



Università degli Studi di Ferrara

DOTTORATO DI RICERCA IN
"SCIENZE DELL'INGEGNERIA"

CICLO XXII

COORDINATORE Prof. Stefano Trillo

**STUDIO DI SISTEMI ENERGETICI AVANZATI
ALIMENTATI CON COMBUSTIBILI
DA FONTI FOSSILI E RINNOVABILI
PER LA PICCOLA E MICRO-COGENERAZIONE DISTRIBUITA**

Settore Scientifico Disciplinare ING-IND/09

Dottorando

Dott. Cadorin Margherita

Tutore

Prof. Pinelli Michele

Anni 2007/2009

SOMMARIO

Nel presente lavoro sono state analizzate le performance energetico-economiche di differenti tipologie di sistemi energetici per la piccola e micro-cogenerazione domestica. L'analisi è stata condotta al fine di eseguire un confronto sulle prestazioni di tali sistemi al variare delle condizioni operative e del combustibile di alimentazione.

In particolare l'analisi ha considerato lo studio di sistemi energetici tradizionali (microturbine a gas e motori a combustione interna) e sistemi energetici innovativi (sistemi termofotovoltaici).

I sistemi energetici tradizionali considerati sono i motori a combustione interna e le microturbine a gas. Tali sistemi negli ultimi anni hanno visto un crescente utilizzo nell'ambito della piccola cogenerazione domestica e residenziale e possono essere quindi considerati come una tecnologia consolidata. Per tale motivo si è ritenuto particolarmente interessante condurre un'analisi focalizzata sull'utilizzo di diversi combustibili, sia di tipo tradizionale sia derivanti da biomasse. Lo studio è stato affrontato secondo due diversi approcci metodologici: lo sviluppo di un modello zero-dimensionale sviluppato in ambiente MatLab e di un modello tri-dimensionale che si avvale dell'utilizzo del codice commerciale di analisi termofluidodinamica ANSYS CFX.

Il modello zero-dimensionale è stato realizzato allo scopo di analizzare dal punto di vista energetico ed economico le performance di un sistema integrato che comprende l'intera filiera biomassa-energia. Il modello consente di investigare gli aspetti fondamentali dell'intero processo sia per quanto riguarda l'efficienza del processo di trasformazione della biomassa sia in relazione all'efficienza di vari sistemi energetici messi a confronto. Le analisi sono condotte allo scopo di individuare il layout impiantistico in grado di ottimizzare la profittabilità dell'investimento tenendo conto dell'efficienza complessiva del sistema e del suo impatto ambientale. Il modello è inoltre stato realizzato in modo tale da

poter essere adattato a diverse filiere e quindi a differenti tipologie di biomasse, di processi di trasformazione e di sistemi energetici.

Il modello tri-dimensionale riguarda l'analisi numerica termofluidodinamica del fenomeno di combustione entro camere di combustione di due diverse microturbine a gas di potenza elettrica inferiore a 100 kW_{el} ed è stata eseguita con un codice di calcolo commerciale ai volumi finiti. Lo studio è stato condotto allo scopo di valutare le performance dei combustori in diverse condizioni operative in termini di: potenza termica sviluppata, distribuzione di velocità e di temperatura entro le varie zone del combustore, caratteristiche del processo di formazione delle diverse specie chimiche ed in particolare delle emissioni inquinanti quali CO e NO_x. Le analisi sono state sviluppate sia per un combustibile fossile tradizionale come il gas naturale sia per un combustibile da biomassa quale il syngas prodotto da processi di gassificazione termochimici di biomasse.

Il sistema energetico innovativo studiato è un sistema termofotovoltaico (TPV) applicato su di una caldaia domestica a condensazione di potenza termica nominale massima pari a 30 kW_{th}. Lo studio è stato condotto in primo luogo attraverso la definizione di diversi scenari di analisi finalizzati allo studio della performance energetico-economica di tali sistemi sia sulla base dei costi e dei valori di efficienza attuali sia sui costi e i valori di efficienza relativi ad un futuro consolidamento di tale tecnologia.

Inoltre è stata condotta un'analisi termofluidodinamica della caldaia oggetto di studio utilizzando il codice ANSYS CFX. Sono stati sviluppati dei modelli numerici tri-dimensionali finalizzati all'analisi della caldaia sia entro la camera di combustione sia entro lo scambiatore acqua/gas. Inoltre è stato sviluppato un modello capace di studiare la caldaia dal punto di vista globale al fine di studiare tutti i fenomeni fluidodinamici e di scambio termico e di stimare l'energia elettrica producibile qualora fossero installate delle celle termofotovoltaiche sulla parete laterale della camera di combustione.

ABSTRACT

In the present work the energetic and economical performance of different energy systems for smart and micro-cogeneration has been analyzed. The analysis has been carried out in order to compare the performance of energy systems under different operating conditions and fuel feeding.

In particular, traditional energy systems (such as micro gas turbines and internal combustion engines) and innovative energy systems (such as thermophotovoltaic technology) have been analyzed.

In last years, the use of the traditional energy systems in residential smart and micro-CHP has grown up and therefore they could be considered as a well-established technology. For this reason, an analysis focused on the influence of the use of different fuels (traditional fuels and fuels obtained from biomass) has been considered an interesting issue. The analysis has been carried out following two different approaches: the development of a zero-dimensional model implemented in MatLab environment and of a three-dimensional model using the commercial code ANSYS CFX for thermofluiddynamic analyses.

The zero-dimensional model has been realized in order to investigate the performance of an integrated system, which includes production, gathering, carriage and transformation of biomass into renewable fuels and then into energy (both electrical and thermal) from an energetic and economic point of view. The model allows the analysis of the main features of the whole process in terms of efficiency of the transformation process and of efficiency of different kinds of energy systems. The model has been applied to identify the system configuration which maximizes economic profitability, with respect to the current scenario which implies the fulfillment of environmental issues, of economic constraints, of reduced impact on population and of high system efficiency. Moreover, the model is characterized by a modular structure in order to simulate different plant layouts (different type of biomasses, transformation processes and energy systems).

The three-dimensional model is focused on the CFD analysis of combustion in micro gas turbines combustors. In particular, the behavior of combustors of two different 100 kW_{el} micro gas turbines has been taken into consideration. The analyses have been carried out in order to evaluate the combustor performances under different operating conditions in terms of: thermal power, velocity and temperature profiles, concentration of chemical species and formation of pollutant emissions such as CO and NO_x. The analyses involve the use of traditional fossil fuels, such as natural gas, and of fuels obtained from biomass transformation processes, such as syngas from thermochemical gasification.

The innovative energy system analyzed in the present work is a thermophotovoltaic system (TPV) applied to a condensing boiler for domestic application characterized by a maximum nominal thermal power equal to 30 kW_{th}. At first, the analysis has been performed through the definition of different scenarios in order to investigate the energetic and economic performance of TPV technology related to the actual values of system efficiency and purchase costs and referred to a consolidated technology.

Moreover, a CFD analysis of the boiler has been carried out using the commercial code ANSYS CFX. Numerical three-dimensional models have been developed to analyze the boiler behavior both in the combustion chamber and in the water-gas heat exchanger. The models allow the analysis of the whole boiler performance in terms of fluid dynamic behavior and heat transfer phenomena. At last, the models allow to estimate the deliverable electric energy if TPV cells would be applied on boiler combustion chamber lateral walls.

INDICE

Introduzione.....	1
 Capitolo 1 - La filiera biomassa-energia	
1.1 Introduzione.....	7
1.2 Il pacchetto “energia e clima” della UE.....	8
1.2.1 Le piattaforme biocarburanti.....	9
1.2.2 Il futuro della bioenergia.....	10
1.3 La filiera biomassa - energia.....	11
 Capitolo 2 - Sistemi per la produzione dell'energia alimentati a biomasse: analisi enegetica ed economica	
2.1 Introduzione.....	17
2.2 Sviluppo di un modello per la simulazione del processo biomassa/energi	18
2.2.1 Introduzione a modello.....	18
2.2.2 Obiettivi dell'analisi.....	20
2.2.3 Raccolta.....	21
2.2.4 Pre-trattamento.....	22
2.2.5 Trasformazione della biomassa in combustibile.....	22
2.2.6 Trattamento.....	22
2.2.7 Stoccaggio.....	22
2.2.8 Sistema energetico.....	23
2.3 Applicazione del modello al processo di digestione anaerobica.....	24
2.3.1 Raccolta e pre-trattamento.....	24
2.3.2 Transformazione della biomassa in combustibile.....	25

2.4	Ipotesi delle analisi.....	26
2.4.1	Raccolta.....	26
2.4.2	Digestione.....	27
2.4.3	Sistema energetico.....	28
2.4.4	Ipotesi economiche.....	30
2.5	Analisi dei risultati.....	34
2.5.1	Influenza della quantità di biomassa annuale.....	34
2.5.2	Analisi di influenza dei costi.....	37
2.5.3	Influenza del prezzo dell'energia elettrica e del costo della biomassa.....	38
2.6	Conclusioni.....	40

Capitolo 3 - Sistemi per la produzione dell'energia: analisi CFD in camere di combustione di microturbine a gas

3.1	La microgenerazione distribuita.....	47
3.2	Analisi cfd dei combustori di microturbine a gas.....	50
3.2.1	Introduzione alla fluidodinamica numerica.....	50
3.2.2	Sviluppo di un modello tridimensionale di combustori di microturbine a gas	52
3.2.3	Il codice di calcolo e processo di analisi.....	53
3.3	I modelli di turbolenza.....	56
3.4	I modelli di combustione.....	61
3.4.1	Modello di combustione Eddy Dissipation (EDM).....	62
3.4.2	Modello di combustione Finite Rate Chemistry (FRC).....	64
3.4.3	Modello di combustione Laminar Flamelet.....	64
3.4.4	Schemi di reazione applicati ai modelli di combustione.....	66
3.5	Modelli di irraggiamento.....	67
3.5.1	I modelli di irraggiamento.....	69
3.5.2	I modelli spettrali.....	72

Capitolo 4 - La camera di combustione della microturbina Elliott TA 80R

4.1	I combustori RQL.....	75
4.2	Il combustore della MTG Elliott TA 80R.....	78
4.3	Simulazione della combustione di aria e metano non premiscelati.....	80
4.3.1	Geometria e griglia di calcolo.....	80
4.3.2	Impostazione della simulazione in ANSYS CFX 11.0	83

4.3.3	Analisi dei risultati.....	88
4.4	Simulazione del combustore a carico variabile.....	93
4.4.1	Simulazione dello scambio termico fluido-solido.....	93
4.4.2	Modifiche alla geometria.....	94
4.4.3	Generazione della griglia di calcolo.....	95
4.4.4	Condizioni al contorno.....	98
4.4.5	Temperature sulle pareti solide.....	100
4.5	Dati sperimentali per Elliott TA 80R.....	105
4.5.1	Impostazione della simulazione in ANSYS CFX 10-Pre.....	106
4.5.2	Valutazione delle prestazioni globali.....	107
4.5.3	Analisi delle emissioni.....	109
4.6	Confronto alimentazione a metano e a syngas.....	114
4.6.1	Analisi dei risultati.....	117
4.7	Conclusioni.....	124
Capitolo 5 - La camera di combustione della microturbina Turbec T100		
5.1	I combustori per turbine a gas.....	127
5.2	Il combustore della MTG Turbec T100.....	130
5.3	Simulazioni numeriche.....	132
5.3.1	Realizzazione della geometria solida.....	132
5.3.2	Realizzazione della griglia di calcolo.....	132
5.3.3	Impostazione della simulazione in ANSYS CFX 11.0 Pre.....	136
5.3.1	Confronto fra risultati numerici e sperimentali.....	140
5.4	Confronto alimentazione a metano e a syngas.....	154
5.5	Conclusioni.....	162
Capitolo 6 - Sistemi innovativi di produzione dell'energia: i sistemi termofotovoltaici		
6.1	Introduzione.....	165
6.2	Evoluzione storica del termofotovoltaico.....	167
6.3	Principio di funzionamento.....	170
6.4	Elementi costitutivi del sistema TPV.....	170
6.4.1	Sorgente di calore - emettitore.....	170
6.4.2	Bruciatori porosi.....	172

6.4.3	Bruciatori solidi “rivestiti” con un mezzo poroso.....	173
6.5	Filtri.....	178
6.5.1	Filtri al plasma.....	181
6.5.2	Filtri dielettrici.....	182
6.6	Celle fotovoltaiche.....	182
6.6.1	Celle al Germanio.....	185
6.6.2	Celle al Slicio.....	186
6.6.3	Celle al GaSb.....	188
6.6.4	Celle al Ga_xIn_yAs	189
6.7	Efficienza del sistema TPV.....	189
6.7.1	Rendimento chimico di irraggiamento.....	192
6.7.2	Rendimento spettrale.....	193
6.7.3	Rendimento geometrico o fattore di vista.....	195
6.7.4	Rendimento delle celle fotovoltaiche.....	196
6.8	Parametri d’influenza sul rendimento.....	196
6.8.1	Rapporto di combustione.....	197
6.8.2	Eccesso d’aria utilizzato per la combustione.....	198
6.8.3	Materiale con cui è realizzato l’emettitore.....	199
6.8.4	Spessore dell’emettitore.....	200
6.8.5	Temperatura dell’emettitore.....	201
6.8.6	Proprietà del filtro.....	202
6.8.7	Temperatura delle celle fotovoltaiche.....	203
6.8.8	Combinazione emettitore-celle fotovoltaiche.....	203
 Capitolo 7 - La microgenerazione domestica con sistemi termofotovoltaici		
7.1	Introduzione.....	207
7.2	Prezzi dell’energia elettrica e del gas naturale nell’unione europea.....	208
7.2.1	Prezzi dell’energia elettrica per le utenze domestiche.....	210
7.2.2	Prezzi del gas naturale per le utenze domestiche.....	213
7.3	Fabbisogno energetico degli edifici residenziali.....	215
7.3.1	Efficienza energetica in ambito residenziale.....	215
7.3.2	La certificazione energetica in europa.....	217
7.4	La cogenerazione: definizione, normativa e sostenibilità.....	221
7.4.1	Scenario energetico di riferimento.....	221

7.4.2	Principi energetici e definizioni della cogenerazione.....	222
7.4.3	Principali indici che definiscono le prestazioni energetiche di un sistema cogenerativo.....	224
7.4.4	Analisi economica: principali parametri.....	226
7.4.5	Dalla cogenerazione alla microcogenerazione.....	228
7.5	La microcogenerazione con sistemi TPV.....	230
7.5.1	Ipotesi semplificative e relazioni di calcolo.....	230
7.6	Tariffe gas naturale ed energia elettrica.....	234
7.6.1	Costo del gas naturale.....	234
7.6.2	Costo di acquisto dell'energia elettrica.....	236
7.6.3	Prezzo di vendita dell'energia elettrica.....	239
7.7	Scenari di analisi.....	243
7.7.1	Prezzo dell'energia elettrica e del gas naturale.....	243
7.7.2	Analisi preliminare.....	245
7.7.3	Ipotesi semplificative.....	248
7.7.4	Scenario 1: TPV per applicazione domestica con solo riscaldamento invernale.....	249
7.7.5	Scenario 2: TPV per applicazione domestica con riscaldamento invernale e condizionamento estivo.....	261
7.8	Conclusioni.....	265

Capitolo 8 - Analisi CFD di un sistema TPV applicato ad una caldaia domestica

8.1	Introduzione.....	269
8.2	Descrizione della caldaia.....	270
8.2.1	Corpo caldaia.....	271
8.2.2	Bruciatore.....	272
8.3	Analisi numeriche del sistema TPV.....	274
8.3.1	Descrizione della geometria.....	275
8.3.2	Elementi costitutivi.....	276
8.3.3	Semplificazioni geometriche.....	281
8.4	Strategie computazionali e risorse.....	285
8.5	Analisi fluidodinamica del lato acqua.....	286
8.5.1	Analisi dei risultati.....	288

8.6	Analisi della sola camera di combustione.....	297
8.6.1	Griglia di calcolo.....	297
8.6.2	Modelli numerici e condizioni al contorno.....	299
8.6.3	Analisi dei risultati.....	301
8.6.4	Analisi della maglia metallica del bruciatore.....	309
8.7	Analisi del sistema TPV completo.....	315
8.7.1	Semplificazioni del lato acqua.....	315
8.7.2	Griglia di calcolo.....	320
8.7.3	Condizioni al contorno.....	322
8.7.4	Analisi dei risultati.....	322
8.8	Conclusioni.....	324

Capitolo 9 - Sistema TPV: prove sperimentali e confronto con i risultati numerici

9.1	Introduzione.....	327
9.2	Prove sperimentali.....	328
9.2.1	Posizione delle prese di temperature.....	328
9.2.2	Prove eseguite.....	330
9.2.3	Misure di temperatura in camera di combustione.....	333
9.2.4	Misure di temperatura lato acqua.....	335
9.3	Confronto dati numerici e sperimentali entro la camera di combustione	336
9.3.1	Confronto profili di temperatura entro la camera di combustione.....	336
9.3.2	Correzione delle misure sperimentali di temperatura.....	339
9.3.3	Calcolo dei fattori di vista.....	343
9.3.4	Confronto emissioni all'uscita del combustore.....	350
9.4	Confronto dati numerici e sperimentali entro il lato acqua.....	351
9.5	Confronto con le misure ottiche.....	354
9.5.1	Prove sperimentali.....	354
9.5.2	Analisi numeriche.....	355
9.6	Conclusioni.....	360
	Conclusioni e sviluppi futuri.....	363

INTRODUZIONE

Il lavoro oggetto della presente tesi di dottorato è stato svolto presso il Dipartimento di Ingegneria dell'Università di Ferrara nel periodo 2007-2009 in collaborazione con il gruppo di ricerca di "Sistemi per l'Energia e l'Ambiente".

Il lavoro svolto è stato finanziato da un fondo ministeriale dal titolo: "Risparmio energetico e microgenerazione distribuita", pertanto si è focalizzato sullo studio di sistemi per la produzione di energia da utilizzare per la piccola e micro-cogenerazione distribuita.

Il concetto di cogenerazione distribuita prevede una rete di impianti che utilizzano risorse locali rinnovabili o combustibili fossili. In particolar modo, la micro-cogenerazione, adattandosi a utenze di tipo residenziale, ha come obiettivo il soddisfacimento del fabbisogno termico con la contestuale produzione di energia elettrica da scambiare con la rete. Queste proposte dovrebbero favorire il decentramento dei sistemi energetici, favorire la partecipazione e le accettazioni locali, aumentandone la flessibilità e l'affidabilità. Alla cogenerazione distribuita si accoppia perciò il panorama della mini e micro cogenerazione e delle reti intelligenti o smart grid, necessarie per far funzionare tutto il sistema in modo interattivo, minimizzando l'uso delle risorse primarie, grazie ad accumuli di tipo termico ed elettrico. Allo stato attuale questo rimane un argomento di tendenza sul quale stanno avviandosi le prime esperienze, anche in Italia, nel VII Programma Quadro dell'Unione Europea.

Nel lavoro sviluppato sono state analizzate le performace energetico-economiche di differenti tipologie di sistemi energetici alimentati con differenti combustibili al fine di poter eseguire un confronto di prestazioni al variare delle condizioni operative e del combustibile di alimentazione.

In particolare l'analisi ha considerato lo studio di sistemi energetici tradizionali (microturbine a gas e motori a combustione interna) e sistemi energetici innovativi (sistemi termofotovoltaici).

Sistemi energetici tradizionali. I sistemi energetici considerati sono i motori a combustione interna e le microturbine a gas. Tali sistemi negli ultimi anni hanno visto un crescente utilizzo nell'ambito della piccola cogenerazione domestica e residenziale e possono essere quindi considerati come una tecnologia consolidata. Per tale motivo si è ritenuto particolarmente interessante condurre un'analisi focalizzata sull'utilizzo di diversi combustibili, sia di tipo tradizionale sia derivanti da biomasse. Lo studio è stato affrontato secondo due diversi approcci metodologici: lo sviluppo di un modello zero-dimensionale sviluppato in ambiente MatLab e di un modello tri-dimensionale che si avvale dell'utilizzo del codice commerciale di analisi termofluidodinamica ANSYS CFX.

Modello zero-dimensionale. Il modello sviluppato in ambiente MatLab è stato realizzato allo scopo di analizzare dal punto di vista energetico ed economico le performance di un sistema integrato che comprende l'intera filiera biomassa-energia. Il modello analizza gli aspetti fondamentali dell'intero processo sia per quanto riguarda l'efficienza del processo di trasformazione della biomassa sia in relazione all'efficienza di vari sistemi energetici messi a confronto. Le analisi sono condotte allo scopo di individuare il layout impiantistico in grado di ottimizzare la profittabilità dell'investimento tenendo conto dell'efficienza complessiva del sistema e del suo impatto ambientale. Il modello è inoltre stato realizzato in modo tale da poter essere adattato a diverse filiere e quindi a differenti tipologie di biomasse, di processi di trasformazione e di sistemi energetici.

Modello tri-dimensionale. Il modello riguarda l'analisi numerica termofluidodinamica del fenomeno di combustione entro camere di combustione di due diverse microturbine a gas di potenza elettrica inferiore a 100 kW_{el} . Le analisi sono state eseguite con il codice di calcolo commerciale ai volumi finiti ANSYS CFX. Le analisi condotte hanno lo scopo di valutare le performance dei combustori in diverse condizioni operative in termini di: potenza termica sviluppata, distribuzione di velocità e di temperatura entro le varie zone del combustore, caratteristiche del processo di formazione delle diverse specie chimiche ed in particolare delle emissioni inquinanti quali CO e NO_x . Le analisi sono state sviluppate sia per un combustibile fossile tradizionale come il gas naturale sia per un combustibile da

biomassa quale il syngas prodotto da processi di gassificazione termochimica di biomasse.

Sistemi energetici innovativi. Il sistema considerato è un sistema termofotovoltaico (TPV) applicato su di una caldaia domestica a condensazione di potenza termica nominale massima pari a $30 \text{ kW}_{\text{th}}$. Lo studio è stato condotto in primo luogo attraverso la definizione di diversi scenari di analisi finalizzati allo studio della performance energetico-economica di tali sistemi sia sulla base dei costi e dei valori di efficienza attuali sia sui costi e i valori di efficienza relativi ad un futuro consolidamento di tale tecnologia.

Inoltre è stata condotta un'analisi termofluidodinamica della caldaia oggetto di studio utilizzando il codice ANSYS CFX. Sono stati sviluppati dei modelli numerici tri-dimensionali finalizzati all'analisi della caldaia sia entro la camera di combustione sia entro lo scambiatore acqua/gas. Inoltre è stato sviluppato un modello capace di studiare la caldaia dal punto di vista globale al fine di studiare tutti i fenomeni fluidodinamici e di scambio termico e di stimare l'energia elettrica producibile qualora fossero installate delle celle termofotovoltaiche sulla parete laterale della camera di combustione.

Di seguito è riportata una descrizione del contenuto dei capitoli in cui è stato suddiviso il presente lavoro.

Nel Capitolo 1 è presentata una descrizione del significato della filiera biomassa-energia, soffermandosi in particolare sui processi di trasformazione della biomassa in combustibile.

Nel Capitolo 2 viene presentata l'analisi riguardante le prestazioni energetico-economiche di una filiera biomassa-energia riferita ad un caso specifico: la produzione di energia elettrica e termica mediante due sistemi energetici quali motori a combustione interna e microturbine a gas di potenza inferiore a $250 \text{ kW}_{\text{el}}$, alimentati da biogas prodotto da insilato di mais mediante un processo di digestione anaerobica a ciclo continuo.

Il Capitolo 3 descrive la metodologia con la quale sono state eseguite le simulazioni numeriche sviluppate nel modello tri-dimensionale e di descrivere le caratteristiche principali dei modelli numerici implementati dal codice di calcolo quali: modelli di turbolenza, modelli di combustione e schemi di reazione e modelli di irraggiamento.

Il Capitolo 4 ed il Capitolo 5 descrivono il principio di funzionamento di due combustori di microturbine a gas: il primo (Capitolo 4) è il combustore della microturbina Elliott TA 80R. Il combustore è di tipo RQL (Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn), particolare tipologia di combustori di forma anulare pensati per la riduzione delle emissioni

di NO_x; il secondo (Capitolo 5) è quello di tipo tubolare della microturbina Turbec T 100, combustore di tipo tradizionale caratterizzato dall'averne un'elevata robustezza meccanica e un buon livello di miscelazione. Dopo un'analisi di sensibilità alle griglie di calcolo e ai modelli numerici sono state eseguite delle analisi riguardanti diverse condizioni operative. In particolare, per il combustore della microturbina Elliott TA 80R sono state eseguite delle analisi numeriche nel caso di funzionamento a pieno carico e a carico parziale, confrontando i risultati numerici ottenuti con quelli sperimentali relativi alle prove eseguite sulla microturbina installata a banco prova. Per entrambi i combustori sono state condotte delle analisi sia nel caso di alimentazione con un combustibile tradizionale quale il gas naturale, sia con un combustibile da fonti rinnovabili quale un gas di sintesi ottenuto da un processo di pirolisi.

Il Capitolo 6 introduce la tecnologia termofotovoltaica descrivendone le principali caratteristiche e componenti quali: gli emettitori, i bruciatori porosi e solidi, i filtri e le celle termofotovoltaiche. Viene inoltre eseguita una descrizione di come viene calcolata l'efficienza complessiva del sistema in funzione di quattro rendimenti: il rendimento chimico, il rendimento spettrale, il fattore di vista ed il rendimento elettrico.

Nel Capitolo 7 sono presentati degli scenari di analisi finalizzati al calcolo delle prestazioni energetiche ed economiche di un sistema termofotovoltaico applicato ad un'utenza domestica. Gli scenari hanno lo scopo di valutare la convenienza di tale tecnologia sia allo stato attuale, considerando i costi ed i rendimenti riferiti al presente periodo, sia in uno scenario futuro in cui la tecnologia sarà maggiormente consolidata. A tale scopo è stata eseguita una ricerca relativa al prezzo del gas naturale, dell'energia elettrica e del costo specifico della tecnologia relativi all'anno 2009. Inoltre è stata condotta un'analisi parametrica finalizzata all'analisi energetico-economica dell'impianto al variare dei seguenti parametri: (i) il tempo di ritorno dell'investimento, (ii) il rendimento complessivo del sistema TPV, (iii) il costo specifico dell'energia elettrica, (iv) il fabbisogno termico annuale dell'utenza domestica ed (v) il costo specifico della tecnologia fotovoltaica. Tale analisi consente di capire come varia la profittabilità dell'impianto al variare delle condizioni di utilizzo della tecnologia oggetto di studio.

Il Capitolo 8 riguarda l'analisi di un prototipo di un sistema TPV applicato ad una caldaia domestica ad irraggiamento da 30 kW_{th}. Le analisi condotte sono costituite sia da prove sperimentali eseguite su due prototipi del sistema in esame sia da analisi numeriche tridimensionali eseguite con il codice di calcolo ANSYS CFX. Nel presente capitolo viene quindi descritta la procedura tramite la quale è stato possibile simulare numericamente

l'intera caldaia e sono illustrati i risultati numerici ottenuti di maggiore interesse.

Nel Capitolo 9 vengono infine presentati i risultati delle simulazioni numeriche oggetto del capitolo precedente in termini di confronto con i dati delle prove sperimentali eseguite sulla caldaia in esame. I dati sperimentali sono stati quindi confrontati con i dati delle analisi CFD al fine di verificare la capacità del codice di calcolo e dei suoi modelli numerici nel risolvere problemi complessi che coinvolgono tutti i fenomeni di scambio termico attraverso domini di calcolo di diversi stati fisici.

CAPITOLO 1

LA FILIERA BIOMASSA - ENERGIA

1.1 INTRODUZIONE

La domanda mondiale di energia sta aumentando molto rapidamente. Secondo il piú recente Scenario di Riferimento (World Energy Outlook 2007) dell'Agencia Internazionale per l'Energia (AIE), la crescita economica e l'aumento della popolazione globale porterà ad un aumento del consumo mondiale di energia pari al 55% tra il 2000 e il 2030, con vertiginosi picchi nei Paesi in via di sviluppo che contribuiranno per due terzi a questo aumento di domanda. Sempre secondo l'AIE, questa domanda verrà soddisfatta per l'85% tramite il ricorso ai combustibili fossili con inevitabili ripercussioni sull'ambiente ed in particolare sulle emissioni di CO₂ che si prevede aumenteranno del 57% nello stesso periodo di riferimento. Questa previsione corrisponde agli scenari peggiori del IV Rapporto sul Clima del Panel Intergovernativo sui Cambiamenti Climatici (IPCC), secondo il quale é necessaria una riduzione delle emissioni globali del 30-50% tra il 2030 e il 2050 al fine di garantire una stabilizzazione della concentrazione di CO₂ ad un livello di sicurezza (450-550 ppm) entro la fine del secolo ed evitare quindi cambiamenti irreversibili sul clima. Ancora secondo l'AIE, nei prossimi 25 anni saranno investiti oltre 20.000 miliardi di US dollari per l'esplorazione di olio e gas, nonché per la costruzione delle centrali elettriche e delle infrastrutture necessarie a rispondere alla crescente domanda di energia. Una quota marginale sarà destinata allo sviluppo delle fonti rinnovabili e della bioenergia (nel 2008 a livello federale le misure a sostegno del settore hanno riguardato aiuti per circa 13 miliardi di dollari). Considerando la vita media di centrali e infrastrutture energetiche (da 30 a oltre 50 anni), questi investimenti decideranno

il futuro energetico e ambientale del pianeta [1]. La possibilità di modificare il trend energetico globale verso una minore “intensità di carbonio” è legata allo sviluppo e all’uso, entro il 2030, di fonti energetiche alternative ai combustibili fossili e di tecnologie ad alta efficienza. Ovvero, all’adozione di misure urgenti e globali per:

- la “diversione” di una parte significativa degli investimenti per l’aumento di rinnovabili, nucleare e bioenergie nel portafoglio energetico;
- la promozione dell’efficienza energetica in tutti gli usi;
- la modificazione dei regimi di tassazione e sussidi nell’energia, per favorire le fonti a basso contenuto di carbonio fossile.

Le bioenergie, ed in particolare i biocombustibili, rappresentano un’opzione già disponibile in grado di assicurare sia risposte immediate, sia ulteriori sviluppi tecnologici in tempi relativamente brevi. Il ricorso alla bioenergia è attualmente trainato da quattro fattori principali: a) l’instabilità dei prezzi dei combustibili fossili; b) la diversificazione delle fonti energetiche e delle aree di approvvigionamento energetico; c) la necessità di ridurre le emissioni dei gas serra responsabili dei cambiamenti climatici e d) la possibilità di stimolare lo sviluppo nelle zone rurali, garantendo accesso all’energia e creando opportunità di impiego per nuova imprenditoria locale.

1.2 IL PACCHETTO “ENERGIA E CLIMA” DELLA UE

Il 23 gennaio 2008 la Commissione Europea ha adottato un nuovo Pacchetto Energia e Clima che include una proposta per una Direttiva sulla promozione e l’uso di energia da fonti rinnovabili. Questa Direttiva [2] stabilisce obiettivi vincolanti per gli Stati Membri in vista del raggiungimento del 20% di fonti rinnovabili nei consumi energetici del 2020. Le proiezioni fatte dalla Renewable Road Map del gennaio 2007 fanno rilevare un significativo contributo della bioenergia nel raggiungimento del 20%. Inoltre, nel documento del Consiglio Europeo del marzo 2007 sulla politica climatica ed energetica integrata e nel successivo dibattito in corso in ambito europeo sulla nuova Direttiva riguardante le Fonti Rinnovabili di Energia, particolare importanza viene data a tre punti-chiave:

- definizione di obiettivi al 2020 fondati sulle prospettive ed aspettative nazionali;
- sostegno del commercio delle biomasse e della bioenergia;
- certificazione chiara e trasparente delle filiere.

Su questa Direttiva (approvata ad aprile 2009) è in corso un vivace dibattito in vista del suo possibile varo nel 2010. La proposta viene a modificare il quadro di riferimento in quanto definisce un obiettivo unico di risparmio energetico per il trasporto, l'energia elettrica e quella termica, lasciando agli Stati Membri la libertà di definire il mix di misure ritenuto più idoneo.

A questo proposito occorre tener presente che:

- la Direttiva deve essere recepita dagli Stati Membri entro il 31 marzo 2010;
- ciascuno Stato deve adottare un piano nazionale per rendere operative le misure;
- è prevista la semplificazione delle procedure amministrative.

1.2.1 Le piattaforme biocarburanti

La Direzione Generale per la Ricerca della Commissione Europea, sulla base di un documento di analisi e prospettive elaborato da Biofuels Research Advisory Council (BIOFRAC), lanciò nel giugno del 2006, la European Biofuels Technology Platform (EBTP) per favorire le attività di ricerca, sviluppo e dimostrazione necessarie affinché la filiera Biofuel nel 2030 possa fornire, a costi competitivi, in modo economicamente e ambientalmente sostenibile, il 25% dell'energia necessaria per i trasporti su strada [1].

Le linee di sviluppo riguardano sia la produzione di materia prima sia le tecnologie di conversione con coinvolgimento di "stakeholders" pubblici e privati. I settori d'interesse sono:

- FILIERA BIODIESEL: oli vegetali trans esterificati prodotti da piante oleaginose o proteoleaginose;
- FILIERA ETANOLO: alcoli da carboidrati fermentiscibili originati da piante zuccherine e amidacee, nonché da residui dell'agricoltura, dell'agroindustria e probabilmente anche da altre fonti di derivazione organica;
- CARBURANTI DI SECONDA GENERAZIONE prodotti da fonti lignocellulosiche.

Le filiere sono giustificate prevalentemente da esigenze ambientali: sequestro della CO₂ e minor inquinamento atmosferico nel settore dei trasporti. Successivamente altri 16 Stati Membri hanno costituito Piattaforme Nazionali e "Mirror Groups" che hanno lo scopo di mantenere i collegamenti tra la Piattaforma Europea e le singole Piattaforme Nazionali. Nella scia delle Piattaforme Europee, anche in Italia nel gennaio 2008 è stata costituita la Piattaforma Tecnologica Italiana Biocarburanti (Biofuels Italia) la cui missione è "contribuire, attraverso l'emanazione di linee guida, studi di sistema, promozione di ricerca, divulgazione e dimostrazione, allo sviluppo delle filiere di produzione ed uso di

biocarburanti per autotrazione, macchine agricole e motonautica, competitive, eco-compatibili e in grado di creare un mercato sostenibile dei biocombustibili”.

1.2.2 Il futuro della bioenergia

Il crescente interesse per l'utilizzo delle biomasse come risorsa energetica ed il pressoché unanime riconoscimento dei vantaggi legati alla diffusione della bioenergia nel contesto economico italiano, costituiscono indubbiamente un punto di forza che allinea l'Italia alle altre nazioni europee ed extraeuropee. Le molteplici realizzazioni in atto, soprattutto nel settore dell'utilizzo termico ed elettrico della fonte biomassa, rivelano una solida base industriale ed un potenziale di ricerca finalizzata molto elevato.

Tuttavia, la bioenergia non ha ancora raggiunto in molte applicazioni una dimensione reale di mercato mantenendo inespresa parte delle potenzialità che le competono.

Ciò è riconducibile ad una complessa serie di fattori e barriere, che ne rallentano, tuttora, lo sviluppo. In estrema sintesi, i punti di debolezza del sistema biomasse in Italia possono essere ricondotti ai seguenti aspetti:

- *poca attenzione alle filiere di successo* (teleriscaldamento, teleraffrescamento, co-combustione, cogenerazione, biogas e biocarburanti) sia in termini di efficienza di conversione energetica sia in termini di accettabilità sociale;
- *debole impostazione sistemica dei progetti* (pochi collegamenti con il mondo agricolo e forestale);
- *precarietà dei bacini territoriali di produzione della biomassa* (poco riguardo alle condizioni dei suoli agricoli e forestali);
- *difficoltà di istituire accordi di filiera pluriennali tra gli operatori del settore* (scarsità di consorzi o associazioni di impresa tra produttori agricoli, industriali e imprese di servizi per la fornitura, la prima lavorazione delle biomasse, la gestione e la manutenzione degli impianti e, infine, la distribuzione dell'energia elettrica e/o termica prodotta);
- *numerosità e frammentarietà di normative sia giuridiche che tecniche* (in Italia se ne contano circa 100 senza considerare i provvedimenti regionali);
- *scarso coinvolgimento delle popolazioni locali* (poca percezione dei benefici diretti connessi con l'uso energetico delle biomasse).

Inoltre, occorre tener presente che la biomassa è l'unica fonte rinnovabile che deve essere prodotta prima di essere raccolta e utilizzata. La catena che va dalla produzione all'uso finale deve essere considerata in blocco e la relativa filiera progettata in base a

criteri di efficienza, dimensione ed estensione dei bacini di approvvigionamento, compatibilità con il contesto territoriale e socio-economico.

1.3 LA FILIERA BIOMASSA - ENERGIA

La recente crisi del settore agricolo italiano ha costretto gli addetti del settore a trovare nuove strade per ricavare reddito dalle proprie attività. Tra queste, una delle più promettenti ed attuali è quella dell'utilizzo dei prodotti dell'agricoltura come fonte energetica [3].

Questa pratica presenta indubbi vantaggi quali: (i) lo sfruttamento di sottoprodotti e residui agricoli, agro-industriali e forestali che dovrebbero essere smaltiti trasformando un costo in un'opportunità di ricavo; (ii) l'impiego dell'eccedenza di superficie agricola destinata a coltivazioni alimentari; (iii) la valorizzazione di terreni agricoli abbandonati e marginali; (iv) e lo sfruttamento del patrimonio forestale.

Una filiera agroenergetica è quindi una serie di fasi che permettono, a partire da una materia prima di origine vegetale o animale (la biomassa), di soddisfare il fabbisogno energetico di uno o più utilizzatori. Queste fasi coinvolgono tre passaggi essenziali: il reperimento della biomassa, la sua trasformazione in un vettore energetico (biocombustibile) ed il suo utilizzo all'interno di un sistema per la conversione di energia, come mostrato in Figura 1. 1.

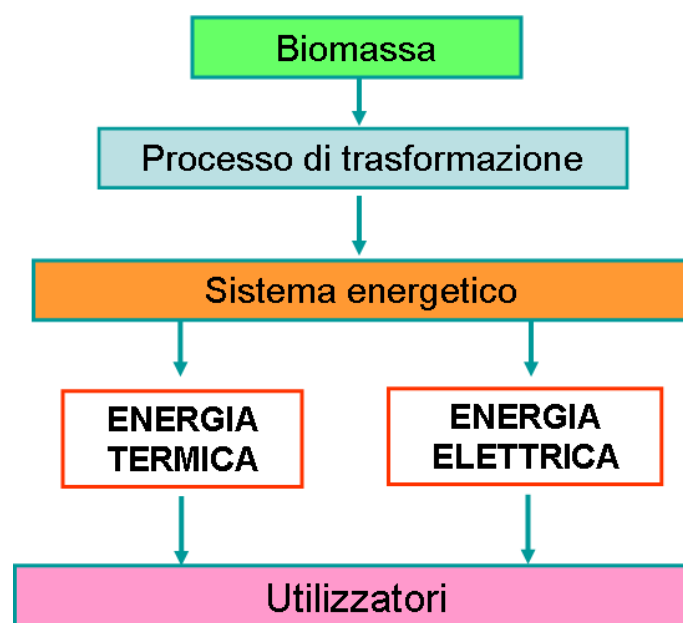


Figura 1. 1 – Filiera biomassa – energia

Le biomasse sono il punto di partenza della filiera biomassa-energia e della progettazione di sistemi energetici per la produzione contestuale di energia elettrica e termica (cogenerazione) a fonti rinnovabili. A differenza dei combustibili fossili, la biomassa è distribuita non omogeneamente sul territorio e ha una reperibilità non continua e costante durante l'anno. Un sistema cogenerativo a fonti rinnovabili può nascere quindi solo dalla concomitanza della richiesta termica e della disponibilità di biomassa. Le biomasse possono essere di diversa natura: colture dedicate, di cui si stima una disponibilità potenziale di 5 Mtep (Milioni di Tonnellate equivalenti di petrolio), coprodotti, sottoprodotti, residui o scarti di colture o di processi agroindustriali (20 Mtep), legna da ardere e parte organica dei rifiuti.

Il processo di trasformazione consiste nella produzione di un biocombustibile (cippato, biogas, syngas, olio vegetale, biodiesel, bioetanolo, etc.). La scelta del processo di trasformazione, e quindi del sistema energetico a valle del processo, dipende dalle caratteristiche della biomassa (umidità, composizione, pezzatura, etc.). I processi possono essere di varia natura: biochimici (es. digestione anaerobica), termochimici (es. combustione diretta, gassificazione) e fisico-chimici (es. estrazione meccanica di oli da piante oleaginose).

Infine, come sistemi energetici cogenerativi alimentati a biomassa si usano gli stessi sistemi utilizzati per la cogenerazione a fonte non rinnovabile: motori endotermici alternativi, motori Stirling a combustione esterna, microturbine a gas e cicli a vapore o ORC (Organic Rankine Cycle). Come precedentemente enunciato, la scelta del sistema energetico è vincolata alla biomassa a disposizione e al processo di trasformazione scelto.

Appare evidente che la complessità e la diversificazione a cui può essere soggetta la filiera agroenergetica necessitano di un processo di ottimizzazione al fine di individuare le combinazioni più efficienti per le diverse situazioni locali che si possono presentare.

Tra le varie possibili filiere alcune possono considerarsi consolidate in particolare si possono citare e verranno brevemente illustrate nel seguito (i) la combustione diretta di biomasse solide in caldaie alimentanti cicli a vapore d'acqua o a fluido organico, (ii) la digestione anaerobica di reflui zootecnici, residui agroindustriali o colture dedicate con produzione di biogas e combustione in motori endotermici alternativi o microturbine a gas, (iii) la gassificazione di residui colturali o biomasse legnose con produzione di syngas e combustione in motori endotermici alternativi e (iv) l'estrazione di oli vegetali da colture oleaginose dedicate e la combustione dell'olio in motori endotermici alternativi.

Combustione diretta

La combustione diretta di biomasse legnose è la tecnologia più consolidata, sostanzialmente si basa su di una caldaia all'interno della quale la combustione di biomasse legnose libera l'energia necessaria alla produzione del vapore d'acqua o di fluido organico la cui successiva espansione in una turbina consente la generazione elettrica.

La biomassa utilizzabile per questo tipo di generazione deve essere caratterizzata da una umidità contenuta (minore del 30 %) e da un rapporto carbonio/azoto superiore a 30. Generalmente vengono utilizzate essenze dedicate quali per esempio pioppo, salice, eucalipto o miscanthus, residui colturali quali paglia, fieno, stocchi, etc. o residui agroindustriali quali sansa di olive, lolla di riso, semi, gusci o noccioli.

In Italia risultano operanti 25 impianti per la generazione elettrica per un ammontare complessivo di circa 300 MW di potenza installata e 128 impianti per la generazione termica e il teleriscaldamento.

La problematica principale di questo tipo di impianti è infatti la garanzia di approvvigionamento di biomassa: essendo impianti di grossa taglia (dell'ordine delle decine di megawatt) necessitano di un elevato quantitativo di combustibile (circa 7'000 t/anno per ogni megawatt elettrico, o in termini di energia prodotta circa 0.9 kg di biomassa per ogni kWh). Questo problema può essere eluso mediante l'utilizzo di piccoli impianti a fluido organico che hanno una taglia minima di 200 kW.

Gli impianti a biomasse basati sulla combustione (sia totale come in questo caso o parziale come nel caso della gassificazione termochimica) hanno come residuo, oltre ovviamente ai fumi, le ceneri (circa un 2 % della biomassa entrante). La legislazione italiana classifica le ceneri risultanti dalla combustione di biomasse come "rifiuti speciali non pericolosi". Come tali vanno smaltite, ma possono accedere alle procedure semplificate (art. 214 del TUA e D.M. 5 febbraio 1998) come la produzione di conglomerati cementizi, l'impiego in cementifici o nell'industria dei laterizi e dell'argilla espansa, l'utilizzo per la formazione di rilevati stradali, il compostaggio o la produzione di fertilizzanti. Benché ci siano state promettenti sperimentazioni (progetto Biocen) e la pratica sia comune in altri paesi, non è ancora permesso l'utilizzo agronomico delle ceneri di combustione delle biomasse.

Digestione anaerobica

La digestione anaerobica è un processo biochimico di trasformazione della biomassa in un biocombustibile, il biogas (una miscela di anidride carbonica e metano), che può essere

utilizzato come fonte energetica per i motori endotermici alternativi e le microturbine a gas. Questa trasformazione avviene in un reattore (un semplice silos denominato digestore) ad opera di diverse popolazioni di batteri in simbiosi. Il biogas deve poi essere purificato (principalmente deumidificato e desolfurato) per consistere la combustione in sistemi energetici.

La biomassa adatta a questo tipo di processamento è una biomassa umida (umidità superiore al 30 %) e con un rapporto C/N inferiore a 30. Generalmente vengono impiegati reflui zootecnici (liquame suino, letame e liquame bovino), colture dedicate (mais allo stato ceroso, triticale, etc.), residui colturali (per esempio, foglie e coltetti di barbabietole) e residui agroindustriali (residui della lavorazione del pomodoro, dell'industria conserviera, ma anche della macellazione).

Il CRPA (Centro Ricerche Produzioni Animali) di Modena ha eseguito nel 2008 un censimento degli impianti a digestione anaerobica in Italia: sono risultati 154 gli impianti censiti, e si stima una potenza complessiva installata di circa 50 MW (54 impianti con potenza inferiore a 100 kW). Secondo quel censimento, gli impianti in fase di costruzione o di autorizzazione erano allora 39.

La dimensione di questi impianti li rende integrabili nelle realtà agricole ed in special modo (vista la disponibilità di materia prima a costo zero) negli allevamenti. L'utilizzo agronomico del digestato (ove consentito dalle restrizioni dovute alla cosiddetta "direttiva nitrati") rappresenta inoltre un modo efficiente di chiudere la catena.

Gassificazione termochimica

Gli impianti a gassificazione sono concettualmente simili a quelli illustrati nel paragrafo precedente, con la differenza che la trasformazione non avviene attraverso l'opera di microorganismi ma mediante una combustione parziale e che il gas prodotto, detto syngas, è una miscela composta prevalentemente da monossido di carbonio ed idrogeno. Anche in questo tipo di impianti il gas prima di essere immesso nel sistema energetico (generalmente un motore endotermico alternativo) deve essere purificato eliminando le micropolveri (mediante l'utilizzo di cicloni e filtri) e asportando l'acido solfidrico.

La biomassa utilizzabile per questo tipo di impianti è invece la stessa utilizzata per gli impianti a combustione diretta, cioè con umidità minore del 30 % e rapporto C/N superiore a 30. A differenza della combustione diretta questi impianti sono caratterizzati da una taglia piccola, inferiore al megawatt e necessitano quindi complessivamente di un minor

quantitativo di biomassa: circa 1.2 kg di biomassa legnosa per ogni kWh di elettricità prodotta che per un impianto da un MW si traducono in circa 8'000 t/anno).

Questi impianti non sono ancora molto diffusi. In Emilia Romagna esiste un'applicazione sperimentale del laboratorio di rete CISA a Castel d'Aiano in provincia di Bologna. Il syngas prodotto da cippato di legno è utilizzato per produrre energia elettrica mediante un motore Stirling ed energia termica per una rete di teleriscaldamento che rifornisce una palestra ed una piscina.

Estrazione e combustione di oli vegetali

E' la tecnologia di cogenerazione a combustibile rinnovabile che più si avvicina alla corrispondente tecnologia a combustibile fossile: l'unica differenza sostanziale consiste nell'interposizione tra il serbatoio del combustibile (in questo caso olio vegetale di girasole, colza, soia o palma) e il motore endotermico alternativo di uno scambiatore di calore al fine di riscaldare l'olio riducendone l'elevata viscosità. Attualmente sono presenti circa 700 MW installati in Italia, prevalentemente con motori endotermici alternativi di grande taglia, e a giugno 2008 erano pendenti presso il GSE (Gestore Servizi Elettrici) richieste di certificazioni IAFR (Impianto A Fonti Rinnovabili) per circa 1'700 MW.

Il problema principale di questa tecnologia di generazione a combustibile rinnovabile sembra essere la necessità, dettata da problematiche tecnologiche, di taglie superiori al megawatt, che richiedono una elevata disponibilità di olio e quindi di superficie coltivata (circa 1250 ha per ogni MW installato in caso di girasole o colza o 2000 ha in caso di soia). Generalmente questo problema di approvvigionamento viene eluso importando olio di palma da Malaysia ed Indonesia, ma questa pratica pone dei dubbi sulla sua sostenibilità ambientale e socio-economica.

Esistono comunque applicazioni con motori endotermici alternativi di piccola taglia, anche se la loro affidabilità e sostenibilità tecnologica è ancora da verificare.

Il sistema energetico

I sistemi energetici utilizzati nella cogenerazione a biomassa sono gli stessi utilizzati per la cogenerazione a fonte non rinnovabile: motori a combustione interna, motori Stirling a combustione esterna, microturbine e cicli a vapore o ORC. Come precedentemente enunciato la scelta del sistema energetico è vincolata alla biomassa a disposizione e al processo di trasformazione scelto.

Riferimenti bibliografici

- [1] ITABIA. Italian Biomass Association, "I traguardi della bioenergia in Italia. Rapporto 2008 -Elementi chiave per gli obiettivi al 2020",
- [2] Direttiva Europea 2009/28/CE.
- [3] McKendry, P., 2002, "Energy production from biomass (part 2): conversion technologies", *Bioresource Technology*, 83, pp. 47-54.

CAPITOLO 2

SISTEMI DI PRODUZIONE DELL'ENERGIA ALIMENTATI A BIOMASSE: ANALISI ENERGETICA ED ECONOMICA

2.1 INTRODUZIONE

Il presente capitolo è focalizzato sull'analisi dell performance di un sistema integrato che comprende l'intera filiera biomassa-energia.

A tale scopo è stato costruito un programma in ambiente MatLab in grado di analizzare il comportamento il sistema integrato (dalla biomassa fino all'energia elettrica e termica) al fine di ottimizzare la profittabilità dell'investimento tenendo conto dell'efficienza del sistema e del suo impatto ambientale.

Il modello analizza gli aspetti fondamentali dell'intero processo sia per quanto riguarda l'efficienza del processo di trasformazione della biomassa sia in relazione all'efficienza di vari sistemi energetici messi a confronto. Le analisi sono condotte allo scopo di individuare il layout impiantistico in grado di ottimizzare la profittabilità dell'investimento tenendo conto dell'efficienza complessiva del sistema e del suo impatto ambientale. Il modello è inoltre stato realizzato in modo tale da poter essere adattato a diverse filiere e quindi a differenti tipologie di biomasse, di processi di trasformazione e di sistemi energetici.

Il modello è un modello zero-dimensionale costituito da struttura modulare capace di studiare differenti layout impiantistici: i moduli riguardano la raccolta, il pre-trattamento, la trasformazione della biomassa in combustibile, il trattamento, lo stoccaggio ed il sistema energetico. Il Main Program collega i vari moduli e consente la determinazione delle

condizioni operative e degli indici di performance dell'impianto in funzione di una serie di parametri che possono essere definiti dall'utente.

Il modello può essere applicato a diverse tipologie di biomassa, diversi processi di trasformazione e diversi sistemi energetici.

In particolare lo studio qui presentato riguarda l'analisi dell'energia producibile mediante il biogas prodotto mediante un processo di trasformazione anaerobica a ciclo continuo di insilato di mais che va ad alimentare due diverse tipologie di sistemi energetici: microturbine a gas e motori a combustione interna.

2.2 SVILUPPO DI UN MODELLO PER LA SIMULAZIONE DEL PROCESSO BIOMASSA/ENERGIA

2.2.1 Introduzione a modello

Negli ultimi anni la produzione di energia da biomassa è diventata un tema di ricerca avente un crescente interesse, in particolare per quelle applicazioni in cui la produzione di energia da fonti rinnovabili come il fotovoltaico e l'eolico risulta essere caratterizzata da un'elevata criticità relativamente alla stabilità della connessione in rete in termini di frequenza e tensione di rete [1-3].

Tuttavia la problematica della sostenibilità dell'energia prodotta da biomassa è un oggetto di studio sempre più attuale poiché non è ancora del tutto stato chiarificato il suo effetto sui tre pilastri (sociale, economico ed ambientale) [4]. Infatti l'utilizzo di biomasse di tipo agricole a scopi energetici ha dimostrato avere un forte impatto sociale sulla popolazione dei Paesi in via di sviluppo (ad esempio la decisione degli Stati Uniti di sostituire la benzina con l'etanolo ha causato una crescita del prezzo del mais del 100 % con un conseguente incremento del prezzo della tortilla del 60 % [5].

Anche dal punto di vista ambientale la situazione non è ancora completamente chiara dal momento che sono sorti frequenti problemi associati alle coltivazioni annuali: degradazione della qualità dell'acqua a causa di sedimenti e pesticidi, modificazioni idrogeologiche, distruzione di habitat terrestri e marini, degradazione della qualità dell'aria con pesticidi e particolato [6]. Inoltre l'utilizzo di biocombustibili può non essere la strategia più vantaggiosa per quanto riguarda la riduzione antropogenica di carbonio poiché il suo bilancio non può essere considerato nullo a causa delle emissioni di anidride carbonica che derivano dalle attività di coltivazione e raccolta e dai processi di trasformazione [7-10].

Tuttavia un esteso filone di ricerca relativo alla valutazione delle prestazioni dei sistemi energetici alimentati a biocombustibili è attualmente finanziato tramite fondi governativi in molti paesi industrializzati. Uno dei principali problemi di questo settore consiste nel fatto che l'intero processo (che include produzione, raccolta, trasporto e trasformazione della biomassa in combustibile e quindi in energia elettrica e termica) coinvolge un elevato numero di decisioni finalizzate all'individuazione della miglior configurazione impiantistica.

Al fine di identificare la configurazione ottimale dell'impianto (in relazione alla sua efficienza complessiva, all'impatto ambientale e dal punto di vista economico) è stata sviluppata una procedura di ottimizzazione che tiene in considerazione l'intero processo. E' stato quindi sviluppato un modello in grado di simulare l'intero processo e applicata una procedura di ottimizzazione intesa come massimizzazione degli indici economici quali: (i) Valore Attuale Netto (VAN), (ii) Tasso Interno di Rendimento (TIR) e (iii) Pay Back Period (PBP).

Negli ultimi anni è stato presentato un elevato numero di pubblicazioni scientifiche riguardanti la produzione di energia da biomasse [11-28]. Il modello si propone quindi come studio di fattibilità relative ad impianti alimentati a biomassa. Il modello è stato sviluppato in ambiente MatLab adottando una struttura modulare che consente di analizzare differenti configurazioni impiantistiche [27]. Per l'analisi economica ed impiantistica si è fatto riferimento ai seguenti riferimenti [18,19,25,27]. [18,19,25,27].

Nell'analisi qui presentata è stato considerato un sistema energetico alimentato con biogas ottenuto mediante un processo di digestione anaerobica mesofilo a ciclo continuo. Si è deciso di considerare il processo di digestione anaerobica in quanto:

- si tratta di un processo consolidato e abbastanza economico se comparato ad altri processi di trasformazione;
- rappresenta una possibile soluzione per la produzione di energia, in particolare per la cogenerazione distribuita;
- rappresenta un'opportunità aggiuntiva per l'agricoltura;
- consente lo sfruttamento dei rifiuti agricoli con la conseguente trasformazione in ricavi dei costi di smaltimento.

Si è deciso di considerare un processo di digestione continuo in quanto è una tecnologia più consolidata rispetto al processo batch. Inoltre, anche se i processi termofili hanno dimostrato di ottenere una maggiore resa in termini di produzione di metano, si è deciso di analizzare un processo mesofilo in quanto risulta essere il più diffuso sul territorio

nazionale grazie alla minor fabbisogno di energia termica necessario al mantenimento della temperature di processo entro i digestori.

Infine sono stati considerati solo sistemi di piccolo taglia (potenza elettrica prodotta inferiore a 700 kW) dal momento che consentono uno sfruttamento locale della biomassa (infatti si suppone che la superficie coltivata non sia superiore a 300 ettari).

2.2.2 Obiettivi dell'analisi

Lo scopo del modello è quello di analizzare il comportamento dell'intero sistema integrato (dalla biomassa fino all'energia elettrica e termica) al fine di ottimizzare la profittabilità dell'investimento tenendo conto dell'efficienza del sistema e del suo impatto ambientale.

Il modello è caratterizzato dall'aver una struttura modulare capace di studiare differenti layout impiantistici. In Figura 2. 1 vengono schematizzati i moduli in cui è suddiviso il modello (raccolta, pre-trattamento, trasformazione della biomassa in combustibile, trattamento, stoccaggio e sistema energetico). Il Main Program collega i vari moduli e consente la determinazione delle condizioni operative e degli indici di performance dell'impianto in funzione di una serie di parametri che possono essere definiti dall'utente.

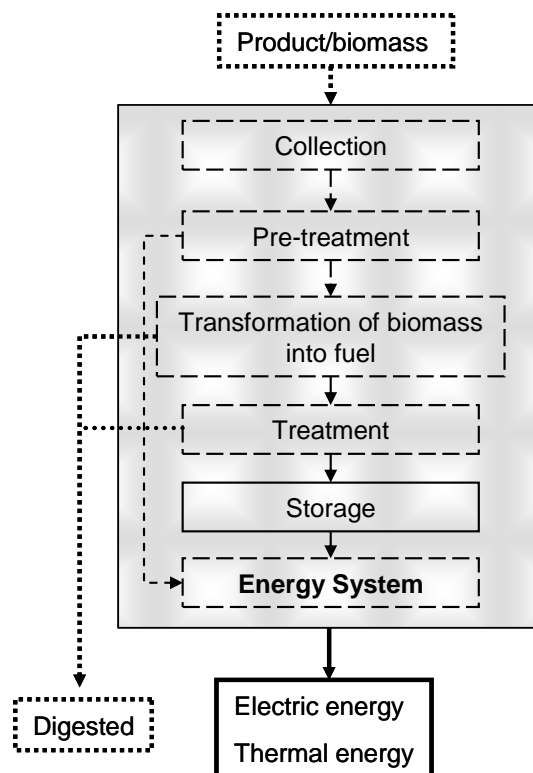


Figura 2. 1- Schema completo del modello

Le equazioni principali implementate in ciascun modulo sono equazioni di bilancio. In generale, come riportato in Figura 2. 2 può essere definita un'equazione generale di bilancio per ciascuna quantità secondo la relazione seguente [27]:

$$\Phi^M = \Phi_1^M - \Phi_2^M + \Phi_{in}^M - \Phi_{out}^M \quad \text{Eq. 2. 1}$$

in cui “1” e “2” sono rispettivamente le sezioni di ingresso e di uscita in relazione alla direzione del flusso di massa e l'apice “M” sta ad indicare il generico modulo “M”. I termini Φ_{in}^M e Φ_{out}^M nella precedente relazione rappresentano i contributi al bilancio (positivi e negativi rispettivamente) dovuti ad una quantità esterna al modulo considerato. Ad esempio, se si considera un bilancio di massa, Φ_{in}^M può rappresentare l'aggiunta di massa ad una miscela, mentre Φ_{out}^M può tenere in considerazione la sottrazione di residui del processo in questione. Il bilancio generico espresso dall'Eq. 2. 1 assume quindi diverse formulazioni quando applicato alla massa o all'energia.⁴

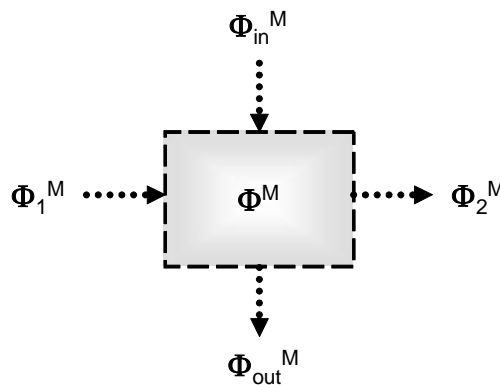


Figura 2. 2 - Bilancio per il modulo M

Per ciascun processo di trasformazione e ciascuna tipologia di biomassa è richiesto l'utilizzo di diversi moduli, come verrà descritto in seguito.

2.2.3 Raccolta

Questo modello viene utilizzato per stimare la massa totale (insieme alle sue caratteristiche fisiche) che andrà ad alimentare i moduli successivi. Il modello consente di considerare differenti combinazioni di biomasse considerando per ciascuna la sua resa Y_{ij} per ciascun "campo" specifico (di dimensione D_{ij}) da cui la biomassa è raccolta. Per ciascuna sostanza è possibile scrivere che:

$$m_j^C = \sum_{i=1}^{n_{\text{field}}} m_{ij}^C = \sum_{i=1}^{n_{\text{field}}} Y_{ij}^C D_{ij} \quad \text{con } j=1, \dots, n_{\text{subst}} \quad \text{Eq. 2. 2}$$

Con il termine "campo" non ci si riferisce soltanto al tipo di coltivazione agricola, ma si fa riferimento anche al caso di rifiuti solidi urbani, nel qual caso il termine D_{ij} rappresenta la superficie urbana e la resa Y_{ij} rappresenta la produzione procapite di rifiuti solidi urbani.

2.2.4 Pre-trattamento

Tale modulo viene utilizzato per simulare il processo di pre-trattamento, ovvero quella serie di processi che subisce la biomassa prima del trattamento vero e proprio e che vengono applicati al fine di migliorare l'efficienza di trasformazione della biomassa in combustibile. Alcuni dei prodotti del pre-trattamento possono essere direttamente mandati al sistema energetico mentre la restante parte viene mandata al processo di trasformazione.

2.2.5 Trasformazione della biomassa in combustibile

I biocombustibili possono essere ottenuti in un numero molto elevato di modi, quindi possono essere raffinati o utilizzati direttamente nel sistema energetico. Il modello in esame prevede l'utilizzo di moduli distinti per i vari processi di trasformazione al fine di determinare le seguenti quantità in funzione delle caratteristiche delle sostanze utilizzate:

- la quantità di biocombustibile che può essere ottenuta dal processo;
- la potenza termica che deve essere fornita per mantenere le sostanze alla temperatura richiesta;
- le dispersioni termiche dovute alle condutture ed ai serbatoi;
- la temperatura del biocombustibile;
- la quantità di digestato che deve essere smaltito o, se possibile, utilizzato.

2.2.6 Trattamento

Il presente modulo viene utilizzato per simulare il processo di trasformazione della biomassa in biocombustibile. Prevede in oltre la sua raffinazione in modo tale che possa andare ad alimentare il sistema energetico.

2.2.7 Stoccaggio

Il modulo simula il fatto che parte del combustibile va ad alimentare direttamente il sistema energetico, mentre la restante parte può essere stoccata in un serbatoio di accumulo. Tramite il modulo è possibile simulare sia il riempimento che lo svuotamento del serbatoio

in funzione della produzione di energia elettrica e termica.

2.2.8 Sistema energetico

Il modulo del sistema energetico può essere costruito utilizzando due diversi approcci:

- un approccio sistematico;
- un approccio di tipo fisico.

Il primo approccio può essere applicato indipendentemente dalla tipologia di sistema energetico considerato. In questo caso è possibile scrivere la seguente equazione di bilancio delle potenze in gioco:

$$P_f = P_{el} + P_{th} + P_l \quad \text{Eq. 2. 3}$$

I termini dell'equazione possono essere calcolati come:

$$P_f = M_f \text{LHV} \quad \text{Eq. 2. 4}$$

$$P_{el} = \eta_{el} P_f \quad \text{Eq. 2. 5}$$

$$P_{th} = \eta_{th} P_f \quad \text{Eq. 2. 6}$$

$$P_l = (1 - \eta_{el} - \eta_{th}) P_f. \quad \text{Eq. 2. 7}$$

Nelle relazioni precedenti: M_f è la portata in massa di combustibile, LHV il suo potere calorifico inferiore, η_{el} e η_{th} il rendimento elettrico e termico del sistema energetico.

I valori dei due rendimenti η_{el} e η_{th} dipendono dal sistema energetico considerato e dalle condizioni ambientali e di carico a cui lavora il sistema stesso. Il termine P_l tiene in considerazione le perdite di potenza in relazione alla differenza fra la potenza introdotta con il combustibile e la potenza utilizzata (intesa come somma fra la potenza elettrica e termica).

Nel caso dell'approccio di tipo fisico è richiesto l'utilizzo di un modello specifico per il sistema energetico considerato al fine di sostituire il bilancio generale dell'Eq. 2. 3. Questo modello consente di effettuare un'analisi più dettagliata dell'intero sistema. Ad esempio un modello termodinamico di un gruppo turbogas consente di poter effettuare una stima della temperatura dei gas di scarico. Tuttavia un modello di questo tipo può non essere disponibile per tutti i sistemi ed il suo sviluppo implica un onere elevato in termini di tempi di realizzazione.

2.3 APPLICAZIONE DEL MODELLO AL PROCESSO DI DIGESTIONE ANAEROBICA

Il biogas può essere ottenuto mediante il processo di digestione anaerobica a partire da biomasse di diversa natura e proprietà chimico-fisiche, come ad esempio rifiuti solidi urbani (landfill gas), acque reflue, prodotti agricoli e scarti di processo [1,3-9].

In seguito verrà data una descrizione degli specifici moduli relativamente ad un impianto che produce biogas attraverso il processo di digestione anaerobica.

2.3.1 Raccolta e pre-trattamento

Il modulo consente la valutazione delle proprietà della miscela e i flussi di massa ed energia attraverso delle equazioni che derivano dall'Eq. 2. 1. Il valore della proprietà relativamente a ciascun modulo può essere ottenuta come media pesata sulle frazioni (in massa o in volume a seconda della proprietà considerata) di ciascuna sostanza (nelle formule il pedice "i" sta ad indicare la sostanza i-esima).

$$P^M = \sum_{i=1}^{n_1} (\chi_1^M P_1^M)_i - \sum_{i=1}^{n_2} (\chi_2^M P_2^M)_i + \sum_{i=1}^{n_{in}} (\chi_{in}^M P_{in}^M)_i - \sum_{i=1}^{n_{out}} (\chi_{out}^M P_{out}^M)_i \quad \text{Eq. 2. 8}$$

Il bilancio della massa può essere espresso come:

$$M^M = \sum_{i=1}^{n_1} (M_1^M)_i - \sum_{i=1}^{n_2} (M_2^M)_i + \sum_{i=1}^{n_{in}} (M_{in}^M)_i - \sum_{i=1}^{n_{out}} (M_{out}^M)_i \quad \text{Eq. 2. 9}$$

I bilanci energetici prendono in considerazione i flussi di energia entranti ed uscenti dal modulo, sia attraverso la direzione preferenziale del flusso (dalla sezione 1 alla sezione 2) e sia attraverso l'energia fornita (pedice "in") o scambiata dal modulo (pedice "out"):

$$M^M h_{proc}^M = \sum_{i=1}^{n_1} (M_1^M h_1^M)_i - \sum_{i=1}^{n_2} (M_2^M h_2^M)_i + \sum_{i=1}^{n_{in}} (q_{in}^M)_i - \sum_{i=1}^{n_{out}} (q_{out}^M)_i \quad \text{Eq. 2. 10}$$

Nella precedente relazione:

- le entalpie specifiche dei flussi sono valutate in funzione delle temperature effettive, ad esempio h_{proc}^M è valutata alla temperatura T_{proc}^M , che rappresenta la temperatura operativa del modulo;

- q_{in}^M è l'energia entrante nel modulo e può essere calcolata secondo la relazione $q_{in}^M = \varepsilon^M q_s^M + q_l^M$ in cui il primo contributo è dato dall'energia q_s^M che deve essere fornita allo scambiatore di calore di rendimento pari ε^M ed il secondo contributo q_l^M è dato dalle possibili perdite, come ad esempio perdite per attrito e per miscelamento;
- q_{out}^M rappresenta la potenza termica dissipata a causa dello scambio termico con l'ambiente esterno e può essere calcolato come:

$$q_{out}^M = \alpha_{out}^M S_{out}^M (T_{proc}^M - T_{amb}^M) \quad \text{Eq. 2. 11}$$

La temperatura ambiente T_{amb}^M può essere stimata considerando anche gli effetti della radiazione solare sulla temperatura della superficie esterna, come riportato in [41].

I moduli di raccolta e pre-trattamento considerano che: (i) nella miscela deve essere aggiunta una certa quantità d'acqua al fine di diminuire la densità complessiva della miscela e garantirne la sua lavorabilità e (ii) la presenza di un ricircolo del gas digerato per favorire la reazione dei batteri che danno origine alle reazioni chimiche di decomposizione e gassificazione delle sostanze. Infine il modello determina la quantità di sostanza estratta dopo il pre-trattamento. Per tutti i flussi il modello calcola le frazioni in massa e le grandezze caratteristiche di tutti i componenti che passano attraverso il modulo di digestione anaerobica.

2.3.2 Transformazione della biomassa in combustibile

Il processo di digestione anaerobica è influenzato principalmente dai due seguenti fattori:

- la temperatura di processo: i processi sono generalmente distinti fra processi psicrofili ($T_{proc} < 30 \text{ }^\circ\text{C}$), mesofili ($T_{proc} = 30\text{-}45 \text{ }^\circ\text{C}$) o termofili ($T_{proc} > 45 \text{ }^\circ\text{C}$) [42];
- la strategia di alimentazione della biomassa: cicli batch o continui. Il primo tipo prevede che il processo di digestione avvenga mentre tutta la biomassa si trova all'interno del digestore, il secondo tipo invece che la biomassa fluisca in modo continuo entro lo stesso.

Per modellizzare il processo di digestione anaerobica sono state adottate delle correlazioni empiriche. Tali relazioni possono essere determinate sperimentalmente e la massa di metano prodotta dal processo può essere calcolata in funzione della massa della miscela e di altri coefficienti che tengono in considerazione le caratteristiche specifiche di

ciascuna sostanza:

$$m_{CH_4}^D = \sum_{k=1}^{n_{subst}} (m_{mixt}^D)_j TS_j TVS_j Y_j^D X_j^D \beta_j^D \quad \text{Eq. 2. 12}$$

- TS (Total Solid): rapporto fra la quantità di sostanza secca e la sostanza totale [kg_{sost_secca}/kg_{sost}];
- TVS (Total Volatile Solid): rapporto fra la quantità di sostanza organica e la sostanza organica [kg_{sost_organica}/kg_{sost_secca}];
- Y: resa massima del processo [Nm³/kg_{sost_organica}], intesa come la quantità massima di biogas producibile per unità di massa di sostanza organica;
- X: frazione di metano [% , su base volumica];
- β: coefficiente adimensionale (di valore compreso nel range 0-1) che tiene in considerazione la dipendenza della resa di metano dal tempo di residenza della sostanza entro il digestore e dal carico organico volumetrico così definito:

$$VOL = \frac{M \cdot (TS \cdot TVS)}{V} \quad \text{Eq. 2. 13}$$

in cui M è la portata in massa che fluisce entro il digestore avente un volume V.

I coefficienti TS e TVS dipendono dalla specifica sostanza considerata. Alcuni valori relativi ai rifiuti solidi urbani e per differenti generi di verdura e frutta sono riportati in [42]. Invece i parametri Y, X e β non dipendono solo dalla sostanza ma anche dalla temperatura del processo e dallo stato fisico della sostanza stessa (ad esempio il valore del pH della miscela). Mentre i valori di X e Y possono essere trovati facilmente in letteratura per un elevato numero di sostanze (come in [42]), la dipendenza di β dal tempo di residenza viene riportato solo per alcune di esse

2.4 IPOTESI DELLE ANALISI

2.4.1 Raccolta

I costi economici del processo di raccolta sono considerati compresi nel prezzo di vendita (ad esempio per l'insilato di mais si fa riferimento al prezzo di 25 €/t), mentre la quantità di energia richiesta per il processo di raccolta non è stata considerata dal momento che le analisi svolte sono di tipo comparativo fra diversi scenari (ad esempio l'insilato di

mais coltivato per sostentamento del bestiame da allevamento). Per lo stesso motivo non sono stati presi in considerazione nelle analisi svolte i costi di trasporto dal campo all'impianto di produzione di energia.

2.4.2 Digestione

Al fine di poter essere digerito l'insilato di mais deve essere precedentemente trattato. Si assume che tale processo consumi 18.3 kWh/t secondo quanto riportato in [37]. Per le analisi è stato considerato un processo mesofilo dal momento che può essere considerato un processo alquanto consolidato. Le proprietà metanogeniche dell'insilato di mais sono riportate in Tabella 2. 1:

Tabella 2. 1 - Proprietà dell'insilato di mais

Quantità	Unità	Valore
Densità	t/m ³	0.7
Calore specifico	kJ/(kg K)	1.8
Total Solid (TS)	%	33
Total Volatile Solid (TVS)	%	94
Produzione specifica annua	t/ha	60
Costo specifico d'acquisto	€/t	25
Temperatura di digestione	°C	40
Resa di biogas (Y)	Nm ³ /(kg _{TVS})	0.6
Frazione di metano (X)	% _{v/v}	54

In tutte le configurazioni dell'impianto sono stati considerati due digestori che lavorano in parallelo. Al fine del dimensionamento dei digestori è stato assunto un carico organico volumetrico VOL pari a 2 kg_{TVS} / (m³ giorno).

La potenza termica necessaria a mantenere costante la temperatura delle sostanze entro il digestore (fissata a 40 °C) è calcolata in funzione delle dispersioni termiche attraverso le pareti del digestore. Per fornire tale potenza possono essere prese in considerazione due opzioni: (i) recupero di calore dal sistema energetico usato per la produzione di energia elettrica e (ii) generazione di calore utilizzando una caldaia dedicata. La prima ipotesi è schematizzata nella figura seguente:

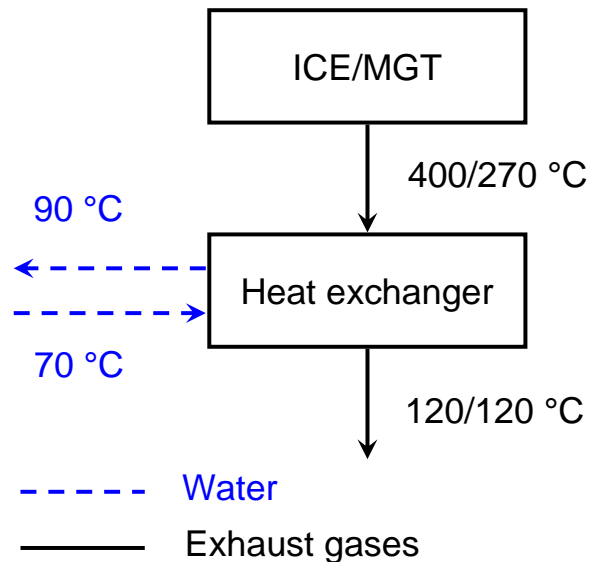


Figura 2. 3- Recupero di calore dai gas esausti

Dallo schema si può notare che la temperatura dei gas esausti provenienti dai due sistemi energetici è alquanto differente (pari a 400 °C per i motori a combustione interna e a 270 °C per le microturbine a gas), mentre la temperatura dei gas in corrispondenza della sezione di uscita dello scambiatore di calore è la medesima (considerata pari a 120 °C). L'acqua alla temperatura di 90 °C viene quindi utilizzata per riscaldare il digestore e ritorna quindi allo scambiatore alla temperatura di 70 °C. Invece la seconda opzione considera che una frazione del biogas prodotto è bruciato al fine di produrre l'energia termica necessaria al riscaldamento dei digestori.

2.4.3 Sistema energetico

I sistemi energetici considerati nelle analisi sono di due tipi: motori a combustione interna (MCI) e microturbine a gas (MTG). Le caratteristiche dei vari sistemi energetici sono riportate nella tabella seguente:

Tabella 2. 2 - Caratteristiche dei sistemi energetici

k =	1	2	3	4
MTG	MTG ⁽¹⁾	MTG ⁽²⁾	MTG ⁽³⁾	MTG ⁽⁴⁾
Potenza nominale [kW _{el}]	250.0	100.0	60.0	30.0
Rendimento elettrico [%]	30.0	30.0	28.0	26.0
Csti installazione [€/kW _{el}]	1000	1100	1150	1200
Costi manutenzione [€/MWh]	10.0	12.5	14.0	15.0
Tempo di lavoro [ore/anno]		8500		

MCI *	MCI ⁽¹⁾	MCI ⁽²⁾	MCI ⁽³⁾	MCI ⁽⁴⁾
Potenza nominale [kW _{el}]	232.0	119.0	75.0	45.5
Rendimento elettrico [%]	34.5	34.5	27.2	28.4
Csti installazione [€/kW _{el}]	1000	1050	1100	1150
Costi manutenzione [€/MWh]	11.0	14.5	15.0	15.0
Tempo di lavoro [ore/anno]			8200	

* Per i MCI è opportuno l'utilizzo di uno scrubber per la rimozione dell'H₂S dal biogas. La presenza di tale scrubber determina due costi aggiuntivi per i MCI: un costo capitale specifico pari a 0.6 €/(Nm³/anno) e dei costi operativi specifici pari a 0.03 €/Nm³.

Nelle analisi sono stati considerati sistemi energetici di quattro taglie diverse per sia per i MCI (da 45 a 232 kW_{el}) sia per le MTG (nel range 30-250 kW_{el}). I valori delle potenze nominali e dei rendimenti elettrici sono stati determinati in base a quanto dichiarato dalle aziende produttrici. In Tabella 2. 2 sono inoltre riportati i costi di installazione e di manutenzione. I costi specifici derivano da dati forniti dai produttori. Tuttavia devono essere fatte le considerazioni seguenti:

- l'esperienze comune rivela che i costi specifici di installazione per le MTG sono superiori rispetto a quelli dei MCI, sebbene secondo la tabella tale costi risultino essere comparabili;
- i costi specifici di manutenzioni per le MTG sono inferiori che per i MCI, come spesso accade nella pratica comune.

Inoltre per quanta riguarda i MCI si rende necessario l'acquisto di uno scrubber al fine di rimuovere l'idrogeno solforato (H₂S) dal biogas. Le MTG al contrario non richiedono l'utilizzo dello scrubber poichè riescono a lavorare fino a percentuali di H₂S nel combustibile del 7% [38] con emissioni di anidride solforosa (SO₂) dello stesso ordine di grandezza di quelle derivanti dalla combustione degli oli distillati [39]. Qualora però le restrizioni normative sui valori di tali emissioni diventassero più restrittive, sarebbe necessario considerare l'utilizzo di uno scrubber anche nel caso di MTG.

Infine la Tabella 2. 2 riporta il tempo annuale di funzionamento dei due sistemi energetici. Si può notare che tale parametro è maggiore nel caso delle MTG (8500 ore /anno) rispetto al caso dei MCI (8200 ore/anno) poichè le microturbine richiedono un numero inferiore di fermo-macchina per il cambio dell'olio lubrificante.

Si assume che tutti i sistemi energetici lavorino alle condizioni ambientali ISO (temperatura ambiente: 15 °C, pressione: 1.013 bar, umidità relativa: 60 %). Al fine di considerare gli effetti delle condizioni ambientali e di carico sulle prestazioni complessive

sono stati utilizzati dei fattori di conversione così come descritto in [27].

La composizione del parco macchine da utilizzare è determinata mediante la procedura iterativa schematizzata in Figura 2. 4. La procedura inizia selezionando il numero di sistemi energetici di taglia maggiore, in relazione alla potenza disponibile P_a ottenibile dal combustibile, pari al prodotto fra la portata in massa di combustibile stesso ed il suo potere calorifico inferiore. Quindi la potenza disponibile P_a viene aggiornata (sottraendo alla potenza iniziale quella già producibile con i sistemi energetici di taglia superiore) ed il processo viene ripetuto (aggiungendo altre macchine) finché la potenza disponibile è inferiore della potenza che deve essere introdotta nel sistema energetico di taglia minima. Quindi l'estensione della superficie coltivata viene corretta al fine di fornire la quantità di biogas necessaria.

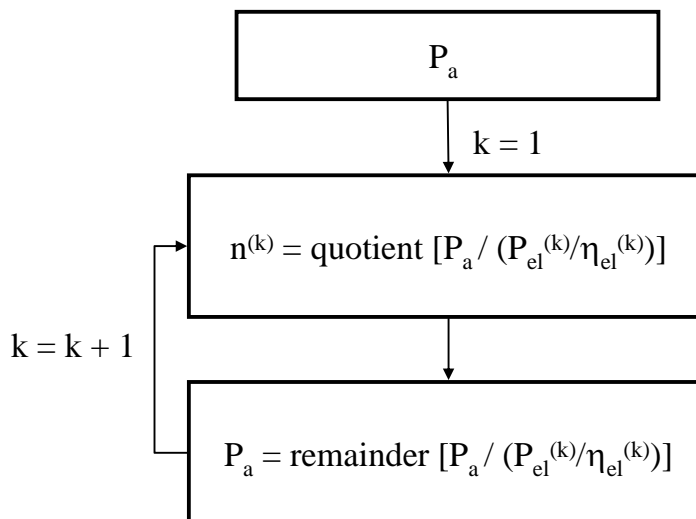


Figura 2. 4 - Procedura iterativa per la determinazione del parco macchine

2.4.4 Ipotesi economiche

Il costo capitale complessivo dell'impianto è pari alla somma del costo d'acquisto dei digestori C_{dig} , dei sistemi energetici C_{ES} , del sistema per il recupero del calore C_{HRS} (scambiatore, condotti, ecc) o della caldaia C_{BOI} , dello scrubber C_{SCR} , (solo per i MCI) e dei idispositivi per la connessione alla rete elettrica C_{grid} :

$$C_p = C_{dig} + C_{ES} + C_{HRS} + C_{BOI} + C_{SCR} + C_{grid} \quad \text{Eq. 2. 14}$$

Il costo del digestore è stato calcolato a partire dal suo costo di investimento specifico che dipende dal volume del digestore, rappresentato dalla linea continua in figura seguente:

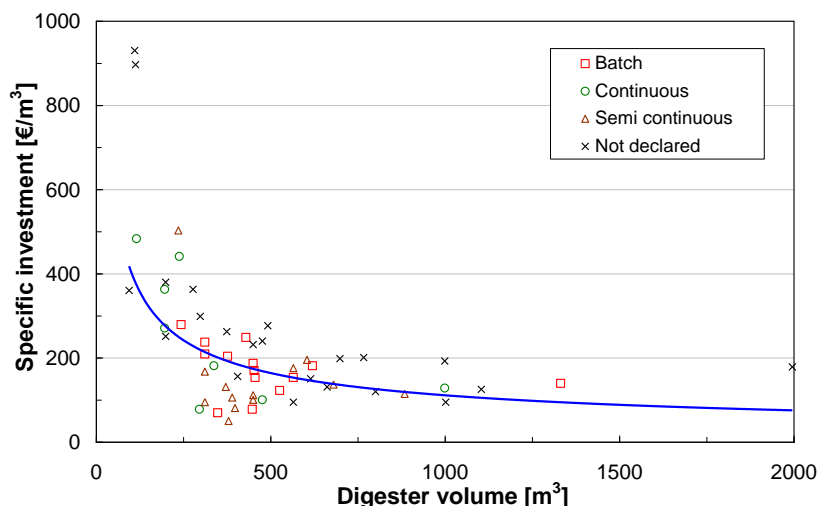


Figura 2. 5 - Dati sperimentali e funzione di interpolazione per i costi specifici del digestore

L'andamento mostrato dal grafico è stato ottenuto utilizzando i dati di una ricerca relativa ai costi degli impianti per la produzione di biogas condotta in Germania [40]. Poichè tali costi sono riferiti all'anno 1999 sono stati riportati al valore corrente. Inoltre, al fine di tenere in considerazione gli organi ausiliari dei digestori, i costi specifici riportati in Figura 2. 5 sono stati raddoppiati.

Il costo capitale dei sistemi energetici è stato assunto pari alla somma del costo di ciascun set di macchine della stessa taglia moltiplicato per un fattore che tiene conto gli organi ausiliari:

$$C_{ES} = \sum_k C_e^{(k)} \cdot (n^{(k)})^{0.9} \tag{Eq. 2. 15}$$

Nella precedente relazione n indica il numero di sistemi energetici della stessa taglia. L'esponente (calcolato secondo quanto riportato in [43]) tiene in considerazione il risparmio dovuto al fatto di avere più sistemi energetici della stessa tipologia, aventi quindi organi ausiliari in comune.

Il costo del sistema per il recupero del calore C_{HRS} prodotto è stato considerato come la somma dei costi per lo scambiatore di calore C_{HE} , per le tubazioni dell'acqua C_{piping} e per i condotti del gas C_{gc} [44]:

$$C_{HRS} = C_{HE} + C_{piping} + C_{gc} \tag{Eq. 2. 16}$$

Il costo dello scambiatore di calore è stato considerato proporzionale al valore della potenza termica scambiata:

$$C_{HE} = a_5 \left(a_6 \left(\frac{P_{th}}{P_{ref}} \frac{\Delta T_{ref}}{\Delta T_{lm}} \right)^{0.8} \right) \quad \text{Eq. 2. 17}$$

in cui $P_{ref} = 1$ kW and $\Delta T_{ref} = 1$ K. Il coefficiente adimensionale a_6 è funzione dei valori di pressione e temperatura di uscita dell'acqua e della temperatura di uscita del gas.

I costi C_{piping} e C_{gc} sono stati calcolati in funzione della potenza termica scambiata secondo le relazioni seguenti:

$$C_{piping} = a_7 P_{th} \quad \text{Eq. 2. 18}$$

$$C_{gc} = a_8 \left(\frac{P_{th}}{P_{ref}} \right)^{1.2} \quad \text{Eq. 2. 19}$$

in cui il coefficiente a_7 è funzione del valore della pressione dell'acqua e $P_{ref} = 1$ kW. I valori dei coefficienti utilizzati sono riassunti in Tabella 2. 3:

Tabella 2. 3 - Coefficienti per il calcolo dei costi del sistema di recupero di calore

	MCI	MTG
a_5 [€]	2865	2865
a_6 [-]	1.651	1.651
a_7 [€/kW]	100.8	100.8
a_8 [€]	0.570	1.206
ΔT_{lm} [K]	142.5	101.5

I coefficienti da a_6 ad a_8 e il ΔT medi logaritmici sono stati stimati attraverso un modello sviluppato in ambiente ThermoFlex [45], considerando la situazione schematizzata in Figura 2. 3.

Il costo della caldaia C_{BOI} è stato stimato secondo la relazione seguente in cui P_{th} è la potenza termica fornita ai digestori:

$$C_{BOI} = a_9 P_{th}^3 - a_{10} P_{th}^2 + a_{11} P_{th} \quad \text{Eq. 2. 20}$$

e in cui $a_9 = 1.795 \cdot 10^{-4} \text{ €/kW}^3$, $a_{10} = 0.1408 \text{ €/kW}^2$ e $a_{11} = 42.11 \text{ €/kW}$. Tali valori sono stati stimati sulla base di dati riportati da alcuni produttori italiani e riferiti ad impianti fino a 450 kW.

Per i MCI l'utilizzo dello scrubber determina due costi aggiuntivi: un costo capitale specifico pari a $0.6 \text{ €/(Nm}^3\text{/anno)}$ e dei costi operativi specifici pari a 0.03 €/Nm^3 [46].

I costi per i sistemi per l'immissione in rete dell'energia elettrica prodotta sono stati considerati proporzionali alla potenza elettrica P_{el} secondo la relazione:

$$C_{\text{gnd}} = a_{12} \cdot \left(\frac{P_{el}}{P_{\text{ref}}} \right)^{0.537} \quad \text{Eq. 2. 21}$$

in cui $a_{12} = 8032 \text{ €}$ [43] e $P_{\text{ref}} = 1 \text{ kW}$.

Si è assunto che il costo capitale dell'impianto è stato pagato mediante un prestito (con tasso di interesse pari al 5 % e un tempo di pagamento di 5 anni). I costi di manutenzione sono riferiti all'energia termica prodotta e i rispettivi valori sono riassunti in Tabella 2. 2. I costi assicurativi sono stati assunti pari all'1 % dei costi capitali considerati. Poichè nell'analisi svolta sono stati considerati soltanto impianti di piccola taglia, i costi del personale sono stati considerati indipendenti dalla taglia dell'impianto e pari a 32.5 k€/anno (1 lavoratore).

Le tasse sono state calcolate in funzione del profitto annuale: in particolare è stata considerata una tassazione dell'8 % (valore stabilito dalla Legge italiana per i lavoratori e per le attività economiche connesse all'agricoltura). Nei calcoli svolti è stato considerato un tasso di ammortamento pari al 9 %.

Infine, va sottolineato che i costi di smaltimento del digestato non sono stati considerati poichè si è ipotizzato che l'intera massa di digestato venga utilizzata come sostanza fertilizzante.

Si suppone che tutta l'energia elettrica netta prodotta venga venduta al mercato. Il prezzo di vendita è stato considerato pari al prezzo di 300 €/MWh , ovvero pari al prezzo di vendita stabilito nella Legge Finanziaria 2008 [47] relativo alla vendita di energia elettrica utilizzando biogas ottenuto da un processo di trasformazione di biomasse secondo un processo di filiera corta (ovvero qualora l'impianto di produzione dell'energia sia situato ad una distanza inferiore di 70 km rispetto al punto di coltivazione e raccolta della biomassa). Tale incentivo è stato attualmente sospeso dalla Commissione Europea poichè può costituire una barriera alla libera circolazione: nel caso quindi tale incentivo venga

cancellato ai produttori di energia elettrica sarebbe garantito un prezzo di vendita dell'energia elettrica pari a 220 €/MWh. Poichè la corrente legislazione italiana stabilisce che tali incentivi siano erogati per un periodo di 15 anni, le analisi economiche sono state eseguite relativamente ad un periodo di tale lunghezza.

Nella Tabella seguente sono riassunti i parametri economici utilizzati per i calcoli svolti:

Tabella 2. 4 - Parametri economici delle analisi

Parametro	Valore
Prezzo di vendita energia elettrica	300.00 €/MWh
Costi assicurativi	1 % di C_p
Costi del personale	32.5 k€/anno
Tasso di interesse	5 %
Anni di pagamento	5 anni
Percentuale di tassazione	8 % di guadagno
Tasso di ammortamento	9 % di C_p
NPV discount rate	7 %

2.5 ANALISI DEI RISULTATI

2.5.1 Influenza della quantità di biomassa annuale

Il modello sviluppato è stato utilizzato per valutare le performance energetiche ed economiche di un impianto per la produzione di energia da biogas, utilizzando sistemi energetici quali motori a combustione interna e microturbine a gas, in funzione dell'estensione della superficie coltivata, la quale è linearmente dipendente dalla quantità di biomassa annuale producibile (insilato di mais nell'analisi qui presentata).

Dal punto di vista energetico la Figura 2. 6 evidenzia che i MCI sono preferibili alle MTG in quanto consentono di ottenere una maggior potenza installabile (è stato calcolato che per una superficie coltivata di circa 300 ettari consente di installare circa 740 kW nel caso di MCI e 600 kW nel caso do MTG).

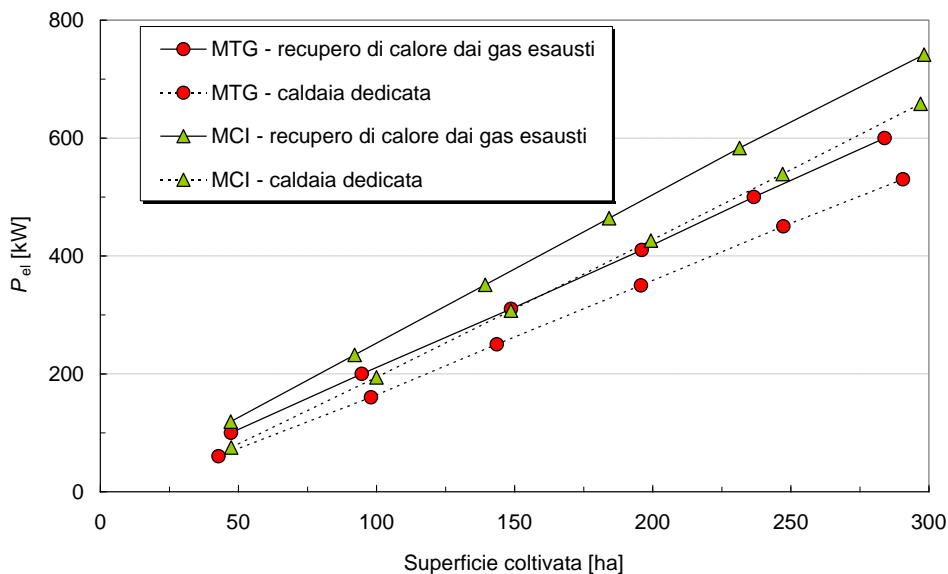


Figura 2. 6 - Potenza elettrica installabile in funzione della superficie coltivata

Inoltre, sebbene il numero di ore di funzionamento annuali sia maggiore nel caso di MTG, la produzione annuale di energia elettrica è maggiore per i MCI che per le MTG (5750 MWh vs. 4790 MWh), come si può vedere in Figura 2. 7:

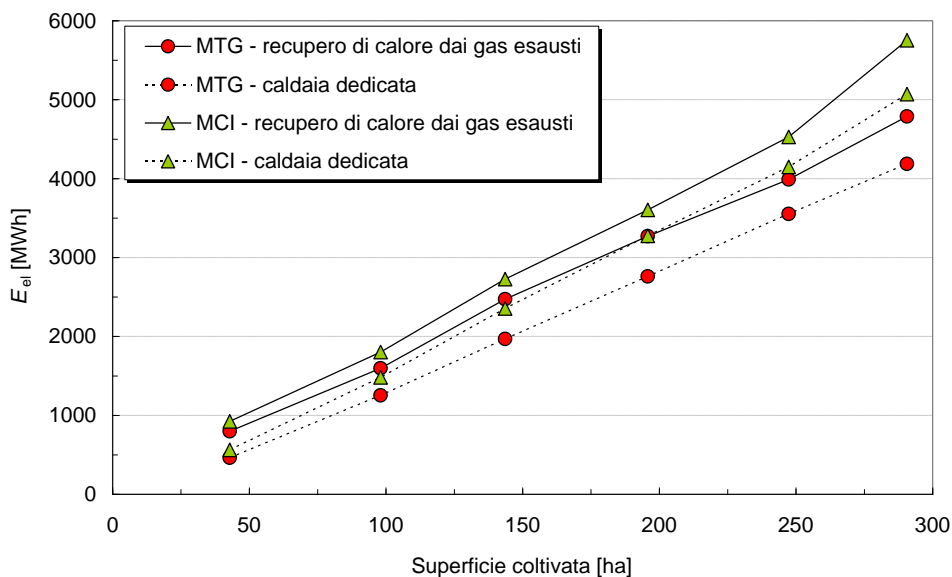


Figura 2. 7 - Energia elettrica producibile in funzione della superficie coltivata

Le Figure 8-10 consentono di mettere in luce alcune considerazioni relative all'analisi dei tre indici economici VAN, PBP e TIR:

- può essere individuata una superficie minima coltivata (superiore a 50-100 ha) affinché il valore del VAN sia positivo dopo un periodo di 15 anni. Ad esempio per una

superficie superiore di 200 ha si avrebbe un tempo di ritorno dell'investimento accettabile nel caso di MTG con recupero di calore (PBP inferiore a 4 anni), mentre per i MCI il PBP sarebbe superiore a 6 anni;

- l'andamento dei tre indici economici è lineare e maggiore nel caso di MTG. Tale risultato è principalmente dovuto ai costi associati alle due diverse tipologie di sistemi energetici. Inoltre si può vedere che una maggior estensione della superficie coltivata determina una maggiore profittabilità dell'impianto fino ad un valore di soglia determinato dallo sfruttamento locale della biomassa e quindi dall'ottenimento degli incentivi per la produzione di energia. Questo porta alla conclusione che le MTG (la cui curva di profittabilità è caratterizzata dall'aver una pendenza maggiore) sono più sensibili a questi benefici;
- le MTG consentono di ottenere una maggiore profittabilità dell'impianto rispetto ai MCI, soprattutto grazie al fatto che per le MTG non è richiesto l'acquisto dello scrubber;
- il recupero di calore dai gas esausti è in tutti i casi preferibile rispetto al riscaldamento dei digestori attraverso la combustione del biogas prodotto dall'impianto stesso.

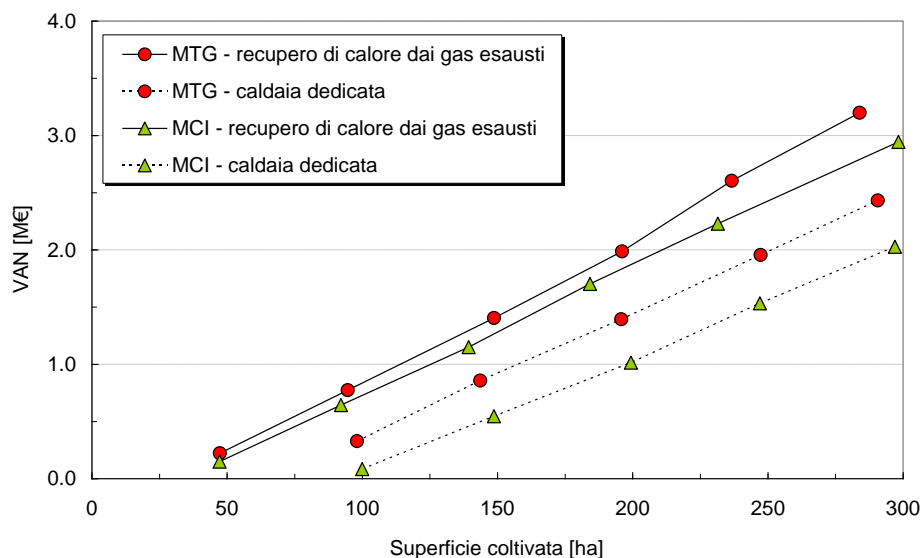


Figura 2. 8 - VAN in funzione della superficie coltivata

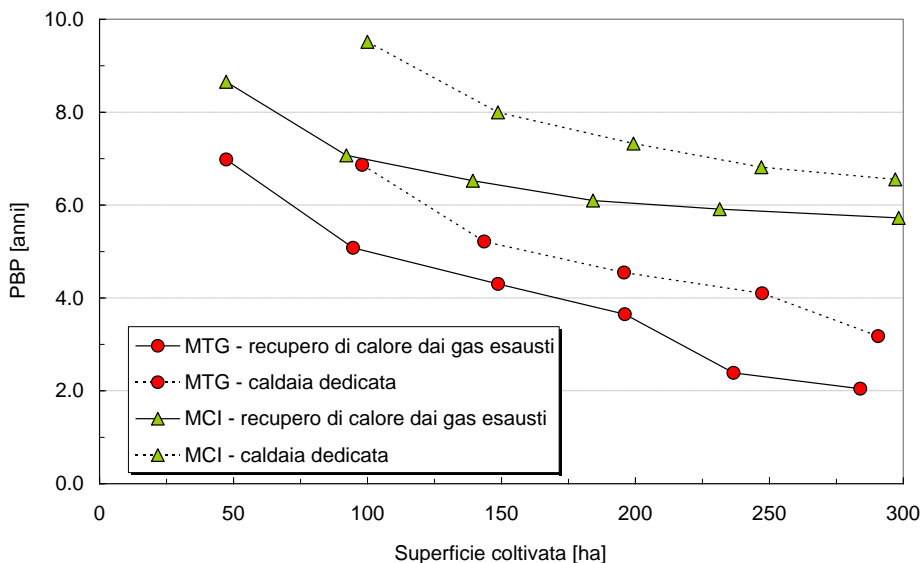


Figura 2.9 - PBP in funzione della superficie coltivata

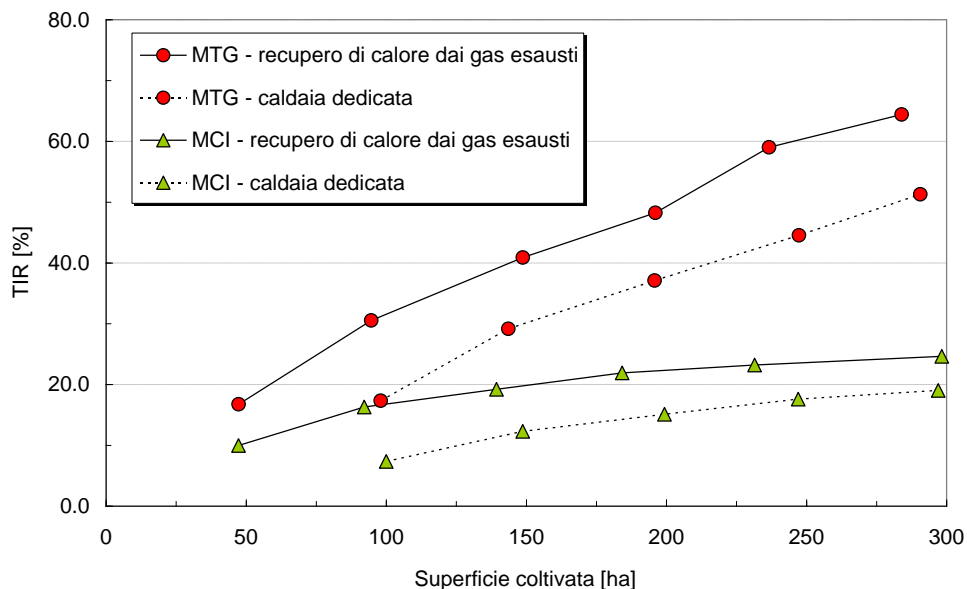


Figura 2.10 - TIR in funzione della superficie coltivata

2.5.2 Analisi di influenza dei costi

La Tabella 2.5 mostra l'influenza relativa di ciascuna fonte di costo dopo un periodo di 15 anni nel caso in cui l'impianto sia alimentato con la quantità di biomassa raccolta da una superficie coltivata di 300 ettari (potenza elettrica prodotta di circa 500-600 kW). Tutti i costi sono relativi al caso in cui l'energia elettrica sia immessa in rete.

Tabella 2. 5 - Costi specifici [€/MWh] per una superficie coltivata di 300 ha

	MTG		MCI	
	Gas esausti	Caldaia	Gas esausti	Caldaia
Biomassa	5.93	6.94	5.18	5.86
Sistema di digestione	10.93	12.64	9.30	10.53
Sistema energetico	8.83	8.80	8.62	9.26
Scrubber (costo capitale)	0.00	0.00	23.16	26.17
Scrubber (costo operativo)	0.00	0.00	17.37	19.63
Scambiatore di calore	0.47	0.00	0.28	0.00
Caldaia	0.00	0.07	0.00	0.05
Connessione in rete	3.47	3.71	3.24	3.44
Manutenzione	11.10	11.07	11.89	12.87
Personale	6.79	7.76	5.65	6.41
Costi assicurativi	1.07	1.14	2.01	2.23
Costi finanziari	2.37	2.52	4.46	4.95
Tasse	83.01	74.07	68.13	58.29
Totale	133.97	128.73	159.28	159.69

Si può notare che le tasse rappresentano la voce di costo più consistente. Inoltre, nel caso di MCI, i costi relativi allo scrubber (intesi come somma fra costo capitale e costi operativi) rappresentano una voce di costo alquanto rilevante e pari a circa il 27 %. I costi del sistema di digestione (digestori ed ausiliari) e dei sistemi energetici sono invece comparabili e pari al 5 – 10 % dei costi totali. I costi per l'acquisto della biomassa sono circa il 3 – 5 % del costo totale mentre i costi per la manutenzione sono compresi nel range 7 – 9 %. L'incidenza del costo per il personale è fortemente influenzato dalla dimensione dell'impianto: infatti se ad esempio la superficie coltivata passa da 300 a 50 ettari, il costo specifico del personale può crescere anche di un ordine di grandezza poichè si è assunto che il numero di lavoratori è indipendente dalla dimensione dell'impianto per la taglia considerata (pari ad un solo addetto).

2.5.3 Influenza del prezzo dell'energia elettrica e del costo della biomassa

Al fine di sviluppare un'analisi parametrica sono stati considerati diversi livelli di profittabilità dell'impianto imponendo diversi valori del TIR (dal 5 % tal 50 %, Figure 2.11 e 2.12) e del PBP (da 4 a 8 anni, Figure 2.13 e 2.14). I layout considerato prevede il recupero di calore dai gas di scarico e l'utilizzo della quantità di biomassa prodotta da una superficie coltivata di estensione pari a 300 ha. Le Figure 2.12 e 2.13 possono costituire una lineguida per gli investitori e i legislatori per la valutazione della profittabilità di un impianto. In particolare l'impianto considerato nell'analisi è relativo ad uno scenario italiano (prezzo insilato di mais: 25-45 €/t; prezzo di vendita energia elettrica: 180-300 €/MWh).

Dall'analisi dei risultati si può vedere che per lo scenario considerato solo l'utilizzo di microturbine a gas costituisce una scelta che garantisce una profitabilità economica dell'impianto, mentre l'utilizzo di motori a combustione interna sarebbe conveniente soltanto qualora il prezzo d'acquisto dell'insilato di mais scendesse sotto i 30 €/t o il prezzo di vendita dell'energia elettrica superasse i 300 €/MWh.

In conclusione si è visto che la convenienza delle MTG è risultata essere meno influenzate dal prezzo d'acquisto della biomassa e dal prezzo di vendita dell'energia elettrica e che quindi questo sistema energetico risulta essere flessibile rispetto alle variazioni del mercato.

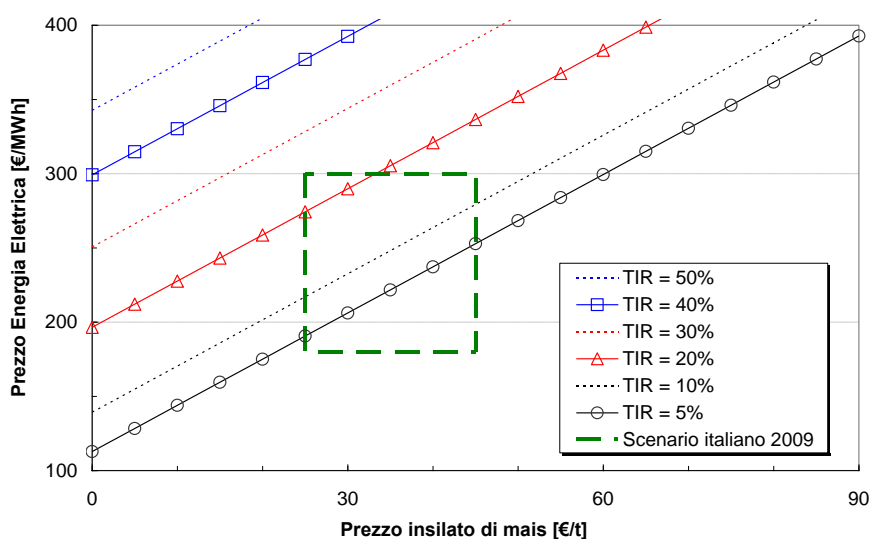


Figura 2. 11 – Ricavo per la vendita dell'energia elettrica in funzione del prezzo d'acquisto dell'insilato di mais (TIR: 5 – 50 %, MCI, superficie coltivata: 300 ha)

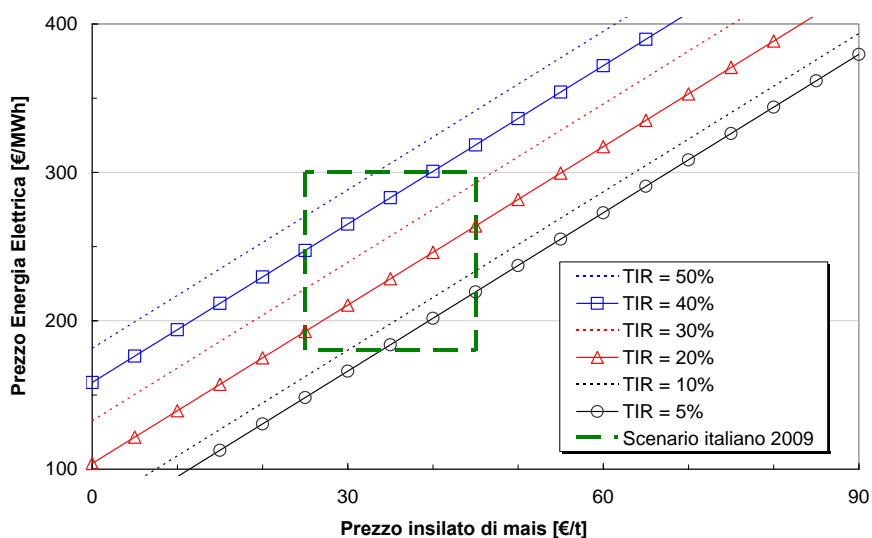


Figura 2. 12 – Ricavo per la vendita dell'energia elettrica in funzione del prezzo d'acquisto dell'insilato di mais (TIR: 5 – 50 %, MTG, superficie coltivata: 300 ha)

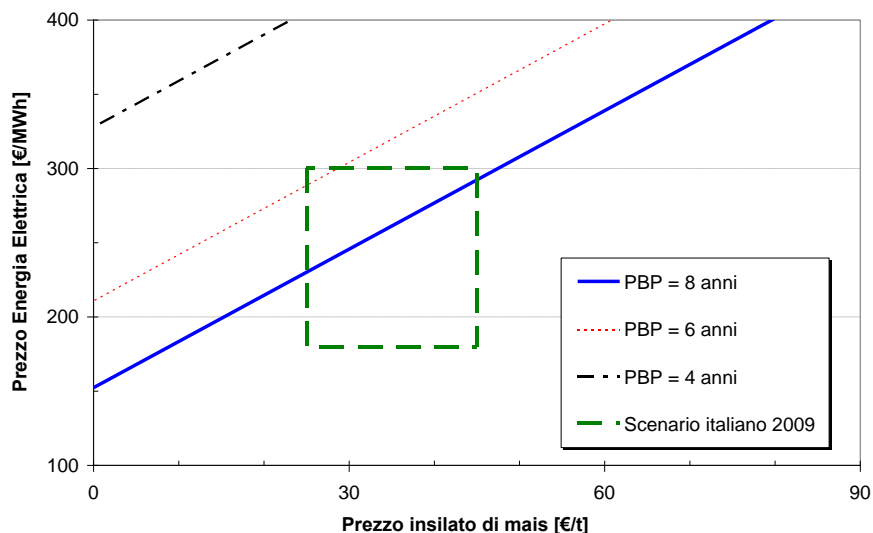


Figura 2. 13 - Ricavo per la vendita dell'energia elettrica in funzione del prezzo d'acquisto dell'insilato di mais (PBP: 4 -8 anni, MCI, superficie coltivata: 300 ha)

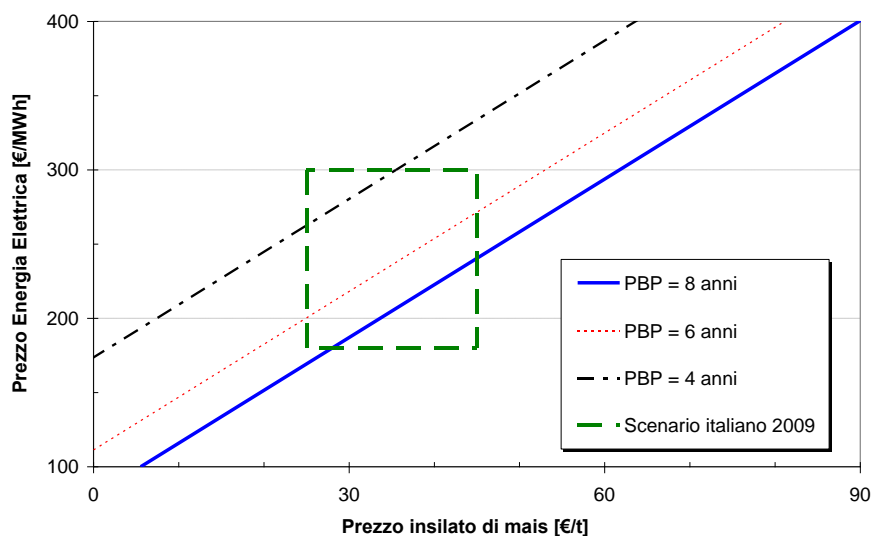


Figura 2. 14 - Ricavo per la vendita dell'energia elettrica in funzione del prezzo d'acquisto dell'insilato di mais (PBP: 4 -8 anni, MTG, superficie coltivata: 300 ha)

2.6 CONCLUSIONI

Nel presente capitolo è stato presentato un modello zero-dimensionale per la simulazione di un sistema integrato di un impianto per la produzione di energia utilizzando biogas prodotto mediante un processo di digestione anaerobica. L'impianto è stato valutato dal sia dal punto di vista energetico sia economico.

L'analisi compara i risultati di differenti scenari per fissata tipologia di biomassa (insilato di mais), differente quantità di biomassa annuale e diversi sistemi energetici (microturbine a gas e motori a combustione interna). I risultati sono stati presentati in

termini di energia elettrica producibile e di performance economica secondo gli indici economici.

I principali risultati riscontrati possono essere così riassunti:

- i due sistemi energetici considerati (MTG e MCI) sono comparabili in termini di energia producibile;
- per ciascun scenario può essere individuato un valore di superficie minima coltivata che rende redditizio l'investimento. Un aumento di tale superficie fino ad un valore massimo vincolato allo sfruttamento locale della biomassa consente quindi di incrementare la redditività dell'investimento stesso;
- le MTG consentono di ottenere un maggior guadagno rispetto ai MCI soprattutto a causa della necessità dell'utilizzo di uno scrubber per questi ultimi sistemi energetici;
- il recupero di calore dai gas esausti per l'approvvigionamento di energia termica necessaria al mantenimento della temperatura entro i digestori è sempre preferibile alla produzione di calore mediante una caldaia dedicata alimentata con una parte del biogas prodotta dall'impianto stesso;
- le tasse rappresentano di gran lunga la voce di costo più consistente, mentre il costo del sistema di digestione, del sistema energetico e i costi di manutenzione rappresentano il 5 – 10 % dei costi totali. Il costo della biomassa risulta invece pari al 3 - 5 % dei costi totali;
- le MTG sono meno sensibili al prezzo d'acquisto della biomassa e al prezzo di vendita dell'energia elettrica e quindi tali sistemi energetici risultano essere più flessibili rispetto alle variazioni del mercato.

Infine è importante sottolineare che i risultati delle simulazioni sono relative alle condizioni al contorno assunte e alle ipotesi semplificative considerate. Tuttavia i dati sono stati scelti in base ai valori di mercato presente e quindi costituiscono un importante criterio di valutazione per impianti di questo tipo.

