fini dell'ottimizzazione industriale a seguito della sostituzione al tradizionale combustibile, il metano, di combustibili a basso potere calorifico come il biogas. Ecco che con questo ruolo, l'analisi numerica diventa protagonista nella pratica industriale poiché può essere attivamente utilizzata per valutare un notevole numero di modifiche alle geometrie o alle condizioni operative al fine di ottimizzare il funzionamento di un combustore. Modifiche che, in molti casi, non sarebbero sperimentalmente realizzabili con tempi e costi ragionevoli.

I modelli numerici qui presentati rappresentano una base di partenza per l'utilizzo della simulazione CFD ai fini industriali ed un primo punto di arrivo di un lungo processo di apprendimento delle tecniche di analisi numerica. L'opportunità di osservare il comportamento di diversi modelli numerici relativi a differenti geometrie di combustori caratterizzate rappresenta un severo strumento di valutazione e di comprensione dei metodi di simulazione. Al termine di questo lavoro è stato possibile osservare comportamenti comuni nei vari combustori di differenti griglie di calcolo e differenti modelli numerici implementati nei codici di

simulazione. Questo ha permesso di stabilire una linea guida nell'analisi numerica di un combustore:

- In molti casi è assolutamente necessario semplificare la geometria del modello numerico al fine di contenerne l'onere computazionale in fase di risoluzione. E' quindi, opportuno valutare eventuali periodicità e depurare la geometria da particolari costruttivi ininfluenti sulla combustione. Questa fase, spesso complessa e concettualmente critica, fa sì che tutto il restante processo risulti più rapido ed efficace.
- Durante la fase di generazione della griglia è opportuno separare curve da superfici con particolare attenzione a quelle adiacenti alle periodicità e all'asse di simmetria. Poiché il codice ANSYS CFX 11.0 non è in grado di utilizzare griglie strutturate, non appare ragionevole costruire griglie esaedriche su geometrie caratterizzate da notevole complessità come quelle dei combustori. Per quanto riguarda le griglie tetraedriche non strutturate, è consigliabile evitare forti raffittimenti superficiali che generino elevati gradienti sulla dimensione dei volumi finiti spostandosi verso le pareti esterne. E' stato osservato, infatti, che la combustione, dipendendo fortemente dalla turbolenza, è particolarmente influenzata da forti raffittimenti e la morfologia della fiamma può essere deviata numericamente da una griglia poco regolare. Al fine di garantire risultati attendibili, la necessità di non effettuare raffittimenti superficiali notevoli, però, porta ad un numero di elementi molto elevato che produce modelli numerici caratterizzati da un importante onere computazionale durante la risoluzione. Moderne workstation con ottime prestazioni sono spesso insufficienti alla risoluzione di modelli di questo genere e può essere necessario utilizzare cluster di calcolo.

-
- Con griglie tetraedriche, il modello di turbolenza ha spesso un'influenza relativa sul risultato finale. Se si valuta il compromesso tra onere computazionale, robustezza del modello e validità dei risultati, i modelli a due equazioni sono generalmente la scelta migliore.
 - In questo lavoro sono stati prevalentemente testati due modelli di combustione: il Eddy Dissipation Model ed il Finite Rate Chemistry. I risultati più attendibili derivano dall'utilizzo dei due modelli combinati. La combinazione dei due modelli fa sì che laddove la reazione di combustione è molto veloce prevale il EDM basandosi sul rapporto k/ϵ , mentre dove prevale la cinetica chimica il FRC segue la legge di Arrhenius. Spesso il FRC è in grado di ridimensionare fenomeni di accensione a ridosso delle pareti del tutto numerici, altrimenti difficilmente eliminabili. La scelta di utilizzare i due modelli combinati, solo in certi casi, genera, però un modello poco robusto o che non produce combustione ed allora il EDM singolarmente diventa una scelta univoca. Il codice ANSYS CFX 11.0 mette a disposizione dell'operatore alcuni parametri di controllo del modello di combustione con lo scopo di correggere la morfologia della fiamma nei casi in cui assuma comportamenti non plausibili. In seguito ad una lunga serie di analisi di sensibilità, l'unico di questi che ha una sensibile influenza sulla combustione è il Mixing Rate Limit. Utilizzando valori di MRL molto inferiori a quello di default è possibile, in alcuni casi, ottenere una morfologia di fiamma più realistica. A seguito dell'applicazione del modello di combustione combinato EDM&FRC, sono state testate due differenti velocità di reazione, quella implementata di default nel codice ANSYS CFX 11.0 e quella studiata dal Prof. Tuccillo. Rispetto ai risultati ottenuti, oltre che generare modelli più robusti, la prima risulta più vicina ai

risultati sperimentali mentre la seconda produce una combustione più aggressiva, in certi casi distante dalla realtà.