Riferimenti bibliografici

- [1] Parikka, M., 2004, "Global Biomass Fuel Resources", *Biomass and Bioenergy*, 27(6), pp. 613-620.
- [2] Akhmatov, V., Knudsen, H., 2007, "Large penetration of wind and dispersed generation into Danish power grid", *Electric Power Systems Research*, 77, pp. 1228-1238.
- [3] Paatero, J.V., Lund, P.D., 2007, "Effects of large-scale photovoltaic power integration

- on electricity distribution networks”, *Renewable Energy*, 32, pp. 216-234.
- [4] Arscott, L., 2004, “Sustainable Development in the Oil & Gas Industry”, *Journal of Energy Resources Technology*, 126, pp. 1-5.
- [5] Said, C., 2007, “Nothing flat about tortilla prices”, *San Francisco Chronicle*, January 13th, p. C-1.
- [6] Jordan, N., Boody, G., Broussard, W., Glover, J.D., Keeny, D., McCown, B.H., McIsaac, G., Muller, M., Murray, H., Neal, J., Pansing, C., Turner, R.E., Warner, K., Wyse, D., 2007, “Sustainable Development of the Agricultural Bio-Economy”, *Science*, 316, pp. 1570-1571.
- [7] Righelato, R., Spracklen, D. V., 2007, “Carbon Mitigation by Biofuels or by Saving and Restoring Forests?”, *Science*, 317, p. 902.
- [8] MacLean, H. L.; Lave, L. B., 2003, “Evaluating automobile fuel/propulsion system technologies”, *Progress in Energy and Combustion Science*, 29, pp. 1-69.
- [9] Read, P., 2007, “Biosphere carbon stock management: addressing the threat of abrupt climate change in the next few decades: an editorial essay”, *Climatic Change*, DOI: 10.1007/s10584-007-9356-y.
- [10] Scharlemann, J. P. W., Laurance, W. F., 2008, “How Green Are Biofuels?”, *Science*, 319, pp. 43-44.
- [11] Sofer, S. S., Zaborsky, O. R., 1981, “Biomass conversion processes for energy and fuels”, Plenum Press, New York, USA.
- [12] Anani, A., Jibrill, Z., Abu-Allan, F., 1990, “Standardized Charts for Cost-Benefit Analysis of biogas Systems: Case Study in Jordan”, *Solar & Wind Technology*, 7, pp. 229-236.
- [13] Gunaseelan, V. N., 1997, “Anaerobic Digestion of Biomass for Methane Production: a Review”, *Biomass and Bioenergy*, 13, pp. 83-114.
- [14] Zhang, R., Zhang, Z., 1999, “Biogasification of Rice Straw with an Anaerobic-Phased Solids Digester System”, *Bioresource Technology*, 68, pp. 235-245.
- [15] McKendry, P., 2002, “Energy Production from Biomass (part 1): Overview of Biomass”, *Bioresource Technology*, 83, pp. 37-46.
- [16] Bohn, D., Lepers, J., 2003, “Effects of Biogas Combustion on the Operation Characteristics and Pollutant Emissions of a Micro Gas Turbine”, *ASME Paper GT2003-38767*.
- [17] Fantozzi, F., D’Alessandro, B., Desideri, U., 2003, “IPRP – Integrated Pyrolysis Regenerated Plant – An Efficient and Scalable Concept for Gas Turbine Based Energy

- Conversion From Biomass and Waste”, ASME Paper GT2003-38653.
- [18] Jurado, F., Cano, A., Carpio, J., 2003, “Modeling of Combined Cycle Power Plants Using Biomass”, *Renewable Energy*, 28, pp. 743-753.
- [19] Rodrigues, M., Walter, A., Faaij, A., 2003, “Co-firing of Natural Gas and Biomass gas in Biomass Integrated Gasification/Combined Cycle System”, *Energy*, 28, pp. 1115-1131.
- [20] Green, A. E. S., Swanson, G. P., Najafi, F. T., 2004, ”Co-utilization of Fossil and Renewable Fuel: Biomass Gas/ Natural Gas”, ASME Paper GT2004-54194.
- [21] Jurado, F., Cano, A., Carpio, J., 2004, “Biomass based Micro-Turbine Plant and Distribution Network Stability”, *Energy Conversion and Management*, 45, pp. 2713-2727.
- [22] Green, A., Feng, J., 2005, “Assessment of Technologies for Biomass Conversion to Electricity at the Wild Land-Urban Interface”, ASME Paper GT2005-68294.
- [23] Lupandin, V., Thamburaj, R., Nikolayev, A., 2005, “Test Results of the OGT2500 Gas Turbine Engine Running on Alternative Fuels: Biooil, Ethanol, Biodiesel and Crude Oil”, ASME Paper GT2005-68488.
- [24] Parker, W. J., 2005, “Application of ADM1 model to advanced anaerobic digestion”, *Bioresource Technology*, 96, pp. 1832-1842.
- [25] Dornburg, V., Faaij, A. P. C., Meuleman, B., 2006, “Optimising waste treatment systems – Part A: Methodology and technological data for optimising energy production and economic performance”, *Resources, Conservation and Recycling*, 49, pp. 68-88.
- [26] Porta, M., Traverso, A., Marigo, L., 2006, “Thermoeconomic Analysis of a Small-Size Biomass Gasification Plant for Combined Heat and Distributed Power Generation”, ASME Paper GT2006-90918.
- [27] Bettocchi, R., Pinelli, M., Spina, P. R., Venturini, M., Cadorin, M., Cenci, G., Morini, M., 2008, “Energetic and Economic Analyses of Integrated Biogas-Fed Energy Systems”, ASME Paper GT2008-50044.
- [28] Bettocchi, R., Pinelli, M., Spina, P. R., Venturini, M., Cadorin, M., Cenci, G., Morini, M., 2008, “Energetic and Economic Analyses of Integrated Biogas-Fed Energy Systems”, ASME Paper GT2008-50044.
- [29] Bettocchi, R., Cadorin, M., Morini, M., Pinelli, M., Spina, P. R., Venturini, M., 2009, “Assessment of the Performance and of the Profitability of CHP Energy Systems Fed by Vegetable Oils”, ASME Paper GT2009-59022.

- [30] Benefield, L. D., Randall, C. W., 1985, "Biological Process Design for Wastewater Treatment", Ibis Publishing, Virginia, USA. (Chapter 8: Sludge Digestion).
- [31] Rittmann, B. E., McCarty, P. L., 2001, "Environmental Biotechnology: Principles and Applications", McGraw-Hill International Editions, Biological Sciences Series. (Chapter 13: Anaerobic Treatment by Methanogenesis).
- [32] Kalia, V. C., Joshi, A. P., 1995, "Conversion of Waste Biomass (Pea-Shells) into Hydrogen and Methane through Anaerobic Digestion", *Bioresource Technology*, 53, pp. 165-168.
- [33] Jeyaseelan, S., 1997, "A Simple Mathematical Model for Anaerobic Digestion Process", *Water Science Technology*, 35(8), pp. 185-191.
- [34] Kiely, G., Tayfur, G., Dolan, C., Tanji, K., 1997, "Physical and Mathematical Modelling of Anaerobic Digestion of Organic Wastes", *Water Science Technology*, 31(3), pp. 534-540.
- [35] Keshtkar, A., Meyssami, B., Abolhamd, G., Ghaforian, H., Khalagi Asadi, M., 2003, "Mathematical Modeling of non-ideal Mixing Continuous Flow Reactors for Anaerobic Digestion of Cattle Manure", *Bioresource Technology*, 87, pp. 113-124.
- [36] Blumensaat, F., Keller, J., 2005, "Modeling of two-stage anaerobic digestion using the IWA Anaerobic Digestion Model No. 1 (ADM1)", *Water Research*, 39, pp. 171-183.
- [37] Berglund, M., Börjesson, P., 2006, "Assessment of energy performance in the life-cycle of biogas production", *Biomass and Bioenergy*, 30, pp. 254-266.
- [38] Kolanowski, B. F., 2004, "Guide to Microturbines", The Fairmont Press, Inc., Lilburn, GA, USA.
- [39] US.EPA (Environmental Protection Agency), 2001, "Compilation of Air Pollutant Emission Factors AP-42", 5th ed., Vol. I: Stationary Point and Area Sources. <http://www.epa.gov/ttn/chief/ap42>. US.EPA, North Carolina, USA.
- [40] Schafer, W., 2003, "Biogas on-farm: energy and material flow", Proc. Nordic Association of Agricultural Scientists 22nd Congress, July 1-4 2003, Turku, Finland.
- [41] Jurado, F., Cano, A., Carpio, J., 2003, "Modeling of Combined Cycle Power Plants Using Biomass", *Renewable Energy*, 28, pp. 743-753.
- [42] Gunaseelan, V. N., 1997, "Anaerobic Digestion of Biomass for Methane Production: a Review", *Biomass and Bioenergy*, 13, pp. 83-114
- [43] Bridgwater, A.V., Toft, A.J., Brammer, J.G., 2002, "A techno-economic comparison of power production by biomass fast pyrolysis with gasification and combustion",

- Renewable and Sustainable Energy Reviews, 6, pp. 181-248.
- [44] Arsalis, A., 2008, “Thermoeconomic modeling and parametric study of hybrid SOFC-gas turbine-steam turbine power plants ranging from 1.5 to 10 MWe”, *Journal of Power Sources*, 181, pp. 313-326.
- [45] Thermoflow Inc., 2008, “Thermoflow 18.0, Revision 2”, Sudbury, MA, USA.
- [46] Murphy, J.D., McKeogh, E., Kiely, G., 2004, “Technical/economic/environmental analysis of biogas utilization”, *Applied Energy*, 77, pp. 407-427.
- [47] Legge 244/2007, *Gazzetta Ufficiale della Repubblica Italiana*, vol. 300, 28th December 2007 (in Italian).

CAPITOLO 3

SISTEMI DI PRODUZIONE DELL'ENERGIA: ANALISI CFD IN CAMERE DI COMBUSTIONE DI MICROTURBINE A GAS

3.1 LA MICROCOGENERAZIONE DISTRIBUITA

L'Italia affida il soddisfacimento della maggior parte dei suoi consumi di energia primaria ai combustibili fossili, soprattutto petrolio e gas naturale. Per quanto riguarda l'energia elettrica, circa il 43% di tutta l'elettricità generata proviene da gas naturale, il 22% dal petrolio e il 14% da carbone, mentre l'unica altra fonte rilevante è l'idroelettrica (15%). Al momento, i contributi di tutte le fonti rinnovabili diverse da idroelettrico e geotermico (cioè energia solare, eolica, biomasse, rifiuti urbani, ecc.) sono solamente marginali (< 2.5%). Per svariate ragioni (incluso il ruolo tutt'oggi limitato del carbone, l'assenza di impianti nucleari e l'uso prevalente di petrolio e gas naturale in impianti termoelettrici a vapore di efficienza relativamente bassa), il mercato dell'energia elettrica presenta prezzi sensibilmente più alti rispetto alla media Europea. Questa situazione giustifica il crescente interesse verso iniziative volte a promuovere l'uso di energie rinnovabili e di tecnologie di risparmio energetico, inclusa la cogenerazione e la generazione distribuita [1].

Gli impianti di cogenerazione giocano un ruolo significativo nel panorama energetico nazionale, coprendo circa il 30% di tutta la generazione elettrica da combustibili fossili italiana. Dal punto di vista della taglia, la potenza media degli impianti cogenerativi italiani si attesta intorno ai 10 MW_{el}, comprendendo impianti basati su motori a combustione

interna (potenza media intorno a 1 MW_{el}), impianti a turbogas a recupero semplice e cicli a vapore a contropressione (fascia dei 5-10 MW_{el}), cicli a vapore a condensazione/spillamento e infine i grandi cicli combinati.

La maggior parte degli impianti cogenerativi è dislocata, date le potenze, in ambienti industriali, dove il calore generato alimenta reti di distribuzione di vapore all'interno dei siti produttivi. In misura minore, gli impianti di cogenerazione sono asserviti a reti cittadine di teleriscaldamento. Al contrario di quanto accade per i grandi impianti, il contributo attuale degli impianti di cogenerazione di piccola scala (inferiori ai 500 kW_{el}) risulta decisamente scarso. Ad oggi il gas naturale essendo destinato per il 70% circa a usi elettrici e di climatizzazione (fonte: ATIG) ed è considerato il combustibile di riferimento per la generazione elettrica e per gli utilizzi residenziali e terziari.

In questo contesto, lo sviluppo della microcogenerazione a gas naturale rappresenta un utilizzo più razionale in termini di materia prima, senza aumentare la dipendenza del sistema Paese da questa fonte energetica.

La direttiva Europea 2004/8/EC sulla conenerazione definisce un sistema microcogenerativo come un sistema avente potenza elettrica inferiore a 50 kW. Si può inoltre affermare che la microcogenerazione a livello domestico è costituita da unità di circa 4 kW nei singoli appartamenti. Tali sistemi energetici devono essere in grado di soddisfare sia il fabbisogno di base dell'unità familiare sia quello di picco: per questo motivo è necessaria la connessione alla rete elettrica per l'emissione in rete o l'acquisto di energia elettrica. L'utilizzo di sistemi microcogenerativi è finalizzato ai seguenti scopi: (i) la riduzione delle emissioni di anidride carbonica; (ii) la riduzione delle perdite di trasmissione e distribuzione della rete; (iii) l'incremento della sicurezza, della differenziazione e della flessibilità della fornitura di energia elettrica; (iv) la massimizzazione dei benefici connessi alla liberalizzazione del mercato dell'energia per uso domestico.

I sistemi per la produzione di energia più utilizzati per la microcogenerazione sono i motori a combustione interna e le microturbine a gas. In particolare queste ultime hanno visto negli ultimi anni un sempre crescente utilizzo grazie alle seguenti caratteristiche:

- sono una tecnologia compatta e semplice;
- hanno una robustezza elevata in ambienti difficili;
- sono caratterizzate da una minor rumorosità rispetto ad un motore a combustione interna;
- sono caratterizzate dall'aver emissioni ridotte;

- hanno un'efficienza del recupero termico che non inficia le prestazioni elettriche del sistema: la potenza termica generata può essere variata (tra il suo massimo e zero) in base alle richieste, senza condizionare il rendimento elettrico della generazione di energia elettrica;
- sono adattabili ad essere alimentate con combustibili di natura diversa.

Proprio a riguardo dell'ultimo punto è necessario mettere in evidenza che negli ultimi anni lo studio delle microturbine a gas si è sempre più focalizzato sulla possibilità di alimentare tali sistemi energetici con combustibili a basso potere calorifico ottenuti da processi di trasformazione di biomasse. In questo contesto l'analisi e l'ottimizzazione del processo di combustione di tali combustibili rappresenta l'obiettivo fondamentale.

L'utilizzo di combustibili gassosi ottenuti da biomassa (quali ad esempio biogas, syngas e pyrogas) per sistemi energetici di piccola taglia non è attualmente diffuso. Questo è dovuto principalmente al fatto che il funzionamento di tali sistemi alimentati con gas di sintesi non è stato sufficientemente sperimentato e pertanto non sono noti i valori di rendimento e di prestazione. In particolare, studi recenti si sono focalizzati sull'analisi delle problematiche di combustione connesse all'utilizzo di combustibili a basso potere calorifico in sistemi energetici nati per la combustione del gas naturale e quindi sulle modifiche da apportare al combustore.

Uno dei principali problemi legati all'utilizzo di combustibili quali syngas/pirogas consiste nel fatto che il loro potere calorifico inferiore è all'incirca pari ad $1/3$ di quello del gas naturale. Tale differenza determina la necessità di apportare delle modifiche alla geometria del combustore, problemi relativi all'instabilità di fiamma ed infine una modifica delle interazioni termiche fra combustore e palettamenti della turbina. Infatti, durante la combustione di combustibili a basso potere calorifico la fiamma ha la tendenza ad attaccarsi alle pareti del bruciatore; tale condizione può essere evitata qualora il processo di combustione venga ottimizzato. Inoltre, nella combustione del syngas, elevati valori del rapporto combustibile/aria fanno sì che l'innescò del meccanismo di deposito-erosione-corrosione da parte dei gas caldi possa subire un notevole incremento anche per combustibili caratterizzati dall'aver una bassa percentuale di impurità, determinando quindi un maggior rischio di corrosione a caldo dei palettamenti della turbina. La necessità di regolazione della portata di combustibile in funzione del valore del potere calorifico del combustibile può comportare delle differenze significative fra la portata in massa d'aria elaborata dal compressore e la portata di gas elaborata dalla turbina. Tale differenza è tanto

più consistente quanto minore è il potere calorifico del combustibile utilizzato in quanto, per raggiungere la stessa potenza termica del caso di alimentazione a solo metano, è necessario introdurre in camera di combustione una maggiore quantità di syngas.

L'utilizzo di combustibili di natura e composizione diverse dal gas naturale comporta inoltre delle significative variazioni delle condizioni operative dei combustori che danno origine alle seguenti problematiche di combustione: blowout, flashback, instabilità della combustione e autoignizione. Questi fenomeni, già oggetto di studio per combustibili convenzionali, necessitano ancora di indagini più approfondite per quanto riguarda i combustibili a basso potere calorifico.

La letteratura inoltre ha messo in luce che la differente composizione chimica dei combustibili a basso potere calorifico rispetto al gas naturale determina la necessità di apportare delle modifiche alla geometria del combustore. In particolar modo per una corretta progettazione di combustori alimentati con combustibili a basso potere calorifico devono essere tenuti in considerazione i aspetti quali: (i) la presenza di elevate percentuali di idrogeno nel combustibile, nella combustione con fiamma premiscelata, comporta una consistente diminuzione della velocità critica associata al manifestarsi del fenomeno del flashback. Per questo motivo i combustori sono preferibilmente progettati per fiamme diffuse; (ii) i minori valori di temperatura raggiunti in camera di combustione comportano sia una diminuzione dell'efficienza sia della formazione di NO, e pertanto è necessario che i combustori vengano progettati trovando il giusto compromesso fra queste due caratteristiche; (iii) la maggior percentuale di N₂ contenuta in questi combustibili ed il fatto che in alcuni casi vi sia la presenza di ammoniaca richiedono una speciale attenzione alla formazione dei Fuel-NO.

3.2 ANALISI CFD DEI COMBUSTORI DI MICROTURBINE A GAS

3.2.1 Introduzione alla fluidodinamica numerica

La fluidodinamica numerica, detta anche *CFD* (*Computational Fluid-Dynamics*), si occupa dello studio di metodi, tecniche ed algoritmi che consentono di simulare il comportamento dinamico dei fluidi in complessi problemi fisici. Tale simulazione consiste nell'elaborazione numerica di sofisticati modelli matematici che descrivono l'evoluzione temporale del fluido attraverso i suoi parametri fluidodinamici fondamentali: *velocità*, *pressione*, *temperatura* e *densità*. I codici basati sulla *CFD* hanno avuto il loro primo

utilizzo già negli anni '60 ed attualmente costituiscono un indispensabile strumento per ogni progetto e fase di sviluppo in tutti i settori dell'industria ed in modo particolare nell'area dei flussi interni alle turbomacchine. La base teorica che sostiene la *CFD* riguarda la costruzione e la soluzione di equazioni che governano diverse categorie fluidodinamiche ed anche lo studio di approssimazioni relative alle equazioni stesse. La sperimentazione fluidodinamica ha giocato un ruolo importante nella validazione e nella definizione dei limiti delle varie approssimazioni rispetto alle equazioni fondamentali suddette. Le equazioni che governano i fluidi newtoniani, ossia le equazioni stazionarie di *Navier-Stokes* sono ormai conosciute da più di 150 anni, ma nonostante ciò l'implementazione di forme ridotte di queste equazioni costituisce ancora un'area attiva di ricerca come nel problema di chiusura della turbolenza per le equazioni *Reynolds-averaged Navier-Stokes*. Dopo i codici *CFD* risalenti agli anni '80, e basati sulle equazioni di *Eulero*, e quelli degli anni '90, sulle soluzioni delle equazioni di *Navier-Stokes*, l'espansione della *CFD* nell'industria tecnologica ha permesso di elaborare codici che si avvalgono di configurazioni geometriche e griglie più complesse, algoritmi più accurati ed efficaci, modelli di turbolenza perfezionati, opzioni per più stadi di pale. Negli ultimi anni la qualità delle analisi alla *CFD* è notevolmente aumentata e ora rappresenta uno strumento ampiamente utilizzato nelle scienze e tecnologie avanzate, in aero-meccanica e altri campi, nella comprensione di vari fenomeni, nella progettazione, produzione e per effettuare indagini relative a processi di sistemi. I progressi che si sono ottenuti sono stati orientati ad ottenere:

La simulazione numerica del campo di flusso interno gioca un ruolo importante in tutti gli ambiti della progettazione fluidodinamica applicata alle turbomacchine, dai motori per aerei alle turbine e macchine per ventilazione. Con l'aiuto dei codici *CFD*, un esperto progettista è in grado di produrre modelli più complessi, più efficaci da un punto di vista ingegneristico e di più semplice comprensione; ma soprattutto la *CFD* permette di ottenere questi risultati in maniera rapida e ad un costo notevolmente ridotto. In questo senso ha giocato un ruolo fondamentale l'aumento della capacità di calcolo dei computer per le simulazioni. Un altro aspetto importante della *CFD* è quello di unire i campi teorici e sperimentali con un costo di simulazione inferiore e di offrire la possibilità di testare i progressi ottenuti da progetto per condizioni non disponibili o difficili da indagare sperimentalmente. L'analisi fluidodinamica computazionale presenta, inoltre, il vantaggio di essere in grado di disinserire determinati termini delle equazioni che governano il moto. Questo permette di valutare modelli teorici e suggerisce nuovi percorsi di esplorazione

teorica. Lo sviluppo di computer più efficienti ha generato, come detto, un notevole interesse riguardo la *CFD*, che a sua volta ha indotto un'importante e repentina crescita nelle potenzialità delle tecniche computazionali. Di conseguenza la *CFD* costituisce ora il mezzo privilegiato per testare progetti alternativi in molti settori tra i quali: il campo aeronautico, il campo delle turbomacchine e dell'industria automobilistica in generale. Nonostante questo, però, per effettuare le scelte di progetto finale si necessita di una precisa campagna sperimentale in grado di confermare quanto simulato con la *CFD*.

3.2.2 Sviluppo di un modello tridimensionale di combustori di microturbine a gas

Parte del presente lavoro di tesi si è focalizzato sullo studio tridimensionale della combustione in combustori di microturbine a gas mediante analisi *CFD*. Tale studio è stato condotto mediante la realizzazione di un modello tridimensionale.

In particolare è stato analizzato il comportamento di due camere combustione di microturbine a gas, caratterizzate da avere caratteristiche geometriche e di funzionamento tra loro molto differenti:

- Combustore della microturbina Elliott TA 80R (Capitolo 4): si tratta di un combustore Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn (RQL) di forma anulare. La Elliott TA 80R è una microturbina a gas a singolo stadio con recuperatore, che produce a pieno carico una potenza elettrica pari a 80 kW_{el} in corrispondenza di una velocità di rotazione di 68000 giri al minuto e rapporto di compressione pari a 4.
- Combustore della microturbina Turbec T100 (Capitolo 5): si tratta di un combustore di tipo tubolare, posizionato perpendicolarmente all'albero compressore-turbina. La Turbec T100 è una microturbina a gas a singolo stadio con recuperatore, che produce a pieno carico una potenza elettrica pari a 100 kW_{el} .

Per ciascun combustore è stato realizzato un modello tridimensionale. Ciascun modello prevede la modellizzazione solida del dominio fluido della camera di combustione, la sua discretizzazione mediante una griglia di calcolo e l'analisi termofluidodinamica dell'intero dominio mediante un codice di calcolo che consente di simulare tutti i fenomeni fisico-chimici coinvolti.

Le analisi *CFD* hanno lo scopo di studiare nel dettaglio il funzionamento dei due combustori oggetto di studio, mettendone in luce le principali caratteristiche. I risultati delle analisi consentono infatti di analizzare molteplici parametri, che sarebbero di difficile misurazione mediante prove sperimentali, quali: profili di velocità, profili di temperatura,

profili di pressione, concentrazione delle specie chimiche, velocità delle reazioni di ossidazione.

Inoltre i combustori possono essere analizzati variando le condizioni operative, quali ad esempio il carico e il tipo di combustibile di alimentazione, e determinandono per i vari punti di funzionamento le prestazioni e i valori delle emissioni in corrispondenza dell'uscita del combustore.

3.2.3 Il codice di calcolo e processo di analisi

Il codice di calcolo utilizzato per le simulazioni numeriche termofluidodinamiche è il codice commerciale ai volumi finiti ANSYS CFX. Tale codice è un codice cosiddetto “general purpose”, ossia si tratta di un codice che permette di essere impiegato per scopi fra loro diversi ed è quindi uno strumento piuttosto duttile, in grado di fornire sempre o quasi risultati interessanti e utili.

Uno studio fluidodinamico completo è costituito essenzialmente da tre passaggi fondamentali:

- Disegno del dominio fluido in esame;
- Creazione di una griglia di calcolo del dominio fluido considerato;
- Simulazione numerica per descrivere l'evoluzione del fluido attraverso i suoi parametri fondamentali come velocità, pressione, temperatura.

Il codice *CFX* si occupa della terza fase di questo schema, utilizzando un risolutore avanzato nello specifico chiamato *Solver* coadiuvato dalle elevate potenzialità del *Pre* e del *Post*. L'analisi fluidodinamica, in sostanza può essere schematizzata secondo il seguente diagramma di flusso proposto in Figura 3.1.

Come si vede in Figura 3. 1, partendo dai file dei vari domini fluidi creati con SolidWorks, si possono quindi esportare tutte le superfici necessarie a definire la geometria da analizzare all'interno del programma destinato alla generazione delle griglie, ossia ICEM CFD; in ICEM si procede con il caricare la geometria attraverso un particolare file tetin ottenuto con il CAD 3D. L'individuazione della griglia di calcolo che consente la corretta discretizzazione del dominio fluido è una delle maggiori criticità della simulazione numerica e pertanto è richiesto un processo di ottimizzazione della mesh qualora i risultati numerici della simulazione si dimostrino non attendibili o non plausibili. Infatti, anche un codice di calcolo costruito ad hoc può portare a risultati poco accurati qualora la griglia di calcolo non sia appropriata al problema, ed è per questo motivo che occorre una mirata procedura di ottimizzazione della mesh. Bisogna infatti cercare il giusto compromesso fra

il tempo di realizzazione della griglia e la sua qualità. Terminata la fase di calcolo si passa al post-processing mediante CFX-Post per analizzare i risultati ed apportare le dovute modifiche alla geometria di partenza. Si nota come uno studio di questo tipo sia rappresentato da un circuito chiuso, dove ogni passaggio non solo è il punto di partenza di quello successivo, ma anche un metodo di controllo e validazione di quello precedente. Il disegno CAD, ad esempio, è all'inizio del lavoro, ma rappresenta anche il risultato finale che si vuole ottenere. Allo stesso modo la griglia serve per far partire la simulazione, ma a sua volta la simulazione serve per migliorare la griglia.

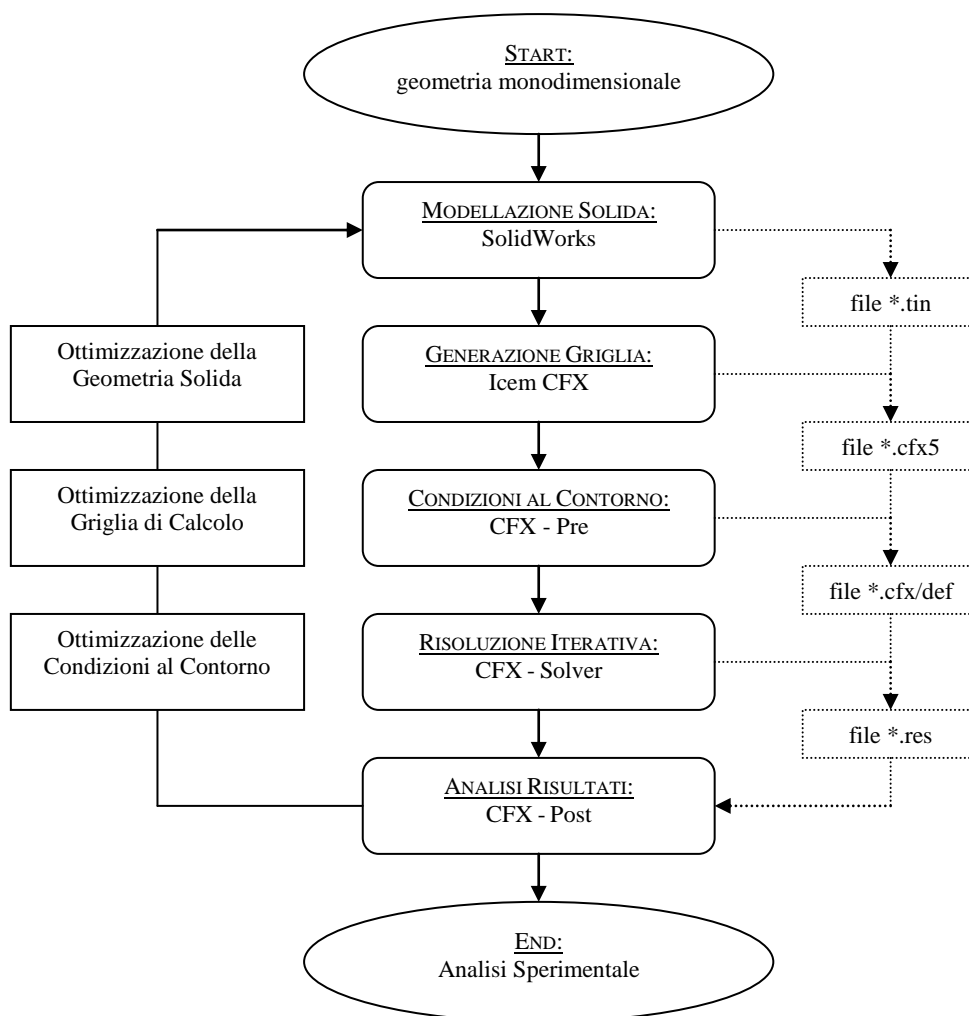


Figura 3. 1 - Schema di analisi fluidodinamica adottata

In seguito viene riportata una breve descrizione delle fasi della simulazione.

Pre-processamento

In questa fase si definiscono tutte le condizioni al contorno della simulazione numerica. I file contenenti le mesh vengono importati all'interno di *CFX-Pre* che consente quindi di

definire le seguenti proprietà: (i) proprietà del fluido; (ii) modelli numerici da implementare e (iii) condizioni al contorno per ogni superficie che delimita il volume in esame.

Fase di calcolo

Il *solver* è lo strumento che serve a risolvere il problema *CFD*, fornendo i risultati richiesti. Il *solver* procede nella risoluzione del problema fluidodinamico secondo un percorso ben definito e che qui di seguito viene riportato.

- le equazioni differenziali parziali vengono integrate su tutti i volumi di controllo presenti nella regione di interesse: questo equivale ad applicare le leggi fondamentali della conservazione (della massa o della quantità di moto) ad ogni volume di controllo;
- le precedenti equazioni integrate sul dominio fluido vengono convertite ad un sistema di equazioni algebriche tramite la generazione di un set di approssimazioni per i termini delle equazioni integrali;
- le equazioni algebriche vengono risolte in maniera iterativa. L'approccio di tipo iterativo è richiesto a causa della natura non lineare delle equazioni e per il modo in cui la soluzione si avvicina a quella esatta tramite un criterio di convergenza. Per ogni iterazione, un errore o un valore residuale viene riportato come misura della completa conservazione delle proprietà del flusso. Il valore che definisce la distanza della soluzione finale rispetto alla soluzione esatta dipende da una serie di fattori che includono la dimensione e la forma dei volumi di controllo e la dimensione dei residui finali. Processi fisici complessi, quali la combustione e la turbolenza vengono spesso modellati facendo ricorso a soluzioni empiriche e le approssimazioni intrinseche a questi modelli possono anche rivelarsi generatrici di differenze tra la soluzione *CFD* ed il flusso reale. Il *solver* produce un file di risultati che viene poi trasferito al *post-process*.

Post-processamento

Il *post-processing* è lo strumento utilizzato per analizzare, visualizzare e presentare i risultati in maniera interattiva. Il *post-process* dispone di varie e importanti possibilità tra le quali vanno sottolineate le seguenti: (i) visualizzazione della geometria e dei volumi di controllo; (ii) rappresentazione di vettori che mostrano la direzione e l'intensità del flusso; (iii) calcoli numerici per analisi quantitative; (iv) visualizzazione della variazione di

variabili scalari nel dominio considerato; (v) possibilità di ottenere grafici e tabelle da poter elaborare poi in un successivo momento tramite un programma di calcolo.

In seguito vengono descritti i modelli numerici principali utilizzati dal codice di calcolo. In particolare vengono descritti: (i) i modelli di turbolenza, (ii) i modelli di combustione e (iii) i modelli di irraggiamento.

3.3 I MODELLI DI TURBOLENZA

La gran parte dei flussi che vengono modellati sono turbolenti, per cui i modelli di turbolenza adottati detengono un ruolo importante nell'ambito della fluidodinamica computazionale. La turbolenza esprime un fenomeno caratterizzato da fluttuazioni nel tempo e nello spazio che interessano il campo di flusso. Si tratta di un processo piuttosto complesso, specialmente perché è tridimensionale, non-stazionario e si sviluppa su molte scale diverse. Può avere un effetto rilevante sulle caratteristiche del flusso.

La turbolenza si verifica quando le forze d'inerzia presenti nel fluido diventano nettamente più grandi rispetto alle forze viscosi ed è caratterizzata in genere da un elevato numero di Reynolds.

La turbolenza è un fenomeno diffusivo e dissipativo e questo contribuisce ad alimentare un rapido mescolamento e incrementa i valori della quantità di moto, calore e trasferimento di massa. La dissipazione è caratterizzata da una deformazione del lavoro associato alle fluttuazioni di velocità e genera un incremento dell'energia interna del fluido a scapito dell'energia cinetica del flusso medio.

Per conoscere gli effetti della turbolenza, la maggior parte delle ricerche CFD si è concentrata su metodi che fanno ricorso a modelli di turbolenza.

I modelli di turbolenza sono stati specificatamente sviluppati per tenere in considerazione gli effetti della turbolenza senza dover necessariamente ricorrere a mesh incredibilmente raffinate o a dirette simulazioni numeriche per le quali servirebbero elaboratori dotati di proibitive capacità di calcolo.

A causa delle variazioni casuali nello spazio e nel tempo che caratterizzano i fenomeni turbolenti, l'approccio che molte analisi attuano per il loro studio è di tipo statistico. Le equazioni che governano le proprietà statistiche del flusso turbolento contengono più incognite rispetto alle equazioni disponibili; i termini addizionali che compaiono in queste equazioni devono essere modellati e il problema dell'inclusione della turbolenza nella formulazione algebrica viene solitamente riportato come closure problem. L'approccio

statistico varia da modelli molto essenziali (spesso puramente empirici) a modelli altamente sofisticati (spesso impraticabili).

Molti modelli di turbolenza sono modelli statistici.

Quando si osservano scale temporali molto più ampie rispetto a quelle relative alle fluttuazioni turbolente, le caratteristiche che contraddistinguono il flusso turbolento sono espresse dalla somma di due termini: una componente media più una componente fluttuante che varia nel tempo.

Esistono diverse tecniche per realizzare la chiusura che possono essere classificate in base al livello di accuratezza che le contraddistingue:

1. *Zero-Equation or Algebraic Eddy Viscosity Models*: questi modelli impiegano una forma algebrica per esprimere le tensioni turbolente;
2. *One-Equation Models*: questi modelli adoperano un'equazione addizionale alle derivate parziali (PDE) per la scala di velocità turbolenta;
3. *Two-Equation Models*: questi modelli adoperano una equazione PDE per la scala di lunghezza turbolenta e una PDE per la scala di velocità turbolenta;
4. *Reynolds Stress Models*: questi modelli impiegano alcune (solitamente sette) equazioni PDE per tutti i componenti del tensore delle tensioni turbolente;
5. *Direct Numerical Simulation*: la struttura tri-dimensionale dipendente dal tempo viene risolta tramite una soluzione numerica delle equazioni di Navier-Stokes dipendenti dal tempo.

I modelli di turbolenza a una o due equazioni sono senza dubbio i più utilizzati.

I primi tre modelli ricorrono alle cosiddette Ipotesi di Boussinesq, secondo le quali le tensioni turbolente nell'equazione della quantità di moto media vengono assunte proporzionali al valore medio della deformazione:

Gli sforzi nei flussi laminari sono esprimibili come il risultato di un moto molecolare casuale, che è concettualmente assimilabile a fluttuazioni turbolente. In realtà la somiglianza tra questi due moti è piuttosto superficiale.

Nonostante ciò, si assume che il trasferimento della quantità di moto e di calore tramite il moto molecolare sia simile a quello indotto dalle fluttuazioni turbolente. Il concetto di eddy viscosity è fenomenologico e non ha basi matematiche. E' importante sottolineare che la viscosità molecolare è una proprietà del fluido, mentre la turbolenza è una proprietà del flusso.

Nei modelli *Algebraic Eddy Viscosity* viene assunto un equilibrio locale della turbolenza e l'eddy viscosity è assunta come valore scalare (uguale in tutte le direzioni),

principalmente dipendente dal campo di velocità medio. In questo tipo di formulazione non vengono contemplate le caratteristiche proprie del campo turbolento. Il modello a due Equazioni consente di rettificare questa situazione mettendo in relazione l'eddy viscosity ad alcune notevoli proprietà locali della turbolenza. I metodi a due-equazioni vengono destinati alle applicazioni in condizioni di mancanza di equilibrio turbolento.

I modelli di turbolenza a due equazioni sono largamente usati poiché offrono il miglior compromesso tra lo sforzo numerico impiegato e l'accuratezza computazionale raggiunta.

Tali modelli sono basati sull'ipotesi semplificativa di viscosità turbolenta secondo la quale la viscosità effettiva μ_{eff} è ottenuta come somma fra la viscosità μ e la viscosità turbolenta μ_t :

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad \text{Eq. 3. 1}$$

in cui la viscosità turbolenta è calcolata per i due modelli mediante le relazioni seguenti:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad \text{per il modello k-}\varepsilon \quad \text{Eq. 3. 2}$$

$$\mu_t = \rho \frac{\kappa}{\omega} \quad \text{per il modello k-}\omega \quad \text{Eq. 3. 3}$$

Modello k-ε

Il modello k-ε nel corso degli anni trascorsi dalla sua introduzione (Launder e Spalding 1972) ha avuto innumerevoli applicazioni ed è oggi implementato in tutti i codici termofluidodinamici in grado di trattare flussi turbolenti.

Fra i modelli basati su medie temporali è probabilmente quello che raggiunge il miglior compromesso fra generalità, accuratezza dei risultati, semplicità di implementazione e stabilità computazionale. I problemi maggiori nell'utilizzo del modello k-ε sono legati da una parte al suo essere un modello a viscosità turbolenta, dall'altra alla difficoltà di coprire con un unico set di costanti di calibrazione tutto l'arco dei possibili problemi turbolenti. Difficoltà del primo tipo includono, ad esempio, l'impossibilità di predire correttamente moti secondari legati all'anisotropia degli sforzi turbolenti normali e sono impossibili da eliminare con semplici aggiustamenti.

Fra le difficoltà del secondo tipo vanno ricordate la sistematica sottostima della lunghezza di riattacco in flussi separati e la sistematica sovrastima del tasso di dispersione laterale di getti sommersi. Tali problemi sembrano legati ad una insoddisfacente

modellazione del termine di produzione di ε , che è assunto proporzionale al corrispondente termine di produzione di k .

Il modello k - ε è stato usato con successo per predire il comportamento dei flussi bi-dimensionali caratterizzati da bassi gradienti di pressione.

Le proprietà medie e più grossolane della turbolenza possono essere individuate piuttosto bene. A causa delle importanti mancanze proprie del modello k - ε il modello entra in crisi per flussi caratterizzati da rotazione, curvatura, forte tridimensionalità e separazione del flusso stesso.

Il modello di turbolenza k - ε risolve due equazioni: una per k (energia cinetica turbolenta) ed una per ε (velocità di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k + P_{kb} - \rho \varepsilon \quad \text{Eq. 3.4}$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} (P_k + P_{kb}) - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad \text{Eq. 3.5}$$

Modello k- ω

Uno dei principali problemi nella modellazione turbolenta riguarda la capacità di poter predire in maniera accurata la separazione del flusso da una superficie liscia.

Questo rappresenta un importante fenomeno in molte applicazioni tecniche.

In generale, i modelli standard per la turbolenza basati sull'equazione della dissipazione ε , predicono l'inizio della separazione troppo tardi e in seguito ne sottostimano l'entità. Questo aspetto è sicuramente problematico, in quanto questo comportamento restituisce delle caratteristiche eccessivamente ottimistiche rispetto alle performances di una superficie aerodinamica. Inoltre questo tipo di previsione da un punto di vista ingegneristico si colloca in condizioni di non-sicurezza. I nuovi modelli sviluppati per risolvere il problema hanno manifestato una previsione decisamente più accurata riguardo la separazione nel corso dei molti test eseguiti nelle applicazioni industriali.

Tra i modelli k - ω è importante ricordare il modello di Wilcox si basa sulla risoluzione delle due equazioni del trasporto, una per l'energia cinetica turbolenta k , e una per la frequenza turbolenta, ω .

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k + P_{kb} - \rho \beta' k \omega \quad \text{Eq. 3.6}$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \omega) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k + P_{\omega b} - \beta \rho \omega^2 \quad \text{Eq. 3.7}$$

Uno dei vantaggi della formulazione k- ω interessa la trattazione in prossimità della parete per le elaborazioni a basso numero di Reynolds.

Il modello non contiene le complesse funzioni non-lineari richieste per il modello k- ϵ e risulta piuttosto accurato e robusto. A bassi numeri di Reynolds la griglia richiederebbe una risoluzione in prossimità della parete di almeno $y^+ \leq 2$. Questa applicazione non può essere garantita in molte applicazioni e per questa ragione, un nuovo trattamento vicino alla parete è stato sviluppato per il modello k- ω . Questo consente per pareti lisce un passaggio da una forma a bassi numeri di Reynolds a una formulazione basata su funzioni di parete. I modelli k- ω assumono che la viscosità turbolenta sia legata all'energia cinetica turbolenta e alla frequenza turbolenta.

Reynolds Stress Models

I modelli di turbolenza Reynolds Stress Models (RSM) sono modelli complessi a sette equazioni. Risolvono infatti un'equazione del trasporto per ciascun componente del tensore degli sforzi di Reynolds, quindi sei equazioni, e un'equazione per la velocità di dissipazione. Non viene perciò fatta alcuna ipotesi semplificativa per gli sforzi di Reynolds, che vengono invece risolti ciascuno con una sua equazione.

In particolare, il modello a sette equazioni BSL che è stato scelto per lo studio si basa sul modello a due equazioni k- ω , ciò significa che tale modello utilizza l'equazione per la risoluzione della velocità di dissipazione del modello k- ω . La caratteristica di questi modelli di turbolenza complessi è di avere un'elevata accuratezza nella soluzione e possono essere estesi a qualsiasi tipologia di campo di moto, ma allo stesso tempo hanno una ridotta flessibilità e un'elevata complessità di risoluzione dei modelli matematici che utilizzano.

Equazioni per la soluzione degli sforzi di Reynolds:

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (U_k \rho \bar{u}_i \bar{u}_j) - \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\delta_{ij} \mu + \rho C_s \frac{k}{\varepsilon} \bar{u}_k \bar{u}_j \right) \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_k} \right) =$$

$$P_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \varepsilon + \Phi_{ij} + P_{ij,b}$$
Eq. 3.8

Equazione per la soluzione di ω :

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \partial(U_k \rho\omega) =$$

$$\left(\alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k + P_{\omega b} - \beta_3 \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega^3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \right) + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_2 \omega} \frac{\partial k}{\partial x_k} \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \right)$$
Eq. 3.9

3.4 I MODELLI DI COMBUSTIONE

ANSYS CFX 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. I tre modelli di riferimento sono i seguenti:

- **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 predizioni di fiamme in applicazioni industriali.
- **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.
- **Modello Laminar 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 Tabella 3. 1 sono schematizzate le caratteristiche dei modelli di combustione:

Tabella 3. 1 - Schematizzazione dei modelli di combustione

MODELLO	CARATTERISTICHE
Eddy Dissipation Model (EDM)	<ul style="list-style-type: none"> • Moto turbolento • Reazione veloce se comparata alla turbolent timescale (numero di Damköler elevato) • Velocità di reazione dominata dal miscelamento turbolento dei reattanti o dai gas freddi o combusti (premiscelati)
Finite Rate Chemistry Model (FRC)	<ul style="list-style-type: none"> • Moto laminare o turbolento • Basso numero di Damköler • Velocità di reazione dominata dalla cinetica chimica • Richiede una specifica inizializzazione relativamente all'accensione della fiamma (velocità di reazione dipendente dalla temperatura)
Modello combinato EDM/FRC	<ul style="list-style-type: none"> • Moto turbolento • Intero intervallo del numero di Damköler • Sono richiesti i dati cinetici della velocità di reazione • E' necessaria una particolare inizializzazione relativa all'innesco della fiamma
Laminar Flamelet	<ul style="list-style-type: none"> • Elevato numero di Damköler • Moto turbolento • Non pre-miscelato • E' supportato da una libreria chimica
Burning Velocity Model (BVM), (Partially Premixed), (Turbulent Flame Speed Closure)	<ul style="list-style-type: none"> • Moto turbolento • Parzialmente premiscelato • Combustibile ed ossidante possono essere miscelati (specificando la frazione in massa all'ingresso) • E' supportato da una libreria chimica

In seguito vengono descritte in dettaglio le caratteristiche dei due modelli di combustione più utilizzati: il modello Eddy Dissipation ed il modello Laminar Flamelet.

3.4.1 Modello di combustione Eddy Dissipation (EDM)

Il modello di combustione Eddy Dissipation 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.

Il modello assume che la velocità di reazione può essere direttamente correlata al tempo necessario a miscelare i reattanti a livello molecolare.

Nei flussi turbolenti il tempo di miscelamento è governato dalle proprietà dei vortici e perciò la velocità è proporzionale al tempo di miscelamento che è funzione dell'energia cinetica turbolenta k e della velocità di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta ε :

$$\text{velocità di reazione} \propto \frac{\varepsilon}{k} \quad \text{Eq. 3. 10}$$

Il modello Eddy Dissipation Concept (EDC) si basa sull'assunzione che il processo di combustione possa effettivamente realizzarsi solamente alle scale spaziali più piccole, dove il miscelamento fra i componenti (nel senso più generale, ossia i vari reagenti nelle fiamme di diffusione o i gas combustibili con i gas freschi nelle fiamme premiscelate) si sviluppa a livello molecolare. In base alla teoria della Cascata di energia, la velocità del processo di miscelamento turbolento è proporzionale a ε/k . L'EDC deriva dal modello Eddy Break Up di Spalding: la principale differenza consiste nel supporre che la reazione non possa svilupparsi a meno che i reagenti non siano fra loro miscelati a livello molecolare e a temperature sufficientemente alte. Con questa assunzione, l'EDC originale assume una dipendenza diretta dal termine sorgente e la concentrazione della specie localmente limitante (reagente o prodotto).

E' noto che nei flussi turbolenti, i cosiddetti fenomeni di microscala, responsabili del miscelamento molecolare fra le varie specie e della dissipazione dell'energia cinetica turbolenta in energia interna, sono fortemente disuniformi e concentrati in zone isolate dello spazio il cui volume costituisce una piccola parte del volume complessivo del sistema.

Queste regioni, chiamate generalmente Fine Structure (FS), sono rappresentabili tipicamente da vortici o filetti piani (la loro struttura è in ogni caso fortemente dipendente dal campo di moto e dalla geometria in esame) ed hanno dimensioni caratteristiche dell'ordine di L_k , la lunghezza di scala di Kolmogorov.

Le FS sono responsabili della dissipazione dell'energia meccanica in energia interna. E' pertanto possibile assumere che all'interno delle FS le varie specie chimiche siano fra loro miscelate a livello molecolare: esse costituiscono quindi la "zona di reazione" in un flusso turbolento, sia in presenza di reagenti non uniformemente distribuiti (fiamme non premiscelate), sia in condizione di frazione di miscela costante (fiamme premiscelate).

3.4.2 Modello di combustione Finite Rate chemistry (FRC)

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:

$$k(T) = AT^n \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \quad \text{Eq. 3. 11}$$

in cui A è un termine costante detto fattore preesponenziale, T è la temperatura in Kelvin, E l'energia di attivazione, n l'esponente di temperatura, R è la costante dei gas.

Vengono quindi presentate le equazioni utilizzate nella pratica da ANSYS CFX per il calcolo della velocità di reazione. Il solutore assume che la velocità della generica reazione elementare, sia essa globale o parziale, R_k (Eq. 3. 12) è la differenza tra la velocità di reazione in avanti (Eq. 3. 13) e la velocità di reazione all'indietro (Eq. 3. 14)

$$R_k = \left(F_k \prod_l [l]^{r_l'} - B_k \prod_l [l]^{r_l''} \right) \quad \text{Eq. 3. 12}$$

dove $[l]$ è la concentrazione molare dei reagenti, r l'ordine di reazione del reagente l

$$F_k = AT^n \exp(-E_A / RT) \quad \text{Eq. 3. 13}$$

$$B_k = AT^n \exp(-E_A / RT) \quad \text{Eq. 3. 14}$$

3.4.3 Modello di combustione Laminar Flamelet

Il modello Flamelet per la combustione non premiscelata descrive l'interazione della chimica con la turbolenza nel limite delle reazioni veloci (alto numero di Damköhler). Si stima che la combustione avvenga in strati sottili con strutture interne chiamate Flamelets. La fiamma turbolenta in se è trattata come un insieme di Flamelets laminari inseriti nel campo fluido. Il modello Flamelet è una versione non in equilibrio del classico limite di Burke-Schumann; questo aggiunge nuovi dettagli alla simulazione del processo di combustione se comparato con altri modelli comunemente adottati, col vantaggio, però, che questo modello si basa sulla risoluzione di due sole equazioni scalari in caso di flusso turbolento. Il vantaggio maggiore del modello Flamelet è che, sebbene informazioni dettagliate del processo di trasporto molecolare e delle reazioni cinetiche elementari siano

incluse, la risoluzione numerica delle piccole lunghezze e delle scale di tempo non è necessaria; questo fa sì che sia evitata la perfetta conoscenza dei problemi riguardanti la soluzione della cinetica altamente non lineare nei campi di moto fluttuanti e quindi rende il metodo molto robusto. Soltanto due equazioni scalari devono essere risolte, indipendentemente dal numero di specie chimiche coinvolte nella simulazione. Le informazioni riguardanti i modelli di fiamme laminari sono pre-calcolate e salvate in una libreria per ridurre il tempo computazionale. Il rovescio della medaglia consiste nel fatto che il modello è ristretto all'assunzione di una chimica veloce o alla trascuratezza di alcuni numeri di Lewis delle specie chimiche. L'abbinamento della chimica laminare con il campo di fluttuazione turbolenta del flusso viene effettuato con metodo statistico. Il vantaggio menzionato più di frequente di questo metodo consta nella possibilità di fare a meno di modellare i termini chimici non lineari. Si riportano a seguire le linee guida del modello Flamelet:

- Chimica veloce;
- Numero di Lewis unitario per tutte le specie ($Le_i=1$);
- La combustione avviene nel regime Flamelet;
- Sistema bi-componente, per esempio la composizione del fluido ai contorni deve essere puro combustibile "fuel", puro ossidante "oxidiser" o una miscela lineare tra i due;
- Fiamme diffusive; per la combustione premiscelata o parzialmente premiscelata il modello Flamelet può essere combinato con un modello per progressi di reazioni BVM.

Il modello Flamelet implementato in Ansys CFX può essere applicato per configurazioni non-adiabatiche; la sola limitazione sta nel fatto che cambia la composizione del fluido attraverso differenti valori di temperatura e pressione e dunque il modello, così com'è implementato perde di efficacia e precisione. Tuttavia l'effetto che hanno le perdite di calore e di pressione sulla densità e sulla temperatura è tenuto in considerazione; per le perdite di calore che compaiono in molti meccanismi di combustione, l'influenza sulla composizione è sufficientemente piccola da poter essere trascurata. In un largo numero di dispositivi industriali la combustione pura non premiscelata è meno presente della premiscelata o della parzialmente premiscelata. In Ansys CFX, un modello per la combustione premiscelata o parzialmente premiscelata è disponibile (BVM) e richiede il modello Flamelet come sotto-modello.

3.4.4 Schemi di reazione applicati ai modelli di combustione

Oltre che i modelli di combustione devono essere impostati gli schemi di reazione. Per gli schemi di reazione predefiniti sono applicate le seguenti convenzioni:

- le reazioni con la sigla **WDn** nel nome fanno riferimento allo schema di reazione proposto da Westbrook e Dryer, in cui n indica il numero di step in cui la reazione stessa si sviluppa (ogni reazione infatti può essere considerata come reazione globale, che porta alla formazione dei prodotti di combustione quali CO₂ e H₂O, oppure costituita da più reazioni elementari ciascuna delle quali porta alla formazione di specie intermedie);
- le reazioni con **WGS** nel nome fanno riferimento alle reazioni con la Water Gas Shift forward/ backward reaction:



- le reazioni con **NO PDF** nel nome hanno una schematizzazione che include un modello di formazione del monossido di azoto. La velocità di reazione della formazione dell'NO dipende dalle fluttuazioni turbolente di temperatura.

In Tabella 3. 2 sono riportati gli schemi di reazioni presenti nella libreria di ANSYS CFX per quanto riguarda le reazioni di ossidazione del metano.

Per il metano, come del resto per tutti gli altri combustibili, è possibile inoltre creare una reazione chimica 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.

Tabella 3. 2 - Schemi di reazione di ANSYS CFX per il metano

MECCANISMO	REAZIONI
Methane Air WD1 (1 STEP)	
Ossidazione CH ₄	$CH_4 + 2O_2 \Leftrightarrow CO + 2H_2O$
Methane Air WD2 (2 STEP)	
Ossidazione CH ₄	$CH_4 + 1.5O_2 \Leftrightarrow CO + 2H_2O$
Ossidazione CO	$CO + 0.5O_2 \Leftrightarrow CO_2$
Methane Air WGS (4 STEP)	
Ossidazione CH ₄	$CH_4 + 0.5O_2 \Leftrightarrow CO + 2H_2$
Ossidazione H ₂	$H_2 + 0.5O_2 \Leftrightarrow 2H_2O$
Ossidazione CO	$CO + 0.5O_2 \Leftrightarrow CO_2$
Water Gas Shift	Backward $CO_2 + H_2 \Leftrightarrow CO + H_2O$
	Forward $CO_2 + H_2 \Leftrightarrow CO + H_2O$

3.5 MODELLI DI IRRAGGIAMENTO

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:

$$\frac{dI_\nu(r, s)}{ds} = -(K_{a\nu} + K_{s\nu})I_\nu(r, s) + K_{a\nu}I_b(\nu, T) + \frac{K_{s\nu}}{4\pi} \int_{4\pi} dI_\nu(r, s')\Phi(s \bullet s')d\Omega' + S \quad \text{Eq. 3. 16}$$

in cui :

ν = frequenza;

r = vettore di posizione;

s = vettore di direzione;

s = modulo del vettore s ;

Ka = coefficiente di assorbimento;

Ks = coefficiente di scattering;

Ib = intensità di emissione di corpo nero;

$I\nu$ = 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 :

$$E_b(\nu, T) = \frac{2\pi\nu^2}{c^2} \frac{n^2 h \nu}{e^{(h\nu/kT)} - 1} [Wm^{-2} Hz^{-1}] = \pi I_b(\nu, T) \quad \text{Eq. 3. 17}$$

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:

$$E_b(x, T) = n^2 \sigma T^4 \left(\frac{h}{kT} \right) \left(\frac{15}{\pi^4} \frac{x^3}{e^x - 1} \right) \quad \text{Eq. 3. 18}$$

In cui σ è la costante di Stefan- Boltzmann:

$$\sigma = \frac{2\pi^5 k^4}{15h^3 c^2} \quad \text{Eq. 3. 19}$$

L'emissione totale di corpo nero è pertanto l'integrale di E_b in tutto il campo di frequenze:

$$E_b(T) = \int_0^{\infty} E_b(x, T) dx = n^2 \sigma T^4 \quad \text{Eq. 3. 20}$$

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:

$$q_v^R(r, n) = \int (s \cdot n) I_v(r, s) d\Omega \quad \text{Eq. 3. 21}$$

Integrando l'equazione di trasferimento sull'angolo solido, la divergenza del flusso di calore radiativo spettrale è data da:

$$(-\nabla \cdot q_v^R) = K_a (G_v - 4E_{bv}) \quad \text{Eq. 3. 22}$$

in cui G_v è la radiazione incidente spettrale data da:

$$G_v = \int I_v d\Omega_s \quad \text{Eq. 3. 23}$$

Il flusso totale radiativo è ottenuto dall'integrazione sullo spettro complessivo:

$$\nabla \cdot q^R \int_0^\infty q_v^R dv = \int_0^\infty K_{av} G_v dv - 4 \int_0^\infty K_{av} E_{bv} dv \quad \text{Eq. 3. 24}$$

Nel caso in cui la scattering sia nullo, $K_a = 0$.

3.5.1 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 trasferisca 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.

- 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. Quatto 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.

3.5.2 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'Eq. 3. 16 può essere eliminata.

Questo implica che deve essere risolta soltanto un'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 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:

$$\frac{d\Delta\nu \cdot \dot{l}_{\Delta\nu}(r, s)}{ds} = -(K_{av} + K_{sv})\Delta\nu l_{\Delta\nu}(r, s) + \bar{K}_a F_{\Delta\nu} I_b(T) + \frac{\bar{K}_{sv}}{4\pi} \int_{4\pi} \Delta\nu l_{\Delta\nu}(r, s') \Phi(s \cdot s') d\Omega' + S \quad \text{Eq. 3. 25}$$

Per $\Delta\nu l_{\Delta\nu}$, in cui l'emissione attraverso la banda spettrale è pesata da:

$$F_{\Delta\nu} = \int_{\nu_1}^{\nu_2} E_b(\nu, T) d\nu = \int_0^{\nu_2} E_b(\nu, T) d\nu - \int_0^{\nu_1} E_b(\nu, T) d\nu \quad \text{Eq. 3. 26}$$

Dopo aver risolto una RTE per una banda spettrale, l'intensità di radiazione totale può essere calcolata come:

$$I(r, s) = \sum_1^N \Delta\nu \cdot l_{\Delta\nu}(r, s) \quad \text{Eq. 3. 27}$$

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:

$$\varepsilon_g = \sum_i^N a_{gi} (1 - e^{-K_i p L_i}) \quad \text{Eq. 3. 28}$$

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:

$$\sum_i^N a_{gi} = 1 \quad \text{Eq. 3. 29}$$

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.

Riferimenti bibliografici

- [1] Macchi E. Campanari S., Silva P., "La micro cogenerazione a gas naturale", Polipress, 2005.
- [2] Ansys Inc, ANSYS CFX Reference Guide

CAPITOLO 4

LA CAMERA DI COMBUSTIONE DELLA MICROTURBINA ELLIOTT TA 80R

4.1 I COMBUSTORI RQL

Il concetto dei combustori Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn (RQL) è stato introdotto nel 1980 come strategia di riduzione degli ossidi di azoto nelle turbine a gas. Nel decennio successivo tale strategia è stata sviluppata dalla NASA per la riduzione dei NOx nelle applicazioni aeronautiche.

Attualmente la tecnologia RQL è preferita a quella “lean premixed” in ambito aeronautico grazie alle sue elevate performance globali e all’elevata stabilità del suo funzionamento mentre per quanto riguarda la produzione di energia la tecnologia “lean premixed” è ancora la più diffusa soprattutto perché consente un efficace abbattimento delle emissioni di NOx. Tuttavia la tecnologia RQL sta vedendo sempre un maggiore interesse poiché consente di ottenere delle migliori prestazioni nel caso di (i) combustibili di composizione complessa e (ii) combustibili di composizione variabile. In particolare l’ultimo punto è di sempre maggiore importanza visto il crescente utilizzo di combustibili derivanti da biomassa tramite diversi processi di trasformazione che determinano quindi la presenza sul mercato di combustibili di natura e composizione molto variabile a seconda della biomassa da cui sono stati ottenuti e dal processo utilizzato per il loro ottenimento.

I combustori RQL si basano sul principio secondo il quale la zona primaria di un combustore lavora in modo più efficiente in presenza di una miscela ricca. Pertanto nella zona primaria si ha la cosiddetta “rich burn” zone (in corrispondenza della quale si ha un rapporto di equivalenza della miscela Φ circa pari a 1.8) che assicura la stabilità delle

reazioni di ossidazione medinte la produzione ed il mantenimento di radicali di idrogeno e idrocarbonici. Inoltre la rich zone minimizza la produzione di NO_x grazie al raggiungimento di temperature relativamente basse e alla bassa concentrazione di ossidi di specie intermedie. I gas che arrivano dalla zona primaria sono quindi caratterizzati dall'averne un'alta concentrazione di specie parzialmente ossidate e parzialmente pirolizzate, di idrogeno e di monossido di carbonio. Pertanto è necessario aggiungere una certa quantità di ossigeno per ossidare tali specie chimiche presenti. I combustori prevedono quindi la presenza di una zona di iniezione in cui viene fatto entrare dell'aria che si miscela velocemente ai gas provenienti dalla primary zone "Quick mix zone". Si crea quindi una terza zona, chiamata "lean burn zone" in cui è presente una miscela magra con un rapporto di equivalenza inferiore a 0.4 in corrispondenza della sezione di uscita del combustore. Si è dimostrato che tale principio di funzionamento minimizza la produzione di NO_x , CO e HC.

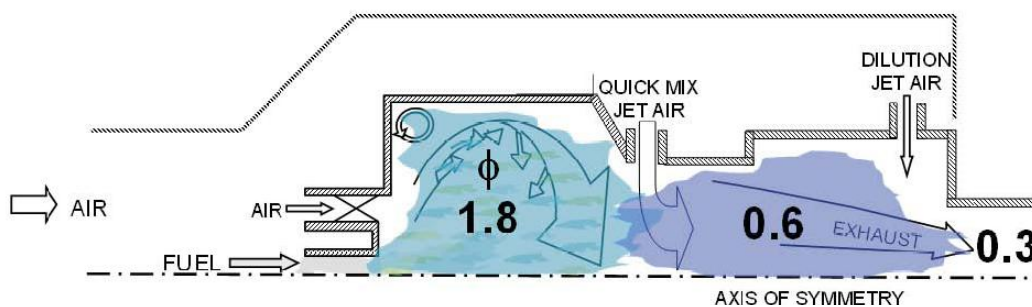


Figura 4. 1– Struttura di un combustore RQL [2]

La Figura 4. 1 fornisce una buona rappresentazione grafica del concetto di combustione ricca (Rich-burn), seguita da una zona di miscelamento rapido con ingresso di aria secondaria (Quick-mix) e combustione magra (Lean-Burn). La zona primaria è solitamente caratterizzata da basse velocità di formazione degli NO_x in conseguenza dell'impovertimento di ossigeno della miscela ($\Phi > 1$). Nel flusso in uscita dalla zona primaria viene immessa una quantità d'aria necessaria al completamento del processo di combustione e alla riduzione della temperatura dei gas prima dell'ingresso in turbina: se l'aria addizionale richiesta per la combustione viene immessa in modo continuo e regolare si avrà un incremento di temperatura e quindi di velocità di formazione degli NO_x (percorso "High NO_x route" in Figura 4. 2); se invece il miscelamento tra il flusso di aria addizionale e quello in uscita dalla zona primaria è rapido e uniforme, allora la temperatura sarà ridotta al punto da diminuire considerevolmente la produzione di ossidi di azoto (percorso "Low NO_x route" in Figura 4. 2). La zona di combustione magra (Lean-burn

zone) è caratterizzata da un basso rapporto di equivalenza (Φ nell'ordine di 0.5), perciò non si raggiungono alti valori di temperatura, di conseguenza la velocità di formazione degli ossidi di azoto rimane ridotta [2].

Alla luce di ciò, la progettazione dell'ingresso dell'aria secondaria deve essere effettuata in modo da garantire il rapido miscelamento dei due flussi, che contrasta l'aumento di velocità di formazione di NO_x . Inoltre, la forma dell'ingresso dell'aria nella zona primaria deve essere tale da limitare la formazione di ricircoli di flusso, che portano all'aumento del tempo di permanenza e quindi all'aumento di produzione di NO_x .

Un altro modo efficace per ridurre la formazione di NO_x è l'utilizzo di un rapporto di equivalenza più alto, questo però comporterebbe un'eccessiva produzione di polveri e fumi, per cui il vantaggio che si avrebbe nella riduzione degli ossidi di azoto verrebbe annullato dalla formazione di altri inquinanti.

La temperatura nella zona della combustione magra (secondaria) non deve assumere valori troppo elevati, in modo da tenere controllata la produzione di NO_x e allo stesso tempo non deve essere troppo bassa da bloccare le reazioni di ossidazione del CO. Il rapporto di equivalenza da mantenere nella zona secondaria deve essere scelto in funzione dei requisiti di emissioni da soddisfare: solitamente si usa Φ compreso tra 0.5 e 0.7.

In conclusione si può affermare che il successo di questo tipo di combustori è caratterizzato dalla geometria dell'ingresso dell'aria secondaria, che deve essere tale da ottenere il rapido miscelamento tra i flussi e la corretta progettazione della camera di combustione; si garantisce così l'abbassamento omogeneo della temperatura dei gas di combustione, impedendo il permanere di zone di gas ad alta temperatura per un tempo sufficiente a formare un'apprezzabile quantità di NO_x .

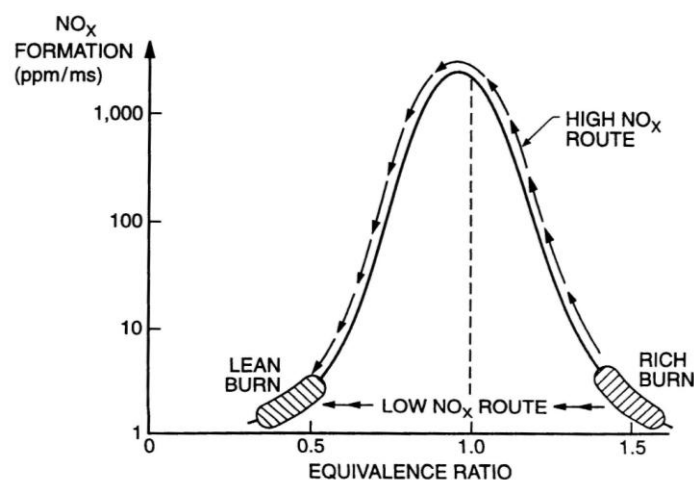


Figura 4. 2- Il processo di combustione Rich-burn, Quick-mix, Lean-burn (RQL) [1]

4.2 IL COMBUSTORE DELLA MTG ELLIOTT TA 80R

La Elliott TA 80R è una microturbina a gas a singolo stadio con recuperatore, che produce a pieno carico una potenza elettrica pari a 80 kW in corrispondenza di una velocità di rotazione di 68000 giri al minuto e rapporto di compressione pari a 4.

La camera di combustione della Elliott TA 80R è di tipo Rich-burn Quick-mix Lean-burn (RQL), ha geometria anulare e le zone di combustione ricca (dome) e magra (liner) sono separate da una fenditura che corre lungo tutta la circonferenza. L'iniezione della miscela aria-combustibile avviene tramite 12 ugelli montati sulla parete della zona di combustione ricca e inclinati rispetto a essa in modo da conferire al flusso un moto rotatorio attorno all'asse della camera di combustione, che migliori il miscelamento tra combustibile e comburente nella zona primaria [3].

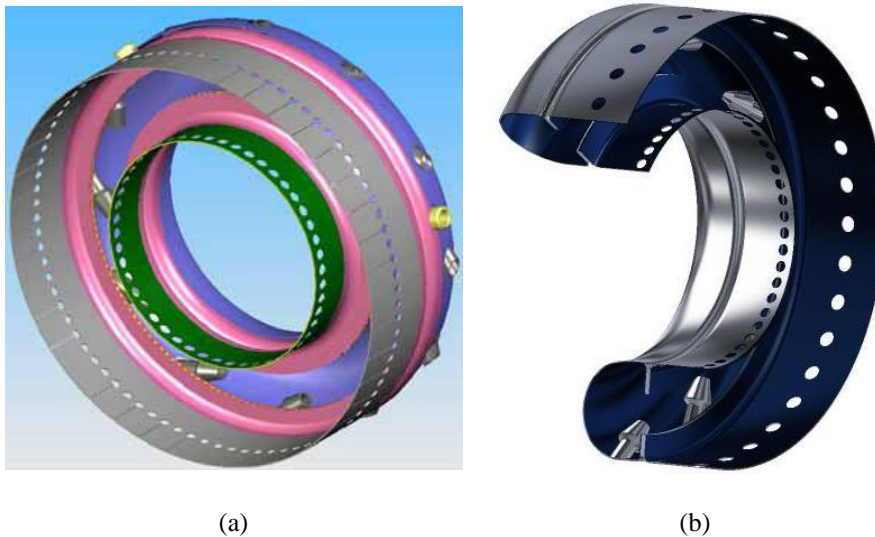


Figura 4. 3 – Elliott TA 80R: (a) Combustore della microturbina Elliott TA 80R e (b) modellazione solida di un settore di 30°

L'iniezione del combustibile è effettuata grazie a un iniettore situato all'interno dell'ugello (visibile in Figura 4. 3), che ha il compito di introdurre il combustibile nel flusso d'aria primaria; le modalità con cui tale introduzione avviene sono di fondamentale importanza per lo sviluppo del processo di combustione, i limiti di stabilità della combustione, le emissioni inquinanti. L'iniettore si trova al centro della zona di ingresso dell'aria primaria ed è inclinato rispetto al mixing tube, in modo da indirizzare il flusso di combustibile verso la parete interna, favorendo il miscelamento con l'aria, per poi entrare nella zona ricca generando così la combustione non-premiscelata. La combustione si innesca subito dopo l'uscita della miscela dal mixing tube, anche se in certi casi è possibile che essa abbia inizio all'interno del condotto di miscelamento, dando luogo al fenomeno

del flashback.

Il restringimento di sezione che divide il combustore in zona primaria e secondaria permette l'ingresso dall'aria secondaria; grazie alle asole ricavate sulla sua superficie il flusso entra perfettamente radiale garantendo il rapido miscelamento (Quick-mix) caratteristico di questa tipologia di combustori.

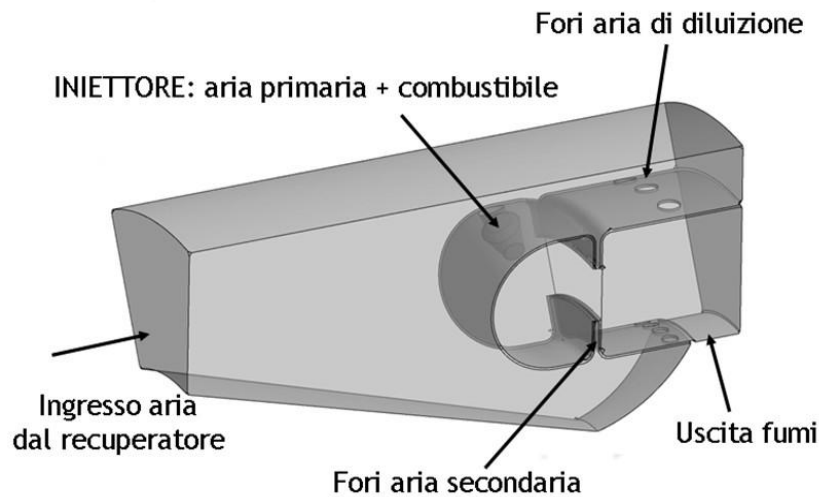


Figura 4. 4 – Caratteristiche del combustore

Il liner, ovvero la zona della combustione secondaria, è la zona che precede l'uscita dei fumi verso la turbina ed è caratterizzata da bassi valori dell'eccesso d'aria ($\Phi = 0.5$) in modo da abbassare la temperatura dei fumi al di sotto del limite di resistenza delle pale della girante, che solitamente è dell'ordine dei 1200 K. L'aria di diluizione, proveniente dal recuperatore di calore, entra da 42 fori circolari di diametro 9 mm disposti sulla circonferenza esterna e da 48 fori circolari di diametro 7 mm su quella interna.

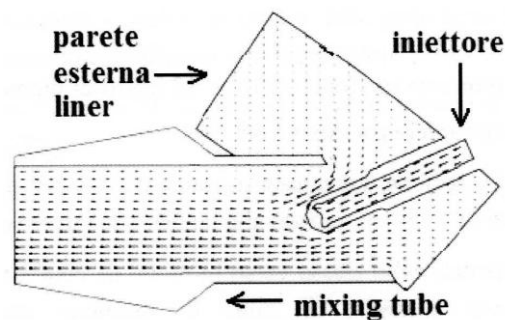


Figura 4. 5 – Distribuzione del flusso all'interno del mixing tube

4.3 SIMULAZIONE DELLA COMBUSTIONE DI ARIA E METANO NON PREMISCELATI

4.3.1 Geometria e griglia di calcolo

La geometria reale è stata disegnata e discretizzata tramite il software di disegno tridimensionale Gambit, in modo da riprodurre il più fedelmente possibile il dominio fluido, compatibilmente all'onere computazionale della simulazione. Nella costruzione della geometria si è scelto di considerare solo 30 gradi del dominio reale, che comprendono un solo ugello: in tal modo si agevola la generazione della griglia di calcolo (mesh) e l'impegno computazionale stesso in termini di tempo e risorse. La soluzione dell'intero dominio fluido di 360° si ottiene attivando l'opzione di periodicità rotazionale alle sezioni radiali di confine [5].

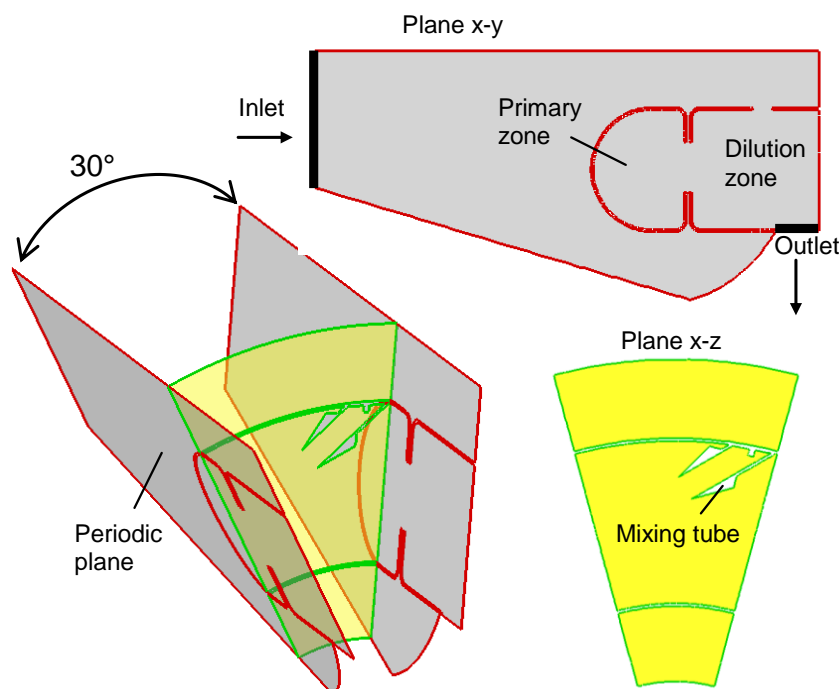


Figura 4. 6 - Geometria del dominio fluido simulato

Per il posizionamento, le dimensioni e la forma dell'ugello sono state utilizzate le quote recuperate da un articolo che tratta aspetti inerenti la corrosione delle pareti degli ugelli nella camera di combustione della Elliott TA 80R [3] altrimenti impossibili da reperire. Infatti, data la continua evoluzione nel campo delle microturbine a gas, la casa costruttrice non fornisce dati e dimensioni tecniche di particolare interesse, quali per esempio la forma e le dimensioni degli ugelli. Si definisce un diametro di 9 mm per il mixing tube e di 2 mm

per l'iniettore del combustibile (Figura 4. 5).

Un'ulteriore semplificazione è stata la sostituzione delle asole per l'ingresso dell'aria secondaria con una fessura di area equivalente a quella complessiva delle asole. A fronte della trascurabile variazione che si produce nel campo di moto, si ottiene un considerevole vantaggio nella generazione della griglia e nel calcolo. La semplificazione è mostrata in figura seguente:

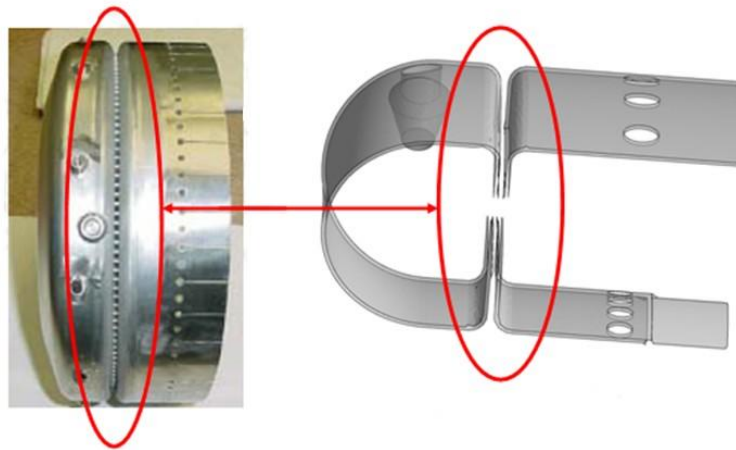


Figura 4. 7 - Semplificazione geometrica della fenditura

Infatti la generazione della mesh in corrispondenza delle asole sarebbe assai più complicata e determinerebbe un elevato rischio di avere un'area di passaggio "numerica" alquanto inferiore rispetto a quella reale. Questo problema è stato oggetto di un precedente lavoro di tesi [6]: l'indagine è stata svolta utilizzando due differenti griglie, una da 470000 elementi e una più fitta da 1650000 elementi. Si è notato che la griglia più lasca presenta un unico elemento che discretizza lo spessore della fessura da dove passa l'aria secondaria, mentre la griglia più fitta riesce a coprire la stessa zona con almeno tre elementi. Quanto detto è visibile nella figura seguente:

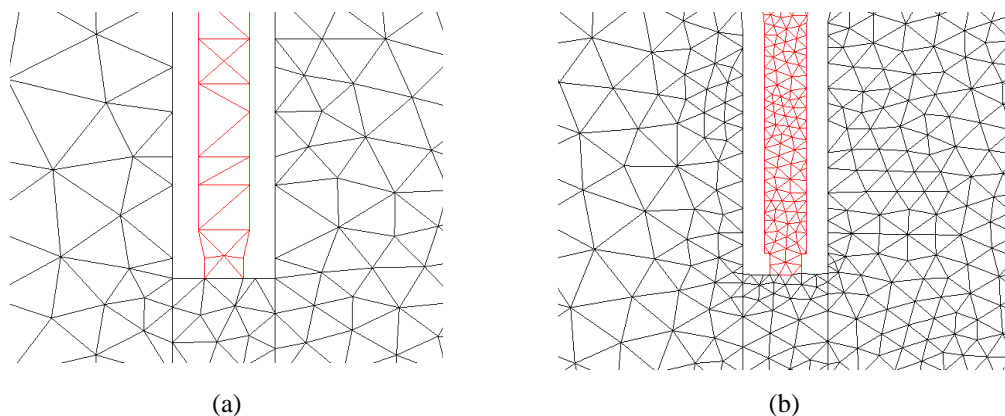


Figura 4. 8– Particolare di ingresso dell'aria secondaria: (a) griglia 470000 elementi e (b) 1650000

A causa di questa sostanziale differenza, come mostrato in Figura 4. 9 la griglia da 470000 elementi non porta ad avere i profili di velocità parabolici, come ci si aspetterebbe su un condotto dalla dimensione caratteristica così limitata, ma presenta profili affetti da evidenti errori di tipo numerico.

In generale, la morfologia della griglia in zone critiche (quali, ad esempio, condotti di ridotte dimensioni rispetto alle altre entità geometriche, come il condotto d'aria secondaria della geometria in esame) e di conseguenza il modo in cui vengono discretizzate a mezzo della griglia di calcolo, può avere un peso sulla fluidodinamica del problema e perciò può essere causa di modificazioni dello scambio termico del sistema.

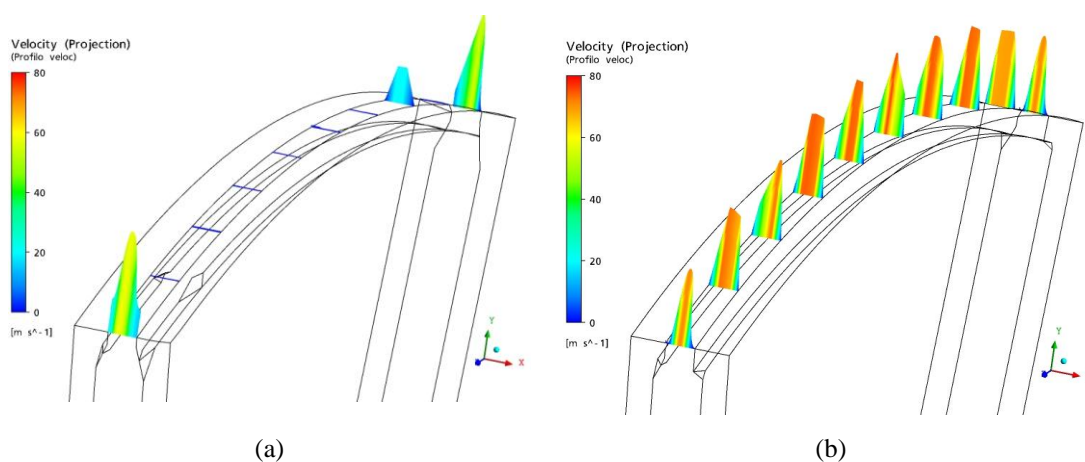


Figura 4. 9 – Profilo di velocità sul condotto dell'aria secondaria: (a) griglia 470000 elementi e (b) 165000

La griglia di calcolo utilizzata è mista, in parte strutturata esaedrica, in parte non strutturata tetraedrica e si compone di 780000 elementi. Gli elementi tetraedrici hanno dimensione estremamente ridotta poiché discretizzano le parti di geometria che richiedono maggiore raffinatezza, come il condotto di premiscelazione e la zona della combustione primaria; gli elementi esaedrici ricoprono invece la zona esterna al liner e la zona della combustione povera o secondaria. La mesh è stata originariamente realizzata con Gambit, per la soluzione in ambiente Fluent; in questo caso invece verrà utilizzata per una simulazione con ANSYS CFX 11.0, con l'unica differenza che tale codice di calcolo usa solo mesh non strutturate, per cui la parte esaedrica della griglia verrà destrutturata.

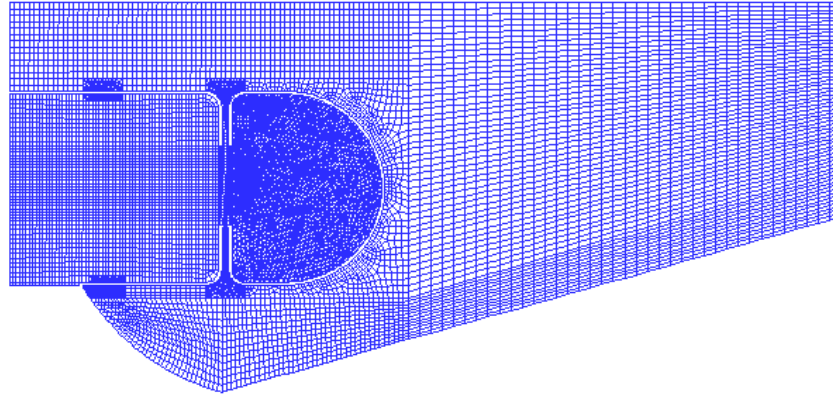


Figura 4. 10 - Griglia utilizzata per le simulazioni

4.3.2 Impostazione della simulazione in ANSYS CFX11.0 Pre

Per la simulazione del caso di combustione in ANSYS CFX è necessario impostare, al momento del settaggio del dominio fluido desiderato, i parametri caratterizzanti il fenomeno fisico, quali: la tipologia di scambio di calore, le reazioni di ossidazione con i propri schemi di reazione, le sostanze reagenti di più comune utilizzo, i modelli di combustione e irraggiamento, se desiderato. I materiali e le reazioni di ossidazione più comuni sono già implementate nella libreria di CFX, tuttavia, se non si trova il caso di interesse si possono creare sia nuovi materiali sia nuove reazioni.

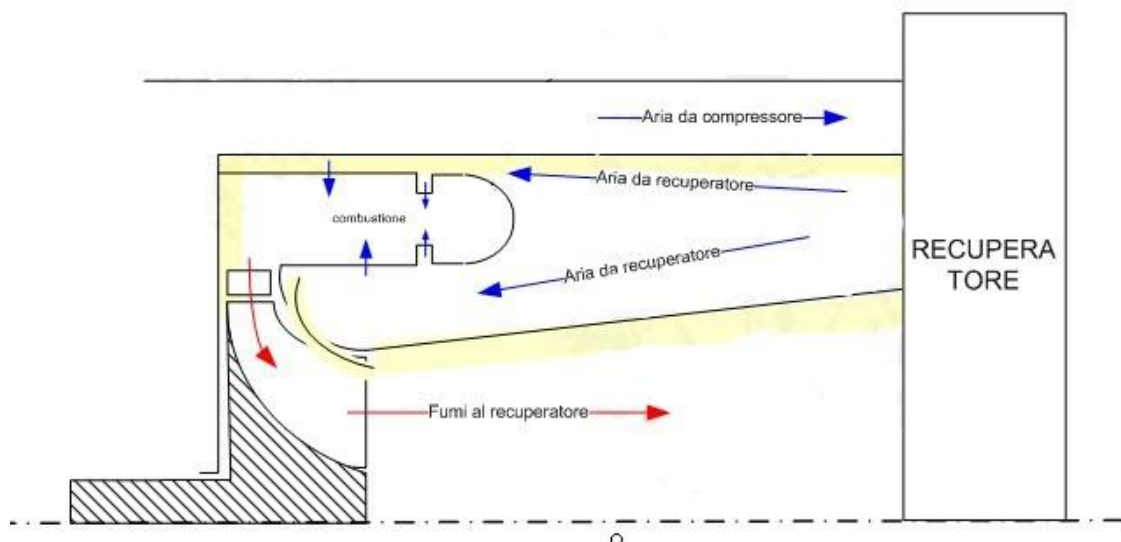


Figura 4. 11 - Schema della camera di combustione della microturbina a gas Elliott TA 80R

Questa simulazione è di tipo stazionario e riguarda la combustione non premiscelata di metano puro e aria proveniente dal compressore, preriscaldata tramite un rigeneratore di

calore (il ciclo termico seguito dalla microturbina a gas in questione è il Brayton rigenerativo). Lo schema in Figura 4. 11 ne fornisce una descrizione.

Nella realtà si ha che il gas in ingresso nella camera di combustione, proveniente dal compressore, si trova a una pressione di 4 bar poiché il rapporto di compressione è pari a 4 e l'aria in ingresso nel compressore viene aspirata direttamente dall'ambiente esterno (che si trova a pressione 1 bar). Si sceglie di lavorare a una pressione di 4 bar all'interno del combustore ("Reference pressure") e impostare una pressione statica pari a 0 Pa all'uscita, come condizione di "Outlet", invece che impostare 4 bar all'uscita e tenere una pressione di 1 bar all'interno del combustore. Questa scelta si basa su una motivazione prettamente numerica, verificata mediante simulazioni di diverso tipo, sia per ANSYS CFX sia per Fluent.

L'attivazione dello scambio termico è la condizione che permette di simulare la combustione: la predizione della temperatura attraverso il fluido avviene mediante un modello di scambio termico, che comprende i casi di conduzione e convezione, includendo gli effetti di miscelamento turbolento e di attrito viscoso quando richiesto. I modelli presenti in ANSYS CFX sono tre: Thermal Energy, Total Energy e Conjugate Heat Transfer (scambio termico tra fluido reagente e pareti solide del combustore). Il Thermal Energy modella il trasporto di entalpia attraverso il dominio fluido trascurando gli effetti dell'energia cinetica, perciò è da utilizzare per flussi lenti, per i quali gli effetti dell'energia cinetica sono trascurabili. Il Total Energy invece è il modello che tiene conto degli effetti dell'energia cinetica per la modellazione del trasporto di entalpia attraverso il dominio fluido e dovrebbe essere usato per i gas il cui flusso è caratterizzato da un numero di Mach maggiore di 0.2 e per i liquidi ad alta velocità, per i quali allo strato limite gli effetti dell'energia cinetica non sono trascurabili. Come si vede dal contour plot del numero di Mach, il quale supera il valore limite di 0.2 solo nelle zone di ingresso del combustibile (Figura 4. 12) e in una piccola zona della sezione di uscita, il gas che costituisce il dominio fluido di questo caso ha flusso lento, perciò si sceglie il modello Thermal Energy per lo scambio termico, senza l'attivazione dello scambio per irraggiamento.

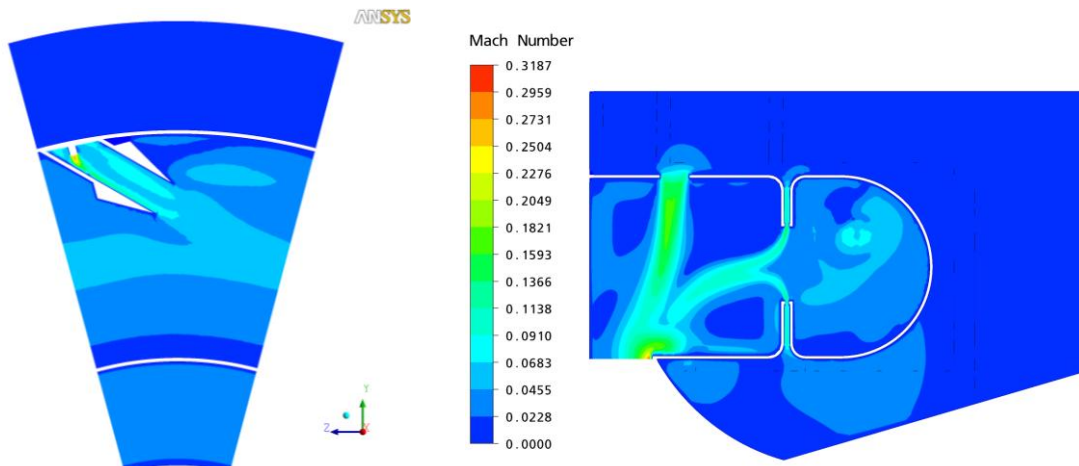


Figura 4. 12 - Contour plot del numero di Mach sulla sezione trasversale e longitudinale del combustore

Dominio Fluido

Per quanto riguarda il dominio fluido della camera di combustione sono stati implementati i seguenti modelli:

- Modello di combustione: EDM&FRC;
- Modello di turbolenza: k- ϵ ;
- Modello di irraggiamento: Discrete Transfer;
- Heat Transfer: Thermal Energy;
- Fluido: Methane in Air reacting mixture;
- Reference Pressure: 4 bar.

Il dominio fluido è una miscela reagente allo stato gassoso che utilizza come reazione la reazione di ossidazione del metano in 2 step implementata in ANSYS CFX; tale schema di reazione corrisponde a quello indicato da Westbrook e Dryer e combina il meccanismo di ossidazione del metano a due step con la formazione degli ossidi di azoto (Prompt NO e Thermal NO) che avviene durante la combustione del metano.

Come modello di turbolenza è stato scelto il k- ϵ , che risulta il più robusto e il più testato; come modello di combustione è stato scelto il combinato Finite Rate Chemistry/Eddy Dissipation. Infatti tale modello si è dimostrato il più accurato nello studio delle camere di combustione.

Condizioni al contorno all'ingresso

Le condizioni al contorno all'ingresso della camera di combustione utilizzate sono state definite e fissate nell'ambito di un progetto di ricerca che coinvolge i Gruppi di Ricerca

dell'Università di Ferrara, dell'Università di Bologna e dell'Università di Perugia, al fine di poter confrontare i risultati ottenuti, simulando il combustore in esame alle medesime condizioni al contorno, con tre codici di calcolo diversi. I parametri da impostare come condizioni al contorno sono stati calcolati facendo riferimento allo schema di reazione implementato nel codice di calcolo Fluent 6.3, utilizzato dall'Università di Bologna, e a un programma di simulazione di ciclo termodinamico.

Per quanto riguarda il combustibile sono state applicate le seguenti condizioni:

- Portata in massa: 0.000477 kg/s;
- Temperatura di ingresso: 850 K;
- Valore di turbolenza: intensità al 10 %;
- Composizione: CH₄ di frazione in massa unitaria.

Le portate di combustibile e di aria in ingresso sono state determinate a partire dai dati di progetto riferiti a condizioni di funzionamento di progetto e riportati nella scheda tecnica delle microturbina. Per semplificare la simulazione si suppone che il gas naturale impiegato come combustibile sia costituito da solo metano (CH₄), mentre l'aria comburente si suppone composta solamente da ossigeno e azoto, con frazioni in massa rispettivamente di 0.23 e 0.77.

Per quanto riguarda le condizioni di ingresso dell'aria proveniente dal recuperatore di calore e dell'aria primaria che entra in corrispondenza dell'ugello sono state utilizzate le condizioni al contorno riportate nella seguente tabella:

Tabella 4.1 – Condizioni al contorno dell'aria primaria e dal recuperatore

	Ingresso aria primaria		Ingresso aria da recuperatore	
Portata in massa [kg/s]	0.004147		0.05954	
Temperatura [K]	850		850	
Direzione del flusso	Componenti cartesiane (0; -0.5; -0.8660254)		Normale alla sezione d'ingresso	
Turbolenza	Intensità	10 %	Intensità	10 %
	Dh [m]	0.000889	Dh [m]	0.007
Frazioni in massa	O ₂	0.23	O ₂	0.23
	N ₂	0.77	N ₂	0.77

I valori delle portate in massa sono state calcolate a partire dai dati forniti dal costruttore:

- potenza elettrica nominale: $P_{el} = 80 \text{ kW}_{el}$;
- consumo specifico: $HR = 12200 \text{ BTU/kWh}$ (pari a $3.58 \text{ kWh}_{th}/\text{kWh}_{el}$);
- portata in massa di combustibile: $m_{fuel} = 0.005843 \text{ kg/s}$;
- portata in massa dei fumi: $m_{fumi} = 0.7701 \text{ kg/s}$.

da cui si ricava:

- rendimento elettrico della microturbina: $\eta = 1/HR = 0.28$;
- potenza termica fornita dal combustibile: $Q = P_{el}/\eta = 286 \text{ kW}_{th}$;
- portata in massa totale di metano: $m_{CH4tot} = Q/LHV_{CH4} = 0.00572 \text{ kg/s}$;
- portata in massa totale di aria: $m_{ariatot} = m_{fumi} - m_{fuel} = 0.764257 \text{ kg/s}$.

Poiché il combustore della Elliott TA 80R è dotato di 12 ugelli, le portate in massa di aria e metano per il singolo ugello e quindi per lo spicchio simulato numericamente sono: $m_{ariatot}^{1/12} = 0.06369 \text{ kg/s}$ e $m_{CH4tot}^{1/12} = 0.000477 \text{ kg/s}$.

La portata di aria primaria si ricava in funzione della portata in massa di metano considerando che in corrispondenza dell'ugello si ha un rapporto di equivalenza Φ pari a 2. Si ricavano quindi le seguenti portate in massa d'aria:

- portata aria primaria: di metano: $m_{aria-primaria}^{1/12} = 0.004147 \text{ kg/s}$;
- portata aria dal recuperatore: $m_{recup}^{1/12} = m_{ariatot}^{1/12} - m_{aria-primaria}^{1/12} = 0.05954 \text{ kg/s}$

Condizioni al contorno all'uscita

Sulla sezione di uscita si sceglie una condizione di Outlet, per la quale si impone una pressione statica media relativa nulla, ovvero si pone una condizione di pressione ambientale.

Condizioni al contorno di parete

Sulla superficie esterna della zona della combustione ricca, quindi all'interno del dome, si impone una temperatura specificata e fissa pari a 1100 K. Sulla superficie interna della zona della combustione magra, quindi le pareti interne della zona secondaria, si impone una temperatura pari a 850 K. Tali valori di temperatura sono stati stimati attraverso un apposito software di simulazione di ciclo termodinamico e trovano conferma dalla simulazione numerica della combustione nello stesso combustore Elliott TA 80R con attivo lo scambio termico solido-fluido.

Per le rimanenti superfici è stata impostata la condizione di adiabaticità, che in ambiente di pre-processamento significa applicare la condizione di flusso termico nullo a tutte le equazioni di trasporto.

Le superfici radiali che delimitano lo spicchio di 30° del combustore diventano le interfacce sulle quali impostare la condizione di periodicità rotazionale, che permette di implementare la conservazione degli stati termofluidodinamici dei corrispondenti punti delle due sezioni. Tale condizione assicura che il flusso uscente da una sezione appaia automaticamente sull'altra grazie all'imposizione di conservazione del flusso nelle equazioni di trasporto.

4.3.3 Analisi dei risultati

La simulazione numerica è stata eseguita con il solutore numerico ANSYS CFX 11.0 su quattro processori in parallelo ed è stata fermata all'iterazione 1800, in quanto già da circa 200 iterazioni i residui delle grandezze prese in esame presentavano andamento periodico, con oscillazioni attorno a valori dell'ordine di 10^{-4} . Si può quindi affermare che la convergenza sia stata raggiunta.

Durante il post-processamento si sono prese in esame le sezioni longitudinale e trasversale della camera di combustione per quanto riguarda l'analisi qualitativa, gli assi longitudinale e dell'ugello (in rosso in Figura 4. 13) e i valori mediati sulla superficie di uscita dei fumi per l'analisi quantitativa. Gli assi di liner e ugello, presi come riferimento per lo studio dell'andamento della temperatura, sono stati costruiti direttamente nel Post di CFX 11, attraverso il metodo a due punti, impostando direttamente le tre coordinate spaziali dei due estremi del segmento. I punti desiderati e le loro coordinate sono stati ricavati dal disegno in SolidWorks della geometria, in modo che l'individuazione dei punti fosse più agevole e precisa rispetto alla stessa operazione svolta in CFX.

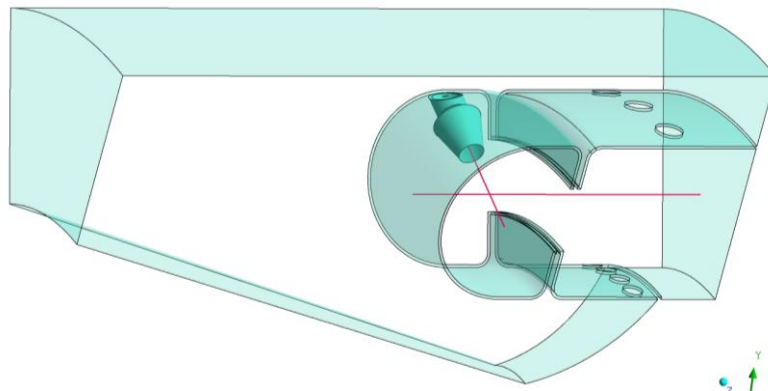


Figura 4. 13 - Asse longitudinale e asse dell'ugello della camera di combustione

La temperatura di ingresso in turbina si può ritenere pari alla temperatura in uscita dal combustore, per cui la TIT (Turbine Inlet Temperature) si ottiene dalla media calcolata rispetto alla portata in massa sulla sezione di Outlet; il valore di 1141 K ottenuto rientra nel campo tipico delle microturbine a gas che va da 1100 a 1200 K.

Come mostrato dai contour plot nei piani longitudinale e trasversale (Figura 4. 16) e dagli andamenti lungo l'asse del liner e l'asse della fiamma (Figura 4. 14 e Figura 4. 15), la combustione si innesca subito dopo l'entrata della miscela aria-metano nella zona primaria: le temperature più elevate sono localizzate proprio nella zona primaria, dove si raggiunge il valore di picco, quindi calano bruscamente in corrispondenza dell'ingresso dell'aria secondaria di diluizione. Dalla Figura 4. 15 si nota come la combustione abbia inizio solo una volta che la miscela aria primaria-combustibile abbia lasciato il mixing tube, quando entra in contatto con l'aria presente nel dome, e come la fiamma non rimanga confinata alla parete periodica fittizia che delimita il settore di 30 gradi del combustore oggetto di studio. Dalla Figura 4. 14 si osserva che il picco di temperatura lungo l'asse del liner si trova in corrispondenza dell'incrocio con l'asse dell'ugello, quindi del punto in cui viene iniettata la miscela. La zona primaria è sottoposta alle maggiori sollecitazioni termiche, per la presenza in questa zona delle temperature più elevate e per il raffreddamento delle pareti esterne tramite l'aria proveniente dal recuperatore, come visibile dalla Figura 4. 16. Nella zona secondaria invece le temperature calano a partire dall'ingresso dell'aria secondaria, dove si manifesta il primo brusco calo; la seconda brusca diminuzione di temperatura si ha in corrispondenza dei fori praticati sulle pareti di confine del liner, mentre la stabilizzazione si ha solo nell'ultima parte del liner, verso la sezione di uscita.

Confrontando le distribuzioni di temperatura e di velocità sui piani longitudinale e trasversale (Figura 4. 17) si nota che nel dome c'è corrispondenza tra i valori delle due grandezze: le zone a più bassa velocità e i ricircoli che si formano nella parte inferiore del dome e sopra l'ugello corrispondono alle zone a più bassa temperatura, mentre le zone in cui la velocità è elevata presentano anche temperatura elevata. Per quanto riguarda invece il liner si evidenzia come le temperature rimangano elevate nella zona in cui si manifesta il ricircolo nell'angolo in basso a destra, ma si abbassino notevolmente nella parte restante, arrivando ai valori ottimali previsti per l'ingresso in turbina (1100-1200 K).

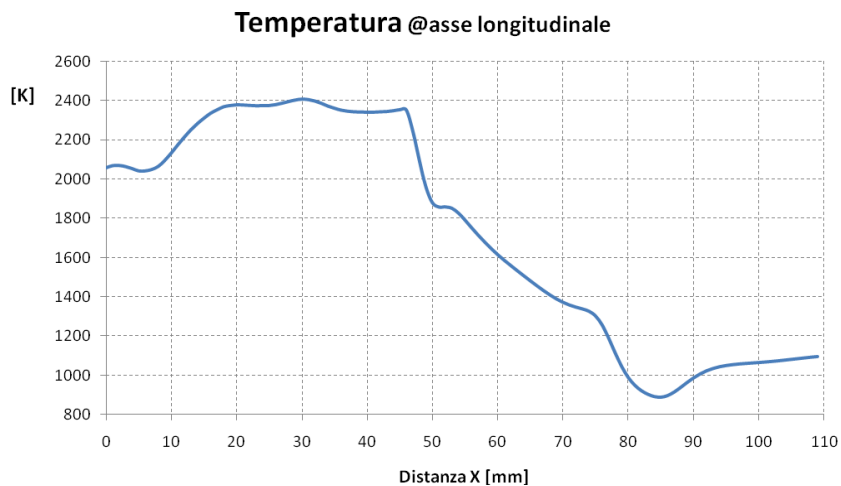


Figura 4.14 - Andamento della temperatura lungo l'asse longitudinale della camera di combustione

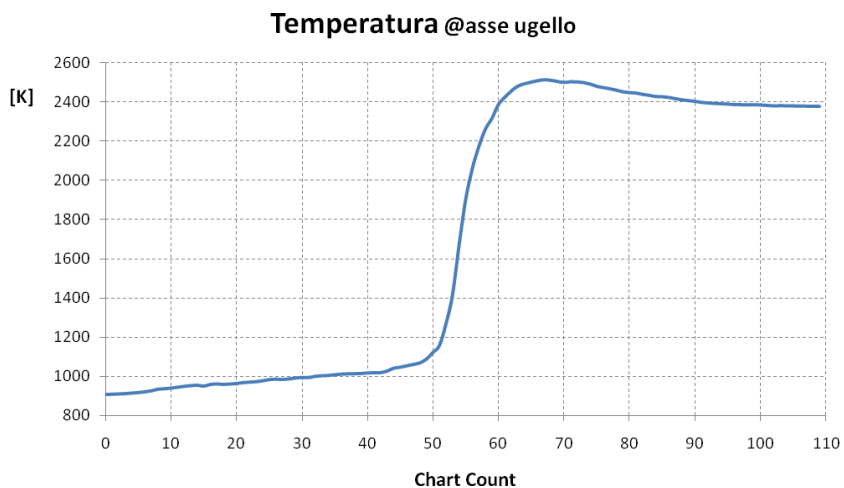


Figura 4.15 - Andamento della temperatura lungo l'asse dell'ugello

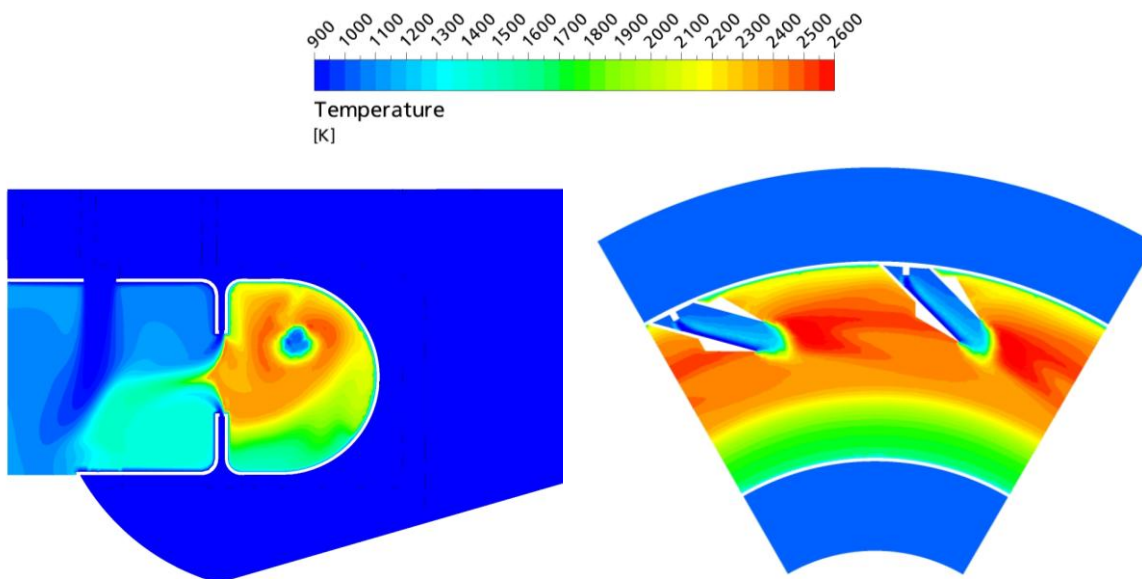


Figura 4.16 - Contour plot di temperatura sui piani longitudinale e trasversale

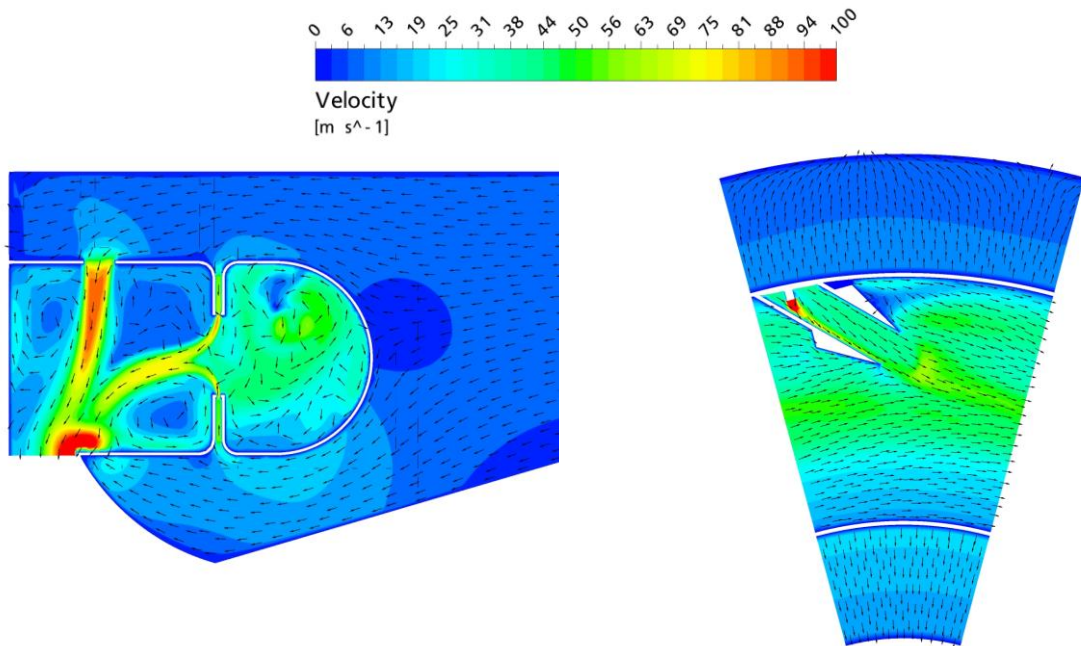


Figura 4. 17 - Contour plot di velocità sui piani longitudinale e trasversale

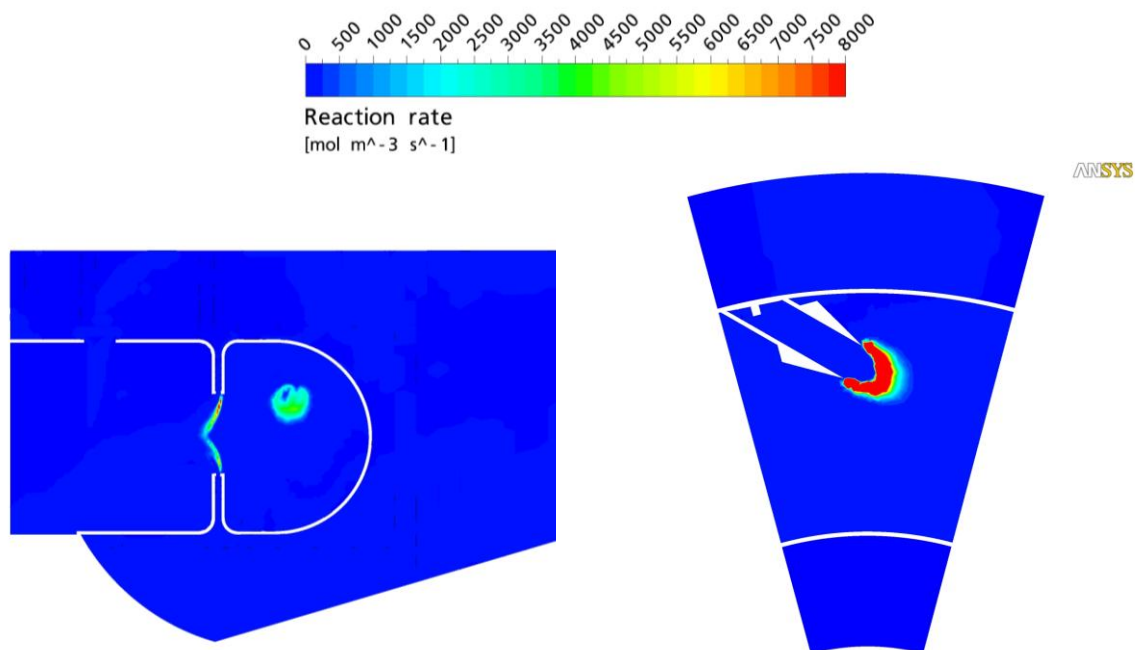


Figura 4. 18 - Contour plot della velocità di reazione del metano sui piani longitudinale e trasversale

La formazione degli ossidi di azoto accelera in presenza di temperature elevate, infatti nella Figura 4. 19 si vede come la velocità di formazione degli NO assuma i valori maggiori nella zona che circonda l'ugello nel piano longitudinale e nella zona delle massime temperature di fiamma sul piano trasversale.

Dall'analisi della concentrazione molare di NO e CO, attraverso i contour plot di Figura 4. 20, si può osservare l'effetto che l'aria di diluizione ha sui prodotti della combustione

primaria: entrambe le concentrazioni sono drasticamente ridotte passando da dome e liner grazie al completamento delle loro reazioni di ossidazione. È interessante notare, inoltre, come la maggiore concentrazione di NO che il liner presenta coincida con la zona di ricircolo che si trova nell'angolo in basso a destra, dove per altro si hanno i massimi valori di temperatura; il ricircolo influisce sul tempo di permanenza del fluido, rallentandone il raffreddamento: la temperatura e la velocità del fluido in questo punto assumono valori che favoriscono la produzione di ossidi di azoto.

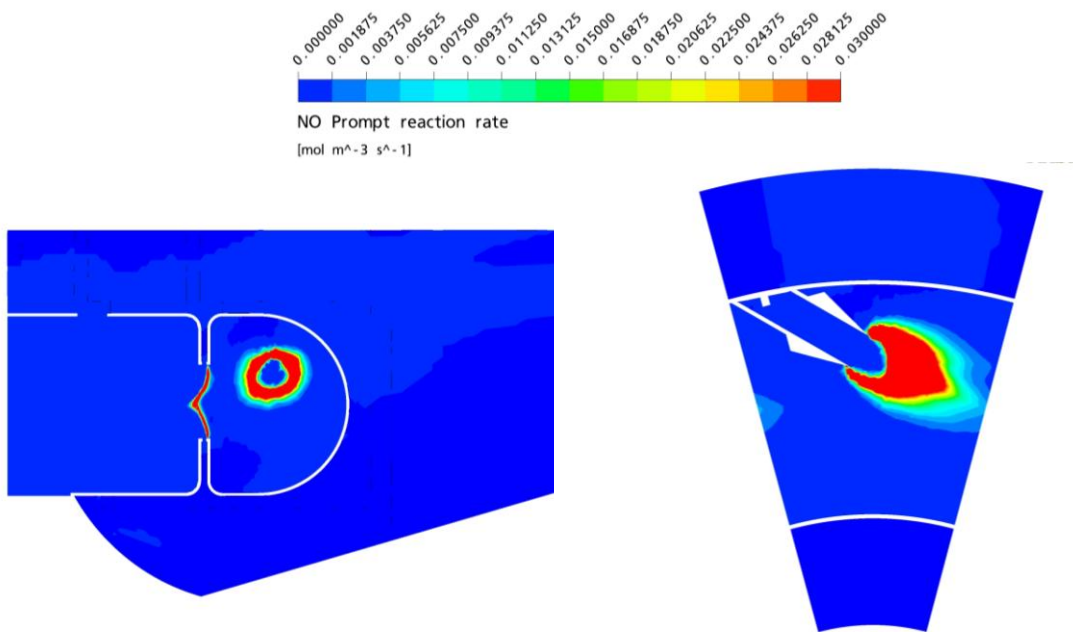


Figura 4. 19 -Contour plot della velocità di reazione dei Prompt NO si piani longitudinale e trasversale.

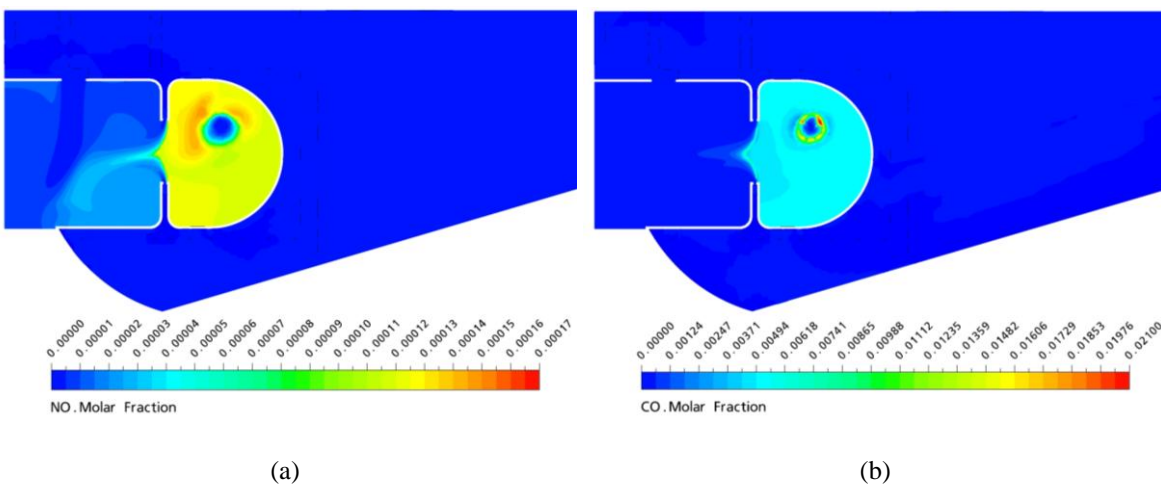


Figura 4. 20 – Contur plot: (a) frazione molare di NO e (b) frazione molare di CO

4.4 SIMULAZIONE DEL COMBUSTORE A CARICO VARIABILE

Nel caso della micro turbina Elliott TA 80R sono a disposizione le misure delle emissioni all'uscita della camera di combustione, ottenute durante una campagna di misura effettuata dall'Unità di Ricerca dell'Università di Perugia, presso la quale la microturbina in questione è installata a banco prova.

Si sono perciò effettuate le simulazioni numeriche corrispondenti ai diversi valori del carico termico in modo da riprodurre le curve a carico parziale e confrontarle con le curve ottenute sperimentalmente.

4.4.1 Simulazione dello scambio termico fluido-solido

Nelle simulazioni a carico variabile è stato risolto lo scambio termico tra il dominio fluido della camera di combustione e il dominio solido della struttura del combustore stesso, attivando quello che in ANSYS CFX viene chiamato *Conjugate Heat Transfer*.

Il motivo per cui si è deciso di ricorrere a questa tipologia di simulazione risiede nel fatto che, per simulare solo la camera di combustione, oltre alle condizioni al contorno di portata di aria e di combustibile, è necessario impostare i valori di temperatura in corrispondenza delle pareti del combustore: queste pareti sono solitamente trattate solo come elementi di separazione per i quali di solito si imposta una condizione al contorno di temperatura di parete. Tali valori di temperatura alle pareti possono essere determinati con buona approssimazione solo per il funzionamento nelle condizioni di pieno carico, mentre sono difficilmente determinabili nel caso di funzionamento a carico parziale. Dato che settare valori di temperatura di parete non corretti comprometterebbe la simulazione alterando significativamente i risultati numerici e lo stesso svolgimento della combustione, si sceglie di simulare globalmente lo scambio termico attraverso l'attivazione del *Conjugate Heat Transfer*, che calcola il valore delle temperatura di parete in funzione dei valori dei parametri di scambio termico dei domini adiacenti.

Il *Conjugate Heat Transfer* è un tipo di interazione bidimensionale, risolvibile con ANSYS CFX, che permette di specificare regioni occupate da un dominio solido che conduce calore; all'interno del dominio solido verranno risolte le equazioni del trasporto di energia e le equazioni dell'irraggiamento (ove previste), senza alcun tipo di flusso che scorre all'interno del solido: l'equazione di conservazione dell'energia risulta così semplificata, sebbene la conduzione sia il solo modo di scambio termico. Si noti come

l'equazione che governa lo scambio termico conduttivo comprenda la densità, la capacità termica e la conducibilità termica del materiale che compone il dominio solido [9]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_E \quad \text{Eq. 4.1}$$

Oltre al dominio fluido si dovranno quindi creare anche il dominio solido e le rispettive interfacce fluido-solido, che consentiranno in fase di post-processamento il calcolo della temperatura media alla parete solida e altri parametri caratteristici di questo tipo di simulazione numerica. Si deve inoltre considerare il fatto che per la corretta risoluzione dello scambio termico di conduzione attraverso il dominio solido, anche la griglia di calcolo che discretizza il dominio solido deve essere sufficientemente fine; anche questo aspetto concorre all'aumento dell'onere computazionale di questo tipo di simulazioni.

Poiché la versione 10.0 del codice di calcolo ANSYS CFX si dimostra più affidabile, a parità di condizioni, rispetto alla versione successiva dello stesso solutore, si è scelto di utilizzare ANSYS CFX 10.0, anziché la più recente versione 11.0. Inoltre, al fine di migliorare il raggiungimento della convergenza numerica in particolar modo per le simulazioni a basso valore del carico, si è deciso di far partire tutte le simulazioni dal file di risultati della simulazione a pieno carico per la quale era stato raggiunto un buon livello di convergenza.

4.4.2 Modifiche alla geometria

Una delle maggiori criticità relative alla simulazione della camera di combustione completa (comprensiva sia del dominio fluido che del dominio solido) consiste nella corretta discretizzazione delle pareti solide del combustore caratterizzate dall'aver uno spessore di dimensioni ridotte. Per avere una buona discretizzazione di un piccolo spessore, sarebbe opportuno generare degli elementi di mesh di dimensioni estremamente ridotte, in modo tale che in direzione dello spessore stesso siano presenti almeno 3-4 elementi. D'altro canto realizzare elementi di dimensioni tanto piccole implica realizzare una griglia caratterizzata dall'aver un numero troppo elevato di elementi complessivi, con conseguente aumento del tempo di realizzazione della griglia di calcolo stessa e un aumento del tempo di simulazione.

Si è pertanto deciso di applicare la seguente semplificazione: la geometria (disegnata con il programma di disegno tridimensionale SolidWorks) è stata realizzata mantenendo le

dimensioni reali della camera di combustione mentre lo spessore della lamiera è stato aumentato. In particolare si è passati dal valore di spessore di 1 mm della geometria reale al valore di 3 mm della geometria simulata. Questo espediente consente infatti di migliorare sensibilmente la qualità della griglia di calcolo entro lo spessore stesso.

Al fine di tenere in considerazione tale variazione geometrica e per non modificare il fenomeno di scambio termico entro lo spessore del dominio solido, è stato quindi variato il coefficiente di conducibilità termica λ del materiale della lamiera.

Per far questo si è partiti dalla relazione per il calcolo della potenza termica scambiata per conduzione entro la parte solida Q :

$$Q = \lambda \frac{A}{s} (T_1 - T_2) \quad \text{Eq. 4. 2}$$

in cui il termine $(T_1 - T_2)$ rappresenta la differenza di temperatura fra le superfici esterne della lamiera, A la superficie di scambio e λ la conducibilità termica del materiale di cui è composta la parete e s lo spessore della parete.

Pertanto, avendo uno spessore numerico pari a $3s$ e per rispettare il valore della potenza termica, si deve aumentare di tre volte anche la conducibilità termica affinché rimanga valida l'equazione, che diventa quindi:

$$Q = 3\lambda \frac{A}{3s} (T_1 - T_2) \quad \text{Eq. 4. 3}$$

Operativamente, si tratta di modificare il valore di λ alla voce Thermal Conductivity of the solid [W/m K] presente nel menu delle proprietà di trasporto di calore del materiale di cui si compone in dominio solido, che in questo caso è Steel (materiale appartenente alla libreria di CFX), passando da $\lambda = 60.5$ W/m K per la lamiera spessa s , a $\lambda = 181.5$ W/m K per la lamiera spessa $3s$.

4.4.3 Generazione della griglia di calcolo

Per la generazione della griglia di calcolo sono stati importati da Solid Works i due domini fluido e solido come parti separate e poi uniti direttamente in ANSYS ICEM 11.0. Per fare ciò occorre scrivere il file contenente le superfici estratte dalla geometria realizzata in Solid Works: le entità relative alle curve non sono volutamente state esportate nel file, poiché spesso ICEM presenta delle difficoltà nel riconoscere le linee. Tuttavia, il codice ICEM permette di costruire tali curve mediante un'apposita funzione in grado di

ricostruire tutte le curve che delimitano le geometrie del pezzo, riproducendone fedelmente la morfologia.

Sono state quindi definite le superfici di interesse per la meshatura, a cui sono state assegnate le corrispondenti curve precedentemente costruite, mantenendo però curve e superfici corrispondenti in famiglie separate.

In generale, per la generazione della mesh è necessario definire un punto materiale (Body) che funge da “sorgente” per la costruzione della griglia; si possono però definire più punti materiali a seconda di come si intende ottenere la mesh, raffittendo agevolmente le zone che lo richiedono, senza dover incrementare inutilmente il numero di elementi nell’intera geometria, che porterebbe solo a un aumento del tempo e della complessità di calcolo.

In questo caso si definiscono quattro punti materiali: uno unico per il dominio fluido, e tre per il dominio solido (uno per il dome, uno per la parte superiore del liner e uno per la parte inferiore del liner):

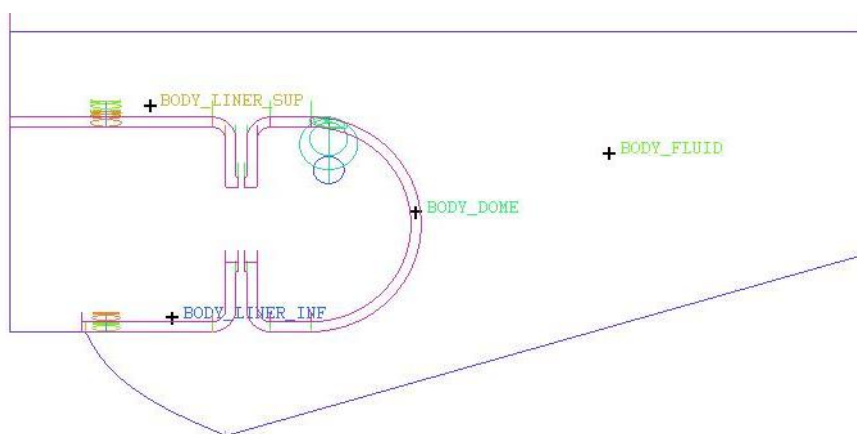


Figura 4. 21 – Punti materiali per la generazione della mesh in ICEM CFD

Si sceglie di costruire una griglia tetraedrica, in quanto la generazione di griglie tetraedriche in ICEM CFD è rapida ed efficace, anche se richiede un certo grado di sensibilità ed esperienza nella regolazione dei parametri di meshatura. Tali parametri si suddividono in:

I parametri principali daattare in fase di realizzazione della mesh sono:

- Global Element Scale Factor: è il parametro che moltiplica gli altri parametri globali della mesh per scalare gli elementi della mesh. Può assumere il valore di un qualsiasi numero reale positivo e permette di controllare globalmente la dimensione degli elementi della mesh invece che cambiare i parametri della mesh per tutte le diverse entità. È un parametro molto utile nel caso la geometria presenti ampie porzioni di

volume insieme a piccoli dettagli geometrici, per non incrementare eccessivamente il numero di elementi finali;

- Global Element Seed size - Max Element: è il coefficiente moltiplicativo dello Scale Factor per determinare la dimensione limite degli elementi della mesh;
- Parametri della mesh associati alle famiglie: il parametro fondamentale è il size, che fissa la dimensione degli spigoli, per le curve, e delle facce, per le superfici, degli elementi a contatto con le famiglie selezionate.

La difficoltà nella generazione di una mesh di qualità è la determinazione della giusta combinazione dei parametri di meshatura, in modo da ottenere un buon raffittimento nelle zone critiche per la soluzione del campo termofluidodinamico e allo stesso tempo un numero contenuto di elementi per non appesantire eccessivamente il calcolo.

Per questo specifico caso si è scelto: (i) Global Element Max Size pari a 2 e (ii) Global Element Scale Factor pari a 1.

Per quanto riguarda le singole superfici si sono scelti i seguenti parametri:

Tabella 4. 2 – Parametri superficiali dei meshatura

Superfici	Max Size
Casing	0
Dome – pareti esterna e interna	2
Superficie posteriore dominio fluido	3
Superficie posteriore dominio solido	1
Superfici fenditura	1
Fori - superficie laterale	1
Ingresso aria primaria	1
Ingresso aria dal recuperatore	2
Ingresso combustibile	0.5
Liner - pareti esterna e interna	3
Outlet	2
Superfici periodiche lato fluido	3
Superfici periodiche lato solido	0.5
Ugello – parete esterna	1
Ugello – parete interna	0.8
Ugello – parete iniettore combustibile	0.5

I parametri Max Size delle curve associate alle superfici sono uguali a quelli delle rispettive superfici.

Prima di dare avvio al processo di generazione della mesh si deve inoltre aggiungere la condizione di Periodicità rotazionale che assicura che i nodi della mesh si allineino lungo il modello assialsimmetrico e che ai nodi sia imposta la condizione di periodicità rotazionale uno con l'altro. La Periodicità si imposta specificando il punto base della rotazione, il versore dell'asse di rotazione, l'angolo che costituisce il dominio computazionale: in

questo caso si ha $(0; 0; 0)$, cioè l'origine del sistema di riferimento, come punto base per la rotazione, l'asse X $(1; 0; 0)$ come asse di rotazione e un dominio computazionale pari a un dodicesimo dell'intera geometria, quindi 30° .

Si ottiene una mesh tetraedrica composta da 1450000 elementi, di cui circa un milione appartengono al dominio fluido e i rimanenti 450000 circa al dominio solido.

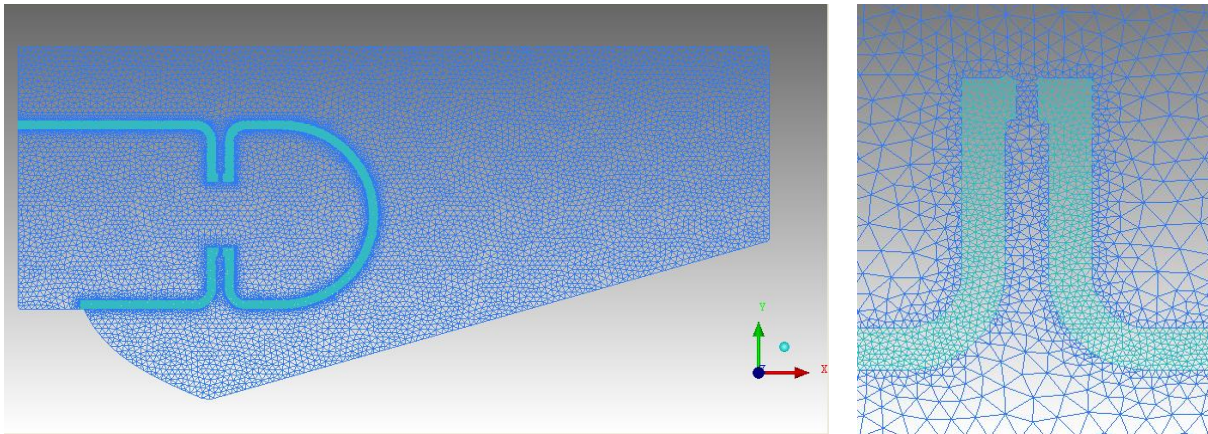


Figura 4. 22 - Mesh delle superfici periodiche e ingrandimento sulla fenditura di ingresso aria secondaria

Come è possibile notare dalla Figura 4. 22, la dimensione degli elementi della mesh diminuisce notevolmente avvicinandosi alle curve e alle superfici per le quali è stato scelto un Max Size ridotto: un esempio è l'ingrandimento della zona a ridosso della fenditura di ingresso dall'aria secondaria, dove è ben evidente quanto si riducano le dimensioni degli elementi all'interno dello spessore del dominio solido, determinando un forte raffittimento della griglia. All'interno dello spessore del dominio solido, che misura 3 mm, si contano ben 7 elementi tetraedrici: tale risultato è indice di buona qualità della mesh.

4.4.4 Condizioni al contorno

La variazione dei valori della potenza totale introdotta con il combustibile, che risulta in conseguenza della riduzione del carico termico, determina: la variazione della portata di combustibile e della portata di aria, la variazione della temperatura di ingresso in camera di combustione dell'aria e del combustibile. Quest'ultima è stata calcolata note la temperatura di uscita dalla turbina a gas (T_4) e la temperatura di uscita del gruppo turbogas (T_{4*}), considerando il ciclo termodinamico di Brayton rigenerativo.

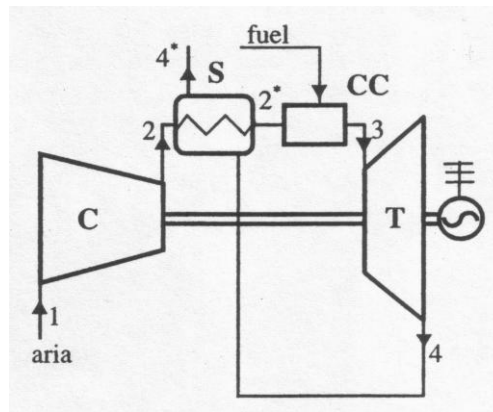


Figura 4. 23 - Schema del ciclo di un gruppo turbogas rigenerativo [7]

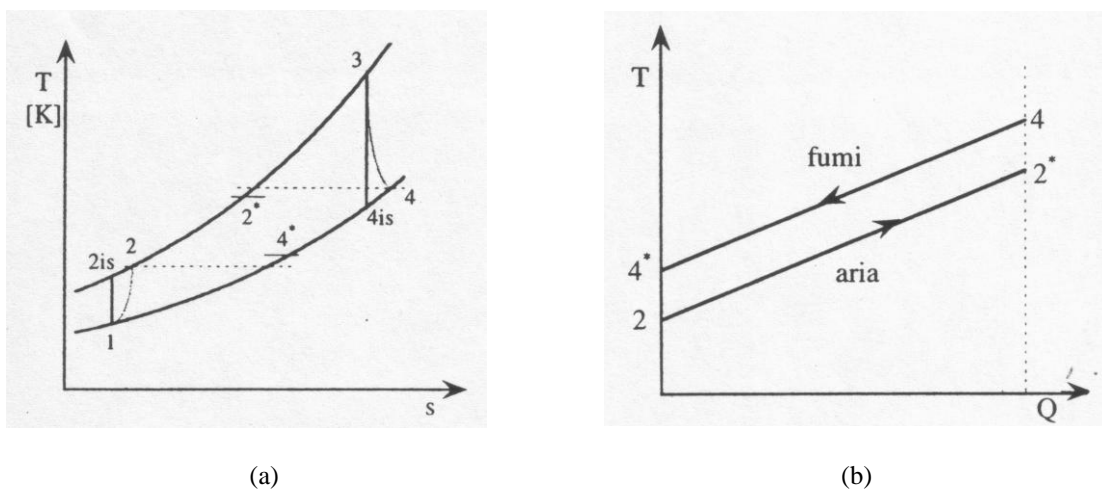


Figura 4. 24 - (a) Diagramma entropico di un gruppo turbogas rigenerativo e (b) diagramma di scambio termico di uno scambiatore di calore in controcorrente [7]

Sotto le ipotesi di gas ideale e di uguaglianza delle portate di gas che attraversano lo scambiatore posto a valle della turbina, il diagramma di scambio termico dello scambiatore di calore del tipo in controcorrente assume l'aspetto in Figura 4. 24; secondo la legge:

$$Q = mc_p \Delta T \quad \text{Eq. 4. 4}$$

la pendenza della retta dei fumi risulta pari a quella della retta dell'aria, perciò il salto di temperatura nel lato fumi e nel lato aria è uguale: $T_{2^*} - T_2 = T_4 - T_{4^*}$.

La temperatura dell'aria in uscita dal compressore e in entrata dal rigeneratore, T_2 , è stata calcolata tramite:

$$T_2 = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k\eta}} \quad \text{Eq. 4. 5}$$

dove $T_1=298$ K (supponendo che l'aria in ingresso dal compressore provenga dall'ambiente),

$$\beta = \frac{P_2}{P_1} = 4 \text{ rapporto di compressione,}$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} = 1.4$$

$\eta = 0.72$, rendimento politropico.

In questo caso, non avendo dati a disposizione per la Elliott T80, come rendimento politropico è stato utilizzato quello della turbina Turbec T100; inoltre, in mancanza delle curve caratteristiche del compressore e dei dati sulla velocità di rotazione, si sono supposti costanti il rendimento di compressione e la velocità di rotazione.

In Tabella 4. 3 sono riportati i valori della temperatura in uscita dalla turbina, dall'impianto turbogas con microturbina (indicati come T_{out} microturbina) provenienti dai dati sperimentali e la temperatura dell'aria in uscita dal recuperatore e in ingresso nel combustore ricavati dal ciclo Brayton.

Tabella 4. 3 - Condizioni al contorno

Potenza [kW]	T_{out} turbina [K]	T_{out} microturbina [K]	T_{out} recuperatore [K]
8.30	385	247	655
18.6	412	254	675
28.3	440	246	711
38.7	470	252	735
48.2	505	258	764
57.6	535	266	786
67.2	570	272	815
77.5	615	280	852

4.4.5 Temperature sulle pareti solide

La Figura 4. 25 mostra un confronto tra i contour plot di temperatura sulle superfici solide del liner del combustore in esame, per il caso a minore carico (8.3 kW_{el}) e per il carico massimo (77.5 kW_{el}). La parete a temperatura più elevata è quella della Rich-burn zone, cioè dove si inietta il combustibile, la zona a più bassa temperatura è in corrispondenza dell'ugello da cui entrano aria e combustibile alla temperatura calcolata in fase di definizione delle condizioni in ingresso.

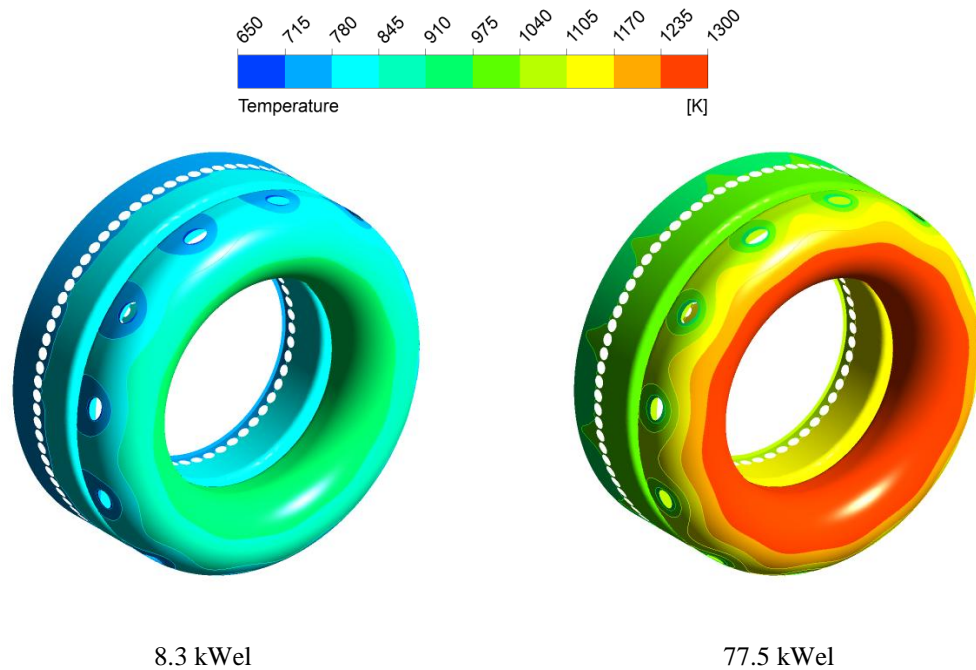


Figura 4. 25 - Temperature di parete su liner e dome

Secondo quanto riportato in [3] il mixing tube e il liner sono realizzati in Alloy X, lega austenitica al nichel con una percentuale di cromo di circa il 22 % utilizzato per conferire al materiale una maggiore resistenza all'ossidazione ad alta temperatura. Nel riferimento non viene specificato il materiale con cui è costituito il dome. Si suppone che quindi che sia anch'esso realizzato in Alloy X. Tale lega ha una temperatura di fusione nel range 1530 - 1630 K e pertanto è stato verificato che sulle parete del liner e del dome vengono raggiunti valori di temperatura inferiori rispetto alla temperatura di fusione del materiale anche per condizioni di funzionamento a pieno carico.

In Figura 4. 26 si riporta l'andamento delle temperature medie di parete della zona di combustione ricca (dome), della zona di combustione magra (liner) e della parete esterna dell'ugello che si trova a contatto con la miscela che brucia all'interno dome. L'incremento di temperatura è costante all'aumentare del carico, per tutte e tre le zone esaminate ed è in linea con i contour plot in Figura 4. 25.

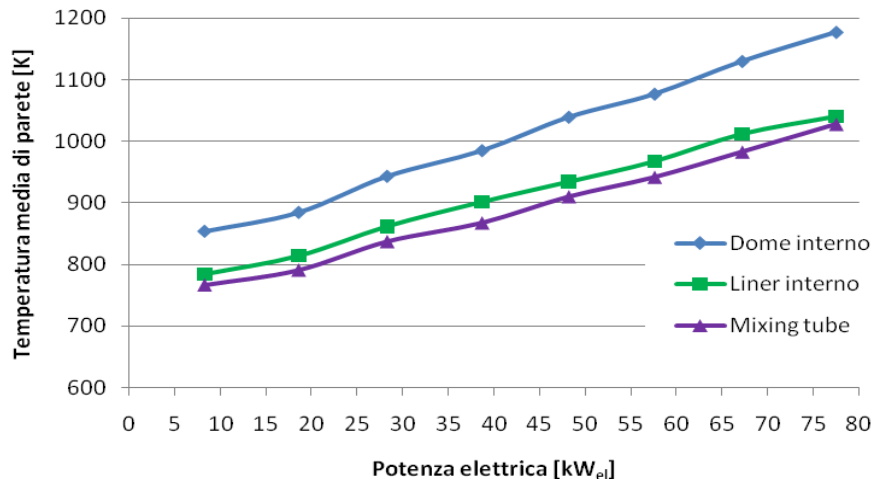


Figura 4. 26 - Andamento della temperatura media sulle pareti interne della zona ricca (dome), della zona della combustione magra (liner) e sulla parete esterna del mixing tube.

Le temperature plottate sui piani longitudinale e trasversale della camera di combustione manifestano un leggero incremento con il carico, ma non si notano particolari differenze; si è deciso perciò di riportare solo i contour plot riguardanti il piano trasversale.

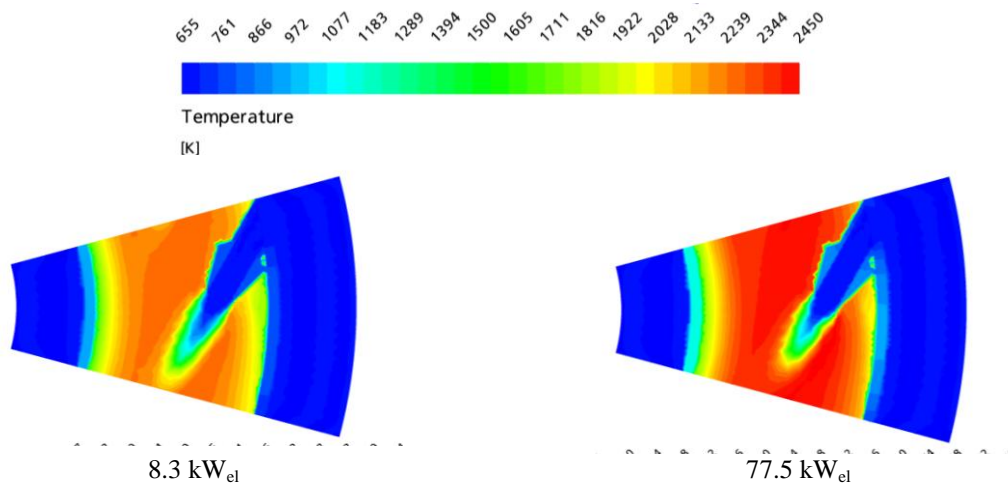


Figura 4. 27 - Contour plot di temperatura sul piano trasversale

I valori di temperatura numerici nel piano trasversale mettono in luce il raggiungimento di valori elevati di temperatura nella zona del mixing tube. Questo infatti è supportato da quanto riportato in [3] in cui viene evidenziato l'insorgere di fenomeni di corrosione ad alta temperatura in corrispondenza del mixing tube, come mostrato nella figura seguente:



Figura 4. 28 - Corrosione ad alta temperatura del mixing tube

La Figura 4. 29 mostra il comportamento della velocità di formazione degli NO_x al variare del carico, che aumenta con il carico e corrisponde alla distribuzione della frazione molare di NO_x del contour plot di Figura 4. 32. Le ragioni di questo incremento marcato sono da ricercarsi nell'incremento della portata di combustibile e probabilmente da una riduzione della velocità di miscelamento con l'aria secondaria.

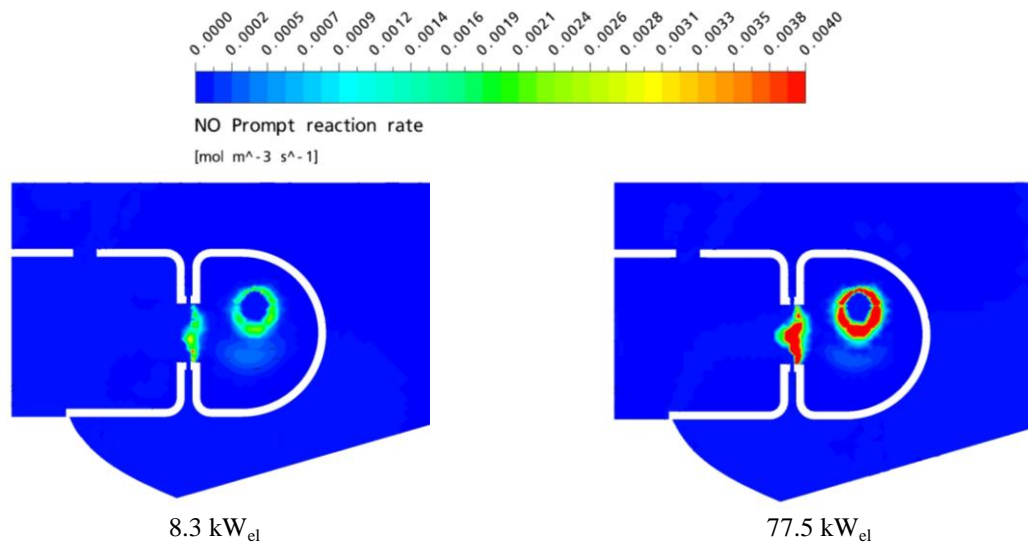


Figura 4. 29 - Contour plot della velocità di formazione degli NO_x sul piano longitudinale

Per un combustore convenzionale, a fiamma diffusiva come appunto quello oggetto di questo studio, le emissioni di NO_x crescono all'aumentare del carico mentre quelle di CO calano, come mostrato anche in Figura 4. 30:

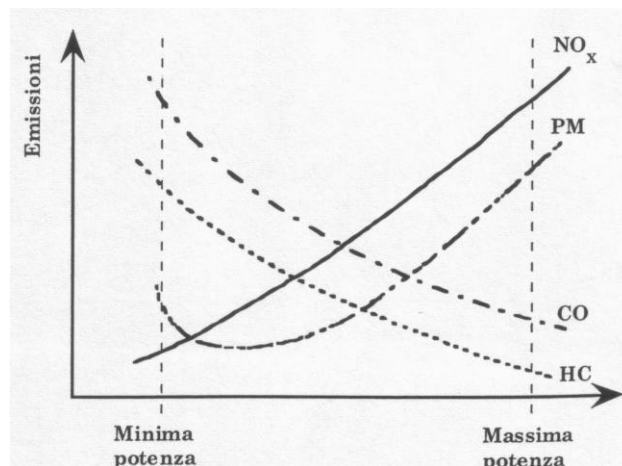


Figura 4. 30 - Andamento delle emissioni inquinanti di un combustore convenzionale in funzione del carico [10]

La Figura 4. 31 e la Figura 4. 32 mostrano rispettivamente il contour plot della frazione molare di CO e di NO_x al variare del carico. In entrambi i casi si verifica la diminuzione del CO e l'aumento degli NO_x all'aumentare del carico: la quantità di monossido di carbonio presenta una moderata variazione ed è concentrato nella sola zona della combustione ricca; la quantità di NO_x varia invece in modo marcato e si trova anche nella zona della combustione secondaria.

In generale, l'aumento specifico delle emissioni di CO che si verifica durante il funzionamento ai carichi parziali può essere ricondotto a due cause: una combustione non corretta e una diminuzione del rendimento. Poichè le turbine a gas devono poter operare anche in regime di regolazione, è molto importante la valutazione delle emissioni ai carichi parziali.

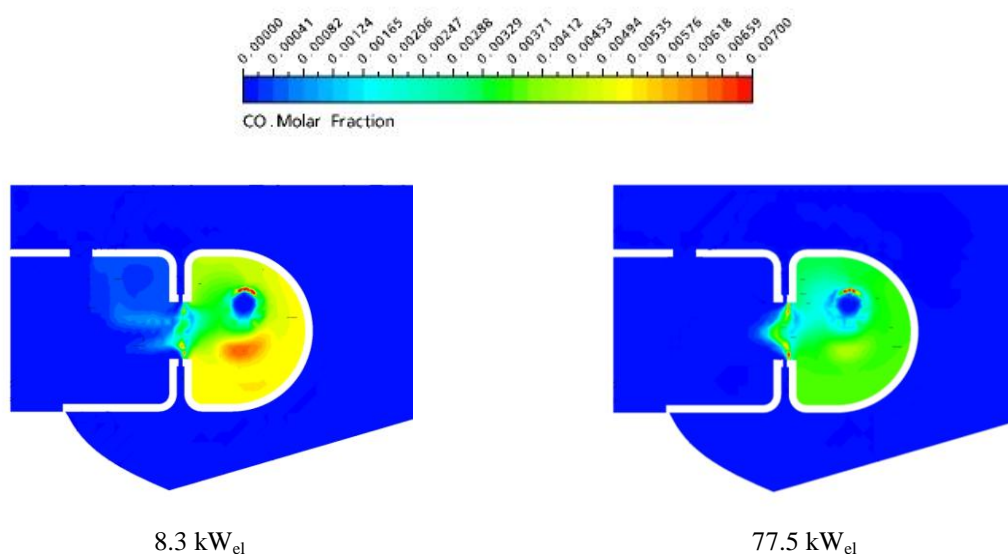


Figura 4. 31 - Contour plot della velocità di formazione degli CO sul piano longitudinale

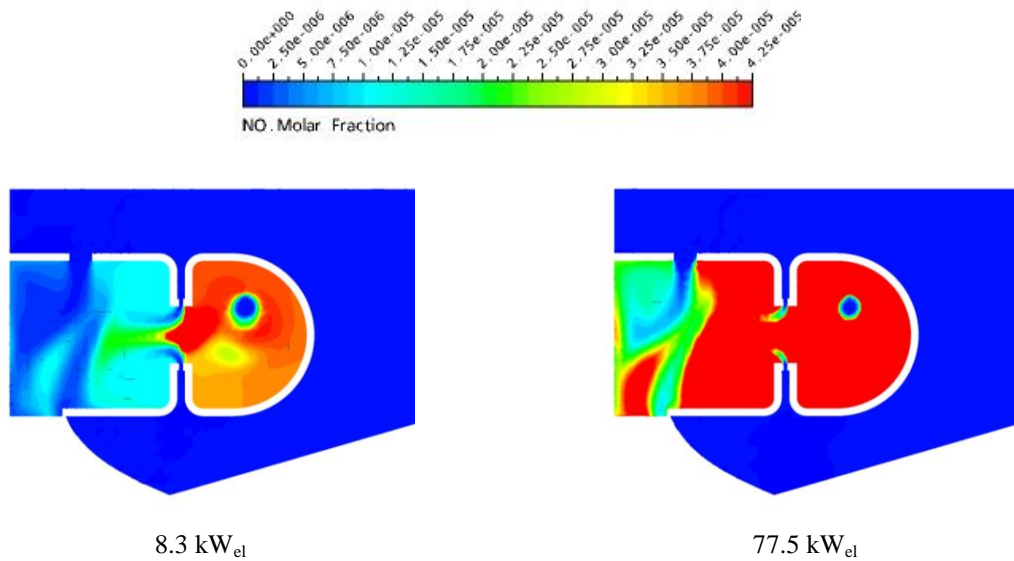


Figura 4. 32 - Contour plot della frazione molare di NO sul piano longitudinale

4.5 DATI SPERIMENTALI PER ELLIOTT TA 80 R

Grazie a una campagna di misure effettuata dall'Unità di Ricerca dell'Università di Perugia, presso la quale si trova installata a banco prova la microturbina Elliott TA 80R, si è giunti in possesso dei dati sperimentali che riguardano sia le temperature dei fumi in uscita dalla camera di combustione, dalla turbina e dal recuperatore di calore, sia dei dati sperimentali riguardanti le emissioni inquinanti. Le misure sono state eseguite variando il carico termico della camera di combustione, ad avviamento avvenuto, partendo dagli 8 kW_{el} e aumentando via via il carico a 18 kW_{el}, 28 kW_{el}, 38 kW_{el}, 48 kW_{el}, 57 kW_{el}, 67 kW_{el}, fino ad arrivare al funzionamento a pieno carico a 77 kW_{el}.

La camera di combustione è stata alimentata con il gas naturale proveniente dalla rete di distribuzione di Terni. Si è tenuta traccia del consumo di combustibile in m³ in corrispondenza di determinati istanti temporali, così da poter ricavare la potenza totale introdotta con il combustibile attraverso la formula:

$$P_{tot} [kW] = \frac{(v_2 - v_1)}{(t_2 - t_1)} \rho_{CH4} P_{ci} \quad \text{Eq. 4. 6}$$

dove v indica il consumo in m³ di gas naturale, t il tempo in secondi al quale si rileva il consumo, ρ è la densità del gas naturale stimata pari a 48000 kJ/kg e p_{ci} potere calorifico inferiore del gas naturale pari a 0.679 kg/m³ (calcolato con la legge dei gas ideali note temperatura e pressione dell'utenza).

Il rendimento elettrico percentuale η_{el} si ricava dal rapporto tra la potenza elettrica prodotta e la potenza totale introdotta con il combustibile.

Le portate in massa di combustibile e comburente sono state definite seguendo lo schema di reazione implementato in ANSYS CFX 11.0.

La portata in massa di combustibile introdotta è stata calcolata a partire dalla potenza elettrica prodotta, moltiplicata per il potere calorifico inferiore del gas naturale:

$$m_{fuel}[kg/s] = P_{el} P_{ci} \quad \text{Eq. 4.7}$$

4.5.1 Impostazione della simulazione in ANSYS CFX 10-Pre

Per quanto riguarda il combustibile di alimentazione è stata adottata una semplificazione, poiché non si era certi della composizione del gas naturale proveniente dalla rete di distribuzione: si è supposto che la miscela reagente sia composta da una frazione in massa di metano pari a 0.96111 e che abbia un potere calorifico inferiore di 49942 kJ/kg.

Le condizioni al contorno, per l'ingresso in camera di combustione del combustibile e dell'aria necessaria alla combustione, sono state ricavate dai dati sperimentali a disposizione; ricordando che si prende in esame solo 1/12 della geometria reale e che il rapporto di equivalenza Φ nella zona della combustione ricca è pari a 2, si ottengono le portate di combustibile e di aria primaria, che entrano dall'ugello, e la portata di aria proveniente dal recuperatore di calore per ciascun valore del carico elettrico:

Tabella 4. 4- Condizioni in ingresso da impostare in CFX relative a 1/12 della geometria reale

Potenza elettrica [kW]	Combustibile in ingresso [kg/s]	Aria ugello [kg/s]	Aria da recuperatore [kg/s]	Temperatura fluidi in ingresso [K]
8.3	0.00031435	0.0025932	0.0704182	655
18.6	0.00032333	0.0026673	0.0674625	675
28.3	0.00035027	0.0028896	0.0642206	711
38.7	0.00036374	0.0030007	0.0594237	735
48.2	0.00040416	0.0033341	0.0594899	764
57.6	0.0004338	0.0035786	0.0608230	786
67.2	0.00047152	0.0038898	0.0603493	815
77.5	0.00049038	0.0040454	0.0601263	852

4.5.2 Valutazione delle prestazioni globali

La potenza è il parametro globale più importante su cui focalizzare l'attenzione. Oltre a essa sono state prese in considerazione anche la temperatura di uscita dalla camera di combustione, che a meno di dissipazioni indesiderate corrisponde alla temperatura d'ingresso in turbina (TIT = Turbine Inlet Temperature), e il calore specifico a pressione costante.

Per valutare la potenza generata con i risultati numerici si adotta la legge:

$$P = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad \text{Eq. 4. 8}$$

dove:

P : potenza,

\dot{m} : portata in massa di combustibile [kg/s],

c_p : calore specifico a pressione costante [kJ/kg K],

T_{out} : temperatura dei fumi in uscita dal combustore [K],

T_{in} : temperatura in ingresso di aria e combustibile [K].

Il valore di portata in massa di combustibile è stato calcolato sulla sezione di uscita del combustore, come anche la temperatura di uscita dei fumi; il calore specifico a pressione costante è stato calcolato con una media sul volume che il codice di calcolo esegue sull'intero dominio fluido (costituito da una vasta zona a bassa temperatura).

La potenza introdotta in camera di combustione per mezzo del combustibile è data dal prodotto di portata in massa di combustibile in ingresso e il suo potere calorifico, che risulta di 49952 kJ/kg, per il gas naturale contenente metano al 96 % di frazione in massa.

La riporta i valori di potenza termica calcolati attraverso la seguente equazione di bilancio:

$$m_{fuel} P_{ci} = m_{gas} C_p \Delta T \quad \text{Eq. 4. 9}$$

da cui si ottengono valori di potenza prodotta in camera di combustione molto vicini ai valori di potenza introdotta con il combustibile; l'errore percentuale della potenza termica calcolata numericamente rispetto alla potenza termica introdotta, è minore del 5 % nella maggior parte dei casi, quindi il metodo è accettabile

Tabella 4. 5 - Valutazione dell'errore commesso nel calcolo della potenza da simulazione numerica rispetto alla potenza introdotta con il combustibile

P_{el} [kW]	TIT [K]	Portata di gas in uscita [kg/s]	Calore specifico a p=cost [J/kg K]	Potenza termica numerica [kW]	Potenza termica introdotta [kW]	Errore %
8.3	835	0.0733168	1142.18	15.0	15.7	4.42
18.6	867	0.0704627	1147.27	15.5	16.1	4.89
28.3	927	0.0674981	1156.78	16.9	17.5	4.57
38.7	972	0.0627513	1164.58	17.3	18.2	4.74
48.2	1022	0.0632293	1171.50	19.2	20.2	5.11
57.6	1047	0.0648004	1177.39	20.0	21.7	7.84
67.2	1104	0.0646996	1185.20	22.1	24.5	5.98
77.5	1155	0.0645452	1194.71	24.4	24.5	4.66

Le prestazioni globali di potenza della camera di combustione possono essere determinate seguendo tre metodi diversi:

- Bilancio termico tra potenza introdotta attraverso il combustibile e prodotta all'interno della camera di combustione, determinando numericamente i valori della portata dei fumi in uscita e del calore specifico a pressione costante attraverso la funzione "media sul volume" di CFX;
- Bilancio tra ingresso e uscita mediante il calcolo del flusso termico (Heat Flux) [W/m²] attraverso la funzione "areaInt" di CFX in corrispondenza delle pareti di interfaccia – lato solido;
- Bilancio tra ingresso e uscita mediante il calcolo dell'entalpia statica (Static Enthalpy) [J/kg] attraverso la funzione "massflowInt" di CFX in corrispondenza delle sezioni di ingresso e uscita della camera di combustione.

Dopo aver determinato le potenze del combustore ai diversi carichi, attraverso il metodo del bilancio termico tra potenza introdotta con il combustibile e potenza prodotta dal combustore (numerica) presentati in Tabella 4. 5, si ritiene utile il calcolo degli stessi valori utilizzando però sia il metodo del flusso termico sia il metodo dell'entalpia statica per confrontare i valori risultanti dai tre diversi metodi al fine di determinare la procedura di calcolo più corretta.

Nel caso di valutazione della potenza termica prodotta mediante il bilancio di flusso termico alle pareti di interfaccia e mediante il bilancio dell'entalpia statica tra le sezioni di ingresso e di uscita, si rilevano valori pressoché uguali: dalla differenza tra le quantità in ingresso e in uscita risulta infatti che la camera di combustione produce una potenza termica dell'ordine delle centinaia di Watt, ossia un valore di due ordini di grandezza inferiore rispetto a quello reale. Si sospetta un errore in fase di post-processamento, dovuto

al metodo di implementazione delle variabili Flusso Termico ed Entalpia Statica all'interno del codice di calcolo.

Si ritiene perciò valido il metodo del bilancio termico tra potenza introdotta con il combustibile e potenza prodotta in camera di combustione ricavata dai risultati della simulazione numerica, data la concordanza dei risultati numerici con quelli reali aspettati.

4.5.3 Analisi delle emissioni

Al fine di validare i risultati numerici relativi alla combustione di gas naturale, si è effettuato un confronto con dati sperimentali disponibili relativi alle emissioni allo scarico dalla MTG; tale confronto permette anche di valutare la correttezza dei modelli di formazione delle specie inquinanti implementati con il codice di calcolo..

Le misure di emissioni sono state effettuate con un analizzatore Lancom III Metek rilevando concentrazioni di CO, CO₂, O₂, NO, NO₂, NO_x, SO₂, H₂S e C_xH_y nei gas. Le uscite analogiche sono state analizzate mediante Insight, un software di acquisizione integrato in ambiente Windows™.

Le emissioni di NO_x sono state calcolate con ANSYS CFX come NO equivalente. I codici impiegano un'equazione di trasporto aggiuntiva della concentrazione media di NO. In particolare, sono stati inclusi i meccanismi cinetici di tipo *thermal* e *prompt* NO. I *thermal* NO sono stati valutati mediante il meccanismo esteso di Zeldovich [11]. La componente *prompt* NO attribuita alle reazioni dell'azoto atmosferico con radicali del combustibile sul fronte di fiamma [12] sono stati modellati con in modo semplificato secondo [13].

I dati di misura si riferiscono ad otto diverse condizioni di carico della MTG: pieno carico (77.5 kWel) e carico parziale (8.3, 18.6, 28.3, 38.7, 48.2, 57.6, 67.2 kWel). Poiché lo strumento adoperato misura le emissioni della camera di combustione sui fumi secchi e per l'effettiva percentuale di O₂ presente nei fumi allo scarico, anche i valori delle emissioni ricavati dalla simulazione numerica e riportati in Tabella 4. 6 sono riferiti alla percentuale di O₂ effettivamente presente nei fumi nella sezione di uscita. Successivamente tutti i valori sono stati corretti al 15 % di O₂ per renderli confrontabili fra loro.

Tabella 4. 6 – Valori numerici delle emissioni inquinanti all’uscita del combustore

P_{el} [kW]	ppm CO	ppm NO _x	% O ₂	% CO ₂	ppm CO (fumi secchi)	ppm NO _x (fumi secchi)	% O ₂ (fumi secchi)	% CO ₂ (fumi secchi)
8.3	38.4	5.0	19.11	0.73	38.3	4.8	19.5	0.70
18.6	15.8	6.2	18.98	0.79	16.0	5.9	19.4	0.76
28.3	4.4	8.8	18.74	0.90	4.4	8.4	19.2	0.86
38.7	1.0	11.2	18.52	1.00	0.7	10.7	19.0	0.95
48.2	0.2	14.3	18.29	1.10	0.2	14.2	18.9	1.02
57.6	0.1	16.7	18,26	1.12	0.1	16.1	18.8	1.07
67.2	0.2	22.8	17.98	1.25	0.2	21.9	18.6	1.20
77.5	0.2	34.0	17.80	1.32	0.2	29.7	18.5	1.23

In prima analisi è stato valutato il confronto fra dati numerici e sperimentali in termini di frazioni in volume di CO₂ e di O₂. Il risultato migliore si ottiene per la frazione in volume di CO₂ per la quale non solo si rileva un ottimo andamento dei valori al variare del carico, ma anche un’ottima corrispondenza tra i valori numerici. La buona predizione dei valori sperimentali di O₂ e CO₂ è indice di un buon bilanciamento termico globale della reazione di combustione e quindi del fatto che la combustione viene risolta in modo efficiente.

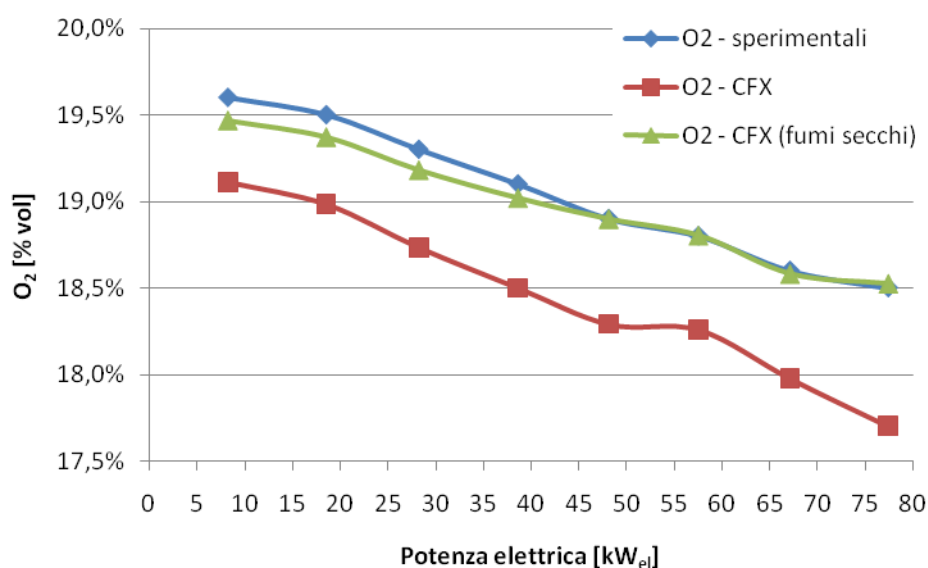


Figura 4. 33 - Andamento della frazione in volume di O₂

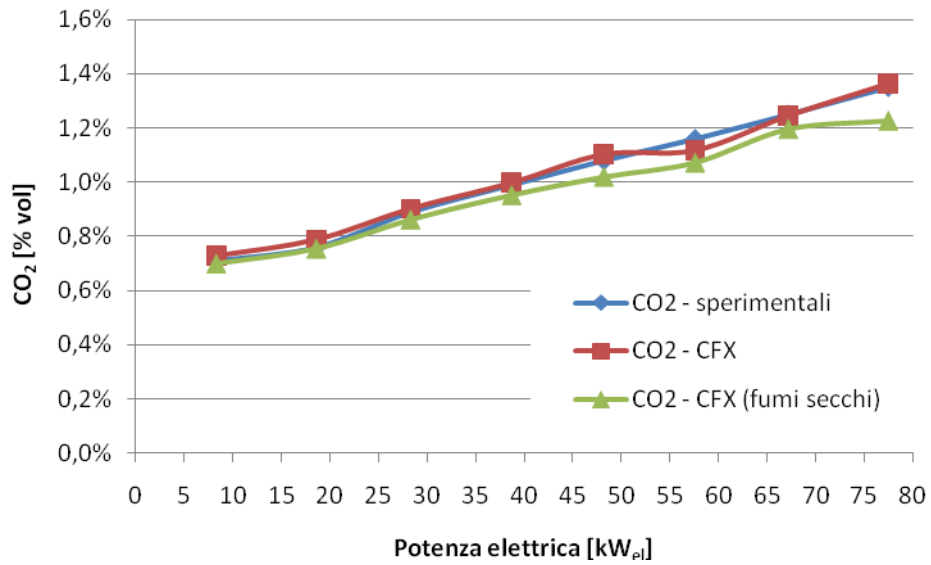


Figura 4. 34 Andamento della frazione in volume di CO₂

Dai grafici sotto riportati si nota come i valori delle emissioni inquinanti risultanti dalla simulazione numerica riproducano il trend dei corrispondenti dati sperimentali, mostrando però sempre uno scostamento anche molto consistente tra i valori numerici, che si verifica per i carichi elevati nel caso degli NO_x e per carichi ridotti nel caso del CO.

Il caso del CO, invece, si dimostra essere il meno fedele nella riproduzione dell'andamento dei dati al variare del carico, sia per andamento generale, sia nello scostamento rispetto ai valori ottenuti sperimentalmente dalle misure

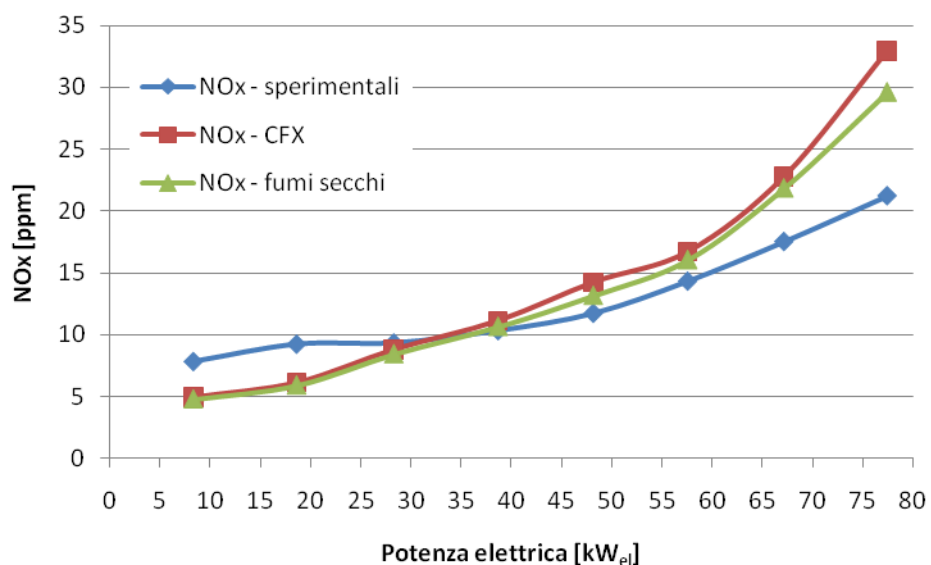


Figura 4. 35 - Andamento delle emissioni di NO_x in ppm

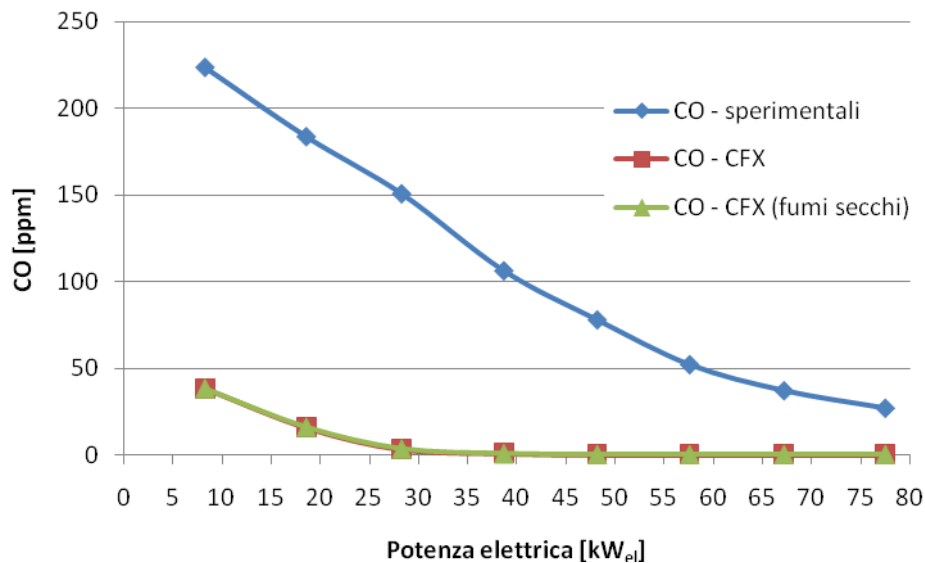


Figura 4. 36 - Andamento delle emissioni di CO in ppm

Poichè lo studio della combustione nel combustore della microturbina Elliott TA 80R è stato sviluppato nell'ambito di un progetto di ricerca che coinvolge altre Università, le simulazioni numeriche sono state condotte oltre che dall'Università di Ferrara anche da altre due Unità di Ricerca delle Università di Bologna e Perugia. I codici numerici utilizzati dalle due Unità sono rispettivamente Fluent e Star CCM⁺. Questo ha consentito di comparare i risultati numerici ottenuti con tre diversi codici e di validare o riscontrare eventuali problemi dei modelli di formazione delle emissioni.

In generale si evidenzia in Figura 4. 37 un buon accordo tra l'andamento dei dati sperimentali e di quelli numerici. Più in dettaglio, i calcoli ottenuti in questo caso con Fluent tendono a sottostimare i dati sperimentali, con un buon accordo a pieno carico (45 ppm calcolati, 50 ppm misurati) ed errore crescente ai carichi parziali. ANSYS CFX sottostima i dati sperimentali solo nel caso di carichi molto bassi (inferiori a 38.7 kW_e), mentre si ha una sovrastima a pieno carico. Le differenze che si osservano tra codici sono dovute sia ai diversi settaggi alle pareti che a piccole differenze nei coefficienti cinetici delle reazioni di formazione dell'NO implementati nei codici; gli scostamenti dei valori calcolati dai dati sperimentali si possono comunque giustificare con le incertezze nella definizione delle condizioni al contorno. In generale la previsione degli NO_x può essere ritenuta accettabile, soprattutto in termini di trend ottenibile a seguito di una variazione delle condizioni operative.

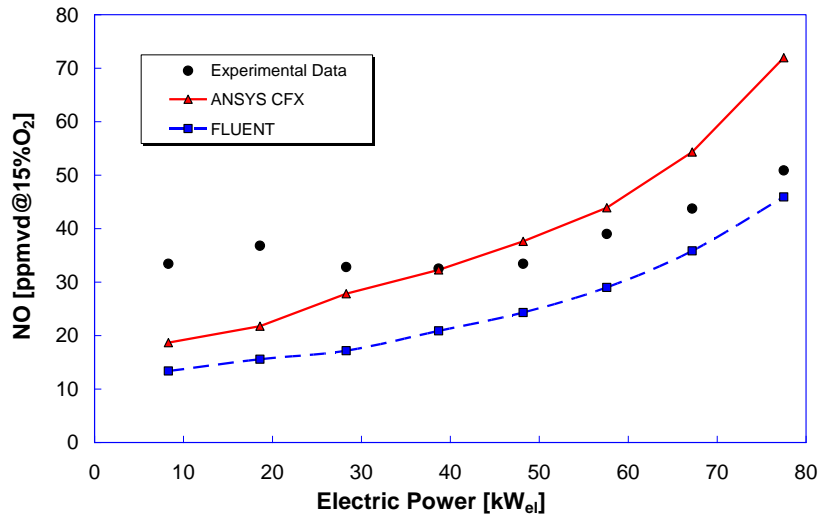


Figura 4. 37 - Andamento della frazione in volume di NO [5]

La Figura 4. 38 mostra i valori delle emissioni di CO calcolate in funzione del carico ed i corrispondenti valori sperimentali. Si osserva che le simulazioni CFD sottostimano fortemente le emissioni misurate di CO a carico parziale. A pieno carico il valore sperimentale è pari a 64.6 ppmvd (15 % O₂) mentre il valore da CFD è pari a 11 ppm nel caso della simulazione condotta con Fluent, è pari a 0.5 ppm nel caso del calcolo con ANSYS CFX e pari a 1 ppm per Star CCM+. Questa discrepanza (maggiore a carichi ridotti) è probabilmente dovuta alle seguenti ragioni: i) il modello di combustione adottato con cinetica semplificata, benché permetta di simulare correttamente il rilascio di calore, non è in grado di simulare in dettaglio le specie intermedie; in particolare i meccanismi dettagliati di formazione del CO sono stati trascurati, con conseguenze sottostima delle emissioni; ii) a carico parziale gli effetti di *quenching* sono ulteriormente sottostimati dal calcolo CFD, probabilmente perché le condizioni al contorno impiegate in termini di rapporto di equivalenza nella zona primaria ed in termini di temperatura dell'aria all'ingresso non sono stimate esattamente; iii) il gas naturale usato negli esperimenti è stato simulato con una miscela di CH₄/N₂ con equivalente PCI. Tuttavia il gas è composto anche da frazioni di idrocarburi più pesanti, che possono alterare le proprietà di fiamma e potrebbero portare a valori superiori di CO allo scarico.

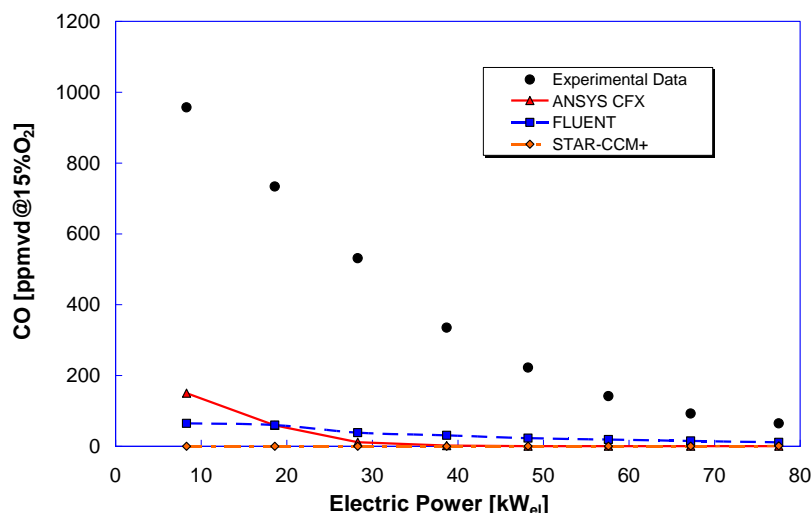


Figura 4. 38 - Andamento della frazione in volume di CO [5]

4.6 CONFRONTO ALIMENTAZIONE A METANO E A SYNGAS

L'impiego di gas di sintesi da biomasse/rifiuti nelle turbine e microturbine concepite per l'alimentazione a gas naturale è una soluzione tecnologica che pone delle problematiche nuove, legate ai mutati valori del potere calorifico, alle variazioni di velocità di fiamma, alla presenza di contaminanti non completamente rimossi dai sistemi di pulizia del gas a monte (tar, alcali, metalli e altri composti sotto forma di particelle) [9], [10][11][12], [13]. La letteratura disponibile su queste problematiche è abbastanza limitata e quasi esclusivamente riferita a macchine di grossa taglia [14][15], che differiscono in modo significativo dalle MTG, le quali ultimamente stanno riscuotendo un crescente interesse.

In questo ambito il gruppo di ricerca del progetto PRIN ha analizzato dal punto di vista sperimentale e numerico le diverse problematiche derivati dall'impiego di gas di sintesi entro MTG, mediante il sistema IPRP pilota presso l'Università Perugia [21], alimentato da biomasse agro-forestali.

Per quanto riguarda la combustione del syngas è stata considerata una geometria leggermente diversa rispetto a quella relativa al metano. La Figura 4. 39 mostra un confronto tra il domino considerato per il metano e quello considerato per il syngas; le principali differenze riguardano il numero e diametro dei fori di diluizione, con un'area totale di passaggio dei fori diluizione minore nel caso del syngas per evitare di avere temperature locali troppo basse alla sezione di ingresso turbina.

Inoltre, è stata introdotta una modifica all'iniettore del combustibile entro il *mixing tube* per consentire il passaggio di una portata maggiore di combustibile. La Figura 4. 40 mostra i due diversi iniettori: quello per il metano presenta tre fori separati di diametro inferiore,

mentre quello per il syngas presenta un unico foro che abbraccia l'intera sezione trasversale dell'iniettore stesso. Questa forma consente il funzionamento con portate maggiori rispetto al funzionamento a metano, ed inoltre le velocità di passaggio sono inferiori. Sono state impiegate due mesh poliedriche con 763436 e 759955 elementi, rispettivamente per il caso di metano e di syngas.

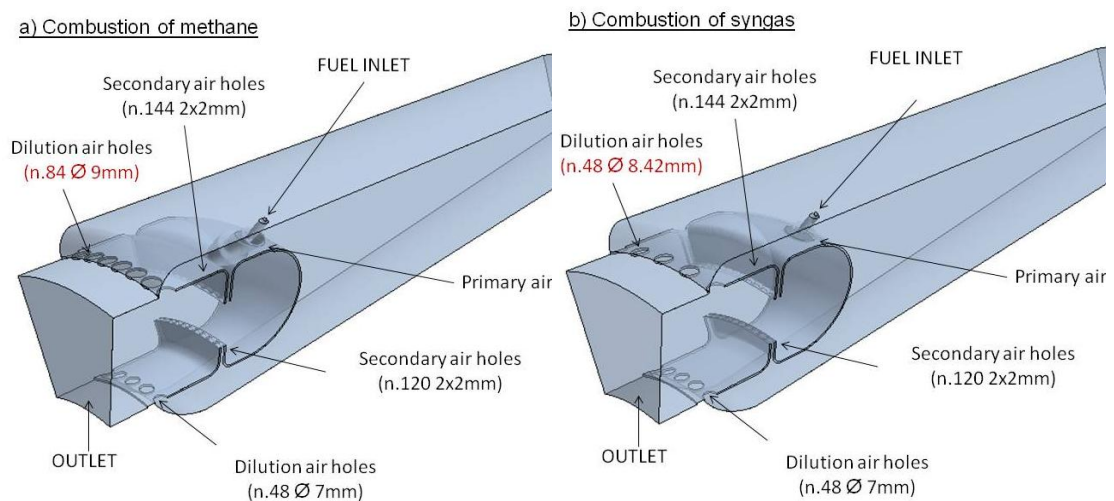


Figura 4. 39 - Dominio di calcolo per metano e syngas.

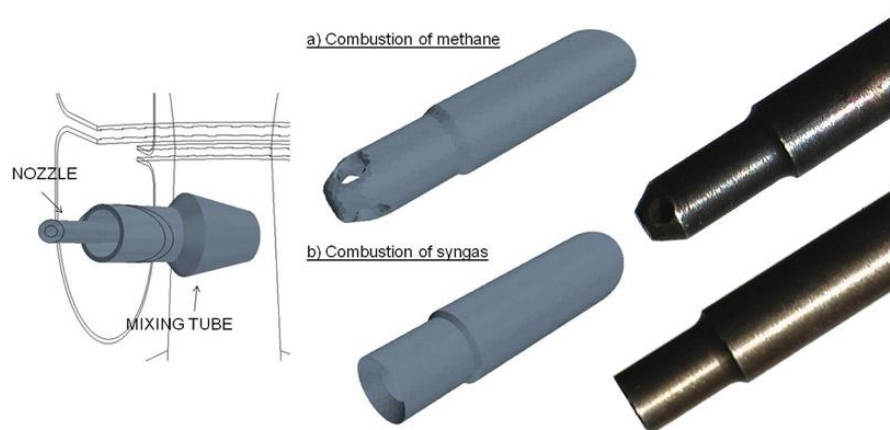


Figura 4. 40 - Iniettori per il metano e per il syngas.

E' stata considerata anche una configurazione semplificata in cui il condotto dell'iniettore non viene riprodotto dettagliatamente e l'ingresso del combustibile avviene su una sezione circolare di dato diametro entro il *mixing tube*. Il caso di alimentazione con syngas è stato simulato utilizzando una diversa geometria per l'iniettore di combustibile: il diametro della sezione di passaggio dell'iniettore è stato aumentato in quanto la portata in massa di syngas è maggiore della portata in massa di gas naturale a causa del minore PCI

del syngas. L'aumento di tale diametro è stato calcolato secondo l'indice di Wobbe ($= PCI/(\rho/\rho_0)^{0.5}$).

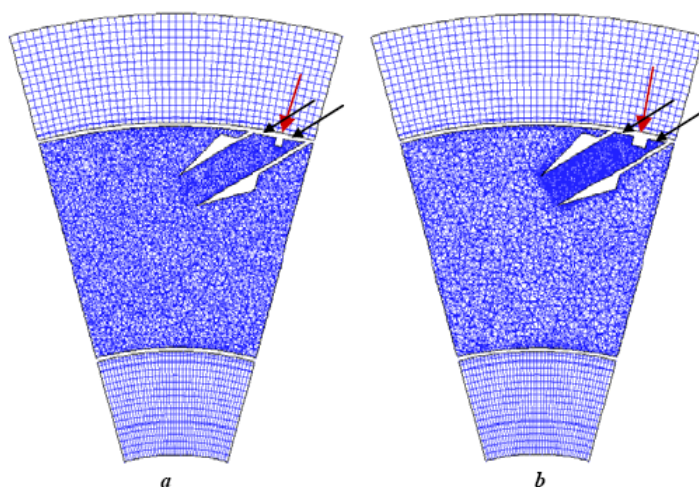


Figura 4. 41 - Mesh nel piano (x-z): la freccia rossa indica l'iniezione combustibile; la freccia nera indica l'ingresso aria primaria (a: metano; b: syngas)

La composizione del combustibile impiegata è quella tipica di un gas di sintesi derivato dal processo di pirolisi è fornita nella seguente tabella. Il corrispondente PCI è pari a 9400 kJ/kg su base secca.

Tabella 4. 7 - Composizione syngas (% vol.)

% CH ₄	% CO ₂	% CO	% H ₂	% H ₂ O
21	38	29	7	5

L'analisi della combustione del syngas è stata svolta considerando condizioni di carico termico in camera di combustione pari a quelle della MTG a pieno carico (circa 80 kW). A causa della notevole differenza di PCI tra metano e gas di sintesi, è stato necessario modificare alcuni parametri di combustione del caso di alimentazione a metano; in particolare, per data portata d'aria proveniente dal compressore, la portata di combustibile è stata variata. Inoltre, per ottenere lo stesso rapporto di equivalenza ($\phi = 2$) nella zona primaria, la portata d'aria entrante nel *mixing tube* è stata modificata, ottenendo un'alterazione dell'intero campo aerodinamico. I valori di portata impostati nel calcolo sono riportati in Tabella 8.

4.6.1 Analisi dei risultati

Confrontando la simulazione stazionaria del combustore alimentato a gas naturale e la simulazione stazionaria del combustore alimentato a syngas a pieno carico, si notano sostanziali differenze nei valori di temperatura, sia per quanto riguarda la TIT (Temperatura di Ingresso in Turbina) sia per la distribuzione di temperatura sui piani longitudinale e trasversale della camera di combustione .

Tabella 4. 8 - Confronto tra il caso con alimentazione a metano e a syngas

	METANO	SYNGAS
TIT [K]	1142	1083
ppm CO @ 15 % O₂	60.9	64.6
ppm NO @ 15 % O₂	21.6	2.7
% CO₂	2.0	2.9
Potenza numerica [kW]	21.2	19.4
Potenza introdotta [kW]	23.8	22.0

In particolare, dalla Figura 4. 43 del contour plot della temperatura sul piano trasversale e dalla Figura 4. 44, che mostra l'andamento della temperatura lungo l'asse del mixing tube, si vede come la combustione inizi già all'interno del mixing tube nel caso di alimentazione con syngas, mentre per il metano si innesca solo dopo l'uscita della miscela metano-aria primaria dall'ugello, sviluppando rispetto al syngas temperature più elevate, che si mantengono tali lungo tutto il liner .

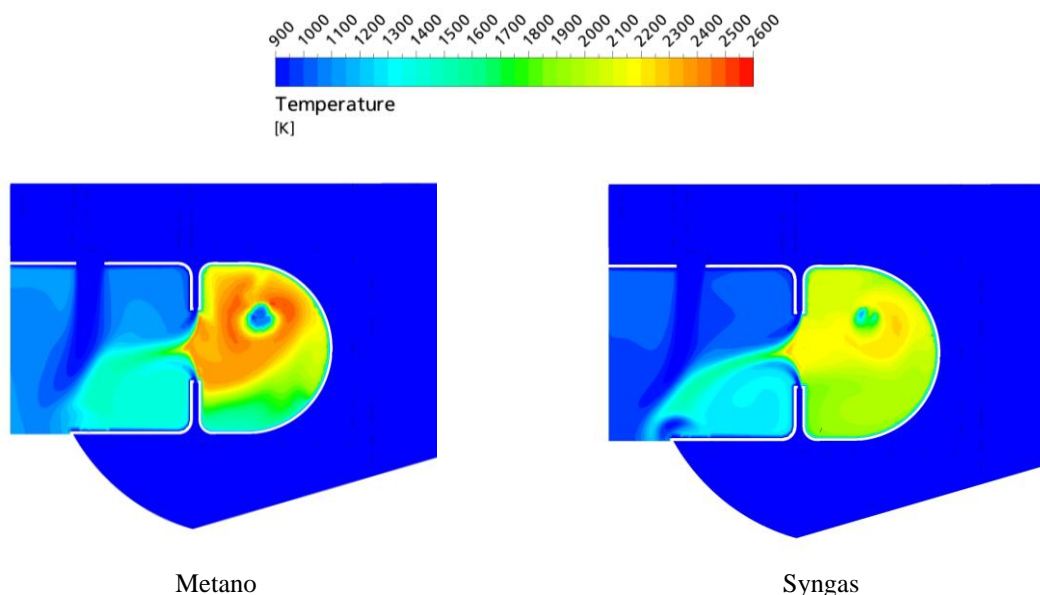


Figura 4. 42 - Contour plot di temperatura nella sezione longitudinale

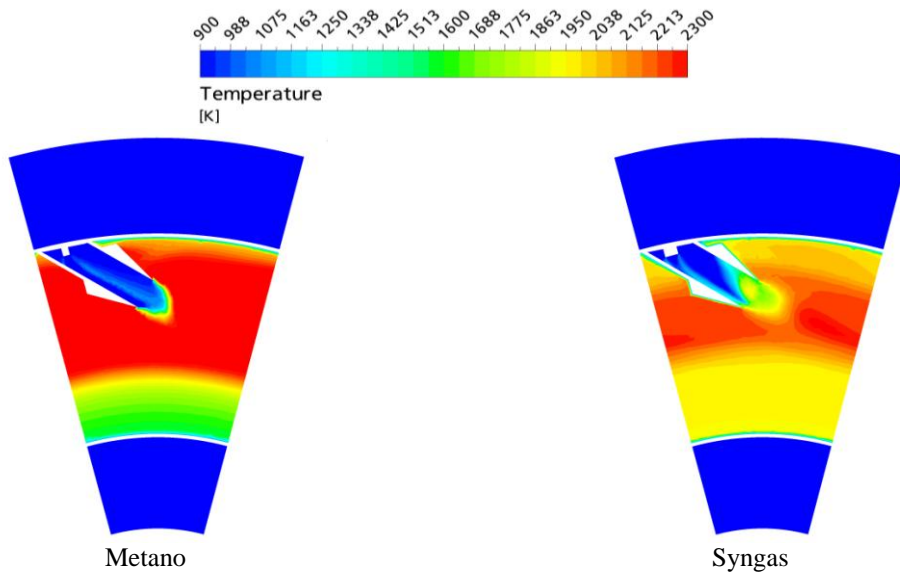


Figura 4. 43 - Contour plot di temperatura nella sezione trasversale (x = 88 mm)

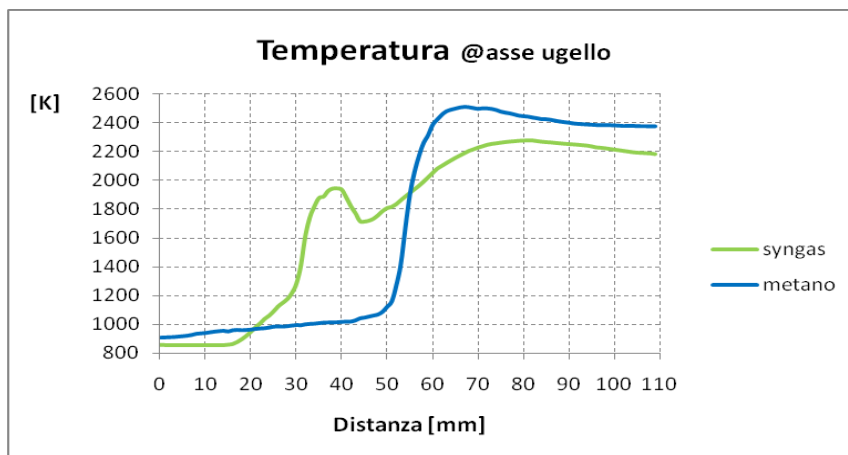


Figura 4. 44 - Andamento della temperatura lungo l'asse del mixing tube

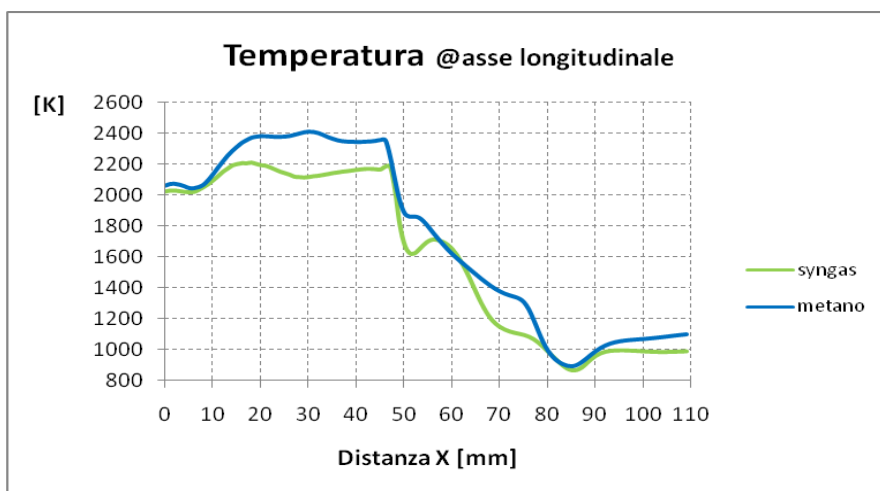


Figura 4. 45 - Andamento della temperatura lungo l'asse del liner

Le figure seguenti mostrano il confronto tra il campo di moto nei piani longitudinale e trasversale: mentre nel piano longitudinale le differenze sono minime e concentrate nella zona attorno all'ugello, dove la velocità nel caso del syngas è più elevata in conseguenza della maggiore portata, nel piano trasversale l'incremento di velocità coinvolge l'intera zona, tuttavia non si modificano le direzioni della velocità.

Il considerevole aumento del valore di velocità che si verifica nel caso di alimentazione a syngas, rispetto al caso a metano, è dovuto alla maggiore portata introdotta e si ipotizza che tale modificazione del campo sia la ragione dell'innesco di combustione all'interno del mixing tube: la velocità elevata potrebbe influire sul miscelamento creando le condizioni per l'innesco della combustione mentre la miscela syngas-aria primaria si trova ancora all'interno dell'ugello.

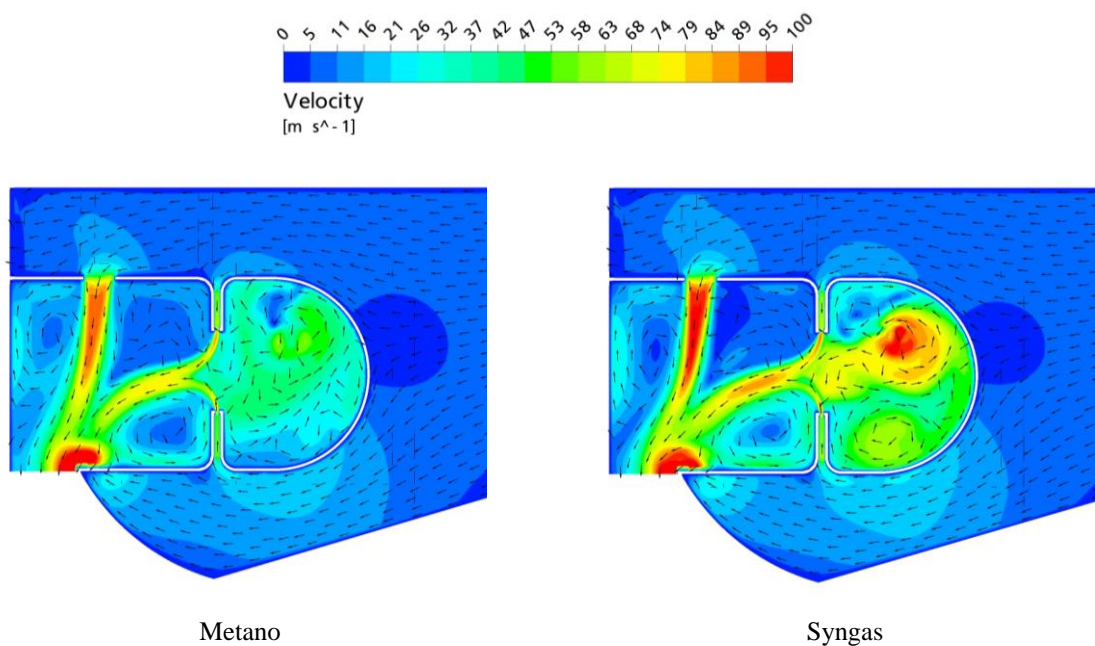


Figura 4. 46 - Contour plot di velocità nella sezione longitudinale

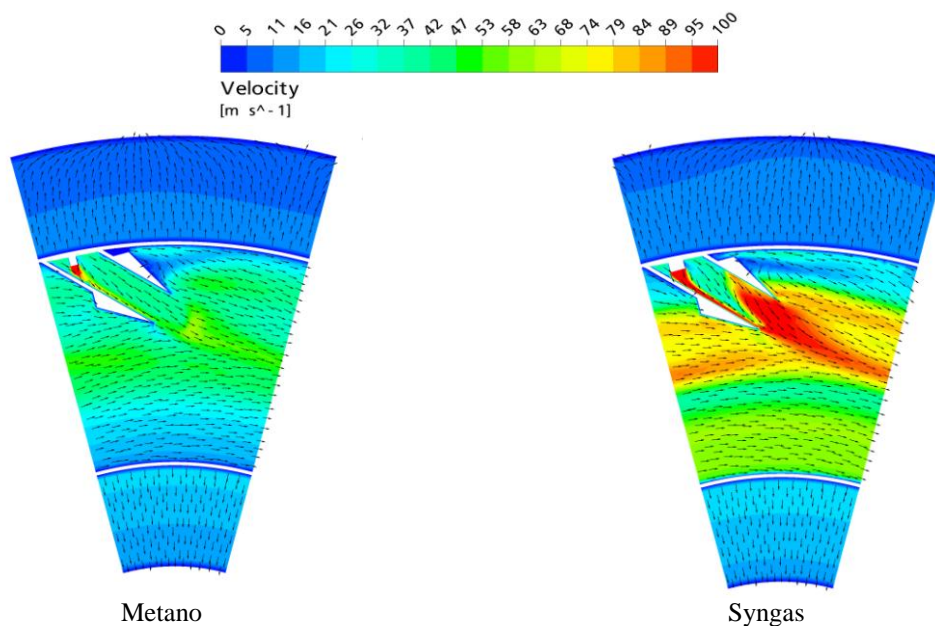


Figura 4. 47 - Contour plot di velocità nella sezione trasversale ($x = 88$ mm)

Per quanto riguarda la velocità di reazione del metano non si rilevano sostanziali differenze tra i contour plot nel piano longitudinale del caso a syngas e del caso a metano. Sul piano trasversale invece, si nota innanzi tutto come cambia la forma del profilo: mentre per il caso a metano la reazione inizia dopo l'uscita della miscela reagente dal mixing tube, nel caso di alimentazione a syngas la reazione ha inizio all'interno dell'ugello. Inoltre, per il caso del syngas, si nota come la reazione proceda gradualmente aumentando l'intensità fino al raggiungimento di un picco per poi diminuire altrettanto gradualmente; nel caso del metano invece la reazione si può definire "esplosiva", in quanto si raggiunge il valore massimo appena innescata la combustione.

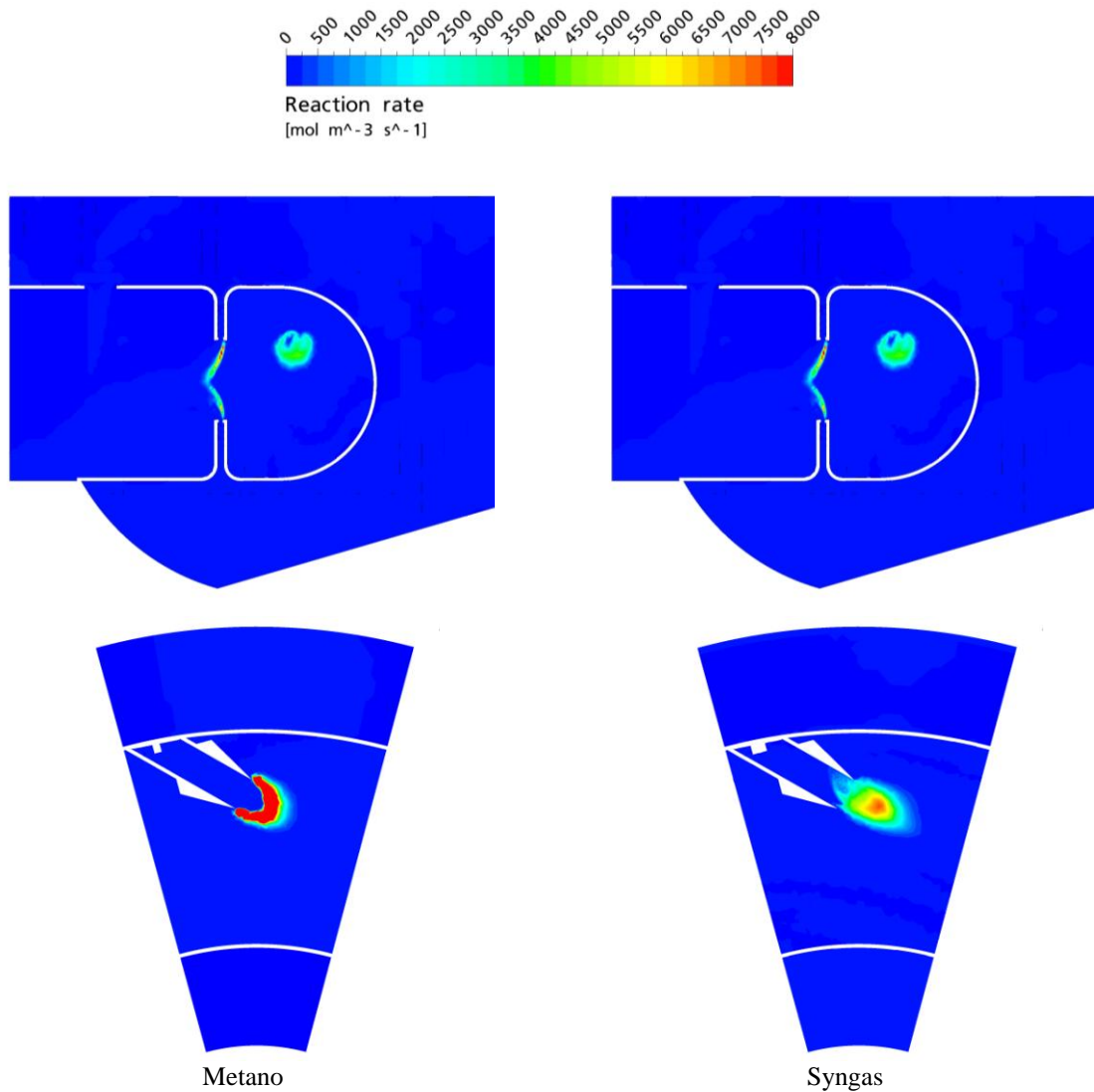


Figura 4. 48 - Velocità di reazione del metano sui piani longitudinale e trasversale

Un comportamento analogo è mostrato in Figura 4. 49 che fa vedere i contour plot della velocità di formazione degli ossidi di azoto. Nel piano longitudinale non si verificano modificazioni della forma nella distribuzione dell'andamento, in quanto la reazione si concentra intorno all'ugello e nella zona di rapido miscelamento in corrispondenza dell'ingresso dell'aria secondaria, ma si nota un consistente calo di intensità per il caso del syngas, probabilmente come conseguenza delle più basse temperature sviluppate a seguito della combustione.

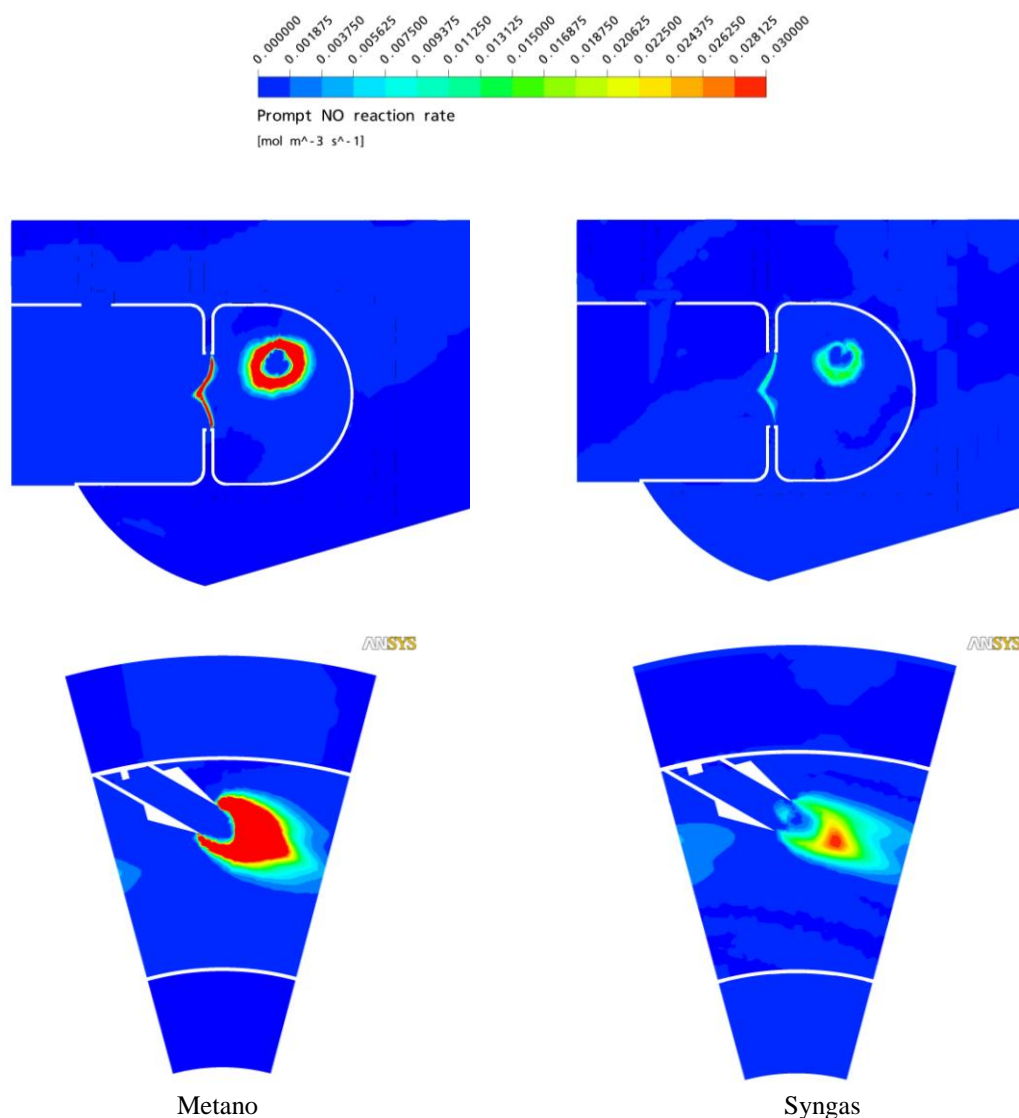


Figura 4. 49 - Velocità di reazione del metano sui piani longitudinale e trasversale

Dal confronto fra la Figura 4. 48 e la Figura 4. 49, relative alla velocità di reazione del metano e alla velocità di formazione degli NO_x , si nota la stessa gradualità nello sviluppo della reazione di formazione degli NO_x osservata per la reazione del metano. Anche nel caso degli NO_x l'intensità è maggiore per il caso con alimentazione a metano.

Dalle Figure 3.19 e 3.20 si può notare come le emissioni inquinanti di CO ed NO_x prodotte dalla combustione siano minori nel caso del syngas, in accordo con quanto rilevato dal calcolo delle emissioni in uscita dalla camera di combustione riportato in Tabella 4. 8. Si riportano solamente i contour plot sul piano longitudinale, poiché per il piano trasversale le immagini non mostrano differenze più significative.

La quantità di CO presente nella zona della combustione ricca è molto maggiore nel caso del metano, mentre il picco di intensità è localizzato nella stessa posizione attorno

all'ugello per entrambi i casi. La spiegazione di questo fatto risiede nel maggiore contenuto di CH_4 presente nella miscela aria-metano.

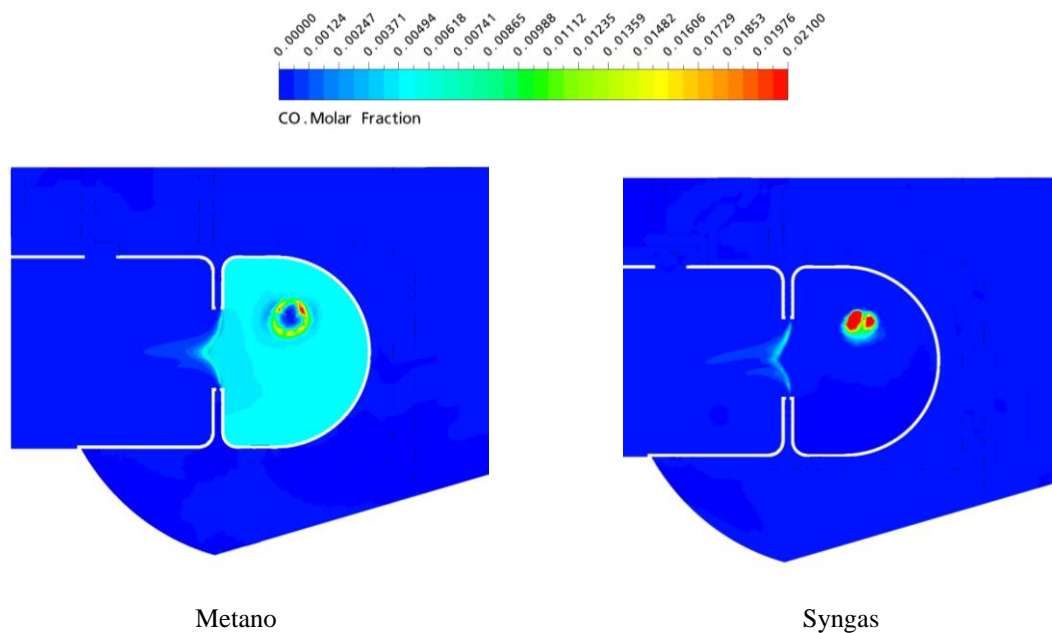


Figura 4. 50 - Frazione molare di CO nel piano longitudinale

Anche per la quantità di NO_x si nota una forte diminuzione delle emissioni passando da alimentazione a metano ad alimentazione a syngas: la differenza è di un ordine di grandezza ed è in linea con i risultati ottenuti dal calcolo delle emissioni in uscita dal combustore.

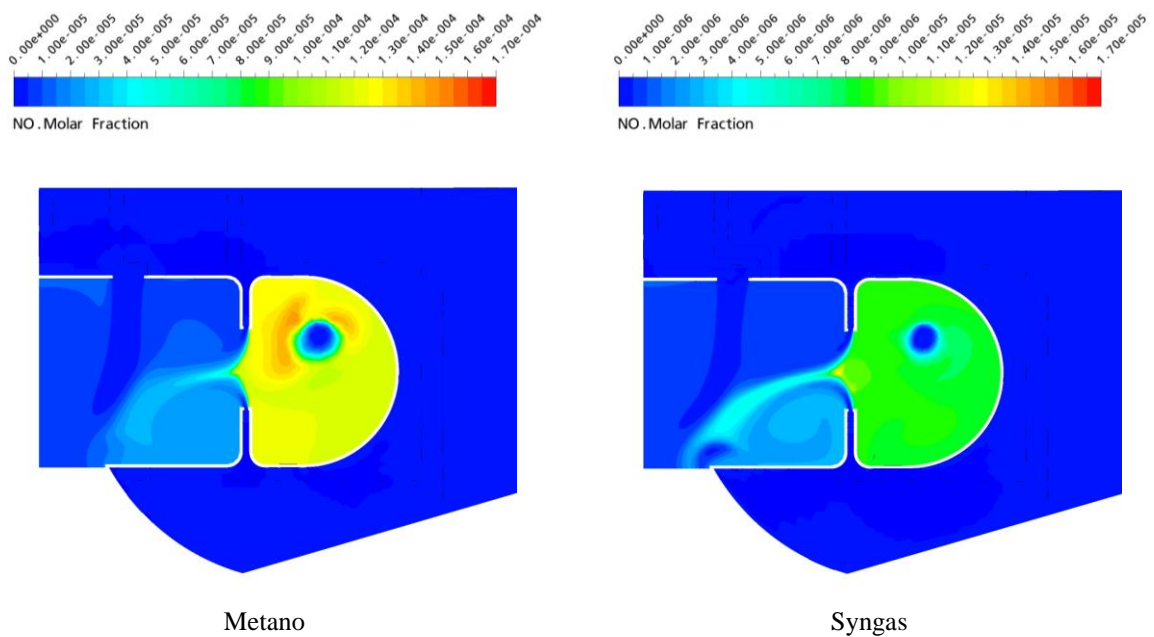


Figura 4. 51 - Frazione molare di NO nel piano longitudinale

4.7 CONCLUSIONI

Il presente capitolo si è focalizzato sullo studio della combustione in un combustore di tipo Rich-burn Quick-mix Lean-burn (RQL), simulando numericamente la combustione non premiscelata nei casi di alimentazione a metano e a gas di sintesi derivante da biomasse (syngas), attraverso il codice di calcolo commerciale ANSYS CFX. Il combustore oggetto di studio è quello della microturbina Elliott TA 80R. I combustori RQL permettono la riduzione delle emissioni di NO_x grazie alla loro particolare geometria caratterizzata da una zona di rapido miscelamento (Quick-mix) tra i prodotti della combustione primaria e l'aria secondaria, posta tra la zona della combustione primaria (Rich-burn zone), dove viene iniettata la miscela ricca di aria primaria e combustibile, e la zona della combustione magra (Lean-zone) dove avviene la fine della combustione con forti eccessi di ossigeno.

Lo studio del caso di alimentazione a metano è stato condotto effettuando due tipologie di simulazione: una stazionaria, caratterizzata dalla risoluzione delle equazioni RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) basate sulla media temporale delle grandezze in gioco, e una simulazione di tipo non-stazionario, basata dalla risoluzione delle equazioni URANS (Unsteady RANS) che eseguono invece una media spaziale delle grandezze in gioco. Si disponeva inoltre di risultati sperimentali provenienti da una campagna di misura eseguita presso l'Università di Perugia, dove la microturbina è installata a banco prova. Oltre alla simulazione del caso a pieno carico, si sono eseguite anche le altre sette simulazioni ai carichi parziali in modo da riprodurre l'andamento delle temperature in uscita, delle emissioni inquinanti di CO ed NO_x e dell'anidride carbonica e dell'ossigeno presente nei fumi al variare del carico termico. Dal confronto tra i risultati sperimentali e quelli numerici si vede una discordanza più o meno marcata tra i singoli valori, mentre il trend è correttamente predetto dalla simulazione numerica. La concordanza migliore si ottiene per il caso dell'anidride carbonica emessa e dell'ossigeno, per le quali specie chimiche si ottengono valori numerici praticamente coincidenti a quelli sperimentali, dimostrando che il bilancio termico globale è soddisfatto.

Per le simulazioni relative al funzionamento a carico parziale è stato utilizzato il modello di scambio termico coniugato fluido/solido, che permette di simulare lo scambio termico tra dominio fluido e le pareti solide del combustore. Dalla simulazione con lo scambio termico attivato si ha l'ulteriore conferma che le temperature di parete, stimate tramite un software di simulazione di ciclo termodinamico e impostate nelle altre

simulazioni, sono corrette: le temperature medie sulle pareti della zona ricca e della zona della combustione magra ottenute attraverso la simulazione corrispondono a quelle stimate.

Per quanto riguarda il caso di funzionamento con alimentazione a syngas è stata effettuata una sola simulazione in condizioni di funzionamento a pieno carico della stessa geometria alla quale si apportano solo piccole modifiche, quali l'aumento della sezione dell'iniettore del combustibile, a fronte della maggiore portata da introdurre essendo il syngas un combustibile a basso potere calorifico, e dell'area complessiva dei fori di diluizione. L'obiettivo è quello di verificare che avvenga la combustione per autoignizione e che i risultati rispecchino la fisica del problema. Dall'analisi della simulazione e dal confronto con la corrispondente effettuata per l'alimentazione a metano, si può concludere che la simulazione è stata impostata correttamente e fornisce risultati in linea con i fenomeni fisici reali: si verifica infatti la riduzione della temperatura sia nella zona della combustione primaria sia della temperatura in ingresso turbina (TIT), la riduzione delle emissioni di NO_x e CO, grazie al basso potere calorifico del syngas e dal suo basso tenore di metano.

Riferimenti bibliografici

- [1] Lefebvre, A. H., "Gas Turbine Combustion", Taylor & Francis, 1999.
- [2] Scott, S., "Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn (RQL) Combustor, "The Gas Turbine Handbook", pp. 227-233, 2006
- [3] Yakuwa, H., Kataoka, T., "High Temperature Corrosion of Microturbine Combustor Material", ASME paper No.GT2007-27362
- [4] Vaccari A, "Analisi termofluidodinamica tridimensionale di un combustore RQL alimentato a metano e a gas di sintesi da biomasse", di Laurea Specialistica, Università degli Studi di Ferrara, AA 2007/2008.
- [5] Bettocchi R., Bidini G., Cadorin M., De Pascale A., Laranci P., Peretto A, Anna Vaccari A., "Analisi CFD di una camera di combustione per microturbina alimentata con gas naturale e con syngas da biomasse", Atti del Convegno ATI2009.
- [6] Pelucco, M., "Analisi numerica della combustione in bruciatori alimentati con combustibili gassosi", Tesi di Laurea Specialistica, Università degli Studi di Ferrara, AA 2007/2008.
- [7] Negri di Montenegro, G., Bianchi, M., Peretto, A., "Sistemi energetici e loro componenti", Pitagora Editrice Bologna, 2003.

- [8] Catalogo Elliott TA 100 CHP, Elliott Energy Systems Inc.
- [9] ANSYS CFX-User Guide. ANSYS CFX Release 11.0, 2006.
- [10] Anisimov, V. V., Mori, G., Parente, J., Russo, C., “ Micro gas turbine combustor emissions evaluation using the chemical reactor modelling approach”, ASME paper No.GT2007-27687.
- [11] Lavoie, G.A.;Heywood, J.B.;Keck, J.C., Experimental and Theoretical Investigation of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines, *Combust. Sci. Technol.*, 1 313-326, 1970.
- [12] Fenimore C.P., Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames, 14th Symposium (Int.) on Combustion, pp. 767-775, 1973.
- [13] De Soete, G. G., Overall Reaction Rates of NO and N₂ Formation from Fuel Nitrogen, 15th Symp. (Int'l.) on Combustion, pp. 1093-1102, The Combustion Institute, 1975.
- [14] Oluyede, E.O., and Phillips, J.N., 2007, “Fundamental Impact of Firing Syngas in Gas Turbines,” GT2007-27385, Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, May 2007, Montreal.
- [15] Williams, RH, Larson, ED, Biomass gasifier gas turbine power generation technology, *Biomass Bioenergy*, 10, 149, 1996.
- [16] Craig J.D., Purvis C.R. “A small scale biomass fueled gas turbine engine” – *Trans. ASME – Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol 121, January 1999.
- [17] Neilson C.E., Shafer D.G., Carpentieri E. “LM2500 gas turbine fuel nozzle design and combustion test evaluation and emission results with simulated gasified wood product fuels” – *Trans. ASME – Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol 121, October 1999.
- [18] Adouane B, Hoppesteyn P, De Jong W, van der Wel M, Hein KRG, Spliethoff H, Gas turbine combustor for biomass derived LCV gas, a first approach towards fuel-NO_x modeling and experimental validation, *Appl. Ther. Eng.* 22 , 959, 2002.
- [19] D. S. Crocker, D. Nickolaus, C. E. Smith – CFD Modeling of a Gas Turbine Combustor From Compressor Exit to Turbine Inlet – *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 121 pagg. 89-95, January 1999.
- [20] V.E. Tangiraia, A.K. Tolpadi, A.M. Danis, H. Mongia – Parametric Modeling Approach to Gas Turbine Combustor Design – ASME paper 2000-GT-129.
- [21] Fantozzi, F., D’alessandro, B., Desideri, U., (2007) “An IPRP (Integrated Pyrolysis Regenerated Plant) Microscale Demonstrative Unit In Central Italy”, ASME PAPER GT-2007-28000.

CAPITOLO 5

LA CAMERA DI COMBUSTIONE DELLA MICROTURBINA TURBEC T100

5.1 I COMBUSTORI PER TURBINE A GAS

Un combustore di una turbina a gas deve soddisfare un'ampia gamma di esigenze la cui importanza è relativa all'applicazione per cui la turbina viene progettata. 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).

I combustori tradizionali possono essere divisi nelle seguenti categorie: (i) combustori tubolari (tipica delle TG industriali perché lunghe e pesanti); (ii) combustori tubolari multican; (iii) combustori anulari (forma ideale per TG aeronautiche perché compatta) e (iv) combustori tuboanulari (combinazione dei prime due).

Nella camera di combustione tubolare il flusso di aria proveniente dal compressore viene convogliato verso l'involucro del liner dove viene frazionato rispettivamente nella portata di aria primaria e secondaria. Mentre negli impianti industriali è diffusa la configurazione single can con un solo combustore, sui motori aeronautici è diffusa la configurazione Multi-can che prevede più combustori tubolari disposti su una corona circolare intorno l'asse della macchina, allo scopo di ottimizzare gli ingombri.

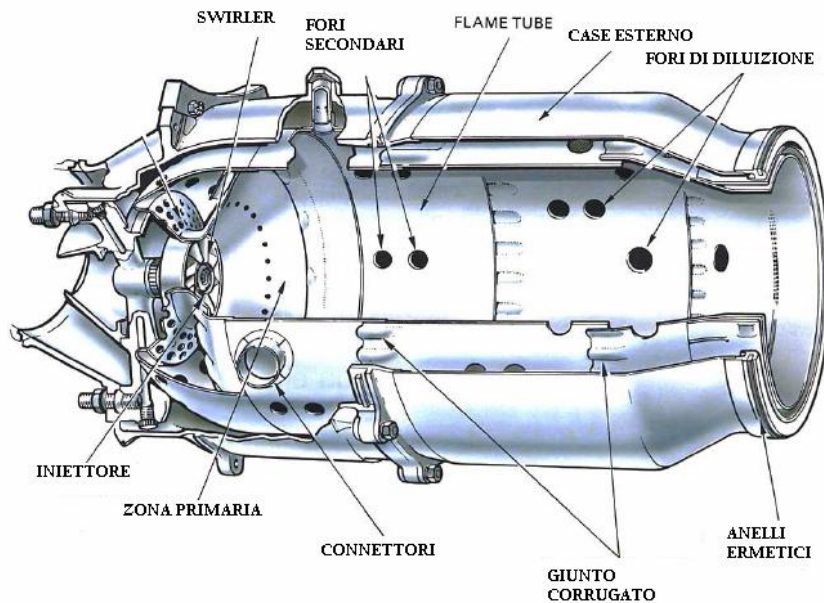


Figura 5. 1 - Camera di combustione tubolare

I combustori tubolari sono caratterizzati dall'averne un'elevata robustezza meccanica, una buona miscelazione e una buona capacità di sperimentazione. Per contro hanno un elevato peso e ingombro frontale, elevate perdite di pressione e problemi di propagazione della fiamma.

Il combustore può essere diviso nelle seguenti zone:

Primary zone

La funzione principale della primary zone è quella di ancorare la fiamma, assicurando alla miscela fresca aria\combustibile sufficiente tempo, temperatura e turbolenza per raggiungere il punto di infiammabilità e la completa combustione. Quindi è necessario raggiungere una particolare struttura del flusso per avere una buona combustione. La caratteristica che accomuna tutte le camere di combustione è il raggiungimento di un flusso toroidale che permetta il ricircolo di una porzione dei gas caldi prodotti dalla combustione, creando così una zona in cui le condizioni siano ottimali per l'innesco della miscela. Per creare tale flusso alcuni bruciatori utilizzano swirlers mentre altri ottengono tale struttura attraverso la realizzazione di fori sulla parete interna della camera di combustione in particolari posizioni. Entrambi i metodi sono ugualmente efficaci al raggiungimento dello scopo prefissato.

Intermediate zone

Se nella primary zone la temperatura dei fumi supera i 2000 K, reazioni di dissociazione dei prodotti della combustione, CO_2 e H_2O , porteranno alla formazione di CO e H_2 che compariranno in concentrazioni significative nei gas uscenti dal bruciatore. In assenza della intermediate zone questi sottoprodotti della combustione passerebbero direttamente nella dilution zone, che commenteremo in seguito, dove una grande quantità di aria introdotta per il raffreddamento del flusso, congelerebbe tali concentrazioni e il CO , tra i maggiori responsabili dell'inquinamento, risulterebbe allo scarico in quantità non tollerabili. Per di più reazioni di dissociazione che si innescano a quelle temperature, sono tutte reazioni endotermiche che penalizzano il rendimento della combustione. Le alte temperature sono anche catalizzanti per la produzione di NO_x e sono quindi da evitare. Mantenendo invece la temperatura nella primary zone ad un livello inferiore cercando di ottenere una combustione leggermente grassa, tali reazioni non vengono più attivate. In questa maniera però aumentano notevolmente la produzione di idrocarburi incombusti e alla formazione di CO questa volta dovuta però al mancato completamento dell'ossidazione del combustibile. Qui interviene l'intermediate zone che permette a una piccola quantità di aria di entrare in camera di combustione ultimando quindi l'ossidazione del CO prodotto in CO_2 e la completa combustione delle ceneri e degli eventuali idrocarburi incombusti.

Dilution zone

Il ruolo della dilution zone è quello di introdurre in camera l'aria rimanente dalla combustione e dal raffreddamento delle pareti per fornire alla distribuzione di temperatura in uscita valori accettabili. La quantità d'aria disponibile per tale scopo è in genere tra il 20 e il 40% dell'aria totale che attraversa il bruciatore. E' introdotta nel flusso di gas caldi attraverso una o più file di fori praticati sulla parete della camera di combustione. La grandezza e la forma di tali fori è selezionata per ottimizzare la penetrazione del getto d'aria e di conseguenza del suo miscelamento con il flusso principale dei gas caldi della combustione. In teoria è possibile aumentare il miscelamento delle due correnti sia allungando la dilution zone sia aumentando il grado di turbolenza all'interno della camera inserendo quindi perdite di carico rilevanti. In pratica però si è dimostrato che il mescolamento, inizialmente cresce velocemente con l'aumentare della lunghezza di mescolamento ma progressivamente questa crescita rallenta. E' per questo motivo che il rapporto lunghezza/diametro della dilution zone tende a rimanere nel range tra 1,5 e 1,8.

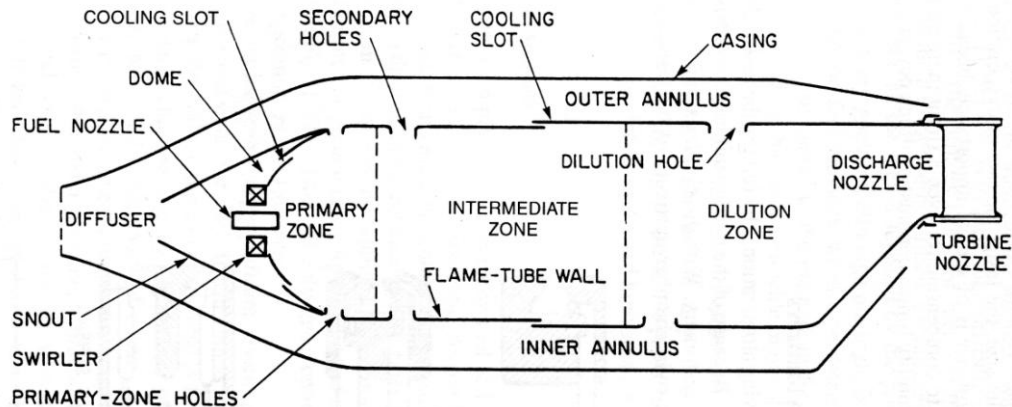


Figura 5. 2 - Schema generale di un combustore di una turbina a gas

5.2 IL COMBUSTORE DELLA MTG TURBEC T100

La camera di combustione della Turbec T100 è a singolo combustore di tipo tubolare, posizionato perpendicolarmente all'albero compressore-turbina. Le dimensioni sono state ricavate da disegni 2D forniti dall'azienda costruttrice, mentre per lo studio funzionale ci si è avvalsi del modello solido del combustore, realizzato mediante il CAD 3D Solid Works, anch'esso fornito dall'azienda costruttrice.

In Figura 5. 3 è presentata un'immagine dell'assemblato 3D della camera di combustione, fornito dalla Turbec, in cui sono stati evidenziati con colori differenti i diversi componenti. In rosso è stato evidenziato l'*Inner flame tube*, parete interna della camera di combustione necessaria a contenere la fiamma, mentre in blu è stata colorata la parete esterna della camera (*Outer flame tube*) che racchiude il volume ricavato per il passaggio dell'aria. Nella zona finale dell'*inner flame tube* si trovano 9 fori di diluizione allo scopo di diminuire la temperatura di uscita dei fumi in modo da non arrecare danno alle pale della turbina che vengono investite dal flusso di gas caldi e abbassare il valore delle emissioni di CO e NO_x completando le reazioni di ossidazione.

L'alimentazione del combustibile avviene lungo due linee differenti: l'ugello della linea pilot è coassiale alla camera di combustione e introduce il combustibile nella primary zone, mentre la linea main termina con un ugello spostato rispetto all'asse della camera di combustione, che introduce il combustibile in una camera toroidale prima dell'ingresso nella secondary zone. Il combustore è inoltre dotato di una parte statorica che comprende il secondary swirler preceduto da un palettamento statorico nel quale si miscelano l'aria e il combustibile proveniente dal condotto main introdotto attraverso piccoli iniettori della camera toroidale posizionati in corrispondenza delle palette dello statore. Nel primary

swirler inoltre è ricavata la sede per la candela di accensione necessaria per la fase di start-up della microturbina.