- Le camere di combustione di microturbine analizzate, sono state simulate, oltre che con alimentazione a metano, con alimentazione a biogas. Di conseguenza è stato possibile valutare l'influenza di un eventuale alimentazione con un combustibile a basso potere calorifico sul comportamento del combustore. Inoltre è stata effettuata una serie di modifiche sia sul frazionamento di aria e combustibile alla linea del pilot e del main sia sulle geometrie costruttive dei combustori, volte all'ottimizzazione del funzionamento in tali condizioni di alimentazione. Se ogni geometria ha un comportamento caratteristico, questa fase, ha prodotto una notevole conoscenza del fenomeno di combustione che si fonda in particolar modo sul miscelamento di flussi di aria e combustibile con differenti condizioni fisico-chimiche. In particolare, la velocità ed il grado di turbolenza di questi flussi a ridosso delle zone di accensione della fiamma assumono un ruolo fondamentale nei confronti della combustione.
- L'analisi numerica della caldaia ad irraggiamento simulata ai fini dello studio dei sistemi termofotovoltaici TPV, riassumendo molti degli accorgimenti provenienti dallo studio dei combustori di microturbine, ha sviluppato un modello in grado di simulare i principali fenomeni di combustione ed irraggiamento qui presenti. Il grado di complessità di questa applicazione richiede ulteriori sviluppi del modello e una spinta e precisa sperimentazione, ma il risultato raggiunto rappresenta un base di partenza per l'ottimizzazione puntuale ed efficace di un sistema TPV. Non solo il modello realizzato ma, in particolare, il metodo di osservazione dei risultati utilizzato è, infatti, in grado di effettuare studi numerici comparativi sui bruciatori, sui filtri e sulle celle fotovoltaiche

impiegate al fine di trovare la configurazione ottimale per lo sviluppo di un sistema TPV con rendimenti elettrici più elevati.

Se questo lavoro segna un primo traguardo nella ricerca di un corretto ed efficace processo di analisi numerica di un generico combustore, molti ed interessanti sono gli sviluppi che da qui prendono forma:

- I combustori modellizzati non prevedono scambio termico con le pareti esterne ma sono semplicemente state fissate temperature in linea con i dati sperimentali o condizioni di adiabaticità. Per quanto riguarda la caldaia ad irraggiamento simulata è stato modellizzato lo scambio termico coniugato tra gas e i solidi del distributore e del bruciatore con risultati in linea con quelli attesi. Di grande interesse rimane lo studio dello scambio termico tra le pareti esterne dei combustori, i gas all'interno della camera e gli eventuali fluidi refrigeranti all'esterno. Modelli di questo tipo sono già in fase di sviluppo e i primi risultati sembrano attendibili.
- Tra i combustibili a basso potere calorifico vi sono anche Syngas e combustibili vegetali. Alcuni studi riguardanti un eventuale alimentazione in queste condizioni sono partiti da poco. In certi casi i codici numerici sono in grado di produrre risultati attendibili mentre in altri è più difficile.
- Un aspetto affrontato in questi anni di ricerca, ma non presentato in questo lavoro, è quello dello studio delle emissioni. Particolarmente interessante anche in funzione di combustibili alternativi, questo aspetto è tuttora in fase di sviluppo.
- Se per quanto riguarda le camere di combustione delle microturbine sono state effettuate e simulate alcune modifiche costruttive alle geometrie, per la caldaia ad irraggiamento non è stato ancora effettuato alcun processo di ottimizzazione. Visto che in entrambi i casi non sono disponibili prove sperimentali che attestino la validità

comparativa dei modelli prodotti, l'opportunità di lavorare a contatto con il mondo industriale per valutare modifiche di questo tipo rappresenta un notevole incremento agli studi affrontati fino a qui. Occorre anche considerare che le modifiche ipotizzate, sebbene siano ragionevoli, non hanno avuto una reale conferma alla possibilità di poterle veramente realizzare nella pratica industriale. Ecco che, in quest'ottica, uno strumento valido e potente come l'analisi CFD perde il proprio valore se non confrontata con la pratica industriale quotidianamente caratterizzata da problemi critici quali le caratteristiche dei materiali impiegati, la complessità dei processi produttivi, la sicurezza e, non meno importanti, i costi di produzione, ricerca e sviluppo.

Concludendo si vuole sottolineare la potenzialità di uno strumento come l'analisi numerica termofluidodinamica CFD. Tale tecnica ha la possibilità di investigare fenomeni complessi come la combustione producendo una comprensione fisica e tangibile di ciò che avviene realmente all'interno di un sistema. Contemporaneamente, però, si vuole marcare la necessità di continue conferme dal mondo reale verso i modelli numerici prodotti, attraverso le quali l'analisi numerica CFD può assumere veramente un ruolo sostanziale nell'ottimizzazione dei sistemi analizzati, producendo il miglioramento continuo che si richiede ad un mondo industriale come quello attuale sempre più proteso all'incremento delle performance ed all'abbattimento dei costi.