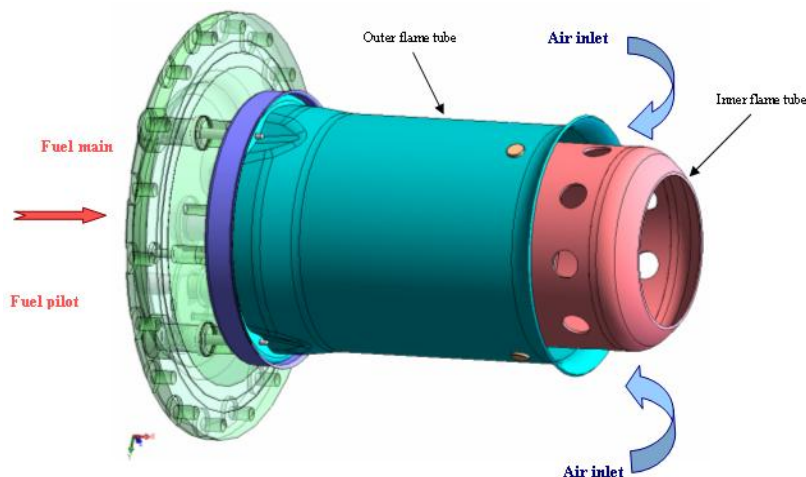


Figura 5.3 - Principali componenti del combustore

L'aria entra nel combustore in controcorrente rispetto al flusso dei gas di combustione attraversando l'intercapedine tra outer e inner flame tube. Parte dell'aria in ingresso viene deviata verso i fori di diluizione, mentre la rimanente parte percorre tutta la camera di combustione esternamente all'inner flame tube fino ad arrivare alla base (zona in cui entra il combustibile) per entrare in camera attraverso i condotti del palettamento statorico e i due swirler: il primary swirler assicura l'alimentazione di comburente nella zona di accensione della miscela (primary zone), il secondary swirler invece provvede all'alimentazione della fiamma nella secondary zone (zona in cui si sviluppa la fiamma grazie all'accensione del combustibile proveniente dalla linea main, che corrisponde al volume compreso dall'uscita della primary zone, fino ai fori di diluizione).

Il combustibile segue invece un percorso differente rispetto all'aria ed è suddiviso in due linee: la linea pilot e la linea main. La linea pilot introduce il combustibile in testa alla camera di combustione attraverso un condotto che presenta una serie di fori alla sua estremità. La linea main invece porta il combustibile in una camera toroidale ricavata nel primary swirler e forata dal lato del secondary swirler: tali fori permettono l'ingresso del combustibile tra una paletta e l'altra dello statore, zona in cui il combustibile si miscela al comburente dando origine a una combustione premiscelata.

5.3 SIMULAZIONI NUMERICHE

5.3.1 Realizzazione della geometria solida

Il dominio fluido è stato realizzato tramite il CAD tridimensionale Solid Works, servendosi dell'assemblato del dominio solido del combustore e dei disegni bidimensionali forniti dall'azienda costruttrice.

Il dominio fluido è stato ottenuto come complementare del dominio solido dai disegni forniti dall'azienda. Per la realizzazione del dominio fluido sono state adottate alcune semplificazioni strategiche che hanno permesso di ottimizzare il processo di calcolo senza però affliggere l'accuratezza dei risultati numerici.

Tali semplificazioni consistono nell'eliminazione di quelle parti di geometria non significative per le simulazioni da effettuare; in particolare sono state eliminate gli alloggiamenti delle spine di fissaggio ricavati nella parete esterna della base del combustore, le zigrinature dell'inner flame tube e infine è stato allungato l'outer flame tube fino a coprire completamente i fori di diluizione posti nella parte finale dell'outer flame tube, in modo che l'ingresso dell'aria in camera di combustione sia posto a monte dei fori di diluizione.

L'eliminazione della zigrinature dell'inner flame tube in particolare consente di ottenere un notevole vantaggio nella realizzazione della griglia di calcolo, in quanto dopo i primi tentativi per l'ottenimento della mesh ci si è accorti che tali particolari costringevano il meshatore a infittire notevolmente la griglia per ottenerne la corretta discretizzazione, facendo così aumentare considerevolmente il numero di elementi totali e rendendo inaccettabili i tempi computazionali senza produrre miglioramenti apprezzabili nell'accuratezza della soluzione.

Lo spostamento dell'ingresso dell'aria in camera di combustione oltre i fori di diluizione consente invece il controllo della portata d'aria dedicata alla diluizione e quindi la ripartizione dell'aria tra diluizione, primary swirler, palettatura statorica e secondary swirler.

5.3.2 Realizzazione della griglia di calcolo

Al termine del lavoro di modellazione solida si è proseguito con la realizzazione della griglia di calcolo utilizzando il meshatore commerciale ANSYS ICEM che permette di ottenere mesh volumetriche tetraedriche ed esaedriche non strutturate. Per la discretizzazione del dominio fluido ANSYS ICEM chiede di impostare i parametri globali

della mesh che permettono di avere un controllo sulla dimensione quindi sul numero totale di elementi, riproducendo il più fedelmente possibile il dominio fluido compatibilmente all'onere computazionale della simulazione. In generale, la morfologia della griglia in zone critiche (quali, ad esempio, condotti di ridotte dimensioni rispetto alle altre entità geometriche, come il condotto di adduzione del combustibile sia pilot sia main, gli swirler, lo statore) e di conseguenza il modo in cui vengono discretizzate a mezzo della griglia di calcolo, può avere un peso sul comportamento fluidodinamico dell'analisi in esame e perciò può essere causa di modificazioni nella risoluzione dei fenomeni di scambio termico entro il dominio computazionale; per questo motivo in tutte le mesh realizzate la dimensione degli elementi è stata scelta in modo proporzionale alla dimensione delle varie zone del combustore. Un metodo per ridurre il dominio da discretizzare al calcolatore, e quindi il numero di elementi della griglia e i tempi di calcolo, è quello di individuare delle periodicità di tale dominio, in modo da lavorare solo su uno spicchio di geometria che si ripete. Tale riduzione di dominio, porta con sé un vantaggio computazionale non indifferente: a parità di elementi infatti questi risulteranno avere una dimensione caratteristica inferiore, discretizzando meglio la geometria e aumentando l'accuratezza di calcolo. Nel caso della Turbec T100 la geometria in esame è assialsimmetrica, ma presenta periodicità diverse se si considerano ad esempio il numero di canali del primary o del secondary swirler o i fori di diluizione, quindi non è stata possibile una riduzione angolare del dominio: è stato quindi discretizzato l'intero dominio fluido.

Dalla forma e dimensioni della griglia dipende l'accuratezza dei risultati. La corretta individuazione della griglia di calcolo diviene allora un nodo strategico e un punto di partenza fondamentale del processo, e richiede esperienza e lungimiranza nell'individuare i possibili problemi, per ottenere mesh al contempo accurate, ma non computazionalmente troppo complesse.

Al fine di individuare una griglia di calcolo che consentisse di ottenere una migliore convergenza numerica e risultati numerici più realistici sono state realizzate diverse tipologie di griglie:

- griglie tetraedriche: sono ancora le più utilizzate in ambito industriale grazie all'elevata flessibilità geometrica, che le rende adattabili alla totalità delle geometrie, e alla facilità di generazione automatica senza dispendio elevato di tempo. L'efficienza computazionale di una griglia tetraedrica è però inferiore a quella di una griglia esaedrica correttamente realizzata, a causa delle interpolazioni sugli spigoli e sulle celle che hanno inclinazione diversa e della necessità del maggiore numero di

elementi necessari a parità di dimensione degli elementi stessi. Una volta effettuato lo studio dei parametri corretti per l'ottenimento di una griglia adeguata per la geometria in esame, la realizzazione di griglie tetraedriche è generalmente rapida e semplice, in termini di velocità di procedura e di generazione dei volumi da parte del software di meshatura;

- griglie esaedriche: sono costituite da elementi di volume esaedrici, cioè composti da otto vertici e sei facce. Tale morfologia comporta una ridotta flessibilità geometrica, e una notevole complessità di generazione in relazione alle tetraedriche, cosa che ne limita l'utilizzo per geometrie complesse. Il vantaggio delle griglie esaedriche risiede nella possibilità di simulare in modo efficiente il flusso, grazie agli elementi che ne possono riprodurre la direzione principale se orientati nella direzione del campo di moto, e se ben realizzate si rivelano particolarmente efficaci nelle applicazioni in cui sono rilevanti gli effetti dello strato limite. Perdono tuttavia molti dei vantaggi nei casi in cui il flusso non si sviluppi in una direzione principale e qualora le geometrie siano notevolmente complesse. In generale il numero di elementi risulta inferiore alle griglie tetraedriche a parità di dimensione massima dell'elemento impostata, il rapporto è all'incirca 1:3. Questo permette di ridurre l'onere computazionale, che risulta contenuto anche per la possibilità di utilizzare schemi con ordine di risoluzione inferiore. Il numero di elementi non è tuttavia comparabile con quello delle griglie strutturate, sebbene siano morfologicamente simili;
- griglie ibride: costituite cioè da elementi di morfologia differente in zone diverse dello stesso dominio fluido. In genere si ha la compresenza di elementi tetraedrici e prismatici oppure di elementi esaedrici, tetraedrici e piramidali. Una griglia ibrida può essere ottenuta sostanzialmente in due modi: per estrusione degli elementi tetraedrici a ridosso di una parete o come unione di una griglia tetraedrica e di una esaedrica in corrispondenza di superfici appositamente definite che fungono da interfacce. Il secondo approccio, più avanzato e complesso da ottenere, prevede la realizzazione in una zona di una griglia esaedrica e nell'altra di una mesh tetraedrica.

-
Data la geometria della camera di combustione della micro turbina Turbec T100 sono state realizzate griglie ibride a elementi tetraedrici ed esaedrici mediante il secondo approccio. La zona della base del combustore, in cui si trovano i condotti di mandata del combustibile pilot e main, la palettatura statorica nella quale avviene la premiscelazione di aria e combustibile proveniente dalla linea main, gli swirler, la primary zone (detta anche

bicchierino): i vari iniettori e condotti degli swirler, nonché la stessa zona di combustione primaria sono caratterizzate da una geometria complicata e da dimensioni molto diverse tra loro, per cui si presta per la discretizzazione tramite mesh tetraedrica. La zona di combustore racchiusa dall'inner flame tube e la zona fra outer e inner flame tube, nella quale passa l'aria proveniente dal compressore, sono caratterizzate da domini fluidi ampi e piuttosto regolari, per cui si prestano invece a una meshatura esaedrica. Le due mesh sono state create separatamente e poi unite a formare un'unica mesh ibrida tetraedrica-esaedrica.

In totale sono state realizzate tre mesh diverse per tipologia e numero di elementi:

- Mesh tetraedrica da 1100000 elementi;
- Mesh tetraedrica da 2100000 elementi;
- Mesh ibrida tetraedrica ed esaedrica da 1000000 elementi (Figura 5. 4).
-

La mesh tetraedrica da 2100000 elementi presenta raffittimenti nella zona primaria di combustione (bicchierino), nei due swirler e nel dominio delimitato dall'inner flame tube.

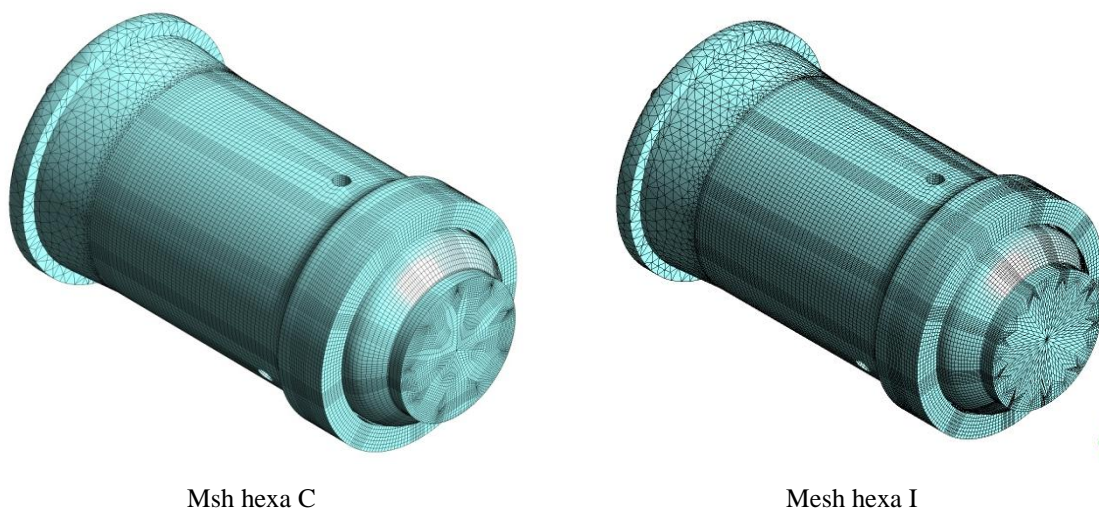


Figura 5. 4 - Confronto mesh ibride tetraedriche-esaedriche

Per la realizzazione delle due mesh ibride si è proceduto con l'approccio che prevede la realizzazione separata delle due tipologie di mesh, che vengono poi unite alla fine tramite l'operazione di *Merge*.

La griglia esaedrica che discretizza la parte di dominio interna all'inner flame tube e la parte di dominio compresa tra outer e inner flame tube (condotto di ingresso dell'aria) è stata realizzata separatamente per queste due zone in modo da facilitare le operazioni di modellazione dei blocchi. Per entrambe le zone esaedriche l'approccio utilizzato è stato

quello *Bottom-Up*, cioè si è proceduto a realizzare i blocchi costruendoli l'uno a partire da quello adiacente piuttosto che per tagli ed eliminazioni successive. Come si può vedere dalla Figura 5. 5 le due mesh ibride, che sono state chiamate hexa C ed hexa I, si differenziano per la morfologia dei blocchi e quindi per la morfologia degli elementi che discretizzano il dominio fluido delimitato dall'inner flame tube, cioè la zona in cui avviene la combustione secondaria. Tali blocchi sono stati generati a partire da forme diverse: la hexa C estrudendo verso l'asse del combustore i blocchi di partenza posizionati all'interno dei fori di diluizione e ottenendo perciò blocchi a forma di parallelepipedo; per la hexa I sono stati usati blocchi di forma trapezoidale a partire dai blocchi nei fori di diluizione, senza prima estruderli come fatto per la hexa C. Entrambe le mesh sono complesse e di difficile realizzazione, per la difficoltà nell'ottenere contemporaneamente griglie regolari e simmetriche e il minor numero di angoli acuti possibili. La hexa C presenta un numero elevato di vertici, ma allo stesso tempo ha un minor numero di angoli acuti, che sono causa di qualità inferiori della mesh; la hexa I presenta un minor numero di vertici, ma un maggior numero di angoli acuti.

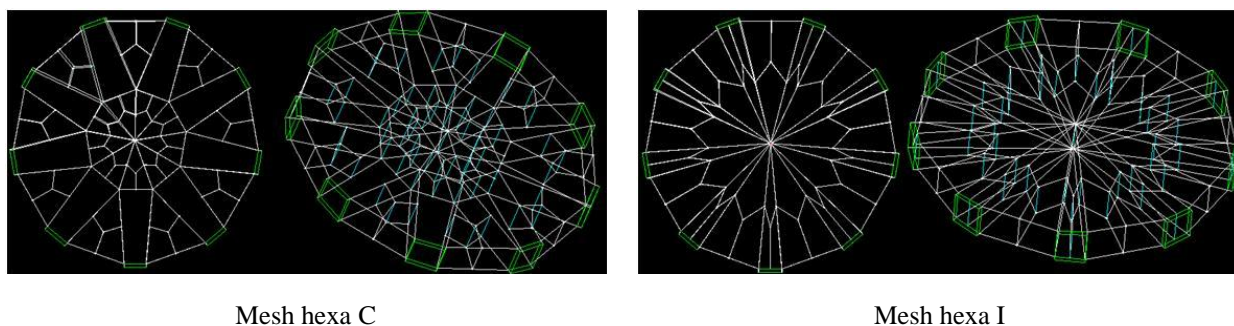


Figura 5. 5 - Confronto mesh esaedriche

Le tre griglie realizzate (le due tetraedriche e le due ibride) sono state valutate, attraverso un'analisi di sensibilità, in termini di tempo necessario alla loro realizzazione, accuratezza del calcolo e velocità delle simulazioni.

5.3.3 Impostazione della simulazione in ANSYS CFX11.0 Pre

La seconda fase dell'analisi termofluidodinamica numerica del combustore della micro turbina Turbec T100 consiste nell'impostazione della simulazione numerica (pre-processamento) nel codice commerciale ANSYS CFX mediante la definizione delle condizioni al contorno per i sottodomini che devono essere simulati. In questo caso verranno simulati: i) il dominio fluido della camera di combustione entro l'inner flame tube,

ii) il dominio fluido in cui si ha il passaggio dell'aria che arriva agli swirler (zona compresa fra outer e inner flame tube), iii) il dominio fluido dei condotti di alimentazione del combustibile per le due linee pilot e main.

Per il settaggio del dominio fluido della camera di combustione è necessario impostare i parametri caratterizzanti il fenomeno fisico quali: la tipologia di scambio termico, le reazioni di ossidazione con i relativi schemi di reazione, le sostanze reagenti di più comune utilizzo, i modelli di combustione e irraggiamento, se desiderato. I materiali e le reazioni di ossidazione più comuni sono già implementate nella libreria di ANSYS CFX, tuttavia, se non si trova il caso di interesse si possono creare sia nuovi materiali sia nuove reazioni.

Le simulazioni che si vogliono impostare per l'analisi in questione sono di tipo stazionario e riguardano la combustione di metano puro e aria proveniente dal compressore preriscaldata tramite un rigeneratore di calore; il ciclo termico della micro turbina a gas oggetto dello studio, il cui schema in Figura 5. 6 ne fornisce una descrizione, è il Brayton rigenerativo.

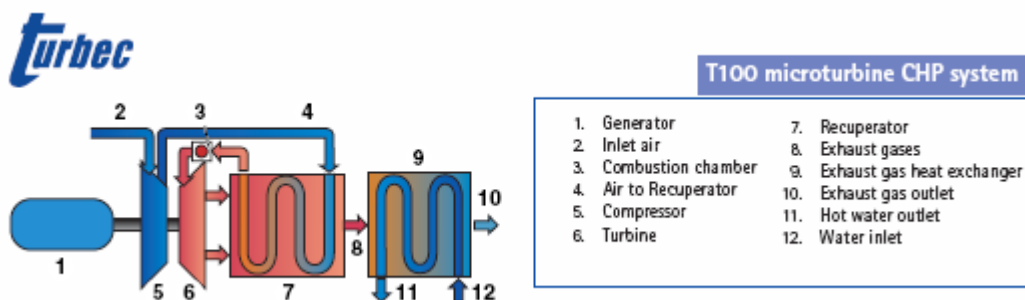


Figura 5. 6 - Schema dell'impianto della micro turbina a gas Turbec T100

Dominio Fluido

Per quanto riguarda il dominio fluido della camera di combustione sono stati implementati i seguenti modelli:

- Modello di turbolenza: k-ε e BSL-RSM;
- Modello di combustione: EDM e EDM&FRC;
- Schema di reazione: schema di default di ANSYS CFX (WD2- 2step);
- Modello di irraggiamento: Discrete Transfer;
- Heat Transfer: Thermal Energy;
- Reference Pressure: 1 bar.

Per quanto riguarda il modello di turbolenza da associare al dominio fluido all'interno del combustore si è scelto di effettuare le analisi numeriche comparando due modelli di turbolenza: il modello k-ε (modello di turbolenza a due equazioni) e il BSL RSM che invece appartiene al gruppo dei modelli di turbolenza complessi a sette equazioni. Il k-ε è stato scelto poichè tra i modelli di turbolenza a due equazioni risulta essere il più robusto e il più testato; il BSL RSM poichè, da studi effettuati in precedenza, risulta essere il migliore tra i modelli di turbolenza complessi in termini di accuratezza e impegno computazionale.

Condizioni al contorno all'ingresso

Per la definizione delle condizioni in ingresso si è tenuto conto di dati provenienti dall'azienda costruttrice della macchina. L'azienda ha simulato il funzionamento della microturbina in questione mediante un programma di ciclo termodinamico, che tra gli altri risultati ha fornito i valori di portata, pressione e temperatura dell'aria in ingresso al combustore. La portata in massa di combustibile è stata stimata attraverso il bilancio energetico del combustore e la ripartizione delle portate tra le due linee di alimentazione (pilot e main) calcolata in base alle indicazioni dell'azienda costruttrice, la quale ha ipotizzato che nella linea pilot entrasse il 15 % della portata totale di combustibile e di conseguenza l'85 % nella linea main. Purtroppo non si dispone ad oggi di misure sperimentali di tali portate.

D S A - Dynamic Systems Analyzer Program										DSA V2.0-026P 000215
Serie2 anpassad 020301										Printed 23-OCT-2009 16:02:17
Case 1										
Node	Temperature	Pressure	Massflow	V/A ratio	F/A ratio	NVAR 6	NVAR 7	NVAR 8		
1	291.000	101300.00	0.785294	0.000000	0.000000	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	Engine Inlet
2	291.000	101300.00	0.785294	0.000000	0.000000	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	Comp. Inlet pre
3	291.198	101300.00	0.786080	0.000000	0.000000	1.9009	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	Compressor Inle
4	486.720	444708.72	0.786080	0.000000	0.000000	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	Compressor Disc
5	486.720	444708.72	0.777433	0.000000	0.000000	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	Comp. out, post
6	486.720	442345.78	0.777433	0.000000	0.000000	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	H/E air in pre-
7	486.720	442345.78	0.777433	0.000000	0.000000	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	H/E air inlet
8	871.220	435397.22	0.777433	0.000000	0.000000	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	Heat exchanger
9	871.220	435397.22	0.765772	0.000000	0.000000	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	H/E air-out pos
10	871.220	430553.31	0.765772	0.000000	0.000000	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	Comb entry pre-
11	871.220	430553.31	0.765772	0.000000	0.000000	0.69814E-02	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	Combustion entri
12	1223.000	409025.66	0.772753	0.000018	0.009098	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	Combustor outle
13	1223.000	408132.91	0.772753	0.000018	0.009098	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	Turbine inlet
14	920.702	99683.51	0.772753	0.000018	0.009098	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	Turbine exit
15	916.588	99683.51	0.780614	0.000018	0.009006	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	Turbine exit pc
16	916.588	104616.05	0.780614	0.000018	0.009006	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	Turbine Diffuse
17	916.588	104520.01	0.780614	0.000018	0.009006	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	H/E gas inlet f
18	916.588	104520.01	0.780614	0.000018	0.009006	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	H/E gas inlet f
19	915.935	104519.74	0.792275	0.000018	0.008872	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	H/E gas inlet f
20	550.171	101809.02	0.792275	0.000018	0.008872	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	Heat exchanger
21	550.171	101809.02	0.792275	0.000018	0.008872	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	H/E gas outlet
22	550.171	101809.02	0.792275	0.000018	0.008872	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	Installation ex
Node	Shaft speed	Power	Gpos	Delta P	NVAR 5	NVAR 6	NVAR 7	NVAR 8		
23	70000.000	-156560.11	0.000000	0.000000	0.000000	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	Compressor
24	70000.172	276517.78	0.000000	0.000000	0.000000	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	Turbine
25	70000.172	117957.67	0.000000	0.000000	0.000000	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	Engine output
Node	Shaft speed	Power	Torque	Spec. Power	Efficiency	SFC (g/kWh)				
26	70000.172	109121.69	14.89	138956.47	0.32423	230.32				

Figura 5.7 - Risultati del programma di ciclo termodinamico

Al dominio fluido compreso fra outer e inner flame tube, in cui si ha il passaggio dell'aria, è stata applicata una condizione al contorno di *inlet*, cui si imposta il valore della portata in massa d'aria nella sezione di ingresso dell'aria, la temperatura alla quale si trova il fluido, direzione e turbolenza del flusso. Il valore di temperatura di ingresso dell'aria in camera di combustione si ipotizza pari al valore di uscita dal rigeneratore. Il dominio fluido di alimentazione del combustibile è stato diviso nei due condotti di alimentazione pilot e main, in quanto sono fisicamente separati e introducono portate diverse. La condizione al contorno è di *inlet*, quindi come per l'aria, sono state impostate le portate in massa nelle rispettive sezioni di ingresso di linea pilot e main, insieme alla composizione del combustibile in ingresso. Il valore di temperatura del combustibile in ingresso è stato ipotizzato a temperatura ambiente: 20° C, pari a 333 K. Per quanto riguarda la composizione, l'aria comburente si suppone composta solamente da ossigeno e azoto, con frazioni in massa rispettivamente di 0.23 e 0.77.

Sia per l'ingresso di aria sia per l'ingresso di combustibile è stato specificato un valore di turbolenza medio del flusso in ingresso, pari al 10 % (opzione implementata nel codice).

In Tabella 1 sono riportati i valori delle condizioni di *inlet* per aria e combustibile.

Tabella 5. 1 - Condizioni al contorno sulla superficie di inlet

	Ingresso aria	Ingresso combustibile linea pilot	Ingresso combustibile linea main
Portata in massa	0.7658 [kg/s]	1.025 [g/s]	5.942 [g/s]
Temperatura [K]	871	333	333
Direzione flusso	normale alla sezione d'ingresso	normale alla sezione d'ingresso	normale alla sezione d'ingresso
Turbolenza	10 %	10 %	10 %
Frazioni in massa	O ₂ 0.23 N ₂ 0.77	CH ₄ 1.00	CH ₄ 1.00

Condizioni al contorno all'uscita

Come condizione al contorno di uscita dalla camera di combustione è stata impostata la pressione statica dei fumi sulla sezione di uscita, il cui valore è stato ottenuto dalla simulazione di ciclo termodinamico effettuata dalla casa costruttrice della micro turbina ed è pari a 409025 Pa.

Condizioni al contorno di parete

Sono inoltre necessarie le condizioni di parete su inner e outer flame tube, che consistono nell'imposizione di una temperatura di parete: per l'inner flame tube si è scelta la temperatura di 1000 K, mentre per l'outer flame tube 600 K. Per le rimanenti superfici è stata impostata la condizione di adiabaticità, che in ambiente di pre-processamento significa applicare la condizione di flusso termico nullo a tutte le equazioni di trasporto.

5.3.1 Confronto fra risultati numerici e sperimentali

In questa fase è prevista l'analisi critica dei risultati delle simulazioni numeriche mediante il confronto diretto con i dati derivanti da prove sperimentali eseguite dal CNR di Napoli sulla microturbina installata a banco prova presso l'Istituto Motori. I dati presi in considerazione per il confronto numerico-sperimentale sono parametri globali quali le emissioni allo scarico, la temperatura media di uscita dal combustore, la pressione di ingresso in camera di combustione, la potenza termica introdotta con il combustibile.

Attualmente si è in possesso dei dati sperimentali provenienti dall'azienda costruttrice, per cui si è effettuato un primo confronto con essi. In Tabella 5. 2 si riportano i dati forniti da Turbec.

Tabella 5. 2 - Dati sperimentali forniti dall'azienda costruttrice

Pressione in ingresso	P_{in}	[Pa]	430553
Temperatura in uscita (TIT)	T_{out}	[K]	1223
Potenza termica	P_{th}	[kW]	334.4
NO_x @ 15 % O₂		ppm	< 15
CO @ 15 % O₂		ppm	< 15

In Tabella 5. 3 si riportano i risultati in termini quantitativi ricavati dal post-processamento delle simulazioni numeriche effettuate per i diversi casi. Sono stati calcolati gli stessi parametri globali di cui i valori sono stati messi a disposizione dall'azienda costruttrice): pressione in ingresso calcolata nella sezione di ingresso dell'aria attraverso la media sulla portata in massa sull'intera sezione, la temperatura sulla sezione di uscita del combustore attraverso la media della portata in massa di gas caldi sull'intera sezione (tale temperatura si può considerare pari alla temperatura di ingresso in turbina, TIT), la potenza termica sviluppata in camera di combustione attraverso l'equazione seguente:

$$P = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad \text{Eq. 5.1}$$

Dove P è la potenza, \dot{m} è la portata in massa di combustibile [kg/s], c_p il calore specifico a pressione costante [kJ/kg K], T_{out} la temperatura dei fumi in uscita dal combustore [K], T_{in} la temperatura in ingresso di aria e combustibile [K].

Il valore di portata in massa di combustibile è stato calcolato sulla sezione di uscita del combustore, come anche la temperatura di uscita dei fumi; la temperatura in ingresso di aria e combustibile è stata calcolata come media tra i due fluidi pesata secondo la loro portata in massa, il calore specifico a pressione costante è stato calcolato con una media sul volume che il codice di calcolo esegue sull'intero dominio fluido.

Tabella 5.3 - Analisi di sensibilità ai modelli numerici e alla griglia di calcolo

Confronto modelli di combustione: griglia tetra da 1100k elementi, modello k-ε			
		EDM	EDM-FRC
E % pressione in ingresso	E_p %	0.37	0.90
E % temperatura in uscita	E_T %	1.16	1.13
E % potenza termica	E_{Pth} %	1.65	1.84
Confronto modelli di turbolenza: griglia tetra da 1100k elementi, modello EDM-FRC			
		EDM-FRC - k-ε	EDM-FRC - BSL RSM
E % pressione in ingresso	E_p %	0.90	0.84
E % temperatura in uscita	E_T %	1.13	1.15
E % potenza termica	E_{Pth} %	1.84	3.20
Sensibilità delle griglie esaedriche: modelli EDM e k-ε			
		Griglia hexa C	Griglia hexa I
E % pressione in ingresso	E_p %	-0.11	-0.12
E % temperatura in uscita	E_T %	2.60	2.56
E % potenza termica	E_{Pth} %	7.92	7.43
Confronto tra modelli: griglia esaedrica tipo I			
		EDM - k-ε	EDM-FRC - BSL RSM
E % pressione in ingresso	E_p %	-0.12	0.50
E % temperatura in uscita	E_T %	2.56	1.68
E % potenza termica	E_{Pth} %	7.43	5.32

Confronto tra modelli: griglia tetraedrica da 2100k elementi

		EDM - k-ε	EDM-FRC -BSL RSM
E % pressione in ingresso	E_p %	0.19	0.79
E % temperatura in uscita	E_T %	2.68	1.28
E % potenza termica	E_{Pth} %	7.82	3.47

Infine, si completa il confronto tra dati numerici e sperimentali confrontando i valori delle emissioni, tra valori ricavati dalla simulazione numerica e il valore delle emissioni di CO e NO in ppm riferiti al 15 % di ossigeno, che l'azienda costruttrice garantisce essere (da catalogo) inferiori a 15 ppm @15 % O₂.

Nella tabella seguente sono riportati i valori ottenuti dalle simulazioni numeriche per i diversi casi simulati. In particolare sono stati riportati i risultati ottenuti nel caso di due diverse griglie (la griglia esaedrica hexa I e la griglia tetraedica da 2100000 elementi), per i due modelli di turbolenza (k-ε e BSL-RSM) e per i due modelli di combustione (EDM e EDM-FRC).

Tabella 5. 4 - Valori di emissioni per i casi analizzati

Griglia hexa I

		EDM - k-ε	EDM-FRC - BSL RSM
CO	Frazione in volume	$1.77 \cdot 10^{-8}$	$7.13 \cdot 10^{-7}$
	ppm @15 % O ₂	0.02	0.90
NO	Frazione in volume	$4.10 \cdot 10^{-5}$	$1.20 \cdot 10^{-5}$
	ppm @15 % O ₂	52.05	15.21
CO₂	Frazione in volume	$1.61 \cdot 10^{-2}$	$1.61 \cdot 10^{-2}$

Griglia tetra 2100k

		EDM - k-ε	EDM-FRC - BSL RSM
CO	Frazione in volume	$1.96 \cdot 10^{-8}$	$4.57 \cdot 10^{-7}$
	ppm @15 % O ₂	0.02	0.58
NO	Frazione in volume	$3.08 \cdot 10^{-5}$	$6.63 \cdot 10^{-5}$
	ppm @15 % O ₂	39.06	84.12
CO₂	Frazione in volume	$1.61 \cdot 10^{-2}$	$1.60 \cdot 10^{-2}$

Dal confronto dei vari modelli si può notare che si ottengono migliori risultati applicando il modello di combustione EDM-FRC insieme al modello di turbolenza BSL-RSM. Tale risultato in accordo con altri studi effettuati su camere di combustione dai quali si era potuto constatare che, in particolar modo per combustori con swirler, il modello EDM-FRC consente di ottenere risultati più attendibili. Per quanto riguarda la griglia di calcolo si è visto che le griglie tetraedriche consentono di ottenere un errore inferiore rispetto ai valori dei dati sperimentali a disposizione. Le griglie ibride tetraedriche-esaedriche al contrario consentono di ottenere un raggiungimento della convergenza numerica molto migliore rispetto alle griglie completamente tetraedriche. I valori dei residui sulle equazioni di bilancio sono infatti fino a due ordini di grandezza inferiori e i grafici di convergenza mostrano un andamento più stabile. Per questo motivo si è deciso di utilizzare per tutte le analisi numeriche di seguito presentate la griglia ibrida hexa I con il modello di combustione EDM-FRC ed il modello di turbolenza BSL-RSM.

Variatione della portata d'aria in ingresso alla camera di combustione

Una delle analisi che si possono effettuare mediante il codice di calcolo è la determinazione delle portate di aria attraverso particolari zone del dominio fluido, come per esempio attraverso i fori gli swirler e i fori di diluizione. In questo modo si è potuta determinare la ripartizione dell'aria proveniente dal compressore.

I risultati presentati sono stati ottenuti dalle simulazioni numeriche: i valori per primary swirler e fori di diluizione direttamente dal post-processamento della simulazione numerica, il valore della portata d'aria al secondary swirler come differenza tra la portata d'aria in ingresso della camera di combustione e le portate al primary swirler e ai fori di diluizione.

In Tabella 5. 5 sono riportati i risultati ottenuti dalla simulazione con portata d'aria in ingresso del combustore pari al valore indicato dall'azienda. La percentuale si riferisce al valore di portata d'aria che passa attraverso la zona indicata e il totale dell'aria in ingresso in camera di combustione.

Tabella 5. 5 - Ripartizione della portata d'aria tra i due swirler e i fori di diluizione

	Portata d'aria [kg/s]	Ripartizione portata d'aria
Primary swirler	0.022604	3 %
Secondary swirler	0.305180	40 %
Diluizione	0.437988	57 %
Portata d'aria dal compressore	0.765772	100 %

Qiondi è interessante notare che, in termini percentuali, la ripartizione dell'aria tra i due swirler e i fori di diluizione non cambia al variare della portata in massa d'aria in ingresso della camera di combustione. In Tabella 4 sono riportati i valori corrispondenti a simulazioni effettuate con una variazione del +/- 10 % e del +/- 20 % della portata d'aria in ingresso della camera di combustione. Si pensa che questo comportamento sia dovuto al fatto che i fattori di perdita concentrata nelle varie zone del combustore siano gli stessi e che quindi la ripartizione percentuale rimanga costante.

Tabella 5. 6 - Ripartizione della portata d'aria tra i due swirler e i fori di diluizione

	- 20 %		- 10 %		+ 10 %		+ 20 %	
Primary swirler	0.017287	3 %	0.019519	3 %	0.023898	3 %	0.026839	3 %
Secondary swirler	0.245143	40 %	0.275763	40 %	0.336890	40 %	0.367411	40 %
Diluizione	0.350210	57 %	0.393938	57 %	0.481592	57 %	0.524710	57 %
Portata d'aria dal comp	0.612640	100 %	0.689220	100%	0.842380	100%	0.918960	100%

In Tabella 5. 7 sono riportati invece i valori del coefficiente di eccesso d'aria λ , calcolato tramite l'Eq. 5. 2, in cui m_A/m_F è il rapporto tra le portate in massa di aria e di combustibile e il pedice “st” indica che il rapporto è da intendere in condizioni stechiometriche:

$$\lambda = \frac{(m_A / m_F)}{(m_A / m_F)_{st}} \quad \text{Eq. 5. 2}$$

Tabella 5. 7 - Coefficiente di eccesso d'aria per le due linee del combustibile

Portata combustibile linea main						
$m_{f \text{ MAIN}}$	kg/s	0.005942	0.005942	0.005942	0.005942	0.005942
$m_{a \text{ st MAIN}}$	kg/s	0.103391	0.103391	0.103391	0.103391	0.103391
Lambda MAIN	-	2.37	2.67	2.95	3.26	3.55
Portata combustibile linea pilot						
$m_{f \text{ PILOT}}$	kg/s	0.001025	0.001025	0.001025	0.001025	0.001025
$m_{a \text{ st PILOT}}$	kg/s	0.017835	0.017828	0.017835	0.017828	0.017828
Lambda PILOT	-	0.97	1.09	1.27	1.34	1.51

Nelle figure seguenti vengono riportati alcuni dei risultati più significativi delle simulazioni numeriche relativi alla variazione della portata in massa d'aria proveniente dal compressore.

Per quanto riguarda le linee di flusso non si notano delle variazioni significative nella morfologia e nella posizione dei vortici entro il combustore. Infatti si può riscontrare la presenza di vortici localizzati nelle stesse zone della camera di combustione: i vortici d'angolo in corrispondenza dell'uscita della linea main e i due vortici controrotanti nella sona di uscita del combustore. Anche i valori di velocità nelle varie zone non subiscono variazioni rilevanti.

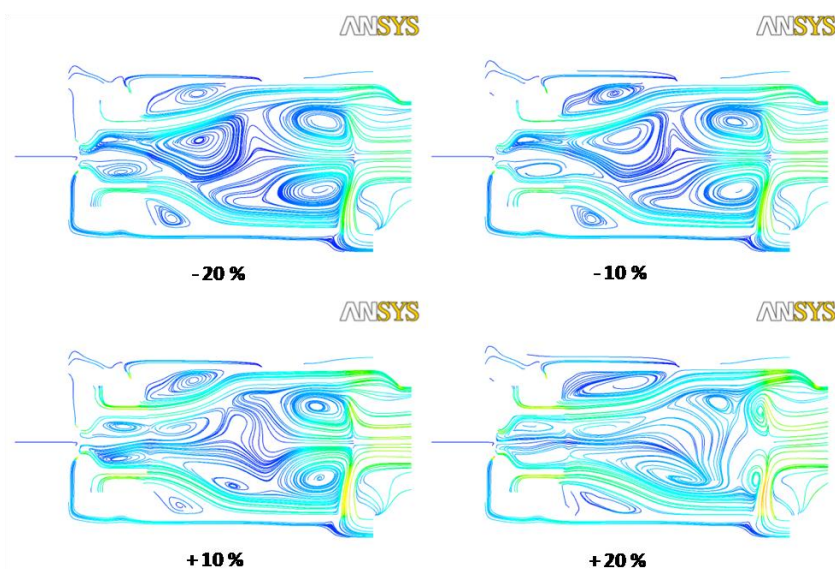


Figura 5. 8 - Linee di flusso per i quattro casi

Per quanto riguarda il profilo di temperatura si può vedere dalla figura seguente come si modificano le temperature raggiunte in particolare all'interno del bicchierino. Si raggiungono temperature superiori a 2500 K nel caso di una riduzione del 20 dell'aria %, mentre la temperatura massima si riduce fino ad un valore di 2000 K per un aumento del 20 % della portata d'aria. Infatti l'aggiunta di aria determina una diluizione dei gas caldi e quindi una diminuzione della temperatura adiabatica di fiamma. Si può inoltre notare che al variare della portata d'aria il profilo di temperatura subisce delle modifiche dal punto di vista quantitativo e non qualitativo: infatti si ha una variazione dei valori di temperatura massima ma non nella loro distribuzione spaziale entro il combustore. I valori di

temperatura massima sono quindi in tutti i casi localizzati all'uscita della linea pilot e quindi entro il bicchierino.

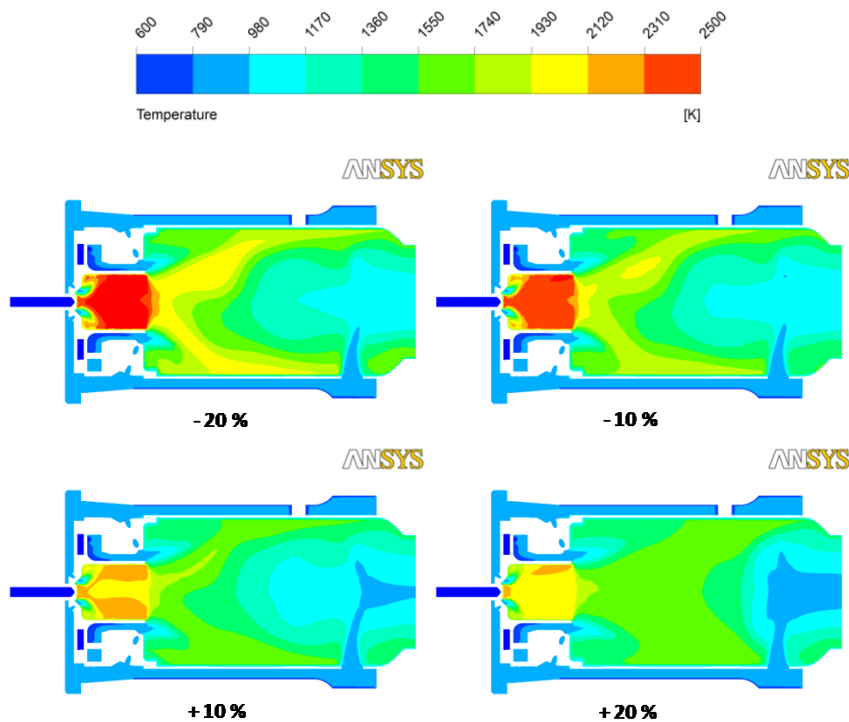


Figura 5. 9 - Distribuzione di temperatura per i quattro casi

La frazione in massa di NO è in accordo con quanto evidenziato dai profili di temperatura: infatti per i due casi che presentano valori inferiori della portata d'aria si possono riscontrare le maggiori concentrazioni di NO. Infatti i maggiori valori di temperatura raggiunti (visualizzati in Figura 5. 9) catalizzano il processo di formazione dei "Thermal NO".

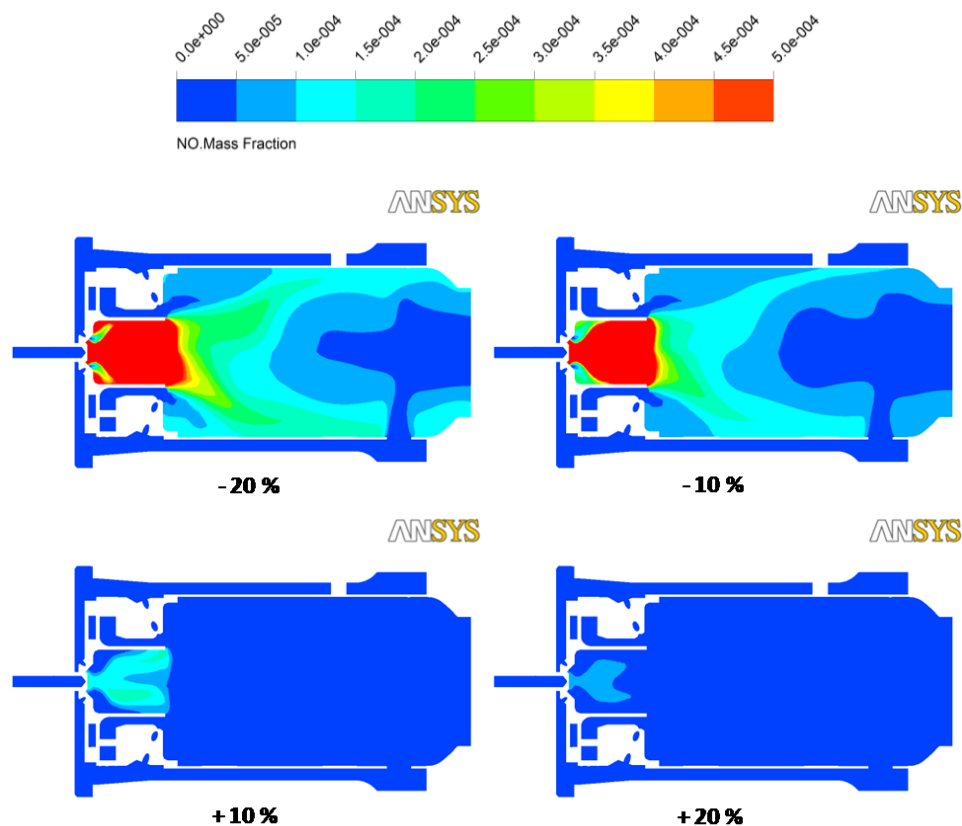


Figura 5. 10 - Frazione in massa dell'NO per i quattro casi analizzati

In Tabella 5. 8 sono riassunti i principali risultati delle simulazioni numeriche in termini di TIT e di potenze termiche raggiunte. Si può notare che, a parità di portata di combustibile introdotta, nei cinque casi considerati si ottengono gli stessi valori di potenza termica fornita dal combustibile. Tale risultato evidenzia la buona attendibilità del codice nell'applicazione dei modelli di combustione. Per quanto riguarda invece il valore di temperatura media calcolata sulla superficie di uscita del combustore (indicata in tabella come TIT) si notano delle variazioni significative: si passa infatti da un valore di 1278 K nel caso di una diminuzione del 20 % della portata d'aria ad un valore di 1149 K nel caso di un incremento del 20 % di tale portata. Al variare della portata d'aria e quindi della TIT si ha una variazione del rendimento complessivo della microturbina quindi una variazione della potenza elettrica ottenuta a parità di combustibile introdotto.

Tabella 5. 8 - Potenze termiche nei cinque casi analizzati

		-20 %	-10 %	STANDARD	+ 10 %	+ 20 %
ma	kg/s	0.61264	0.6892	0.7658	0.84238	0.91896
TIT	K	1278	1234	1202	1175	1149
T in AIR	K	871	871	871	871	871
m AIR	kg/s	0.612640	0.689220	0.765772	0.842380	0.918960
T in FUEL	K	333	333	333	333	333
m FUEL	kg/s	0.006967	0.006967	0.006967	0.006967	0.006967
Potenza termica	kW	307	308	311	314	313

Per quanto riguarda le emissioni all'uscita del combustore si può notare che ci sono delle variazioni significative solamente per quanto riguarda le emissioni di NO. Infatti si passa dai 63.4 ppm nel caso delle diminuzione di aria del 20 % ai 1.5 ppm per un aumento della portata del 20%. L'aumento della portata d'aria consente infatti di ottenere minori valori di temperatura entro il combustore e quindi di inibire la formazione dei cosiddetti "Thermal NO" che sono i NO la cui formazione è catalizzata dalla temperatura.

I valori delle emissioni sono relativi ad una percentuale di ossigeno pari al 15%. Nel caso standard, indicato con STD in tabella, sono stati calcolati 15.2 ppm di NO il quale è in accordo con quanto dichiarato dall'azienda costruttrice che garantisce un'emissione di NOx inferiore ai 15 ppm.

Tabella 5. 9 - Emissioni allo scarico al variare della percentuale d'aria

		-20 %	-10 %	STANDARD	+ 10 %	+ 20 %
CO	Frazione in volume	$6.29 \cdot 10^{-7}$	$6.57 \cdot 10^{-7}$	$7.13 \cdot 10^{-7}$	$7.78 \cdot 10^{-7}$	$7.73 \cdot 10^{-7}$
	ppm @15 % O ₂	0.67	0.77	0.90	1.06	1.13
NO	Frazione in volume	$5.92 \cdot 10^{-5}$	$4.53 \cdot 10^{-5}$	$1.20 \cdot 10^{-5}$	$3.23 \cdot 10^{-5}$	$9.88 \cdot 10^{-5}$
	ppm @15 % O ₂	63.43	53.29	15.21	4.40	1.45
CO₂	Frazione in volume	$2.00 \cdot 10^{-2}$	$1.77 \cdot 10^{-2}$	$1.61 \cdot 10^{-2}$	$1.47 \cdot 10^{-2}$	$1.35 \cdot 10^{-2}$

Variazione della ripartizione del combustibile fra linea pilot e linea main

Dopo la valutazione dell'influenza della portata d'aria introdotta dal combustore, si è deciso di investigare il comportamento del combustore la variare della ripartizione del combustibile fra la linea main e la linea pilot.

Nella simulazione standard considerata era stata impostata una ripartizione che prevedeva che il combustibile si ripartisse per il 15 % alla linea pilot e per l'85 % alla linea main. Tali valori sono stati scelti in base a quanto riferito dall'azienda produttrice. I valori percentuali però non sono stati misurati sperimentalmente con un misuratore di portata, ma sono stati dedotti sulla base del grado di apertura delle valvole che regolano la portata di combustibile che fluisce alle due linee. Pertanto esiste un valore di incertezza non trascurabile sui valori di portata di combustibile nelle due linee.

Per tale motivo si è ritenuto interessante valutare quali sono le variazioni più significative che si hanno qualora si abbia una variazione della ripartizione.

Inoltre i valori di portata comunicati dall'azienda produttrice sono riferiti al funzionamento della turbina a pieno carico. In fase di avviamento della macchina o nel caso del suo funzionamento a carico parziale si ha una diversa regolazione della portata di combustibile. Tale regolazione viene fatta infatti grazie ad un sistema elettronico che regola l'apertura delle varie valvole in funzione dei valori delle emissioni allo scarico.

Sono stati analizzati quindi i seguenti quattro casi:

- 20 % alla linea pilot e 80 % alla linea main (P20-M80);
- 30 % alla linea pilot e 70 % alla linea main (P30-M80);
- 65 % alla linea pilot e 35 % alla linea main (P65-M35);
- 85 % alla linea pilot e 15 % alla linea main (P85-M15).

Dall'analisi delle linee di flusso si può notare che la fluidodinamica della combustione non subisce variazioni significative al variare della portata di combustibile. Infatti si può riscontrare la presenza di vortici localizzati nelle stesse zone della camera di combustione: i vortici d'angolo in corrispondenza dell'uscita della linea main e i due vortici controrotanti nella zona di uscita del combustore. Anche i valori di velocità nelle varie zone non subiscono variazioni rilevanti.

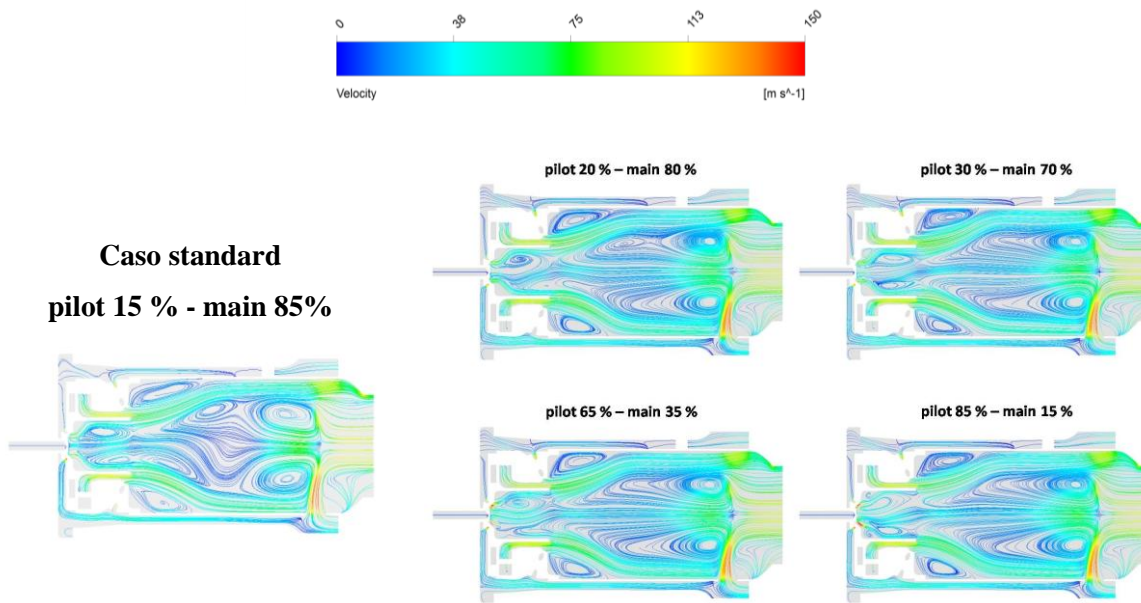


Figura 5. 11 - Linee di flusso

Per quanto riguarda la distribuzione di temperatura si notano invece delle variazioni significative nella morfologia della fiamma. Infatti all'aumentare della percentuale di combustibile che va alla linea pilot si ha una diminuzione del valore di temperatura in corrispondenza del bicchierino ed uno spostamento della zona in cui si hanno i valori massimi di temperatura in direzione assiale. Tale risultato evidenzia come la variazione della ripartizione del combustibile fra le due linee consente di modificare notevolmente le caratteristiche della fiamma nella zona del bicchierino e quindi di distaccare la fiamma dalle sue pareti. Si può inoltre notare che al di fuori dal bicchierino la morfologia della fiamma non subisce variazioni: in tutti i casi è presente una biforcazione della fiamma dovuta alla presenza dei due vortici nella zona centrale della camera di combustione simmetrici rispetto all'asse del combustore stesso.

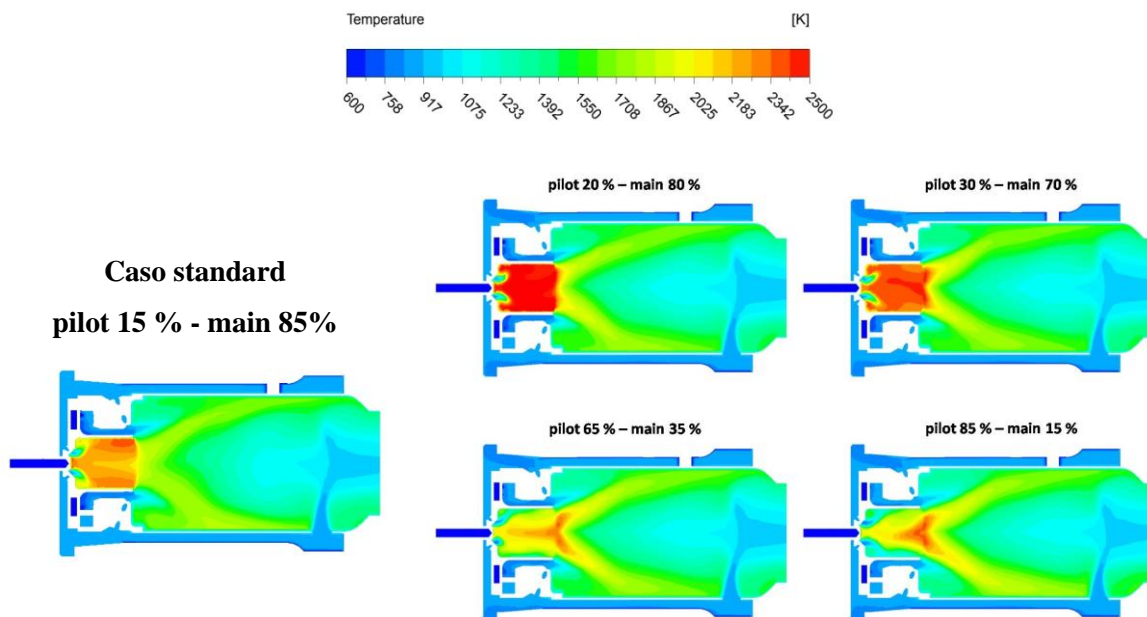


Figura 5.12 - Distribuzione di temperatura

La variazione della morfologia della fiamma è confermata dalla diversa distribuzione della frazione in massa di CH_4 : se infatti nel caso di una minor percentuale di combustibile alla linea pilot si evidenzia un consumo di CH_4 in corrispondenza dell'uscita della linea pilot stessa, nel caso di un aumento di combustibile in tale linea si ha un consumo localizzato in corrispondenza dell'uscita del combustibile dalla linea main e dell'uscita dell'aria dallo swirler secondario.

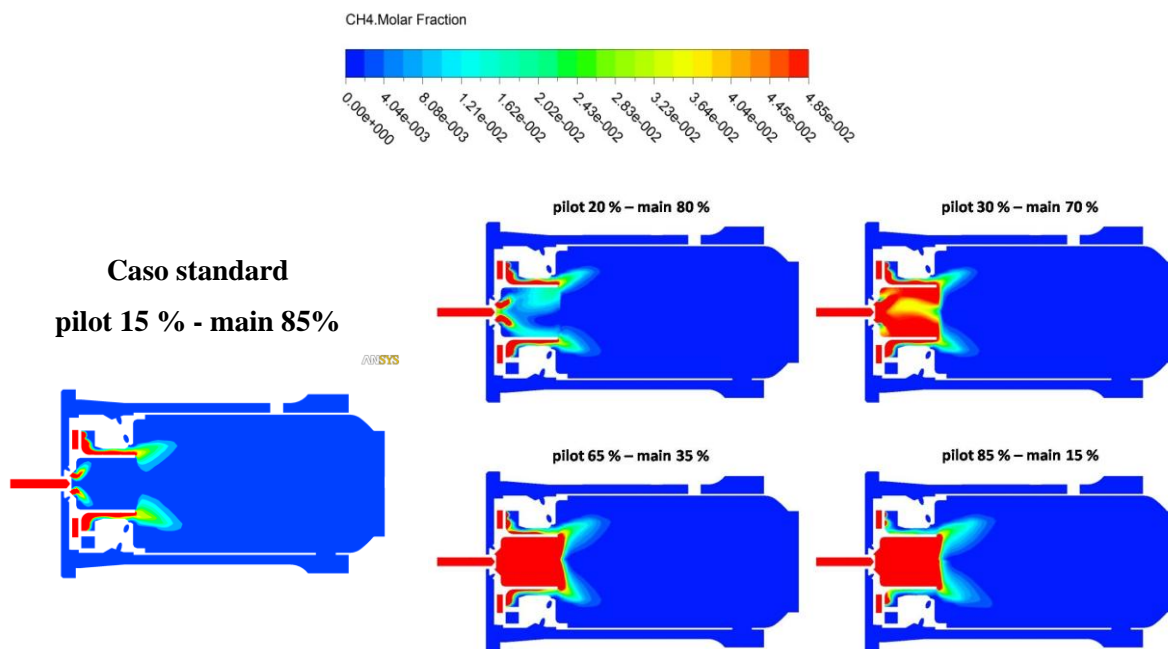


Figura 5.13 - Frazione molare di CH_4

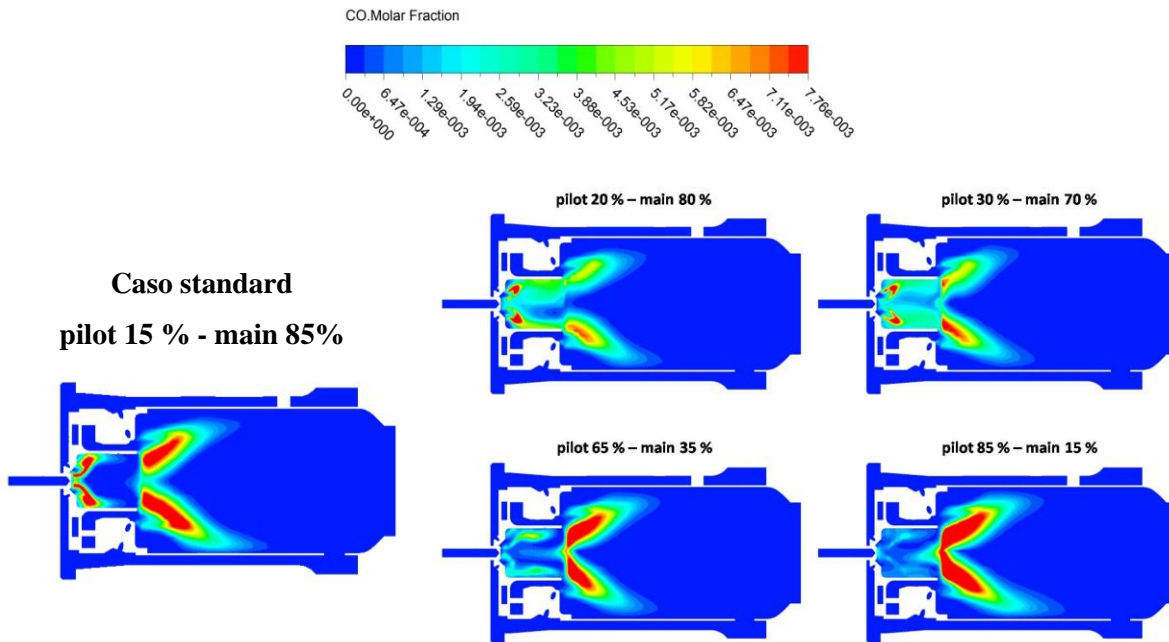


Figura 5.14 - Distribuzione della frazione molare di CO

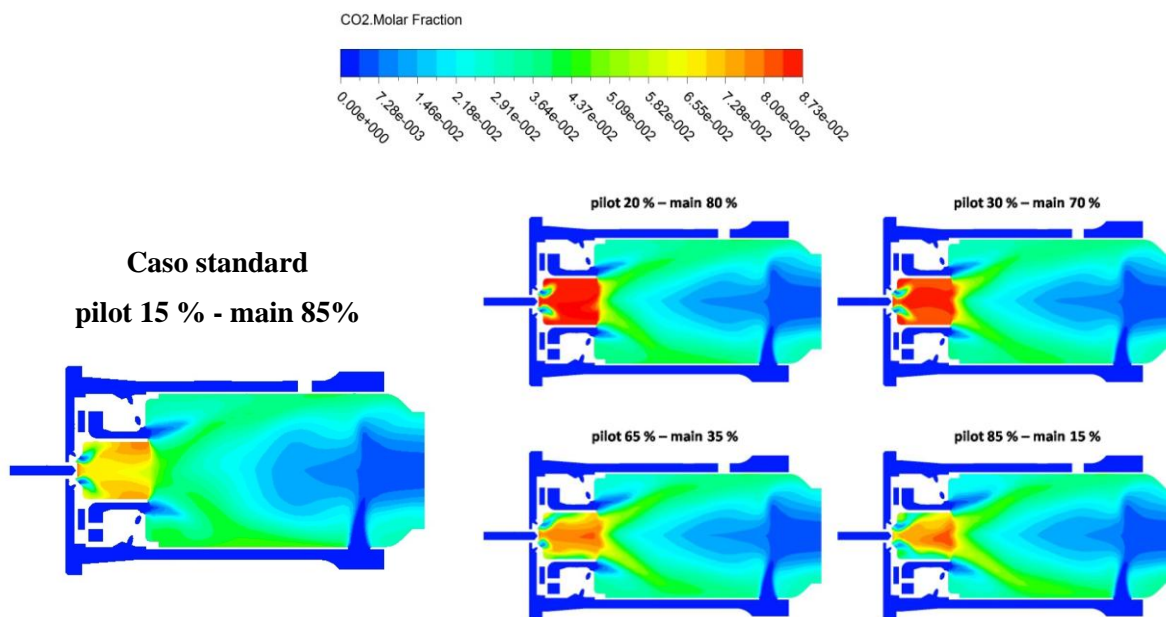


Figura 5.15 - Distribuzione della frazione molare di CO₂

Dalle immagini precedenti si può notare che esiste una variazione anche per quanto riguarda la formazione della CO₂ e del CO. Tale variazione si determina però soltanto a livello della concentrazione locale delle due specie chimiche. Infatti, come si può vedere dalla Tabella 5.10, a livello globali non si riscontrano variazioni rilevanti.

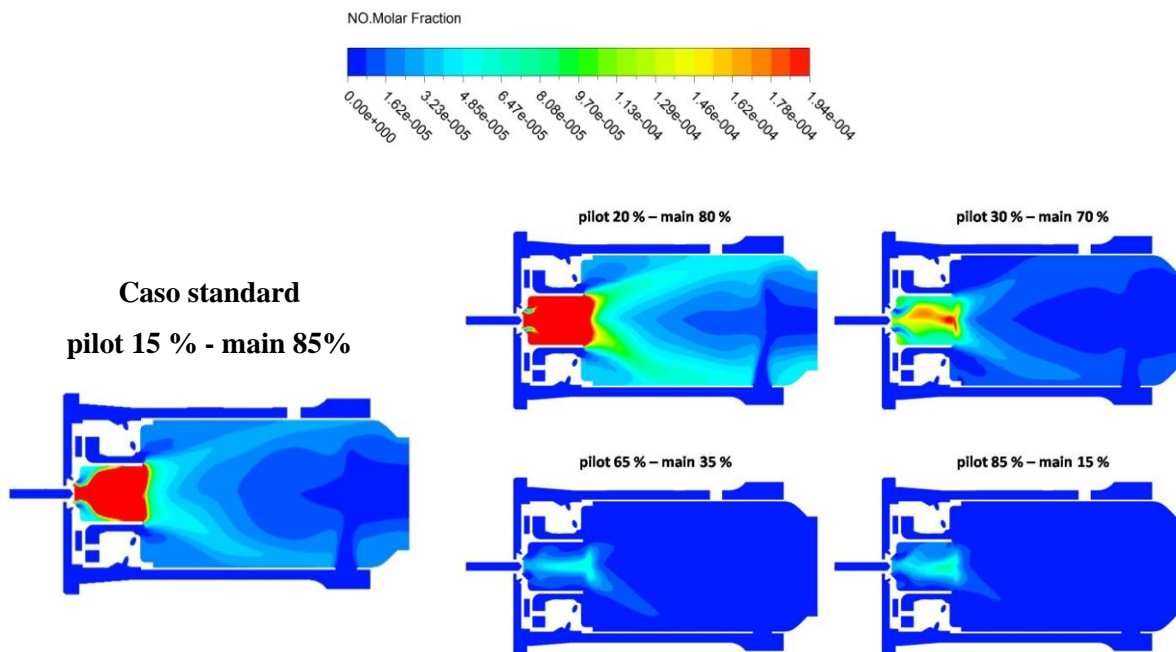


Figura 5.16 - Distribuzione della frazione molare di NO

Le tabelle seguenti sintetizzano i risultati ottenuti al variare della ripartizione di combustibile fra le due linee. Si può notare che per quanto riguarda i bilanci globali di energia non si riscontra una differenza significativa fra i cinque casi analizzati. Quindi si può concludere che la potenza termica sviluppata entro la camera di combustione e quindi la temperatura dei gas in uscita dal combustore non subisce variazioni sostanziali al variare della ripartizione del combustibile:

Tabella 5.10 - Risultati numerici per i casi analizzati

		Standard P15 M80	P20 M80	P30 M80	P65 M35	P85 M15
P_{in}	[Pa]	428415	428335	428330	408982	428253
T_{out}	[K]	1202.4	1199.3	1199.7	1201.6	1202.8
P_{th}	[kW]	316.6	314.6	315.5	310.9	319.7
E_p %		0.50	0.52	0.52	5.01	0.53
E_T %		1.68	1.94	1.91	1.75	1.65
E_{Pth} %		5.32	5.91	5.65	7.03	4.39

Per quanto riguarda i valori di emissioni all'uscita del combustore invece si notano variazioni in termini di NO. Quindi la distribuzione di temperatura entro il combustore e i valori di temperatura raggiunti hanno influenza sul processo di formazione degli NO. Si può comunque evidenziare che per quattro dei cinque casi analizzati le emissioni sono inferiori a 15 ppm@15% O₂ (valore garantito dalla casa produttrice). La concentrazione di CO e di CO₂ è invece scarsamente influenzata dalla ripartizione:

Tabella 5. 11 - Risultati numerici per i casi analizzati

		Standard P15 M80	P20 M80	P30 M80	P65 M35	P85 M15
CO	ppm@15% O ₂	0.90	0.62	0.56	0.63	0.79
NO	ppm @ 15 % O ₂	15.21	26.80	7.76	2.82	1.95
CO₂	Frazione in vol %	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61

5.4 CONFRONTO ALIMENTAZIONE A METANO E A SYNGAS

Nel presente paragrafo viene presentato un confronto fra i risultati ottenuti per la combustione del metano e quelli ottenuti per la combustione di un gas di sintesi. La composizione del combustibile impiegata è la stessa che è stata utilizzata nell'analisi presentata nel § 4.6, ovvero quella tipica di un gas di sintesi derivato dal processo di pirolisi è fornita nella seguente tabella. Il corrispondente PCI è pari a 9400 kJ/kg su base secca.

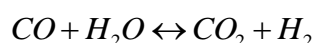
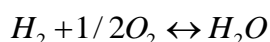
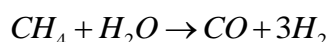
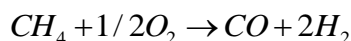
Tabella 5. 12 - Composizione syngas (% vol)

% CH₄	% CO₂	% CO	% H₂	% H₂O
21	38	29	7	5

Poichè nel combustore della microturbina Elliott TA 80R l'utilizzo di un combustibile diverso rispetto al metano non aveva dato problemi relativi all'utilizzo dei modelli di combustione e degli schemi di reazione standard del codice di calcolo utilizzato, anche per la camera di combustione in esame sono state condotte delle analisi preliminari con gli stessi modelli numerici utilizzati per il metano. Dalle prime analisi però si è subito riscontrato che tali modelli non sono in grado di simulare correttamente il syngas

considerato. Infatti utilizzando tali modelli la miscela reagente non è in grado di raggiungere le condizioni necessarie all'innesco della combustione. Per questo motivo si è ritenuto opportuno eseguire una ricerca bibliografica finalizzata alla ricerca di schemi di reazione studiati ad hoc per miscele metano-idrogeno.

Dopo aver verificato diversi schemi di reazione si è deciso di utilizzare il modello di Jones e Lindstedt (1988) riportato in [5]. Tale schema è uno schema semplice a 4 step:



La velocità delle reazioni riportate è esprimibile mediante la formula di tipo Arrhenius. Nella tabella seguente sono riportati i coefficienti per il calcolo delle costanti cinetiche delle reazioni (riportate in m, s, K, J, kmol):

Tabella 5. 13 - Parametri della legge di Arrhenius per le reazioni

<i>A</i>	<i>n</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>E_a</i>
4.40e+11	0	0.50	1.25	1.26e+08
3.00e+08	0	1.00	1.00	1.26e+08
6.80e+15	-1	0.25	1.50	1.67e+08
2.75e+09	0	1.00	1.00	8.38e+07

Si è inoltre potuto constatare che il modello di combustione EDM&FRC utilizzato sia per le simulazioni numeriche del combustore della Turbec T100 alimentato a metano sia per le simulazioni del combustore della Elliott TA 80R alimentato a metano e a syngas non dà risultati realistici per il caso in esame. Per questo motivo nelle simulazioni in esame è stato implementato il modello di combustione EDM. Sono stati quindi impostati i seguenti modelli:

- Modello di turbolenza: κ - ϵ ;
- Modello di combustione: Eddy Dissipation Model;
- Schema di reazione: Jones e Lindstedt (4 step)
- Modello di irraggiamento: Discrete Transfer;
- Heat Transfer: Thermal Energy.

Nella simulazione sono state impostate le stesse condizioni al contorno del caso di alimentazione a metano fatta eccezione per la portata di combustibile e la sua composizione. Per la determinazione della portata si è considerato che con il syngas fosse introdotta la stessa potenza termica che nel caso di alimentazione a metano ed inoltre si è supposto che il combustibile si ripartisse secondo la configurazione standard: 15% alla linea pilot e 85 % alla linea main. Pertanto le portate impostate sono 31.46 g/s alla linea main e 5.55 g/s alla linea pilot.

La tabella seguente riassume le condizioni al contorno e in ingresso impostate.

Tabella 5. 14 - Condizioni di ingresso e al contorno nel caso di alimentazione a syngas

Ingresso aria		
Portata	0.7658	kg/s
Temperatura	871	K
Ingresso combustibile		
LINEA MAIN		
Portata	31.46	g/s
Temperatura	333	K
LINEA PILOT		
Portata	5.55	g/s
Temperatura	333	K
Uscita fumi		
Pressione statica	409025	Pa
Condizioni di parete		
Temperatura Wall Inner flame tube	1000	K
Temperatura Wall Outer flame tube	600	K
Flusso Wall esterna	0	W/m ²

Dall'analisi qualitativa dei risultati emerge che, per quanto riguarda il profilo di temperatura (Figura 5. 17), nel caso della combustione del syngas si raggiungono temperature leggermente inferiori rispetto alla combustione del metano. Si nota inoltre che nel caso del syngas la combustione inizia già entro i condotti di alimentazione della linea main e la fiamma si sviluppa oltre la zona di combustione primaria formando una biforcazione accentuata verso le pareti del liner.

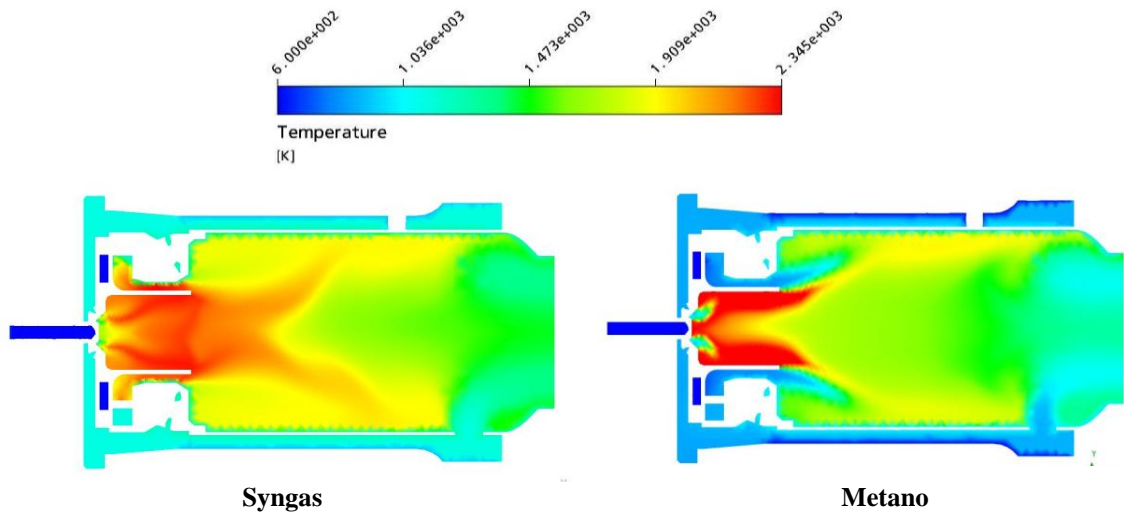


Figura 5. 17 - Contour plot di temperatura su una sezione trasversale della camera

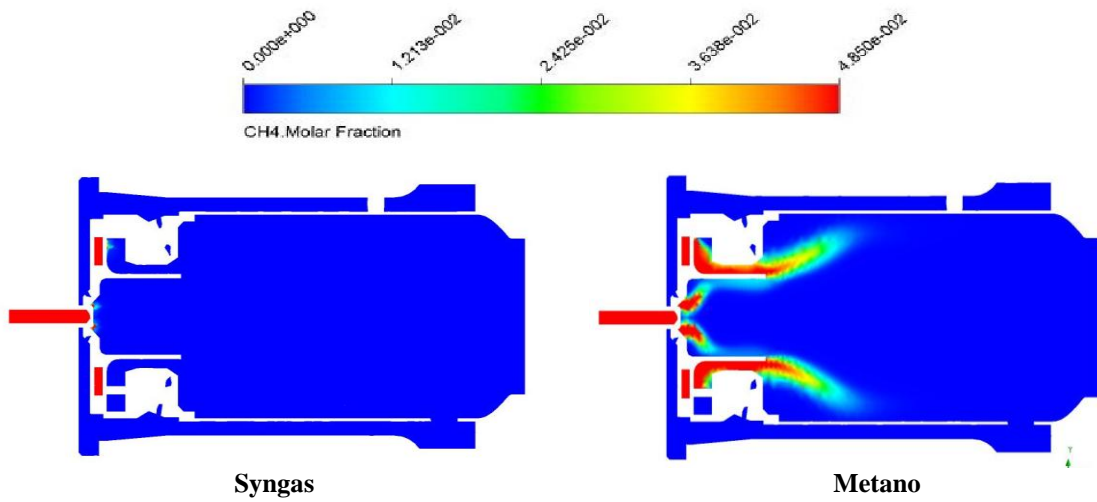


Figura 5. 18 - Contour plot della frazione molare di CH_4 su una sezione trasversale della camera.

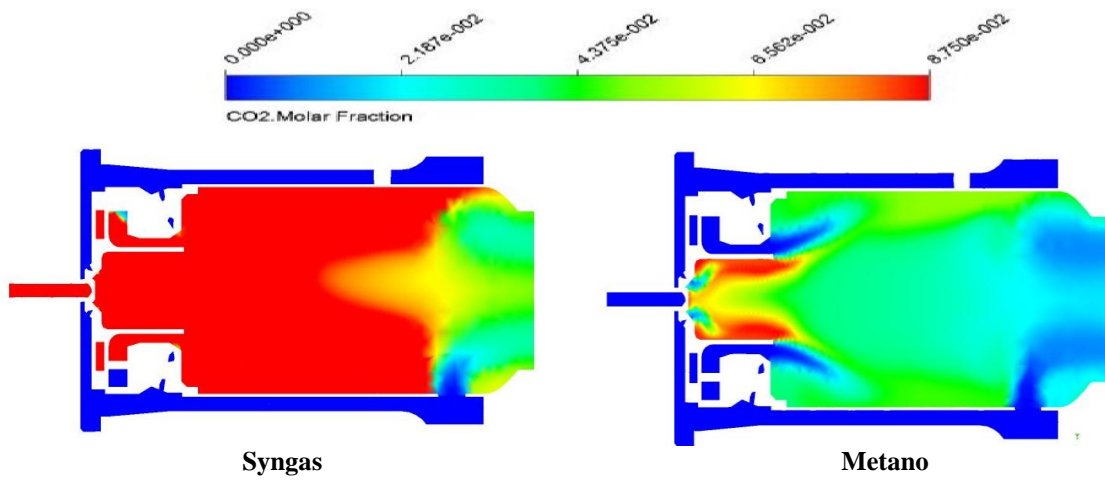


Figura 5. 19 - Contour plot della frazione molare di CO_2 su una sezione trasversale della camera.

Osservando la Figura 5. 18 e la Figura 5. 19, che mostrano la distribuzione della frazione molare di CH_4 e CO_2 rispettivamente, si nota come nel caso di alimentazione a metano sia maggiore la presenza di CH_4 all'interno del combustore, mentre nel caso di alimentazione a syngas sia notevolmente maggiore la presenza di CO_2 che viene introdotta con il combustibile. Questo è dovuto alla particolare composizione del syngas, che presenta un basso contenuto di metano e una percentuale consistente di CO_2 .

Per quanto riguarda le altre specie chimiche, dalla Figura 5. 20 si vede come il contenuto di CO rimanga confinato nella zona di ingresso del combustibile nel caso di syngas, poiché introdotto per mezzo del combustibile, mentre nel caso di alimentazione a metano si generi dalla reazione di combustione e si espanda per questo motivo fino oltre la zona della combustione primaria (bicchierino).

Infine, per il solo caso di alimentazione a syngas, si riporta la distribuzione della frazione molare di idrogeno H_2 (Figura 5. 21). L'idrogeno è introdotto per mezzo del combustibile e reagisce consumandosi completamente all'interno della zona di combustione primaria (bicchierino).

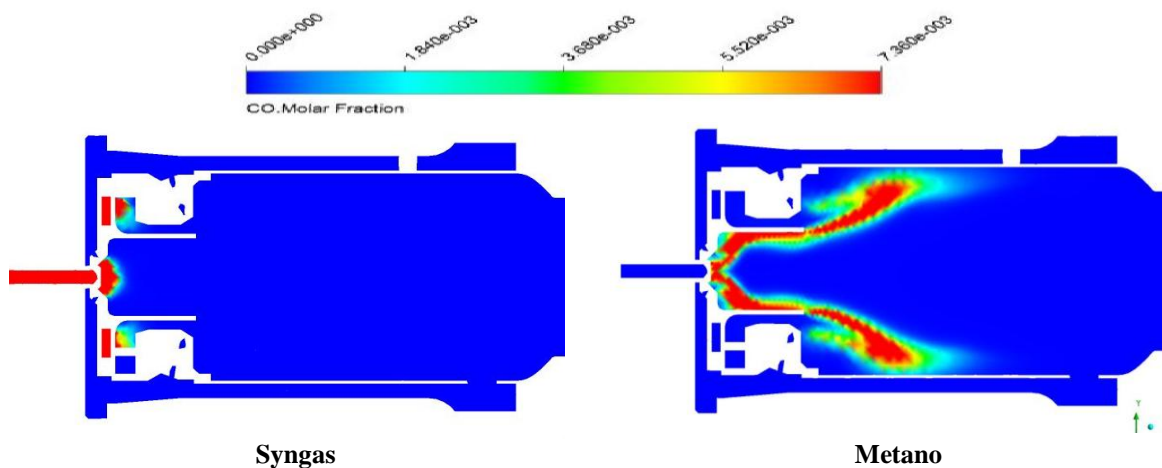


Figura 5. 20 - Contour plot della frazione molare di CO su una sezione trasversale della camera.

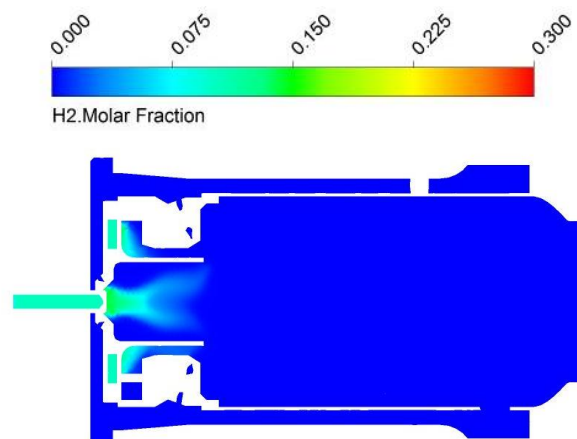


Figura 5. 21 - Contour plot della frazione molare di idrogeno per il caso con alimentazione a syngas.

Il fatto che nel caso di alimentazione a syngas la combustione della miscela aria-combustibile si inneschi all'interno dei condotti di alimentazione, al contrario di quanto accade per il metano, è probabilmente dovuto al settaggio non ottimale di alcuni parametri dei modelli utilizzati nel caso della combustione di una miscela-aria-syngas. In particolare si è ritenuto opportuno variare il *chemical time scale*, che è il parametro che regola l'estinzione locale della fiamma: la velocità di reazione è infatti settata a zero se il *turbulent time scale* è inferiore a tale valore. Qualora venga attivato un modello di estinzione in regime turbolento, l'estinzione locale avviene quando il *turbulence time scale* è inferiore al *chemical time scale (quenching time scale)* stabilito dall'utente. Pertanto al fine di ottimizzare i risultati numerici è necessario adattare tale valore in funzione del problema in esame. Nel caso della combustione di miscele metano-aria è consigliato un valore pari a $1.37 \cdot 10^{-4}$ s quando viene utilizzato il *Kolmogorov time scale* o un valore pari a $5 \cdot 10^{-4}$ s quando viene comparato al *mixing time scale*.

Sono state fatte quindi delle prove aumentando il valore del *chemical time scale* rispetto al suo valore di default (Figura 33).

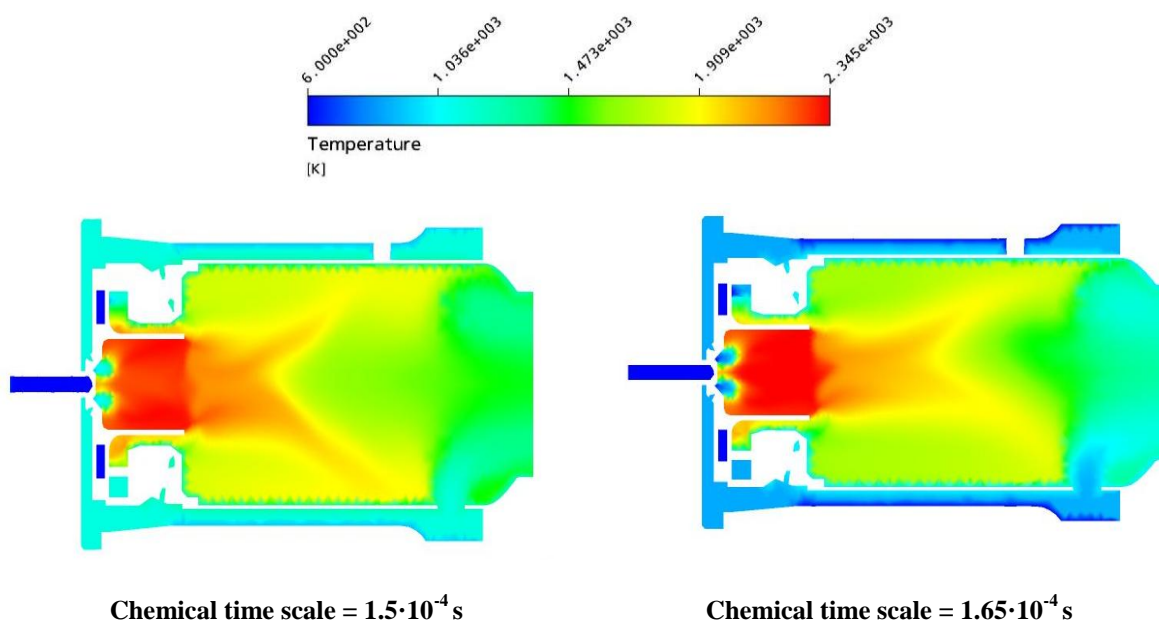
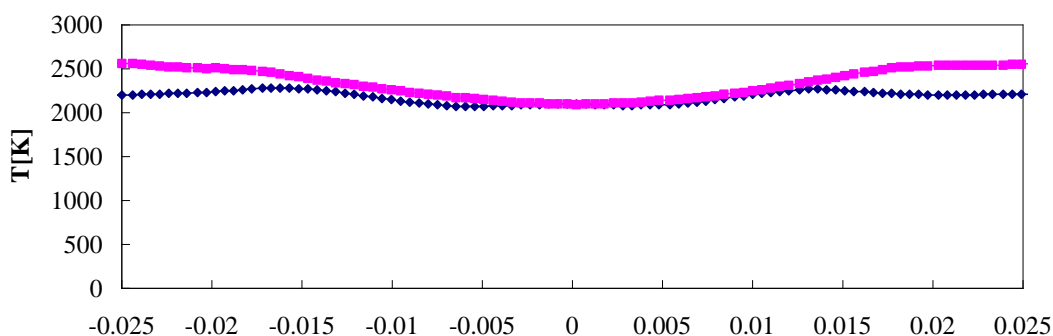
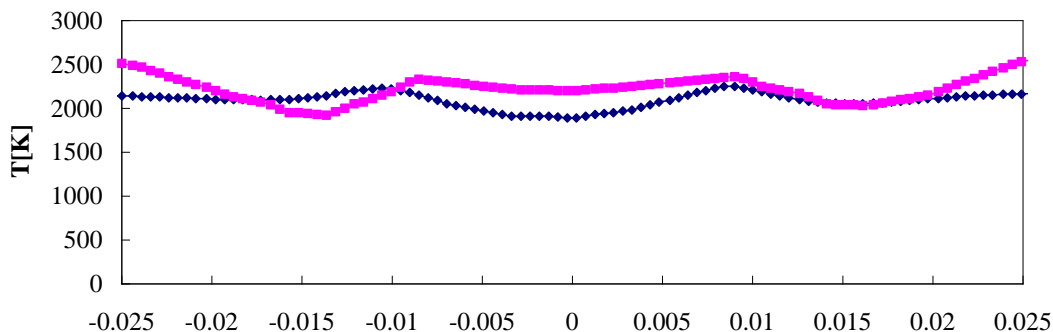


Figura 33. Contour plot della temperatura nel caso di variazione del *chemical time scale* nel caso di alimentazione a syngas.

Anche nel caso si vari il *chemical time scale* rimane il problema dall'accensione prematura della fiamma nei condotti di miscelazione della linea main. Da verifiche precedentemente svolte su altri combustori alimentati a syngas con la stessa composizione e di taglia simile, si sa che il modello Eddy Dissipation (EDM) è responsabile

dell'accensione prematura della fiamma, mentre il modello combinato EDM-FRC si è dimostrato essere risolutivo per questo problema. In questi combustori però era stata modificata la geometria in modo da consentire una maggiore portata sia di combustibile, necessaria per fornire la stessa potenza termica a fronte di un potere calorifico inferiore rispetto a quello del metano, sia di aria primaria, mentre nel caso in esame non sono state apportate modifiche al combustore della Turbec T100 per cui si è introdotto il syngas nella stessa geometria progettata per l'alimentazione a gas naturale. Si avanza l'ipotesi della necessità di riprogettare la geometria del combustore della Turbec T100 come è stato fatto in casi analoghi.

Successivamente vengono riportati alcuni grafici che mostrano l'andamento della temperatura al variare del raggio su alcune sezioni della camera di combustione. I grafici si riferiscono all'andamento in corrispondenza del raggio a diversi valori della distanza assiale del combustore (la distanza viene calcolata a partire dal punto di uscita del combustibile dalla linea pilot). Le distanze assiali sono nell'ordine: 10, 20, 40, 58, 100 e 150 mm. Nei grafici è stato indicato in blu l'andamento nel caso di alimentazione a metano e in viola l'andamento nel caso di alimentazione a syngas.



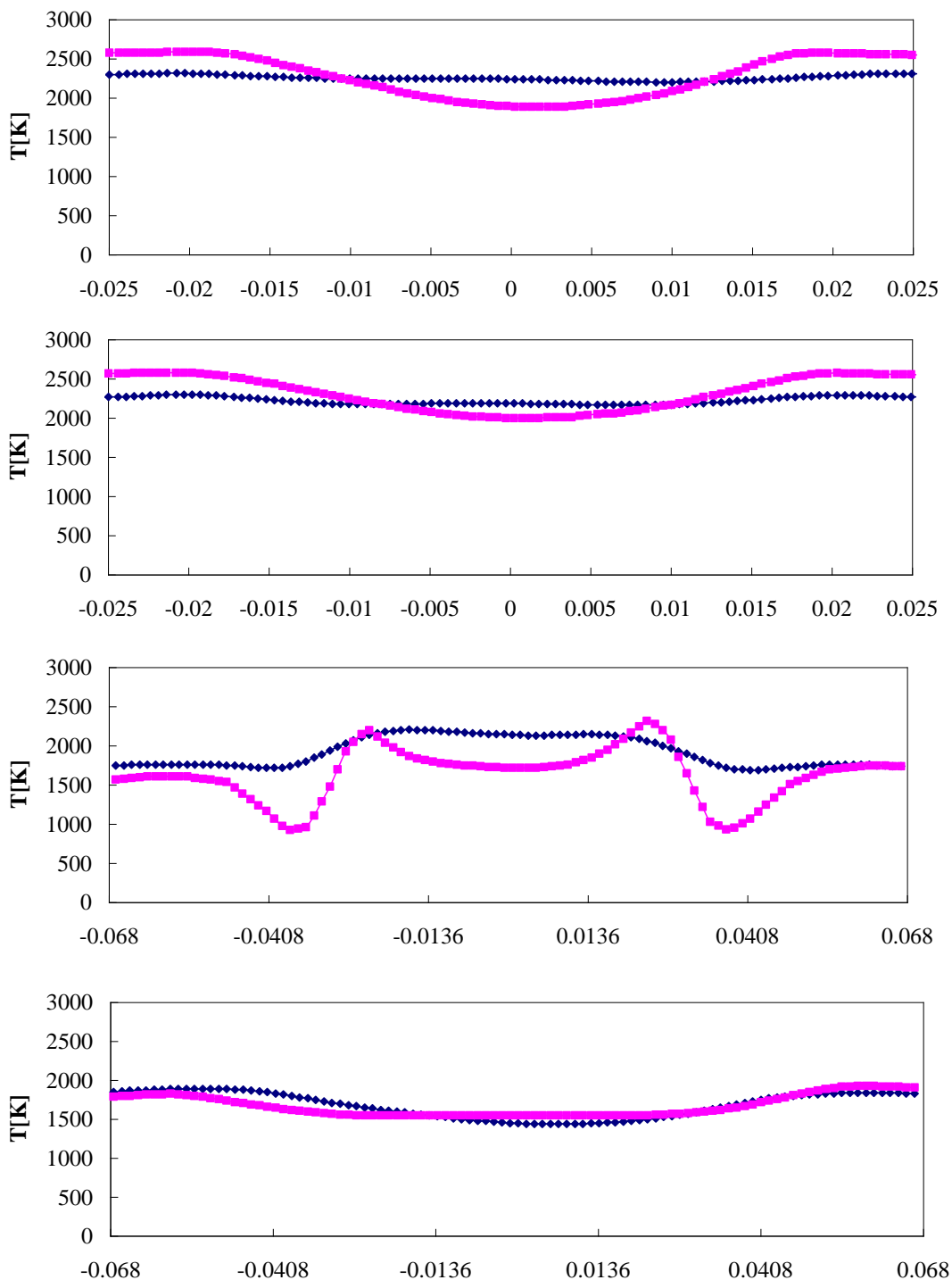


Figura 5. 22 - Andamento radiale della fiamma sulle sezioni poste a 10, 20, 40, 58, 100 e 150 mm

I grafici mettono in evidenza che in corrispondenza dell'uscita della miscela aria-combustibile dalla linea pilot non si hanno variazioni significative nel profilo di temperatura nel caso dei due combustibili. Si nota inoltre la corrispondenza tra i profili di temperatura plottati sul piano trasversale e l'andamento di temperatura lungo il raggio del combustore il caso di alimentazione a syngas presenta, rispetto al caso di alimentazione a metano, valori di temperatura superiori nelle zone vicine alle pareti sulle sezioni a distanza

assiale di 10, 20, 40 e 58 mm come indicato dal contour plot di Figura 5. 17 nella quale si vede che la fiamma nel caso del syngas si estende maggiormente verso le pareti presentando una biforcazione maggiore.

5.5 CONCLUSIONI

Nel presente capitolo è stata presentata un'analisi relativa alle prestazioni del combustore della microturbina a gas Turbec T100.

Dopo aver eseguito un'analisi di sensibilità alla griglia di calcolo (relativa sia a griglie di tipo tetraedrico sia di tipo ibrido tetraedrico/esaedrico) sono state condotte delle analisi al variare delle condizioni di funzionamento. In particolare è stata valutata l'influenza determinata da: la variazione della portata in massa d'aria che arriva dal recuperatore e la ripartizione del combustibile fra le due linee pilot e main.

Per quanto riguarda il primo punto si è visto che l'incremento della portata d'aria determina una diluizione dei gas caldi e quindi una diminuzione della temperatura adiabatica di fiamma. Inoltre al variare della portata d'aria il profilo di temperatura subisce delle modifiche dal punto di vista quantitativo e non qualitativo: infatti si ha una variazione dei valori di temperatura massima ma non nella loro distribuzione spaziale entro il combustore. I valori di temperatura massima sono quindi in tutti i casi localizzati all'uscita della linea pilot e quindi entro il bicchierino.

Per quanto riguarda il secondo punto si è potuto constatare che la variazione della ripartizione del combustibile determina delle variazioni significative nella distribuzione di temperatura in particolare nella zona del bicchierino. In particolare all'aumentare della percentuale di combustibile che va alla linea pilot si ha una diminuzione del valore di temperatura in corrispondenza del bicchierino ed uno spostamento della zona in cui si hanno i valori massimi di temperatura in direzione assiale. Tale risultato evidenzia come la variazione della ripartizione del combustibile fra le due linee consente di modificare notevolmente le caratteristiche della fiamma nella zona del bicchierino e quindi di distaccare la fiamma dalle sue pareti. Si può inoltre notare che al di fuori dal bicchierino la morfologia della fiamma non subisce variazioni: in tutti i casi è presente una biforcazione della fiamma dovuta alla presenza dei due vortici nella zona centrale della camera di combustione simmetrici rispetto all'asse del combustore stesso.

Sono state infine condotte delle analisi preliminari sul combustore alimentato da un gas di sintesi ottenuto mediante un processo di pirolisi. Dalle prime analisi si è potuto constatare che per questa particolare geometria la variazione della composizione del

combustibile, ed in particolare l'aggiunta di idrogeno, determina dei problemi relativi all'applicazione dei modelli validati per i combustibili tradizionali.

Riferimenti bibliografici

- [1] Lefebvre A.H., "Gas Turbine Combustion", Taylor and Francis, 1999.
- [2] Turbec, "T100 microturbine CHP system", scheda tecnica della microturbina Turbec T100.
- [3] Ansys Inc, ANSYS CFX Reference Guide .
- [4] Ansys Inc, ANSYS ICEM CFD Reference Guide.
- [5] Hiroshi Tsuji, Ashwani K. Gupta, Toshiaki Hasegawa, Masashi Katsuki, Ken Kishimoto, Mitsunobu Morita, "High temperature air combustion from energy conservation to pollution reduction", CRC Press LLC, 2003.

CAPITOLO 6

SISTEMI INNOVATIVI DI PRODUZIONE DELL'ENERGIA: I SISTEMI TERMOFOTOVOLTAICI

6.1 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.

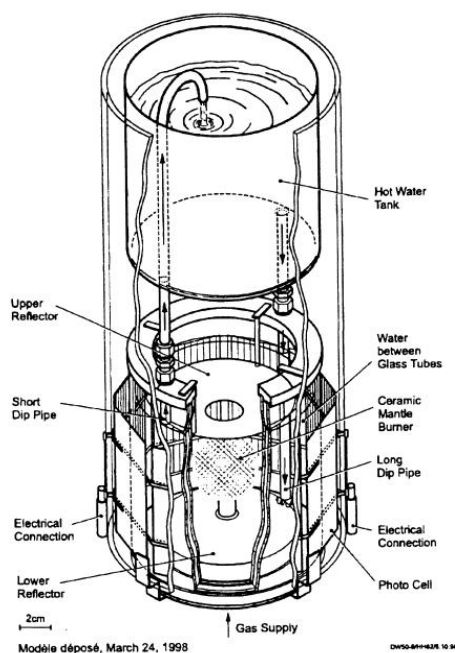


Figura 6. 1 - Esempio di prototipo di TPV

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 esposte e grazie ai notevoli miglioramenti ottenuti soprattutto nel campo degli emettitori selettivi e delle celle fotovoltaiche, questa tecnologia ha riacquisito 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
- Costo competitivo con le tecnologie di cogenerazione in piccola scala.

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.

6.2 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 [1].

Weinberg nel 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, Rummingher 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, Kovacic 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 maggiori ostacoli all'espansione del sistema di cogenerazione domestica di calore e energia sono stati fino ad oggi: (i) costi della ricerca; (ii) i tempi di trasformazione del mercato e (iii) lo sviluppo di opportuni sistemi di manutenzione.

6.3 PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO

Come già accennato il sistema termofotovoltaico genera elettricità sfruttando il funzionamento di celle fotovoltaiche. Queste, investite da una radiazione infrarossa irraggiata 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:

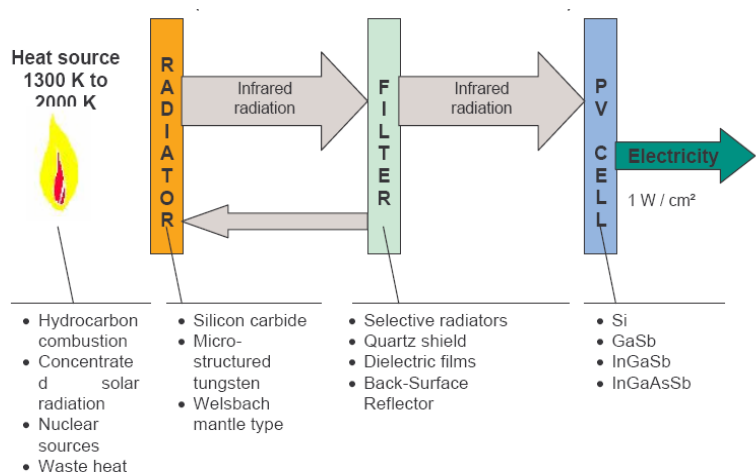


Figura 6. 2 - Rappresentazione schematica del sistema TPV

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.

6.4 ELEMENTI COSTITUTIVI DEL SISTEMA TPV

Come già sottolineato precedentemente, un sistema termofotovoltaico si compone essenzialmente di quattro elementi principali. Nel presente paragrafo vengono descritte le principali caratteristiche di ciascun componente sulla base di quanto trovato in letteratura.

6.4.1 Sorgente di calore - emettitore

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.

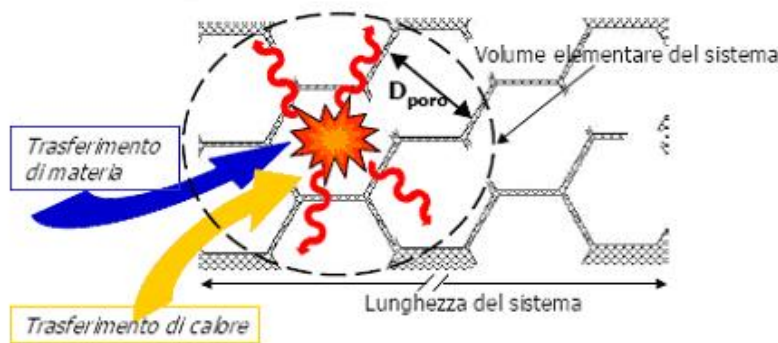


Figura 6.3 – Reazione di combustione in un mezzo poroso

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.

6.4.2 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 ($\text{CO} < 7 \text{ mg/kWh}$, $\text{NO}_x < 25 \text{ mg/kWh}$) 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 NO_x 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, ZrO_2 in schiuma, oppure costituiti da leghe speciali di metalli resistenti alle alte temperature.

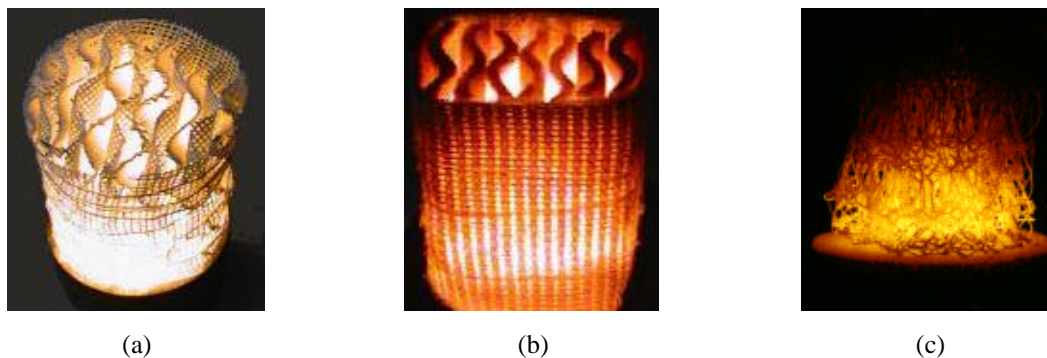


Figura 6. 4 – Bruciatori porosi portati ad incandescenza: (a) struttura di Al_2O_3 , (b) schiuma di Zr_2O_3 e (c) Fe-Cr-Al Alloy

Gli ossidi strutturati d'alluminio possono essere impiegati se il limite massimo di temperatura raggiunto non supera i $1950\text{ }^\circ\text{C}$ altrimenti le caratteristiche tecniche, che in ogni modo già verso i $1700\text{ }^\circ\text{C}$ iniziano a decadere, vengono completamente perse. I materiali a base di Al_2O_3 mostrano una media conduttività che va dai $5\text{ W}/(\text{mK})$ a $1000\text{ }^\circ\text{C}$ fino ai $30\text{ W}/(\text{mK})$ a $20\text{ }^\circ\text{C}$ 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 $1600\text{ }^\circ\text{C}$, essi hanno un'elevata conducibilità che va dai $20\text{ W}/(\text{m K})$ a $1000\text{ }^\circ\text{C}$ fino a $150\text{ W}/(\text{m K})$ a $20\text{ }^\circ\text{C}$, 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 $1250\text{ }^\circ\text{C}$. Le loro caratteristiche principali sono l'elevata conducibilità: da $10\text{ W}/(\text{m K})$ a $20\text{ }^\circ\text{C}$ fino a $28\text{ W}/(\text{m K})$ a $1000\text{ }^\circ\text{C}$, 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, ZrO_2 è quello che presenta la più elevata resistenza alla temperatura fino a $2300\text{ }^\circ\text{C}$. La conducibilità di tale materiale dipende fortemente dalla temperatura e va da $2\text{ W}/(\text{m K})$ a $5\text{ W}/(\text{m K})$. L'emissività a 2000 K è circa 0.31 .

6.4.3 Bruciatori solidi “rivestiti” con un mezzo poroso

I 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:

- 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 NO_x ma pregiudica la completezza della reazione di combustione stessa;
- 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 del bruciatore. In questo caso il bruciatore si presenta dello stesso colore che possiede a freddo;
- 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.

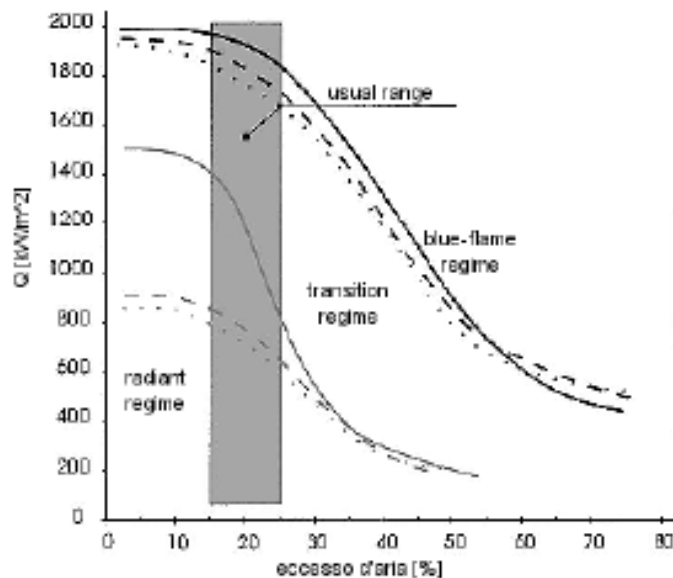


Figura 6.5 – Regimi di combustione

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 esser 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 Itterbio (Yb_2O_3), Erblio (Er_2O_3), Holmio (Ho_2O_3), Neodimio (Nd_2O_3). Essi emettono radiazione ad energie di circa 1,1 eV, 0,7 eV, 0,6 eV e 0,5 eV, rispettivamente.

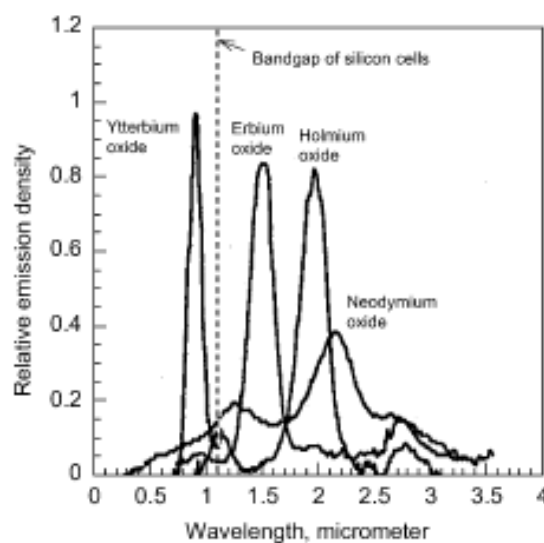


Figura 6. 6 – Emittanza normalizzata di alcuni ossidi di terre rare

Questi materiali sono ad oggi assai diffusi ed i più impiegati per la realizzazione di emettitori selettivi destinati a sistemi termofotovoltaici.

Due in particolare, Itterbio (Yb_2O_3), Erblio (Er_2O_3), sono stati oggetto degli studi di B. Bitnar e W. Durisch. Di questi si sono rilevati: potere radiativo, temperatura ed emissività nell'intervallo spettrale di interesse.

Entrambi gli emettitori sono stati riscaldati con un bruciatore a gas butano della potenza di 1.35 kW e sono state rilevate le temperature di 1735 K per l'emettitore Yb_2O_3 e 1680 K per l'emettitore Er_2O_3 . I valori massimi di emissività trovati in corrispondenza dei picchi sono di 0.85 a 1.27 eV per l'emettitore Yb_2O_3 e 0.82 a 0.80 eV per l'emettitore Er_2O_3 .

Nelle figure seguenti sono mostrate le potenze delle radiazioni emesse dai due emettitori. Lo spettro d'emissione di un corpo nero alla temperatura di 1735°C è rappresentato come riferimento per evidenziare la forte selettività dei due emettitori

studiati.

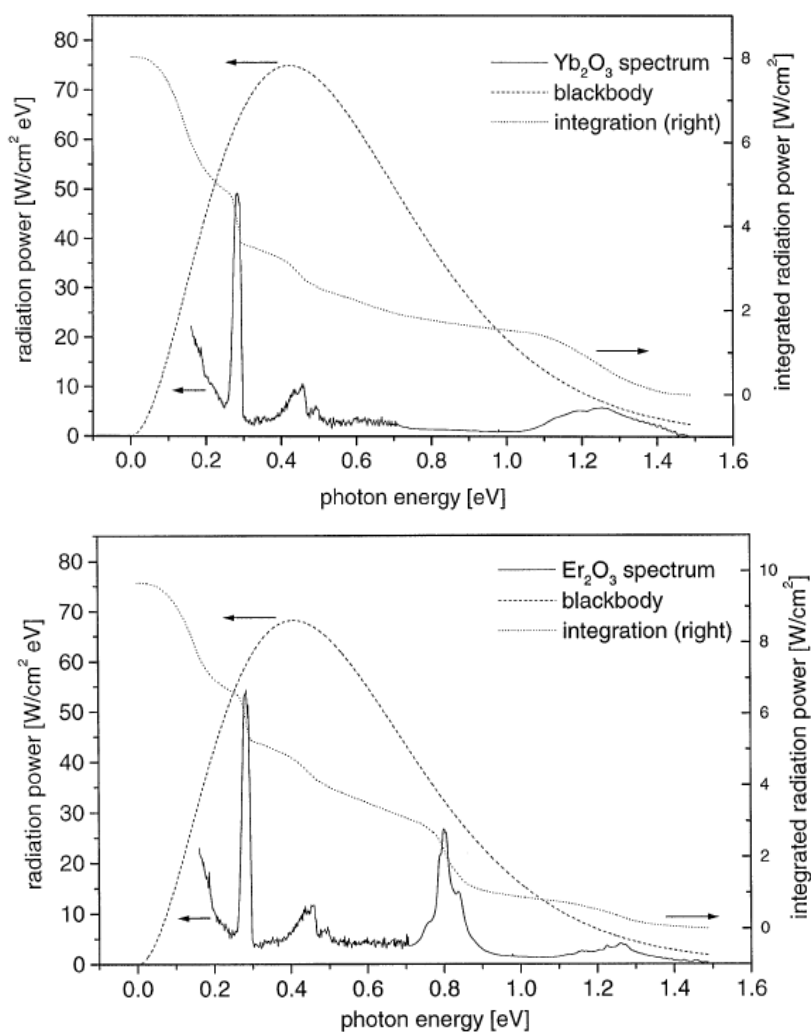


Figura 6.7 – Spettri d'emissione di emettitori selettivi realizzati con Itterbio (Yb_2O_3), Erblio (Er_2O_3)

La banda d'emissione di Yb_2O_3 appare tra 1,1 e 1,5 eV con un massimo di 0,85 a 1,27 eV. Una banda d'emissione avente massimo di 0,82 a 0,8 eV domina lo spettro dell'emettitore con Er_2O_3 , una seconda banda d'emissione è visibile in corrispondenza di quella dell' Yb_2O_3 con un massimo di 0,65 a 1,27 eV.

In entrambi gli spettri si notano inoltre due bande aggiuntive, a 0,28 e a 0,45 eV le quali vengono attribuite alla fiamma. Andando infatti ad analizzare lo spettro d'emissione del gas butano queste due bande sono effettivamente presenti.

Si ipotizza che la loro presenza anche negli spettri d'emissione degli emettitori sia dovuta ad una incompleta combustione all'interno del bruciatore.

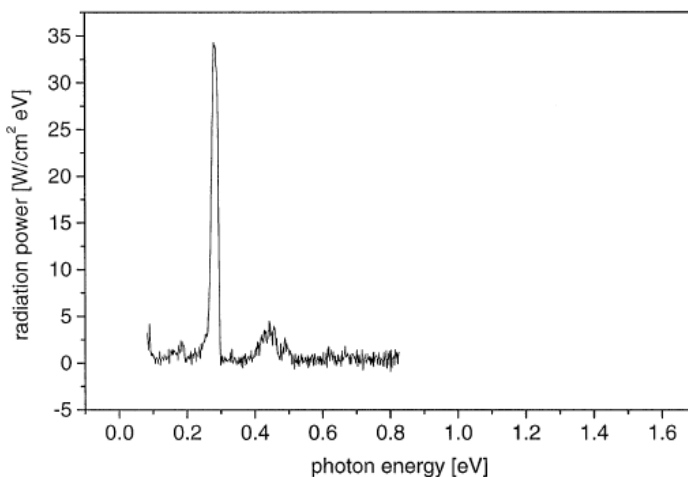


Figura 6. 8 – Spettro d'emissione di una fiamma alimentata a gas butano

6.5 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 sopresse 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 ne 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.

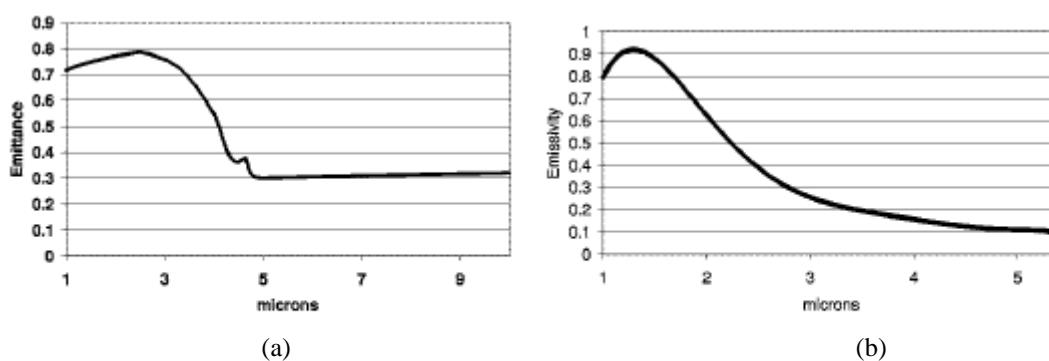


Figura 6. 9 – Emittanza per un emettitore di SiC con sistema di filtraggio: (a) con doppio strato di quarzo e (b) con doppio strato di quarzo e rivestimento antiriflesso al tungsteno

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.

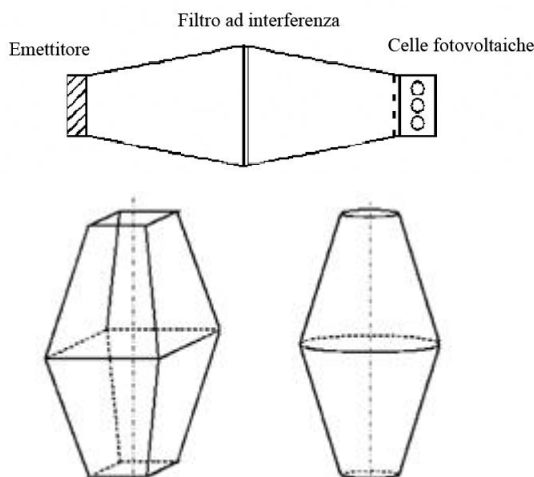


Figura 6. 10 – Connessioni ottiche tronco-coniche e loro disposizione

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.

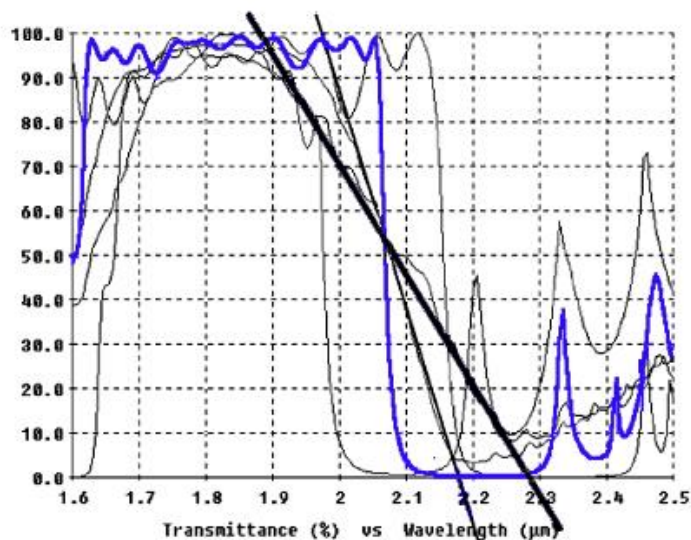


Figura 6. 11 – Curva di trasmittanza per un filtro ad interferenza progettato per un angolo di incidenza di 45°

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.

6.5.1 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.

6.5.2 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.

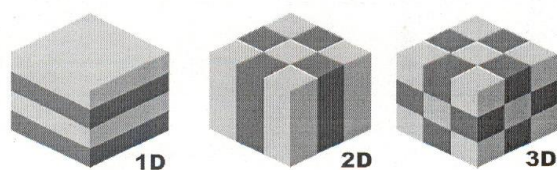


Figura 6. 12 – Disposizione dei vari strati in filtri dielettrici.

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.

6.6 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/cm² 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: (i) 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; (ii) 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) e (iii) 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 15 anni, sono state fortemente sviluppate celle fotovoltaiche di nuova generazione.

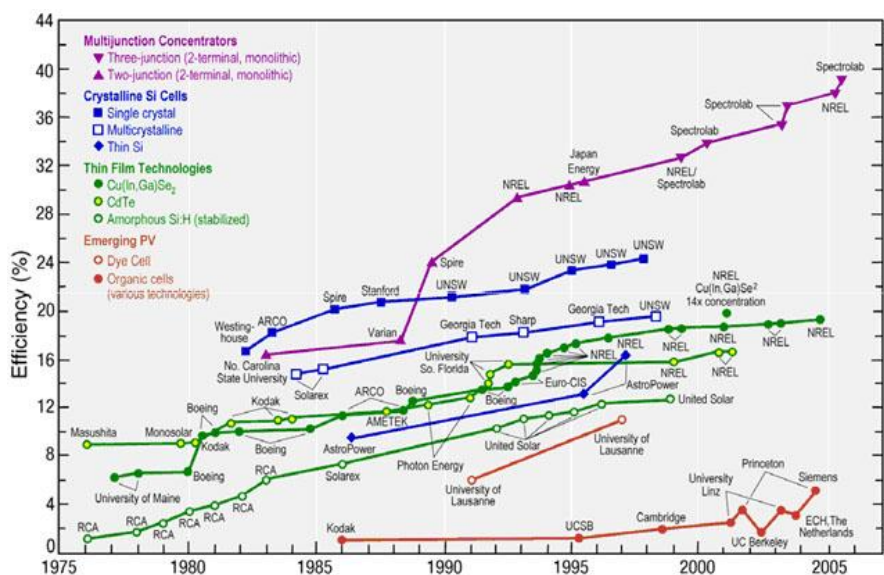


Figura 6.13 – Sviluppo dei convertitori fotovoltaici dal 1975 ad oggi

I grandi progressi nel campo dei semiconduttori di III-V 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, $\lambda_g = 1.70 \mu\text{m}$), GaInAs ($E_g = 0.72 \text{ eV}$, $\lambda_g = 1.72 \mu\text{m}$) e GaInAsSb ($E_g = 0.53 \text{ eV}$, $\lambda_g = 2.34 \mu\text{m}$). 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.

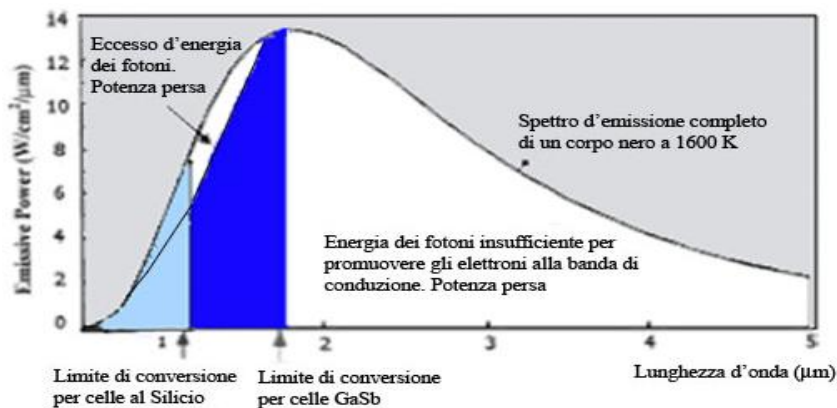


Figura 6. 14 – Energia convertibile dalle celle fotovoltaiche Silicio e GaSb

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%

Figura 6. 15 - 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.

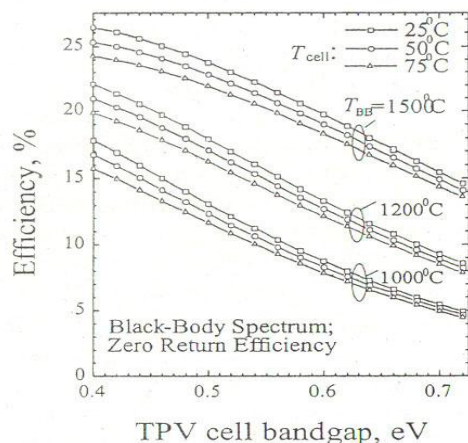


Figura 6.16 – Influenza della temperatura delle celle fotovoltaiche e delle temperatura dell'emettitore sul rendimento delle celle stesse

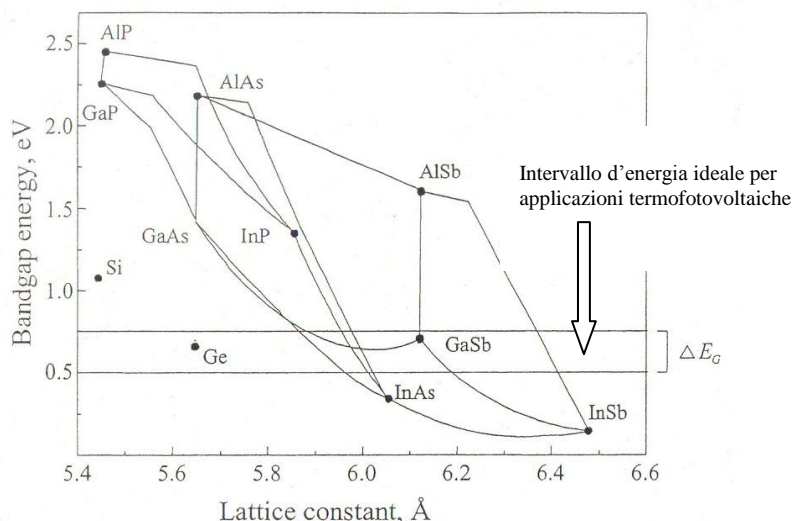


Figura 6.17 - Variazione del band gap di celle di diverso tipo in funzione di una dimensione caratteristica della loro struttura

6.6.1 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.

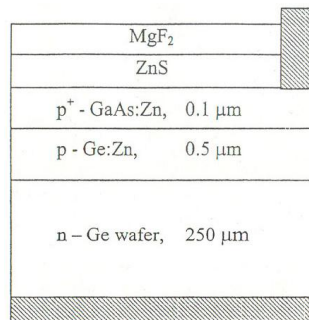


Figura 6. 18 - Struttura di una cella fotovoltaica al Germanio.

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.

6.6.2 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.

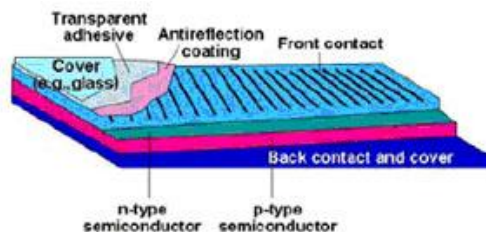


Figura 6. 19 - Struttura classica di una cella fotovoltaica al Silicio.

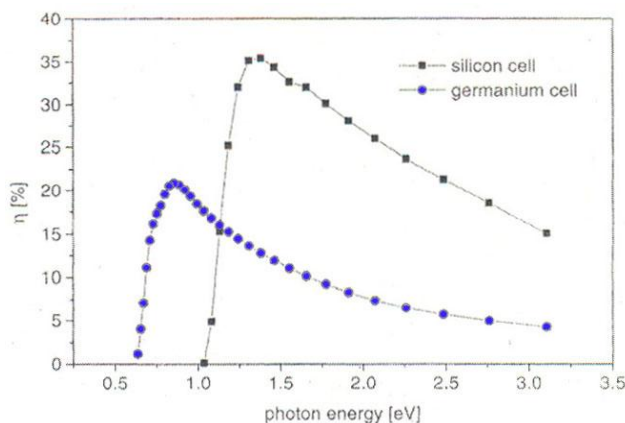


Figura 6. 20 – Efficienze di celle fotovoltaiche Germanio e Silicio.

6.6.3 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.

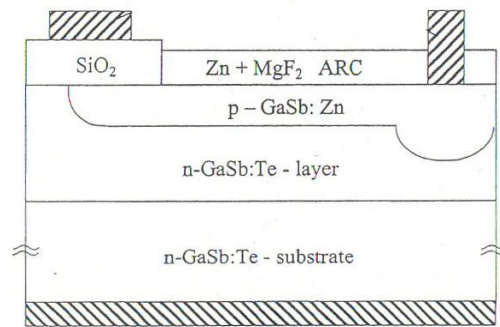


Figura 6. 21 – Struttura di una cella fotovoltaica al Gallio – Antimonio

6.6.4 Celle al Ga_xIn_yAs

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 $Ga_{0.47}In_{0.53}As$. 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.

Gli strati in InP confinano gli strati attivi di $Ga_{0.47}In_{0.53}As$ 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.

n-InP window	300Å
n- $Ga_{0.47}In_{0.53}As$ emitter	1000Å
p- $Ga_{0.47}In_{0.53}$ base	3 μm
p-InP buffer	1000Å
p-InP Substrate	

Figura 6. 22 - Struttura di una cella fotovoltaica al Gallio - Indio - Arsenico

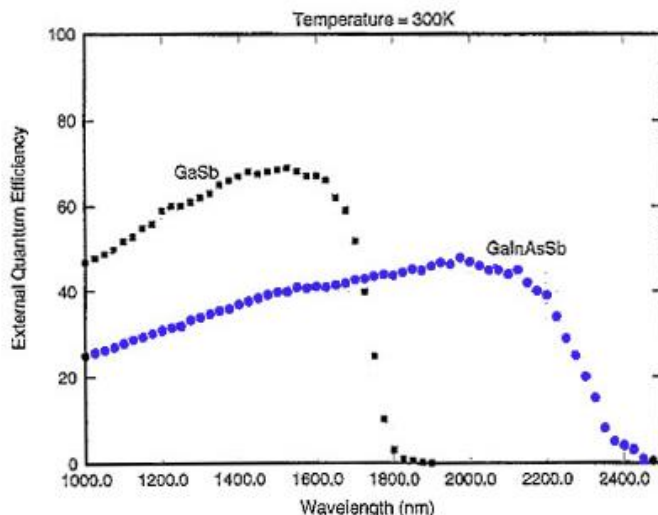


Figura 6. 23 – Efficienze di celle fotovoltaiche GaSb e GaInAsSb

6.7 EFFICIENZA DEL SISTEMA TPV

Come già esposto, un generico sistema termofotovoltaico è composto da 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 di conversione elettrica complessiva, che si riesce a raggiungere nei migliori casi è circa il 20%. Tali valori sono inoltre confermati dalle rilevazioni sperimentali compiute sui prototipi; ad esempio per il prototipo di sistema TPV realizzato dalla JX Cristal, valgono i seguenti dati.

A livello globale invece, ovvero in configurazione cogenerativa, il rendimento totale (elettricità più calore), potrà essere prossimo al 100% rispetto al combustibile in ingresso se le temperature dell'acqua di ritorno dalle utenze consentiranno di sfruttare anche il calore di condensazione dei fumi. Se questo non sarà possibile il rendimento cogenerativo assumerà comunque valori attestanti attorno al 90-95%. Facendo riferimento al PCS del combustibile ed assumendo un rendimento elettrico del 10% il bilancio energetico complessivo può essere rappresentato con il seguente grafico.

Tabella 6. 1 – Efficienze di un prototipo di TPV realizzato dalla JX Cristal

PARAMETRO	VALORE
Potenza elettrica celle GaSb	1.5 W/m ²
Temperatura emettitore	1275 °C
Temperatura celle	25 °C
AR/W area emettitore	469 cm ²
Potenza elettrica potenziale PV array	703 W
Rendimento chimico	75 %
Rendimento spettrale	74 %
Rendimento delle celle	29 %
Rendimento TPV	21.5 %
Rendimento complessivo	16 %

Dal 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, come appena esposto, rimane 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

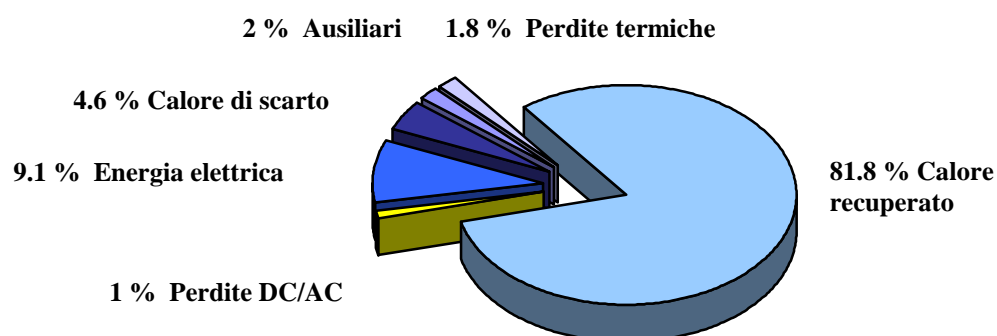


Figura 6. 24 – Bilancio energetico del sistema TPV.

Si vedrà in seguito che, 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.

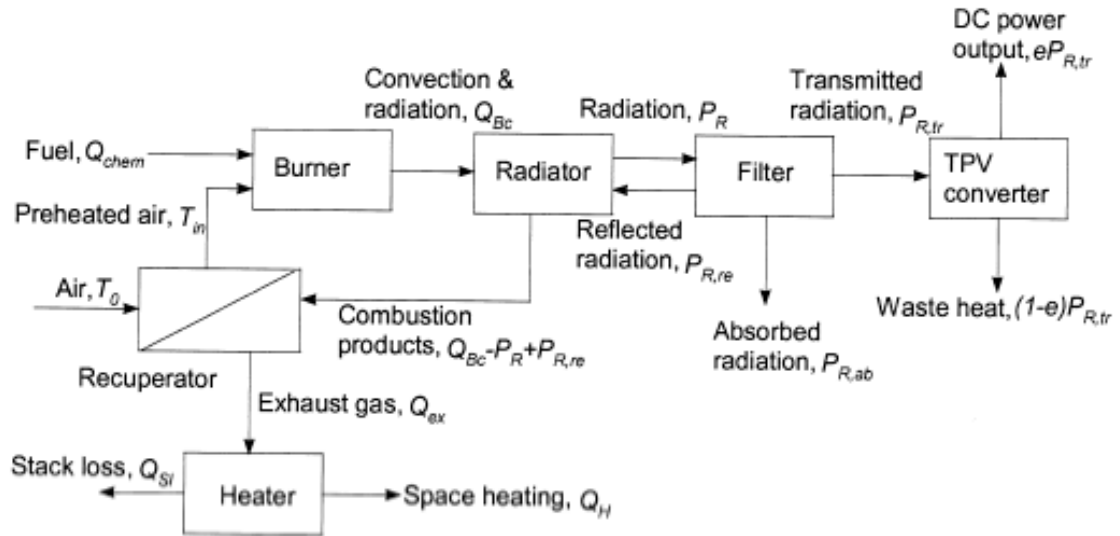


Figura 6. 25 – Diagramma delle potenze in gioco e dei fenomeni di scambio che avvengono all'interno di un sistema TPV

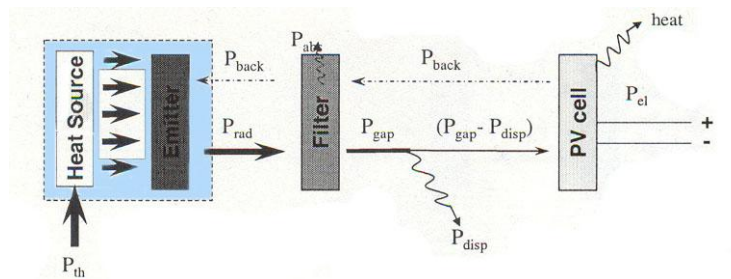
L'efficienza complessiva di un sistema TPV è definita come il rapporto fra la potenza elettrica P_{el} generata dalle celle fotovoltaiche e la potenza chimica fornita dal combustibile P :

$$\eta_{TPV} = \frac{P_{el}}{P} \quad \text{Eq. 6. 1}$$

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:

$$\eta_{TPV} = \frac{P_{el}}{P} = \eta_{CH} \cdot \eta_S \cdot \eta_{VF} \cdot \eta_{PV} \quad \text{Eq. 6. 2}$$

6.7.1 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 totale della radiazione 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:

$$\eta_{CH} = \frac{P_{rad}}{P} = \frac{p_{rad} A_{rad}}{m_{fuel} PCI_{fuel}} \quad \text{Eq. 6.3}$$

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. Inoltre, 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.

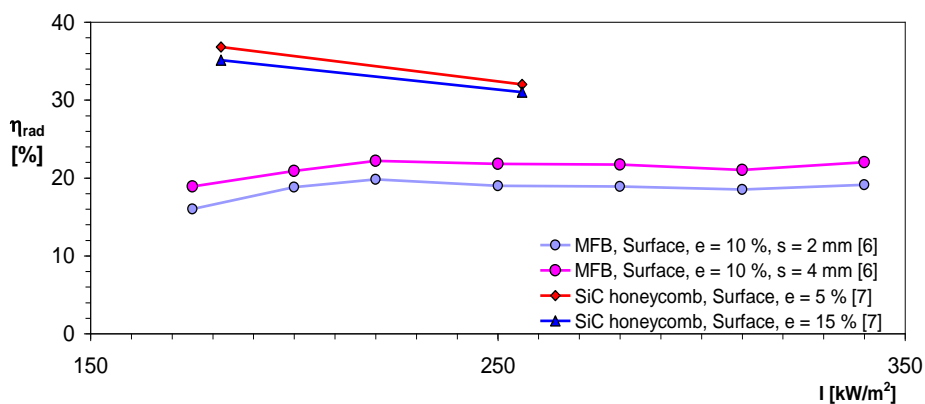


Figura 6. 26 - Rendimento chimico di irraggiamento in funzione dell'intensità di combustione

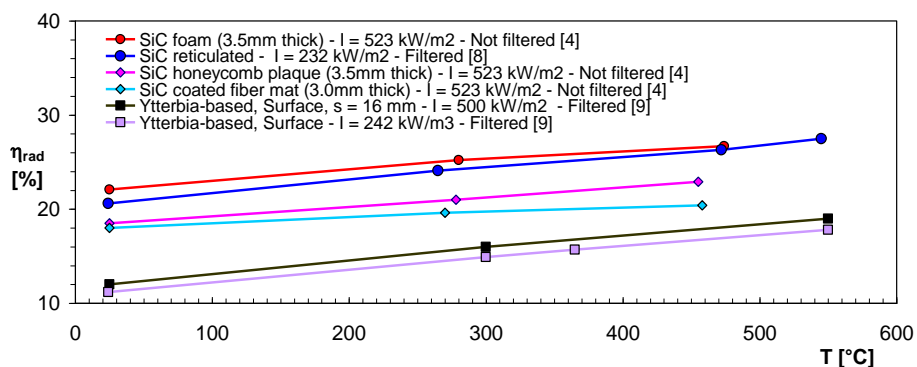


Figura 6. 27 - Rendimento di irraggiamento in funzione della temperatura di preriscaldamento dell'aria di combustione

6.7.2 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 termica 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} :

$$\eta_{SP} = \frac{P_{gap}}{P_{rad}} = \frac{\int_{\lambda_0}^{\lambda_g} W_{\lambda b}(\lambda, T) \tau(\lambda) d\lambda}{P_{rad}} \quad \text{Eq. 6.4}$$

dove τ indica la trasmittanza del filtro se presente

$W_{\lambda b}$ la distribuzione spettrale della potenza emessa dal radiatore.

p_{rad} è la densità di potenza netta emessa dall'emettitore [kW/cm^2]

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 $W_{\lambda b}$ 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).

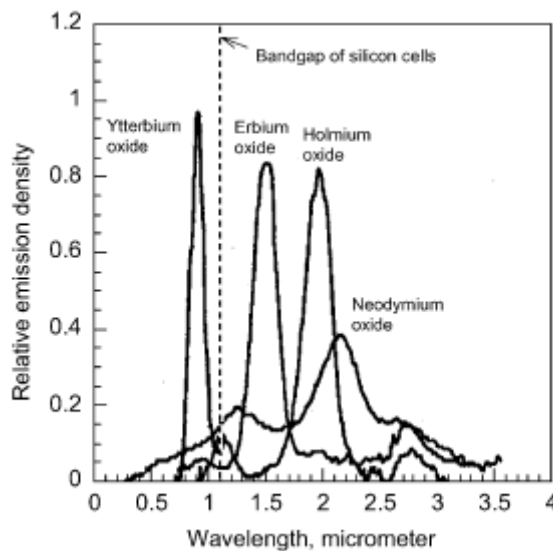


Figura 6. 28 – Emittanza dei materiali in funzione della lunghezza d'onda

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.

6.7.3 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.

$$\eta_{VF} = \frac{P_{gap} - P_{disp}}{P_{gap}} \quad \text{Eq. 6.5}$$

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:

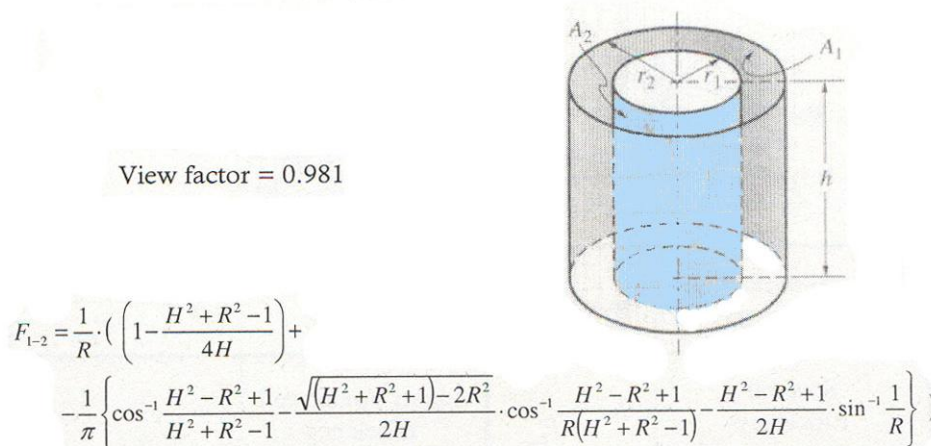


Figura 6. 29 – Calcolo del fattore di vista.

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.

6.7.4 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.

$$\eta_{PV} = \frac{P_{el}}{P_{gap} - P_{disp}} \quad \text{Eq. 6. 6}$$

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.

6.8 PARAMETRI D'INFLUENZA SUL RENDIMENTO

Come si è già detto in apertura di questo capitolo, gli sforzi che oggi vengono compiuti dalle attività di ricerca e sviluppo dedicati alla tecnologia del termofotovoltaico sono orientati soprattutto nella direzione di tentare di raggiungere rendimenti sempre maggiori.

Abbiamo altresì avuto modo di capire come il rendimento di ciascun elemento costitutivo del sistema, e di conseguenza anche quello complessivo, sono influenzati da una quantità davvero grande di parametri. Molti degli autori che hanno dedicato i loro studi al sistema termofotovoltaico hanno riportato le loro considerazioni al riguardo nei loro documenti, ma come per il sistema in sé, manca un documento unico in cui queste considerazioni siano riportate in maniera organica.

Di seguito, dunque, per ciascuno dei rendimenti che compongono il rendimento globale del TPV sono riportati i risultati delle prove sperimentali compiute dai vari autori, per avere una visione d'insieme dei principali fattori d'influenza sui rendimenti stessi.

6.8.1 Rapporto di combustione

Il rapporto di combustione o Firing Rate [W/m^2] è definito come il rapporto tra energia chimica introdotta (o potenza introdotta) e l'area della superficie irraggiante del bruciatore.

$$FR = \frac{P}{A_{\text{rad}}} = \frac{m_{\text{fuel}} PCI_{\text{fuel}}}{A_{\text{rad}}} \quad \text{Eq. 6.7}$$

Gli autori che per primi si sono occupati di analizzare come il rapporto di combustione influisce sul rendimento chimico d'irraggiamento sono stati S.A. Leonardi, R. Viskanta, J.P. Gore. E' certamente facile intuire come aumentando il carico di combustione, aumenti la temperatura della superficie del bruciatore cui è direttamente legata l'efficienza di irraggiamento. Tali risultati sono espressi nei due seguenti grafici.

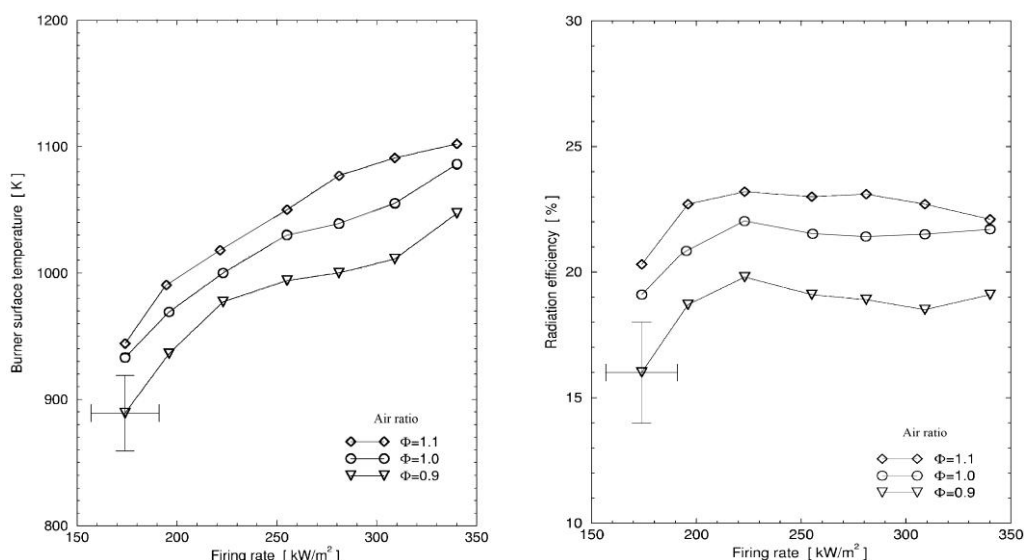


Figura 6.30 - Temperatura superficiale ed efficienza radiativa di un emettitore in Fecralloy® in funzione del rapporto di combustione

Le differenze nell'efficienza di irraggiamento per diverse posizioni del rilevatore del flusso radiativo sono inferiori allo 0.5% e ciò indica un'uniformità di reazione attraverso la superficie. L'incertezza sperimentale dovuta alla propagazione degli errori è stimata avere un massimo del 10% nella regolazione delle portate di combustibile e un massimo del 3% nelle letture eseguite al radiometro. Dunque l'incertezza sulle misure dell'efficienza radioattiva è stimata essere inferiore al 2%.

Per bassi rapporti di combustione, sotto i $225 \text{ kW}/\text{m}^2$, si nota un incremento dell'efficienza per ogni composizione della miscela in ingresso nel bruciatore e per ogni configurazione di quest'ultima. Ciò indica che le perdite di calore dal bruciatore verso

l'esterno sono significative. Inoltre alle temperature inferiori si possono presentare effetti di non completezza della reazione di combustione.

Ad alti rapporti di combustione, l'efficienza chimica d'irraggiamento è circa costante nell'intervallo 18-26%. Le stesse considerazioni, ovviamente riportate ai relativi valori valgono anche per il rendimento complessivo del sistema.

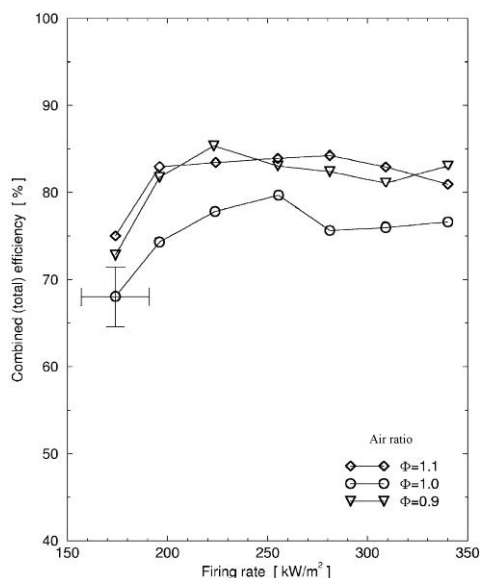


Figura 6.31 – Efficienza radiativa di un emettitore in Fecralloy® in funzione del rapporto di combustione

6.8.2 Eccesso d'aria utilizzato per la combustione

Della dipendenza del rendimento chimico d'irraggiamento dall'eccesso d'aria utilizzato nella combustione in termini più generali se ne sono occupati K.Qiu e A.Hayden. Essi hanno infatti esplorato un range di valori dell'eccesso d'aria più ampio. I risultati sono riportati nella tabella seguente dove, per diversi emettitori reticolati, è riportato il valore di η_{CH} al variare del valore di eccesso di aria.

Si nota che la temperatura nella camera di combustione e dell'emettitore diminuiscono all'aumentare dell'eccesso di aria, e che tali temperature non sono influenzate solo dalla temperatura della fiamma adiabatica ma anche dalla velocità dei gas di scarico attraverso il reticolo dell'emettitore che consente di portare ad una temperatura più elevata la superficie dell'emettitore stesso. Aumentando infatti il volume d'aria aumenta anche quello dei gas che di conseguenza avranno velocità superiori e permetteranno alla temperatura di non subire una diminuzione più violenta.

Tabella 6. 2 - Performance in funzione dell'eccesso d'aria

Emitter material and thickness	Excess air, %	Temp. in the chamber, °C	Emitter temp., ^b °C	Radiant power density, ^c W/cm ²	Radiant efficiency, %	Radiant power with filter, W/cm ²
SiC (3 mm)	5	1335	1115	9.8	38.3	5.0
	15	1301	1073	9.5	37.1	4.8
	35	1276	1034	8.7	34.0	4.5
RO ^a (10 mm)	5	1467	1209	10.4	41.0	5.3
	15	1424	1172	10.0	39.1	5.1
	35	1381	1120	9.8	38.2	4.9
Coated RO (10 mm)	5	1475	1216	8.6	33.7	4.6
	15	1418	1175	8.1	31.7	4.3

6.8.3 Materiale con cui è realizzato l'emettitore

Come già ampiamente illustrato nel capitolo precedente, il materiale con cui è realizzato l'emettitore riveste un'importanza fondamentale sia sul rendimento d'irraggiamento sia su quello complessivo del sistema termofotovoltaico. Al riguardo, praticamente tutti gli autori consultati, hanno studiato gli effetti ottenuti al variare del materiale emettitore.

Il primo materiale utilizzato per applicazioni in campo termofotovoltaico fu il SiC (Carburo di Silicio). Proprio emettitori realizzati con questo materiale, ma con diverse configurazioni furono oggetto dei primi studi di K.Qiu e A.Hayden a riguardo. I risultati sono riportati nella seguente tabella :

Tabella 6. 3 - Efficienza del sistema per diversi materiali

Experimental results of performance of radiant burner				
Radiator material and structure	Combustion air temperature, °C	Temperature of combustion chamber, °C	Net radiant power density, W/cm ²	Radiant efficiency, %
SiC honeycomb plaque (3.5 mm thick)	25	1280	3.56	18.5
	278	1350	4.04	21.0
	455	1378	4.41	22.9
SiC foam (3.5 mm thick)	25	1342	4.25	22.1
	280	1425	4.85	25.2
	474	1482	5.14	26.7
SiC coated fiber mat (3.0 mm thick)	25	1290	3.46	18.0
	270	1383	3.77	19.6
	458	1445	3.93	20.4

^aCombustion load 52.3 W/cm² (referred to burner cross-section area), natural gas thermal input 6.12 kW.

Successivamente gli stessi autori misero a confronto le efficienze di emettitori realizzati in SiC ed emettitori realizzati con ossidi di terre rare (REO) e rilevarono che le temperature dell'emettitore erano significativamente più elevate, a parità di condizioni, per gli emettitori reticolati costruiti con ossidi refrattari.

Ciò è legato anche alla porosità differente dei due materiali: gli emettitori di ossidi refrattari sono infatti costituiti da fibre più sottili rispetto a quelle del SiC e di conseguenza, il numero di pori presenti nella loro struttura per unità d'area, è assai più elevato. Con gli ossidi refrattari si avranno dunque delle superfici più ampie per lo scambio termico e quindi temperature più elevate.

6.8.4 Spessore dell'emettitore

Molte delle prove sperimentali svolte hanno messo a confronto anche l'influenza delle dimensioni, ed in particolare dello spessore dell'emettitore sul rendimento chimico d'irraggiamento.

Già S.A. Leonardi, R. Viskanta, J.P. Gore nell'indagare sugli effetti del preriscaldamento dell'aria sul rendimento, avevano messo a confronto tra loro bruciatori in Fecralloy[®] realizzati in singolo e doppio strato e rispettivamente di spessore 2 e 4 mm. I bruciatori con emettitore più spesso hanno un'efficienza d'irraggiamento maggiore rispetto a quelli con emettitore più sottile a parità di condizioni operative. Questo miglioramento della performance è dovuto probabilmente alla combinazione di due fattori: un tempo di permanenza della miscela gassosa ad alte temperature più elevato, che sfocia in una reazione di combustione più completa; ed un effettivo incremento del volume disponibile perché la combustione stessa avvenga.

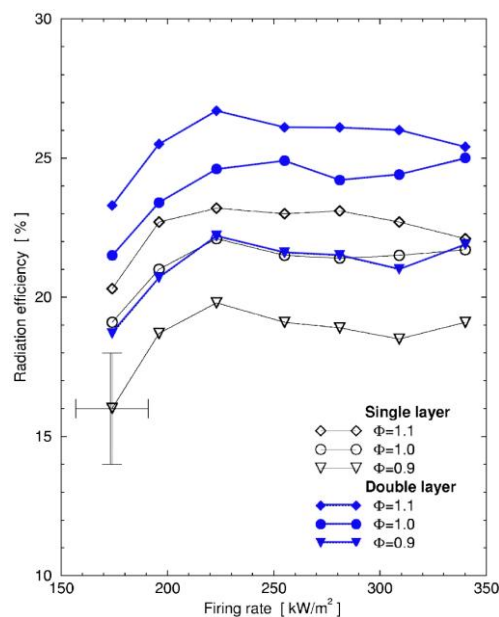


Figura 6. 32- Efficienza radiativa di emettitore in Fecralloy[®] di diverso spessore in funzione del rapporto di combustione

Recentemente K.Qiu e A.Hayden hanno sviluppato in quest'ottica un nuovo tipo di emettitore costituito da due strati sovrapposti di materiali diversi che consentono, incrementando lo spessore, di ottenere ottime e particolari proprietà emissive cui si accompagnano ottimi valori di efficienza. Il primo strato è costituito da un ossido selettivo di Itrterbio Yb_2O_2 , il secondo invece di SiC. Questa configurazione ha permesso di raggiungere un massimo di rendimento d'irraggiamento pari al 30.96% con un preriscaldamento a 520°C dell'aria di combustione.

6.8.5 Temperatura dell'emettitore

K.Qiu e A.Hayden, hanno messo a confronto, in termini di energia elettrica prodotta ed efficienza, tre tipologie di cella: celle costituite da un composto binario di semiconduttori (GaSb), celle costituite da un composto quaternario di semiconduttori (InGaAsSb) e celle al Silicio. Le prime possiedono un band gap di 0,72 eV che corrisponde a lunghezze d'onda di $1,73 \mu\text{m}$, le seconde possiedono un band gap di 0,53 eV che corrisponde a lunghezze d'onda di $2,4 \mu\text{m}$ e le terze possiedono un band gap di 1,1 eV che corrisponde a lunghezze d'onda di $1,13 \mu\text{m}$ I risultati ottenuti sono i seguenti.

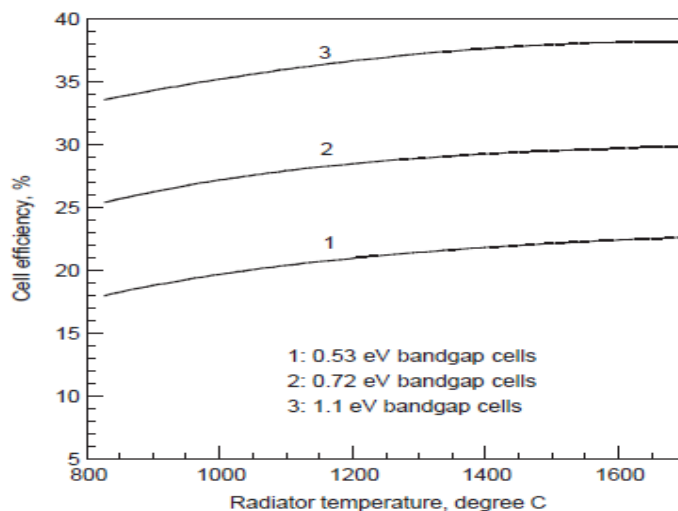


Figura 6. 33 -Rendimento delle celle fotovoltaiche in relazione alla temperatura dell'emettitore.

In maniera più estesa, combinando la variazione della temperatura dell'emettitore, il band gap delle celle, la loro efficienza e la densità di potenza elettrica ottenibile, si ottengono i risultati esposti nella figura seguente. Si nota come al crescere del band gap delle celle, e alla temperatura considerata, la densità di potenza elettrica diminuisca e l'efficienza aumenti.

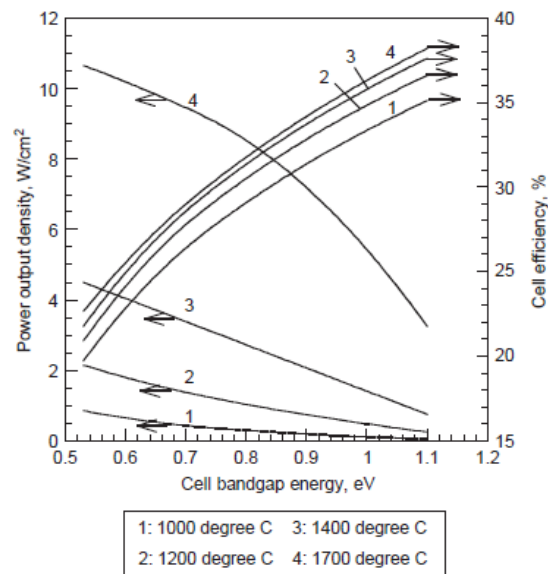


Figura 6. 34 – Rendimento delle celle fotovoltaiche e densità di potenza elettrica sviluppata

6.8.6 Proprietà del filtro

Come noto, il sistema che permette il controllo spettrale, ovvero il filtro, permette di riflettere verso l'emettitore una larga parte della radiazione non convertibile dalle celle fotovoltaiche.

B. Bitnar e W. Durisch hanno svolto degli studi per capire come le caratteristiche del filtro influiscono sull'efficienza spettrale. Gli autori hanno messo a confronto tre diversi sistemi: uno senza filtro, uno avente un filtro con riflettività dell'80% per radiazioni di $E > 1,1\text{eV}$, e un ultimo con riflettività del 100% sempre per radiazioni con $E > 1,1\text{ eV}$. La trasmittanza dei filtri è assunta pari al 100% in entrambi i casi. Il sistema utilizza un emettitore di Yb_2O_3 , l'efficienza radiativa ($\eta_{\text{rad}} = 34\%$) e la potenza elettrica in uscita ($P_{\text{el}} = 28\text{W}$) sono le stesse per tutti e tre i sistemi dato che la temperatura dell'emettitore è sempre la stessa (1735 K). Anche il rendimento delle celle fotovoltaiche è costante (30%). Nella seguente tabella sono riportati i risultati e si nota chiaramente come l'efficienza del sistema, che in questo caso per le ipotesi fatte coincide con quella spettrale, possa essere incrementata di un fattore 5 grazie all'utilizzo di un filtro selettivo.

Filter	P_{in} (W)	P_{rad} (W/cm^2)	η_{sys} (%)
—	1350	8.4	2.0
$R = 80\%$	500	3.1	5.6
$R = 100\%$	280	1.8	10

Figura 6. 35 - Rendimento spettrale al variare delle proprietà del filtro.

Discorso analogo può esser fatto per un sistema con emettitore di Er_2O_3 e celle al germanio. La differenza che si nota è che in questo caso il guadagno è di un fattore 3 anziché 5 dovuto al fatto che il filtro inizia a riflettere a minori energie rispetto al caso precedente.

6.8.7 Temperatura delle celle fotovoltaiche

Un fattore molto importante per quanto riguarda l'efficienza delle celle 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.

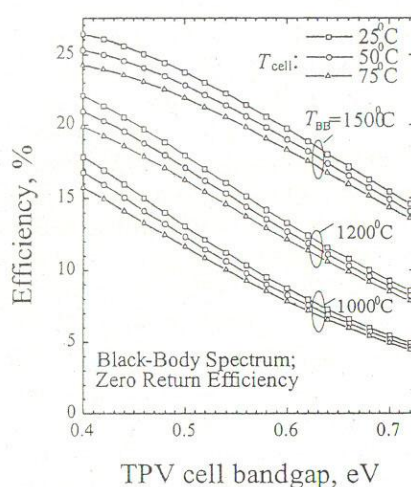


Figura 6. 36– Influenza della temperatura delle celle fotovoltaiche e della temperatura dell'emettitore sul rendimento delle celle stesse

6.8.8 Combinazione emettitore-celle fotovoltaiche

Molti degli autori consultati, hanno compiuto studi orientati alla ricerca di quali potessero essere le migliori combinazioni emettitore - cella fotovoltaica al fine di raggiungere valori di efficienza di quest'ultime più alti possibile. A tale proposito i risultati ottenuti da K.Qiu e A.Hayden e da B. Bitnar e W. Durisch sono riportati nelle tabelle seguenti.

Tabella 6. 4 - Risultati sperimentali di K.Qiu e A.Hayden. Rendimento delle celle fotovoltaiche in combinazione con diversi emettitori

Test no.	Yb ₂ O ₃ selective radiator and silicon concentrator solar cells			SiC-coated ceramic fiber radiator and GaSb cells		
	Radiant efficiency (η_{rad}), %	Spectral efficiency (η_{spe}), %	Cell efficiency (η_{cell}), %	Radiant efficiency (η_{rad}), %	Spectral efficiency (η_{spe}), %	Cell efficiency (η_{cell}), %
1	12.45	18.66	35.4	13.51	51.57	19.8
2	13.37	22.72	36.0	16.67	53.54	20.0
3	15.00	21.78	36.5	17.59	54.96	20.4
4	15.82	24.32	36.8	17.99	56.26	20.9

Tabella 6. 5 - Risultati sperimentali di B. Bitnar e W. Durisch. Rendimento delle celle fotovoltaiche in combinazione con diversi emettitori

Cell	η_{solar} (%)	$\eta_{\text{yb}_2\text{O}_3}$ (%)	$\eta_{\text{Er}_2\text{O}_3}$ (%)
Silicon	19	30	8
Germanium	7	14	18

Riferimenti bibliografici

- [1] Leonardi S.A., Viskanta R., Gore J.P., “Radiation and thermal performance measurements of a metal fiber burner”, “Analytical and Experimental Study of Combustion and Heat Transfer in Submerged Flame Metal Fiber Burners/Heaters” School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, USA.
- [2] Qiu K., Hayden A.C.S , “Thermophotovoltaic generation of electricity in a gas fired heater: Influence of radiant burner configurations and combustion processes”, “Development of a Silicon concentrator solar cell based TPV power Systems”, “Generation of electricity using InGaAsSb and GaSb TPV cells in combustion”, “Performance of low bandgap thermophotovoltaic cells in a small cogeneration system”, “Premixed gas combustion stabilized in fiber felt and its application to a novel radiant burner”, “Thermophotovoltaic power generation systems using natural gas-fired radiant burners”, CANMET Energy Technology Centre, Natural Resources Canada.
- [3] W. Durisch, B. Bitnar, F. von Roth, G. Palfinger , “Small thermophotovoltaic prototype systems” , “Characterisation of rare earth selective emitters for thermophotovoltaic applications”, “Cost Estimates of Electricity from a TPV Residential Heating System”, “ Thermophotovoltaic demonstration system”, Paul Scherrer Institute, Villigen PSI, Switzerland.
- [4] M. Pinelli, M. Cadorin, G. Cenci, P.R. Spina, “Micro-cogenerazione whit thermophotovoltaics (TPV) system: thermodynamic evaluation of numerical modelling.” Università degli Studi di Ferrara, Dipartimento di Ingegneria.
- [5] Cadorin Margherita, “Simulazione tridimensionale della combustione in bruciatori a fiamma diffusiva”, Tesi di Laurea, Università degli Studi di Ferrara, Dipartimento di Ingegneria.
- [6] Cenci Giulio, “Analisi numerica della combustione in bruciatori a superficie metallica irraggiante”, Tesi di Laurea, Università degli Studi di Ferrara, Dipartimento

di Ingegneria.

- [7] Ansys CFX 10.0, “User Guide”, Harwell Laboratory, Oxfordshire UK: Computational Fluid Dynamics Services, AEA Technology plc.
- [8] Shubnell M., Benz P., Mayor J.C. , “Design of a thermophotovoltaic residential heating system”, Paul Scherrer Institute, Switzerland.
- [9] Barra J.A., Diepvens G., Ellzey J.L., Henneke M.R. , “Numerical study of the effects of numerical properties on flame stabilization in a porous burner”, Department of Mechanical Engineering and Applied Research Laboratory, University of Texas at Austin, TX, USA.
- [10] Fraas L., Avery J., Daniels W.E., Huang H.X., Malfa E., Venturino M., Testi G. , “TPV tube generators for apartment building and industrial furnace applications”, “Thermophotovoltaic for combined heat and power using low Nox Gas Fired Radiant Tube Burner”, XJ Crystal Inc. Issaquah, USA.
- [11] Barra A.J., Ellzey J.L. , “Heat recirculation and heat transfer in porous burners”, Department of Mechanical Engineering and Applied Research Laboratory, University of Texas at Austin, TX, USA.
- [12] A. Kesting, O. Pickenäcker, D. Trimis, F. Durst “Development of a Radiation Burner for Methane and Pure Oxygen Using the Porous Burner Technology”, Institute of Fluid Mechanics University of Erlangen-Nuremberg, Germany.
- [13] S.A. Zhdanok, K.V. Dobrego, S.I. Futko, “Effect of porous media transparency on spherical and cylindrical filtrational combustion heaters performance”, Luikov Heat and Mass Transfer Institute, Belarus.
- [14] S. Mößbauer, O. Pickenäcker, K. Pickenäcker, D. Trimis, “Application of the Porous Burner Technology in Energy- and Heat-Engineering”, nstitute of Fluid Mechanics University of Erlangen-Nuremberg, Germany
- [15] Isotta Cerri, Matteo Pavese, Guido Saracco, Vito Specchia “Premixed metal fibre burners based on a Pd catalyst”, Dipartimento di Scienza dei Materiali e Ingegneria Chimica, Politecnico di Torino, Italy
- [16] W.M. Yanga, , S.K. Chou, C. Shu, Z.W. Li, H. Xueb, “Research on micro-thermophotovoltaic power generators”, Department of Mechanical Engineering, National University of Singapore, Singapore.
- [17] Loy Chuan Chia, Bo Feng, “The development of a micropower (micro-thermophotovoltaic) device”, School of Engineering, The University of Queensland, Australia.

- [18] L.G. Ferguson, F. Dogan, “Spectrally selective, matched emitters for thermophotovoltaic energy conversion processed by tape casting”, Department of Materials Science and Engineering, University of Washington, Seattle, USA.
- [19] Timothy J. Coutts, “An overview of thermophotovoltaic generation of electricity”, National Renewable Energy Laboratory, Golden, USA.

CAPITOLO 7

LA MICROCOGENERAZIONE DOMESTICA CON SISTEMI TERMOFOTOVOLTAICI

7.1 INTRODUZIONE

Nel presente capitolo sono presentati degli scenari di analisi finalizzati allo studio della convenienza da un punto di vista energetico ed economico di un sistema termofotovoltaico (TPV) applicato ad una caldaia ad uso domestico.

Gli scenari hanno lo scopo di valutare la convenienza economica di tale tecnologia sia allo stato attuale, considerando i costi ed i rendimenti riferiti al presente periodo, sia in uno scenario futuro in cui la tecnologia sarà maggiormente consolidata.

A tale scopo è stata eseguita una ricerca relativa al prezzo del gas naturale, dell'energia elettrica e del costo specifico della tecnologia relativo all'anno 2009.

Inoltre è stata condotta un'analisi parametrica finalizzata all'analisi termo-economica dell'impianto al variare dei seguenti parametri: (i) il tempo di ritorno dell'investimento (PBP), (ii) il rendimento complessivo del sistema TPV, (iii) il costo specifico dell'energia elettrica, (iv) il fabbisogno termico annuale dell'utenza domestica ed (v) il costo specifico della tecnologia fotovoltaica. Tale analisi consente infatti di capire come varia la profitabilità dell'impianto al variare delle condizioni di utilizzo della tecnologia.

7.2 PREZZI DELL'ENERGIA ELETTRICA E DEL GAS NATURALE NELL'UNIONE EUROPEA

L'Istituto statistico dell'Unione europea (Eurostat) dall'anno 1985 raccoglie e pubblica i dati sui prezzi pagati dal consumatore finale per l'utilizzo dell'energia elettrica e del gas naturale nei diversi Stati membri.

Dal 1° luglio 1991 i dati sui prezzi finali pagati dai consumatori industriali sono raccolti e pubblicati ai sensi della Direttiva 90/377/CEE concernente una procedura comunitaria sulla trasparenza dei prezzi al consumatore finale industriale di gas e di energia elettrica. La Direttiva citata ha ampliato la portata della rilevazione statistica preesistente, per quanto riguarda i consumatori industriali, e ha definito una procedura per la comunicazione a Eurostat dei dati relativi a ogni Stato membro. Eurostat ha continuato a effettuare la rilevazione relativa ai prezzi pagati dai consumatori domestici, ancorché non disciplinata dalla Direttiva 90/377/CEE, sulla base di un *gentleman's agreement* con gli Stati membri. Il 7 giugno 2007 la Commissione europea, con la Decisione 2007/394/CE, ha rivisto tale Direttiva aggiornando la metodologia di rilevazione dei prezzi al fine di renderla maggiormente coerente con il nuovo assetto di mercato previsto dalla completa liberalizzazione dell'attività della vendita finale a partire dal 1° luglio 2007. Eurostat ha provveduto ad aggiornare anche la metodologia per la raccolta dei prezzi finali pagati dai clienti domestici, confermando l'accordo volontario sottoscritto dagli Stati membri.

A seguito delle sostanziali modifiche apportate alla Direttiva 90/377/CEE, per ragioni di chiarezza il Parlamento e il Consiglio Europeo, in data 22 ottobre 2008, hanno emanato la Direttiva 2008/92/CE sulla trasparenza dei prezzi al consumatore finale industriale di gas ed energia elettrica, che rappresenta una rifusione delle disposizioni in questione.

La nuova metodologia di rilevazione dei prezzi ha sostituito la raccolta dei prezzi puntuali per tipologia di consumatore tipo, con la raccolta di prezzi medi semestrali articolati per classi di consumo e ponderati sulla base delle quote di mercato dei fornitori di energia elettrica e gas.

La Tabella 7. 1 e la Tabella 7. 2 mostrano la nuova classificazione basata sulle classi di consumo, rispettivamente, per il settore elettrico e per il settore gas. Per quanto riguarda l'utenza domestica, le classi di consumo più rappresentative per il nostro paese, in termini di volumi, sono le classi DB (1.000 - 2.500 kWh annui) e DC (2.500 - 5.000 kWh annui) per il settore elettrico e la classe D2 (525,36 -5.253,60 m³ annui) per il settore gas.

Tabella 7. 1- Tipologie di consumatori per il settore elettrico

TIPOLOGIE DI CONSUMATORI	NUOVA METODOLOGIA DAL GENNAIO 2008
Domestici	kWh/anno
Classe DA	<1.000
Classe DB	1.000-2.500
Classe DC	2.500-5.000
Classe DD	5.000-15.000

Tabella 7. 2 - Tipologie di consumatori per il settore gas naturale.

TIPOLOGIE DI CONSUMATORI	NUOVA METODOLOGIA DAL GENNAIO 2008	
Domestici	GJ/anno	m³/anno
Classe D1	<20	<525,36
Classe D2	20-200	525,36-5.253,60
Classe D3	>=200	>=5.253,60
Classe D3-b	-	-
Classe D4	-	-

Con l'adozione della nuova metodologia, le serie storiche presentano una soluzione di continuità a partire da gennaio 2008. Infatti, da tale mese la nuova metodologia è entrata in vigore ufficialmente anche se, già da luglio 2007, è stata data la possibilità agli Stati membri di comunicare i prezzi a Eurostat sulla base della nuova metodologia, anziché di quella preesistente, e la maggior parte dei Paesi ha scelto questa opzione.

Con riferimento al nostro Paese occorre segnalare, tuttavia, che i dati forniti con riferimento al secondo semestre 2007 per l'energia elettrica e pubblicati nella *Relazione Annuale 2008* stilata dall'AEEG, vedi [6], erano provvisori, in quanto la nuova metodologia di rilevazione non era ancora stata interamente approntata dallo Stato italiano. In particolare, si precisa che con la nuova metodologia di rilevazione, che ha per oggetto i prezzi medi, si raccolgono i prezzi pagati dai clienti finali senza distinzione tra mercato libero e condizioni di maggior tutela o salvaguardia, mentre la rilevazione precedente rifletteva le tariffe di fornitura nel mercato vincolato.

Le tabelle e i grafici riportati nei paragrafi successivi si riferiscono pertanto ai prezzi comunicati a Eurostat sulla base della nuova metodologia di rilevazione con riferimento al primo semestre 2008 ed estratti dal database Eurostat in data 18 aprile 2009. Le statistiche includono anche i Paesi entrati a far parte dell'Unione europea nell'aprile del 2004 e nel gennaio 2007. I prezzi sono espressi in centesimi di euro per kWh per i consumi di energia elettrica e in centesimi di euro per metro cubo per i consumi di gas, convertendo i prezzi denominati nelle valute nazionali con il cambio corrente (alla data della rilevazione) per i Paesi non appartenenti all'Unione monetaria europea. Più significativo sarebbe il confronto dei valori a parità di potere d'acquisto.

A oggi, tuttavia, questi dati sono disponibili in forma provvisoria nel database gestito da Eurostat solo per alcune tipologie di prezzo.

Occorre infine precisare che, secondo la definizione Eurostat, che è stata mantenuta anche con riferimento alla nuova metodologia, il prezzo al netto delle imposte è da intendersi non soltanto al netto di quelle vere e proprie (come le accise o l'IVA), ma anche al netto di qualunque tassa o altro onere generale pagabile dal consumatore finale non incluso nel prezzo industriale come, per esempio, un'ecotassa. Nel caso italiano ciò significa che l'Eurostat, con riferimento ai prezzi dell'energia elettrica, colloca fra le componenti di natura fiscale del prezzo lordo gli oneri generali di sistema, mentre li esclude dal prezzo netto.

Inoltre i prezzi rilevati dall'Eurostat non includono il costo dell'allacciamento iniziale alla rete.

7.2.1 Prezzi dell'energia elettrica per le utenze domestiche

Nel primo semestre 2008 i consumatori domestici italiani appartenenti alla prima classe di consumo (<1.000 kWh all'anno) hanno pagato per gli usi elettrici prezzi superiori del 10%, sia al lordo sia al netto delle imposte, rispetto alla media europea.

Ciò è conseguenza dell'introduzione della nuova metodologia di rilevazione che non distingue tra consumatori residenti e non residenti, distinzione peraltro tipica del contesto italiano. Il risultato del confronto è infatti in larga misura ascrivibile alla significativa presenza in tale classe dei consumatori non residenti (per esempio, seconde case). Infatti, con riferimento alla seconda classe di consumo (1.000-2.500 kWh annui), dove tale presenza è meno rilevante, l'esito si ribalta e i prezzi italiani risultano inferiori del 10% al lordo delle imposte e del 4% al netto, rispetto ai livelli medi europei. Si può stimare che il 60% delle famiglie italiane residenti (escludendo quindi le seconde case), con consumi annui inferiori ai 2.500 kWh, paghi per l'elettricità prezzi più bassi della media europea.

Per i consumi più elevati restano le differenze in termini di scostamenti positivi tra i prezzi italiani e i corrispondenti prezzi medi europei che variano, a seconda della classe di appartenenza, tra circa il 30% e oltre il 45%. Con riferimento, in particolare, alla classe di consumo 2.500-5.000 kWh annui, i prezzi italiani lordi si collocano sui livelli più elevati in Europa insieme ai prezzi danesi, tedeschi e belgi.

Al di sotto della media europea si attestano invece i prezzi di Portogallo, Regno Unito, Spagna, Finlandia e Francia mentre tra i prezzi più bassi figurano quelli relativi ad alcuni Paesi dell'Europa orientale (ex repubbliche sovietiche). In realtà, questi Paesi sono

caratterizzati da prezzi dell'energia elettrica e del gas molto bassi, se espressi in euro, a causa del fatto che le corrispondenti valute nazionali sono in larga misura sottovalutate rispetto all'euro.

Occorre ricordare, inoltre, che mentre la Danimarca e la Germania sono penalizzate dagli alti livelli di tassazione (superiori anche al 50%), il Portogallo e il Regno Unito presentano un'incidenza fiscale molto contenuta (intorno al 5% rispetto alla media europea che è superiore al 20%).

Tabella 7.3 - Prezzi finali dell'energia elettrica per i consumatori domestici (prezzi al netto e al lordo delle imposte; gennaio-giugno 2008; c€/kWh)

kWh/anno	< 1.000		1.000-2.500		2.500-5.000		5.000-15.000		≥ 15.000	
	NETTI	LORDI	NETTI	LORDI	NETTI	LORDI	NETTI	LORDI	NETTI	LORDI
Austria	18,12	26,50	14,10	20,05	12,71	17,79	11,80	16,38	10,95	15,14
Belgio	21,53	27,85	16,63	21,72	15,00	19,72	13,30	17,68	11,81	15,92
Bulgaria	6,19	7,41	6,08	7,31	5,93	7,11	5,88	7,06	5,88	7,06
Cipro	16,51	19,21	15,09	17,57	15,28	17,80	15,33	17,85	15,39	17,92
Danimarca	14,30	29,20	14,30	29,20	12,03	26,35	10,36	23,44	10,36	23,44
Estonia	6,59	8,38	6,52	8,30	6,39	8,14	6,07	7,77	5,15	6,69
Finlandia	16,73	21,49	11,18	14,72	9,15	12,23	7,79	10,58	6,41	8,89
Francia	18,69	23,37	10,81	14,15	9,14	12,13	7,92	10,62	7,36	9,95
Germania	23,49	34,15	14,97	23,89	12,99	21,48	11,76	19,88	11,31	19,07
Grecia	11,18	12,22	8,28	9,06	9,57	10,47	11,39	12,45	12,45	13,60
Irlanda	39,19	44,48	18,39	20,87	15,59	17,69	13,85	15,72	12,09	13,72
Italia ^(A)	20,56	26,48	12,44	15,23	15,39	20,79	16,23	22,40	16,85	23,03
Lettonia	8,13	8,54	8,08	8,49	8,02	8,42	7,82	8,21	7,53	7,91
Lituania	7,81	9,22	7,57	8,93	7,29	8,60	6,85	8,08	6,38	7,53
Lussemburgo	19,72	21,75	15,81	17,60	14,21	15,91	13,06	14,69	9,09	10,49
Malta	4,44	4,66	5,90	6,19	9,45	9,93	12,46	13,09	13,50	14,17
Paesi Bassi ^(B)	23,60	n.a.	15,30	13,90	12,70	17,30	12,00	19,70	11,30	18,50
Polonia	13,70	17,57	10,16	13,29	9,65	12,59	8,52	11,14	8,51	11,10
Portogallo	31,81	33,40	16,11	16,91	14,10	14,80	12,64	13,26	11,81	12,40
Regno Unito	15,23	16,00	14,58	15,36	13,94	14,58	12,90	13,55	13,16	13,81
Rep. Ceca	22,22	26,59	16,67	19,96	10,60	12,74	8,69	10,48	7,50	9,05
Romania	8,95	10,73	8,97	10,75	8,85	10,61	8,70	10,43	8,78	10,52
Slovacchia	19,79	23,55	14,05	16,72	11,94	14,21	10,02	11,91	7,91	9,40
Slovenia	14,64	18,58	10,27	12,96	9,11	11,47	8,49	10,66	8,02	10,06
Spagna	24,55	30,09	12,99	15,83	11,24	13,66	10,21	12,41	9,81	11,88
Svezia	20,22	28,70	12,26	18,74	10,85	16,98	9,13	14,85	8,05	13,49
Ungheria	13,33	16,16	13,27	16,08	12,77	15,48	12,71	15,41	13,11	15,89
Croazia	15,96	19,67	8,80	11,00	7,98	9,90	7,43	9,22	7,15	8,80
Norvegia	30,12	39,29	18,40	24,66	11,79	16,39	8,18	11,86	7,08	10,50
Unione europea ^(C)	18,68	23,93	12,97	16,91	12,11	16,33	11,01	15,08	10,66	14,58

(A) Per l'Italia non è disponibile il prezzo Eurostat al netto delle imposte e di altri eventuali oneri. Il dato riportato nella tavola rappresenta pertanto una stima preliminare effettuata dall'Autorità sulla base dei primi dati disponibili.

(B) Nei Paesi Bassi è previsto uno sconto sul prezzo finale lordo che, per la prima classe di consumo, rende poco significativo il dato di prezzo al lordo delle imposte.

(C) Prezzo medio relativo all'aggregato Unione europea (27 Paesi), ponderato con i dati più recenti disponibili sui consumi domestici nazionali e calcolato da Eurostat.

Fonte: Elaborazione AEEG su dati Eurostat.

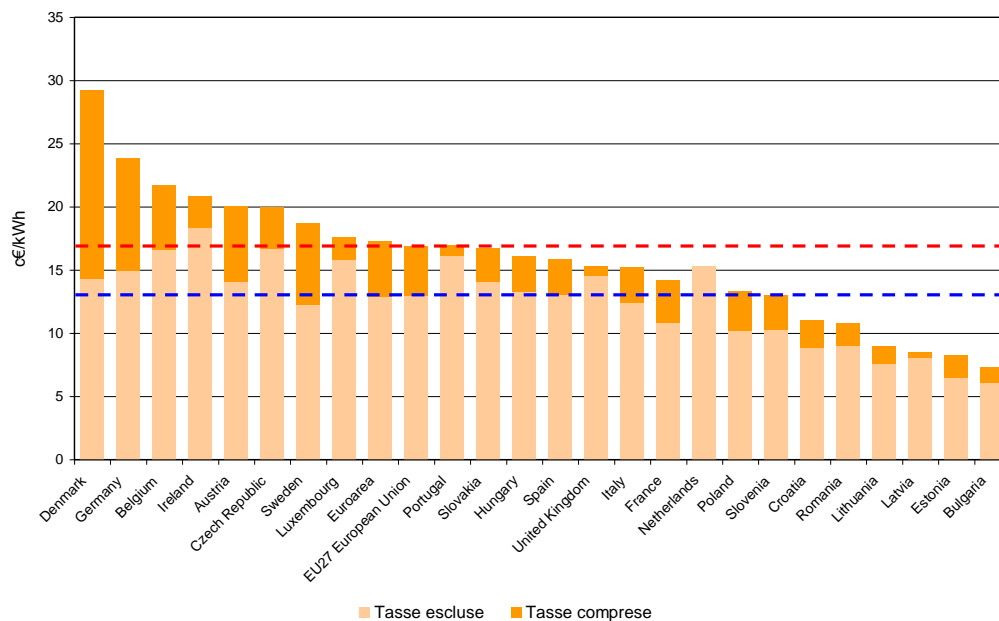


Figura 7. 1 - Prezzi finali dell'energia elettrica per usi domestici per la fascia DB (Elaborazione dati Eurostat)

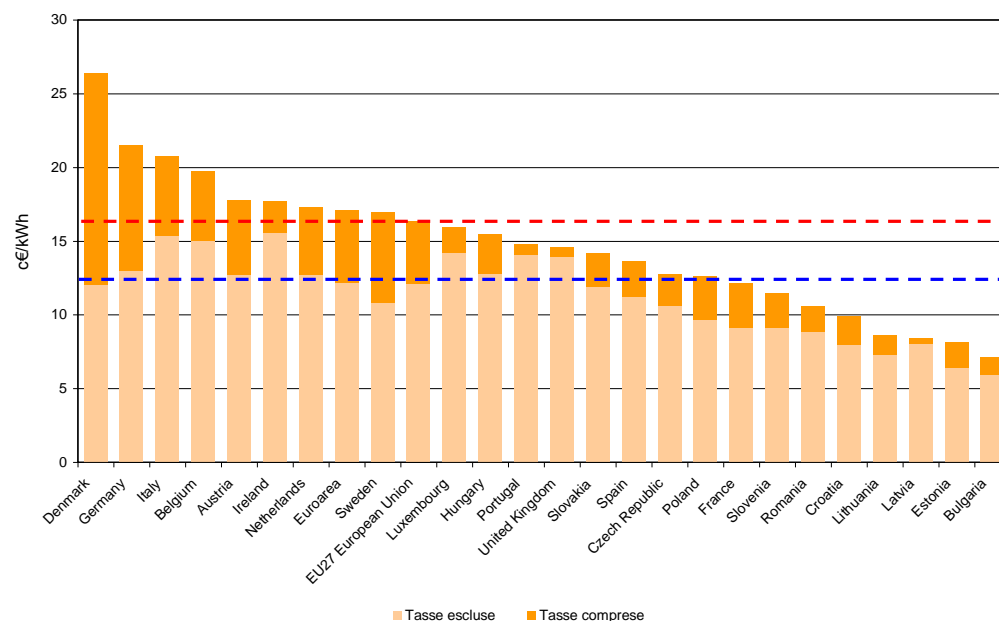


Figura 7. 2- Prezzi finali dell'energia elettrica per usi domestici per la fascia DC (Elaborazione dati Eurostat)

Le figure precedenti indicano i valori delle tariffe elettriche tipiche per utenze residenziali all'interno dei vari stati europei, espresse al netto e al lordo delle imposte. Da notare che nei Paesi Bassi (vedi Figura 7. 1), è previsto uno sconto sul prezzo finale lordo che, per la classe di consumo (DB), rende poco significativo il dato di prezzo al lordo delle imposte, in quanto questo risulta essere inferiore a quello netto.

Per quanto riguarda il contesto nazionale, i dati del semestre gennaio-giugno 2008 confermano, anche se in modo più sfumato a causa dei cambiamenti metodologici di

rilevazione, l'anomalia italiana determinata da una struttura tariffaria progressiva (accresciuta dal sistema di imposizione fiscale che non colpisce i bassissimi livelli di consumo), tale per cui il prezzo unitario dell'elettricità aumenta al crescere dei quantitativi di consumo, per lo meno a partire da un consumo annuo superiore ai 2.500 kWh (Figura 7.2).

In tutte le figure le linee tratteggiate rappresentano rispettivamente:

- linea blu: il prezzo medio ponderato sui 27 paesi europei al netto delle imposte;
- linea rossa: il prezzo medio ponderato sui 27 paesi europei al lordo delle imposte.

7.2.2 Prezzi del gas naturale per le utenze domestiche

Nel primo semestre 2008 il prezzo italiano del gas, per un consumatore domestico, si è collocato su livelli inferiori a quelli medi europei, sia al lordo sia al netto delle imposte, per la classe più bassa di consumo (cottura cibi e riscaldamento di acqua sanitaria, consumi annui inferiori a 525 m³), mentre, per le classi più alte (utilizzo del gas anche per il riscaldamento), il prezzo è stato in linea con quello medio europeo, se calcolato al netto delle imposte, e superiore, se calcolato al lordo delle imposte (con uno scostamento positivo maggiore del 15%) (Tabella 7.1).

Si ricorda che in Italia circa il 23% delle famiglie appartiene alla fascia più bassa di consumo (utilizzo gas solo per cottura cibi e produzione di acqua calda) e paga il gas, in larga misura, sulla base delle condizioni economiche determinate dall'Autorità per l'energia elettrica e il gas.

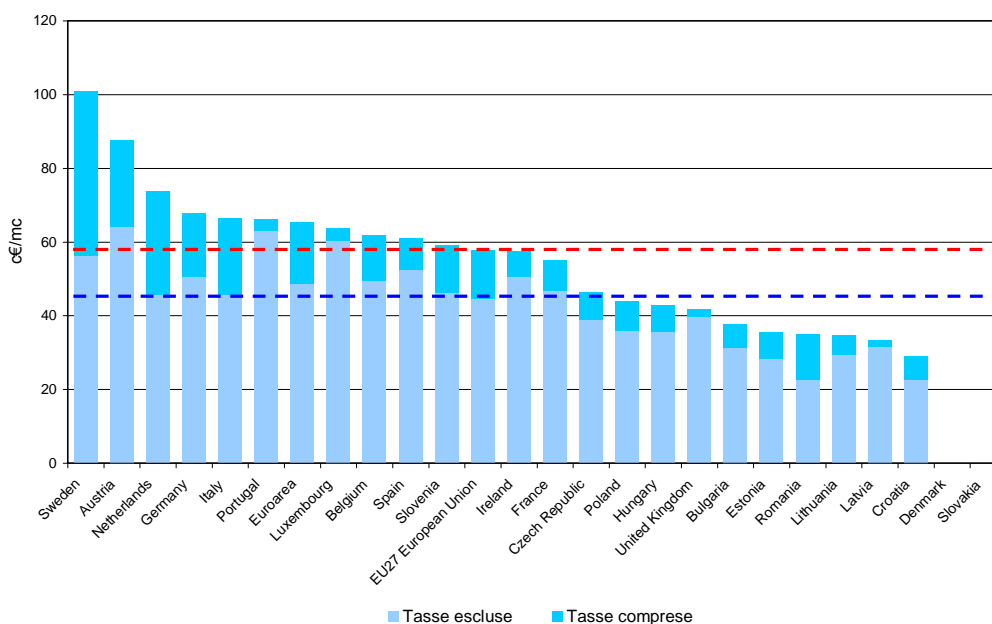


Figura 7.3 - Prezzi finali del gas naturale per usi domestici per la fascia D2 (Elaborazione dati Eurostat)

Tabella 7. 1- Prezzi finali del gas naturale per i consumatori domestici (Prezzi al netto e al lordo delle imposte; gennaio-giugno 2008; c€/m³)

m ³ /anno	< 525,36		525,36-5.253,60		≥ 5.253,60	
	NETTI	LORDI	NETTI	LORDI	NETTI	LORDI
Austria	76,82	109,22	63,99	87,52	52,04	74,20
Belgio	73,85	90,91	49,53	61,90	46,56	57,98
Bulgaria	28,54	34,24	31,22	37,49	31,67	38,00
Cipro	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.
Danimarca	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.
Estonia	34,05	41,47	28,13	35,40	28,28	35,30
Finlandia	n,d	n,d	n,d	n,d	n,d	n,d
Francia	84,13	95,78	46,79	55,05	42,33	50,29
Germania	74,73	99,82	50,71	67,80	46,03	62,24
Grecia	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.
Irlanda	63,80	72,41	50,59	57,45	48,27	54,82
<i>Italia</i>	<i>53,10</i>	<i>70,60</i>	<i>45,80</i>	<i>66,50</i>	<i>40,60</i>	<i>67,20</i>
Lettonia	33,35	35,10	31,50	33,14	31,39	32,97
Lituania	45,68	53,90	29,51	34,82	28,75	33,92
Lussemburgo	60,19	63,77	60,19	63,77	44,08	46,71
Malta	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.
Paesi Bassi	69,56	102,79	45,72	73,74	43,51	70,63
Polonia	48,00	58,55	36,08	44,02	33,93	41,39
Portogallo	81,65	85,73	62,96	66,11	56,56	59,38
Regno Unito	44,65	46,88	39,84	41,83	39,19	41,15
Rep. Ceca	58,39	69,48	39,03	46,45	39,07	46,49
Romania	22,63	35,20	22,65	35,07	22,67	34,69
Slovacchia	82,63	98,33	38,03	45,26	35,57	42,32
Slovenia	56,99	71,99	46,22	59,05	42,94	55,12
Spagna	64,49	74,81	52,45	60,84	43,68	50,67
Svezia	69,19	117,18	56,24	100,98	53,56	97,61
Ungheria	36,27	43,53	35,65	42,78	35,19	42,23
Croazia	22,50	28,90	22,50	28,90	22,50	28,90
Norvegia	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.
Unione europea ^(A)	61,40	77,43	44,59	57,67	41,29	54,78

Tra i Paesi che presentano prezzi più elevati al lordo delle imposte rispetto alla media europea, per la classe di consumo centrale (consumi annui compresi tra 525 e 5.254 m³), figurano anche la Svezia, l’Austria, i Paesi Bassi, la Germania e il Portogallo. Per la Svezia, i Paesi Bassi, l’Austria e l’Italia questi livelli di prezzo sono anche la conseguenza di percentuali di tassazione significativamente elevate (Figura 7. 1).

Nel confronto con i principali Paesi europei i prezzi italiani netti risultano comunque inferiori, per tutte le classi di consumo domestico, a quelli di Francia, Germania, Spagna e Portogallo (Figura 7. 1).

(A) Prezzo medio relativo all’aggregato Unione europea (22 Paesi), ponderato con i dati più recenti disponibili sui consumi domestici nazionali e calcolato da Eurostat. In caso di mancanza o ritardo nella pubblicazione di un prezzo, l’Eurostat, solo ai fini del calcolo dell’aggregato Unione europea, stima il prezzo mancante con l’indice dei prezzi al consumo armonizzato.

Fonte: Elaborazione AEEG su dati Eurostat.

7.3 FABBISOGNO ENERGETICO DEGLI EDIFICI RESIDENZIALI

7.3.1 Efficienza energetica in ambito residenziale

L'efficienza energetica rappresenta oggi il più importante, rapido ed efficace strumento individuato dall'Unione Europea per garantire competitività a livello globale, protezione e qualità dell'ambiente che ci circonda, riduzione della dipendenza dall'estero per l'approvvigionamento di materie prime ed energia.

E' stato stimato che l'Unione Europea riuscirebbe a risparmiare, con adeguati interventi, almeno il 20% di energia rispetto all'attuale consumo, pari a circa 60 miliardi di euro all'anno: una famiglia media potrebbe così risparmiare, a seconda del proprio consumo d'energia, da 200 a 1.000 euro all'anno. Nel bilancio energetico dei paesi della UE un ruolo rilevante è rivestito dal settore civile, che comprende i consumi energetici per l'utilizzo e la gestione degli edifici a destinazione residenziale e terziaria. In base ai dati presentati dalla stessa UE, questo settore risulta incidere per più del 40% sul totale della domanda energetica finale dell'Unione (vedi Figura 7. 4).

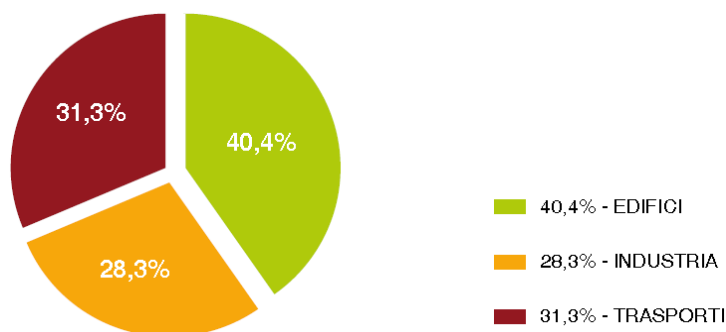


Figura 7. 4 - Ripartizione dei consumi nella Comunità Europea per uso finale

(Libro Verde Comunità Europea, 2006)

Gli utilizzi finali che in un edificio comportano un consumo di energia sono molteplici e comprendono la climatizzazione degli ambienti (riscaldamento e raffrescamento), la produzione di acqua calda sanitaria, la ventilazione e trattamento aria, l'illuminazione, gli elettrodomestici ed apparecchiature elettroniche.

Tra questi utilizzi la climatizzazione degli ambienti, invernale ed estiva, costituisce la componente maggiormente energivora, pur considerando le differenze tra edifici dovute alle diverse tipologie costruttive e alla destinazione d'uso (vedi Figura 7. 5).

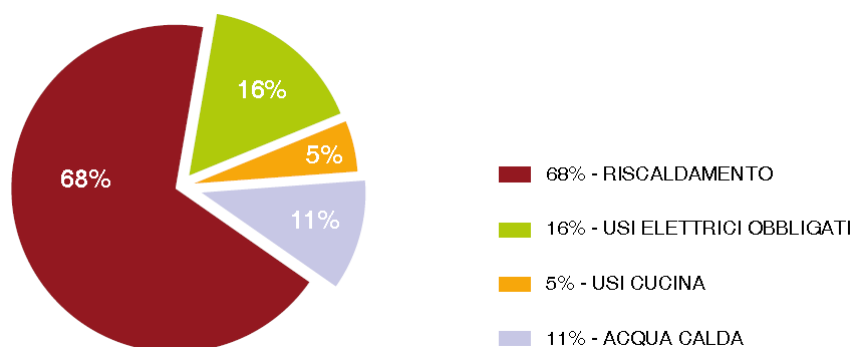


Figura 7.5 - Consumi finali di energia nel settore residenziale per categoria d'uso, 2006
(Elaborazione dati ENEA)

Oltre a ciò si assiste, negli ultimi anni, al sensibile aumento dei consumi energetici per la climatizzazione estiva, dovuto alla sempre maggiore diffusione di impianti di raffrescamento nell'edilizia residenziale.

Sulla base di queste valutazioni, e in considerazione di un patrimonio edilizio esistente in molti casi vecchio e poco efficiente da un punto di vista energetico (in Italia 13 milioni di edifici esistenti di cui circa 11 milioni anteriori alla Legge

373/73 - Fonte: Libro Bianco "Energia, Edificio, Ambiente"), la UE e i paesi membri hanno individuato nel settore dell'edilizia un comparto strategico per raggiungere gli obiettivi globali di efficienza energetica.

Di conseguenza negli ultimi anni, sia a livello europeo che nazionale, si è definito un nuovo quadro legislativo, in grado di sviluppare i necessari presupposti normativi, finanziari, tecnologici e culturali per un'adeguata risposta alla sfida dell'efficienza energetica degli edifici.

Nel rispetto degli impegni assunti nel quadro del protocollo di Kyoto sui cambiamenti climatici, alla fine del 2006 l'UE si è impegnata a ridurre del 20% il consumo annuo di energia primaria entro il 2020.

A tal proposito, il Parlamento europeo e il Consiglio, hanno emanato la Direttiva 2002/91/CE, del 16 dicembre 2002, sul rendimento energetico nell'edilizia.

La Direttiva comprende quattro elementi principali:

- una metodologia comune di calcolo del rendimento energetico integrato degli edifici;
- i requisiti minimi sul rendimento energetico degli edifici di nuova costruzione e degli edifici già esistenti sottoposti a importanti ristrutturazioni;
- i sistemi di certificazione degli edifici di nuova costruzione ed esistenti e l'esposizione negli edifici pubblici degli attestati di rendimento energetico e di altre

informazioni pertinenti. Gli attestati devono essere stati rilasciati nel corso degli ultimi cinque anni;

- l'ispezione periodica delle caldaie e degli impianti centralizzati di aria condizionata negli edifici e la valutazione degli impianti di riscaldamento dotati di caldaie installate da oltre 15 anni.

La metodologia comune di calcolo dovrebbe tenere conto di tutti gli elementi che concorrono a determinare l'efficienza energetica, e non più soltanto della qualità dell'isolamento termico dell'edificio. Tale impostazione integrata dovrebbe tenere conto di fattori quali gli impianti di riscaldamento e di raffreddamento, gli impianti di illuminazione, la posizione e l'orientazione dell'edificio, il recupero del calore ecc. Le norme minime (stabilite dai singoli Stati membri) per gli edifici sono calcolate sulla base della metodologia di cui sopra.

7.3.2 La certificazione energetica in Europa

Nel recepire l'articolo 7 della Direttiva 2002/91/CE, che prevede l'obbligo della certificazione energetica degli edifici, gli Stati membri hanno proceduto in ordine sparso. Si sono così prodotte differenziazioni a livello nazionale e regionale.

In seguito all'approvazione della Direttiva 2002/91/CE sul rendimento energetico degli edifici (European Performance Building Directive – EPBD) la Commissione Europea ha messo in campo una gamma di iniziative con l'obiettivo di aiutare gli Stati membri ad applicarne i contenuti. Di particolare rilievo è l'istituzione di una piattaforma internet, la EPBD Building Platform, il cui compito principale è quello di monitorare l'implementazione a livello europeo della Direttiva 2002/91/CE.

In questa piattaforma sono riportate le più importanti attività sui differenti temi affrontati dalla EPBD, svolte da istituti di ricerca europei, dagli Stati membri, dalla Comunità Europea, dall'Agenzia Europea per l'Efficienza Energetica (IEEA) e dagli Enti normativi. I temi più importanti della Direttiva, di cui si occupa il sito internet, sono cinque:

- la certificazione energetica e i certificati (art. 7);
- l'ispezione (art. 8 e 9);
- gli esperti (art. 10);
- i modelli di calcolo delle prestazioni energetiche (art. 3);
- i requisiti energetici (art. 4, 5 e 6).

Per quanto riguarda il tema della certificazione energetica degli edifici, la EPBD

Building Platform presenta un quadro estremamente variegato del modo in cui esso è stato affrontato nei principali Paesi membri dell'Unione Europea. I quali, al fine di implementare l'articolo 7 della Direttiva europea, hanno varato o stanno varando dei provvedimenti nazionali e/o regionali che, sebbene presentino alcuni tratti comuni (come l'aver attuato il certificato anzitutto per gli edifici di nuova costruzione e solo in seguito per quelli esistenti) sono anche molto differenziati tra loro. Di seguito si elenca lo stato dell'arte in merito all'efficienza energetica di alcuni paesi europei.

La certificazione nel Regno Unito e in Polonia

Nel Regno Unito, a partire dal 1° gennaio 2007, la classificazione energetica è obbligatoria per tutte le abitazioni. In questo Paese è previsto un “pacchetto informativo” (Home Information Pack – HIPs) dove sono riportate le più importanti informazioni riguardanti la certificazione energetica degli edifici, in modo da facilitare i proprietari nella scelta delle soluzioni migliori. In Polonia la certificazione di tutti i nuovi edifici è prevista dal 1° gennaio 2008, mentre scatta dal 1° gennaio 2009 l'obbligo di certificazione per gli edifici esistenti in caso di “modernizzazione” o compravendita. Per quanto riguarda lo status dei certificatori, in questi due Paesi (e anche in Portogallo) essi sono liberi professionisti, sottoposti in maniera diretta – dunque senza mediazione con gli enti locali – all'amministrazione centrale.

La certificazione in Svezia, Olanda e Germania

In Svezia la certificazione di tutti gli edifici è obbligatoria dal 1° gennaio 2009. Questo Paese è all'avanguardia in questo campo: risale addirittura al 1942 una prima legislazione sui requisiti minimi di prestazione energetica per gli edifici, che sono poi stati aggiornati negli anni successivi, l'ultima volta nel 2006. L'Olanda ha varato un decreto per le prestazioni energetiche degli edifici (Decree Energy Performance of Buildings BEG) che prevede la certificazione di tutti gli edifici pubblici (ad esclusione di scuole e ospedali) con superficie utile superiore a 100 mq, con obbligo di esposizione all'esterno del certificato. Il lavoro di certificazione, in questo Paese come in Svezia e in Finlandia, spetta principalmente ad aziende specializzate che operano nel rispetto delle norme nazionali e internazionali.

Diversa la situazione Germania, dove il certificato energetico viene attuato in diverse fasi, anzitutto per gli edifici costruiti dopo il 1965. In questo Paese, come in Austria, il certificatore svolge la sua attività a titolo di soggetto individuale, ma è comunque

accreditato dall'amministrazione locale, cui spetta di emettere il certificato e la targa energetica. Come risulta evidente da questi esempi, l'attuazione dell'articolo 7 della Direttiva da parte dei Paesi membri, è avvenuta secondo differenziazioni nazionali e regionali (basti pensare all'Italia, dove, per armonizzare la legislazione nazionale e le diverse regolamentazioni locali, si attendono le linee guida nazionali). La Commissione Europea, al fine di perseguire un certo grado di armonizzazione su base volontaria tra i diversi Stati membri, ha quindi istituito un apposito organo di consultazione, il Concerted Action EPBD.

Costituito da un gruppo di esperti, questo organismo ha il compito di discutere e preparare: una "struttura" per la certificazione energetica degli edifici, in modo da massimizzare le somiglianze e ridurre le differenze di implementazione da parte dei Paesi membri; una base metodologica coerente per l'ispezione delle caldaie per il riscaldamento e dei sistemi di condizionamento dell'aria; programmi adeguati inerenti all'accREDITAMENTO degli *audit energetici* e degli esperti in ispezione negli Stati membri; criteri per l'applicazione di metodologie comuni per il calcolo del rendimento energetico degli edifici. Per ciascuno di questi obiettivi è stato istituito uno specifico gruppo di lavoro. Dal gennaio 2005 al giugno 2007 si sono tenuti 8 incontri, a cui hanno partecipato i rappresentanti dei ministeri governativi nazionali o di istituzioni governative affiliate, provenienti da 25 Paesi. Si tratta di esperti responsabili della preparazione, nel loro rispettivo Paese, del contesto tecnico, giuridico e amministrativo finalizzato al recepimento della Direttiva 2002/91/CE. Attraverso meeting e webzine, essi si consultano sulle impostazioni e le tendenze presenti nelle rispettive legislazioni, verificando i tempi e l'efficacia di implementazione della Direttiva.

La situazione italiana

In Italia, la norma fondamentale sull'uso razionale dell'energia è stata per lungo tempo la legge del 9 gennaio 1991 n. 10, cui hanno fatto seguito solo alcuni tra i vari decreti di attuazione previsti. Tra questi i più incisivi sono stati il D.P.R. 26/08/1993 n. 142, parzialmente modificato dal D.P.R. 21/12/1999 n.551, che disciplina la progettazione, l'installazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici. Bisogna attendere il 31 marzo del 1998 quando viene emanato il Decreto Legislativo n. 112 che, all'articolo 30, delega alle Regioni il compito di regolamentare l'applicazione della certificazione energetica.

Il Decreto Legislativo del 19 agosto 2005, n. 192, è il decreto di attuazione della

direttiva 2002/91/CE sul rendimento energetico nell'edilizia. Come si può leggere all'articolo primo, il decreto stabilisce i criteri, le condizioni e le modalità per migliorare le prestazioni energetiche degli edifici con finalità che sono: lo sviluppo delle fonti rinnovabili e la diversificazione energetica, la limitazione delle emissioni inquinanti e lo sviluppo tecnologico.

In attesa che fossero emanati i decreti applicativi del D.Lgs. 192/05, sono però state pubblicate sulla G.U. n. 26 del 1/2/2007, attraverso il D.Lgs. 311/06, alcune disposizioni integrative, che correggono alcuni errori e lacune rilevanti nel corso di più di un anno di applicazione del decreto ed attuano alcuni indirizzi politici di maggiore severità sul tema energetico.

Con il Decreto ministeriale del 26 giugno 2009 sono finalmente arrivate le Linee guida nazionali per la certificazione energetica degli edifici, previste dall'articolo 6, comma 9, del Decreto Legislativo 192/2005, in applicazione della direttiva 2002/91/CE.

Le Linee guida si applicano alle Regioni e Province autonome ancora sprovviste di propri strumenti di certificazione, e comunque sino alla data di entrata in vigore degli strumenti regionali. Invece, le Regioni e le province autonome che hanno già recepito la direttiva 2002/91/CE, devono adottare misure atte a favorire un graduale ravvicinamento dei propri strumenti alle Linee guida.

Per l'attivazione di tutti i meccanismi di raccordo, concertazione e cooperazione tra lo Stato, le regioni, le province autonome di Trento e Bolzano e gli Enti locali, è istituito un Tavolo di confronto e coordinamento.

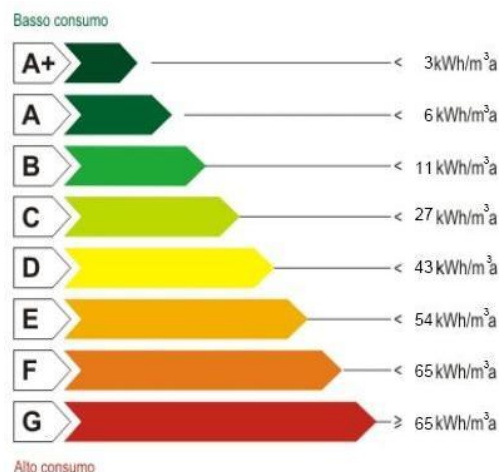


Figura 7. 6 - Classi energetiche degli edifici

Gli attestati di certificazione hanno una validità temporale massima di dieci anni, anche se nel frattempo dovessero essere emanati provvedimenti di aggiornamento.

La validità massima dell'attestato è confermata solo se sono rispettate le prescrizioni

normative vigenti per le operazioni di controllo di efficienza energetica. Nel caso di mancato rispetto di tali disposizioni, l'attestato decade il 31 dicembre dell'anno successivo a quello in cui è prevista la prima scadenza non rispettata. All'attestato di certificazione energetica devono essere allegati, in originale o in copia, i libretti di impianto o di centrale di cui all'art. 11, comma 9, del Dpr 412/1993.

L'attestato di certificazione energetica deve essere aggiornato ad ogni intervento di ristrutturazione, edilizio e impiantistico, che modifica la prestazione energetica dell'edificio. Le prestazioni energetiche dell'edificio sono rappresentate graficamente (comprendono l'indicazione della prestazione raggiungibile con la realizzazione degli interventi di riqualificazione raccomandati) e attraverso un sistema di valutazione basato su classi identificate dalle lettere dalla A alla G, con l'introduzione di una classe A+ (Figura 7. 6).

7.4 LA COGENERAZIONE: DEFINIZIONE, NORMATIVA E SOSTENIBILITÀ'

7.4.1 Scenario energetico di riferimento

Come noto, l'Italia affida il soddisfacimento della maggior parte dei suoi consumi di energia primaria ai combustibili fossili, soprattutto petrolio e gas naturale. Per quanto riguarda l'energia elettrica, circa il 43% di tutta l'elettricità generata proviene da gas naturale, il 22% dal petrolio e il 14% da carbone, mentre l'unica altra fonte rilevante è l'idroelettrica (15%). Al momento, i contributi di tutte le fonti rinnovabili diverse da idroelettrico e geotermico (cioè energia solare, eolica, biomasse, rifiuti urbani, ecc.) sono solamente marginali (< 2.5%). Per svariate ragioni (incluso il ruolo tutt'oggi limitato del carbone, l'assenza di impianti nucleari e l'uso prevalente di petrolio e gas naturale in impianti termoelettrici a vapore di efficienza relativamente bassa), il mercato dell'energia elettrica presenta prezzi sensibilmente più alti rispetto alla media Europea. Questa situazione giustifica il crescente interesse verso iniziative volte a promuovere l'uso di energie rinnovabili e di tecnologie di risparmio energetico, inclusa la cogenerazione e la generazione distribuita.

Gli impianti di cogenerazione giocano un ruolo significativo nel panorama energetico nazionale, coprendo circa il 30% di tutta la generazione elettrica da combustibili fossili italiana.

Dal punto di vista della taglia, la potenza media degli impianti cogenerativi italiani si

attesta intorno ai 10 MW_{el}, comprendendo impianti basati su motori a combustione interna (potenza media intorno a 1 MW_{el}), impianti a turbogas a recupero semplice e cicli a vapore a contropressione (fascia dei 5-10 MW_{el}), cicli a vapore a condensazione/spillamento e infine i grandi cicli combinati.

La maggior parte degli impianti cogenerativi è dislocata, date le potenze, in ambienti industriali, dove il calore generato alimenta reti di distribuzione di vapore all'interno dei siti produttivi. In misura minore, gli impianti di cogenerazione sono asserviti a reti cittadine di teleriscaldamento.

Al contrario di quanto accade per i grandi impianti, il contributo attuale degli impianti di cogenerazione di piccola scala (inferiori ai 500 kW_{el}) risulta decisamente scarso. Ad oggi il gas naturale essendo destinato per il 70% circa a usi elettrici e di climatizzazione (fonte: ATIG) ed è considerato il combustibile di riferimento per la generazione elettrica e per gli utilizzi residenziali e terziari.

Nella generazione elettrica il gas naturale viene convertito in energia elettrica con un rendimento medio (considerando impianti vecchi e nuovi, sia di sola produzione elettrica sia di cogenerazione) del 44%, mentre per quanto concerne l'utilizzo termico del gas nei settori residenziale e terziario è stimabile intorno all'80%. In ogni caso, il processo di riscaldamento così condotto risulta, dal punto di vista termodinamico, assai poco efficiente (processi irreversibili come la combustione e trasferimento di calore così ottenuto a un fluido termovettore - l'acqua - a bassa temperatura).

In questo contesto, lo sviluppo della microcogenerazione a gas naturale rappresenta un utilizzo più razionale in termini di materia prima, senza aumentare la dipendenza del sistema Paese da questa fonte energetica: anzi, come ogni ricetta volta al risparmio energetico, la diffusione della micro cogenerazione porterebbe a minori consumi globali di gas, vedi [1].

7.4.2 Principi energetici e definizioni della cogenerazione

Con il termine cogenerazione si intende la produzione combinata di energia elettrica/meccanica e di energia termica (calore) ottenute in appositi impianti utilizzando la stessa energia primaria, vedi [2].

Per produrre la sola energia elettrica si utilizzano generalmente centrali termoelettriche che disperdono parte dell'energia primaria nell'ambiente: questa è energia termica di scarso valore termodinamico essendo a bassa temperatura.

Invece per produrre la sola energia termica tradizionalmente si usano delle caldaie che

convertono l'energia primaria contenuta nei combustibili, di elevato valore termodinamico, in energia termica di ridotto valore termodinamico.

Quindi, se un'utenza richiede energia elettrica ed energia termica, anziché installare una caldaia ed acquistare energia elettrica dalla rete, si può pensare di realizzare un ciclo termodinamico per produrre energia elettrica sfruttando i livelli termici più alti, cedendo il calore residuo a più bassa temperatura per soddisfare le esigenze termiche. Da questo punto di vista la cogenerazione può dare un risparmio energetico che però non è scontato: si tratta allora di valutare quando è davvero vantaggiosa e rispetto a quale alternativa. L'obiettivo fondamentale che si vuole perseguire con la cogenerazione è quello di sfruttare al meglio l'energia contenuta nel combustibile: a ciò consegue un minor consumo di combustibile e di conseguenza un minor impatto ambientale.

Nei sistemi di cogenerazione il rendimento di conversione aumenta fino ad oltre l'80%, un rendimento di gran lunga superiore a quello ottenibile dai sistemi convenzionali per la generazione separata di energia elettrica e termica che si aggirano mediamente sui valori rispettivamente di 30-35% e di 80-85% e dunque, a parità di energia fornita sotto forma di energia elettrica e calore, la cogenerazione comporta un risparmio di energia primaria di circa 48% con un incremento del rendimento globale di circa il 58%.

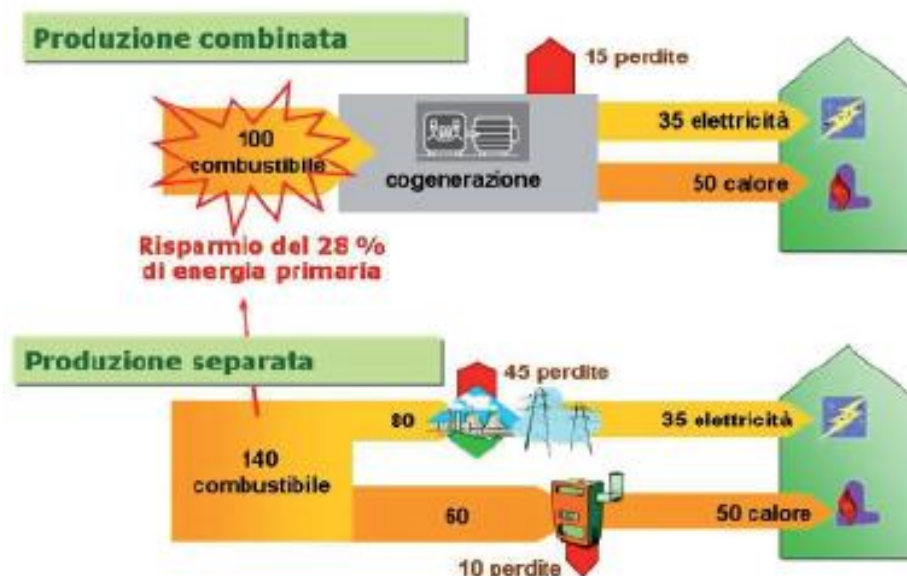


Figura 7.7 - Confronto tra produzione combinata e separata delle stesse quantità di energia elettrica e calore

Questi incrementi di efficienza sono dovuti essenzialmente alla possibilità di un maggiore sfruttamento della fonte primaria grazie al recupero, a valle della generazione elettrica, di una parte del calore che altrimenti andrebbe disperso. Proprio nell'impianto

cogenerativo in effetti può realizzarsi in pieno il concetto di sistema ad energia totale, in grado cioè di sfruttare al massimo l'energia del combustibile consumato. Ovviamente condizione imprescindibile per questo recupero è la presenza di una contemporanea domanda di energia termica ad una temperatura che sia compatibile con il livello termico del calore ceduto dall'impianto di cogenerazione: è chiaro che per il caso in esame si parla di alimentare impianti ad acqua calda per il solo riscaldamento e produzione di acqua sanitaria.

Rispetto alla produzione separata delle stesse quantità di energia elettrica e calore, la produzione combinata, se efficace, comporta:

- un risparmio economico conseguente al minor consumo di combustibile;
- una riduzione dell'impatto ambientale, conseguente sia alla riduzione delle emissioni sia al minor rilascio di calore residuo nell'ambiente (minor inquinamento atmosferico e minor inquinamento termico);
- minori perdite di trasmissione e distribuzione per il sistema elettrico nazionale, conseguenti alla localizzazione degli impianti in prossimità dei bacini di utenza o all'autoconsumo dell'energia prodotta;
- la sostituzione di modalità di fornitura del calore meno efficienti e più inquinanti (caldaie, sia per usi civili sia industriali, caratterizzate da più bassi livelli di efficienza, elevato impatto ambientale e scarsa flessibilità relativamente all'utilizzo di combustibili).

L'impiego di tale tecnologia consente dunque un uso razionale dell'energia dove esistono condizioni di fattibilità tecnica-economica.

7.4.3 Principali indici che definiscono le prestazioni energetiche di un sistema cogenerativo

Si richiameranno ora le definizioni di alcuni indici classici che identificano le prestazioni dei processi cogenerativi. Occorre tuttavia precisare che tali definizioni vengono elencate e definite per completezza espositiva, anche se non sono state utilizzate direttamente all'interno del presente lavoro di tesi.

η_{el} : rendimento elettrico netto

$$\eta_{el} = \frac{E_{el}}{m_f \cdot PCI_{fuel,in}} \quad \text{Eq. 7.1}$$

definito come il rapporto fra l'energia elettrica prodotta e l'energia termica introdotta nel sistema con il combustibile, valutata con riferimento al potere calorifico inferiore (PCI).

η_{th} : *rendimento termico netto*

$$\eta_{th} = \frac{Q_{th}}{m_f \cdot PCI_{fuel,in}} \quad \text{Eq. 7.2}$$

definito come il rapporto tra l'energia termica netta prodotta e l'energia termica introdotta con il combustibile.

η_{tot} : *fattore di utilizzo del combustibile, o rendimento di I principio, o rendimento totale*

$$\eta_{tot} = \frac{E_{el} + Q_{th}}{m_f \cdot PCI_{fuel,in}} \quad \text{Eq. 7.3}$$

definito come rapporto fra gli effetti utili (somma di energia elettrica netta e calore) e l'energia termica introdotta con il combustibile.

$\eta_{el,eq}$: *rendimento elettrico equivalente*

$$\eta_{el,eq} = \frac{E_{el}}{m_f \cdot PCI_{fuel,in} - (Q_{th} / \eta_{th,rif})} \quad \text{Eq. 7.4}$$

definito come il rapporto tra l'energia elettrica netta prodotta e l'energia termica introdotta nel sistema con il combustibile, diminuito dell'energia termica del combustibile attribuibile alla generazione di calore, calcolata rispetto a un rendimento termico di riferimento.

η_{II} : *rendimento di II principio*

$$\eta_{II} = \frac{E_{el} + Ex_{Q_{th}}}{m_f \cdot Ex_{fuel,in}} \quad \text{Eq. 7.5}$$

definito, come per il fattore di utilizzo del combustibile, come rapporto fra la somma degli effetti utili e l'energia entrante con il combustibile, ma pesando i vari valori in funzione del loro pregio termodinamico, grazie alla funzione di stato exergia (indicata con Ex). Tale rendimento è sempre inferiore all'unità ed è tanto più basso quanto più il processo è irreversibile. Attribuisce un valore molto basso al calore generato a bassa

temperatura, e quindi per una caldaia convenzionale che genera calore alle temperature per il riscaldamento ambientale (50/70 °C), il rendimento di II principio non arriva al 15%.

Per certi versi, questo effetto può essere fuorviante, e porta a preferire altri indici nella valutazione degli effettivi risparmi energetici conseguibili con la cogenerazione.

PER: rapporto di energia primaria (Primary Energy Ratio)

$$PER = \frac{\frac{E_{el}}{\eta_{el,rif}} + \frac{Q_{th}}{\eta_{th,rif}}}{m_f \cdot PCI} \quad \text{Eq. 7.6}$$

definito come il rapporto, a parità di energia elettrica netta e di energia termica utile generata, fra l'energia primaria che utilizzerebbe un sistema di riferimento basato su una metodologia convenzionale non cogenerativa ($\eta_{el,rif}$ e $\eta_{th,rif}$ sono i valori di riferimento per la generazione separata rispettivamente dielettricità e calore) e quella utilizzata dal sistema cogenerativo. Quando il PER è maggiore del valore unitario, significa che la generazione separata comporterebbe un maggior consumo di energia primaria, e quindi che il sistema cogenerativo risparmia energia primaria.

Sia il rapporto di energia primaria PER, sia l'indice di risparmio energetico IRE sono indici comparativi, che assumono valori diversi a seconda dello scenario di riferimento che identifica le prestazioni del sistema convenzionale di generazione separata, a cui l'impianto cogenerativo si sostituisce. L'indice PER è legato all'indice IRE dalla relazione:

$$IRE = 1 - (1/PER) \quad \text{Eq. 7.7}$$

7.4.4 Analisi economica: principali parametri

Per effettuare una valutazione economica, vedi [4], di un investimento impiantistico, ci si avvale dei consueti strumenti di analisi. Va quindi tenuto presente che i parametri calcolati non hanno significato assoluto, ma assumono valenza in un ampio e generale confronto con soluzioni simili o alternative a quella perseguita, tutte comunque riferite al medesimo ambito applicativo.

I metodi di valutazione considerati sono i seguenti:

- periodo di recupero (Pay Back Period);
- valore attuale netto (VAN);

- tasso interno di rendimento (TIR).

ove in generale si indica con C_0 il valore corrispondente all'esborso iniziale, cioè all'anno 0, e con ΔCF i flussi di cassa corrispondenti all'anno n .

Il **simple pay back time** considera il numero di anni necessari a recuperare l'investimento, ovvero l'esborso iniziale senza attualizzare i flussi di cassa.

Utilizzando la formula:

$$PBT \rightarrow \sum_{n=1}^t c_n - c_0 = 0 \quad \text{Eq. 7. 8}$$

otteniamo un t pari agli anni necessari per recuperare l'esborso iniziale, dove i nostri flussi di cassa sono rappresentati dai risparmi annuali sui costi di esercizio conseguiti dall'impianto cogenerativo.

Questo parametro si preoccupa della liquidità dell'investimento, ma non tiene conto del valore della moneta nel tempo né di cosa accade dopo il tempo di recupero.

Il metodo del **VAN** (detto anche discounted cash flow DCF), si basa sul confronto tra il valore attuale dei flussi di cassa ricevuti nei vari anni e l'investimento iniziale:

$$VAN = \sum_{n=1}^t \frac{c_n}{(1+i)^n} - c_0 \quad \text{Eq. 7. 9}$$

dove i , il tasso di interesse, rappresenta il fattore di attualizzazione detto anche fattore di sconto. Il VAN presenta il vantaggio di indicare la redditività dell'investimento rispetto al tasso di attualizzazione prescelto tenendo conto del diverso valore della moneta nel tempo.

Per quanto riguarda il **TIR**, esso è il tasso di rendimento che rende uguale il valore attuale dei flussi di cassa futuri al costo dell'investimento:

$$TIR \rightarrow \sum_{n=1}^t \frac{c_n}{(1+i)^n} - c_0 = 0 \quad \text{Eq. 7. 10}$$

dove, in questo caso, " i " è l'incognita, cioè il tasso che permette il recupero dell'investimento iniziale e contemporaneamente un interesse sul capitale ancora investito. Per cui il TIR fornisce una percentuale precisa di redditività e tiene conto del diverso valore della moneta nel tempo; la suddetta misura di redditività però non sempre è corretta, infatti presuppone la capacità dell'impresa di investire sempre allo stesso tasso anche se molto elevato.

Per la determinazione del TIR si procede per tentativi.

Tutte le analisi riportate nel seguito non scontano nel tasso di interesse però l'attuale trend del mercato dei prodotti energetici: poiché gli incrementi più sostanziosi riguardano l'aumento delle accise, l'adozione della cogenerazione che, come visto evita sia gli esborsi per l'acquisto di energia elettrica e permette la riduzione delle imposte sul metano, permetterebbe un risparmio maggiore negli anni successivi.

7.4.5 Dalla cogenerazione alla microcogenerazione

Per valutare il potenziale di sviluppo delle applicazioni di microcogenerazione, vedi [3], ossia di impianti con potenze elettriche inferiori a 50 kW, è necessario ragionare in termini di potenziale tecnico, economico e di mercato.

Il potenziale di mercato è rappresentato dalla capacità del tessuto produttivo e della rete di manutenzione e vendita di garantire i numeri attesi di installazioni nel mercato. Al momento in Italia si è comunque carenti sotto tutti i punti di vista, come testimoniano le difficoltà degli operatori di settore di stare dietro alla crescita della richiesta riscontrata nell'ultimo anno. Se si vorrà creare un mercato solido e forte sarà necessario investire nella formazione di personale e nella strutturazione delle realtà produttive. Il potenziale tecnico esprime il mercato teoricamente appetibile per applicazioni di microcogenerazione tenendo conto delle caratteristiche della domanda di energia elettrica e termica degli utenti, di quelle delle macchine in esame e della rete di distribuzione, e delle leggi e delle normative in vigore.

Il peso della legislazione risulta determinante e può distorcere anche profondamente la fattibilità puramente tecnica. Sebbene sia possibile separare il contributo della normativa da quello ingegneristico, risulta più credibile considerarli insieme. Ciò comporta, ad esempio, che ci si sia concentrati sulle applicazioni unifamigliari (villette), piuttosto che sui condomini, penalizzati dalle attuali regole.

Il potenziale economico, anch'esso considerato nella valutazione tecnica del potenziale della microcogenerazione, dipende dalla capacità delle macchine disponibili sul mercato di tradursi in investimenti interessanti. Gli indicatori che attestano la validità delle scelte da tale punto di vista (VAN, TIR, TRA, etc) sono legati ai prezzi dei combustibili usati e dell'elettricità, oltretutto ai costi dei cogeneratori ed alla relativa manutenzione. Nel caso della microcogenerazione le fonti primarie di interesse sono principalmente:

- gas naturale, gasolio e oli vegetali se si utilizza per la trasformazione un motore a combustione interna (ciclo Otto, Diesel e microturbina);

- gas naturale o alcool con celle a combustibile;
- gas naturale, biomasse o solare per motori Stirling;
- solare nel caso di utilizzo di celle fotovoltaiche a concentrazione.

Dal momento che, allo stato attuale, le applicazioni disponibili commercialmente fanno sostanzialmente uso di gas naturale, è su tale vettore che si basa la convenienza della microgenerazione.

Nella valutazione del potenziale tecnico si è tenuto conto dei prezzi in vigore nell'ultimo semestre del 2007 sia per il gas, sia per l'elettricità. Si è inoltre supposto che i costi elevati dei microgeneratori in parte si riducano, in parte siano compensati dall'introduzione delle nuove regole previste dal D.Lgs. 20/2007 per i titoli di efficienza energetica e dallo scambio sul posto.

Dal punto di vista tecnico, la generazione di più vettori finali (elettricità, energia meccanica, calore) dallo stesso combustibile richiede che, almeno in prima analisi, il tutto avvenga nello stesso momento e nello stesso luogo. Per ragioni energetiche ed economiche non è però sufficiente che i vettori siano generati, ma occorre che essi siano anche utilizzati.

A tal fine può essere necessario superare sia l'unicità del luogo, consentendo di immettere e valorizzare al meglio elettricità, calore o freddo prodotti in una specifica rete di collegamento con altre utenze, sia la contemporaneità, ricorrendo all'accumulo di energia. Il superamento del vincolo temporale per gli impianti di microgenerazione è dato dall'accesso al meccanismo di scambio sul posto, ossia dalla possibilità di immettere in rete tutta l'elettricità prodotta in qualsiasi momento, e prelevarla secondo le necessità del caso, pagando l'utilizzo della rete e il saldo per fasce. I dettagli riguardo tale meccanismo esulano dal lavoro svolto all'interno della presente tesi. Rimane in ogni caso l'interesse a cercare di generare elettricità (cioè ad avere il sistema funzionante) nelle ore appartenenti alle fasce tariffare più elevate.

I problemi si concentrano così quasi completamente dalla parte del calore: è possibile utilizzarlo facendo funzionare l'impianto per un numero di ore l'anno abbastanza alto da generare ricavi sufficienti a garantire un buon investimento? Ovvero, quali sono i tempi di ammortamento (cioè di recupero dell'investimento iniziale), nel caso di applicazione microgenerativa installata all'interno di una abitazione "standard".

7.5 LA MICROCOGENERAZIONE CON SISTEMI TPV

La direttiva Europea sulla cogenerazione 2004/8/EC definisce un sistema microcogenerativo come un sistema avente potenza elettrica inferiore a 50 kW. Si può inoltre affermare che la microcogenerazione a livello domestico è costituita da unità di circa 4 kW nei singoli appartamenti. Tali sistemi energetici devono essere in grado di soddisfare sia il fabbisogno di base dell'unità familiare sia quello di picco: per questo motivo è necessaria la connessione alla rete elettrica per l'emissione in rete o l'acquisto di energia elettrica. L'utilizzo di sistemi microcogenerativi è finalizzato ai seguenti scopi: (i) la riduzione delle emissioni di anidride carbonica; (ii) la riduzione delle perdite di trasmissione e distribuzione della rete; (iii) l'incremento della sicurezza, della differenziazione e della flessibilità della fornitura di energia elettrica; (iv) la massimizzazione dei benefici connessi alla liberalizzazione del mercato dell'energia per uso domestico.

I sistemi Termofotovoltaici (TPV) possono essere considerati sistemi particolarmente adatti ad applicazioni cogenerative di tipo domestico dal momento che in tali sistemi la produzione di energia termica è predominante rispetto a quella di energia elettrica. I sistemi TPV possono infatti produrre parte dell'energia elettrica da utilizzare per l'alimentazione dei componenti dello stesso sistema termo fotovoltaico. Inoltre la restante parte di energia prodotta può andare ad alimentare le altre utenze domestiche o essere immessa in rete.

La generazione di energia con sistemi TPV in caldaie per la microcogenerazione domestica può essere vantaggiosa anche nel caso di rendimenti elettrici del sistema non molto elevati (attualmente inferiori al 5 %). Il rendimento globale del sistema cogenerativo η_{cogen} può infatti raggiungere valori alquanto elevati, anche superiori al 90% [4]. Tuttavia, grazie alla futura ottimizzazione della struttura delle celle e del loro processo produttivo e grazie alla sempre più efficiente progettazione del sistema, si pensa che si potranno raggiungere rendimenti complessivi del sistema TPV superiori al 10%.

7.5.1 Ipotesi semplificative e relazioni di calcolo

L'obiettivo dell'analisi qui presentata è quello di analizzare la performance di un sistema TPV realizzato su di una caldaia ad irraggiamento ad uso domestico dotata di celle fotovoltaiche sulla superficie della camera di combustione. Il sistema oggetto di studio è quindi costituito da una caldaia a condensazione ad uso domestico con un bruciatore a

superficie, un sistema di accumulo dell'energia elettrica prodotta o un dispositivo per la sua immissione in rete e un sistema di accumulo dell'energia termica.

Performance energetica del sistema TPV. La logica di controllo del sistema microgenerativo definisce la base sulla quale il sistema viene attivato, disattivato o spento [10]. I sistemi basati sui dispositivi TPV sono sistemi termico-segue e quindi devono essere inclusi nella logica di controllo "heat-led". Pertanto, questa logica di funzionamento definisce le condizioni al contorno per le analisi condotte.

Il sistema TPV considerato nelle analisi è applicato ad una caldaia domestica tipica di una singola utenza. Tale sistema è costituito da una caldaia a condensazione di ultima generazione avente una potenza nominale di 25 kW e un rapporto di regolazione pari a 4:1 (potenza minima pari a 7 kW).

Sono state quindi applicate le seguenti ipotesi:

- a) poichè è stato considerato un dispositivo domestico termico-segue, il fabbisogno complessivo di energia termica è fissato e rappresenta la quantità di energia che deve essere fornita all'utenza considerata;
- b) l'energia termica in eccesso viene accumulata in un serbatoio d'accumulo;
- c) tutta la potenza termica irradiata dal bruciatore può essere utilizzata dalle celle (la superficie complessiva ricoperta dalle celle fotovoltaiche è almeno uguale alla superficie del bruciatore della caldaia);
- d) l'energia elettrica generata viene o autoconsumata dall'utenza o accumulata in batterie elettriche. Tale ipotesi può essere considerata dal momento che la quantità di energia giornaliera prodotta non assume valori molto elevati.

Il valore del Primary Energy Saving (PES) può essere espresso come [9]:

$$\text{PES} = 1 - \frac{E_{\text{in}}}{\frac{E_{\text{el,TPV}}}{\eta_{\text{el}}^*} + \frac{E_{\text{th,civ}}}{\eta_{\text{th}}^*}} \quad \text{Eq. 7. 11}$$

Secondo quanto riportato in [9] si definisce un sistema microgenerativo come un'unità cogenerativa ad elevata efficienza quando il valore del PES è maggiore dello 0%. Per quanto riguarda il valore di riferimento del rendimento elettrico η_{el}^* e del rendimento termico η_{th}^* , in [10] vengono riportati i valori in funzione dell'anno di costruzione del sistema e del tipo di combustibile di alimentazione utilizzato. Poichè nelle analisi presentate

si fa riferimento ad impianti di recente costruzione e alimentati a gas naturale, tali valori sono $\eta_{el}^* = 0.525$ e $\eta_{th}^* = 0.90$

Energia termica. Nell' Eq. 7. 11 con il termine $E_{th,civ}$ si intende il fabbisogno di energia termica annuale complessivo, costituito dalla somma fra l'energia termica per il riscaldamento invernale e per l'acqua calda ad uso sanitario. Negli scenari di analisi i valori di $E_{th,civ}$ sono stati calcolati in funzione della zona geografica dell'utenza (sia in Italia che in alcuni paesi del nord Europa come Danimarca e Svezia).

Energia elettrica. L'energia elettrica prodotta dal sistema TPV $E_{el,TPV}$ può essere calcolata considerando il carico annuale dell'unità cogenerativa:

$$E_{el,TPV} = \sum_{j=1}^n (P_{th})_j (\eta_{el})_j \Delta t_j \quad \text{Eq. 7. 12}$$

in P_{th} rappresenta la potenza della caldaia, Δt il tempo di funzionamento e η_{el} il rendimento elettrico complessivo dato dal prodotto del rendimento elettrico del sistema TPV η_{TPV} ed il rendimento dell'inverter η_{in} :

$$\eta_{el} = \tilde{\eta}_{TPV} \cdot \eta_{in} \quad \text{Eq. 7. 13}$$

Nell' Eq. 7. 12 l'indice n è riferito al numero di periodi in cui può essere suddiviso il profilo termico annuale (ad esempio giorni, settimane o mesi). Nel presente studio sono state fatte alcune assunzioni al fine di semplificare le analisi senza influenzare il risultato dei calcoli. Tali assunzioni possono essere quindi aggiunte alle a), b), c), e d) precedentemente descritte:

- e) il valore della potenza della caldaia P_{th} è costante e pari al suo valor medio annuale ;
- f) il rendimento complessivo del sistema TPV è indipendente dal valore effettivo del carico della caldaia e pari al valor medio annuale. In realtà tale valore di efficienza è influenzato dal carico della caldaia anche se la dipendenza di ciascun termine che compare nell' Eq. 7. 11 non è univocamente determinata.

Alla luce di queste ipotesi aggiuntive l'equazione precedente può essere scritta come:

$$E_{el,TPV} = \tilde{P}_{th} \eta_{el} t_{oper} = E_{in} \eta_{el} \quad \text{Eq. 7. 14}$$

in cui possono essere applicate le seguenti relazioni:

$$\tilde{P}_{th} \tilde{\eta}_{TPV} = \frac{1}{t_{oper}} \sum_{j=1}^n (P_{th})_j (\eta_{el})_j \Delta t_j, \text{ in cui } t_{oper} = \sum_{j=1}^n \Delta t_j \quad \text{Eq. 7. 15}$$

Consumo di energia. Dal momento che è stato considerato un sistema termico-segue al fine di assicurare il fabbisogno termico dell'utenza domestica, il carico termico annuale è fissato. Quindi il surplus di energia termica destinato alla produzione di energia elettrica determina l'esigenza di utilizzare un surplus di combustibile rispetto al funzionamento della caldaia senza sistema TPV. Tale surplus è stato calcolato considerando che il tutto calore fornito alle celle fotovoltaiche e non utilizzato per la produzione di energia elettrica, pari a $(1 - \eta_{el}) E_{in}$, è completamente recuperato dal momento che sia l'acqua di raffreddamento delle celle sia le perdite di calore dovute alla radiazione non ottimale sono a tutti gli effetti utilizzati per il riscaldamento dell'acqua. Quindi:

$$\Delta E_{th,TPV} = E_{el,TPV} = \tilde{P}_{th} \eta_{el} t_{oper} \quad \text{Eq. 7. 16}$$

Il consumo risultante di energia primaria E_{in} è quindi pari a:

$$E_{in} = \frac{E_{th,civ}}{\tilde{\eta}_{th,b}} + \Delta E_{th,TPV} = \frac{E_{th,civ}}{\tilde{\eta}_{th,b}} + \tilde{P}_{th} \eta_{el} t_{oper} \quad \text{Eq. 7. 17}$$

Quindi il rendimento termico medio della caldaia $\tilde{\eta}_{th,b}$ può essere calcolato come:

$$\tilde{\eta}_{th,b} = \frac{1}{t_{oper}} \sum_{j=1}^n (\eta_{th,b})_j \Delta t_j \quad \text{Eq. 7. 18}$$

Modificando l' Eq. 7. 17, considerando l' Eq. 7. 14 si può scrivere che:

$$E_{in} = \frac{E_{th,civ}}{\tilde{\eta}_{th,b} (1 - \tilde{\eta}_{TPV})} \quad \text{Eq. 7. 19}$$

Nel caso considerato le ore totali di funzionamento t_{oper} possono essere indirettamente calcolate come il numero di ore di funzionamento della caldaia qualora essa funzionasse costantemente alla potenza operativa media \tilde{P}_{th} al fine di soddisfare il fabbisogno termico annuale E_{in} , quindi:

$$t_{oper} = \frac{E_{in}}{\tilde{P}_{th}} \quad \text{Eq. 7. 20}$$

Pertanto riarrangiando l'Eq. 7. 11 per un sistema termico-segue, il PES può essere così calcolato:

$$PES = 1 - \left[\frac{\tilde{\eta}_{TPV}}{\eta_{el}^*} + \frac{\tilde{\eta}_{th,b}}{\eta_{th}^*} (1 - \tilde{\eta}_{TPV}) \right]^{-1} \quad \text{Eq. 7. 21}$$

7.6 TARIFFE GAS NATURALE ED ENERGIA ELETTRICA

7.6.1 Costo del gas naturale

Per quanto riguarda la tariffa del gas naturale si è fatto riferimento alla Delibera AEEG 138/03 che definisce le modalità della composizione di tale tariffa. In particolare, per ciascun ambito tariffario della distribuzione le condizioni economiche sono date da:

- una quota fissa, che è quella della tariffa di distribuzione QF_i approvata dall'Autorità per l'anno termico di applicazione.;
- una quota variabile, che si calcola con la seguente formula algebrica:

$$(TD_i + \alpha_1 + \beta_i) + QT_i + QS + CCI + QVD_i \text{ (€/GJ)} \quad \text{Eq. 7. 22}$$

dove:

- TD_i : quota variabile della tariffa di distribuzione
- α_1 è pari a 0,027111 (= 0 dal 1 ottobre 2006)
- β_i assume i seguenti valori:
 - è pari a 0, se l'ambito non è ad elevato costo unitario
 - ha valore negativo, negli ambiti ad elevato costo unitario
- QT_i : componente tariffaria del trasporto
- QS : componente tariffaria di stoccaggio
- CCI : corrispettivo variabile relativo alla commercializzazione all'ingrosso
- QVD_i : quota della vendita al dettaglio di cui alla deliberazione n. 237/00, i cui valori sono disponibili nel sito internet dell'Autorità.

Le tariffe del gas naturale considerate nelle analisi sono quelle relative alla città di Bologna ed in particolare sono le tariffe stabilite dell'azienda di distribuzione Hera S.p.A. (secondo l'aggiornamento del 01/01/2009).

Tabella 7. 4 - Tariffe per la fornitura di gas naturale (per clienti domestici), aggiornamento 01/01/2009 (Azienda distributrice Hera)

Parametro		€/GJ	€/m ³
TD _i	SC. 2	2.395348	0,098343
	SC. 3	1.318693	0,054140
QT		0.884245	0.036303
QS		0.256819	0.010544
CCI		9.459272	0.388358
QVD		0.586353	0.024073
TOT	SC. 2	13.58204	0.557621
	SC. 3	12.50538	0.513418

Inoltre all'importo complessivo indicato nella tabella precedente è stato aggiunto il contributo ai fini sociali pari a 0.013964 €/GJ (0.0005733 €/m³). Secondo il Dgls 26/07 dal 1 gennaio 2008 le imposte sul gas naturale vengono applicate secondo quattro fasce di consumo annuale. Nella tabella seguente sono riportati tali valori aggiornati al 01/01/2009:

Tabella 7. 5 - Imposte sul gas naturale

Scaglione [m ³ /anno]	NORD	SUD ^(*)	
	€/m ³	€/m ³	IVA [%]
0 - 120	0,038	0,038	10
120 - 480	0,171	0,135	10
480 - 1560	0,166	0,120	20
1560 - inf	0,186	0,150	20

^(*) si intendono territori di cui all'articolo 1 del Testo Unico delle leggi sugli interventi sul Mezzogiorno, approvato con decreto del Presidente della Repubblica 6 marzo 1978, n. 218. Il presente Testo Unico si applica, qualora non sia prescritto diversamente dalle singole disposizioni alle Regioni Abruzzo, Molise, Campania, Puglia, Basilicata, Calabria, Sicilia e Sardegna, alle provincie di Latina e di Frosinone, ai comuni della provincia di Rieti già compresi nell'ex circondario di Cittaducale, ai comuni compresi nella zona del comprensorio di bonifica del fiume Tronto, ai comuni della provincia di Roma compresi nella zona della bonifica di Latina, all'Isola d'Elba, nonchè agli interi territori dei comuni di Isola del Giglio e di Capraia Isola. [Art. 3, L. n. 646/1950; art. unico, L. n. 13/1955; art. 1, L. n. 105/1955; art. unico, L. n. 760/1956; art. unico, L. n. 2523/1952].

Poiché il sistema costituito dalla caldaia a condensazione ed il sistema TPV lavora in assetto cogenerativo, può essere applicata la defiscalizzazione del metano come previsto dal [Dl. 504/2005], che prevede l'esenzione dall'accisa per una quota parte di metano utilizzato. La quota di combustibile che può essere defiscalizzata è pari a $0,25 \text{ Sm}^3$ di combustibile per ogni kWh_{el} di energia elettrica prodotta.

7.6.2 Costo di acquisto dell'energia elettrica

In questa sezione si andranno a studiare le componenti che concorrono alla determinazione del prezzo dell'energia elettrica acquistata dalle aziende del Consorzio attraverso la RTN; esse rappresentano delle utenze indicate come Clienti del Mercato libero quindi. Il prezzo finale dell'energia elettrica e delle diverse componenti che lo formano risulta essere decisamente diverso di quello applicato nei confronti dei Clienti che si affidano al Servizio di Salvaguardia o di Maggior Tutela.

All'interno della Tariffa Complessiva, possono essere individuati i 5 segmenti di cui si compone il sistema elettrico:

- 1) Tariffa Base
- 2) Componenti A
- 3) Componenti UC
- 4) Componenti MCT
- 5) Energia Reattiva

1) TARIFFA BASE:

La tariffa base è rappresentata dalle componenti tariffarie relative ai servizi di:

- MISURA, il cui corrispettivo copre i costi relativi all'installazione dei contatori e alla rilevazione dei consumi;
- TRASMISSIONE, il cui corrispettivo è posto a copertura dei costi di trasporto dell'energia elettrica sulla rete di trasmissione nazionale;
- DISTRIBUZIONE, il cui corrispettivo copre i costi per il trasporto e la trasformazione dell'energia elettrica sulle reti di distribuzione;
- COMMERCIALIZZAZIONE VENDITA (PCV - prezzo di commercializzazione vendita), il cui corrispettivo copre i costi di commercializzazione sostenuti dall'esercente la Maggior Tutela nell'ambito dell'erogazione del servizio;

- COMPONENTE DI DISPACCIAMENTO (DISP bt), il cui corrispettivo è posto a sostituzione del differenziale relativo all'attività di commercializzazione applicata a tutti i clienti finali in Maggior Tutela;
- PED (prezzo energia e dispacciamento ossia prezzo di Generazione) è il corrispettivo posto a copertura dei costi per l'acquisto e il dispacciamento dell'energia elettricadestinata ai clienti in Maggior Tutela.

2) COMPONENTI A:

Le componenti tariffarie A coprono gli oneri sostenuti nell'interesse generale del sistema elettrico (quali ad esempio i costi di ricerca, i costi per l'incentivazione dell'utilizzo di fonti energetiche rinnovabili etc.) e sono individuati dal Governo con apposito Decreto o dal Parlamento tramite Legge:

- COMPONENTE A2: copre i costi per lo smantellamento delle centrali nucleari e la chiusura del ciclo del combustibile;
- COMPONENTE A3: copre i costi per il finanziamento degli incentivi alle fonti rinnovabili e assimilate;
- COMPONENTE A4: copre i costi per il finanziamento dei regimi tariffari speciali;
- COMPONENTE A5: a copertura del Finanziamento dell'attività di ricerca e di sviluppo;
- COMPONENTE A6: a copertura dei costi già sostenuti dalle imprese e non recuperabili in seguito alla liberalizzazione del mercato.

Tali componenti sono definite direttamente dall' Autorità per l' Energia Elettrica ed il Gas (AEEG); i ricavi affluiscono alla Cassa Conguaglio per il Settore Elettrico (CCSE).

3) COMPONENTI UC:

Le componenti UC coprono ulteriori elementi di costo del servizio elettrico (quali, ad esempio, la perequazione) individuate dall'Autorità per l'Energia Elettrica e per il Gas (AEEG):

- COMPONENTE UC1: è il corrispettivo a copertura dei squilibri del sistema di perequazione dei costi di acquisto dell' energia per il servizio di Maggior Tutela;
- COMPONENTE UC3: è il corrispettivo a copertura degli squilibri del sistema di Perequazione dei costi di trasmissione e distribuzione e dei meccanismi di integrazione;

- COMPONENTE UC4: è il corrispettivo a copertura delle integrazioni tariffarie alle imprese elettriche minori;
- COMPONENTI UC6: è il corrispettivo a copertura delle remunerazioni dei miglioramenti della continuità del servizio elettrico.

Le aliquote relative alle componenti tariffarie A e UC sono fissate dall'Autorità per l'Energia Elettrica e per il Gas (AEEG) ed aggiornate periodicamente sulla base delle esigenze di gettito.

4) COMPONENTE MCT:

La componente MCT è la componente tariffaria, espressa in centesimi di euro/kWh, per il finanziamento delle misure di compensazione territoriale di cui all'articolo 4, comma 1-bis, della legge n. 368/03. Tale componente è il corrispettivo a copertura del Finanziamento delle misure di compensazione territoriale per lo smantellamento delle centrali nucleari.

5) L'ENERGIA REATTIVA:

È l'energia elettrica erogata e non proficuamente utilizzata; viene misurata in kvarh mediante misuratori ad hoc installati su forniture con potenza disponibile superiore a 16,5 kW.

Per quanto riguarda il prezzo dell'energia elettrica si è fatto riferimento alla Tariffa Enel di tipo D2 (Forniture di energia elettrica in bassa tensione per usi domestici nelle abitazioni di residenza con potenza impegnata fino a 3 kW) secondo la tariffa mono oraria. I prezzi sono aggiornati al 1° Gennaio 2009 (Delibere dell' AEEG ARG/elt n. 117/08, 188/08, 190/08 e 191/08).

Tabella 7. 6 - Componenti della tariffa base della Tariffa D2

a) Componenti della tariffa base

Quota fissa	€/cliente anno	14.6941
Corrispettivo di potenza impegnata (1)	€/kW anno	5.1340
Prezzo dell'energia (2) - I prezzi vengono applicati secondo i seguenti scaglioni di consumo annuo:		
Per la parte di consumo fino a 1800 kWh	€/kWh	0.10140
Per la parte di consumo da 1801 kWh fino a 2640 kWh	€/kWh	0.14352
Per la parte di consumo da 2641 kWh fino a 4440 kWh	€/kWh	0.20048
Per la parte di consumo oltre 4440 kWh	€/kWh	0.27229

In Tabella 7. 7 è indicata la somma delle componenti A, UC e MCT per la Tariffa D2.

Tabella 7. 7 - Componenti A, UC e MCT della Tariffa D2

b) Componenti A e UC e MCT

Componente fissa	€/kW/anno (*)	0
Per consumi fino a 1800 kWh	€/kWh (**)	0,01729
Per consumi da 1801 a 3540 kWh	€/kWh (**)	0,02419
Per consumi oltre 3540 kWh	€/kWh (**)	0,03109

(*) L' Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas con Delibera ARG/elt n. 191/08 ha disciplinato che i corrispettivi unitari della componente A6 siano ancora pari a 0;

(**) La nuova struttura delle componenti tariffarie A2, A3, A4, A5, AS e UC4 disciplinata dall' AEEG con Delibera ARG/elt 191/08 prevede per la D2, differenziazione dei costi sull'energia in funzione ai nuovi seguenti scaglioni di consumo: (i) per consumi fino a 1800 kWh, (ii) per consumi da 1801 fino a 2640 kWh e (ii) per consumi oltre 2640 kWh.

Alle tariffe indicate va inoltre aggiunta l'IVA al 10%.

7.6.3 Prezzo di vendita dell'energia elettrica

Un produttore o autoproduttore di energia può decidere di vendere alla rete l'energia elettrica prodotta, con due diverse modalità:

- *Vendita "diretta"*. E' la vendita realizzata nella Borsa Elettrica oppure tramite contratti bilaterali stipulati con grossisti: si chiama così perché il produttore entra "direttamente" in contatto con il mercato.
- *Vendita "indiretta" o Ritiro dedicato*. Il GSE svolge il ruolo di intermediazione commerciale tra i produttori e il sistema elettrico. Questa formula è stata concepita appositamente per tutti i produttori che intendono vendere energia senza dover accedere al libero mercato.

Per quanto riguarda gli scenari di analisi considerati è stata considerata la forma di vendita secondo il Ritiro dedicato, una forma semplificata di vendita di elettricità alla rete, attiva dal 1 gennaio 2008.

Il testo di riferimento è la delibera 280/07 dell'AEEG, contenente le "Modalità e condizioni tecnico economiche per il ritiro dell'energia elettrica" e relativo Allegato A. Vendere energia in regime di Ritiro dedicato significa demandare al Gestore dei Servizi

Energetici (GSE) il ritiro, cioè l'acquisto, di tutta l'elettricità immessa in rete dall'impianto. Il GSE corrisponde al produttore un prezzo per ogni kWh ritirato. Per accedere al Ritiro dedicato, è sufficiente stipulare una semplice convenzione con il GSE, che svolge il ruolo di intermediatore commerciale tra il produttore e il sistema elettrico.

Il Ritiro dedicato viene spesso preferito alla vendita diretta per due motivi:

- il GSE, in quanto intermediario tra produttori e sistema elettrico nazionale, è l'unico soggetto al quale ci si deve rivolgere. Si evita di doversi confrontare continuamente con le imprese responsabili dei servizi di trasmissione e distribuzione;
- la convenzione di Ritiro dedicato sostituisce qualsiasi altro adempimento burocratico. La convenzione ha una durata annuale tacitamente rinnovabile. Il Produttore ha facoltà di recedere dalla convenzione in ogni momento, previo invio di disdetta a mezzo raccomandata almeno 60 giorni prima dalla data dalla quale si intende recedere.

Attraverso il Ritiro dedicato, il GSE ritira tutta l'energia immessa in rete (e dunque non autoconsumata) prodotta da:

- impianti di qualunque potenza, alimentati dalle fonti rinnovabili eolica, solare, geotermica, del moto ondoso, maremotrice ed idraulica ad acqua fluente. Fa eccezione l'energia prodotta da impianti del programma CIP6;
- impianti di potenza inferiore a 10 MVA *, qualunque sia la fonte (dunque anche da fonte fossile);
- impianti che hanno ottenuto la qualifica di autoproduttore (indipendentemente dalla fonte o dalla taglia) che cedono le eccedenze.

Il ruolo di intermediazione commerciale tra i produttori e il sistema elettrico riguarda sia la compravendita dell'energia elettrica sia la gestione dell'accesso al sistema elettrico (vale a dire la gestione dei servizi di dispacciamento e di trasporto in immissione). La stipula della convenzione impegna il GSE a ritirare tutta l'energia elettrica prodotta, per poi venderla al mercato elettrico.

Il GSE si occupa inoltre di regolare con Terna e le imprese distributrici tutti i corrispettivi per l'accesso alla rete.

La convenzione di Ritiro dedicato comprende tutti gli aspetti tecnici e commerciali, tranne le connessioni e la misura dell'energia. Questi due servizi continuano ad essere forniti dai distributori locali cui l'impianto è collegato.

Il prezzo zonale orario. In linea generale, i prezzi corrisposti dal GSE al produttore, per il Ritiro dedicato dell'elettricità, sono quelli stabiliti giorno per giorno dalle dinamiche di domanda e offerta che si sviluppano nella Borsa elettrica. Mentre ai clienti finali del mercato elettrico viene addebitato in bolletta un unico prezzo medio per tutto il territorio nazionale (il PUN, Prezzo Unitario Nazionale), ai produttori viene riconosciuto il prezzo zonale orario, variabile in base alla zona geografica dell'impianto. Il prezzo zonale viene corrisposto sulla base del profilo orario di immissione del singolo produttore. Il profilo orario è determinato dal gestore di rete.

Il prezzo minimo garantito. Tutti gli impianti alimentati a fonti rinnovabili di potenza attiva nominale fino a 1 MW (con l'eccezione delle centrali ibride) hanno diritto a prezzi minimi garantiti, differenziati per scaglioni e aggiornati annualmente dall'AEEG. I prezzi minimi garantiti risultano sempre vantaggiosi rispetto a quelli zonali di mercato. Infatti, se su base annua dovesse risultare che i prezzi di mercato avrebbero potuto fruttare di più al produttore, il GSE provvede ad effettuare un conguaglio a suo favore. Con comunicazione del 27 gennaio 2009, l'AEEG ha aggiornato i prezzi minimi garantiti per l'anno 2009. Sulla base dei dati pubblicati dall'Istat, la variazione percentuale media annua dell'indice dei prezzi al consumo per le famiglie di operai e impiegati dell'anno 2008 rispetto all'anno 2007 è risultata pari a + 3,2%. I prezzi minimi garantiti applicati per l'anno 2009 sono stati i seguenti:

- 0,1011 €/kWh per i primi 500.000 kWh;
- 0,0852 €/kWh per la produzione da 500.001 a 1.000.000 kWh;
- 0,0745 €/kWh per la produzione da 1.000.001 a 2.000.000 kWh.

Tutta l'energia elettrica prodotta oltre questa soglia viene remunerata ai prezzi zonali di mercato.

Nell'aggiornare i prezzi minimi garantiti, l'AEEG ha la facoltà di prevedere prezzi differenziati per fonte. Per l'energia prodotta nel 2009, i prezzi minimi risultano uguali per tutte le fonti tranne che per il mini idroelettrico di potenza inferiore a 1 MW, che beneficia di prezzi leggermente più vantaggiosi rispetto alle altre fonti.

Oltre a riconoscere al produttore il prezzo minimi garantito ovvero il prezzo zonale, il contratto semplificato di Ritiro dedicato prevede una serie di compensazioni attive e passive calcolate percentualmente sull'energia immessa. Entrambe le partite di debito e credito entrano nel "conto" intestato al produttore, dove vengono accreditati anche gli importi per la cessione dell'energia. (vedi Procedure Ritiro dedicato nel menu di destra).

Corrispettivi passivi

- Corrispettivo pari allo 0,5% del controvalore dell'energia elettrica ritirata. Rimborso il GSE per i costi amministrativi di gestione del servizio e non può superare, per ogni impianto, la cifra annua di 3.500 €;
- Corrispettivo di trasmissione (pari a 0,000256 €/kWh nel 2009). A sua volta il GSE versa tale componente a Terna;
- Corrispettivo per il servizio di aggregazione delle misure delle immissioni per i soli impianti di potenza nominale elettrica superiore a 50 kW (11 euro al mese nel 2009). Il GSE riconosce tali corrispettivi a Terna;
- Corrispettivo di sbilanciamento (per i soli impianti alimentati da fonti programmabili).

Tutte queste voci rappresentano comunque dei costi contenuti, che non incidono in maniera significativa sui proventi economici della vendita di energia.

Corrispettivi attivi

Agli impianti connessi in bassa tensione (BT) o in media tensione (MT), il GSE riconosce all'energia elettrica immessa un rimborso per costi non sostenuti, e cioè il corrispettivo di trasporto CTR, pari a 0,00356 €/kWh per il 2009. Tale corrispettivo tiene anche conto delle perdite di rete, ed è quindi aumentato di un fattore percentuale del 4,2% per la MT e del 9,9% per la BT. A sua volta il GSE riceve tale componente dalle imprese distributrici.

In Tabella 7. 1 è riportato il prezzo medio mensile (calcolato come media, per ciascuna fascia oraria, dei prezzi zonalari orari ponderata sulle quantità di energia complessivamente vendute in ogni relativo punto di dispacciamento gestito dal GSE) relativo all'anno 2008:

Tabella 7. 8 - Prezzo medio mensile per fascia oraria e zona di mercato (euro/MWh) secondo l'art 13.4 della deliberazione AEEG 280/07

Media Gennaio - Dicembre 2008

Zona	F1	F2	F3	FV (***)
Polo di Brindisi	113,82	95,93	61,93	102,46
Calabria	115,63	97,45	63,15	104,13
Centro Nord	113,46	92,77	60,36	101,49
Centro Sud	115,67	97,31	60,93	103,75
Nord	109,70	89,61	60,08	98,41
Sardegna	116,79	100,39	66,36	105,88
Sicilia	157,12	145,60	74,47	141,44
Sud	114,12	96,28	61,57	102,65

(***) E' il valore ponderato con le percentuali di produzione di un impianto fotovoltaico

Negli scenari di analisi il prezzo di vendita dell'energia elettrica prodotta è stato considerato pari a 0,1011 €/kWh, ovvero pari al prezzo minimo garantito per l'anno 2009 relativo ai primi 500.000 kWh prodotti.

7.7 SCENARI DI ANALISI

Al fine di analizzare dal punto di vista economico ed energetico l'utilizzo di un sistema TPV, si è ritenuto opportuno considerare degli scenari che in grado di considerare diverse situazioni in cui il sistema in esame può essere utilizzato. Per ciascun scenario sono state inoltre prese in esame diverse configurazioni impiantistiche. Inoltre per tutti i casi analizzati è stato fatto un confronto fra i risultati ottenuti considerando l'impianto posizionato in due diverse zone climatiche. Gli scenari di analisi possono essere così riassunti:

SCENARIO 1: applicazione domestica con solo riscaldamento invernale

- TPV + caldaia a condensazione ed energie elettrica immessa in rete
- TPV + caldaia a condensazione ed energie elettrica immessa in rete (con sistema fotovoltaico esistente)
- TPV + caldaia a condensazione ed energia elettrica accumulata in batteria

SCENARIO 2: applicazione domestica con riscaldamento invernale e condizionamento estivo.

7.7.1 Prezzo dell'energia elettrica e del gas naturale

Per calcolare i flussi di cassa necessari al calcolo del VAN sono state valutate le tariffe sia dell'energia elettrica sia per la fornitura del metano.

Energia elettrica. Per quanto riguarda l'energia elettrica è stata fatta la distinzione a seconda che la stessa venga immessa in rete o autoconsumata. Nel primo caso è stata considerata la vendita secondo la modalità del Ritiro dedicato, come definito in [Allegato A, Delibera AEEG 280/07]. Si è fatto quindi riferimento al prezzo medio mensile riportato sul sito del GSE (Gestore Servizi Elettrici) relativo al mese di febbraio 2008. Tale prezzo è calcolato come media, per ciascuna fascia oraria, dei prezzi zionali orari ponderata sulle quantità di energia complessivamente vendute in ogni zona di dispacciamento gestito dal GSE (zone: Centro Nord, Centro Sud, Nord, Sud, Sicilia, Sardegna, Calabria, Polo di Brindisi).

Qualora invece l'energia elettrica sia accumulata in batteria, si considera il guadagno come mancato costo d'acquisto dell'energia elettrica prodotta. Si è deciso quindi di far riferimento alla tariffa monoraria prevista dall'AEEG per le forniture di energia elettrica in bassa tensione per usi domestici nelle abitazioni di residenza con potenza impegnata fino a 3 kW (Tariffa D2). La tariffa si compone di una quota fissa annuale e di una quota variabile con prezzi che variano in funzione dello scaglione di consumo annuale. I calcoli svolti considerano la quota relativa alla parte di consumo compresa nell'intervallo 1801÷2640 kWh. L'importo totale è dato dalla somma fra la componente tariffaria base e le componenti A, UC e MCT. La tariffa complessiva è inoltre soggetta all'IVA al 10 %. Nei calcoli svolti viene considerata solamente la quota variabile in quanto la quota fissa annuale è indipendente dall'utilizzo o meno del sistema TPV.

Gas naturale. Le tariffe del gas naturale considerate sono quelle riportate dall'azienda HERA relative alla fornitura di gas naturale per clienti domestici ed in vigore a partire dal 1° gennaio 2008. I valori sono quelli relativi alla città di Ferrara. Come definito dalla [Delibera AEEG 138/03], la tariffa di distribuzione è costituita da una quota fissa approvata dall'Autorità per l'anno termico di applicazione e da una quota variabile calcolata secondo l'Eq. 7. 22.

In tabella Tabella 7. 10 sono riportati i valori di ciascuna componente della quota variabile. Per la componente TD_i sono riportati i valori relativi al 2 e 3 scaglione di consumo annuo, ovvero quelli che sono stati effettivamente utilizzati nei calcoli svolti. Ai valori della tariffa devono inoltre essere sommate le accise, il cui importo varia a seconda della tipologia di cliente. Per i calcoli verrà considerata la tariffa T2, tariffa per riscaldamento individuale con e senza uso promiscuo (dal 1 gennaio 2008 sono entrate in vigore nuove norme di tassazione che variano IVA e accise sul gas per usi civili - Circolare ministeriale 37/D del 28 dicembre 2007- con IVA al 10 % per la somministrazione di gas metano usato per combustione per usi civili limitatamente a 480 m³ annui e con iva al 20 % per consumi superiori a 480 m³ annui.

Negli scenari di analisi, il costo d'acquisto del gas naturale si riferisce esclusivamente al surplus di metano che deve essere consumato per far funzionare il sistema TPV. Il metano necessario a soddisfare il fabbisogno termico annuale non viene quindi considerato perché è lo stesso del caso in cui non si ricorra all'utilizzo di tale sistema.

Poiché il sistema costituito dalla caldaia a condensazione ed il sistema TPV lavora in assetto cogenerativo, può essere applicata la defiscalizzazione del metano come previsto dal [Dl. 504/2005], che prevede l'esenzione dall'accisa per una quota parte di metano

utilizzato. La quota di combustibile che può essere defiscalizzata è pari a $0,25 \text{ Sm}^3$ di combustibile per ogni kWh_{el} di energia elettrica prodotta.

7.7.2 Analisi preliminare

Nel presente paragrafo viene presentata un'analisi preliminare energetica ed economica di un sistema TPV secondo diversi scenari di analisi. Tale studio è stato oggetto di una pubblicazione ad un convegno nazionale [13]. Come sottolineato nel § 7.5, per il calcolo dell'energia termica necessaria al fabbisogno dell'utenza (indicato nelle formule con $E_{\text{th,civ}}$) sono stati considerati differenti scenari di analisi sia relativi alla realtà italiana sia del Nord Europa. In particolare, sono stati analizzati quattro diversi casi italiani [13], un caso danese [14] ed un caso svedese [15] trovati in letteratura. Per quanto riguarda la realtà italiana sono state considerate le seguenti situazioni rappresentative:

1. appartamento da 80 m^2 , famiglia di 2 persone, rapporto superficie/volume (S/V) = 0.2, zona climatica: D, classe energetica edificio: D;
2. appartamento da 120 m^2 , famiglia di 4 persone, rapporto superficie/volume (S/V) = 0.2, zona climatica: C, classe energetica edificio: C;
3. appartamento da 80 m^2 , famiglia di 2 persone, rapporto superficie/volume (S/V) = 0.9, zona climatica: D, classe energetica edificio: D;
4. appartamento da 120 m^2 , famiglia di 4 persone, rapporto superficie/volume (S/V) = 0.9, zona climatica: C, classe energetica edificio: C.

Come si può notare, i quattro casi italiani sono stati differenziati in base alla superficie dell'appartamento, del numero di persone, al rapporto superficie volume dell'edificio e alla sua classe energetica. Per il calcolo del fabbisogno termico si è fatto riferimento al Decreto Legislativo n.192 del 2005 (Allegato C) in cui sono riportati i valori limite del fabbisogno annuo di energia primaria per la climatizzazione invernale per metro quadrato di superficie utile dell'edificio. I valori sono riportati in kWh/m^2 anno e vengono stabiliti per le diverse zone climatiche e per i valori limite del rapporto superficie/volume (S/V) pari a 0.2 e 0.9. I valori del fep (fabbisogno energetico primario) sono stati quindi corretti in funzione della classe energetica dell'edificio.

Per quanto riguarda l'acqua calda ad uso sanitario è stato considerato un fabbisogno annuo pro capite pari a 507 kWh/anno .

Tabella 7.9 - Fabbisogno termico annuale per le diverse zone climatiche

	Acqua sanitaria [kWh]	Perdite [kWh]	Riscaldamento [kWh]	Fabbisogno termico annuale $E_{th,civ}$ [kWh]
Italia 1	1014	100	2240	3354
Italia 2	2028	150	3000	5178
Italia 3	1014	210	6160	7384
Italia 4	2028	270	10200	12499
Svezia	3110	450	12220	15780
Danimarca	3000	518	16201	19700

Per il calcolo del PES è importante considerare il ruolo degli organi ausiliari. In particolare, nel caso di una caldaia devono essere considerati la pompa di circolazione ed il ventilatore della camera di combustione. In realtà nella formula per il calcolo del PES non è specificato se vanno considerati o meno tali dispositivi. Infatti ad esempio la pompa di circolazione può essere considerato sia un dispositivo ausiliario del sistema cogenerativo (e quindi dovrebbe essere incluso nel calcolo del PES) sia un dispositivo di distribuzione (che quindi non dovrebbe essere incluso nei calcoli).

Tuttavia in questo caso particolare, poichè il sistema in analisi (costituito dalla caldaia ed il sistema TPV) deve essere analizzato come un impianto sostitutivo di uno già esistente (costituito dalla sola caldaia), al fine di analizzare con confronto coerente è necessario considerare soltanto il consumo di energia elettrica aggiuntivo dovuto alla presenza del dispositivo per la generazione di energia elettrica. Quindi, dal momento che il solo dispositivo TPV non richiede nessun consumo di energia elettrica aggiuntiva, il consumo di energia elettrica della pompa di circolazione e del ventilatore non è stato considerato nei bilanci di energia.

Per lo svolgimento dei calcoli sono state applicate due correzioni al rendimento elettrico di riferimento η_{el}^* pari a 0.525: (i) un fattore di correzione legato alle condizioni climatiche medie e (ii) un fattore di correzione dovute alle perdite di rete. Nel primo caso si deve applicare una diminuzione/aumento di rendimento pari allo 0.1% per ogni grado al di sopra/sotto della temperatura ambientale di riferimento pari a 15 °C. Nel secondo caso, poichè si fa riferimento ad un'energia elettrica autoconsumata, è stato considerato un coefficiente moltiplicativo pari a 0.860. Sono stati quindi considerati tre diversi scenari in funzione della temperatura media ambientale: 20 °C, 15 °C e 10 °C, che possono pertanto rappresentare le diverse condizioni climatiche considerate (Italia, Nord Europa, ecc...). Pertanto i valori del rendimento elettrico di riferimento η_{el}^* utilizzati nei tre casi sono pari a: (0.447)@20 °C, (0.452)@15 °C, (0.456)@10°C.

Oltre all'analisi del PES è stata condotta anche una valutazione economica considerando due indici economici quali il Valore Attuale Netto (VAN) ed il Pay Back Period (PBP). Le assunzioni considerate nelle analisi sono riportate in Tabella 7. 13. Per le analisi è inoltre stato considerato che: (i) il prezzo del gas naturale è stato defiscalizzato (in particolare per un utilizzo domestico è stata utilizzata una defiscalizzazione pari a 0.17 €/Sm³. Inoltre la quantità di gas defiscalizzata è stata calcolata tendendo in considerazione il valore della quantità massima di gas defiscalizzabile pari a 0.25 Sm³ per kWh_{el} di energia elettrica prodotta secondo quanto stabilito dal Dlg. 504/2005); (ii) poichè tutta l'energia elettrica generata dal sistema TPV viene autoconsumata dall'utenza o accumulata in batteria, il costo di questi ultimi dispositivi è stato considerato nell'analisi economica. In particolare, sono state utilizzate delle batterie aventi capacità di 1.2 kWh con una vita stimata pari a 10 anni. Quindi, poichè per il calcolo degli indici economici si è fatto riferimento ad un periodo temporale di 20 anni, si è tenuto conto della sostituzione delle batterie dopo i primi 10 anni di funzionamento.

Tabella 7. 10 - Valori di riferimento

Parametro	Valore	Rif
Potenza termica annuale media P_{th} [kW]	20	
Efficienza media annuale caldaia $\eta_{th,b}$ [%]	93	[14]
Rendimento elettrico totale sistema TPV η_{TPV} [%]	3.5	[4]
Costo specifico TPV (caldaia esclusa) [€/kW _{el}]	500	Mazzer
Costo batteie elettriche [€/cad.]	90	Internet
Costo specifico gas naturale [€/Sm ³]	0.566	Internet
Costo specifico energia elettrica [€/kW _{el}]	0.18	Internet
Tasso di sconto [%]	5.0	
Vita utile sistema [anni]	20	

I risultati delle analisi sono riportati in

Figura 7. 8. I valori del PBP e del VAN sono riportati in funzione dei valori del fabbisogno annuale di energia termica che corrispondono alle diverse zone climatiche (valori riportati in Tabella 7. 9). Sono riportati inoltre i valori del PES riferiti alle differenti zone climatiche rappresentative in termini di temperatura media annuale (10 °C, 15 °C, 20 °C).

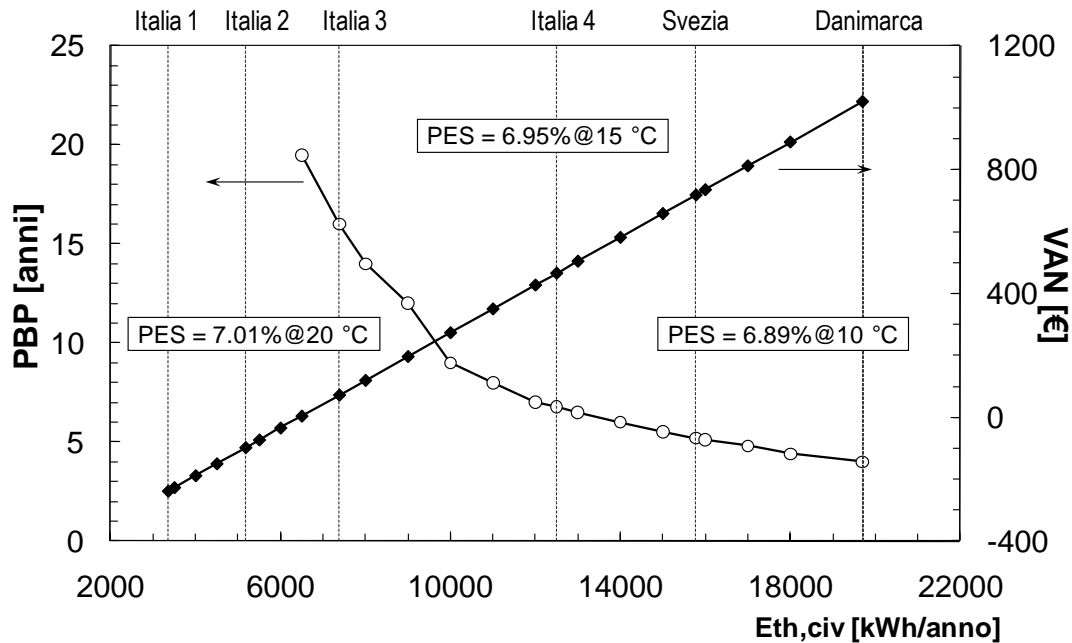


Figura 7. 8 - Risultati del PBP e del VAN per il sistema TPV

Dal grafico si può notare che i valori del PES mettono in luce la buona performance del sistema TPV. Inoltre il valore calcolato del rendimento cogenerativo η_{cogen} è superiore al 93.2 %. Per quanto riguarda invece i parametri economici, il VAN assume valore negativo nel caso di fabbisogni termici annuali inferiori a 6 450 kWh_{th}/anno, e quindi i valori del PBP sotto tale valore non sono stati riportati. Si può inoltre notare che per un fabbisogno termico superiore di 15 000 kWh_{th}/anno il PBP ha valore inferiore a 5.5 anni, il quale risultato rappresenta una buona performance del sistema.

7.7.3 Ipotesi semplificative

Negli scenari di calcolo descritti nel presente paragrafo si è deciso di considerare le seguenti semplificazioni:

- la caldaia funziona sempre al valore nominale di potenza per un numero di ore equivalenti;
- i rendimenti non sono influenzati dal carico a cui lavora la caldaia.

Si è ritenuto infatti che tale semplificazioni non determinassero degli errori significativi nel calcolo delle prestazioni in quanto queste ultime fanno riferimento ad un funzionamento medio annuale dell'impianto. Pertanto, come schematizzato in figura seguente, l'energia elettrica prodotta dal sistema TPV viene così determinata: per lo scenario in esame viene calcolata l'energia termica annuale necessaria all'utenza domestica

per il riscaldamento e l'acqua calda sanitaria (fabbisogno termico annuale $E_{th,civ}$); considerando la potenza media della caldaia pari a 20 kW_{th} si calcolano le ore di funzionamento annuali della caldaia e quindi l'energia elettrica annua prodotta in funzione del rendimento elettrico complessivo del sistema termofotovoltaico.

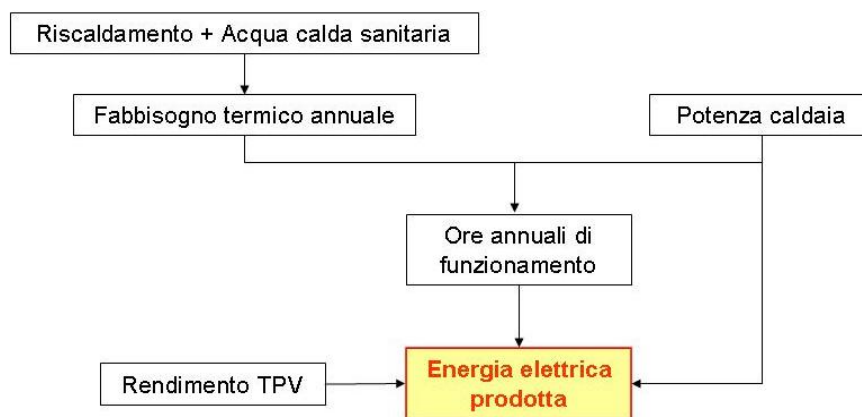


Figura 7.9 - Schema di calcolo dell'energia elettrica producibile

7.7.4 Scenario 1: TPV per applicazione domestica con solo riscaldamento invernale

Per quanto riguarda lo Scenario 1 si è deciso di considerare tre diversi sotto scenari: 1a) TPV + caldaia a condensazione ed energie elettrica autoconsumata; 1b) TPV + caldaia a condensazione ed energie elettrica autoconsumata (con sistema fotovoltaico esistente) e 1c) TPV + caldaia a condensazione ed energia elettrica accumulata in batteria. In Figura 7.10 sono riportati i tre schemi impiantistici considerati.

I costi dei dispositivi necessari all'autoconsumo dell'energia (inverter per immissione in rete) e all'accumulo (batteria) sono riportati in Tabella 7.13. Il costo della caldaia a condensazione non viene riportato poiché si suppone che la caldaia sia già presente e quindi il suo costo non viene considerato nei calcoli economici.

Come si può notare, i casi 1a) e 1b) differiscono fra loro solamente per quanto riguarda il costo d'acquisto del sistema. Se infatti ci si pone nel caso 1a), in cui non è presente il sistema fotovoltaico, il costo complessivo del sistema TPV è costituito dalla somma del costo delle celle termofotovoltaiche e l'inverter per la conversione dell'energia elettrica da corrente continua a corrente alternata. Nel caso 1b), essendo già presente l'inverter, il costo del sistema si riduce a quello delle sole celle. Il caso 1c) risulta invece essere quello più

vantaggioso dal punto di vista economico, dato il minor costo della batteria di accumulo rispetto all'inverter. Allo stesso tempo però tale caso risulta quello più difficoltoso da realizzare poiché richiede la presenza di utenze alimentate in corrente continua.

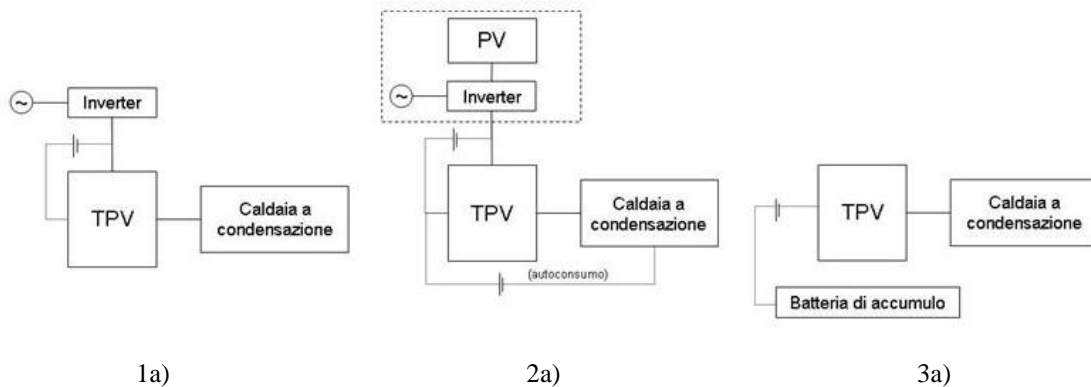


Figura 7.10- Schemi dei tre casi dello Scenario 1

Il costo delle celle viene calcolato moltiplicando il loro costo specifico (2500 €/kW_{el}) per la potenza elettrica ottenuta dal sistema (pari a 0.7 kW_{el} e dato dal prodotto fra la potenza della caldaia ed il rendimento complessivo del sistema TPV). L'inverter considerato è un inverter DC/AC modulare e bidirezionale per impianti fotovoltaici grid connected con potenza di picco di 700 W (modello Inverter Grid-Connected Sunny Boy 700 con LCD). Le batterie di accumulo sono batteria ad elettrolita solido AGM (Absorbed Glass Mat) da 12 V e 200 Ah largamente utilizzate negli impianti fotovoltaici.

La trasformazione dell'energia elettrica in energia chimica e la sua ritrasformazione mediante una batteria comporta reazioni collaterali e quindi delle perdite. Per descrivere questo tipo di perdite si usa il fattore di carica e scarica. Esso indica, in %, quanta energia deve essere caricata in un accumulatore affinché sia possibile prelevare il 100%. Nel caso degli accumulatori al piombo, si tratta di circa il 120%, per gli accumulatori al nickel-cadmio di circa il 140%. Per il dimensionamento dell'impianto, si usa spesso il valore reciproco del fattore di carica e scarica, il rendimento in Wh: η_{Wh} è di 0,83 per le batterie al Pb e di circa 0,7 per quelle al NiCd. Il rendimento Ah, inteso come il rapporto tra la quantità di energia addotta e quella prelevabile, è dell'ordine di 0,9 per tutti i tipi di batterie.

L'energia E disponibile in una batteria può essere espressa:

$$E = Q \cdot V \quad \text{Eq. 7.23}$$

in cui:

- Q è la carica espressa in Ah;

- V è il valore della tensione nominale della batteria.

Per la determinazione della taglia delle batterie da utilizzare è stata considerata l'energia elettrica media prodotta in una giornata durante il periodo invernale. Infatti l'energia termica necessaria al riscaldamento invernale, che rappresenta la maggior parte del fabbisogno termico annuale dell'abitazione, va considerata prodotta solo in tale periodo. Il periodo considerato è di 6 mesi, ovvero relativo al periodo ottobre- marzo. Quindi facendo riferimento ai fabbisogni energetici riportati in Tabella 7. 9 si è considerato che il fabbisogno termico del periodo invernale è pari al fabbisogno termico annuale (12499 kWh_{th}/anno) meno quello relativo alla produzione di acqua calda sanitaria nel solo periodo estivo (1014 kWh_{th}/anno) e quindi pari a 11485 kWh_{th}/anno). Si ottiene quindi che l'energia termica media giornaliera relativa al periodo invernale è pari a 63.8 kWh_{th}/giorno con una conseguente produzione di energia elettrica media giornaliera di 2.233 kWh_{el}/giorno. Pertanto il valore di E da utilizzare nella relazione Eq. 7. 23 è pari a 0.2233 Wh_{el}. Considerando che la tensione nominale delle batterie è pari a 12 V (V), si ottiene che la conseguente carica della batteria è pari a 186.1 Ah (Q).

La vita utile delle batterie è fortemente influenzata dalla profondità di scarica della batteria stessa. Infatti un'elevata profondità di scarica determina una notevole diminuzione della vita utile. In particolare, se per una profondità di scarica del 30% si ha una vita utile di circa 1200 cicli, per una profondità superiore all'80% la vita utile si riduce fino a 200 cicli.

Al fine di incrementare la vita utile delle batterie si è deciso di sovradimensionare la capacità delle batterie utilizzate in modo da non dovere scaricare completamente la batteria ad ogni ciclo di scarica. Infatti negli scenari in esame si suppone che le batterie vengano utilizzate ogni giorno per sfruttare l'energia elettrica accumulata durante la giornata, e che quindi le batterie siano sottoposte ad un'elevata sollecitazione ciclica. Quindi, considerando di arrivare ad una profondità di scarica di circa il 45 %, si deve considerare una carica della batteria pari a circa 400 Ah, che implica l'utilizzo quindi di un kit costituito da due batterie da 200 Ah collegate in parallelo. Tale valore è inoltre cautelativo sia in relazione al fattore di carica e scarica della batteria stessa (che richiede appunto un sovradimensionamento della batteria al fine di poter sfruttare tutta l'energia immagazzinata) sia in relazione al fatto che il valore medio giornaliero del periodo invernale calcolato è un valore medio che può quindi assumere un valore superiore in giornate particolarmente fredde.

Poichè le batterie non sono sottoposte ad una elevata profondità di scarica si è considerato che la loro vita utile sia pari a 1200 cicli.

Analisi del PES

Per valutare le prestazioni del sistema dal punto di vista energetico si è deciso di calcolare il valore assunto dal PES (Primary Energy Saving) nei casi in esame. Per il calcolo del PES è stata utilizzata l'Eq. 7. 21.

Come si può vedere dalla formula, il valore del PES è funzione dei rendimenti del sistema in esame (rendimento elettrico medio del sistema TPV e rendimento termico della caldaia a condensazione) e dei due rendimenti di riferimento. I rendimenti del sistema non dipendono né dalla modalità con cui viene utilizzata l'energia elettrica (venduta o autoconsumata) né dalla collocazione geografica del sistema. Il rendimento elettrico η_{el}^* invece viene corretto in funzione della temperatura media ambientale mentre il fattore p assume valori diversi a seconda che l'energia elettrica venga immessa in rete o autoconsumata (rispettivamente 0.925 e 0.860). Nei calcoli svolti è stato considerato che la temperatura media annuale nel caso pari a 10°C. I risultati ottenuti sono riassunti nella seguente tabella:

Tabella 7. 11- Valori del PES calcolati [%]

	PES
Energia venduta	6.42
Energia autoconsumata	6.89

Come si può vedere, il valore del PES è superiore al 6.4% il quale risultato mette in luce la buona performance dell'impianto TPV dal punto di vista energetico come sistema per la microcogenerazione domestica.

Analisi degli indici economici

Nel presente paragrafo viene riportata l'analisi economica dei tre sottoscenari in esame. La valutazione economica è relativa ad un periodo complessivo di 20 anni. Nella tabella seguente sono indicati i costi di investimento per i tre casi:

Tabella 7. 12 - Costi di investimento per i tre sottoscenari in [€]

Caso	Celle TPV	Inverter	Batteria
1a	1750	1250	-
1b	1750	-	-
1c	1750	-	2304

Come si può vedere, per tutti e tre i casi si ha lo stesso costo relativo all'acquisto delle celle TPV. Inoltre nel caso 1.a) si deve considerare il costo dell'inverter per l'immissione in rete dell'energia elettrica prodotta e per il caso 1.c) il costo delle batterie di accumulo.

Per quanto riguarda il caso 1.c) il costo di 2304 € indicato in tabella è relativo all'acquisto di sei batterie da 200 Ah (384 €/caduna iva inclusa) nei 20 anni considerati. Infatti, come sottolineato precedentemente, vengono utilizzate 2 batterie da 200 Ah collegate in parallelo. Si considera che tale batterie abbiano una vita utile di 1200 cicli e che siano sottoposte ad un ciclo al giorno durante invernale (durante il periodo estivo non si considera che la batteria sia sottoposta ad un ciclo dal momento che la produzione e quindi l'accumulo di energia elettrica non è significativo). Pertanto il tempo di vita delle batterie è di 1200 giorni invernali il che comporta complessivamente l'acquisto di 3 kit da due batterie nel corso dei 20 anni.

Per tutti gli scenari non è stata considerata la defiscalizzazione prevista dalla Legge Finanziaria 2008 in quanto si è voluto valutare la convenienza della tecnologia in assenza di un' incentivazione in modo tale da poter estendere i calcoli svolti anche ad una realtà europea che non prevede l'esistenza di un'incentivazione come quella italiana.

Per l'analisi del Valore Attuale Netto si è fatto riferimento ai valori riportati nella tabella seguente:

Tabella 7. 13 - Valori dei parametri di riferimento

Parametro	Valore
Potenza termica annuale media P_{th} [kW]	20
Efficienza media annuale caldaia $\eta_{th,b}$ [%]	93
Rendimento elettrico totale sistema TPV η_{TPV} [%]	5.0
Costo specifico TPV (caldaia esclusa) [€/kW _{el}]	2500
Costo specifico gas naturale [€/Sm ³]	0.514
Costo specifico energia elettrica [€/kWh _{el}]	0.185
Costo batteie elettriche [€/cad.]	384
Costo inverter [€]	1250
Rendimento inverter [%]	93
Tasso di sconto [%]	5.0
Vita utile sistema [anni]	20

Per quanto riguarda il prezzo dell'energia elettrica si è considerato il ricavo dovuto al mancato acquisto dell'energia elettrica dall'azienda distributrice. Pertanto si è fatto riferimento al costo specifico dell'energia elettrica relativo alla tariffa D2 dell'ENEL. In questo quindi non si tratta di un vero e proprio ricavo dovuto alla vendita dell'energia elettrica ma di una mancata spesa grazie all'autoconsumo dell'energia prodotta.

Come si può notare, il costo complessivo del sistema TPV è attualmente molto elevato. I valori dei flussi di cassa annuali sono invece molto bassi e pari a 11 €/anno nel caso di energia autoconsumata e 46 €/anno nel caso di energia elettrica accumulata in batteria. Per questo motivo si è visto che per tutti e tre i casi di analisi il VAN assume un valore negativo anche dopo 20 anni di funzionamento dell'impianto. Ovviamente il caso meno svantaggioso è il caso 1b, che è quello caratterizzato dall'aver il minor costo capitale.

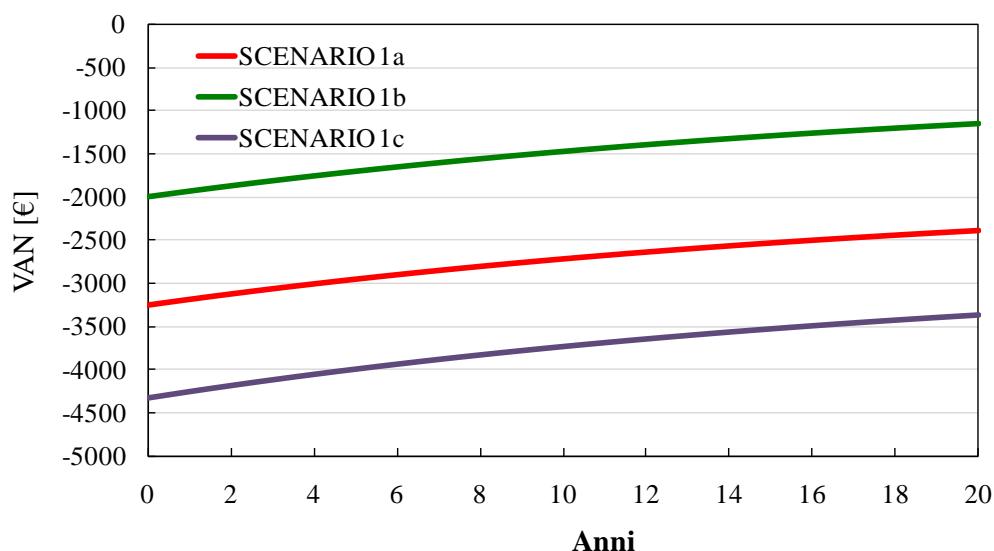


Figura 7. 11 - Confronto dei tre casi in termini di VAN

Vendita dell'energia elettrica in conto energia

Il grafico precedente riporta l'andamento del VAN relativo alla situazione attuale, facendo quindi riferimento ai valori attuali del costo della tecnologia, del rendimento complessivo del sistema e del costo dell'energia elettrica e del gas naturale.

Si è voluto quindi valutare come cambierebbe l'andamento del VAN qualora fossero previsti degli incentivi sulla produzione/vendita di energia elettrica mediante una tecnologia di questo tipo.

In Italia, dal settembre 2005, è attivo il meccanismo d'incentivazione in "conto energia" per promuovere la produzione di energia elettrica da impianti fotovoltaici.

L'energia elettrica prodotta dagli impianti fotovoltaici, entrati in esercizio dopo il 13/04/07 (data di pubblicazione della Delibera AEEG n. 90/07) e prima del 31 dicembre 2008, ha diritto a una tariffa incentivante articolata secondo i valori indicati nella seguente tabella (che riproduce la tabella allegata al nuovo DM).

Tabella 7. 14 - Tariffe incentivanti per dimensione dell'impianto e per tipologia d'integrazione (in €/kWh)

Potenza nominale impianto [kW]	Tipologia di impianto PV		
	Non integrato	Parzialmente integrato	Integrato
$1 \leq P \leq 3$	0.40	0.44	0.49
$3 \leq P \leq 20$	0.38	0.42	0.46
$P > 20$	0.36	0.40	0.44

Le tariffe maggiori sono riconosciute ai piccoli impianti domestici, inferiori a 3 kW, che risultano integrati architettonicamente. Le tariffe più basse sono invece riconosciute ai grandi impianti non integrati architettonicamente.

Il DM 19/02/2007 definisce tre tipologie d'integrazione ai fini della determinazione della tariffa incentivante da riconoscere a ciascun impianto fotovoltaico: (i) impianto non integrato; (ii) impianto parzialmente integrato; (iii) impianto con integrazione architettonica. L'impianto fotovoltaico non integrato è l'impianto con moduli installati al suolo, ovvero collocati sugli elementi di arredo urbano e viario, sulle superfici esterne degli involucri degli edifici, di fabbricati e strutture edilizie di qualsiasi funzione e destinazione.

Le tariffe sono erogate per un periodo di venti anni, a decorrere dalla data di entrata in esercizio dell'impianto e rimangono costanti, non subiscono cioè aggiornamenti ISTAT, per l'intero periodo. Per gli impianti che entreranno in esercizio dal 1° gennaio 2009 al 31 dicembre 2010, i valori indicati nella Tabella 7. 14 saranno decurtati del 2% per ciascuno degli anni di calendario successivi al 2008, rimanendo poi costanti per il periodo di venti anni di erogazione dell'incentivo. MSE e MATTM ridefiniranno invece con successivi decreti le tariffe incentivanti per gli impianti che entreranno in esercizio negli anni successivi al 2010.

In aggiunta a tale incentivo il soggetto responsabile dell'impianto può contare su un ulteriore significativo vantaggio economico, utilizzando l'energia prodotta per:

1. la cessione in rete;
2. i propri autoconsumi (parzialmente o anche totalmente);
3. lo scambio sul posto con la rete elettrica (per i soli impianti di potenza fino a 20 kW).

Si sottolinea che, contrariamente a quanto stabilito per il vecchio conto energia, per gli impianti fino a 20 kW che si avvalgano del servizio di scambio sul posto il nuovo decreto

riconosce la tariffa incentivante alla totalità dell'energia elettrica prodotta (non solo a quella autoconsumata).

Negli scenari di analisi finora considerati si è considerata la vendita dell'energia elettrica secondo la modalità di ritiro dedicato.

Se ci si pone nello scenario 1.b), ovvero nel caso in cui l'impianto termofotovoltaico (TPV) viene installato in un'abitazione in cui è già presente un impianto fotovoltaico (PV), l'energia prodotta con la tecnologia TPV verrebbe immessa nella rete elettrica mediante lo stesso inverter con cui viene immessa l'energia prodotta con i pannelli fotovoltaici. Pertanto, qualora la normativa non prevedesse la distinzione dell'energia elettrica prodotta con le due differenti tecnologie, sarebbe possibile vendere in conto energia anche l'energia elettrica prodotta con il sistema TPV.

Considerando quindi un impianto PV integrato con potenza nominale compresa fra 1 e 3 kW ed entrato in esercizio prima del 31/12/2008, l'energia elettrica sarebbe venduta al prezzo di 0.49 €/kWh. In questo caso lo scenario di analisi viene confrontato con il caso in cui l'energia fosse immessa in rete in modalità di ritiro dedicato secondo la tariffa minima garantita per l'anno 2009 pari a 0.1011 €/kWh.

Nella figura seguente viene presentato un confronto relativo allo scenario 1.b) nelle due ipotesi:

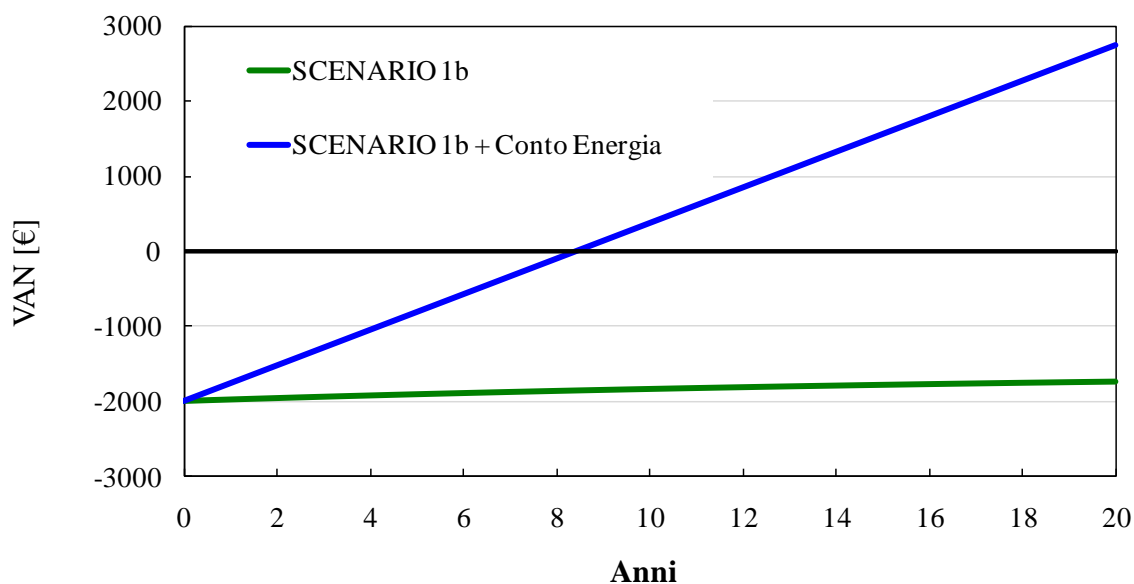


Figura 7. 12 - Confronto per lo scenario 1b

Nel caso della vendita dell'energia elettrica in conto energia si ottiene un flusso di cassa annuale pari a circa 146 €/anno, valore più di dieci volte superiore rispetto a quello relativo alla vendita dell'energia in ritiro dedicato (11 €/anno). Pertanto si riesce ad ottenere un

tempo di rientro dell'investimento inferiore a 8 di funzionamento, il quale è da considerarsi un risultato più che soddisfacente.

Analisi aggiuntive

Come si è potuto constatare dall'analisi del VAN, attualmente la tecnologia termofotovoltaica non è ancora vantaggiosa dal punto di vista economico per lo scenario analizzato. Per questo motivo si è ritenuto opportuno eseguire alcune analisi aggiuntive.

La prima analisi ha come obiettivo la valutazione dell'energia termica che bisognerebbe produrre al fine di recuperare l'investimento in un numero fissato di anni con la tecnologia attuale, senza quindi variare né i costi di investimento né i rendimenti del sistema. A tal proposito è stato costruito in un foglio di calcolo un programma in grado di calcolare il valore del flusso di cassa annuale che si dovrebbe avere per recuperare l'investimento nel numero di anni richiesto, quindi il numero di ore di funzionamento annue dell'impianto e quindi il fabbisogno termico annuale. Nella figura seguente sono presentati i risultati ottenuti nel caso degli scenari 1.a e 1.b:

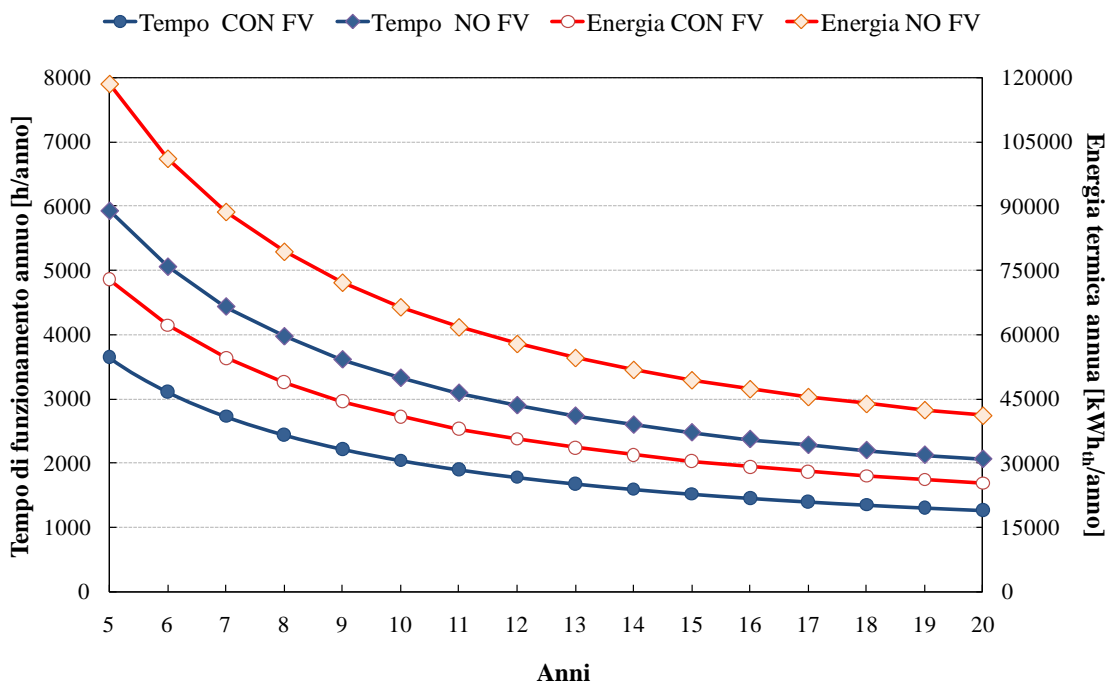


Figura 7. 13 - Fabbisogno termico e ore di funzionamento necessari al recupero dell'investimento

Il grafico riporta i valori a partire dal quinto anno in quanto recuperare l'investimento in un numero inferiore di anni significherebbe far lavorare l'impianto per un numero di ore annuali superiori al 100 % di quelle annualmente disponibili. Come si può notare, per recuperare l'investimento in 20 anni sarebbe necessario produrre un'energia termica pari a

circa 42000 kWh_{th}/anno nel caso in cui non si disponga di un sistema fotovoltaico esistente (scenario 1.a), valore molto superiore rispetto a quello dello scenario considerato relativo alla città di Ferrara (pari a 12499 kWh_{th}/anno). Tale analisi mette in luce che, con i costi ed i rendimenti attuali delle tecnologia fotovoltaica, sarebbe vantaggioso utilizzare tale tecnologia in un'applicazione condominiale con riscaldamento centralizzato piuttosto che per una singola utenza. Infatti la potenza dell'impianto ed il fabbisogno energetico della singola utenza non giustifica gli elevati costi di investimento di questo tipo.

Nel grafico riportato in figura seguente viene invece mostrato quale dovrebbe essere il prezzo di vendita dell'energia elettrica in funzione del numero di anni in cui si vuole recuperare l'investimento. L'aumento del prezzo dell'energia elettrica può essere dovuto sia alla presenza di incentivi statali sia all'aumento del prezzo nel mercato dell'energia:

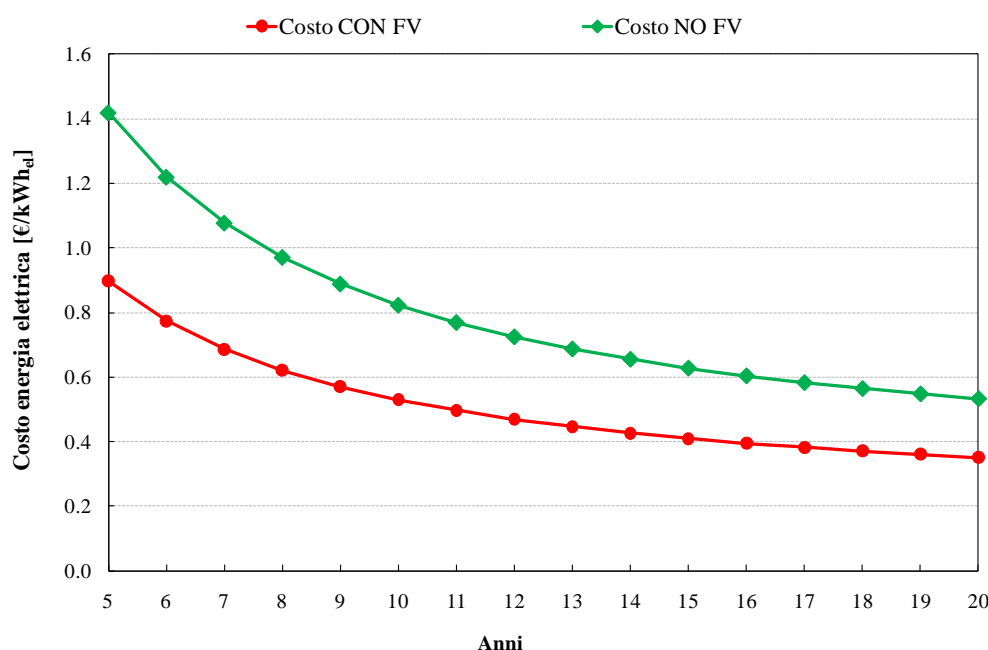


Figura 7. 14 - Costo specifico dell'energia elettrica necessario al recupero dell'investimento

Come si può notare, i costi specifici dell'energia elettrica sono molto superiori rispetto ai valori annuali sia comparati alla tariffa minima garantita per la vendita dell'energia in ritiro dedicato (0.1011 €/kWh), sia alla tariffa D2 dell'Enel (0.185 €/kWh). Si vede infatti che per recuperare l'investimento in 15 anni nel caso di impianto fotovoltaico esistente sarebbe necessario un prezzo di vendita dell'energia di circa 0.41 €/kWh, importo circa pari all'attuale tariffa in conto energia. Tale valore sale a 0.60 €/kWh qualora sia necessario l'acquisto dell'inverter.

Nel grafico seguente invece viene riportato il valore del costo specifico della sola tecnologia TPV per recuperare l'investimento in un numero fissato di anni (tale costo è

stato fissato pari a 2000 €/kW per gli scenari relativi alla situazione attuale). Il grafico riporta l'andamento del solo scenario che considera l'impianto PV esistente. Infatti, nel caso in cui sia necessario l'acquisto dell'inverter e considerando i valori attuali di rendimento e dei costo del gas naturale e dell'energia elettrica, non si riesce a recuperare l'investimento in quanto il costo dell'inverter stesso è superiore ai ricavi che si riescono ad ottenere. Come si può notare per recuperare l'investimento il costo specifico della tecnologia dovrebbe scendere a 850 €/kW, valore molto inferiore a quello attuale. Pertanto un ricavo si potrà ottenere soltanto quando la tecnologia in esame sarà tanto consolidata da garantire prezzo d'acquisto molto inferiore rispetto a quello attuale.

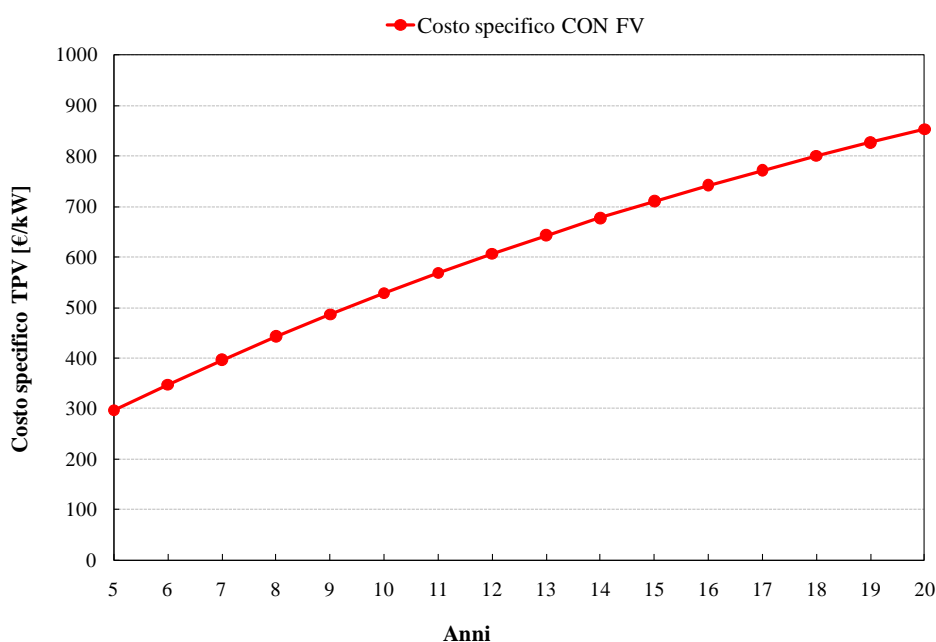


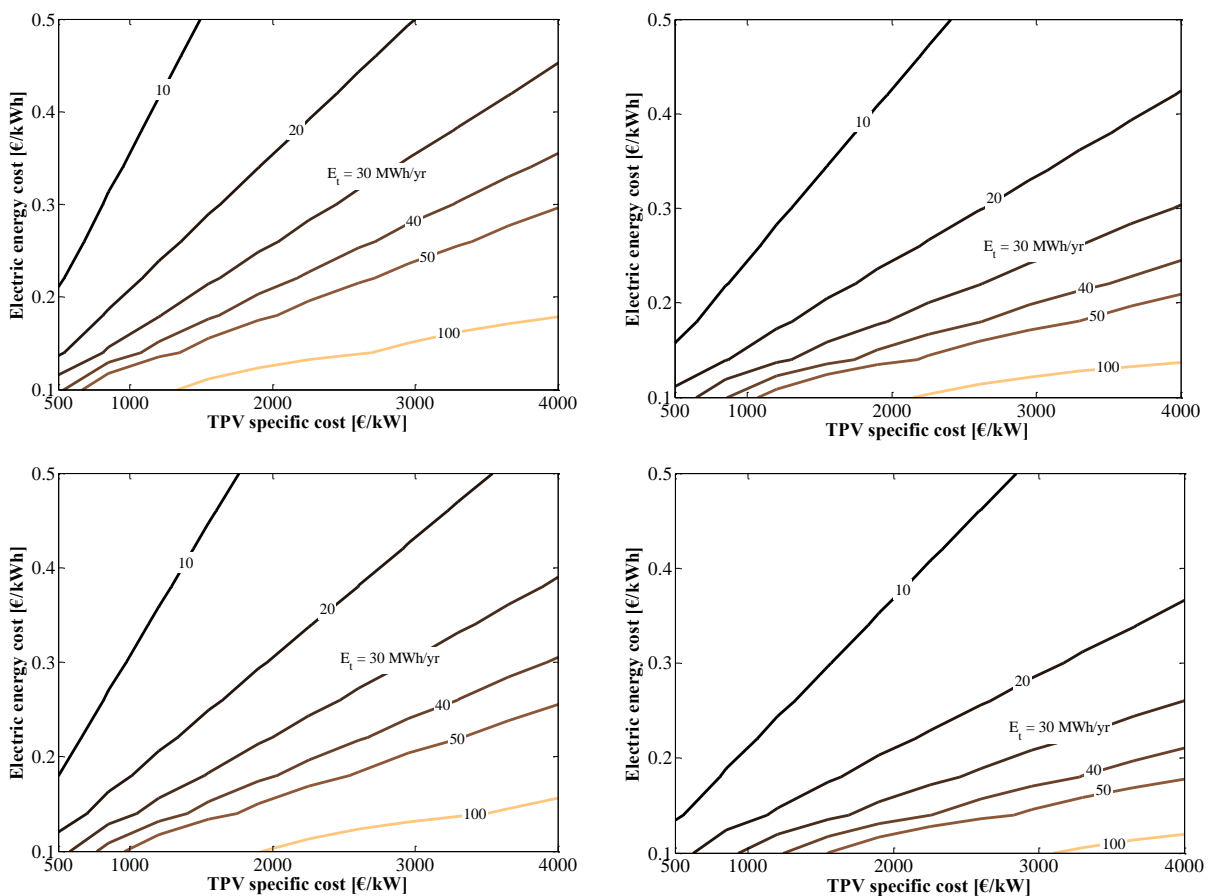
Figura 7. 15 - Costo specifico della tecnologia necessario al recupero dell'investimento

In ultima analisi si è ritenuto interessante realizzare dei grafici in grado di comprendere la profittabilità di molteplici scenari di analisi. L'analisi parametrica è stata condotta variando i seguenti parametri, che sono quelli ritenuti più significativi:

- PBP. Sono stati scelti due orizzonti temporali pari a 10 e 20 anni;
- Prezzo specifico dell'energia elettrica. Tale parametro è stato variato fra il valore attuale di tale prezzo (0.10 €/kWh) ed il prezzo relativo ad un'elevata incentivazione dell'energia elettrica prodotta (0.50 €/kWh);
- Rendimento del sistema. Sono stati considerati tre diversi valori di rendimento $\eta_{TPV} = 5\%$, 10% e 20% , relativi quindi al valore attuale e a due valori che potranno essere raggiunti con l'utilizzo di celle a maggior efficienza;

- Costo specifico del TPV. Il costo non include il costo specifico della caldaia. Infatti uno scenario realistico di un'applicazione TPV riguarda una nuova installazione sostitutiva di una caldaia esistente e quindi solo il costo della tecnologia TPV deve essere considerato un costo aggiuntivo. L'intervallo di prezzo è stato fissato nel range da 500 €/kW a 4000 €/kW tenendo in considerazione due casi limite: (i) il costo comprende la sola tecnologia TPV e (ii) il costo comprende anche il costo dell'inverter;
- Fabbisogno annuale di energia termica. Poichè il sistema TPV è regolato in modo tale da soddisfare il fabbisogno termico dell'utenza, tale valore ha un'elevata influenza in termini di profitabilità dell'impianto. L'intervallo considerato va da 10 MWh/anno (relativo ad una singola abitazione) e 100 MWh/anno (relativo ad un'utenza multipla).

Grazie ai grafici seguenti può essere condotta un'analisi parametrica della profitabilità dell'impianto TPV.



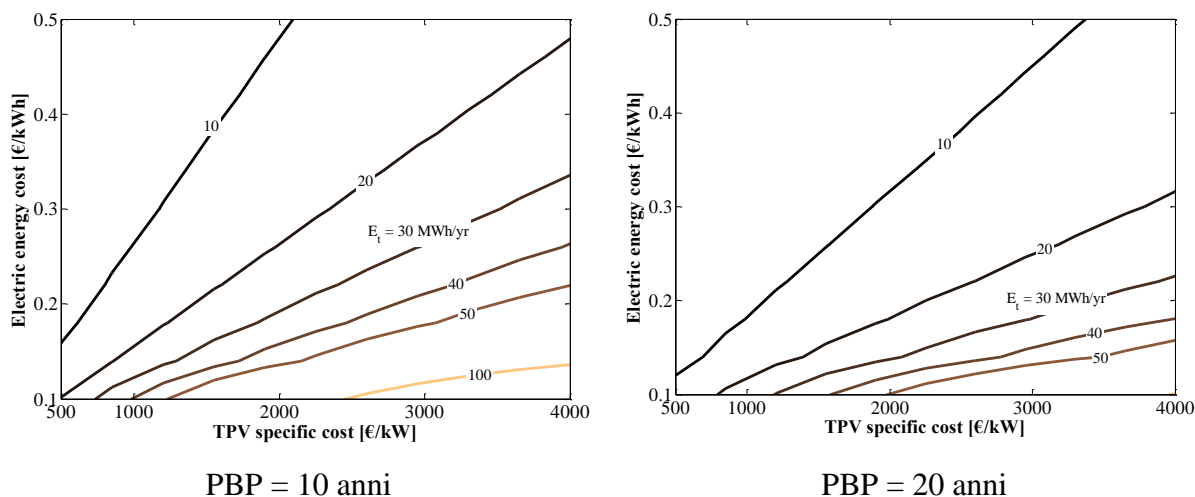


Figura 7. 16 - Risultati analisi parametrica

Dall'analisi condotta si può ad esempio concludere che per lo scenario italiano considerato in tutte le analisi finora svolte (prezzo specifico energia elettrica = 0.185 €/kWh, rendimento sistema TPV = 5 %, fabbisogno termico annuale = 12499 kWh_{th}/anno), si riesce ad avere un PBP pari a 10 anni solo se il costo specifico del sistema TPV è circa pari a 600 €/kW (quindi ad un terzo del prezzo attuale).

Al contrario nel caso di un'utenza localizzata in una zona dell'Italia meridionale (con un fabbisogno termico annuale paria a 3500 kWh_{th}/anno e per gli stessi valori di costo) il PBP può essere ottenuto in un periodo di 20 anni.

Qualora invece l'impianto fosse installato in un Paese nordeuropeo con un fabbisogno termico di circa 50 MWh_{th}/anno, si potrebbe raggiungere un PBP di 10 anni anche per un costo specifico della tecnologia pari a 2500 €/kW.

7.7.5 Scenario 2: TPV per applicazione domestica con riscaldamento invernale e condizionamento estivo

Nello scenario 2 si suppone che la caldaia a condensazione venga utilizzata sia per il riscaldamento invernale sia per il condizionamento estivo. Si considera infatti che la caldaia venga utilizzata come sorgente termica di un ciclo ad assorbimento. Un impianto di questo tipo fa sì che la caldaia, e quindi il sistema TPV, funzioni per un numero maggiore di ore annuali, aumentando quindi la produzione annuale di energia elettrica.

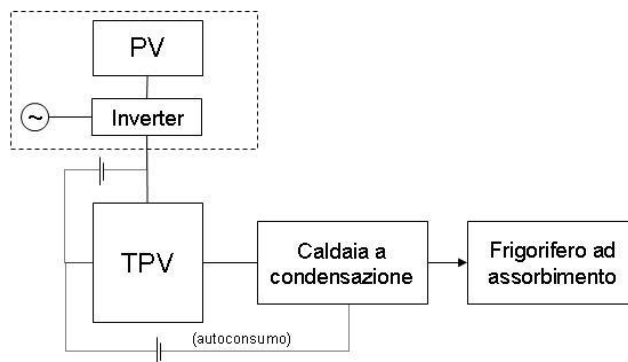


Figura 7. 17- Schema dello Scenario 2

Analisi del PES

Per valutare la convenienza energetica del sistema trigenerativo, è stato valutato il PES del sistema. Il calcolo del PES è stato eseguito applicando due differenti approcci:

- Approccio1: calcolo del PES secondo la normativa vigente;
- Approccio2: calcolo PES secondo la sua definizione.

Approccio 1. La direttiva europea 2004/8/EC non prevede una formula relativa al calcolo del PES nel caso di trigenerazione. Secondo la [16] l'energia termica totale dell'impianto cogenerativo è definita come la somma di tre contributi: energia termica per riscaldamento degli ambienti, energia termica per il riscaldamento dell'acqua calda ad uso sanitario e l'energia per il condizionamento estivo.

Secondo le precedenti ipotesi, si ottiene quindi che la relazione per il calcolo del PES nel caso trigenerativo è la medesima che per il caso trigenerativo. Quindi, in analogia a quanto esposto per lo Scenario 1, anche per lo Scenario 2 si ottengono valori del PES nel range 6-7 %.

Approccio 2. Il PES è un indice utilizzato per valutare la convenienza dal punto di vista energetico che si ha nella produzione di energia mediante cogenerazione rispetto alla produzione separata di energia. Nella relazione per il calcolo del PES vengono infatti confrontati i rendimenti elettrico e termico dell'impianto cogenerativo con i rispettivi rendimenti degli impianti per la produzione separata di energia, considerando i valori della soluzione tecnologica più avanzata a disposizione. Dal punto di vista concettuale quindi, qualora si consideri un impianto trigenerativo, è necessario confrontare il rendimento con il

quale si sta producendo energia frigorifera in assetto trigenerativo con il rendimento della miglior tecnologia disponibile per il solo condizionamento.

La produzione di energia può essere così schematizzata [18]:

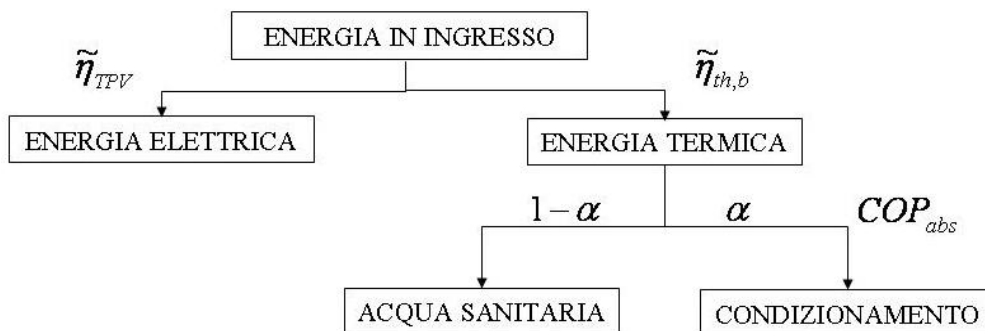


Figura 7. 18 - Produzione di energia nel caso trigenerativo

Nel caso trigenerativo l'equazione per il calcolo del PES può essere così scritta:

$$E_{in} = \frac{E_{th,civ}}{\tilde{\eta}_{th,b}} + \frac{(E_{cool,civ} / COP_{abs})}{\tilde{\eta}_{th,b}} + \Delta E_{th,TPV} = \frac{E_{th,civ} + (E_{cool,civ} / COP_{abs})}{\tilde{\eta}_{th,b}} + \tilde{P}_{th} \tilde{\eta}_{TPV} t_{oper} \quad \text{Eq. 7. 24}$$

in cui con $E_{cool,civ}$ viene indicata l'energia frigorifera annuale e con COP_{abs} il Coefficient Of Performance del frigorifero ad assorbimento utilizzato. Il rapporto fra i due termini rappresenta pertanto l'energia termica che la caldaia deve fornire per ottenere il valore dell'energia frigorifera richiesta. Nel caso di un funzionamento estivo il termine $E_{th,civ}$ rappresenta la somma fra l'energia termica necessaria per il riscaldamento e per l'acqua calda sanitaria, si riduce alla sola energia per l'acqua calda sanitaria $E_{DW,civ}$.

Pertanto è possibile scrivere che:

$$E_{in} = \frac{E_{DW,civ} + (E_{cool,civ} / COP_{abs})}{\tilde{\eta}_{th,b} (1 - \tilde{\eta}_{TPV})} \quad \text{Eq. 7. 25}$$

La formula del PES nel caso di trigenerazione può essere scritta nel seguente modo:

$$PES_{trigen} = 1 - \frac{E_{in}}{\frac{E_{el,TPV}}{\eta_{el}^*} + \frac{E_{th,civ}}{\eta_{th}^*} + \frac{E_{cool,civ}}{COP^*}} \quad \text{Eq. 7. 26}$$

Se si indica con α la frazione di energia prodotta dalla caldaia che alimenta il ciclo frigorifero ad assorbimento

$$\alpha = \frac{(E_{cool,civ} / COP_{abs})}{E_{DW,civ} + (E_{cool,civ} / COP_{abs})} \quad \text{Eq. 7. 27}$$

la relazione per il calcolo del PES può essere scritta nel seguente modo:

$$PES_{trigen} = 1 - \left[\frac{\tilde{\eta}_{TPV}}{\eta_{el}^*} + (1 - \alpha) \frac{\tilde{\eta}_{th,b}}{\eta_{th}} \cdot (1 - \tilde{\eta}_{TPV}) + \alpha \cdot \frac{COP_{abs}}{COP^*} \cdot \tilde{\eta}_{th,b} (1 - \tilde{\eta}_{TPV}) \right]^{-1} \quad \text{Eq. 7. 28}$$

Con il termine COP_{abs} viene indicato il Coefficient Of Performance del frigorifero ad assorbimento utilizzato mentre con il termine COP^* è indicato il Coefficient Of Performance di riferimento. Il valore di COP^* può essere determinato mediante la seguente relazione:

$$COP^* = COP_{Cond} \cdot \eta_{el}^* \quad \text{Eq. 7. 29}$$

in cui COP_{Cond} è il COP di un sistema di condizionamento tradizionale e η_{el}^* è il rendimento elettrico di riferimento pari a 0.525 . La relazione Eq. 7. 29 deve essere infatti applicata poiché il COP del ciclo ad assorbimento e il COP_{Cond} dell'impianto di condizionamento sono definiti in modo diverso. Se infatti il COP è definito come il rapporto fra l'energia termica asportata dell'ambiente da climatizzare e l'energia termica fornita dalla sorgente di calore del ciclo, il COP_{Cond} è definito come il rapporto fra l'energia termica asportata dell'ambiente e l'energia elettrica necessaria al funzionamento del condizionatore stesso.

Come tecnologia di riferimento per il condizionamento è stato scelto un frigorifero a compressione avente un COP_{Cond} pari a 4, mentre il frigorifero ad assorbimento considerato è un frigorifero alimentato ad acqua avente un COP_{abs} pari a 0.7.

Per determinare il valore di α sono stati stimati i valori dell'energia per la produzione di acqua sanitaria $E_{DW,civ}$ e dell'energia frigorifera $E_{cool,civ}$. In base quanto riportato in [1] relativamente ad un'utenza monofamigliare, è stato considerato un carico frigorifero pari a 2463 kWh/anno ed un fabbisogno di energia per l'acqua sanitaria di 5.2 kWh/giorno. Se si considera che il sistema di condizionamento sia utilizzato nel periodo giugno-settembre (120 giorni), il valore di $E_{DW,civ}$ relativo al solo periodo in cui il sistema funziona in trigenerazione è di 624 kWh/anno. Tenuto inoltre conto del valore del COP_{abs} , si ottiene

che l'energia termica che deve essere fornita al frigorifero ad assorbimento è di 3519 kWh/anno. Pertanto si ottiene un valore di α pari a 0.85.

Applicando l'equazione Eq. 7. 28 si ottiene un valore del PES negativo molto inferiore allo 0%. Da tale risultato si può vedere che l'utilizzo di un frigorifero ad assorbimento alimentato da una caldaia ha un notevole svantaggio dal punto di vista energetico rispetto all'utilizzo di una tecnologia per il solo condizionamento. Il valore del PES diviene tanto meno negativo quanto più è basso il valore di α , cioè tanto meno viene utilizzato il frigorifero ad assorbimento. Se α assume valore nullo si ottengono i valori di PES del caso cogenerativo. Il valore di α che annulla il PES è pari a 0.1. Ciò significa che il PES assume valori positivi soltanto nel caso in cui energia frigorifera necessaria sia molto bassa ($0 < \alpha < 0.1$).

La differenza nei valori assunti dal PES nel caso dei due approcci considerati deriva dal fatto che, secondo la normativa vigente, l'energia termica che alimenta un impianto frigorifero è l'energia recuperata da un motore primo. Si tratta quindi di un'energia che se non fosse utilizzata dall'impianto frigorifero sarebbe dissipata.

Nel caso in esame, al contrario, l'energia termica che alimenta il frigorifero ad assorbimento viene prodotta appositamente per il suo funzionamento. Pertanto ci si trova nel caso in cui viene prodotta energia frigorifera con un sistema avente un valore di efficienza molto basso.

Quindi, anche se si ha un aumento delle ore di funzionamento annuali della caldaia (190 ore) con conseguente aumento dell'energia elettrica annuale prodotta (circa 132 kWh), dal punto di vista energetico non è conveniente adottare una soluzione di questo tipo.

Poichè il presente scenario ha messo in luce la non convenienza del relativo lay-out impiantistico dal punto di vista energetico non è stata condotta alcuna analisi economica.

7.8 CONCLUSIONI

Nel presente capitolo sono stati presentati degli scenari di analisi finalizzati allo studio della convenienza da un punto di vista energetico ed economico di un sistema termofotovoltaico (TPV) applicato ad una caldaia ad uso domestico.

Gli scenari sono stati realizzati allo scopo di valutare la convenienza economica di tale tecnologia sia allo stato attuale, considerando i costi ed i rendimenti riferiti al periodo presente, sia in uno scenario futuro in cui la tecnologia sarà maggiormente consolidata. In particolare sono stati analizzati due differenti scenari:

- Sistema TPV per applicazione domestica con solo riscaldamento invernale.

Nell'ambito del presente scenario sono stati analizzati differenti casi a seconda che

l'energia elettrica fosse autoconsumata dall'utenza o accumulata in batterie. Nel caso di autoconsumo dell'energia elettrica prodotta è stata condotta un'analisi parametrica finalizzata all'analisi termo-economica dell'impianto al variare dei seguenti parametri: (i) il tempo di ritorno dell'investimento, (ii) il rendimento complessivo del sistema TPV, (iii) il costo specifico dell'energia elettrica, (iv) il fabbisogno termico annuale dell'utenza domestica e (v) il costo specifico della tecnologia TPV. Dall'analisi condotta è emerso che allo stato attuale (considerando i valori di rendimento e di costo attuale) la tecnologia TPV non consente di ottenere un tempo di rientro dell'investimento che giustifichi l'utilizzo di tale tecnologia dal punto di vista economica, pur essendo conveniente dal punto di vista energetico (il valore del PES è superiore al 6 %). Il modello realizzato mette però in luce come tale tecnologia diventi conveniente qualora essa divenga maggiormente consolidata: valori inferiori del costo della tecnologia unitamente ad incrementi del valore di rendimento consentono infatti di avere un tempo di rientro inferiore a 8-10 anni.

- Sistema TPV per applicazione domestica con riscaldamento invernale e condizionamento estivo. In questo caso si considera che la caldaia venga utilizzata non solo per fornire la potenza termica necessaria al riscaldamento invernale ma anche come sorgente termica di un ciclo ad assorbimento per il condizionamento estivo. Le analisi del Primary Energy Saving hanno messo in luce che l'utilizzo di un frigorifero ad assorbimento alimentato da una caldaia ha un notevole svantaggio dal punto di vista energetico rispetto all'utilizzo di una tecnologia per il solo condizionamento, caratterizzata da un valore superiore del rendimento.

Si può infine concludere che è stato realizzato uno strumento utile al fine di analizzare la convenienza di un sistema TPV applicandola a diversi scenari di analisi e lay-out impiantistici.

Riferimenti bibliografici

- [1] Ennio Macchi, Stefano Campanari, Paolo Silva, "La micro cogenerazione a gas naturale", Polipress, 2005.
- [2] GSE, "Guida al riconoscimento della cogenerazione", Edizione n.1, 2008.
- [3] FIRE, "Analisi del potenziale della micro cogenerazione in Italia".

- [4] G. Urbinelli, Tesi di laurea, “Analisi e studio dell’impiego di impianti microgenerativi al fine di attenuare le emissioni gassose in area urbana”, Bologna, 2005.
- [5] M. Bianchi, P. R. Spina, “Tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo”, DIEM – Bologna, Dipartimento di Ingegneria – Ferrara, 2007.
- [6] AEEG, “Relazione annuale sullo stato dei servizi e sull’attività svolta; Cap. 1 Contesto internazionale e nazionale: Prezzi dell’energia elettrica e del gas”, Roma, 2009.
- [7] EPBD Buildings Platform, P. Wouters, M. Elsberger, E. Maldonado, Gordon Sutherland, “Implementation of the Energy Performance of Buildings Directive - Country reports 2008”, Brussels, 2008.
- [8] Peacock, A.D., Newborough, M., 2005, Impact of micro-CHP systems on domestic sector CO₂ emissions, *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 2653–2676.
- [9] European Directive 2004/8/EC
- [10] Decision 2007/74/EC
- [11] Decreto legislativo, n. 192, 2005, Allegato C
- [12] Thur, A., Furbo, S., Jivan Shah, L., 2006, Energy savings for solar heating systems, *Solar Energy*, vol. 80, pp. 1463–1474.
- [13] M. Pinelli, M. Cadorin, G. Cenci, P.R. Spina, "Micro-cogeneration with thermophotovoltaics systems: thermodynamic analysis and preliminary evaluation of numerical modelling", Atti del Convegno Nazionale ATI Salerno, 11-14 Settembre 2007.,
- [14] Persson, T., Ronnelid, M., 2007, Increasing solar gains by using hot water to heat dishwashers and washing machines *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 646–657
- [15] Palfinger, G., Bitnar, B., Durisch, W. Mayor, J.-C., Grützmacher, D., Gobrecht, J., 2003, Cost estimate of electricity produced by TPV, *Semicond. Sci. Technol.*, vol. 18, pp. 254 – 261.
- [16] EN 15316-4-4 heating systems in buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 4-4: Heat generation systems, building-integrated cogeneration systems.
- [17] Co- and tri-generation units:

- [18] Francis Meunier. Concerted Action on Multi-generation Energy systems with Locally Integrated Applications - Co- and tri - generation units: State of the art; directives; energy and environmental impacts.

Siti internet consultati:

- [1] www.Eurostat.eu
- [2] www.autorità.energia.it
- [3] www.epbd-ca.org
- [4] www.eurometeo.com
- [5] www.gse.it
- [6] www.terna.it
- [7] www.edilportale.com
- [8] www.buildup.eu
- [9] europa.eu
- [10] www.casaclima.com
- [11] ec.europa.eu

CAPITOLO 8

ANALISI CFD DI UN SISTEMA TPV APPLICATO AD UNA CALDAIA DOMESTICA

8.1 INTRODUZIONE

Nel Capitolo 6 si è parlato della tecnologia termofotovoltaica come possibile sistema di micro-cogenerazione per applicazione domestica, considerando diversi scenari di analisi per ciascuno dei quali è stata fatta un'analisi energetico-economica. Nel presente capitolo viene quindi analizzato nel dettaglio l'utilizzo di una caldaia domestica come prototipo di un sistema TPV. Lo studio riguarda la progettazione e analisi di un sistema TPV installato su di una caldaia ad irraggiamento da 30 kW_{th} prodotta dall'azienda Baltur S.p.A. di Cento (Fe). Lo studio prevede anche un'analisi sperimentale dell'apparato mediante l'allestimento di due prototipi. I due prototipi sono costituiti dalla stessa caldaia strumentata in modo diverso al fine di poter eseguire diverse analisi sperimentali. Il primo prototipo è stato allestito presso i laboratori della stessa azienda produttrice ed è stato strumentato in modo da eseguire delle misure di temperatura sia entro la camera di combustione sia entro il lato acqua. Il secondo prototipo è stato allestito presso i laboratori dell'IMEM CNR di Parma al fine di eseguire delle analisi ottiche sulla radiazione emessa dal bruciatore e stimare il rendimento che avrebbe il sistema qualora fossero installate delle celle termofotovoltaiche progettate ad hoc in funzione delle proprietà della radiazione stessa.

L'intera caldaia è stata studiata mediante simulazioni numeriche tridimensionali eseguite con il codice di calcolo ANSYS CFX. Nel presente capitolo viene quindi descritta la procedura tramite la quale è stato possibile simulare numericamente la caldaia ed i risultati ottenuti.

8.2 DESCRIZIONE DELLA CALDAIA

La caldaia oggetto del presente studio è una caldaia a condensazione il cui modello è denominato "Genio Tecnic MC 30".

Le caldaie a condensazione nascono per evitare le perdite di rendimento tipiche della caldaie tradizionali grazie all'abbassamento della temperatura dei fumi alla temperatura di condensazione e al conseguente recupero del calore latente di vaporizzazione del vapore d'acqua presente nei fumi stessi. Per realizzare una caldaia a condensazione che dia risultati rilevanti in termini di risparmio energetico occorre aumentare opportunamente le superfici di scambio ed ottimizzare i passaggi dei prodotti di combustione portandoli a contatto con superfici a bassa temperatura. In tale modo si interviene infatti sulle principali forme di dispersione.

La caldaia ha una portata termica nominale nel range 7.3-29 KW e può funzionare secondo due salti di temperatura del circuito primario: circuito (50/30 °C) e circuito 80/60 °C). Secondo quanto riportato da catalogo il rendimento termico utile alla potenza nominale massima è pari a 96.9 % nel caso di funzionamento secondo il circuito 80/60 °C e pari a 106.9 % nel caso di funzionamento secondo il circuito 50/30 °C (in questo caso infatti si considera infatti la condensazione dei fumi). La caldaia può essere alimentata a gas metano, gas propano e gas butano.

Il principio di funzionamento della caldaia è relativamente semplice: una corrente di aria e combustibile perfettamente miscelati tra loro viene addotta, dal ventilatore del bruciatore, nella zona interna del bruciatore stesso; da qui fuoriesce attraverso una matrice porosa, in prossimità della quale avviene la combustione. I prodotti della combustione fuoriescono dalla camera di combustione attraverso 37 tubi a torciglione, per poi uscire attraverso il camino.

In questo tipo di caldaia, al contrario di quanto avviene nelle caldaie atmosferiche, il combustibile e l'aria comburente vengono premiscelati in una camera di miscelamento e quindi la combustione viene ottenuta senza apporto di aria secondaria. Inoltre è presente un sistema di controllo che regola contemporaneamente la quantità di aria e gas in modo tale da ottenere un sistema di modulazione che fornisca all'impianto la quantità di calore

effettivamente richiesta senza cali di rendimento o emissioni inquinanti inaccettabili. Inoltre tale modulazione di fiamma consente di fornire, istante per istante, un apporto termico pari a quello richiesto dall'impianto

In seguito vengono descritte le parti costitutive della caldaia.

8.2.1 Corpo caldaia

Il corpo caldaia, interamente realizzato in acciaio inox AISI 316 L, è a sviluppo cilindrico verticale. Nella parte inferiore è composto da una serie di elementi di scambio opportunamente sagomati e dimensionati in maniera da ottenere un ottimale scambio termico. All'interno del fascio tubiero saldato come tutto il corpo caldaia con processo TIG in atmosfera controllata, avviene il fenomeno della condensazione in condizioni di bassa temperatura dell'acqua di ritorno impianto.



Figura 8. 1– Sezione della camera di combustione

Lo scambio termico tra prodotti di combustione ed acqua avviene in controcorrente ed è suddiviso in due zone: in corrispondenza della camera di combustione l'acqua scorre in una intercapedine creata tra la parete laterale della camera e la parete esterna del corpo caldaia; in corrispondenza del fascio tubiero invece, l'acqua lambisce esternamente i tubi a torciglione. Le due zone si distinguono essenzialmente per le modalità con cui avviene lo scambio termico: in corrispondenza della camera di combustione, il calore viene ceduto alla parete lambita dall'acqua essenzialmente per irraggiamento ad opera della superficie

del bruciatore e dei prodotti di combustione, mentre risulta contenuto lo scambio termico per convezione; viceversa nel fascio tubiero, il calore viene ceduto ai tubi lambiti dall'acqua unicamente attraverso lo scambio termico per convezione.

8.2.2 Bruciatore

Il bruciatore impiegato nella caldaia in esame è del tipo a superficie a tela metallica.

Nella combustione a superficie, la miscela di aria e combustibile reagisce in prossimità di un mezzo poroso. Nel bruciatore in esame il mezzo poroso è costituito da una maglia in Fecralloy[®] dello spessore di 2.5 mm e avente una porosità del 80% circa; questa maglia è avvolta su un cilindro in acciaio inossidabile, caratterizzato dalla presenza di circa 20000 fori aventi diametro 0.6 mm, che funge da distributore (la porosità del distributore è del 30% circa).



Figura 8. 2– Immagine del bruciatore

Grazie alle loro caratteristiche, negli ultimi vent'anni i bruciatori a superficie hanno suscitato un interesse sempre maggiore; in particolare, rispetto ai bruciatori a fiamma diffusa, i bruciatori a superficie godono dei seguenti vantaggi:

- basse emissioni di inquinanti (NO_x , CO, HC);
- eccessi d'aria contenuti, grazie ai quali è possibile ottenere una maggior efficienza termica;
- contenute dimensioni della camera di combustione e dello scambiatore di calore;
- elevata flessibilità di posizionamento del bruciatore; infatti esso può essere posizionato in posizione orizzontale, verticale, capovolto, ecc;

- possibilità di modellare la forma del bruciatore in base all'apparato su cui verrà posizionato.

Con riferimento alla Figura 8. 3, l'aria, aspirata da un ventilatore (d), attraversa il silenziatore (a) e viene convogliata in un tubo di Venturi (c); grazie a quest'ultimo avviene il richiamo del combustibile il quale, dopo aver attraversato la valvola di regolazione (b) controllata elettronicamente, può andarsi a miscelare con l'aria. La miscela, dopo aver attraversato una curva a 90° (e), viene mandata all'interno del cilindro sul quale è avvolto il mezzo poroso (f). L'elettrodo a sinistra (h) consente l'innesco della miscela, mentre l'elettrodo a destra (g) controlla la presenza della fiamma sulla superficie porosa attraverso il fenomeno della ionizzazione.

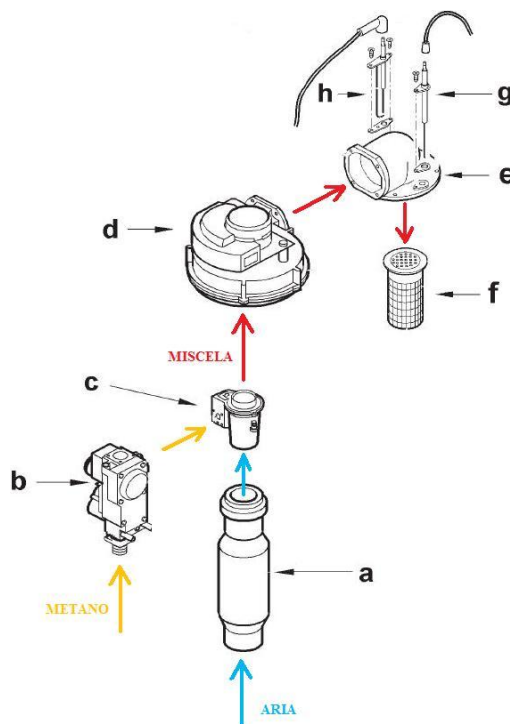


Figura 8. 3– Schema di funzionamento del bruciatore

La Figura 8. 4 riporta i range dei tre possibili regimi di combustione del bruciatore al variare del carico termico superficiale e dell'eccesso d'aria.

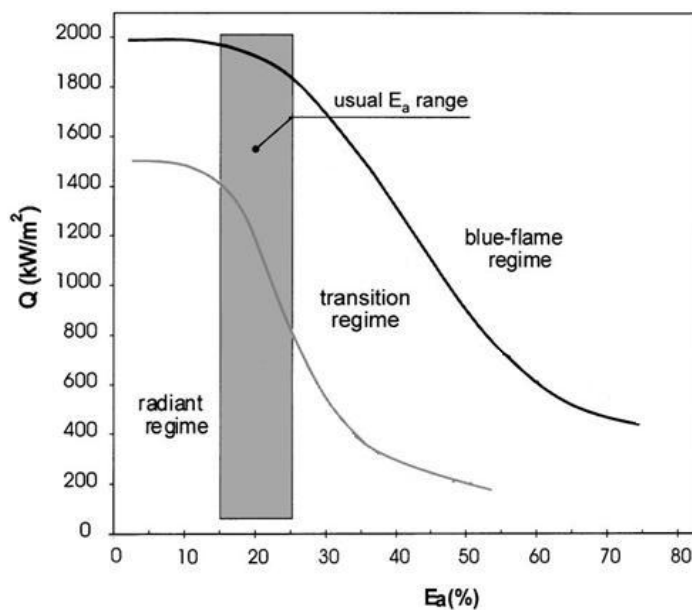


Figura 8. 4 - Regimi di combustione del bruciatore al variare del carico termico e dell'eccesso d'aria

8.3 ANALISI NUMERICHE DEL SISTEMA TPV

Il funzionamento della caldaia "Genio MC 30" è stato simulato numericamente con il codice ANSYS CFX. Per le analisi numeriche è stata utilizzata prima la versione 10.0 e per le ultime analisi la versione 12.0. La versione intermedia 11.0 non è mai stata utilizzata in quanto per una geometria tanto complessa quale quella oggetto di studio il suo utilizzo porta spesso a dei problemi nella gestione delle interfacce fra i vari domini fluidodinamici. In particolare, il suo utilizzo determina una suddivisione da parte del codice della superficie di interfaccia fra il dominio della maglia metallica e quello della camera di combustione in un numero elevatissimo di primitive, rendendo impossibile la definizione delle condizioni al contorno in fase di pre-processamento.

Lo scopo delle analisi CFD portate avanti è quello di valutare l'attitudine del codice a simulare un sistema complesso caratterizzato da un numero elevato di fenomeni di scambio termico. La simulazione numerica dell'intera caldaia (dalla camera di combustione al lato acqua) prevede infatti l'attivazione da parte del codice di calcolo dei seguenti meccanismi:

- reazioni di ossidazione del combustibile con l'aria comburente;
- scambio termico per convezione entro il dominio fluido della camera di combustione e dell'acqua;
- scambio termico per irraggiamento fra la tela metallica irraggiante, il volume fluido di gas e le parete solide della camera di combustione;
- scambio termico per condizione entro i domini solidi della struttura della caldaia.

Le analisi CFD consentono inoltre di verificare le prestazioni del sistema in esame al variare delle condizioni operative.

8.3.1 Descrizione della geometria

Come precedentemente sottolineato, la caldaia oggetto di studio è realizzata dall'azienda Baltur S.p.A. di Cento (Ferrara) ed è un modello avente una potenza nominale pari a 30 kW_{th}. E' dunque un prototipo adatto ad un uso domestico ed in grado di soddisfare le esigenze di un singolo nucleo familiare residente in un'abitazione autonoma.

A livello costruttivo la caldaia ha una struttura abbastanza semplice: essa è costituita da una camera di combustione cilindrica all'interno della quale è inserito un bruciatore a superficie irraggiante anch'esso cilindrico, da un fascio tubiero atto al passaggio dei fumi di combustione e da un involucro che racchiude il tutto e funge da "cassa" per l'acqua che circola al suo interno, esternamente alla camera di combustione e fascio tubiero.

In realtà la geometria dell'intera caldaia è però più complessa in ragione della sezione e della formatura dei tubi che costituiscono il fascio tubiero, della presenza di un elemento a spirale che avvolge esternamente la camera di combustione e della presenza di una piastra forata posta al di sotto di quest'ultima.

Vanno poi considerate tutte le sedi per l'alloggiamento degli strumenti di misura (termocoppie) necessari alle rilevazioni sperimentali, tutte le variazioni di sezione, soprattutto per quanto riguarda le pareti della camera di combustione che conferiscono alla stessa una maggiore rigidità, e la geometria del bruciatore impiegato.

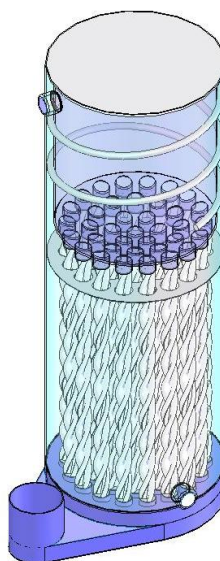


Figura 8. 5 - Veduta d'insieme della caldaia realizzata al modellatore solido SolidWorks

8.3.2 Elementi costitutivi

Nel presente paragrafo viene illustrata una descrizione degli elementi costitutivi in cui è stata suddivisa la caldaia mettendone in luce le principali caratteristiche e le principali semplificazioni che sono state fatte rispetto alla geometria reale.

Camera di miscelamento

La camera di miscelamento è la zona di passaggio della miscela aria-gas ancora incombusta. Nella realtà la miscela entra dall'alto con direzione assiale per poi assumere una direzione radiale in prossimità del distributore dove poi inizia anche il processo di combustione. In queste simulazioni si è assunto per semplicità un ingresso della miscela direttamente radiale.

Nelle simulazioni sono state considerate due diverse geometrie della camera di miscelamento. In principio, infatti, sulla base di simulazioni riguardanti altri prototipi di caldaie diverse da quella qui analizzata, si era considerata una camera di miscelamento di dimensione pari a 5 mm in direzione radiale (Figura 8. 6-a). L'analisi dei risultati delle prime simulazioni compiute con tale geometria, ha però mostrato che questa dimensione era sufficiente per rendere ben sviluppati i flussi (miscela aria-metano) solo nel caso in cui la portata in massa non fosse molto elevata (corrispondente ad una potenza termica introdotta con il combustibile pari a 25 kW_{th}). Per potenze superiori, e quindi per portate in massa di miscela aria-metano superiori, il processo di combustione era caratterizzato, durante il suo sviluppo, da una notevole disuniformità. Cosa fisicamente non accettabile.

La causa del problema è stata facilmente collegata al fatto che il flusso non riuscisse, in uno spazio così breve, a svilupparsi completamente e da qui la scelta di portare lo spessore della camera di miscelamento a 20 mm (Figura 8. 6-b). La simulazione immediatamente successiva ha confermato poi le ipotesi proposte, come vedremo poi nel paragrafo dedicato ai risultati dell'analisi, e permesso di considerare valida la modifica apportata.

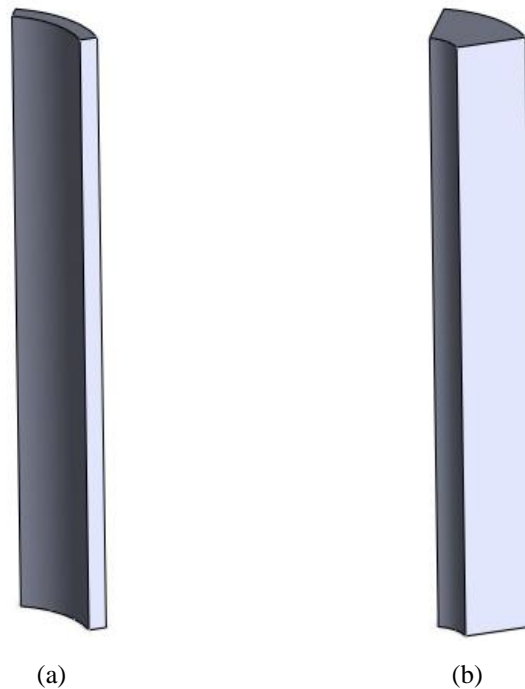


Figura 8. 6 - Camera di miscelamento: (a) geometria di spessore 5 mm e (b) di spessore 20 mm

Distributore e maglia metallica

La miscela di aria e gas metano entrata nella parte superiore della caldaia giunge, con direzione radiale, al distributore. Questo, costituito da una matrice di acciaio inossidabile cilindrica dello spessore di 1.82 mm, è attraversato da circa 20.000 fori di diametro 0.6 mm (denominata distributore), costituisce di fatto il supporto sul quale nella realtà è appoggiata la maglia metallica del bruciatore.

In realtà le configurazioni utilizzate per le simulazioni, nei confronti di tale elemento, sono state due, ovvero:

- Presenza fisica del distributore, e quindi imposizione di una condizione di interfaccia al fine di simulare la presenza di un corpo d'acciaio all'interno della camera di combustione;
- Presenza del solo dominio fluido che attraversa il distributore.

Ovviamente la prima condizione è quella che rispecchia la realtà, ma si è tuttavia visto, dopo il confronto dei risultati delle prime simulazioni, che l'approssimazione fatta nel secondo caso non comporta grandi variazioni in termini di risultati numerici ed inoltre permette di avere un modello meno oneroso dal punto di vista computazionale. In ragione di questo, i risultati descritti nel presente lavoro sono riferiti al caso in cui si è simulato

esclusivamente il dominio fluido che attraversa il distributore. In Figura 8. 7 vengono mostrate le modellizzazioni solide del distributore e della maglia metallica:

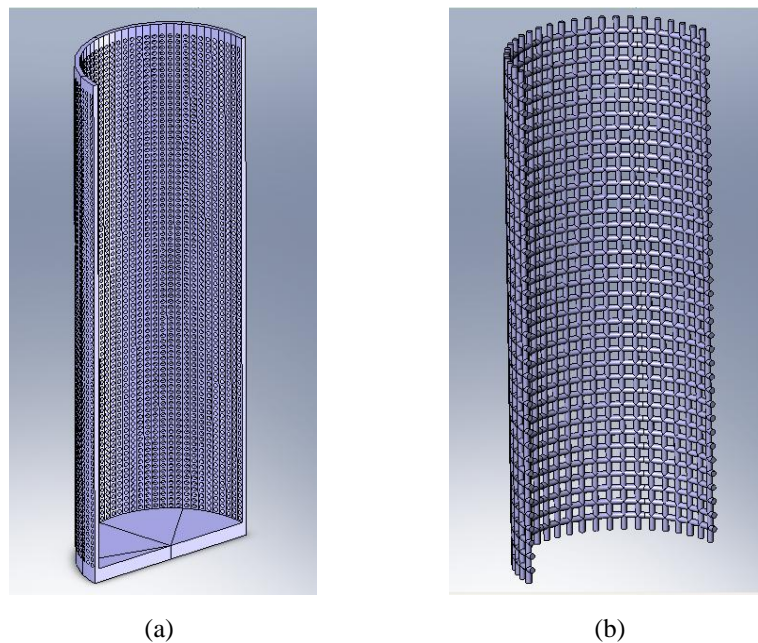


Figura 8. 7 - (a) Distributore in sezione (b) Maglia metallica in sezione

Nella figura seguente viene quindi mostrato come è stato modellato il bruciatore della camera di combustione: in giallo è stato colorato il distributore e in rosso la maglia metallica. In azzurro viene mostrata la superficie cilindrica su cui è stata definita la condizione di ingresso della miscela aria/combustibile delle simulazioni numeriche.

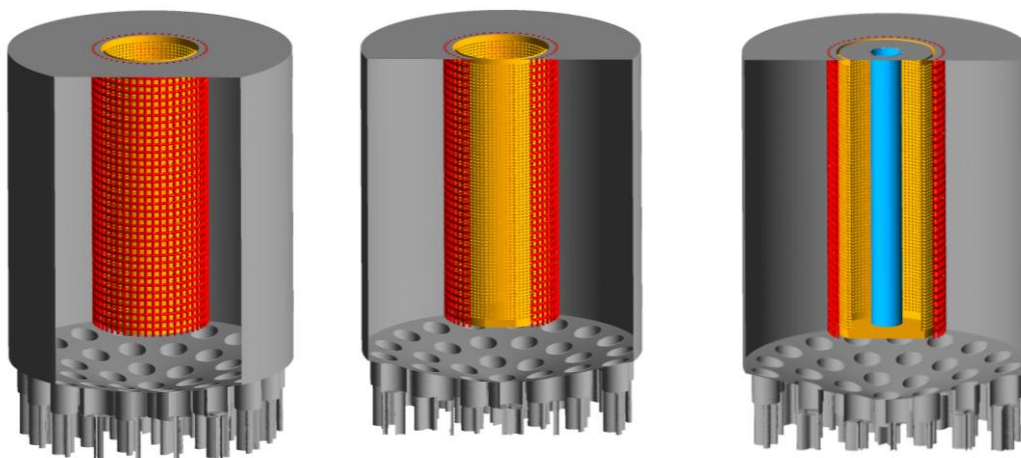


Figura 8. 8 - Sezione della camera di combustione

Camera di combustione e scarichi

La miscela aria-combustibile dopo aver attraversato il distributore e la maglia metallica ed aver innescato il processo di combustione a ridosso della parete della maglia stessa giungono in camera di combustione. La camera di combustione ha forma cilindrica con un raggio pari a 92.5 mm ed un'altezza pari a 208 mm.

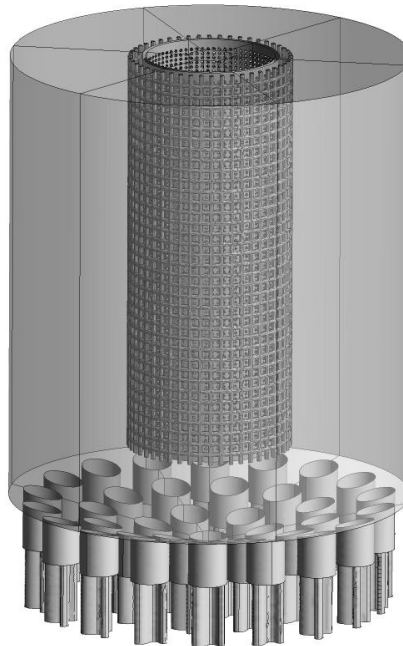


Figura 8. 9– Camera di combustione

Dalla camera di combustione i gas combusti entrano nel fascio tubiero. I tubi che costituiscono il fascio tubiero hanno una forma particolare: la loro sezione, infatti, è trilobata ed inoltre, essi subiscono una torsione di 3 giri lungo il loro asse. Tale conformazione ha lo scopo di aumentare notevolmente l'area di contatto e quindi lo scambio termico tra i fumi che li percorrono internamente e l'acqua che li lambisce all'esterno e di minimizzare la formazione di incrostazioni sulla superficie dei tubi stessi. Il fascio tubiero è costituito da 37 tubi identici (il cui spessore di parete è pari ad 1 mm) realizzati in acciaio inossidabile e saldati superiormente ed inferiormente a due piastre concave che sono rispettivamente il fondo della camera di combustione ed il fondo del lato acqua.

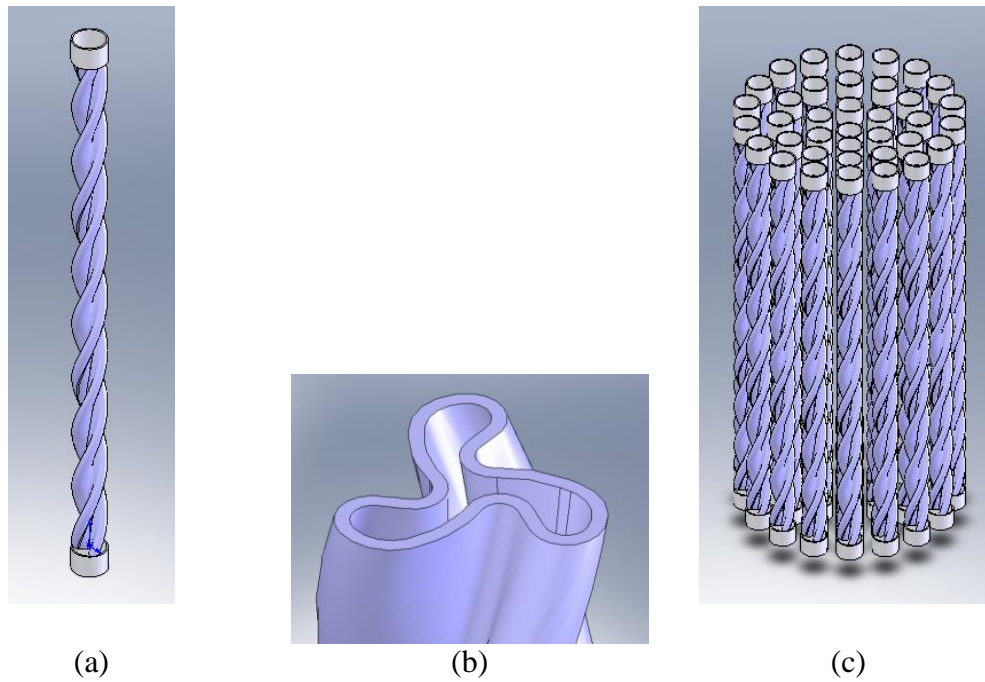


Figura 8. 10– Immagini del fascio tubiero (a) tubo intero, (b) tubo in sezione e (c) disposizione tubi nel fascio tubiero

Il dominio fluido della camera di combustione è stato suddiviso in cinque zone: camera di miscelamento, distributore, bruciatore, camera di combustione e condotti di scarico. Di seguito è riportata una breve descrizione di ciascuno di essi.

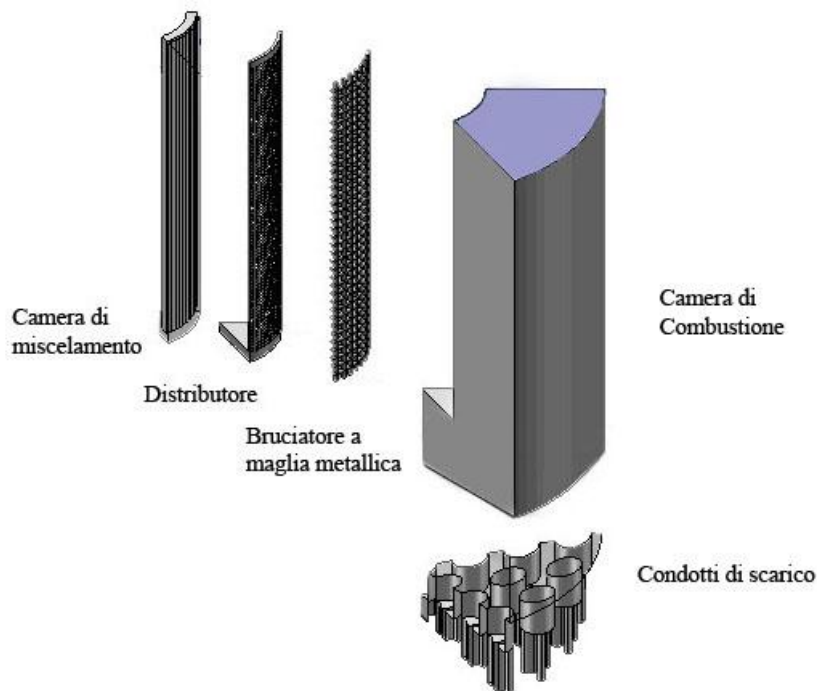


Figura 8. 11- Esploso dello spicchio di camera di combustione analizzato

Lato acqua

La geometria del lato acqua è stata modellata secondo quanto mostrato nella figura seguente. Il dominio fluido è costituito dalla zona compresa fra la superficie esterna della camera di combustione e del fascio tubiero e la superficie esterna della caldaia. In basso si può vedere il condotto di ingresso dell'acqua e in alto il condotto di uscita dell'acqua di mandata. Nella parte alta si può notare la presenza di un deflettore a forma di spirale pensato al fine di aumentare la turbolenza dell'acqua ed incrementare l'efficienza di scambio termico.

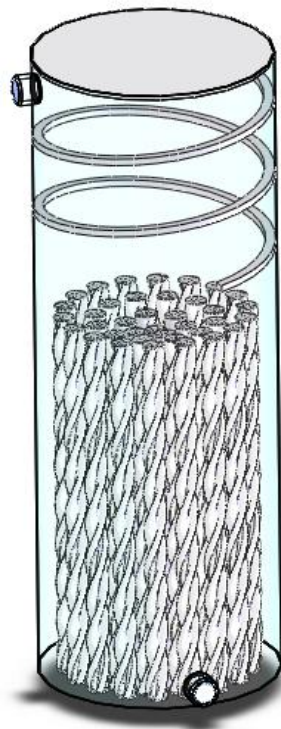


Figura 8. 12- Geometria del lato acqua

8.3.3 Semplificazioni geometriche

Nel presente paragrafo vengono descritte brevemente le semplificazioni geometriche che sono state scelte al fine di diminuire l'onere computazionale delle simulazioni numeriche e ottimizzare i risultati ottenuti sulla base di una serie di prove preliminari condotte.

Ingresso della miscela aria-combustibile

La prima semplificazione geometrica riguarda il miscelatore e in particolare la superficie su cui è stata impostata la condizione di inlet della simulazione numerica. Nella

realtà l'ingresso della miscela aria-combustibile si ha in corrispondenza della superficie evidenziata in verde nella Figura 8. 13-a. Tale caratteristica geometrica del bruciatore ha lo scopo di produrre nella miscela prossima al bruciatore le condizioni necessarie al raggiungimento dell'accensione. Nelle analisi CFD realizzare un modello numerico in grado di prevedere l'accensione della fiamma solo a valle del distributore e non all'interno di questo risulta però molto complesso. Sono state infatti realizzate numerose simulazioni preliminari con ingresso in corrispondenza della reale superficie di ingresso della caldaia (inlet assiale) che hanno però messo in luce la difficoltà di simulare correttamente l'accensione della miscela. In tutte le simulazioni eseguite si è infatti ottenuta un'accensione già entro il miscelatore e non in corrispondenza della superficie della maglia metallica, come avviene nei bruciatori con maglia metallica irraggiante.

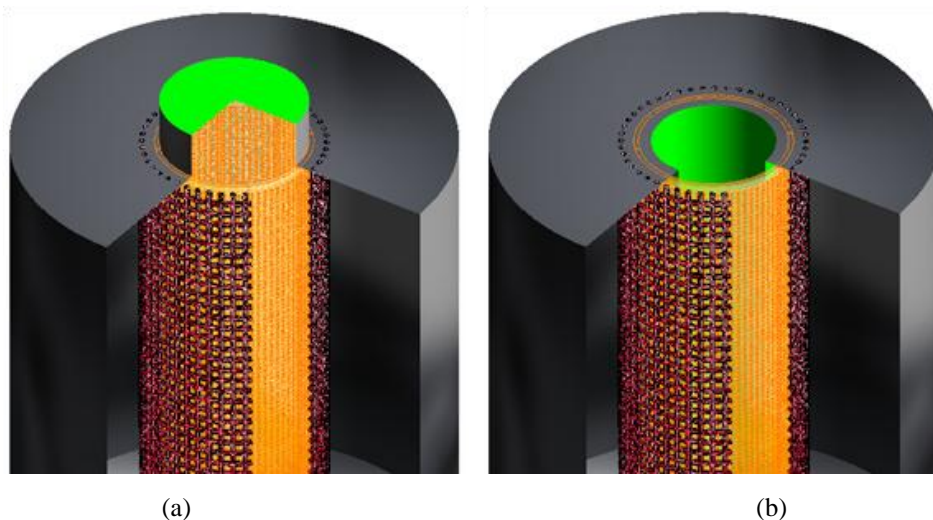


Figura 8. 13 - Ingresso aria-combustibile: (a) inlet assiale e (b) inlet radiale

Per tale motivo si è quindi deciso di modificare il miscelatore e di imporre una condizione di inlet sulla superficie evidenziata in verde in Figura 8. 13-b, ovvero sulla superficie laterale di un cilindro concentrico all'asse della caldaia (inlet radiale). Tale semplificazione ha consentito di ottenere risultati numerici più realistici con accensione della miscela a ridosso della maglia metallica. Tale geometria è stata quindi utilizzata in tutte le simulazioni numeriche descritte nel presente lavoro.

Simmetria del dominio di calcolo

La prima importante scelta fatta per la definizione della geometria del dominio da utilizzare per il calcolo, si è concentrata sulla possibilità di trovare una simmetria all'interno della camera di combustione che permettesse dunque di simularne

esclusivamente una porzione ristretta. Tale scelta consente infatti di diminuire l'onere computazionale della simulazione e di poter realizzare nella porzione simulata una griglia di calcolo sufficientemente fitta nei punti di maggiore interesse.

Dall'analisi delle geometrie si è visto che era possibile concentrare l'attenzione, e dunque le simulazioni, su uno spicchio di ampiezza angolare pari ad un sesto della camera di combustione, applicando quindi delle condizioni di periodicità alle superfici laterali di tale spicchio.

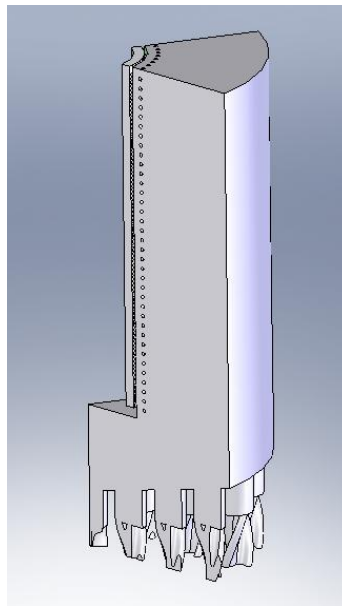


Figura 8. 14- Rappresentazione di un sesto di camera di combustione

Semplificazione del fascio tubiero

A livello geometrico la semplificazione più evidente che si è resa necessaria per la realizzazione delle simulazioni si è ottenuta togliendo la torsione applicata ai tubi di scarico dei fumi. Ciò è stato necessario al fine di poter applicare la condizione di periodicità sulle pareti dello spicchio considerato, altrimenti troppo complessa, e simulare quindi un solo sesto della camera di combustione.

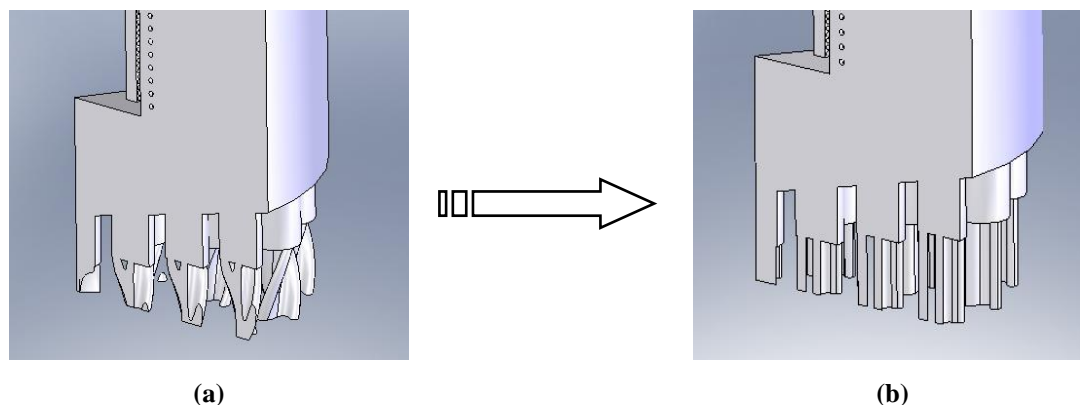


Figura 8. 15- Particolare dei condotti di scarico della camera di combustione. Configurazione con torsione (a) e senza torsione (b)

Da una prima prova svolta si è infatti capito che l'elevata complessità delle due facce periodiche, a causa della torsione dei condotti di scarico, era la causa del non funzionamento della simulazione stessa.

In direzione assiale invece, si è scelto di analizzare la regione compresa tra la superficie superiore della piastra forata posta nel lato acqua, e la parete superiore della camera di combustione. Di conseguenza, la lunghezza dei tratti di condotti di scarico che viene simulata risulta essere di 30 mm (la lunghezza complessiva dei tubi reali è pari a 320 mm). Tale dimensione ridotta, se rapportata alla lunghezza totale dei condotti stessi, permette inoltre di assumere che la semplificazione per la quale i condotti stessi vengono privati della torsione, incida in maniera poco rilevante sui risultati numerici.

Semplificazione del bruciatore

Una seconda semplificazione geometrica riguarda invece il bruciatore. Come è già stato introdotto, il prototipo di caldaia in esame è dotato di un bruciatore a superficie irraggiante, necessario per l'applicazione termofotovoltaica. Tale bruciatore, realizzato in Fecralloy®, è costituito da una maglia metallica la cui sezione può essere rappresentata con la seguente immagine.



Figura 8. 16- Sezione del bruciatore a maglia metallica

È facile capire come realizzare al modellatore solido un elemento avente una geometria di questo tipo per giunta di dimensioni alquanto ridotte (il diametro delle fibre è circa 1

mm) diventi assai complesso e oneroso dal punto di vista computazionale. Di conseguenza tale struttura è stata semplificata e modellata trascurando l'intreccio delle fibre, ma mantenendo le dimensioni caratteristiche. Anche in questo caso si può ipotizzare che l'approssimazione non influisca significativamente sul risultato finale. Nelle simulazioni effettuate la maglia in Fecralloy® è stata inserita direttamente all'interno della camera di combustione: in questo modo è stato possibile modellare la superficie di contatto tra il fluido e il bruciatore come un'unica interfaccia.

Per quanto riguarda il bruciatore infine è stata eseguita un'ulteriore semplificazione riguardante la sua posizione relativa rispetto al distributore: se nella realtà infatti la maglia è adiacente al distributore, nella modellizzazione solida la maglia è stata posta ad una distanza di circa 4 mm dalla superficie esterna del distributore. Tale modifica consente di realizzare una griglia di migliore qualità all'interfaccia fra distributore e maglia e poter quindi analizzare il processo di combustione che avviene proprio in tale intercapedine.

8.4 STRATEGIE COMPUTAZIONALI E RISORSE

La simulazione numerica dell'intera caldaia è caratterizzata dall'aver un elevato onere computazionale dovuto alla necessità di attivare tutti i modelli di scambio termico implementati dal codice di calcolo. Per tale motivo in prima analisi si è ritenuto opportuno simulare il sistema TPV suddividendolo in due simulazioni non complete:

- Simulazione della sola camera di combustione (senza lo scambio termico con l'acqua). Tale simulazione è finalizzata allo studio del fenomeno di combustione e di irraggiamento entro il combustore e validare i modelli del codice di calcolo;
- Simulazione del solo lato acqua. La simulazione ha lo scopo di valutare il funzionamento fluidodinamico della caldaia e verificare i modelli implementati dal codice.

La due simulazioni sopradescritte sono state eseguite per capire quali sono le potenzialità di ANSYS CFX nel risolvere separatamente le due simulazioni e mettere in luce eventuali problematiche e modifiche da apportare. Inoltre sono state il passo preliminare per effettuare la simulazione completa di tutta la caldaia che comprende: (i) simulazione della camera di combustione, (ii) simulazione dello scambio termico entro la struttura della caldaia fra combustore e lato acqua e (iii) simulazione dello scambio termico e dei fenomeni fluidodinamica entro il lato acqua.

Il problema principale legato a tutte le simulazioni eseguite è quello relativo alle risorse

di calcolo necessarie al funzionamento delle simulazioni stesse. Infatti la complessità della geometria e la necessità di attivare tutti i modelli di scambio termico determina un'elevata complessità computazionale.

Il primo passo da compiere è stato quindi quello di individuare le griglie di calcolo ottimali che consentissero di raggiungere un buon compromesso fra accuratezza dei risultati e tempi di calcolo. Quindi sono state eseguite delle prove per definire le risorse di calcolo necessarie.

8.5 ANALISI FLUIDODINAMICA DEL LATO ACQUA

La simulazione del lato acqua come già introdotto, riguarda esclusivamente la porzione di caldaia all'interno della quale circola acqua e dunque, le uniche condizioni da imporre, saranno quelle che riguardano il fluido stesso e le pareti entro cui esso scorre. L'immagine seguente rappresenta la fase di Pre-Processing eseguita con CFX 10.0 e le varie condizioni impostate.

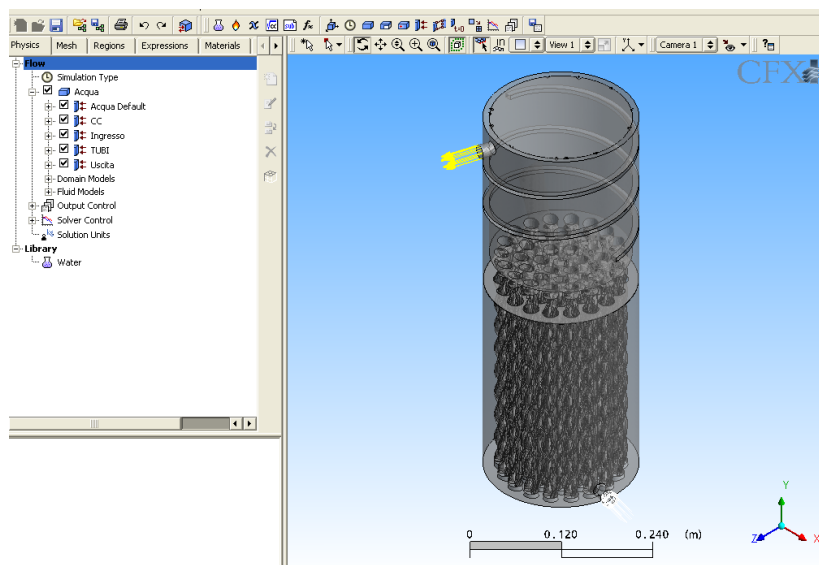


Figura 8. 17 – Schermata CFX 10.0 Pre-Processing

Condizioni di ingresso

In ingresso è necessario impostare portata e temperatura dell'acqua che entra nella caldaia. Entrambi i valori dipendono dalle condizioni che si vogliono andare a simulare ovvero dal punto di funzionamento (potenza erogata e caduta all'acqua), e dal tipo di funzionamento (riscaldamento dell'acqua calda sanitaria o per il riscaldamento degli ambienti) da cui dipende la differenza di temperatura che viene imposta tra ingresso ed

uscita.

Nella simulazione in esame si è fatto riferimento al circuito per l'acqua calda sanitaria (circuito 50/30), per il quale si ha una temperatura di ingresso dell'acqua pari a 30 °C. La portata d'acqua è stata assunta pari a 0.3475 kg/s, dato misurato durante le prove sperimentali eseguite sul prototipo.

Condizioni in uscita

Assumendo che il funzionamento della caldaia sia isobaro, l'unica condizione da imporre in uscita è la pressione del fluido, che è stata posta pari alla pressione atmosferica. In realtà anche la tipologia d'uscita è un parametro che dovrebbe essere impostato essendo, infatti, possibile scegliere tra opening (uscita in cui il fluido ha la possibilità di muoversi in un verso o nell'altro e non necessariamente verso l'uscita), o outlet (uscita in cui il fluido è vincolato a muoversi in un'unica direzione, ovvero verso l'esterno del dominio). Per le simulazioni si è deciso di imporre una condizione di outlet.

Condizione alle pareti

Nella simulazione in oggetto manca necessariamente e volutamente (per limiti computazionali del sistema di calcolo e per semplicità), il nocciolo della camera di combustione, ovvero il bruciatore vero e proprio che di fatto genera il calore che poi va a riscaldare l'acqua.

La potenza ceduta all'acqua dalla caldaia è scambiata attraverso le pareti della camera di combustione e attraverso quelle dei tubi di scarico. Da simulazioni preliminari e da studi riportati in letteratura è stato stimato che circa un terzo della potenza fornita all'acqua è ceduta attraverso le pareti della camera di combustione e che la restante parte è ceduta attraverso le pareti del fascio tubiero. Si sono dunque sfruttate queste nozioni per impostare la simulazione, andando a definire gli opportuni valori della potenza termica specifica (definita dal codice di calcolo come Wall Heat Flux) sulle pareti interne del dominio, ovvero sulle pareti che simulano l'interfaccia con i gas caldi entro il combustore ed il fascio tubiero. Le restanti superfici, ovvero la superficie esterna del lato acqua, la superficie superiore della camera di combustione, la superficie dell'elica che avvolge la camera di combustione, la superficie della piastra forata e quella del piatto inferiore del fascio tubiero sono invece state impostate con condizione di adiabaticità.

Tabella 8. 1 - Condizioni al contorno sulle pareti

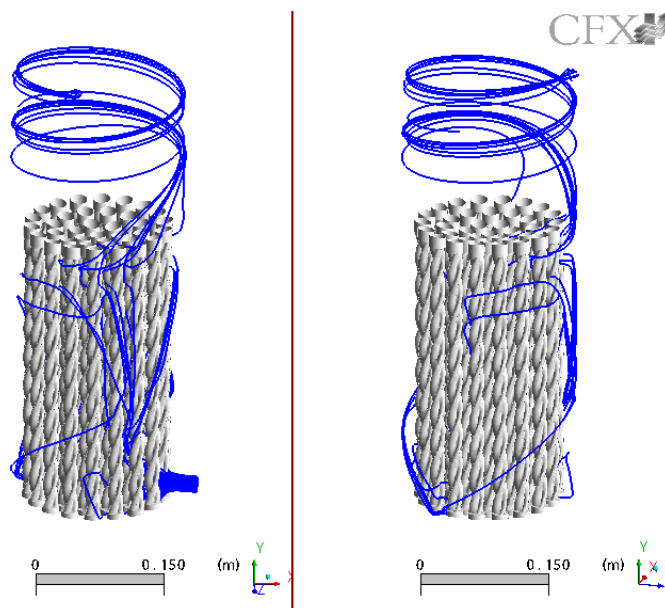
Parametro	Valore
Potenza scambiata attraverso le pareti della camera di combustione	9770 W
Area della superficie della camera di combustione	0.1349 m ²
Wall Heat Flux sulle pareti della camera di combustione	59643 W/m ²
Potenza scambiata attraverso le pareti del fascio tubiero	19400 W
Area della superficie del fascio tubiero	0.822099 m ²
Wall Heat Flux sulle pareti del fascio tubiero	23598 W/m ²

8.5.1 Analisi dei risultati

Nel presente paragrafo vengono presentati i risultati ritenuti più significativi in termini di distribuzione di velocità e di temperatura entro le varie zone del lato acqua.

Analisi delle linee di corrente e dei profili di velocità

Le seguenti immagini mostrano le linee di corrente, dette anche streamline, seguite preferenzialmente dall'acqua all'interno della caldaia. Le due inquadrature permettono di vedere nell'insieme qual è il comportamento del fluido.



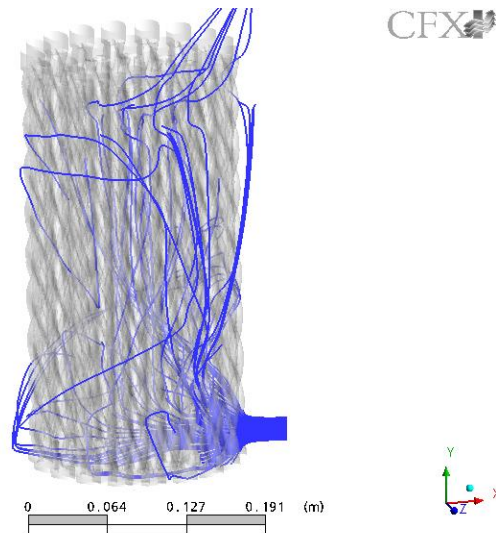


Figura 8. 18– Linee di corrente seguite dall’acqua all’interno della caldaia

Analizzando tali immagini, si nota chiaramente una netta disuniformità nella distribuzione delle streamline. Per quanto riguarda il fascio tubiero, si vedono numerose linee di corrente concentrate nella regione esterna del fascio tubiero stesso in una zona poco spostata dalla verticale alla sezione d’ingresso, mentre nella regione diametralmente opposta si nota una totale assenza di linee di corrente.

Si vede come il fluido, una volta entrato nel lato acqua, assuma preferenzialmente due direzioni. Il fluido che avanza lungo la direzione d’ingresso arrivato alla parete diametralmente opposta “rimbalza” verso il centro del fascio tubiero spostandosi nel contempo verso l’alto. Il fluido che invece assume una direzione con componente verticale prevalente va a subire lo stesso tipo di situazione ma in una regione più alta del fascio tubiero. Ciò determina la formazione di due zone, evidenziate nell’immagine, in cui si ha scarsità o addirittura assenza di linee di corrente, soprattutto nella regione più esterna del fascio tubiero. Tale comportamento determina di conseguenza delle ripercussioni sull’efficienza dello scambio termico e sui valori di temperatura raggiunti in tali zone.

Tornando invece all’immagine precedente, vediamo che le linee di corrente che interessano la parete della camera di combustione sono ben guidate dalla presenza dell’elica, ma allo stesso tempo risentono, nella zona più bassa, delle conseguenze degli effetti analizzati per il fascio tubiero e della posizione del punto in cui ha inizio l’elica stessa. Tale posizione, infatti, influenza le linee di corrente inducendo una sorta di “effetto camino” che a sua volta le richiama, in gran parte, a passare in quella zona. Questo comportamento si apprezza facilmente con la seguente immagine e genera, anche in questo caso una netta disuniformità nella distribuzione dei flussi.

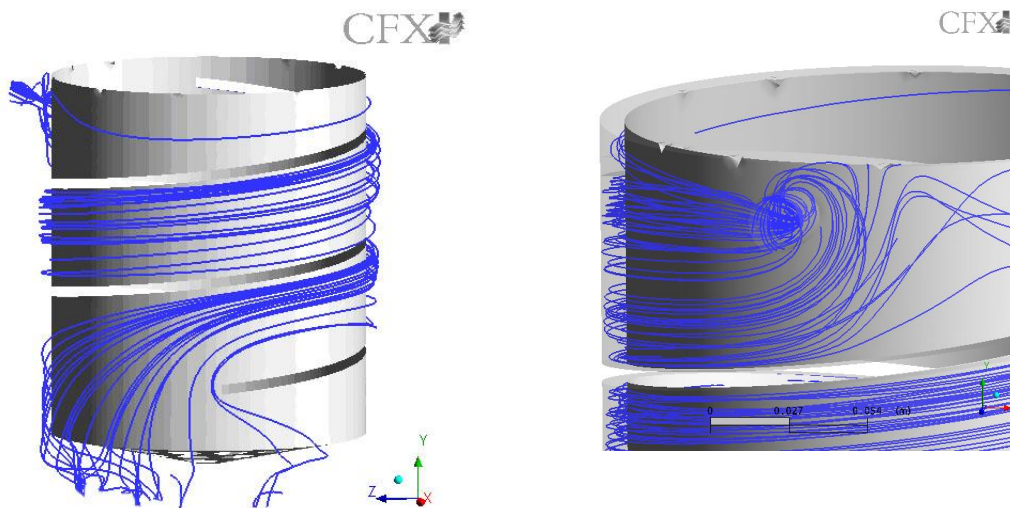


Figura 8. 19– Linee di corrente seguite dall'acqua attorno alla camera di combustione ed effetto camino all'attacco dell'elica

Infine, analizzando la sezione d'uscita vediamo come in questa zona le linee di corrente generano un vero e proprio vortice per poi uscire dalla caldaia. Si può inoltre vedere che alcune di queste linee non hanno un'energia sufficiente da poter uscire, ma continuano a circolare attorno alla camera di combustione.

In generale si può tuttavia affermare che per quanto riguarda questa sezione, il comportamento fluidodinamico è buono. Comportamento che invece non è ottimale in molte altre zone del lato acqua.

Le linee di flusso appena studiate possono essere molto utili anche per l'analisi delle velocità del flusso stesso. Imponendo infatti, una colorazione non più costante, ma variabile in funzione della velocità del flusso, è possibile studiare questo parametro.

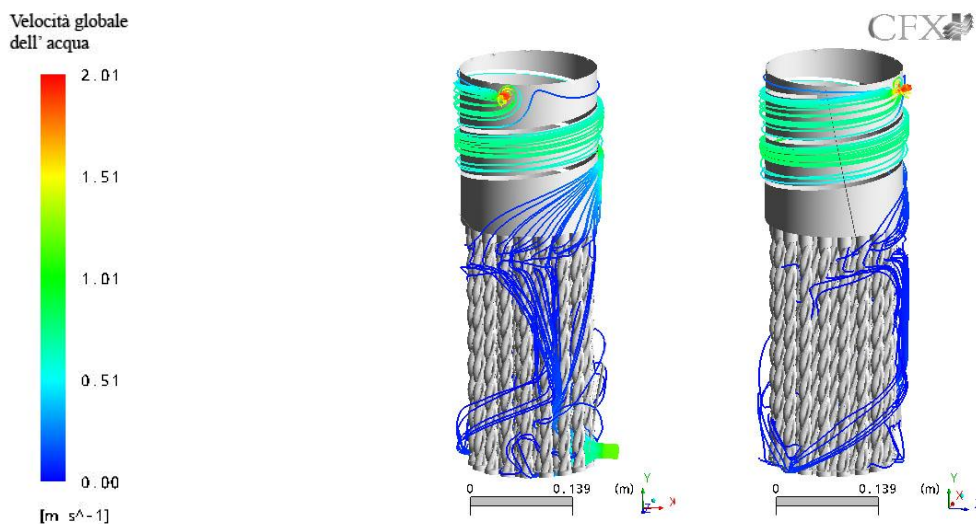


Figura 8. 20– Linee di corrente e velocità del flusso all'interno del lato acqua della cal

Dall'analisi della velocità si può vedere che il range di valori entro cui si trova appartiene ai classici valori utilizzati nella progettazione di impianti idraulici. Ovviamente nella regione d'ingresso e soprattutto d'uscita, a causa del forte restringimento delle sezioni di passaggio, si ha un incremento delle velocità del fluido.

Velocità invece particolarmente basse si registrano in corrispondenza della regione inferiore della camera di combustione, laddove è stata riscontrata una scarsa presenza di linee di corrente. In tale zona infatti il fluido risulta essere praticamente fermo, determinando quindi la presenza di una zona di ristagno che può avere delle ripercussioni sui valori della temperatura di parete della camera di combustione.

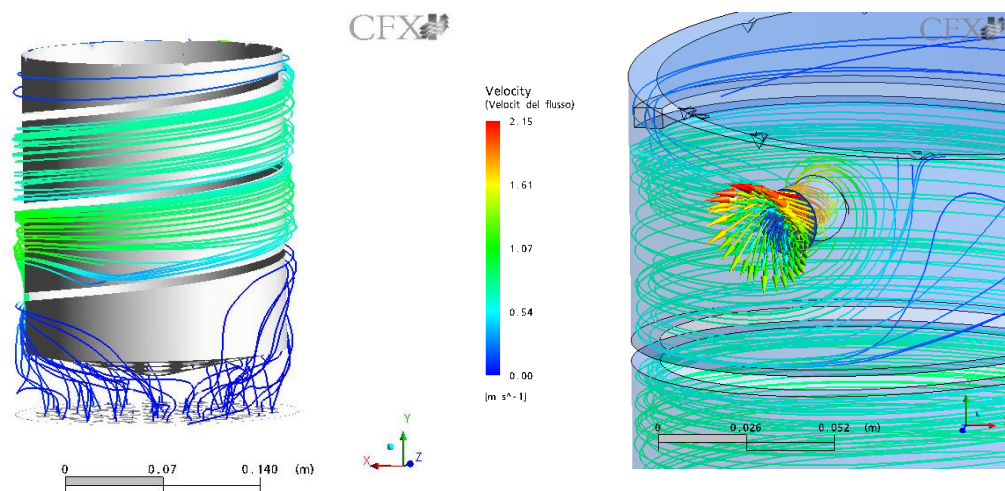


Figura 8. 21– Linee di corrente e velocità del flusso nella zona con scarsa efficacia fluidodinamica

La figura seguente mostra qual è la distribuzione di velocità in corrispondenza della piastra forata presente poco al di sotto della camera di combustione. Vediamo come nelle zone in cui sono concentrate le linee di corrente, le velocità siano molto più elevate rispetto a quelle registrate nella zona diametralmente opposta in cui, invece, le linee di corrente stesse sono presenti in numero nettamente inferiore o addirittura assenti.

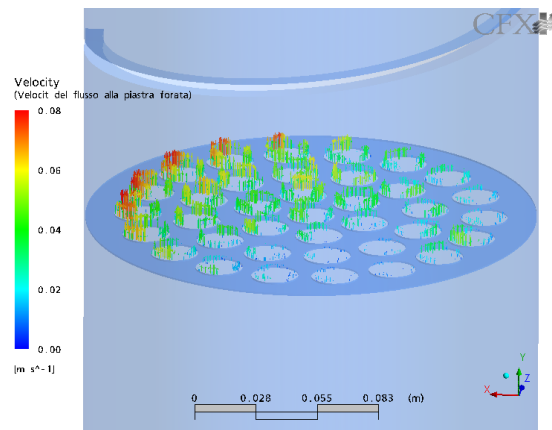


Figura 8. 22 – Vettori velocità del flusso alla piastra forata posta sotto la camera di combustione

Infine i vettori velocità costruiti sulla sezione d'uscita permettono di apprezzare il pronunciato effetto di swirling subito dal fluido, generato dal vortice formato dalle linee di corrente nell'uscire dalla caldaia.

Analisi dei profili di temperatura

Grazie all'analisi delle distribuzioni di temperatura nei vari punti del dominio è facile capire come, laddove vi sia una buona distribuzione dei flussi fluidi, lo scambio termico sia più efficace rispetto alle zone in cui questo non avviene.

Le temperature d'ingresso e d'uscita del fluido sono in linea con le impostazioni introdotte e con i risultati sperimentali disponibili. Infatti imponendo una temperatura di ingresso dell'acqua di 30 °C si ottiene una temperatura di uscita di 48.6 °C, con un conseguente ΔT fra ingresso ed uscita pari a 18.6 °C. Tale risultato è in buon accordo con le prove sperimentali per le quali è stata misurata una temperatura di uscita dell'acqua di 50.5 °C.

Le distribuzioni di temperatura sulle varie superfici sono analizzate di seguito. Iniziando dal fascio tubiero, così come fatto negli altri casi, si nota chiaramente come esista una regione dello stesso in cui la temperatura superficiale dei tubi è sensibilmente più elevata rispetto ad altre zone. La differenza arriva in alcuni punti fino a 100 °C.

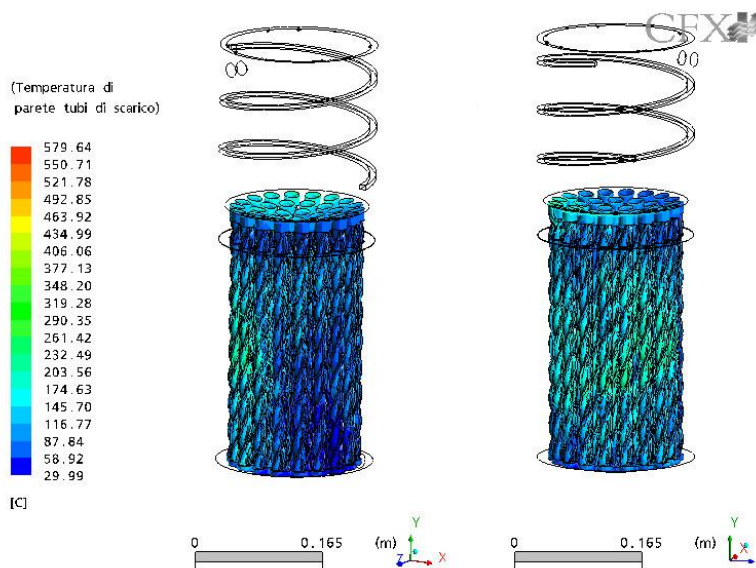


Figura 8. 23 - Contour plot della temperatura sulle pareti dei tubi di scarico.

Tale risultato è quindi una conferma di quanto sottolineato a proposito della distribuzione delle linee di corrente: laddove non si ha un corretto passaggio dell'acqua si determina un surriscaldamento delle pareti.

La temperatura delle pareti della camera di combustione è illustrata invece nell'immagine seguente. Le due viste permettono di apprezzare la distribuzione di temperatura lungo tutto il perimetro. Si nota come la temperatura di parete sia perfettamente omogenea in tutta la regione in cui è presente l'elica esterna la quale indirizzando il flusso in modo corretto, garantisce un ottimo scambio termico.

Nella parte alta della camera di combustione si vede una "lingua" a temperatura leggermente superiore, la quale è molto probabilmente dovuta al fatto che in quella zona la circolazione di fluido è molto limitata. Immediatamente prima di tale zona, infatti, si trova la sezione di uscita dalla quale la quasi totalità dell'acqua esce dalla caldaia. In questa regione arrivano di fatto solamente le linee di corrente che non sono riuscite ad uscire, tuttavia il surriscaldamento derivante dal minore scambio termico è di entità più che accettabile.

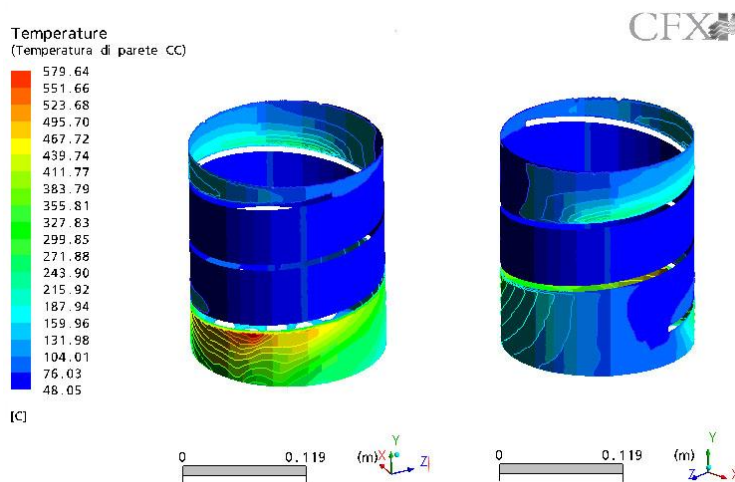


Figura 8. 24– Contour plot della temperatura sulle pareti della camera di combustione

Nella regione inferiore della camera di combustione si nota invece un punto in cui la temperatura è particolarmente elevata (circa 580°C), la qual cosa potrebbe indubbiamente causare dei problemi alla caldaia stessa. Tale punto si localizza esattamente nella regione in cui il fluido è praticamente fermo. Facendo uno zoom su questa zona e facendo partire le linee di flusso dalla piastra forata, si apprezza molto bene come il punto di ristagno, caratterizzato da velocità nulle del flusso, sia la più che probabile causa di tale surriscaldamento.

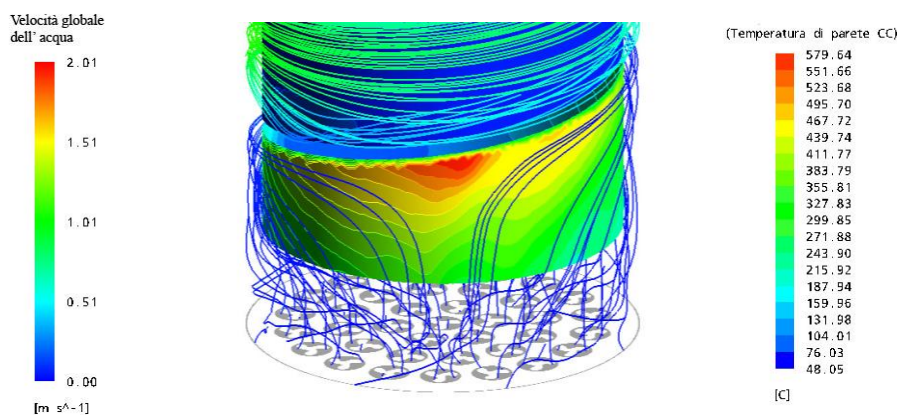


Figura 8. 25– Effetto di surriscaldamento nella zona inferiore della camera di combustione a causa della zona di ristagno del fluido

Tale effetto si ripercuote anche sulle superfici limitrofe, come la superficie inferiore della camera di combustione e la parete esterna del lato acqua.

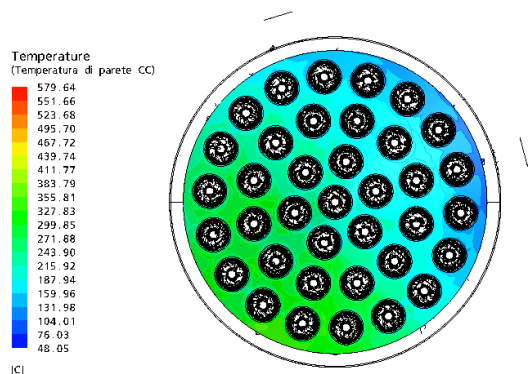


Figura 8. 26 – Contour plot della temperatura sulla superficie inferiore della camera di combustione.

Realizzando una sezione dall'alto della camera di combustione si nota come circa metà della piastra di base della camera di combustione stessa abbia una temperatura mediamente più alta di 60-80°C rispetto all'altra metà piastra. Questa differenza arriva a 200°C se si considerano le estremità diametralmente opposte. Tale effetto è dovuto sia al forte surriscaldamento messo in evidenza dalla precedenti analisi sia alla scarsa efficienza fluidodinamica dello scambio termico in tale zona.

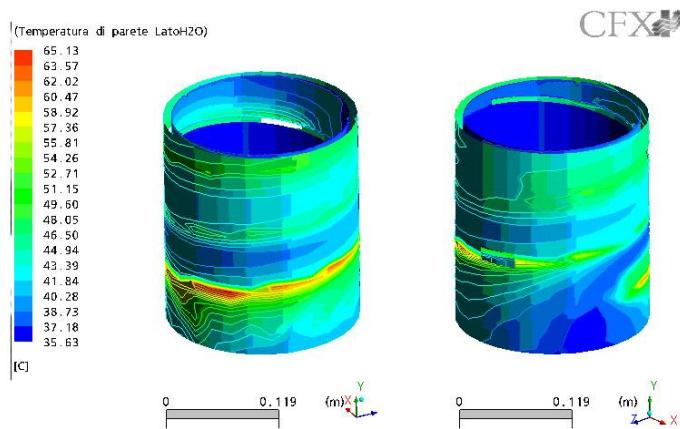


Figura 8. 27 - Contour plot della temperatura sulle pareti esterne del lato acqua della caldaia.

Si può notare infine che il surriscaldamento si ripercuote anche sulla superficie esterna della caldaia, anche se in questo caso i valori di temperatura non raggiungono valori critici (temperature massime di circa 65°C). Inoltre da Figura 8. 27 si può notare “l'effetto camino” indotto dall'elica sul flusso che già è stato analizzato a proposito delle streamline.

Al fine di fornire una valutazione seppur preliminare del modello numerico realizzato, si è deciso di calcolare il rendimento numerico del modello inteso come il rapporto tra la potenza effettivamente ceduta all'acqua nella simulazione e la potenza teoricamente introdotta. La potenza introdotta è calcolata in funzione del valore della potenza termica

specificata imposta sulle pareti, mentre la potenza ceduta all'acqua è calcolata in funzione della differenza di temperatura tra ingresso ed uscita della caldaia. Si può quindi calcolare che la potenza ceduta all'acqua è pari a 27.1 kW mentre quella introdotta è pari a 27.4 kW, ottenendo quindi un rendimento numerico pari a 98.6 %.

Si può dunque affermare che il modello realizzato sia dotato di buona fisicità in quanto la minima differenza tra i valori di potenza introdotta e ceduta all'acqua (pari al 1,4 %) è attribuibile alle approssimazioni di calcolo avvenute durante la risoluzione della simulazione stessa.

Le analisi condotte, pur essendo semplificate, hanno consentito di mettere in evidenza alcune problematiche relative al comportamento fluidodinamico della caldaia. Tali problemi sono costituiti dalla presenza di disuniformità del flusso e di punti di ristagno che determinano elevate perdite di carico ed il raggiungimento in alcune zone di valori di temperatura alquanto elevati.

Allo scopo di migliorare lo scambio termico nel fascio tubiero, una soluzione potrebbe essere l'introduzione di una seconda piastra forata identica a quella già presente ma posizionata più in basso, allo scopo di creare una sorta di "cassa" per l'acqua nella regione inferiore ed indurre il flusso ad assumere una direzione maggiormente vicina a quella coassiale con la caldaia stessa e una distribuzione più omogenea su tutta la sezione di base.

Tale accorgimento potrebbe migliorare il comportamento fluidodinamico della caldaia anche nella zona della camera di combustione, dove però, l'effetto "camino" dell'elica sarebbe in ogni caso presente.

Una soluzione a tale problema potrebbe essere rappresentata dal posizionamento in basso di una seconda elica, o anche solo di una prima spira di essa, per evitare troppe complicazioni geometriche, che abbia inizio in posizione diametralmente opposta alla prima. Ciò potrebbe riequilibrare l'effetto che abbiamo visto svilupparsi con la presenza di una sola elica ripartendolo.

8.6 ANALISI DELLA SOLA CAMERA DI COMBUSTIONE

Nel presente paragrafo viene descritta la simulazione eseguita considerando la sola camera di combustione della caldaia allo scopo di eseguire una prima valutazione numerica del processo di combustione e dei relativi bilanci termici.

8.6.1 Griglia di calcolo

Per quanto riguarda la griglia di calcolo si è deciso di realizzare una griglia unica per tutto il dominio di calcolo, realizzando due punti materiali per i due domini presenti: quello fluido della camera di combustione e quello solido del bruciatore. La realizzazione di una griglia di calcolo unica consente di ottenere in corrispondenza dell'interfaccia dei due domini una griglia perfettamente coincidente e quindi un risultato più accurato. Al contrario, la realizzazione di due mesh distinte per i due domini determinerebbe la presenza all'interfaccia di elementi di griglia molto differenti con conseguente incremento dell'inaccuratezza introdotta dall'algoritmo di connessione della mesh, il cosiddetto General Grid Interface **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**

La griglia di calcolo è stata realizzata con il codice ANSYS ICEM CFD.

La realizzazione delle mesh ha richiesto numerosi tentativi prima di arrivare ad ottenere una griglia che potesse garantire una buona definizione dei domini pur non appesantendo in modo eccessivo il carico computazionale.

Per l'esigenza di simulare un solo sesto della caldaia, inoltre, è stato necessario rendere periodica anche la griglia di calcolo sulle superfici laterali dello spicchio, in maniera che il codice potesse riconoscere gli elementi di griglia e simulare in modo più accurato la condizione di periodicità. La griglia realizzata è una griglia tetraedrica costituita da circa 1500000 elementi (Figura 8. 28-a). La qualità degli elementi della griglia è illustrata tramite il seguente diagramma. Per gli elementi tetraedrici la qualità degli elementi si riferisce all'aspect ratio, inteso come confronto fra il rapporto effettivo fra il raggio della sfera inscritta all'elemento e quello della sfera circoscritta reale e il valore del rapporto ideale[10]. Tanto più l'aspect ratio tende al valore unitario più la griglia è di qualità elevata. In caso in esame la griglia utilizzata ha una buona qualità complessiva, infatti circa il 40 % degli elementi ha una qualità compresa tra 0.90 e 0.95.

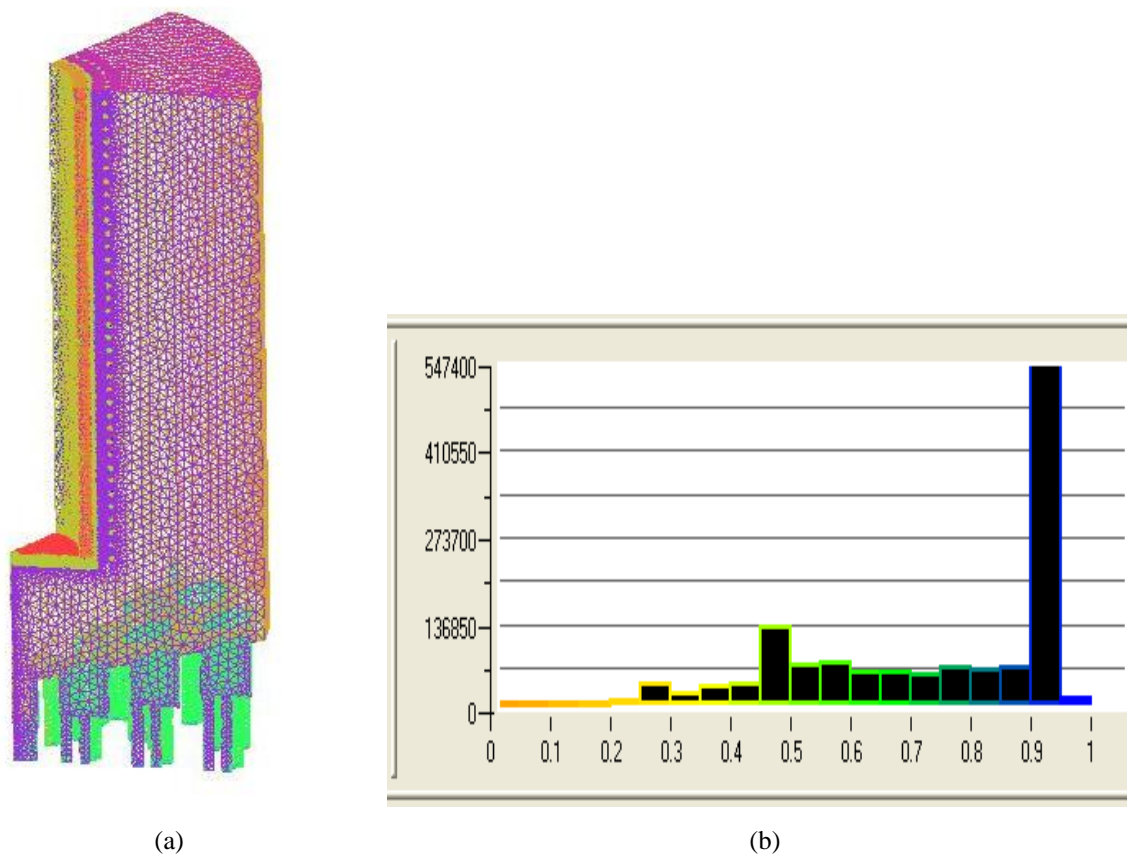


Figura 8. 28 - Griglia di calcolo: (a) immagine della griglia e (b) istogramma di qualità

Gli elementi della griglia hanno dimensioni inferiori in corrispondenza della superficie del distributore e della maglia metallica in modo tale da riprodurre nel modo più preciso possibile la morfologia dei due elementi. Il raggiungimento di una griglia di buona qualità in corrispondenza della maglia metallica è una delle maggiori criticità a causa dell'elevata complessità della sua geometria. In tale zona è importante che la griglia sia particolarmente accurata non solo per raggiungere una buona accuratezza nel fenomeno di scambio termico coniugato fra dominio solido e fluido ma anche per evitare la frammentazione della sua superficie della maglia quando tale griglia viene importata in ANSYS CFX. Infatti, qualora la griglia non sia in grado di riprodurre correttamente i contorni di una geometria, la superficie in questione viene suddivisa in un numero molto elevato di sottosuperfici (denominate come primitive dal codice) con conseguenti problemi di definizione delle condizioni al contorno e problemi di convergenza numerica. La griglia è stata infittita inoltre in corrispondenza del fascio tubiero e delle superfici di ingresso e di uscita.

8.6.2 Modelli numerici e condizioni al contorno

Come precedentemente sottolineato, nella presente simulazione è stata simulata soltanto la camera di combustione, trascurando pertanto il dominio relativo alla struttura solida della caldaia ed il dominio fluido del lato acqua. Tale simulazione necessita quindi la definizione di una condizione al contorno in prossimità della superficie del dominio fluido che si interfaccia con la struttura della struttura solida della caldaia.

Tali superfici sono state impostate come condizione di parete (Wall). Qualora in ANSYS CFX si imposti una condizione di parete e in relazione alle modalità di scambio termico, vi è la possibilità di definire quattro distinte tipologie di condizioni al contorno:

- temperatura media superficiale [$^{\circ}\text{C}$]: valore di temperatura su tutti i nodi della griglia superficiale;
- flusso termico specifico [W/m^2]: flusso termico alla parete inteso come somma fra il flusso termico specifico per convezione e per irraggiamento;
- condizione di adiabaticità [W/m^2]: il flusso termico nullo alla parte;
- coefficiente di scambio termico [$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$]: coefficiente di scambio termico relativo ai fenomeni di scambio termico per convezione ed irraggiamento.

Fra le quattro condizioni rese disponibili dal codice di calcolo si è deciso di impostare la prima delle quattro condizioni al contorno sopracitate. Infatti dai dati sperimentali a disposizione si è potuto constatare che la temperatura media in corrispondenza della parete della camera di combustione (lato acqua) è pari a 40°C . Pertanto il valore di temperatura di 40°C è stato scelto come condizione al contorno sia sulla superficie cilindrica esterna del combustore sia sulla superficie esterna del tratto di condotti di scarico simulati. Tale valore temperatura potrà poi essere verificato una volta effettuata la simulazione del sistema completo.

Per quanto riguarda i modelli scelti per le simulazioni numeriche, sono stati utilizzati i seguenti:

- Modello di turbolenza: $k-\varepsilon$
- Modello di combustione: EDM
- Schema di reazione: 2 Step (schema di Default di CFX)
- Modello di irraggiamento: Discrete Transfer/Monte Carlo
- Modello spettrale: Multiband/Grey

I modelli sono stati così scelti:

Modello di turbolenza: come modello di turbolenza è stato scelto il modello semplice a 2 equazioni k- ϵ . Data la complessità del problema da risolvere non si è infatti ritenuto opportuno incrementare l'onere computazionale complessivo utilizzando dei Reynolds Stress Models (RSM). Tale scelta è supportata dal fatto che dagli studi portati avanti sulle camere di combustione di microturbine a gas si è potuto constatare che il modello di turbolenza non determina variazioni significative nel bilancio termico globale del combustore e determina variazioni sulla fluidodinamica soltanto nel caso di combustori con swirler. Pertanto il modello k- ϵ risulta essere un buon compromesso fra accuratezza dei risultati e onere computazionale;

Modello di combustione: il modello di combustione scelto per tutte le simulazioni numeriche è l'Eddy Dissipation Model (EDM). Il modello è stato scelto a seguito di un'analisi di sensibilità sui modelli di combustione. Tale modello è quello che dà i migliori risultati in quanto determina un'accensione della miscela fra il distributore e la maglia metallica irraggiante.. Al contrario, il modello Finite Rate Chemistry (FRC) determina un'attivazione del processo di combustione già all'interno della camera di miscelamento dovuta al raggiungimento dell'energia di attivazione. Pertanto il modello EDM riproduce il comportamento fisico di accensione della miscela.

Schema di reazione: lo schema di reazione scelto è lo schema di ossidazione del metano a 2 Step (WD2). Tale schema ha infatti dato dei risultati soddisfacenti per tutte le simulazioni su cui è stato applicato.

Modello di irraggiamento: i modelli di irraggiamento scelti sono il Discrete Transfer per i domini fluidi e il Monte Carlo per i domini solidi. Tali modelli sono quelli caratterizzati dall'aver una maggiore robustezza e sono i più consolidati per analisi di questo tipo.

Modello spettrale: i modelli spettrali applicati sono il modello Gray nel caso di simulazioni finalizzate allo studio delle performance globali della caldaia e il modello Multiband nel caso di simulazioni finalizzate alla stima dell'energia elettrica producibile.

Le condizioni al contorno applicate sono le seguenti:

- **Condizioni di ingresso (INLET)**

Portata in massa miscela aria-combustibile: valore dipendente dalla potenza termica simulata;

Frazione in massa delle specie chimiche: le simulazioni sono state condotte per un valore dell'eccesso d'aria pari al 30 %. Pertanto le frazioni in massa sono le seguenti:

$\text{CH}_4 = 0.0423573;$

$\text{O}_2 = 0.220258;$

$\text{N}_2 = 0.7373847;$

Temperatura: 19 °C;

Valore di turbolenza: intensità media (5 %).

- **Condizioni sulla superficie di uscita (OUTLET)**

Sulla superficie di uscita dei gas di scarico è stata applicata la condizione di pressione atmosferica.

- **Condizioni sulle pareti laterali (WALL)**

Sulle superfici esterne della camera di combustione e dei tubi è stata applicata una condizione di parete a temperatura imposta pari a 40 °C.

- **Condizioni sulla superficie di interfaccia fluido-solido**

All'interfaccia è stata impostata una condizione di connessione generale fra i due domini (general connection) senza alcun cambiamento del sistema di riferimento.

- **Condizioni sulle superfici periodiche (PERIODIC INTERFACE)**

Condizione di periodicità rotazionale attorno all'asse della camera di combustione con conservazione dei flussi sulle superfici di interfaccia per quanto riguarda: massa e momento, turbolenza e scambio termico convettivo, conduttivo e radiativo.

- **Condizioni sulle pareti (WALL)**

Sulle tutte le superfici non altrimenti definite è stata impostata una condizione di parete adiabatica.

8.6.3 Analisi dei risultati

Nel presente paragrafo viene presentata l'analisi dei risultati delle simulazioni numeriche ritenuti più significativi. L'analisi ha lo scopo di valutare il funzionamento della caldaia sia dal punto vista fluidodinamico sia per quanto riguarda i fenomeni di scambio termico. Ci si propone infatti di verificare se globalmente i modelli numerici implementati

e la modellizzazione realizzata consentono di studiare in modo ottimale il funzionamento della caldaia ad irraggiamento.

L'analisi CFD è alquanto complessa in quanto prevede l'attivazione di tutti i fenomeni di scambio termico e quindi dei relativi modelli numerici. Per questo motivo è molto importante andare ad eseguire un confronto con i dati sperimentali.

Nel Capitolo 9 verrà infine presentato un confronto quantitativo con i dati sperimentali delle prove eseguite sul prototipo strumentato della caldaia.

In prima analisi viene analizzato il profilo di temperatura in un piano radiale del combustore (Figura 8. 29). Come si può notare, il raggiungimento di elevati valori di temperatura e quindi dell'innesco del processo di combustione nella zona fra il distributore e la maglia metallica. Come sottolineato nel § 8.6.2, tale risultato si ottiene soltanto mediante un'implementazione del modello di combustione EDM.

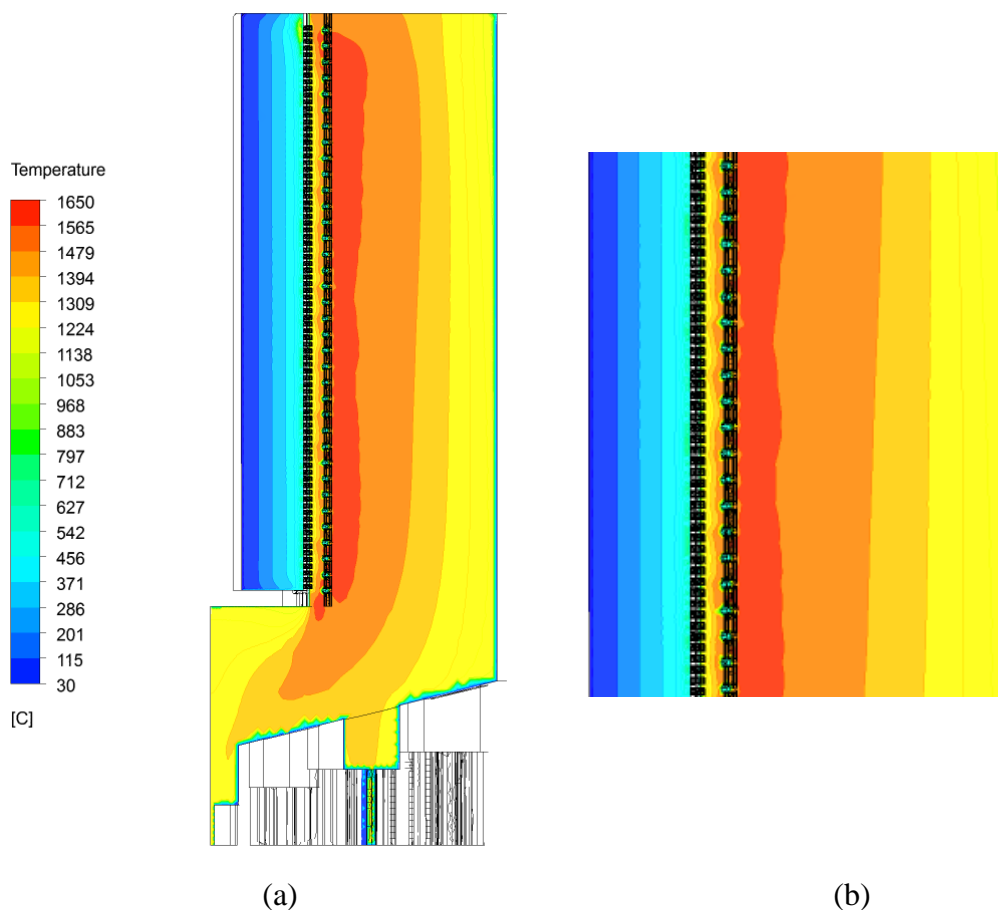


Figura 8. 29 – Profilo di temperatura in un piano radiale: (a) complessivo e (b) particolare

Il modello EDM prevede che la velocità di reazione sia direttamente correlata alla velocità di miscelamento dei reagenti che viene definita attraverso le proprietà turbolente

del flusso k ed ε . In particolare la velocità di reazione è proporzionale al rapporto ε/k . In Figura 8. 30 viene visualizzato il valore di tale rapporto su di un piano radiale che mette in luce che i valori più elevati vengono raggiunti nell'intercapedine fra distributore e maglia metallica. Tale risultato è in accordo con il profilo di temperatura che mette in evidenza l'innesco delle reazioni di ossidazioni proprio in tale zona. Anche la frazione in massa di metano sul piano radiale mostra che il consumo di CH_4 avviene proprio in tale intercapedine.

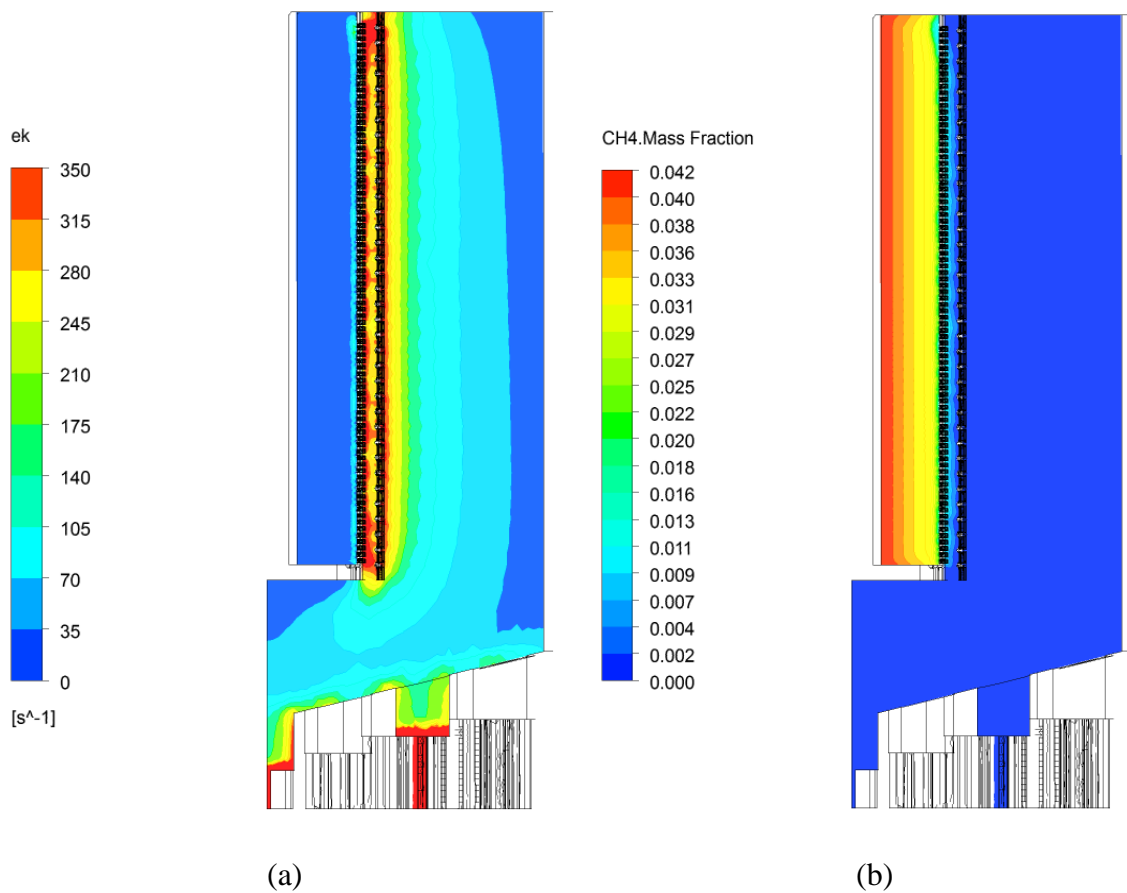


Figura 8. 30– Contour plot su di un piano radiale: (a) rapporto ε/k e (b) frazione in massa di metano

In Figura 8. 31 vengono mostrati i profili di velocità e le linee di flusso in un piano radiale. L'analisi mette in luce che dal punto di vista fluidodinamico si ha un corretto passaggio del gas fra la camera di miscelamento, il combustore e i tubi di scarico senza formazioni di vortici che ostacolano il passaggio di tale gas.

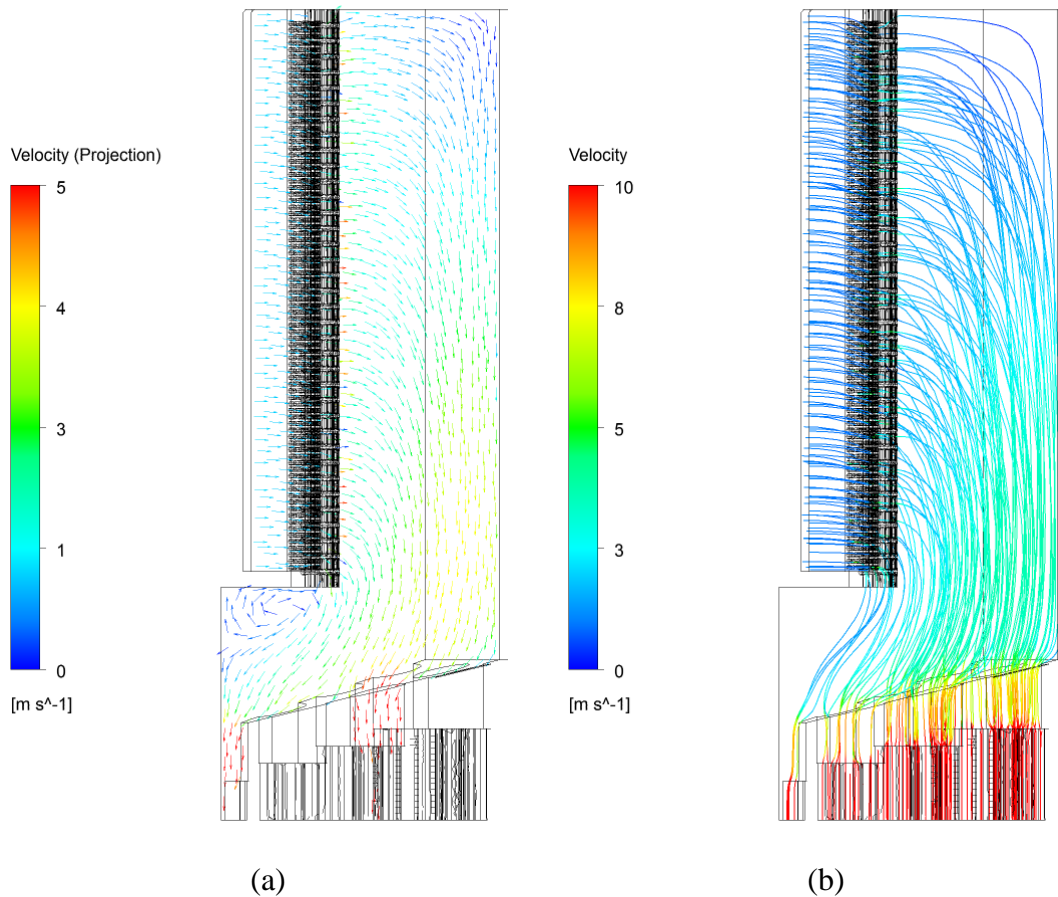


Figura 8. 31- Profili di velocità in un piano radiale (a) vector plot e (b) streamline

Analisi della combustione entro il bruciatore

Nei bruciatori *a superficie* la corrente premiscelata di combustibile e comburente, reagisce in prossimità di un mezzo permeabile e/o forato.

Si definisce *porosità* del suddetto mezzo il rapporto:

$$p = \frac{\text{superficie di passaggio}}{\text{superficie totale}} \quad \text{Eq. 8. 1}$$

I materiali utilizzati per realizzare il mezzo poroso sono diversi, spaziando dalle schiume ceramiche alle fibre metalliche di varia composizione. Trattandosi di fiamme premiscelate, la velocità della corrente gassosa deve essere attentamente calcolata; infatti se la velocità dovesse essere troppo bassa, potrebbe verificarsi un ritorno di fiamma all'interno del bruciatore. Allo stesso modo, se la velocità dovesse essere troppo elevata, la fiamma potrebbe staccarsi dalla superficie porosa estinguendosi.

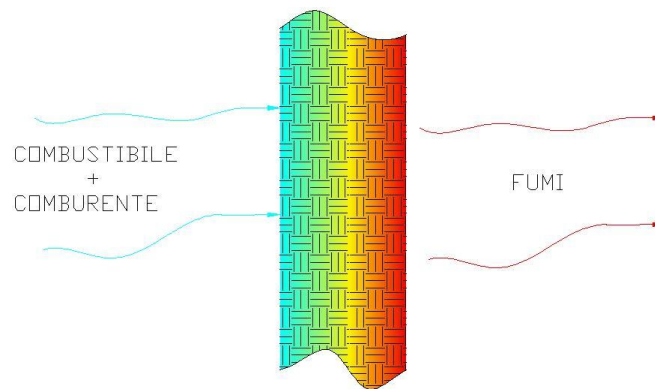


Figura 8. 32 -Combustione in prossimità del mezzo poroso

Particolarmente importante per il funzionamento dei bruciatori a superficie risulta essere il *carico termico superficiale* o *Firing Rate*, definito come:

$$FR = \frac{\text{potenza introdotta}}{\text{superficie irraggiante}} \quad \text{Eq. 8. 2}$$

dove la potenza introdotta è calcolata moltiplicando il potere calorifico inferiore del combustibile per la sua portata in massa.

Il carico termico superficiale FR , insieme all'eccesso d'aria e , governa la modalità con cui avviene la combustione e lo scambio termico fra bruciatore e ambiente circostante:

- bassi valori del carico termico e dell'eccesso d'aria: la combustione si sviluppa prevalentemente all'interno dei pori presenti nel mezzo poroso, rendendolo incandescente; in queste condizioni, il trasferimento di calore tra superficie del bruciatore e pareti dello scambiatore avviene, per la maggior parte, ad opera dell'irraggiamento. Grazie al rapido trasferimento di calore dovuto proprio all'irraggiamento, la temperatura dei fumi risulta particolarmente bassa, rendendo minima la formazione di NO_x ; tuttavia, in questa situazione, il combustibile non fa in tempo a bruciare completamente (soprattutto per bassi valori di e) e dunque si hanno elevate emissioni di CO e di HC ;
- elevati valori del carico termico e dell'eccesso d'aria: si ha un regime di combustione a fiamma viva con lo sviluppo di piccole fiammelle blu sulla superficie del mezzo poroso. In questa situazione la superficie del bruciatore non diventa incandescente rendendo contenuto lo scambio termico per irraggiamento. Il calore, dunque, si trasferisce maggiormente per convezione ad opera dei gas

combusti, i quali risultano più caldi rispetto al caso precedente, causando una elevata formazione di NO_x , ma abbassando le emissioni di CO e HC;

- valori intermedi del carico termico e dell'eccesso d'aria: si ha il cosiddetto regime *di transizione*, caratterizzato dalla presenza di fiammelle rosse e blu sulla superficie del mezzo poroso, superficie che risulta incandescente, anche se con un colore meno vivo rispetto a quello del primo caso.

Le modalità con le quali avviene la combustione nei bruciatori a superficie sono tutt'oggi ancora oggetto di studio; tuttavia si possono definire le seguenti caratteristiche:

- il meccanismo di propagazione della fiamma all'interno del mezzo poroso risulta simile a quello di una fiamma libera avente una zona di pre-riscaldamento addizionale; la velocità di propagazione della fiamma, infatti, risulta maggiore di quella della fiamma libera a causa del pre-riscaldamento della miscela ad opera del mezzo poroso. La velocità di propagazione della fiamma, inoltre, cresce con l'aumentare della conducibilità termica del mezzo poroso e con l'aumentare del coefficiente di scambio termico tra la superficie solida e il flusso gassoso dei reagenti;
- il meccanismo di propagazione della fiamma sulla superficie del mezzo poroso risulta simile a quello di una fiamma libera nella quale avvenga una sottrazione di calore nella zona di reazione; la velocità di propagazione della fiamma, infatti, risulta minore di quella della fiamma libera a causa della perdita di calore ad opera dell'irraggiamento tra superficie del bruciatore e ambiente circostante. La velocità di propagazione della fiamma, inoltre, diminuisce ulteriormente col diminuire della conducibilità termica del mezzo poroso, con l'aumentare del coefficiente di scambio termico tra la superficie solida e il flusso gassoso dei reagenti, e con l'aumentare dello scambio termico per irraggiamento. La diminuzione della velocità di propagazione, inoltre, abbassa il valore di velocità della corrente gassosa al di sotto del quale si verifica il ritorno di fiamma;
- la fiamma si stabilizza in due regioni del mezzo poroso: nella prima metà del suddetto mezzo e immediatamente al di fuori di esso; viceversa nella seconda metà del mezzo poroso, la fiamma risulta instabile e soggetta a ritorno di fiamma.

In particolare, quando la combustione avviene a bassi valori del carico termico e dell'eccesso d'aria, la fiamma possiede, qualitativamente, la struttura illustrata in Figura 8.33 [5]. In Figura si vede che la miscela di gas arriva al mezzo poroso da sinistra e riceve da quest'ultimo calore per convezione; all'inizio del mezzo poroso la temperatura di questo

risulta maggiore di quella della corrente gassosa. La combustione ha inizio quando la miscela raggiunge una certa temperatura; una volta iniziata la reazione, la temperatura dei gas aumenta bruscamente, supera quella del mezzo poroso cedendo così ad esso parte del proprio calore. Infine i gas fuoriescono dal mezzo poroso e completano la propria reazione al di fuori di esso.

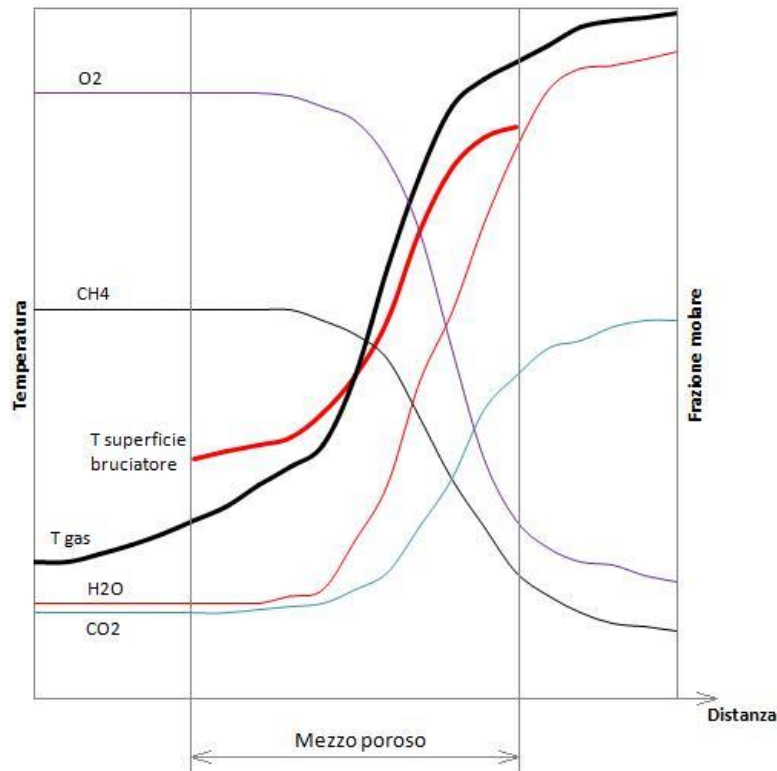


Figura 8. 33 - Struttura della fiamma [5]

Nelle figure seguenti viene riportato il diagramma precedente per i due diversi casi analizzati:

Caso 1: funzionamento a portata termica massima

- portata termica = 30 kW_{th};
- eccesso d'aria = 30 %;
- Firing rate = 675 kW/m²

Caso 2: funzionamento a portata termica minima

- portata termica = 7.3 kW_{th};
- eccesso d'aria = 30 %;
- Firing rate = 165 kW/m².

Nei grafici non è stato riportando l'andamento della temperatura superficiale del bruciatore in quanto secondo la modellizzazione geometrica realizzata per le analisi CFD la maglia metallica non è adiacente alla superficie del distributore e quindi esiste uno strato di gas fra distributore e maglia. Inoltre il distributore non è stato considerato come un dominio solido ma come una superficie adiabatica.

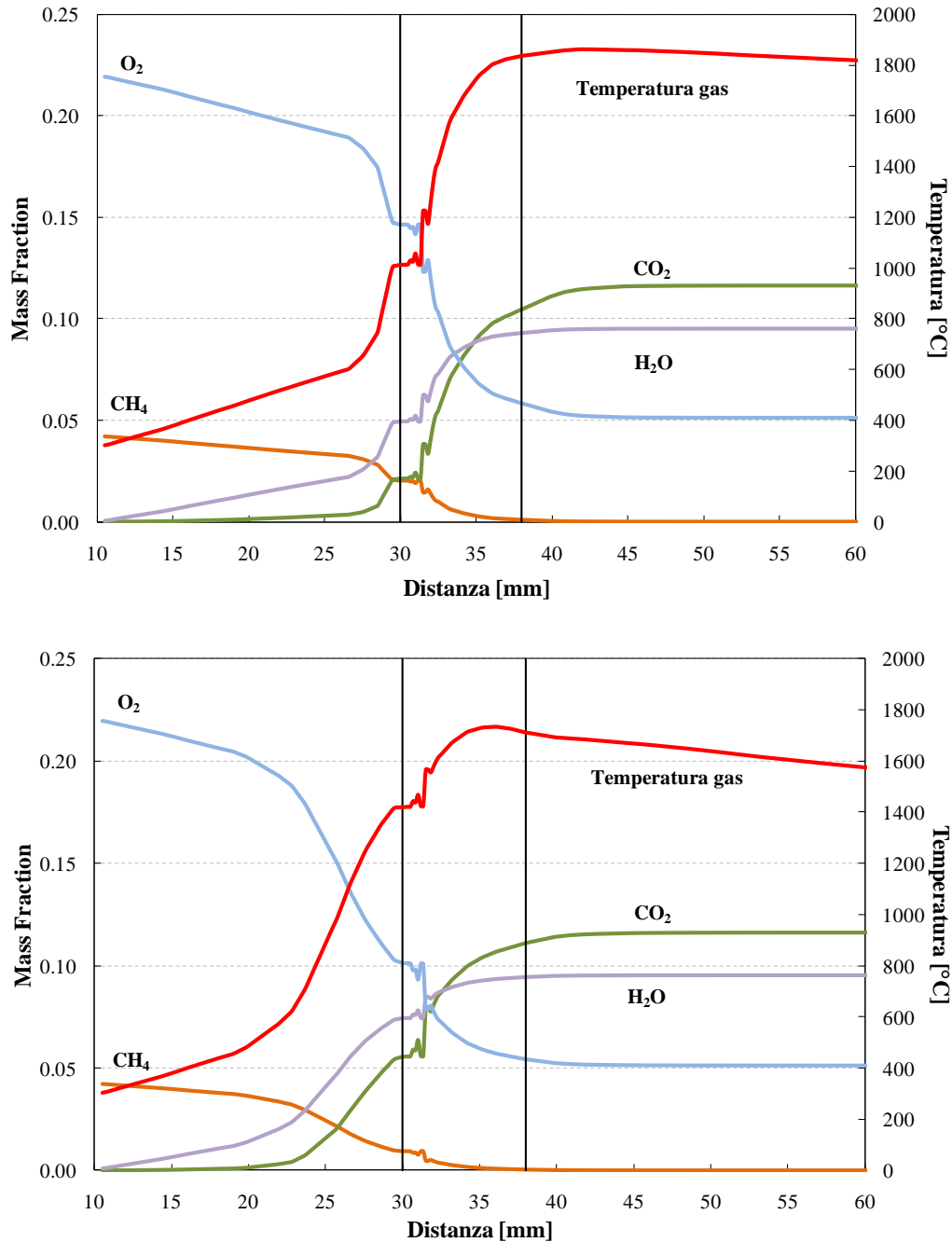


Figura 8. 34 - Andamento della temperatura e delle frazioni in massa delle specie chimiche: in alto portata termica massima e in basso portata termica minima

Dall'analisi dei risultati riportati in Figura 8. 34 si può vedere che le frazioni in massa delle specie chimiche (CH₄, O₂, CO₂ e H₂O) in funzione del raggio della camera di

combustione sono indipendenti dal punto di funzionamento della caldaia. Per quanto riguarda il profilo di temperatura si può notare che nel caso di funzionamento a portata termica massima si hanno valori di temperatura superiori.

Le due linee verticali in corrispondenza di una distanza di 30 e 38 mm indicano rispettivamente il raggio della superficie interna del distributore e della superficie esterna della maglia metallica. Entro tale zona si vedono inoltre delle oscillazioni dei parametri dovuti probabilmente ad una griglia non ottimale in corrispondenza di una zona caratterizzata da gradienti molto elevati.

8.6.4 Analisi della maglia metallica del bruciatore

Nel presente paragrafo viene eseguita una valutazione della distribuzione di temperatura sulla maglia metallica del bruciatore. Per l'applicazione termo fotovoltaica e quindi per il prototipo di caldaia in esame, tale parametro rappresenta il punto cruciale dello studio. Come precedentemente sottolineato, è fondamentale che il bruciatore raggiunga una temperatura precisa che gli permetta di emettere le radiazioni elettromagnetiche ideali per le celle fotovoltaiche con cui è accoppiato. Inoltre è importante che la distribuzione di temperatura sia la più omogenea possibile sull'intera superficie del bruciatore.

Dalle analisi sperimentali eseguite della ACOTECH e riportate in [7] (analisi compiute su bruciatori a superficie irraggiante) è stato possibile stimare il valore della temperatura raggiunta dal bruciatore in funzione del carico di combustione utilizzato.

La stessa analisi, relativa però a carichi di combustione inferiori a quello del caso in esame, erano già stati analizzati nel Capitolo 6 in relazione alle prove sperimentali di S.A. Leonardi, R. Viskanta, J.P. Gore [8] e [9].

In Figura 8. 35 viene mostrata la distribuzione di temperatura sulla maglia metallica del bruciatore. Si nota che, escluse le regioni superiore ed inferiore, la temperatura presenta una distribuzione abbastanza omogenea, come richiesto per un funzionamento "performante" del bruciatore che dunque sarà in grado di emettere uno spettro di radiazione in un range di frequenza limitato. Nella zona superiore ed inferiore si ha un diverso valore di temperatura rispetto al valor medio a causa delle condizioni al contorno applicate. In particolare, la zona superiore risente dell'influenza della condizione di adiabaticità applicata alla superficie superiore della camera di combustione che determina un incremento della temperatura della maglia metallica in tale zona.

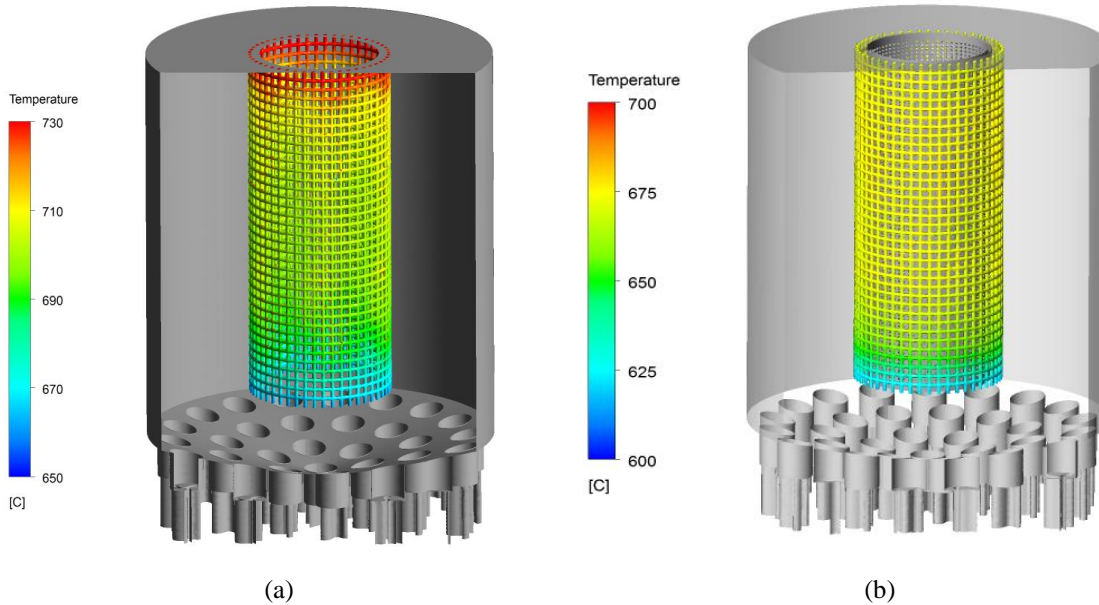


Figura 8.35 – Temperatura della maglia metallica calcolata dal codice: funzionamento a (a) portata termica massima e (b) portata termica minima

Per quanto riguarda le due simulazioni numeriche analizzate, si ottiene un valore medio di temperatura sulla maglia metallica pari a 710 °C nel caso del funzionamento a portata termica massima e un valore di 610 °C nel caso del funzionamento a portata termica minima.

In seguito è stata stimata la temperatura teoricamente attesa per il bruciatore in funzione del valore del Firing Rate calcolato e del valore dell'eccesso d'aria è (grafico riportato in Figura 8.36).

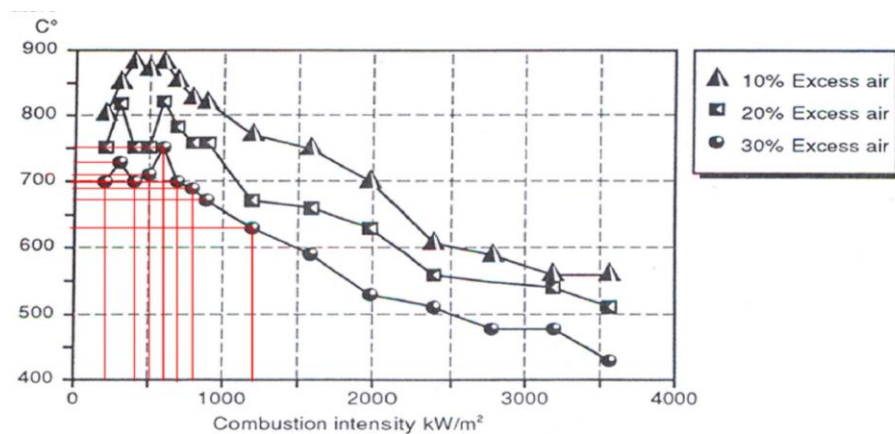


Figura 8.36- Dipendenza della temperatura dell'emettitore dal Firing Rate utilizzato [7]

In Figura 8.37 sono stati schematizzati i dati delle simulazioni numeriche eseguiti sulla caldaia in esame e sul modello precedente avente portata termica nominale massima pari a

25 kW_{th} (indicato nel grafico con mod. precedente). I dati delle simulazioni sono riportati in precedenti lavori [2][3] e [6]. La temperatura stimata per il bruciatore per un valore di Firing Rate pari a 675 kW/m² corrispondente ad una potenza termica introdotta di 30 kW_{th} è di circa 715 °C.

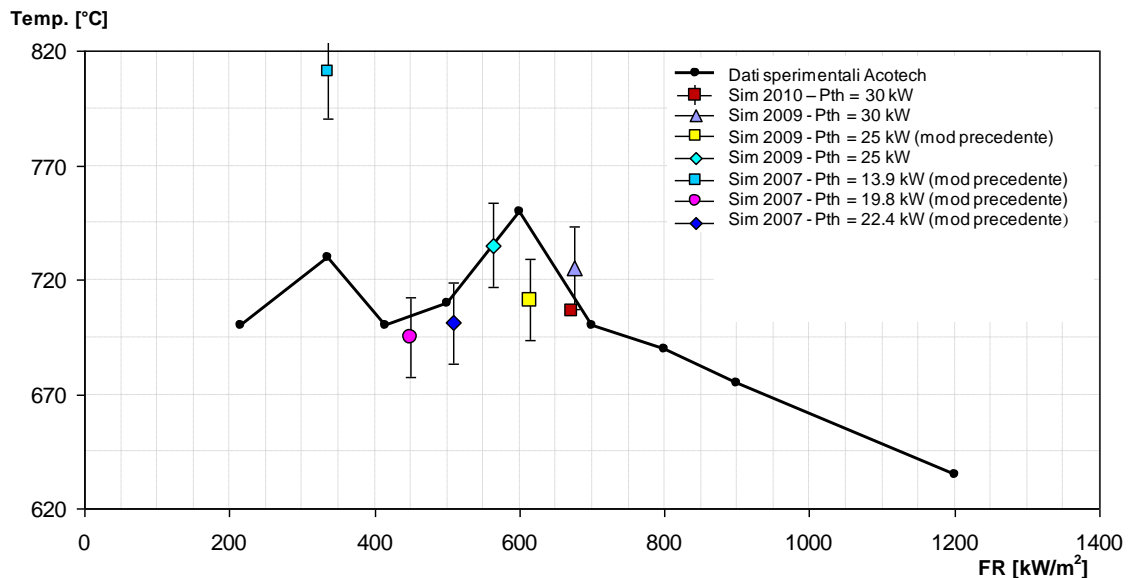


Figura 8. 37– Confronto tra i dati numerici ottenuti dalle simulazioni ed i dati sperimentali rilevati dall'azienda ACOTECH

Come si può notare dal precedente grafico si ottiene una corrispondenza soddisfacente fra i dati sperimentali e i dati numerici. Si può notare che il caso oggetto del presente capitolo (riportato nel grafico con il quadratino di colore rosso) sottostima leggermente i dati sperimentali.

Si riporta inoltre un altro grafico realizzato da Acotech [7] in cui viene riportato anche in questo caso l'andamento della temperatura della maglia metallica in funzione del Firing Rate. In questo caso si può veder che per ad un valore di Firing Rate pari a 675 kW/m² corrisponde un valore di temperatura di circa 690 °C (considerando un valore di λ pari a 1.3), quindi inferiore rispetto a quello ottenuto dalla simulazione numerica (pari a 710 °C).

Pertanto il risultato numerico ottenuto è intermedio a due valori sperimentali ottenuti in due prove sperimentali distinte. Si può quindi concludere che il modello numerico consente di ottenere una buona stima del valore di temperatura raggiunto dalla maglia metallica.

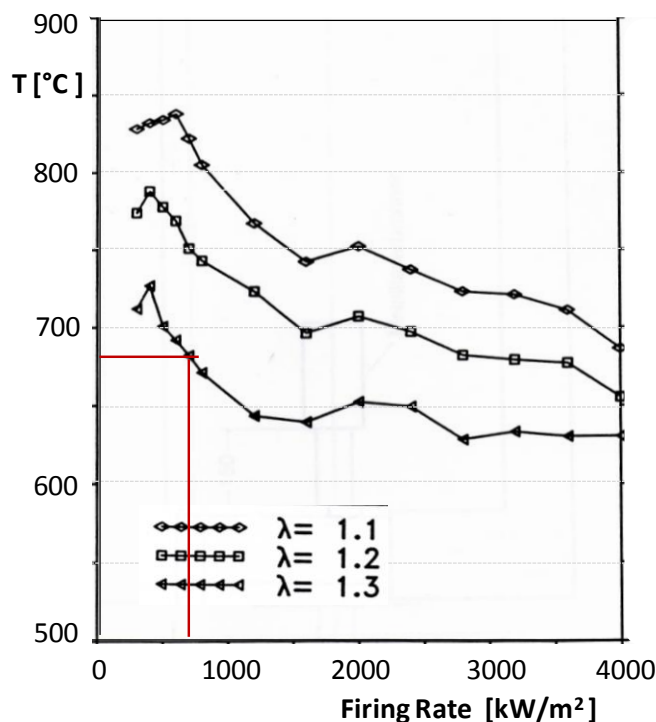


Figura 8. 38 – Temperatura della maglia metallica in funzione del Firing Rate

Il dato relativo alla simulazione a portata termica minima non è stato riportato nei grafici precedenti in quanto il rispettivo valore del Firing Rate è inferiore rispetto a quello minimo riportato nel catalogo Acotech.

Tale dato è stato quindi confrontato con le rilevazioni sperimentali di Leonardi, Gore e Viskanta (2003) all'interno di un apparato contenente un bruciatore in Fecralloy [1]. I valori sperimentali sono relativi ai valori di temperatura assunti 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 fanno riferimento a 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 prove sono state effettuate per diversi valori del Firing Rate e dell'Equivalence Ratio Φ (cioè l'inverso dell'eccesso d'aria e):

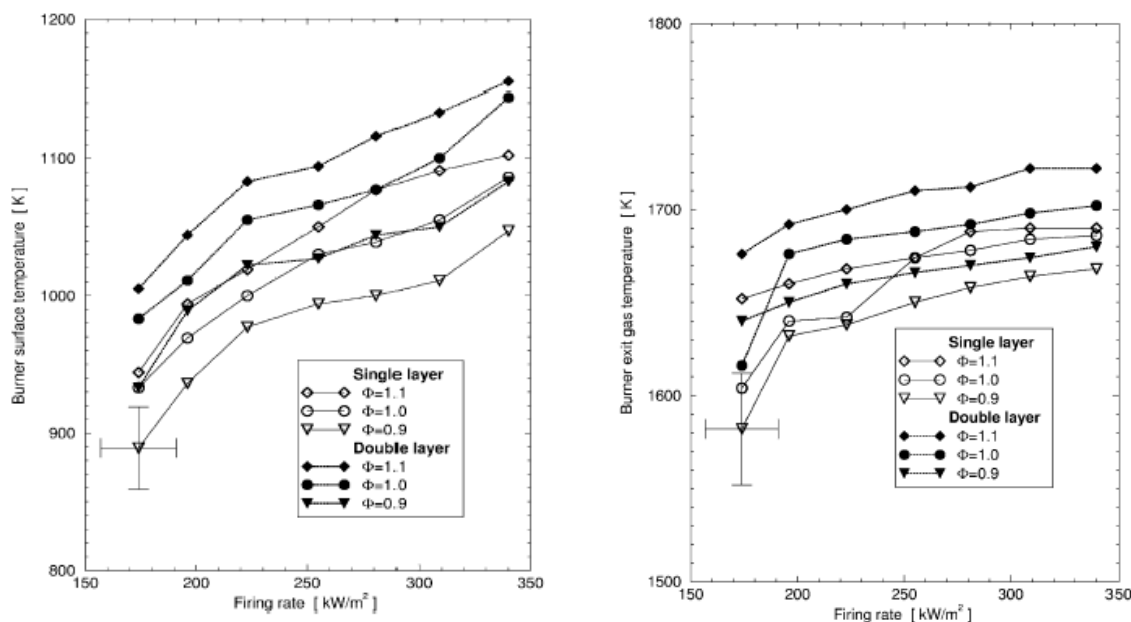


Figura 8. 39 - Temperature del bruciatore solido e dei gas in prossimità della maglia

Dai grafici riportati in Figura 8. 39 si può vedere che per un valore del Firing Rate pari a 170 kW/m^2 la temperatura della maglia metallica è di 890 K (circa $620 \text{ }^\circ\text{C}$) e la temperatura dei gas è di 1640 K (circa $1370 \text{ }^\circ\text{C}$). Si ha quindi una differenza di temperatura fra gas e solido pari a $750 \text{ }^\circ\text{C}$. Nella simulazione a portata termica minima si ottiene una temperatura media della maglia metallica pari a $610 \text{ }^\circ\text{C}$ e del gas di circa $1410 \text{ }^\circ\text{C}$ (con una differenza di $800 \text{ }^\circ\text{C}$).

Si può quindi riscontrare che la differenza di temperatura fra i gas e la superficie solida è maggiore nella simulazione numerica che nei dati sperimentali. Va inoltre sottolineato che i valori di temperatura sono in accordo con i valori sperimentali riportati nei grafici, soprattutto per quanto riguarda la temperatura del gas. La temperatura della maglia metallica ottenuta dalle simulazioni numeriche è infatti leggermente inferiore rispetto a quella sperimentale. Tale risultato è in parte dovuto al fatto che simulazioni numeriche e prove sperimentali non sono state eseguite nelle medesime condizioni.

Nel caso simulato infatti si ha un valore dell'Equivalence Ratio Φ inferiore a 0.8 (e non pari a 0.9 come nei grafici). Quindi i valori di temperatura riferiti ad un Φ pari a 0.8 dovrebbero essere inferiori per quanto riguarda la temperatura della maglia (avvicinandosi quindi a quelli ottenuti numericamente).

In Figura 8. 41 viene infine presentato un confronto fra i profili di temperatura nei due casi considerati in un piano radiale e in un piano trasversale.

Come si può notare dal confronto dal punto di vista qualitativo i due profili sono simili, mentre ci sono differenze per quanto riguarda i valori di temperatura. In particolare nel caso di portata termica massima si raggiungono valori di temperatura fino a 300 °C superiori rispetto alla portata termica minima.

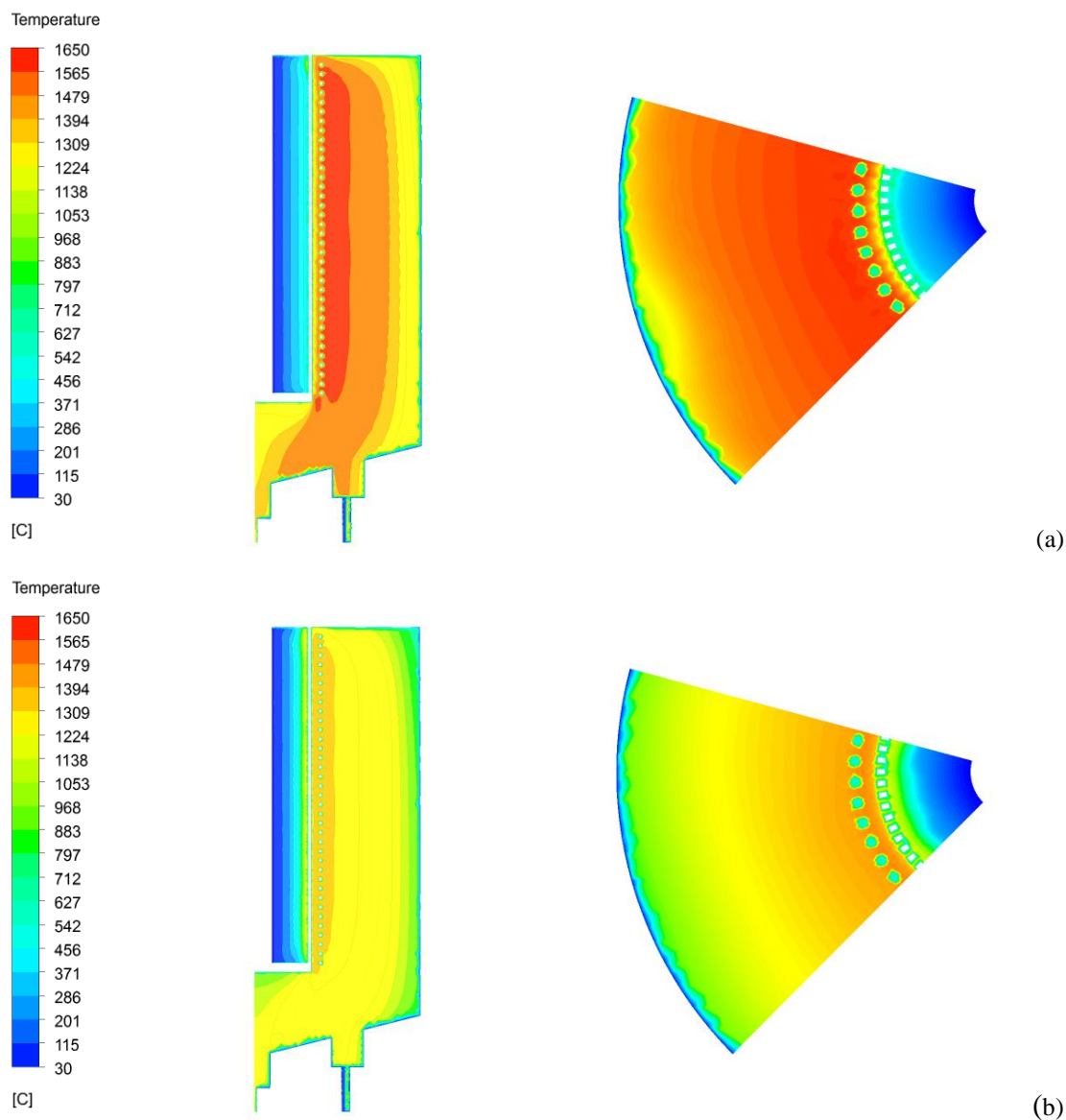


Figura 8. 40 – Profili di temperatura in un piano radiale e trasversale: funzionamento a (a) portata termica massima e (b) portata termica minima

8.7 ANALISI DEL SISTEMA TPV COMPLETO

Come ultima fase di analisi è stata impostata una simulazione numerica comprendente tutti i componenti della caldaia, combinando quindi la simulazione della camera di combustione a quella del lato acqua, comprendendo altresì tutte le strutture fisiche presenti nella realtà all'interno del prototipo studiato.

Così come per la simulazione della sola camera di combustione e al fine di non appesantire eccessivamente la simulazione, si è studiato anche in questo caso un solo sesto della geometria completa. Ancora una volta la dimensione in direzione assiale del dominio studiato è pari alla distanza tra la superficie della piastra forata all'interno del lato acqua e quella superiore della camera di combustione.

A differenza dei casi precedenti, però, si sono qui rese necessarie importanti semplificazioni a livello geometrico relativamente al lato acqua, mentre per quanto riguarda la camera di combustione non è stata apportata alcuna modifica rispetto al caso analizzato della simulazione della sola camera.

8.7.1 Semplificazioni del lato acqua

Il processo di definizione delle geometrie ha interessato, come detto, il solo lato acqua. Le semplificazioni hanno avuto lo scopo di adeguare la geometria del lato acqua a quella della camera di combustione rappresentativa di un solo sesto di caldaia.

Per semplificazione geometrica è stata realizzata una simulazione numerica (relativamente al solo lato acqua) che permettesse di valutare l'influenza della semplificazione stessa sui risultati numerici della simulazione complessiva. I problemi che si sono venuti a presentare sono stati essenzialmente due: la presenza dell'elica che nella realtà non è caratterizzata dall'averne nessuna simmetria e la presenza del condotto di uscita. Entrambi gli elementi hanno messo in evidenza il problema di dover rappresentare una geometria priva di alcuna simmetria in una simulazione in cui viene impostata una condizione di periodicità rotazionale.

Fase 1 – Valutazione dell'influenza dell'elica

In prima analisi è stata valutata l'influenza della presenza e della morfologia dell'elica entro il lato acqua della caldaia. A tal fine sono state confrontate le due simulazioni seguenti:

- **Simulazione Standard**: simulazione della porzione di lato acqua compresa tra la superficie superiore della piastra forata e la superficie superiore della camera di combustione (stessa dimensione assiale utilizzata della simulazione della sola camera di combustione). Le condizioni implementate in questo caso sono esattamente le stesse utilizzate nella simulazione dell'intero lato acqua con la differenza che nel caso in esame la temperatura d'ingresso dell'acqua nel dominio è pari a 314.11 K. Tale valore è ricavato dalla simulazione di riferimento stessa in corrispondenza della piastra forata.
- **Simulazione spicchio 60°**: simulazione del lato acqua a 360° considerando l'effettiva conformazione complessiva che avrebbe l'elica qualora venisse simulato un solo spicchio di lato acqua di ampiezza angolare pari a 60°. Tale analisi, oltre che valutare l'effetto della semplificazione geometrica eseguita, permette di giungere ad importanti valutazioni che riguardano anche la fluidodinamica complessiva del lato acqua.

In Figura 8. 41 viene mostrato il confronto fra le due geometrie.

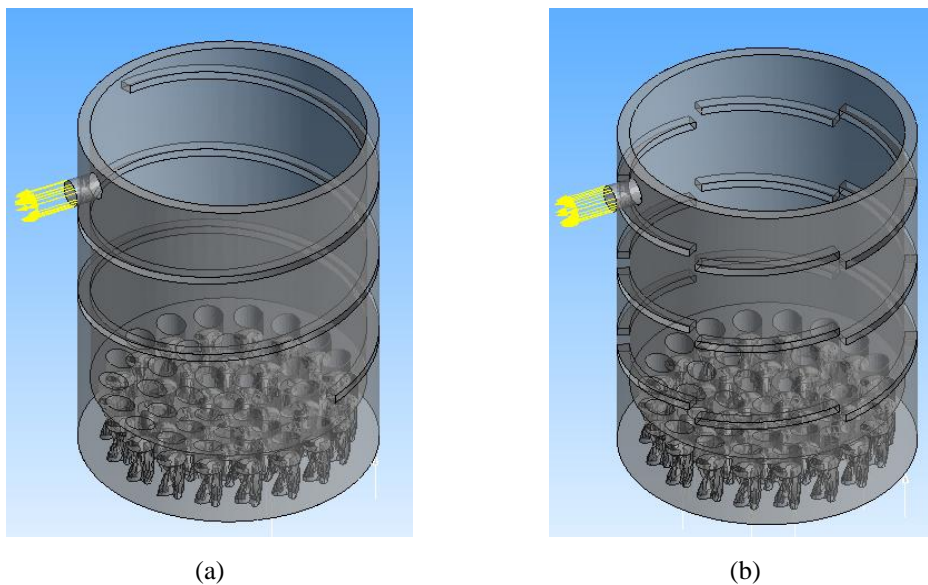


Figura 8. 41 – Confronto fra (a) simulazione standard e (b) simulazione spicchio 60°

Dall'analisi delle linee di flusso mostrate in Figura 8. 42 si può notare che simulazione della sola porzione superiore del lato acqua non influenza in modo significativo né il comportamento fluidodinamico (che non subisce variazioni rispetto alla simulazione completa descritta nel § 8.5) né i processi di scambio termico. La temperatura di uscita dell'acqua dal dominio è infatti pari a 321 K e si discosta in quantità trascurabile da quella ottenuta nella simulazione di riferimento. Dunque è stata raggiunta una buona corrispondenza fra i risultati e si può quindi concludere che la semplificazione può essere

considerata più che accettabile. Tuttavia dall'analisi di questo risultato si possono dedurre importanti considerazioni riguardo la fluidodinamica dell'intero lato acqua. Si può notare infatti che sono presenti anche in questo caso sia l'effetto camino in corrispondenza della regione in cui il fluido entra nel canale delimitato dall'elica, sia la zona di ricircolo in corrispondenza della quale si determinava un incremento notevole di temperatura della parete. Di conseguenza, soprattutto in relazione a questo secondo aspetto, è possibile capire come sia la presenza dell'elica stessa a determinare la formazione della zona di ricircolo e non solo, come ipotizzato inizialmente, la fluidodinamica della regione inferiore alla piastra.

Sarà dunque questo un elemento di possibile studio al fine di migliorare l'efficienza fluidodinamica della caldaia, ovvero valutare altre geometrie o disposizioni per l'elica che permettano di indirizzare il flusso in miglior modo.

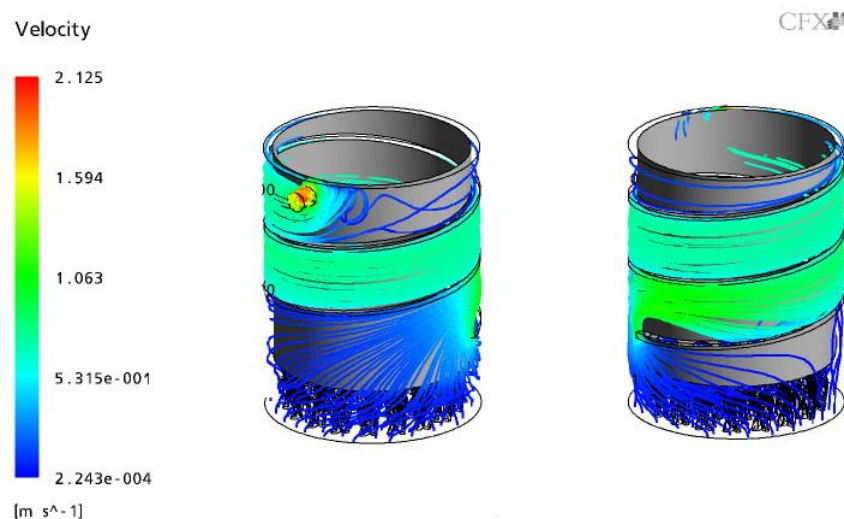


Figura 8. 42 - Linee di corrente seguite dall'acqua all'interno del dominio di calcolo

Osservando la Figura 8. 41 si può notare che la simulazione di un solo spicchio di geometria determina una variazione significativa della morfologia dell'elica la quale non appare più come un unico elemento continuo, ma composta da tanti tratti di dimensioni ridotte. In realtà, al fine di garantire comunque un passaggio d'acqua tra le zone che si vengono a creare attorno alla camera di combustione separate dai vari tratti di elica, e permettere dunque all'acqua di fuoriuscire dalla caldaia, quest'ultimi sono stati realizzati con una lunghezza leggermente inferiore.

I risultati ottenuti mostrano che, seppur in questo caso la semplificazione geometrica eseguita sia di notevole importanza, essi risentono di tale semplificazione in maniera limitata rispetto a quanto ci si potrebbe attendere. La temperatura di uscita dell'acqua dalla

caldaia è infatti in linea con i valori precedenti (variazione di 0,6 °C rispetto al valore della simulazione di riferimento). Questo permette di dedurre che nonostante il processo di scambio termico avvenga necessariamente in modo diverso dalla simulazione di riferimento, in virtù di flussi diversamente orientati e distribuiti, a livello quantitativo esso dia gli stessi risultati permettendo così di ritenere valida la semplificazione geometrica eseguita.

In Figura 8. 43 viene mostrata la distribuzione delle linee di flusso attorno alla camera di combustione. Si nota chiaramente una profonda differenza rispetto al caso precedente, e come atteso i piccoli canali che si vengono a creare tra un tratto di elica ed il successivo, generano un incremento locale delle velocità del flusso che nel complesso rimangono comunque più basse rispetto al caso di elica intera. Tuttavia si può notare che questa configurazione permette di eliminare sia l'effetto camino sia quello di ricircolo che erano generati dall'elica originale. In corrispondenza della sezione di uscita le velocità sono corrispondenti a quelle del caso precedente.

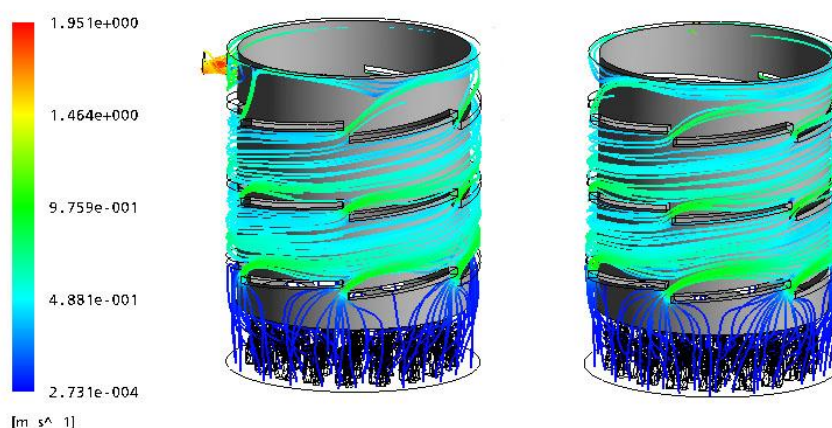


Figura 8. 43 - Linee di corrente seguite dall'acqua all'interno del dominio di calcolo con elica a tratti

In realtà però, tale configurazione geometrica genera un effetto che non si era riscontrato nelle simulazioni di riferimento: in corrispondenza della base della camera di combustione si genera un surriscaldamento notevole a causa dell'effetto direzionale imposto dai tratti di elica così realizzati sul flusso. Tale effetto è tuttavia trascurato e la semplificazione geometrica in esame considerata accettabile.

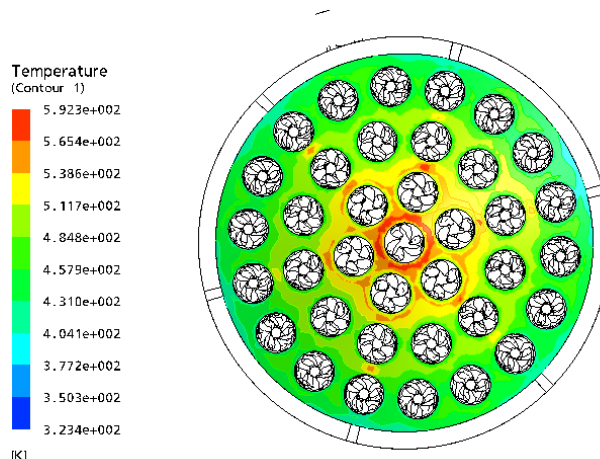


Figura 2. 1 - Surriscaldamento della superficie di base della camera di combustione per effetto del diverso comportamento fluidodinamico

Fase 2 – Valutazione dell’influenza del condotto d’uscita

Il problema successivo, già accennato, è stato quello di rappresentare il condotto d’uscita e capire come simularlo nel caso in cui venga simulato un solo spicchio di caldaia. Sono stati eseguite le seguenti simulazioni:

- **Simulazione con spicchio e fascia d’uscita**: la simulazione prevede la modellizzazione dello spicchio fino ad altezza inferiore ed il suo collegamento ad una fascia nella quale si trova il condotto d’uscita avente la posizione reale. Tramite la funzione pitch angle di CFX 10.0 è infatti possibile interfacciare due elementi studiati con ampiezze angolari diverse, che nella realtà si interfacciano l’uno all’altro in modo completo. Tuttavia la complessità della simulazione ha fatto sì che, in questo caso, non fosse possibile utilizzare tale semplificazione a causa della presenza di un numero troppo elevato di interfacce aggiuntive;
- **Simulazione con outlet con superficie superiore**: l’uscita dell’acqua avviene attraverso la superficie superiore (se venisse simulata l’intera geometria sarebbe una corona circolare). Tale soluzione introduce una semplificazione maggiore rispetto al caso precedente ma consente di rendere la simulazione molto meno onerosa dal punto di vista computazionale.

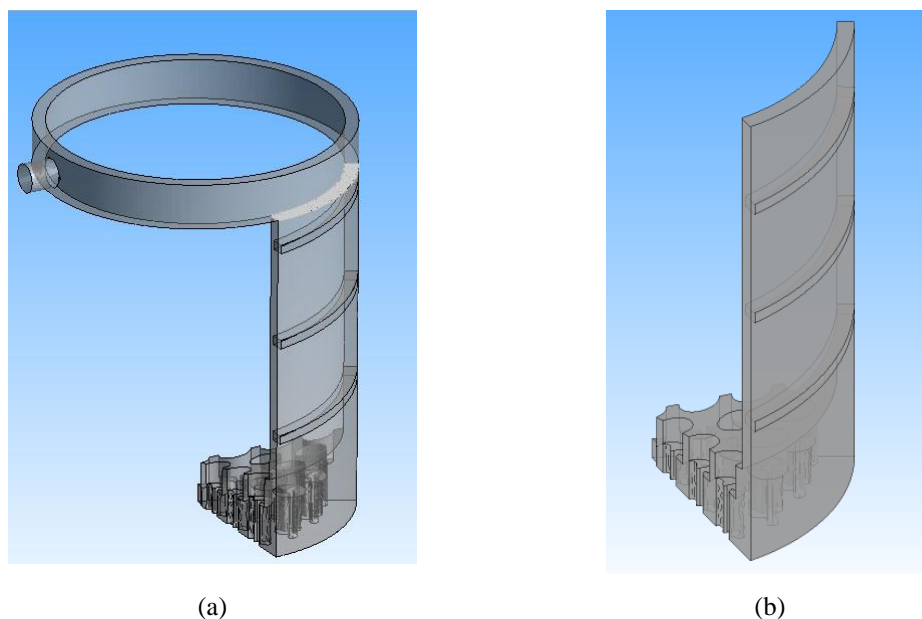


Figura 8. 44– Confronto condotto di uscita (a) spicchio e fascia d'uscita e (b) outlet con superficie superiore

I risultati ottenuti dalla simulazione con configurazione con outlet con superficie superiore (mostrata in Figura 8. 44-b) consente di ottenere risultati migliori sia in termini di velocità e distribuzione dei flussi che di profili di temperatura.

Nonostante tutte le semplificazioni applicate si può quindi considerare che la modellizzazione del lato acqua così eseguita possa essere ritenuta abbastanza soddisfacente in termini di influenza sui risultati, soprattutto considerando che essa risulta essere la sola che ha permesso di accoppiare il lato acqua stesso a struttura e camera di combustione.

Pertanto la geometria riportata in Figura 8. 44-b è stata utilizzata per tutte le simulazioni del sistema completo realizzate.

8.7.2 Griglia di calcolo

Come sottolineato all'inizio del presente paragrafo, nell'analisi della caldaia completa è stata utilizzata la stessa geometria della camera di combustione oggetto delle simulazioni numeriche descritte nel § 8.6. A tale geometria sono state aggiunte quella della struttura della caldaia e del lato acqua. Per quanto riguarda la griglia di calcolo complessiva si è deciso di realizzarla come assieme di tre griglie distinte: la griglia della camera di combustione utilizzata precedentemente nelle simulazioni del solo combustore, la griglia della sola struttura ed infine la griglia del solo lato acqua. La realizzazione di un'unica mesh in questo caso sarebbe stata alquanto difficoltosa a causa della necessità di definire elementi di dimensione molto diversa nelle tre parti. In particolare nel caso in esame vi è la

necessità di realizzare una griglia fitta entro il dominio della struttura della caldaia caratterizzato dall'aver uno spessore sottile (1.5 mm). Infatti, al fine di risolvere accuratamente lo scambio termico per conduzione entro tale dominio, è importante che la mesh sia costituita da almeno 4-5 elementi in direzione dello spessore. Questo però comporta di imporre agli elementi una dimensione alquanto ridotta. Pertanto se si decidesse di realizzare una griglia unica un raffittimento locale così elevato comporterebbe la generazione di una griglia complessiva caratterizzata dall'aver un numero molto elevato di elementi. Una griglia di questo tipo, unitamente all'implementazione di tutti i modelli numerici richiesti dal tipo di studio da eseguire, comporterebbe dei tempi di calcolo troppo elevati. Per questo motivo al fine di avere un miglior controllo sul numero complessivo di elementi di mesh le griglie della tre parti sono state realizzate separatamente.

In Figura 8. 45 vengono mostrate le griglie del dominio della struttura della caldaia e del lato acqua.

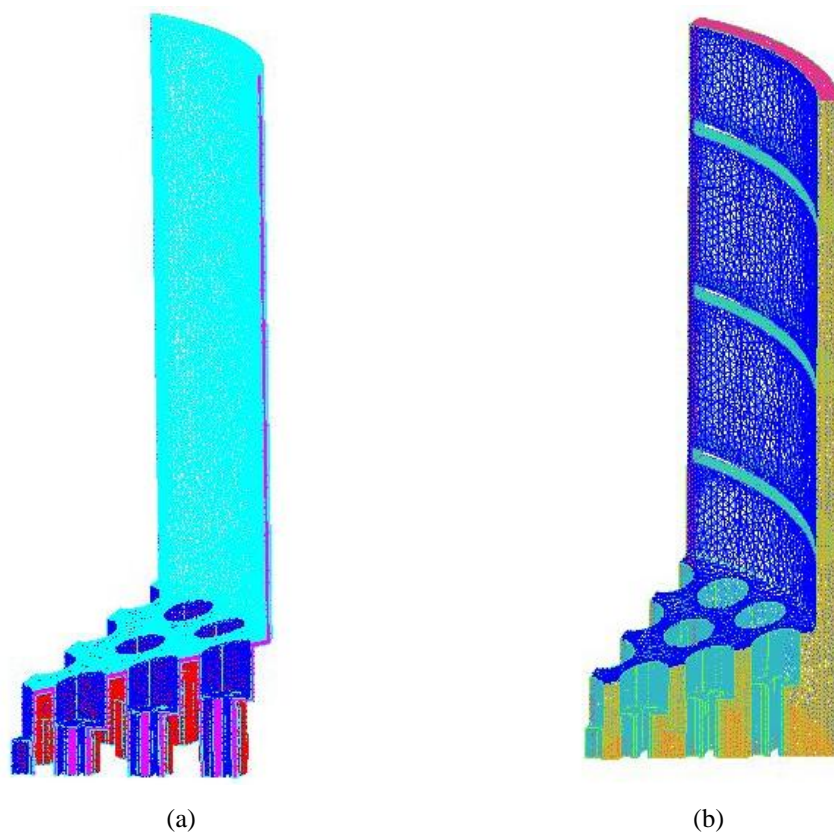


Figura 8. 45 - Griglie di calcolo: (a) struttura e (b) lato acqua

8.7.3 Condizioni al contorno

Per quanto riguarda le condizioni al contorno nella camera di combustione sono state applicate le stesse condizioni descritte nel § 8.6.2 a tranne che sulla sua superficie esterna che in questo caso non è più una parete con valore di temperatura imposto ma un'interfaccia fluido-solido. Nel caso in esame sono state infatti introdotte due superfici di interfaccia aggiuntive fluido-solido fra la camera di combustione e la struttura e fra la struttura e il lato acqua. Tali interfacce, se da un lato determinano un consistente aumento dell'onere computazionale a causa dell'attivazione dello scambio termico coniugato fluido-solido, dall'altro consentono di non imporre alcun valore di temperatura sulle relative superfici e quindi di non alterare i risultati numerici con l'imposizioni di tali valori di temperatura di parete. Nella simulazione in esame infatti non sono stati impostati valori di temperatura e la superficie esterna del lato acqua è stata definita come superficie adiabatica, condizione che tiene conto del fatto che la caldaia è coibentata al fine di ridurre le dispersioni di energia termica nell'ambiente esterno.

- **Condizioni sulla superficie di ingresso (INLET)**

Sulla superficie di ingresso è stato impostato un valore di portata in massa pari a 0.0560 kg/s nella simulazione a portata termica massima e pari a 0.0153 kg/s in quella a portata termica minima (i valori sono stati calcolati in base ai dati delle prove sperimentali). In entrambe le simulazioni il valore di temperatura sulla superficie di ingresso è stato impostato pari a 40 °C. Tale valore è pari a quello sperimentale calcolato nella presa di misura in corrispondenza del punto simulato come superficie di ingresso.

- **Condizioni sulla superficie di uscita (OUTLET)**

Sulla superficie di uscita dell'acqua è stata applicata la condizione di pressione atmosferica.

8.7.4 Analisi dei risultati

L'analisi dei risultati del modello completo è stato alquanto interessante sia al fine di valutare la capacità del codice di risolvere un modello caratterizzato da un elevato livello di complessità sia per valutare se entro la camera di combustione si ottengono risultati differenti rispetto all'analisi numerica della sola camera di combustione.

In particolare, poiché nella simulazione della camera di combustione era stata imposta una temperatura di 40 °C sulla sua parete esterna e sulla parete esterna del tratto di fascio

tubiero considerato, si è valutato se la temperatura su tali superfici calcolata mediante la simulazione del modello completo consente di ottenere tale valore di temperatura.

Nella figura seguente viene presentato il profilo di temperatura in un piano radiale dei tre domini considerati (camera di combustione, struttura e lato acqua):

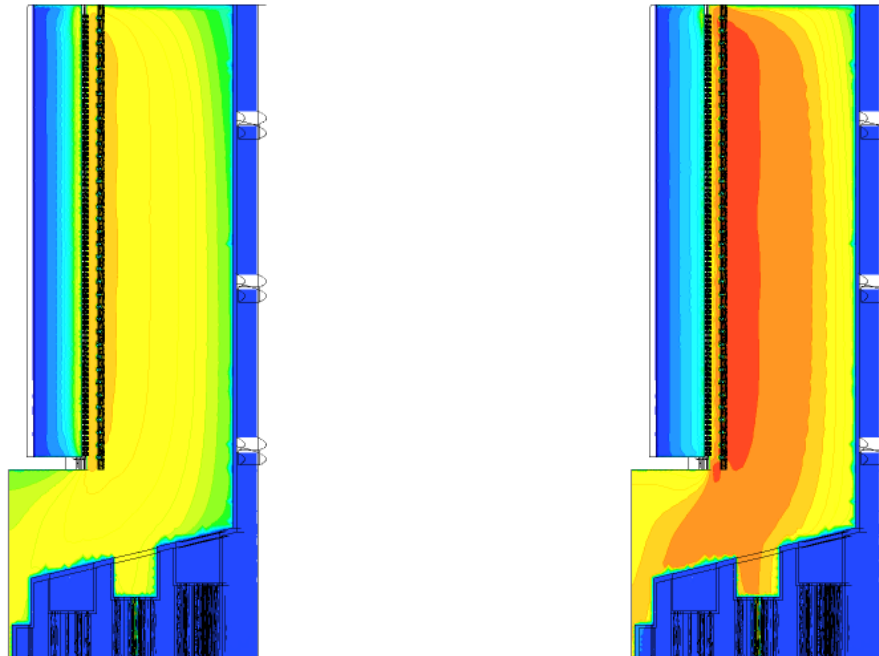


Figura 8. 46 - Profilo di temperatura in un piano radiale nella simulazione del sistema completo

Come si può notare dal confronto fra la Figura 8. 46.e la Figura 8. 40..il profilo di temperatura delle simulazioni della sola camera di combustione e del sistema completo mettono in luce il raggiungimento degli stessi risultati numerici.

Valori di temperatura all'interfaccia

Come precedentemente sottolineato, nelle simulazioni della sola camera di combustione la temperatura della parete laterale del combustore e dei tubi è stata impostata pari a 40 °C (valore stabilito in funzione dei dati sperimentali a disposizione). Tale condizione al contorno ha una certa influenza sui risultati numerici ed in particolare sui profili di temperatura ottenuti. A questo proposito è stato interessante valutare i valori di temperatura calcolati dal codice in corrispondenza dell'interfaccia combustore/struttura e struttura/lato acqua.

I risultati sono riportati nella figura seguente:

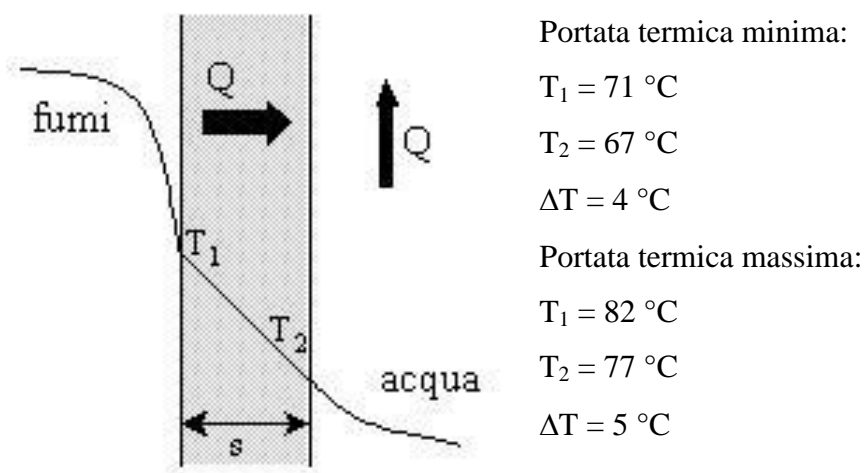


Figura 8. 47 - Valori di temperatura all'interfaccia combustore/struttura e struttura/lato acqua

Come si può notare esiste una differenza di circa 10 °C fra le temperature di parete dei due casi in esame. I valori di temperatura che si ottengono dalla simulazione del modello completo sono quindi superiori rispetto al valore di temperatura della superficie laterale del combustore e dei tubi (pari a 40 °C). Dalle simulazioni si ottiene inoltre che per entrambi i casi la temperatura media di parete della superficie esterna della caldaia (superficie esterna del lato acqua) è pari a 44 °C.

Valori di temperatura dell'acqua sulla sezione di uscita

Come precedentemente sottolineato la temperatura dell'acqua sulla sezione di ingresso è stata impostata pari a 40 °C. La temperatura dell'acqua in corrispondenza della sezione di uscita è pari a 47 °C nel caso della simulazione a portata termica massima e pari a 50 °C nel caso della simulazione a portata termica minima. Si può notare quindi che si ha un maggiore incremento di temperatura nel caso di funzionamento a carico minimo, per il quale tale valore è in buon accordo con i dati sperimentali. Nel caso di funzionamento a pieno carico la simulazione numerica sottostima tale valore. Il confronto fra dati numerici e sperimentali viene descritto in maggior dettaglio nel Capitolo 9.

8.8 CONCLUSIONI

Nel presente capitolo è stata presentata l'analisi termofluidodinamica di una caldaia ad irraggiamento di potenza termica nominale massima pari a 30 kW_{th}. La caldaia in esame è stata utilizzata come prototipo di sistema termofotovoltaico per la cogenerazione domestica.

Al fine di comprendere il funzionamento della caldaia sono state realizzate delle simulazioni con il codice di calcolo ANSYS CFX riguardanti: (i) la sola camera di

combustione, (ii) il solo lato acqua e (iii) la caldaia complessiva.

Le simulazioni numeriche hanno messo in luce l'elevata complessità delle simulazioni numeriche sia a causa della complessità della geometria in esame sia a causa della contemporanea implementazione dei modelli numerici (modelli di turbolenza, di combustione, di irraggiamento, di scambio termico coniugato fra domini fluidi e solidi, ecc...).

I risultati ottenuti hanno però dimostrato la buona capacità del codice di calcolo utilizzato nel risolvere problemi caratterizzati da un'elevata complessità.

Si è inoltre potuto concludere che le semplificazioni geometriche e le ipotesi utilizzate per lo studio del problema sono stati utili al fine di raggiungere un buon livello di convergenza numerica senza affliggere l'accuratezza dei risultati ottenuti.

Pertanto si può concludere che è stato possibile validare il modello tri-dimensionale realizzato al fine di poter eseguire ulteriori analisi al variare delle condizioni operative.

Riferimenti bibliografici

- [1] 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.
- [2] Cenci G "Analisi numerica della combustione in bruciatori a superficie metallica irraggiante", Tesi di Laurea, Università degli Studi di Ferrara, Dipartimento di Ingegneria, 2004.
- [3] Succi G., "Analisi numerica di una caldaia con bruciatore a superficie irraggiante per applicazioni Termofotovoltaiche (TPV)", Tesi di Laurea, Università degli Studi di Ferrara, Dipartimento di Ingegneria, 2009.
- [4] Cenci G., "Studio della combustione in sistemi energetici per la microgenerazione, Tesi di Dottorato, Università degli Studi di Ferrara, Dipartimento di Ingegneria, 2009
- [5] Qiu K, Hayden A.C.S., "Premixed gas combustion stabilized in fiber felt and its application to a novel radiant burner", Fuel Vol. 85, pp.1090-1100, 2006.
- [6] Beghelli D., "Analisi della combustione con codici numerici tridimensionali in bruciatori a superficie irraggiante", Tesi di Laurea, Università degli Studi di Ferrara, 2005.
- [7] Acotech, "Experimentelle Untersuchung eines mit Bekitherm® AC 200 P1 Metallfasterburners", 1993.

- [8] Qiu K., Hayden A.C.S , “Thermophotovoltaic generation of electricity in a gas fired heater: Influence of radiant burner configurations and combustion processes”, *Energy Conversion and Management* 44, pp. 2779–2789, 2003.
- [9] Qiu K., Hayden A.C.S , “Generation of electricity using InGaAsSb and GaSb TPV cells in combustion”, *Solar Energy Materials & Solar Cells*, pp. 90 68–81, 2006.
- [10] Ansys Inc, ANSYS CFX Reference Guide.
- [11] Ansys Inc, ANSYS ICEM CFD Reference Guide

CAPITOLO 9

SISTEMA TPV: PROVE SPERIMENTALI E CONFRONTO CON I RISULTATI NUMERICI

9.1 INTRODUZIONE

Nel presente capitolo vengono presentati i risultati delle simulazioni numeriche oggetto del Capitolo 8 in termini di confronto con i dati delle prove sperimentali eseguite sulla caldaia Genio Tecnic MC30. Come già anticipato nel precedente capitolo, per la realizzazione delle prove sperimentali sono stati strumentati due prototipi della stessa caldaia installati presso il laboratorio dell'azienda costruttrice Baltur S.p.A. di Cento e presso i laboratori dell'IMEM CNR di Parma.

I prototipi sono stati strumentati al fine di misurare i profili di temperatura entro la caldaia, le emissioni inquinanti e lo spettro della radiazione emesso dalla maglia metallica del bruciatore.

I dati sperimentali sono stati quindi confrontati con i dati delle analisi CFD al fine di verificare la capacità del codice di calcolo e dei suoi modelli numerici nel risolvere problemi complessi che coinvolgono tutti i fenomeni di scambio termico attraverso domini di calcolo di diversi stati fisici.

9.2 PROVE SPERIMENTALI

Lo scopo delle prove sperimentali eseguite sul prototipo installato presso l'azienda produttrice è la determinazione dei profili di temperatura all'interno della camera di combustione e all'interno dell'intercapedine di passaggio dell'acqua. Per realizzare tali misure è stato utilizzato un corpo caldaia del modello opportunamente modificato mediante la realizzazione di dieci prese per le sonde di temperatura. Durante l'esecuzione di ogni prova sono state monitorate le condizioni ambientali mediante una centralina barometrica (temperatura, pressione, umidità relativa), la portata di combustibile mediante un contatore volumetrico e un cronometro e la composizione dei fumi in corrispondenza dello scarico della caldaia (in termini di concentrazione di O₂, CO₂, CO e NO_x).

Le prove sperimentali eseguite sul prototipo strumentato presso i laboratori dell'IMEM CNR di Parma sono state realizzate allo scopo di eseguire un'analisi della radiazione emessa dal bruciatore. Il segnale è stato prelevato mediante una fibra ottica adatta all'infrarosso ed è stato quindi inviato ad un monocromatore con sensore all'infrarosso basato sull'InGaAs.

9.2.1 Posizione delle prese di temperature

In Figura 9. 1 vengono mostrate le prese di misura per le misure di temperatura:

Le prese da 4 a 10 (colore blu in Figura 9. 1) consentono di rilevare la temperatura dell'acqua durante il suo percorso entro lo scambiatore; viceversa le prese da 1 a 3 (colore rosso in Figura 9. 1) consentono di rilevare la temperatura dei fumi in camera di combustione. In particolare:

- la presa 1 consente di investigare il profilo di temperatura in direzione assiale in prossimità della parete della camera di combustione.
- la presa 2 consente di investigare il profilo di temperatura in direzione radiale tra la parete della camera di combustione e la superficie del bruciatore.
- la presa 3 consente di investigare il profilo di temperatura in direzione radiale nei punti immediatamente al di sotto del bruciatore e, a differenza della presa 2, consente di rilevare le temperature fino all'asse della camera di combustione.

I sensori utilizzati per la rilevazione delle temperature sono diversi: per quanto riguarda il lato acqua si utilizzano delle termoresistenze Pt100, mentre per quanto riguarda il lato fumi si utilizzano delle termocoppie tipo K e tipo S.

Le figure seguenti riportano la posizione esatta delle 10 prese di temperatura.

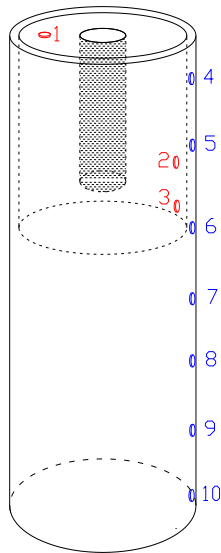


Figura 9. 1- Prese per le sonde di temperatura

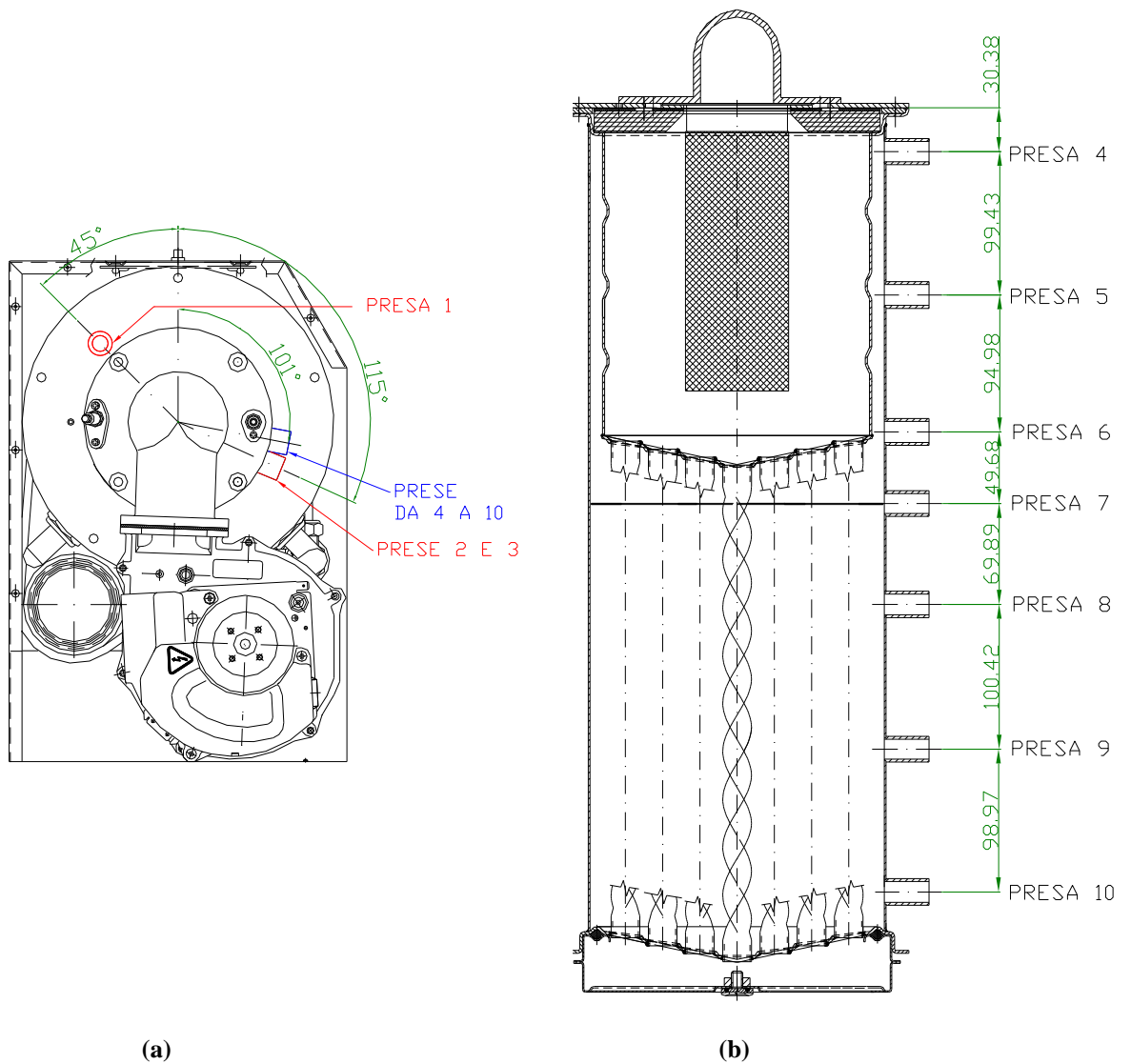


Figura 9. 2 - Prese di misura: (a) vista dall'alto e (b) vista frontale prese lato acqua

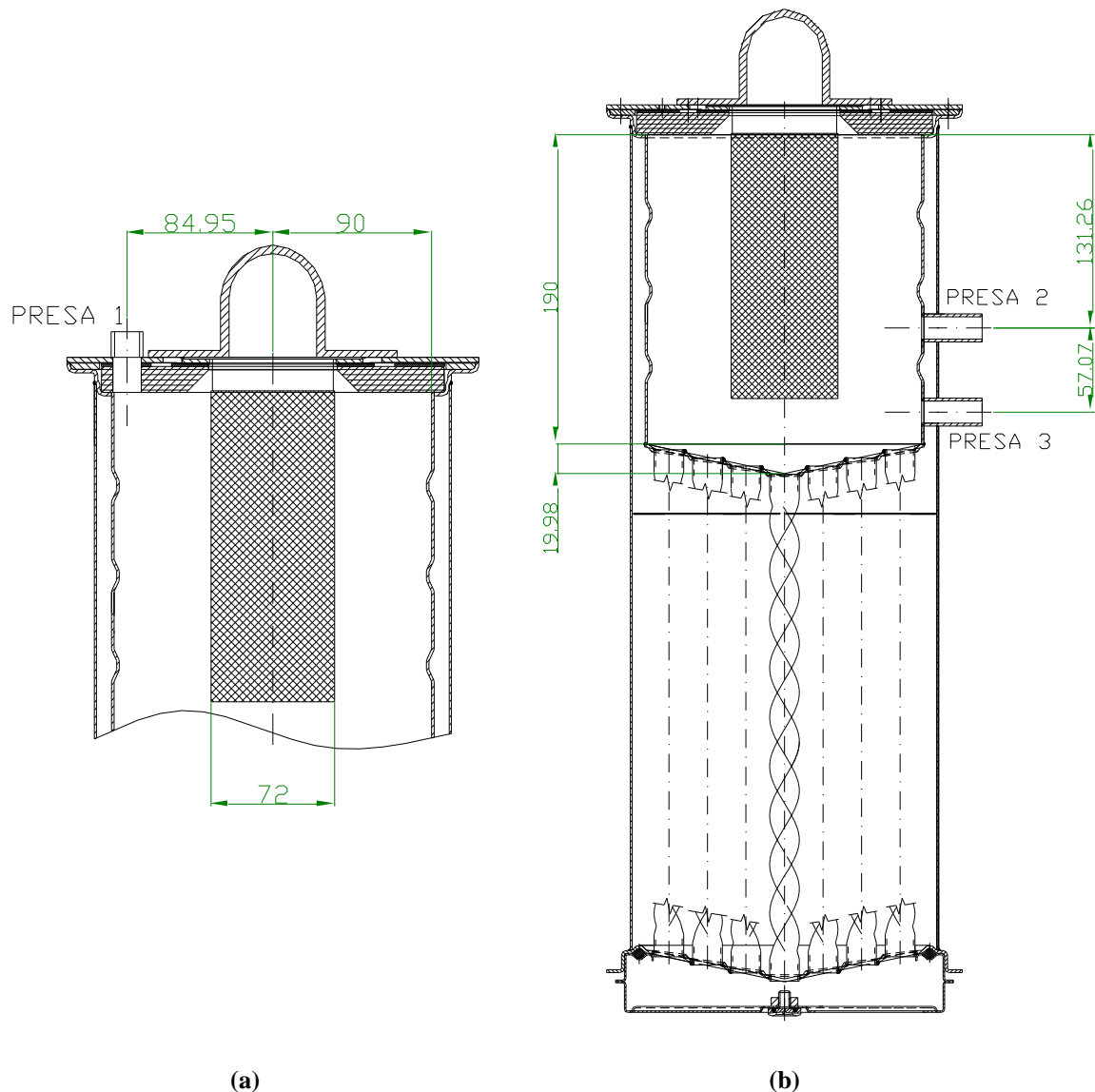


Figura 9.3 - Prese di misura nel combustore: (a) presa 1 e (b) prese 2 e 3

9.2.2 Prove eseguite

Nel presente paragrafo sono descritte le prove sperimentali condotte sui due modelli strumentati.

Prove al variare delle temperature del circuito

Le prove si eseguono per i due seguenti salti di temperatura del circuito primario della caldaia:

- **Circuito 50/30)** Temperatura acqua all'ingresso: 30 °C; temperatura acqua all'uscita 50 °C;
- **Circuito 80/60)** Temperatura acqua all'ingresso: 60 °C; temperatura acqua all'uscita 80 °C.

Al fine di impostare il salto di temperatura nel quale si desidera condurre le prove e di mantenerlo costante, si installa la caldaia secondo il circuito schematizzato nella seguente figura:

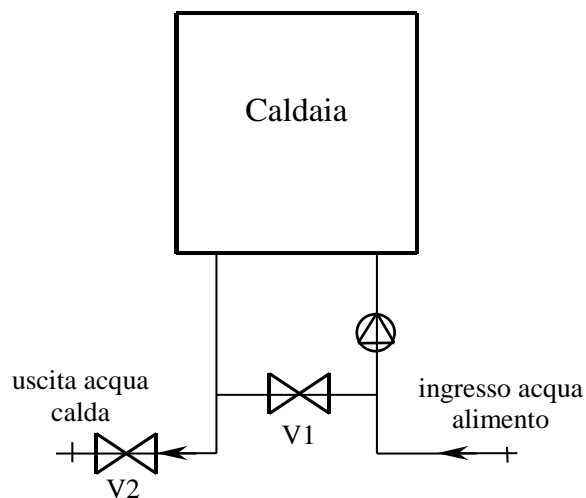


Figura 9. 4- Circuito di alimentazione

La valvola V1 di by-pass consente di regolare la differenza di temperatura fra l'acqua in ingresso e quella in uscita dalla caldaia. Chiudendo, ad esempio, tale valvola, si diminuisce la quantità di acqua calda che ricircola verso l'ingresso nella caldaia; in questo modo la temperatura dell'acqua in ingresso diminuisce e dunque la differenza di temperatura fra ingresso e uscita aumenta. La valvola V2, invece, consente di regolare il livello a cui si vuole mantenere la differenza di temperatura impostata con la valvola V1. Chiudendo, ad esempio, tale valvola, si fa in modo che all'interno del circuito circoli una minore portata d'acqua; in questo modo le temperature di ingresso e di uscita aumenteranno in egual misura.

Prove al variare del carico termico superficiale

Per ognuno dei due circuiti si eseguono due prove al variare della portata di combustibile introdotto; ciò consente di determinare il comportamento della caldaia al variare della potenza termica introdotta, e dunque del carico termico superficiale, inteso

come il rapporto fra la potenza introdotta con il combustibile e la superficie del bruciatore.

I due valori di prova sono:

- **Potenza A1)** 7.3 kW (potenza termica minima consentita dal modello); la quale corrisponde ad un carico termico superficiale di 179 kW/m²;
- **Potenza A2)** 29.0 kW (potenza termica massima consentita dal modello); la quale corrisponde ad un carico termico superficiale di 712 kW/m².

Prove al variare dell'eccesso d'aria

Per ognuna delle due portate termiche si effettuano tre prove al variare dell'eccesso d'aria; ciò al fine di determinare gli effetti dell'eccesso d'aria, e capire se questi effetti dipendono o meno dalla quantità di combustibile introdotto (e dunque dalla potenza termica). I tre valori di eccesso d'aria sono:

- **Eccesso B1)** 10%;
- **Eccesso B2)** 20%;
- **Eccesso B3)** 30%.

Prove al variare del combustibile

Ognuna delle prove sopra descritte viene condotta per due diversi tipi di combustibile; ciò al fine di valutare gli effetti della scelta del combustibile. I due combustibili utilizzati sono:

- **Combustibile C1)** Metano da bombola, avente composizione indicata in tabella 1.02 e potere calorifico inferiore pari a 36110 kJ/Nm³;
- **Combustibile C2)** G.P.L. da bombola, avente composizione indicata in tabella 1.03 e potere calorifico inferiore pari a 93200 kJ/Nm³.

Tabella 9. 1 - Composizione del metano prelevato dalla bombola

Sostanza	% vol
<i>Metano</i>	
Metano	97.6 ± 0.5
Alti gas	Tracce
<i>G.P.L.</i>	
Propano	99.8 ± 0.1
Alti gas	Tracce

In sintesi le prove eseguite sono ventiquattro; la Figura 9. 5 riassume le dodici prove

che si eseguono per ognuno dei due combustibili.

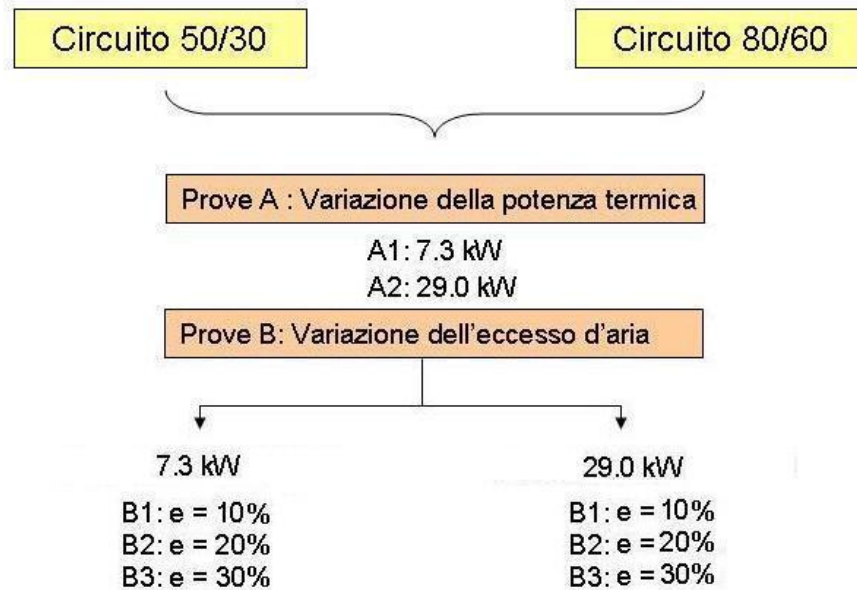


Figura 9. 5 - Prove eseguite per ognuno dei due combustibili

A causa delle difficoltà di regolazione, le prove non si conducono rispettando precisamente i salti di temperatura e le potenze termiche previste; per questo motivo nelle tabelle riportanti i dati rilevati, si precisano i reali valori dei parametri sotto i quali vengono condotte le prove.

9.2.3 Misure di temperatura in camera di combustione

Per le misure di temperatura entro la camera di combustione sono state utilizzate due tipologie di termocoppie:

- 3 termocoppie tipo K (chromel - alumel) rivestite da una guaina in materiale metallico Inconel[®] 600 aventi diametro 3 mm e lunghezza 1000 mm
- 2 termocoppie tipo S (platino 90% rodio 10% - platino) rivestite da una guaina in materiale ceramico RCA (allumina ricristallizzata), aventi diametro 6 mm e lunghezza 200 mm.

Le due figure che seguono mostrano le suddette termocoppie.

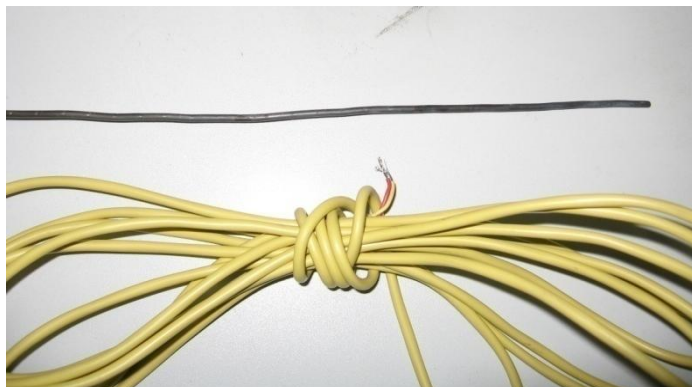


Figura 9. 6 - Termocoppia tipo K con relativo cavo di estensione

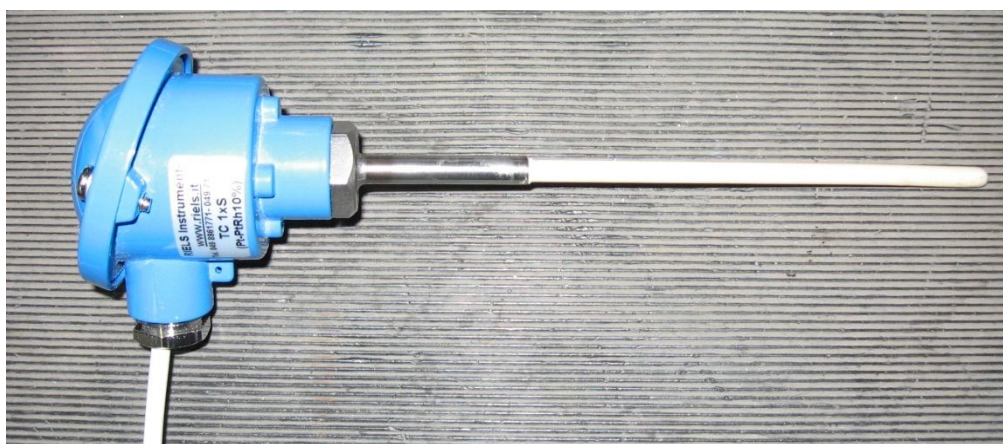


Figura 9. 7 - Termocoppia tipo S

Per quanto riguarda l'incertezza di misura relativa alle due tipologie di termocoppie, si fa riferimento alla normativa IEC 60584-2:1993 (si veda la tabella Tabella 9. 2).

Tabella 9. 2- Incertezza relativa alle termocoppie

Termocoppia	Temperatura rilevata	Incertezza (classe 2)
Tipo K	da -40 °C a 333 °C	$\pm 2.5 \text{ }^\circ\text{C}$
	da 333 °C a 1200 °C	$\pm 0.0075 t \text{ }^\circ\text{C}$
Tipo S	da 0 °C a 600 °C	$\pm 1.5 \text{ }^\circ\text{C}$
	da 600 °C a 1600 °C	$\pm 0.0025 t \text{ }^\circ\text{C}$

9.2.4 Misure di temperatura lato acqua

Le misure di temperatura dell'acqua nelle prove di misura 4-10 sono state eseguite mediante delle termoresistenze Pt100. Le otto termoresistenze utilizzate sono costituite in cavo ad isolamento minerale (MgO) compatto, flessibile, con connettore costampato ad innesto:



Figura 9. 8- Termoresistenza

Si riportano di seguito le specifiche tecniche delle termoresistenze utilizzate:

- Elemento sensibile: Pt 100 Ω 0°C
- Precisione: secondo IEC 751 classe A (-30...350°C)
- Costruzione: ad isolamento minerale compatto (MgO)
- Raggio minimo di curvatura: 3 volte il diametro (esclusa la parte sensibile terminale non piegabile per 30 mm)
- Materiale guaina: AISI 316
- Connessioni elettriche: connettore in nylon costampato a quattro contatti con innesto avvitato M12 (secondo norme DIN-VDE0627) con filettatura metallica, grado di protezione IP 67 e temperatura massima di funzionamento 90°C
- Isolamento: 100 M Ω a 100V_{DC}

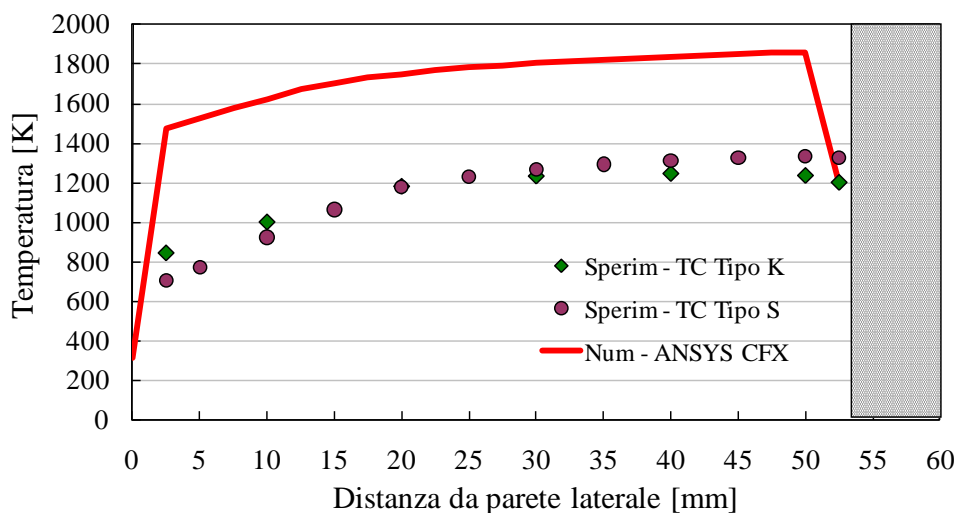
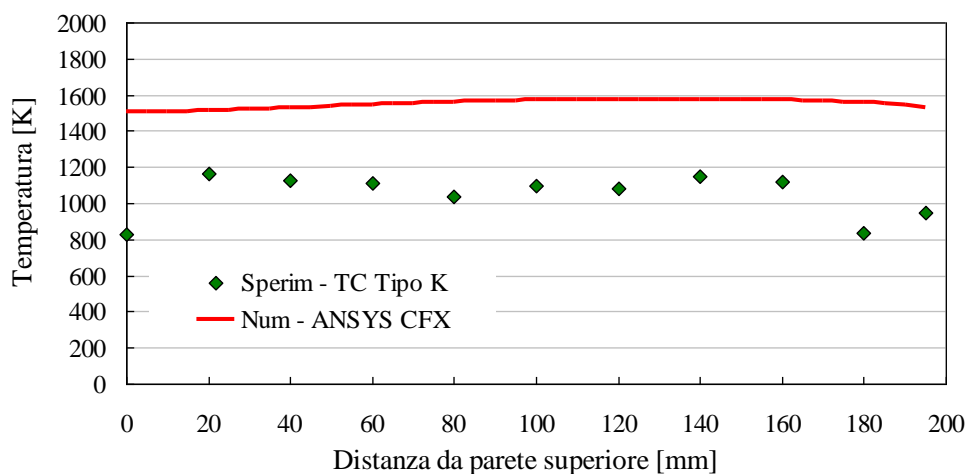
9.3 CONFRONTO DATI NUMERICI E SPERIMENTALI ENTRO LA CAMERA DI COMBUSTIONE

9.3.1 Confronto profili di temperatura entro la camera di combustione

Nel presente paragrafo vengono riportati i valori sperimentali di temperatura entro la camera di combustione (prese di misura 1, 2 e 3) ed il loro confronto con i risultati numerici ottenuti dalle simulazioni.

Simulazione a carico massimo

I grafici seguenti riportano il confronto dei profili di temperatura numerici e sperimentali nel caso di funzionamento a pieno carico (quindi pari a $30 \text{ kW}_{\text{th}}$) con un valore dell'eccesso d'aria del 30 %. Le misure sperimentali sono state eseguite sia con termocoppie di tipo K che con termocoppie di tipo S.



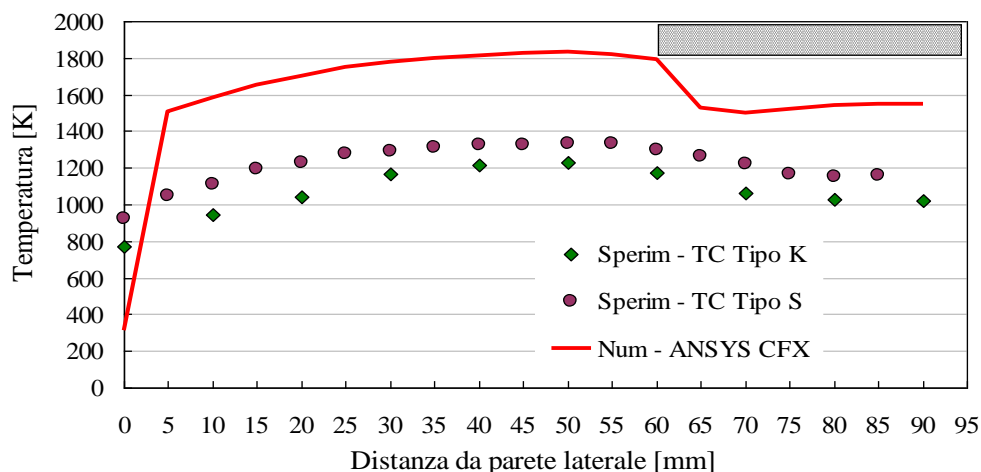


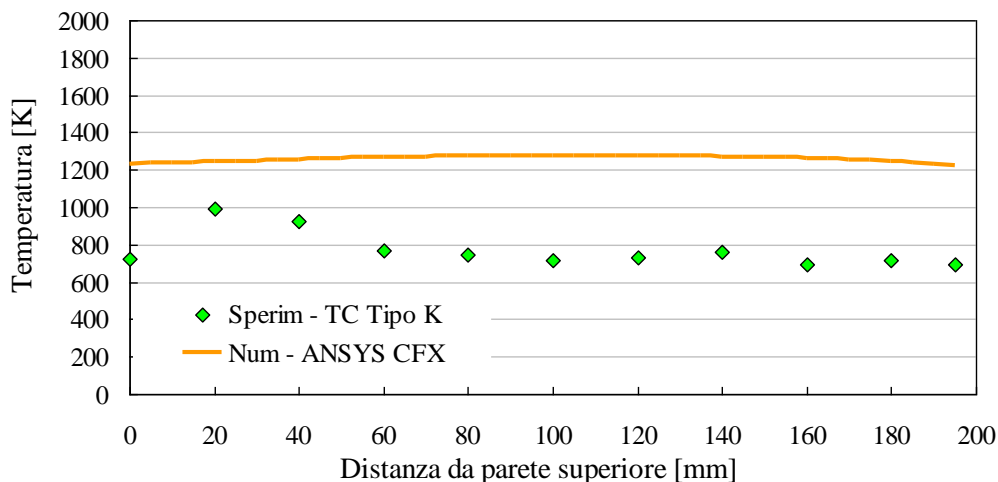
Figura 9.9 - Profili di temperatura delle prese 1, 2 e 3 (nell'ordine dall'alto verso il basso)

Come si può vedere dai grafici riportati, esiste un buon accordo tra i dati numerici e sperimentali dal punto di vista qualitativo per tutte e tre le prese di misura. Infatti l'andamento dei dati numerici riproduce il trend di quelli sperimentali. Esiste però una variazione significativa in termini quantitativi dei due risultati. Infatti esiste una differenza nei valori di temperatura che arriva fino a 450 °C.

Si può inoltre notare che esiste un buon accordo fra i risultati delle due tipologie di termocoppie in particolar modo per quanto riguarda la presa 2.

Simulazioni a carico minimo

I grafici seguenti riportano il confronto dei profili di temperatura numerici e sperimentali nel caso di funzionamento a carico minimo (quindi pari a 7.3 kW_{th}) con un valore dell'eccesso d'aria del 30 %). In questo caso le misure sperimentali sono state effettuate esclusivamente con una termocoppia di tipo K.



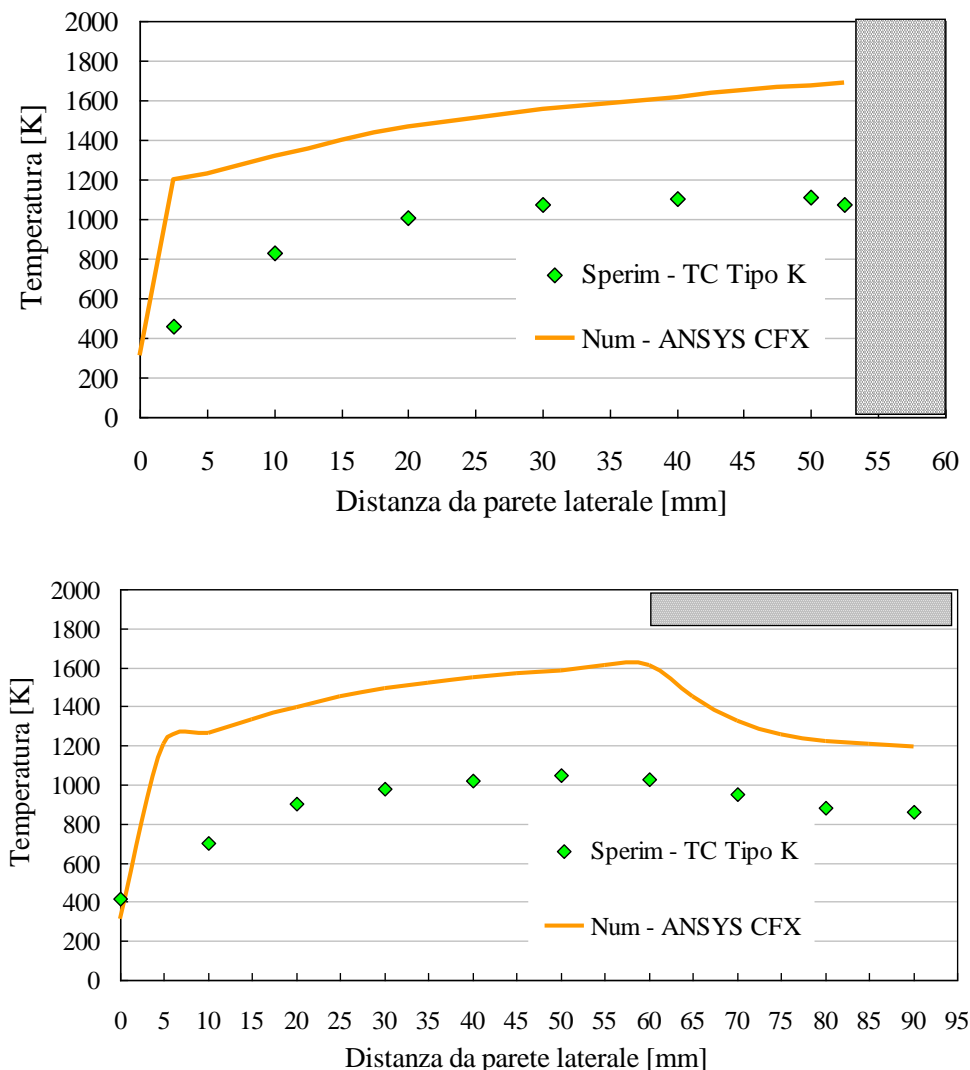


Figura 9. 10 - Profili di temperatura delle prese 1, 2 e 3 (nell'ordine dall'alto verso il basso)

Anche per quanto riguarda il confronto dei risultati nella condizione di funzionamento al valore minimo della portata termica si nota una buona analogia dei risultati dal punto di vista qualitativo ma uno scostamento significativo dei valori ottenuti.

Tale differenza è imputabile agli errori di misura di temperatura dovuti ai fenomeni di scambio termico per conduzione entro lo stelo della termocoppia, per convezione fra la termocoppia e i gas caldi e per irraggiamento fra il sensore della termocoppia e le pareti della caldaia. A causa di tali fenomeni di scambio termico infatti il sensore dello strumento di misura si pone in condizioni di equilibrio termico con l'ambiente circostante e di conseguenza il suo valore di temperatura non è coincidente con quello del gas che si vuole misurare.

Esiste quindi un errore di misura che può essere espresso nel modo seguente:

$$Errore = |T_{gas} - T_{sensore}| \quad \text{Eq. 9.1}$$

in cui T_{gas} è la temperatura del gas che si vuole misurare e $T_{sensore}$ è il valore di temperatura a cui si porta il sensore della termocoppia.

A tal proposito è importante effettuare una correzione dei valori sperimentali di temperatura ottenuti.

9.3.2 Correzione delle misure sperimentali di temperatura

Quando si effettua una misura di temperatura di un fluido mediante una termocoppia, il valore rilevato da quest'ultima si presenta affetto da alcuni errori dovuti in parte alla velocità del fluido ed in parte allo scambio termico che si instaura tra la termocoppia e l'ambiente che la circonda. Nel caso in esame, dato le basse velocità caratterizzanti la corrente di gas oggetto dello studio, si è ritenuto trascurabile l'errore per effetto della velocità, mentre si è data grande importanza all'errore dovuto allo scambio termico.

Una termocoppia immersa in una corrente fluida scambia con essa calore per convezione con il fluido stesso, per irraggiamento con le pareti nelle quali è confinata la corrente fluida e per conduzione attraverso il suo stelo. Lo scambio termico per convezione è ciò che consente al giunto caldo di portarsi alla temperatura della corrente fluida; viceversa gli scambi termici per irraggiamento e per conduzione fanno sì che il giunto caldo si porti ad una temperatura che differisce, a volte anche in modo significativo, dalla temperatura effettiva della corrente fluida.

A seguito di quanto detto, l'entità dell'errore di misura può essere minimizzato in due diversi modi: (i) correggendo a posteriori le temperature acquisite mediante una modellizzazione matematica dello scambio termico al quale è soggetta la termocoppia e (ii) diminuendo lo scambio termico per irraggiamento e per conduzione al quali è soggetto il giunto caldo della termocoppia mediante schermi radiativi e mediante il riscaldamento dello stelo della termocoppia ad opera di resistenze elettriche [4].

Per quanto riguarda le misure in esame, non essendo state utilizzate delle termocoppie schermate, si è ricorsi ad una correzione delle misure sperimentali mediante un modello matematico sviluppato in ambiente MatLab®. Come modello è stato utilizzato quello descritto in [1].

In particolare è stato utilizzato quello che in [1] è stato indicato come Modellizzazione 2.

Tale modello considera tutte le superfici realmente presenti in camera di combustione (schematizzandole come superfici grigie) ma trascura il contributo radiativo del gas; cioè si considera la reale geometria del problema e le reali proprietà radiative delle superfici, ipotizzando però il gas come non partecipante allo scambio termico per irraggiamento.

Al fine di utilizzare correttamente tale modello è importante calcolare correttamente:

- i coefficienti di convezione;
- i valori di temperatura delle varie superfici fisiche da impostare come condizioni al contorno del modello;
- i fattori di vista.

Calcolo coefficienti di convezione

Per il calcolo dei coefficienti di convezione si ipotizza che il gas presente in camera di combustione sia unicamente formato da CO₂, H₂O, N₂, O₂ [1]. A seguito di ciò, le proprietà del gas possono essere calcolate come segue [3]:

- Viscosità cinematica:

$$\nu = \chi_{O_2} \nu_{O_2} + \chi_{N_2} \nu_{N_2} + \chi_{CO_2} \nu_{CO_2} + \chi_{H_2O} \nu_{H_2O} \quad \text{Eq. 9.2}$$

in cui il termine $\chi_{O_2} \chi_i$ rappresenta la frazione molare dell'elemento i-esimo nel gas.

- Numero di Prandtl:

$$\text{Pr} = \chi_{O_2} \text{Pr}_{O_2} + \chi_{N_2} \text{Pr}_{N_2} + \chi_{CO_2} \text{Pr}_{CO_2} + \chi_{H_2O} \text{Pr}_{H_2O} \quad \text{Eq. 9.3}$$

- Conducibilità termica:

$$\kappa = \chi_{O_2} \kappa_{O_2} + \chi_{N_2} \kappa_{N_2} + \chi_{CO_2} \kappa_{CO_2} + \chi_{H_2O} \kappa_{H_2O} \quad \text{Eq. 9.4}$$

in cui il termine $\kappa \chi_{O_2} \chi_i$ rappresenta la conducibilità termica dell'elemento i-esimo nel gas.

Una volta determinate le proprietà del gas, per calcolare i coefficienti di scambio termico si distinguono i casi di superficie cilindrica (stelo del sensore) dai casi di superficie emisferica (punta del sensore):

Calcolo di h nel caso di superficie cilindrica:

Si scompone la velocità v del gas, nelle componenti x ed y , come indicato nella figura seguente; ciò risulta necessario poiché le espressioni del Numero di Reynolds e del Numero di Nusselt, nel caso di flusso radiale (rispettivamente Re_L Re_L e Nu_L Nu_L), differiscono significativamente dalle espressioni del Numero di Reynolds e del Numero di Nusselt utilizzate nel caso di flusso assiale (rispettivamente Re_D e Re_D Nu_D Nu_D).

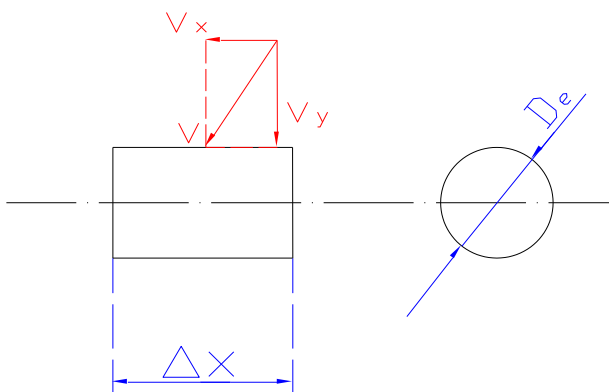


Figura 9.11 - Scomposizione della velocità del gas

Si procede poi nel seguente modo:

- Direzione x^x [3]:

$$Re_L = \frac{v_x \Delta x}{\nu} \tag{Eq. 9.5}$$

$$Nu_L = 0.644 Re_L^{1/2} Pr^{1/2} \tag{Eq. 9.6}$$

$$h_L = Nu_L \frac{\kappa}{\Delta x} \tag{Eq. 9.7}$$

- Direzione y **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.:**

$$Re_D = \frac{v_y D_e}{\nu} \tag{Eq. 9.8}$$

$$Nu_D = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \tag{Eq. 9.9}$$

$$h_D = Nu_D \frac{\kappa}{D_e} \tag{Eq. 9.10}$$

Infine si esegue la media ponderata tra i due h :

$$h = h(j) = \frac{v_x h_L + v_y h_D}{v_x + v_y} \quad \text{Eq. 9. 11}$$

Calcolo di h nel caso di di superficie emisferica:

In questo caso, data la geometria in esame, non risulta necessario scomporre la velocità del gas.

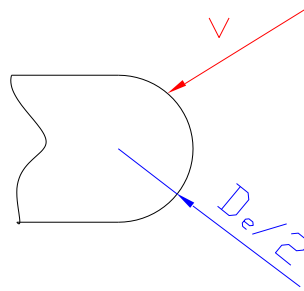


Figura 9. 12 - Velocità del gas sulla punta del sensore

Si usano le seguenti relazioni **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** per calcolare il Numero di Reynolds ed il Numero di Nusselt:

$$Re_D = \frac{v D_e}{\nu} \quad \text{Eq. 9. 12}$$

$$Nu_D = 2 + 0.37 Re_L^{0.6} Pr^{0.32} \quad \text{Eq. 9. 13}$$

$$h_D = h'(1) = Nu_D \frac{\kappa}{D_e} \quad \text{Eq. 9. 14}$$

Determinazione delle temperature al contorno

La determinazione delle temperature della parete laterale, della parete superiore e di quella inferiore della camera di combustione, e della temperatura superficiale del bruciatore, risulta fondamentale per la corretta applicazione della modellizzazione. Per la loro determinazione si era inizialmente proceduto per via sperimentale; tuttavia le soluzioni adottate non sono state in grado di fornire dati attendibili eccetto che per la parete superiore della camera di combustione. Si è quindi deciso di reperire tali temperature in letteratura e dalle simulazioni numeriche.

Nella tabella che segue si riportano le condizioni al contorno utilizzate nel modello di correzione:

Tabella 9.3 - Condizioni al contorno di temperatura utilizzate nel modello

Condizione della prova		Temperature utilizzate [K]				
Salto nominale [°C]	Portata termica nominale [kW]	Eccesso d'aria	Sup. laterale	Sup. inferiore	Sup. superiore	Bruciatore
	7.3	30%	326	373	1030	884
	50/30	29.5	30%	326	373	1120

9.3.3 Calcolo dei fattori 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 vista 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 viene recepita dal corpo B mentre un'altra parte si perde; questo è dovuto agli effetti della orientazione sulla trasmissione del calore per irraggiamento tra le due superfici. Si definisce quindi fattore di vista il rapporto fra il calore assorbito dal corpo B e il calore totale emesso da A cioè:

$$F_{AB} = \frac{\dot{Q}_{AB}}{\dot{Q}_A} \quad \text{Eq. 9.15}$$

Analogamente si definisce il rapporto tra il calore assorbito da A e quello totale emesso da B:

$$F_{BA} = \frac{\dot{Q}_{BA}}{\dot{Q}_B} \quad \text{Eq. 9.16}$$

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 quindi 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 i -esima, vale una relazione del tipo:

$$\sum_{j=1}^n F_{i,j} = 1 \quad \text{Eq. 9. 17}$$

in cui n è il numero totale di superfici.

I fattori di vista sono generalmente calcolati sulla base di relazioni riportate in letteratura in funzione della geometria e della posizione relativa delle superfici in esame.

Per quanto riguarda il caso in esame si è deciso di calcolare i fattori di vista mediante delle simulazioni numeriche con ANSYS CFX.

Per le simulazioni numeriche è stato utilizzato il modello di irraggiamento Monte Carlo, modello che si basa sulla tecnica del ray tracing. Il ray tracing è una tecnica generale di geometria ottica che si basa sul calcolo del percorso fatto dalla luce, seguendone i raggi attraverso l'interazione con le superfici.

I fattori di vista sono stati calcolati quindi secondo la loro stessa definizione.

Per calcolare i fattori di vista è stato costruito un modello geometrico semplificato della camera di combustione, rispettando però le dimensioni geometriche reali del combustore.

Nelle simulazioni non sono stati considerati la camera di miscelamento, il distributore e la maglia metallica del bruciatore. Il bruciatore è stato schematizzato come una superficie cilindrica avente altezza pari a quella del bruciatore e raggio pari a quello della maglia metallica. Inoltre è stato modellato l'inserimento della termocoppia nelle prese di misura.

Quindi l'intero combustore, simulato interamente e non solo in un suo spicchio come nelle altre simulazioni, è costituito complessivamente da sei superfici:

- S_1 : superficie laterale della camera di combustione;
- S_2 : superficie superiore della camera di combustione;
- S_3 : superficie inferiore della camera di combustione;
- S_4 : superficie del bruciatore;
- T_p : superficie della punta della termocoppia;
- T_s : superficie dello stelo della termocoppia.

La schematizzazione è visualizzata in figura seguente:

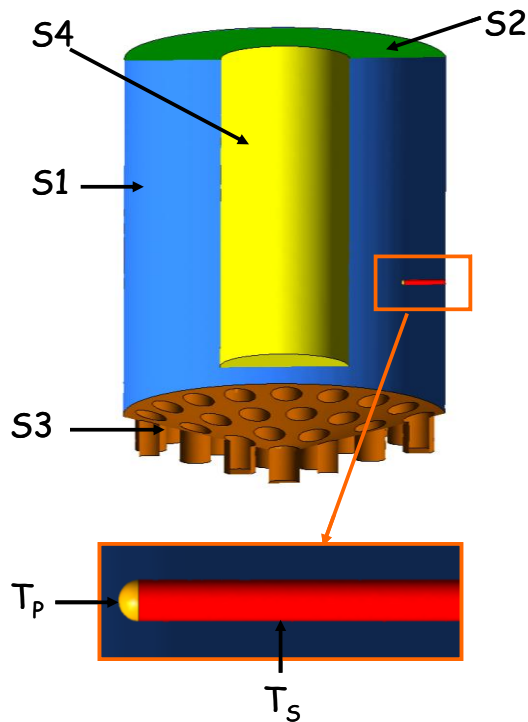


Figura 9. 13 - Schematizzazione delle sei superfici della camera di combustione

Per calcolare i fattori di vista sono state impostate sei simulazioni in cui di volta in volta è stata impostata una superficie come superficie sorgente e le altre cinque superfici come superfici riceventi. Tale espediente consente infatti di andare a calcolare in fase di post-processamento come l'energia prodotta dalla superficie sorgente si ripartisce fra le varie superfici presenti nel dominio di calcolo. Per eseguire un'analisi di questo tipo è necessario che le superfici riceventi siano in grado di assorbire l'energia ricevuta, ma non siano in grado di riflettere i raggi incidenti. Infatti, qualora fossero presenti fenomeni di riflessione all'interno del dominio, i valori dei fattori di vista ottenuti sarebbero alterati da tali riflessioni. Nelle analisi numeriche sono state quindi impostate le seguenti condizioni al contorno:

Superficie sorgente: Temperatura = 2000 K ed emissività = 1;

Superficie ricevente: Temperatura = $1 \cdot 10^{-20}$ K ed emissività = 1.

Si è scelto quindi di impostare la superficie sorgente con un valore elevato di temperatura e le superfici riceventi con un valore vicino allo zero assoluto. Infatti ciascuna superficie emette una quantità di energia proporzionale al valore di temperatura elevato alla quarta potenza (secondo la legge di Stefan-Boltzmann) e quindi, al fine di non generare un'energia irraggiante aggiuntiva a quella della superficie sorgente, le altre superfici sono state considerate a temperatura pressoché nulla.

Il valore dell'emissività di tutte le superfici è stato posto pari ad uno. Infatti tutte le superfici sono state considerate dei corpi neri in modo tale che il loro coefficiente di assorbimento fosse unitario e che quindi non vi fosse una parte di energia riflessa dalle superfici.

Come precedentemente sottolineato, è stato utilizzato nelle analisi il modello di irraggiamento Monte Carlo. Inoltre è stato implementato il modello spettrale Gray ed il Transfer Model di tipo "Surface to surface", ovvero il modello che esclude l'interazione con il gas presente nel dominio fluido.

I fattori di vista calcolati e relativi alle superfici S_1 , S_2 , S_3 e S_4 sono riportati in tabella seguente.

Tabella 9. 4 - Fattori di vista calcolati e relativi alle superfici S_1 , S_2 , S_3 e S_4

F1_1	0.4109	F3_1	0.2821
F1_2	0.1341	F3_2	0.0269
F1_3	0.1573	F3_3	0.6031
F1_4	0.2962	F3_4	0.0875
F2_1	0.7213	F4_1	0.7775
F2_2	0.0078	F4_2	0.0932
F2_3	0.0793	F4_3	0.1279
F2_4	0.1909	F4_4	0.0009

I fattori di vista che coinvolgono le superfici della punta e dello stelo della termocoppia sono stati corretti in funzione della lunghezza del tratto di stelo di termocoppia entro la camera di combustione (indicato con L in Figura 9. 14).

Il sensore della termocoppia infatti è stato suddiviso in un certo numero di elementi finiti lungo la dimensione x. Detta $T_C(j)$ la temperatura presente al centro del j-esimo elemento, quest'ultimo viene considerato come se fosse tutto uniformato alla temperatura $T_C(j)$; così facendo ogni j-esimo elemento risulta caratterizzato da un'unica temperatura.

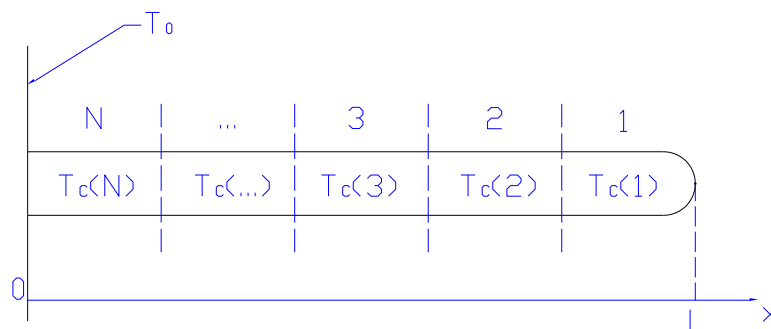
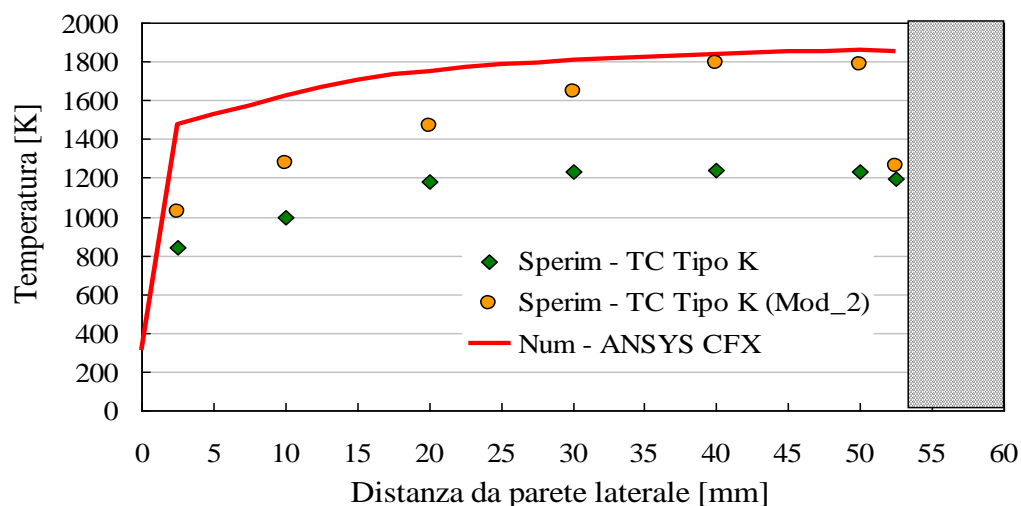
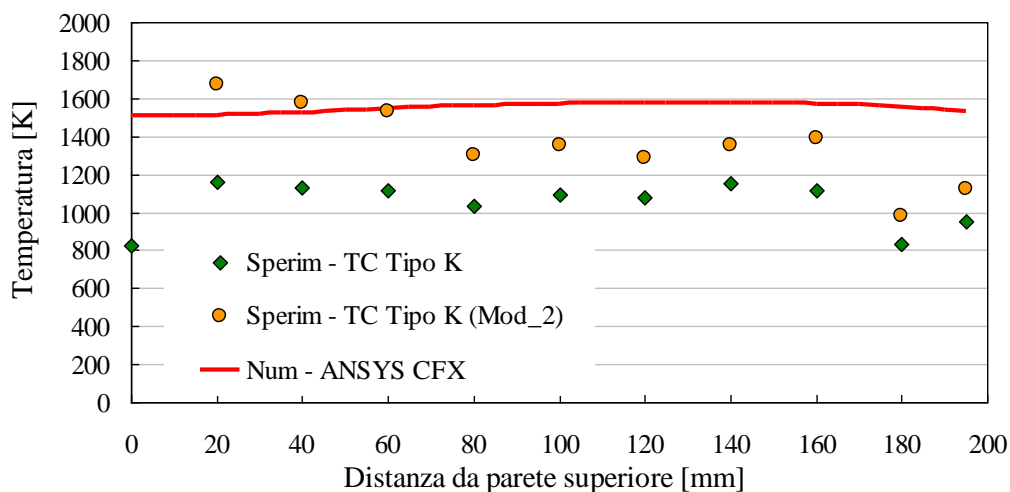


Figura 9.14 - Schematizzazione agli elementi finiti del sensore della termocoppia

Confronto con i valori di temperatura sperimentali corretti

Di seguito è riportato il confronto fra i dati numerici delle analisi CFD di ANSYS CFX con i dati di misura sperimentali ed i dati sperimentali corretti secondo la modellizzazione utilizzata.

Simulazione a carico massimo



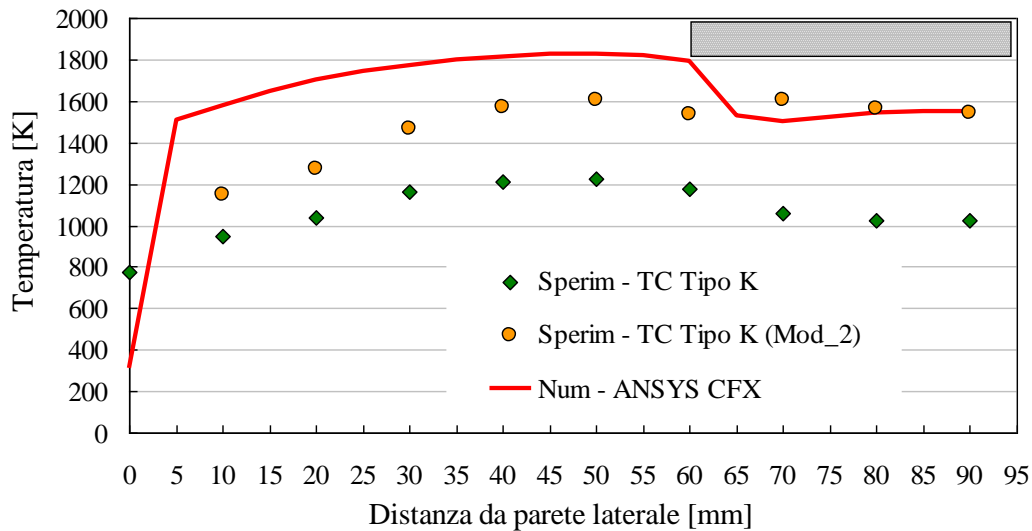


Figura 9.15 - Profili di temperatura delle prese 1, 2 e 3 (nell'ordine dall'alto verso il basso)

Come si può notare dall'analisi dei grafici precedenti, i valori sperimentali di temperatura corretti secondo il modello di correzione sviluppato in ambiente MatLab sono alquanto superiori rispetto a quelli sperimentali acquisiti e sono prossimi a quelli delle simulazioni numeriche. Tale risultato è imputabile al fatto che il sensore della termocoppia è immerso nei gas caldi della camera di combustione e allo stesso tempo è affacciato alle superfici presenti entro la camera di combustione. Per questo motivo si verifica un fenomeno di scambio termico per irraggiamento fra il sensore e tali superfici che va ad alterare la misura di temperatura. Infatti le superfici presenti, in particolare le superfici laterali, hanno un valore di temperatura molto inferiore rispetto a quello del gas (e quindi del sensore in esso immerso) e di conseguenza il sensore cede calore a tale pareti diminuendo quindi il valore della sua temperatura e quindi il valore acquisito dallo strumento di misura. Per le prese di misura 2 e 3 tale fenomeno è tanto più evidente quanto più la sua posizione si allontana dalla parete laterale.

Simulazione a carico minimo

Il modello di correzione è stato applicato anche ai risultati sperimentali relativi al funzionamento della caldaia al valore di portata minima.

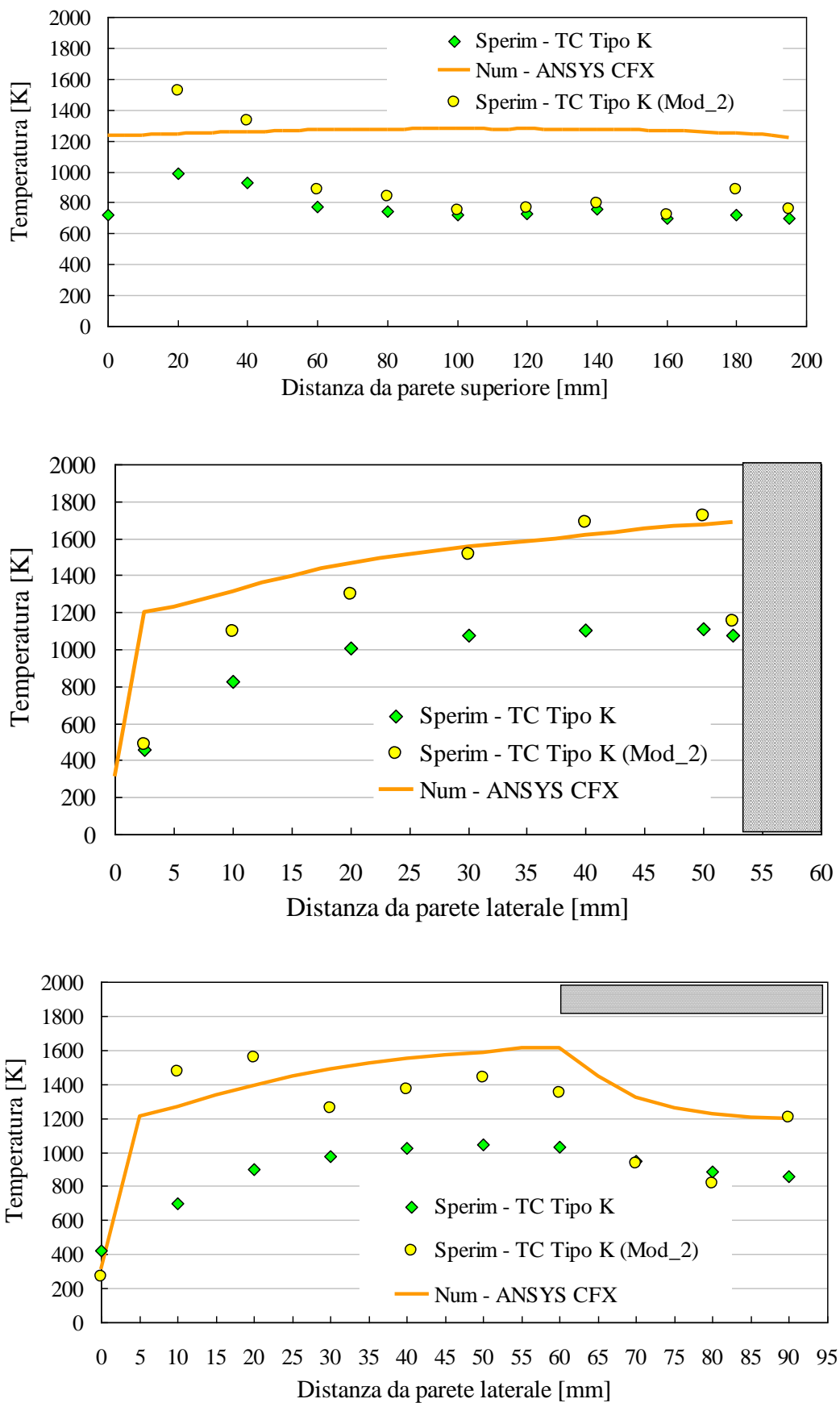


Figura 9. 16 - Profili di temperatura delle prese 1, 2 e 3 (nell'ordine dall'alto verso il basso)

Come si può notare dall'analisi dei grafici precedenti, la correzione dei dati sperimentali consente di ottenere valori prossimi a quelli numerici ottenuti dalle analisi CFD per quanto riguarda le prese di misura 2 e 3. Per la presa di misura, al contrario, si ottengono dati sperimentali corretti superiori ai valori numerici vicino alla parete superiore e valori prossimi a quelli sperimentali non corretti per una distanza superiore a 60 mm. Anche per la presa 2 in prossimità della parete si hanno valori corretti superiori a quelli numerici.

Si è visto quindi che il modello di correzione dei dati sperimentali consente di ottenere migliori risultati qualora venga applicato condizioni di funzionamento relativi ad una maggiore portata termica. Tale risultato può essere imputabile al settaggio delle condizioni al contorno del modello di correzione.

9.3.4 Confronto emissioni all'uscita del combustore

Nel presente paragrafo viene infine illustrato un confronto fra dati numerici e sperimentali in termini di concentrazione delle specie chimiche in uscita dal combustore.

L'analizzatore fumi utilizzato per realizzare le prove sperimentali è composto da quattro moduli Siemens, ognuno dei quali misura la concentrazione volumica di una sostanza gassosa.

Il primo modulo ed il secondo modulo misurano la concentrazione di CO e di CO₂ rispettivamente servendosi di un analizzatore ad assorbimento selettivo dell'infrarosso. Il terzo modulo misura la concentrazione di O₂, mediante un analizzatore paramagnetico Oximat. Il quarto modulo, infine, rileva la concentrazione di NO_x (NO e NO₂); la concentrazione del monossido d'azoto viene rilevata in maniera diretta mediante il metodo della chemiluminescenza, mentre quella del biossido d'azoto viene determinata indirettamente, riducendo il biossido a monossido e facendo la differenza con la quantità misurata precedentemente. Per ognuna delle sostanze rilevate, l'analizzatore possiede due o più range di misura:

Tabella 9.5 - Range di misura

Sostanza	Range disponibili			
O ₂	0-5% vol		0-25% vol	
CO ₂	0-3% vol		0-30% vol	
CO	0-100 ppm		0-2000 ppm	
NO _x	0-5 ppm	0-100 ppm	0-1000 ppm	0-5000 ppm

In Tabella 9. 6 viene presentato un confronto fra i dati numerici delle emissioni ed i dati sperimentali. I valori del CO e dell'NO sono riferiti ad una percentuale di ossigeno pari al 3%.

Tabella 9. 6 - Confronto dei valori di emissione

	7.3 kW _{th}		30 kW _{th}	
	Sperimentale	Numerico	Sperimentale	Numerico
O ₂ [% vol]	5.3	4.5	4.3	4.5
CO ₂ [% vol]	8.8	7.4	9.4	7.4
CO [ppm]	1.0	0.3	56.5	0.3
NO _x [ppm]	8.5	0.6	35.0	2.5

Come si può notare dalla precedente tabella si ha un buon accordo fra dati numerici e sperimentali per quanto riguarda la percentuale di O₂ e di CO₂, il quale risultato mette in luce la buona efficienza del codice di calcolo nell'applicare i modelli di combustione.

Il codice però sottostima le emissioni di CO ed NO. Tale risultato è in analogia con gli studi fatti sulle microturbine a gas ed in particolare sulla microturbina Elliott TA 80R (Capitolo 4) i quali avevano evidenziato i problemi del codice nel risolvere l'equazioni delle specie chimiche in esame. Pertanto sarebbe necessario anche in questo caso utilizzare degli schemi di reazione per la formazione di CO ed NO a più step di reazione.

Va infine sottolineato che i valori delle emissioni non sono stati calcolati sull'effettiva superficie di uscita dei gas di scarico, ma sulla superficie di uscita del dominio simulato (superficie all'altezza della piastra forata della caldaia). Tale semplificazione non si ritiene però possa avere un'influenza significativa sui risultati numerici ottenuti.

9.4 CONFRONTO DATI NUMERICI E SPERIMENTALI ENTRO IL LATO ACQUA

Le prove sperimentali hanno permesso di determinare l'andamento della temperatura dell'acqua in funzione della posizione entro il lato acqua.

Come descritto nel Capitolo 8, nelle simulazioni numeriche della caldaia completa non è stata simulata l'intera caldaia ma soltanto la parte superiore rispetto alla piastra forata e quindi è stata simulata soltanto la prima parte dei tubi di scarico. Per quanto riguarda il lato acqua si ha che la sezione di ingresso su cui è stata applicata la condizione al contorno di inlet si ha in corrispondenza della presa di misura sperimentale 7 (si veda la Figura 9. 2). Pertanto il valore di temperatura imposto sulla sezione di ingresso è pari al valore di

temperatura misurato sperimentalmente nella presa di misura numero 7. Tale valore è pari a 40 °C nel caso della simulazione a portata termica massima e 41 °C nel caso della simulazione a portata termica minima.

Sulla superficie di ingresso è stato impostato un valore di portata in massa pari a 0.0560 kg/s nella simulazione a portata termica massima e pari a 0.0153 kg/s in quella a portata termica minima (i valori fanno riferimento alla geometria parziale, ovvero allo spicchio di un sesto della geometria completa).

Il confronto fra i dati numerici e sperimentali è riportato nei grafici di Figura 9. 17.

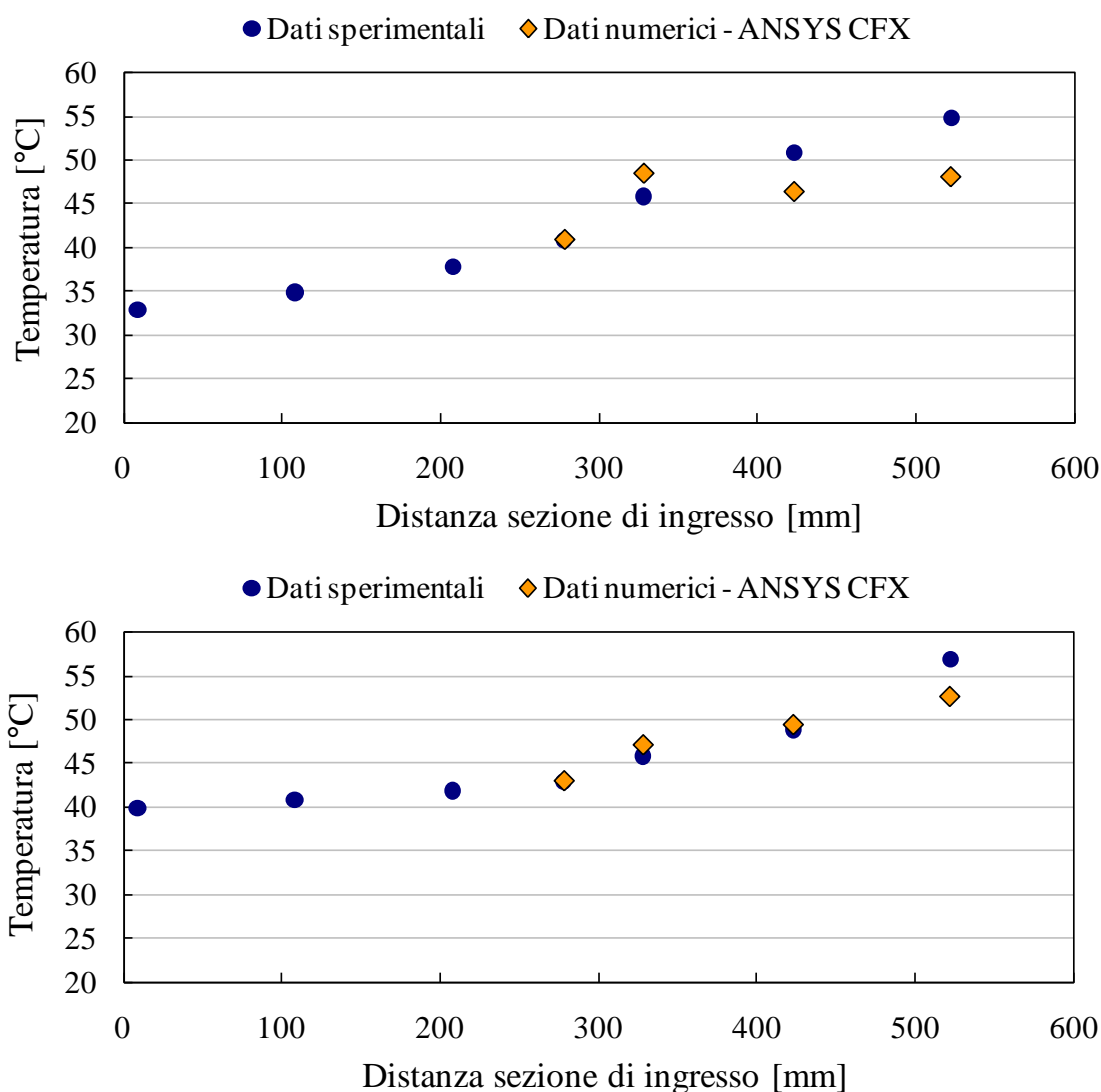


Figura 9. 17 - Andamento della temperatura nelle prese di misura (in alto prova a portata termica massima, in basso a portata termica minima)

Come si può notare dai grafici la sezione di ingresso dell'acqua delle simulazioni numeriche coincide con la presa di misura 7 (quarto dato nei grafici). Si può inoltre notare

che i dati numerici riferiti alle prese di misura 8, 9 e 10 sono leggermente inferiori rispetto a quelli sperimentali, in particolar modo per la simulazione a portata termica massima.

Tale risultato può essere in parte dovuto al fatto che nelle simulazioni numeriche non si ha il corretto trasferimento potenza termica fra il dominio fluido della camera di combustione, il dominio solido della struttura della caldaia ed il dominio fluido dell'acqua.

Inoltre va sottolineato che il valore della portata in massa d'acqua non è stato misurato nelle prove sperimentali qui riportate, ma in precedenti prove sperimentali eseguite nelle medesime condizioni di funzionamento (nelle quali prove non erano state eseguite misure di temperatura in tutte le prese di misura). Pertanto si potrebbe supporre che il valore della portata d'acqua delle prove sperimentali in esame sia leggermente inferiore rispetto a quella considerata e che per questo motivo il salto di temperatura sia superiore. Tale ipotesi è inoltre corroborata dal fatto che nelle prove precedenti (da cui è stato misurata la portata d'acqua) il valore della temperatura dell'acqua in corrispondenza della sezione di mandata è compreso nel range 50-51 °C. Tale valore si avvicina infatti a quello delle analisi CFD.

Nella figura seguente è riportato l'andamento del contour plot della temperatura dell'acqua in un piano radiale della caldaia e nei quattro piani trasversali a in corrispondenza delle prese di misura 7, 8, 9 e 10.

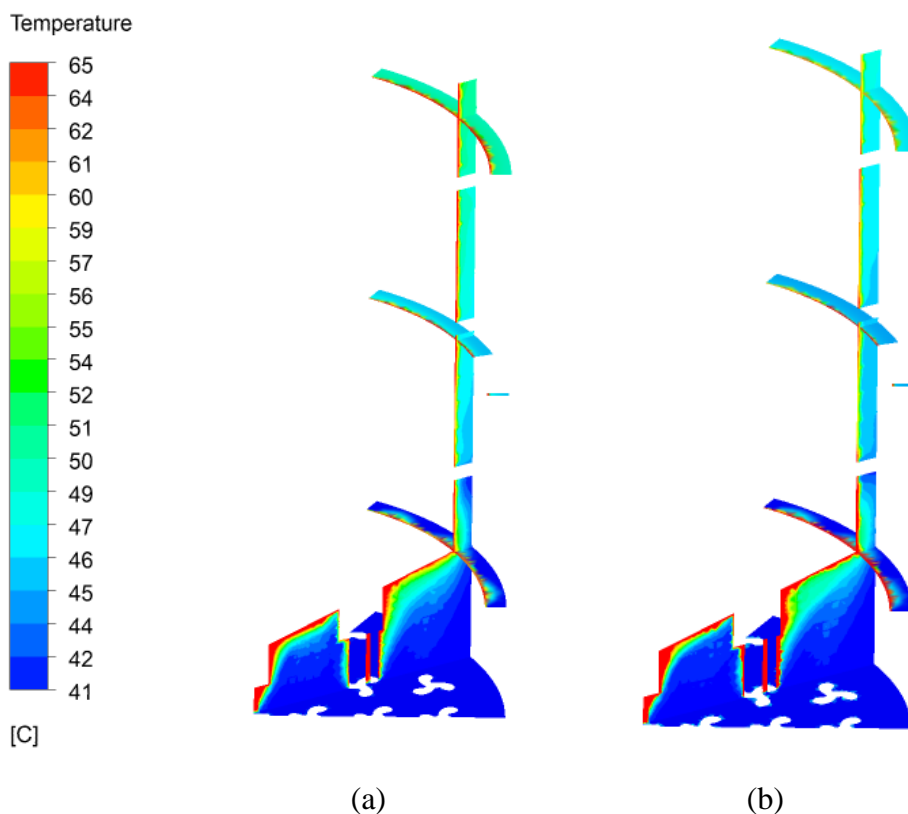


Figura 9. 18 - Contour plot di temperatura: (a) portata termica minima e (b) portata termica massima

Si può quindi concludere che il codice di calcolo ha dimostrato una buona capacità nel risolvere i fenomeni di scambio termico fra la camera di combustione, la struttura della caldaia ed il lato acqua.

9.5 CONFRONTO CON LE MISURE OTTICHE

Poiché il sistema TPV oggetto di studio del presente capitolo è un sistema per la micro-cogenerazione, in ultima analisi viene presentato lo studio condotto al fine di determinare l'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 oggetto di studio.

9.5.1 Prove sperimentali

Le prove sperimentali sono state eseguite sul prototipo strumentato presso i laboratori dell'IMEM CNR di Parma.

Il segnale è stato prelevato mediante una fibra ottica adatta all'infrarosso ed è stato inviato ad un monocromatore con sensore all'infrarosso basato sull'InGaAs.

Gli spettri di emissione sono stati misurati in funzione della potenza termica del bruciatore, variabile da circa 6 kW a 25 kW.

Anche in mancanza di una taratura accurata della funzione di trasferimento del monocromatore, gli spettri di emissione ottenuti sono tuttavia significativi dell'andamento dell'efficienza radiante della caldaia.

I risultati ottenuti sono riportati in Figura 9. 19. Si può notare che la radiazione emessa ha un contributo non trascurabile nel range 1.2 - 2.6 μm ed il picco di emissione si ha in corrispondenza di una lunghezza d'onda leggermente superiore a 2 μm per tutti i cinque casi analizzati.

Si può inoltre osservare che la potenza radiante non è proporzionale alla potenza termica, ma raggiunge un massimo per la potenza di circa 18.5 kW.

Questo dato si può spiegare assumendo che:

- la radiazione provenga principalmente o esclusivamente dalla maglia in FeCrAlloy del bruciatore radiante;
- all'aumentare della potenza una parte maggiore della combustione avvenga fuori

dalla maglia del bruciatore aumentando il trasferimento del calore ai gas della combustione senza aumentare la temperatura della maglia di FeCralloy.

Questo è in accordo con i dati forniti dal costruttore del bruciatore radiante.

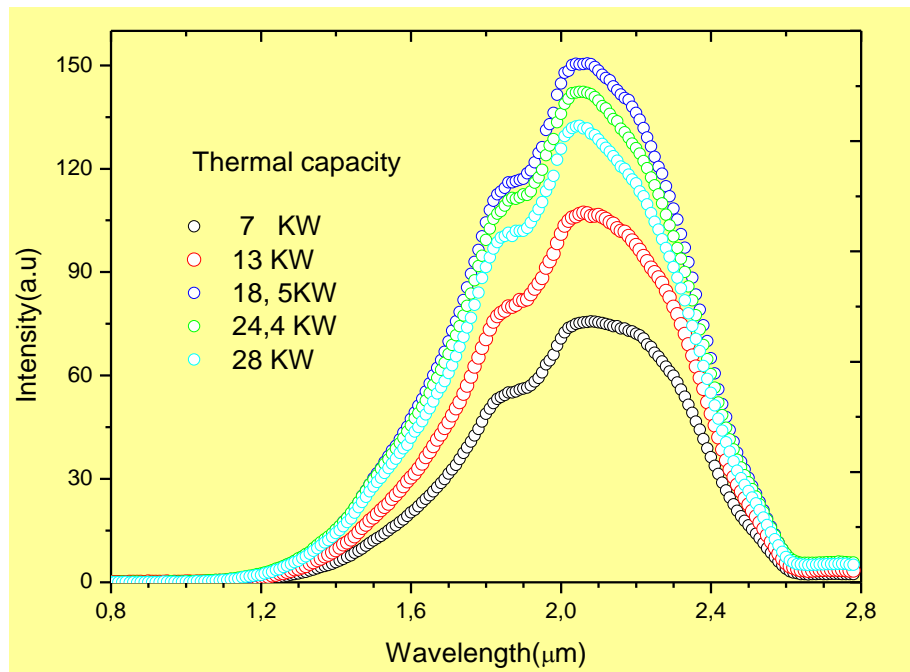


Figura 9. 19 - Spettri di emissione del bruciatore radiante in funzione della potenza termica

9.5.2 Analisi numeriche

Al fine di poter confrontare i risultati numerici con i dati sperimentali sono state impostate delle analisi CFD ad hoc in grado di studiare lo spettro della radiazione emessa.

Lo studio è stato condotto implementando nelle simulazioni numeriche il modello di irraggiamento Discrete Transfer nel dominio fluido ed il modello Monte Carlo nel dominio solido entrambi associati al modello spettrale *Multiband* (i modelli in questione sono descritti nel Capitolo 3). Il modello *Multiband* è infatti l'unico modello che consente di effettuare un'analisi in frequenza della radiazione emessa. Tale modello suddivide lo spettro della radiazione 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.

Al 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. 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 termofotovoltaiche 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-Processing 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 $\text{W}/\text{m}^2 \mu\text{m}$, 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 in funzione della potenza introdotta nella caldaia:

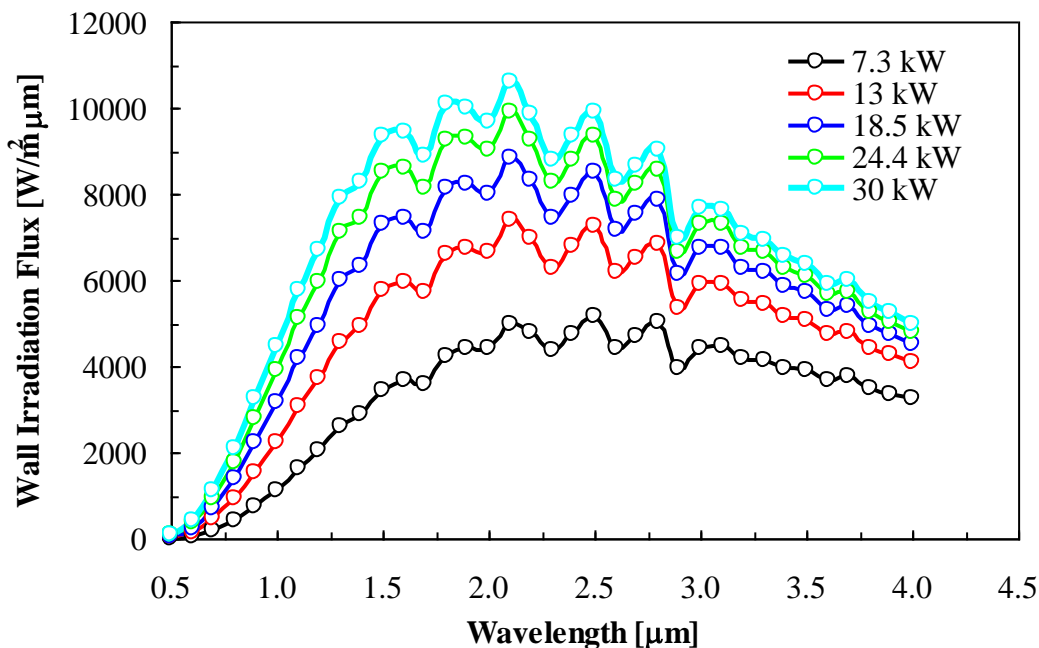


Figura 9. 20 -Spettro della radiazione incidente sulla parete laterale della camera di combustione

A questo punto è possibile procedere al confronto fra i dati sperimentali riportati in Figura 9. 19 e i dati numerici riportati in Figura 9. 20.

In primo luogo si può notare che nel caso delle simulazioni numeriche la radiazione emessa non ha un picco marcato come nel caso dei dati sperimentali. Nel grafico è stato riportato l'andamento nel range 0.5 - 4 μm, ma si ha contributo non trascurabile anche per valori di lunghezza d'onda superiori a 4 μm. Tale risultato non è in accordo con quanto riscontrato dai dati sperimentali, secondo i quali la radiazione viene emessa in un intervallo ristretto di frequenze ed ha contributo pressoché nullo al di fuori di tale intervallo.

Dai dati delle analisi CFD si può riscontrare che si ha un picco in corrispondenza di una lunghezza d'onda leggermente superiore a 2 μm, risultato in questo caso in buona analogia con i dati sperimentali.

La differenza più consistente con i dati sperimentali consiste nel fatto che per le simulazioni numeriche l'energia della radiazione emessa aumenta all'aumentare della potenza termica introdotta con il combustibile, mentre sperimentalmente si è riscontrato che l'energia della radiazione emessa aumenta fino ad un valore di potenza intermedia per poi diminuire. Tale comportamento può essere spiegato dal fatto che l'intensità della radiazione viene calcolata dal codice di calcolo soltanto in funzione della temperatura raggiunta dalla maglia metallica che, come si può vedere dalla tabella Tabella 9. 7, aumenta all'aumentare della potenza termica introdotta. Si può inoltre notare che lo spettro della radiazione

emessa sia tipico di quello di un corpo grigio.

Tabella 9.7 - Valori di temperatura del dominio solido e fluido in prossimità della maglia metallica

<i>Potenza [kW]</i>	<i>7.3</i>	<i>13</i>	<i>18.5</i>	<i>24.4</i>	<i>30</i>
T solido [°C]	610	667	696	705	710
T gas [°C]	1415	1483	1512	1527	1536

Si può inoltre notare che il valore di lunghezza d'onda a cui corrisponde il picco della radiazione diminuisce all'aumentare della temperatura della maglia metallica, comportamento in analogia con quanto definito dalla Legge di Wien.

Il confronto fra dati numerici e sperimentali è stato condotto soltanto dal punto di vista qualitativo in quanto lo strumento di misura utilizzato per le prove sperimentali è in grado di determinare lo spettro della radiazione ma non il suo contributo energetico in termini assoluti. Nel grafico riportato in Figura 9.19 infatti gli andamenti sono indicati secondo un'unità arbitraria.

A livello quantitativo, 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 nel Capitolo 6:

- 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. 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.

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 tabella seguente sono riassunti i risultati ottenuti, risultati cui si prevede tendano anche quelli della simulazione più recente che già muovono in questa direzione come rilevato dall'analisi di file intermedi di back-up ricavati durante lo sviluppo della simulazione stessa.

Tabella 9. 8 -Rendimento elettrico complessivo del sistema TPV

Cella	Range [μm]	η_{CH} %	η_{S} %	η_{VF} %	η_{PV} %	η_{TOT} %
<i>Potenza massima</i>						
InGaAsSb	0.96 ÷ 2.40	15	35	100	22	1.1
GaSb	0.69 ÷ 1.73	15	18	100	29	0.8
Si	0.43 ÷ 1.07	15	3	100	35	0.2
<i>Potenza minima</i>						
InGaAsSb	0.96 ÷ 2.40	36	22	100	22	1.8
GaSb	0.69 ÷ 1.73	36	10	100	29	1.1
Si	0.43 ÷ 1.07	36	1	100	35	0.2

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 inferiore rispetto i valori tipici di applicazioni in cui non viene eseguita una scelta ottimizzata nell'accoppiamento fra emettitore e cella termofotovoltaica (valori superiori al 3%).

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 e che sicuramente possono essere incrementati ottimizzando il sistema. Pertanto analisi più approfondite saranno focalizzate sullo studio delle possibili strategie ingegneristiche che consentiranno di innalzare il valore di tali rendimenti.

Si può infine concludere che il codice di calcolo ed i suoi modelli numerici sono in grado di predire in modo soddisfacente l'intervallo di frequenza in cui si ha il maggior contributo energetico della radiazione. Va però sottolineato che l'andamento della curva di emissione è sensibilmente diversa rispetto a quella ottenuta sperimentalmente in particolar modo perché il contributo della radiazione non è limitato in un intervallo ristretto di frequenze come nel caso dei risultati sperimentali.

A tale risultato possono essere imputabili i valori alquanto bassi dei rendimenti riportati in Tabella 9. 8. Infatti, poiché l'energia complessiva si ripartisce in un maggior intervallo di frequenza, il contributo energetico dell'intervallo di assorbimento delle celle potrebbe essere inferiore rispetto a quello reale.

Al fine quindi di ottenere delle simulazioni numeriche in grado di riprodurre il comportamento fisico dell'emettitore, sarebbe opportuno impostare il valore dell'emissività della maglia metallica non più costante (come è stato fatto nelle analisi CFD qui presentate) ma in funzione della lunghezza d'onda. Pertanto sarebbe necessario determinare

sperimentalmente o da dati di letteratura tale andamento.

9.6 CONCLUSIONI

Nel presente capitolo sono stati illustrati i risultati delle analisi eseguite sui due prototipi strumentati di una caldaia ad uso domestico da utilizzare come sistema termofotovoltaico per la micro-cogenerazione residenziale. I risultati sono stati presentati confrontando i dati delle prove sperimentali eseguite sui due prototipi con i dati delle simulazioni numeriche termofluidodinamiche eseguite con un codice di calcolo commerciale.

Dal confronto eseguito possono essere riassunte le seguenti considerazioni:

- misure di temperatura entro la camera di combustione: il confronto dei risultati ha messo in luce che esiste un buon accordo fra dati numerici e sperimentali dal punto di vista qualitativo. I dati numerici riproducono infatti il trend dei dati sperimentali in tutte e tre le prove di misura. Esiste però una differenza considerevole fra i valori ottenuti, in particolare i dati numerici presentano valori di temperatura fino a 450 °C superiori rispetto ai valori sperimentali. Tale differenza è in parte dovuta agli errori di misura imputabili al fatto che le termocoppie utilizzate per le misure sperimentali non erano provviste di schermatura. Pertanto è stato realizzato un modello di correzione dei dati sperimentali che ha evidenziato un buon accordo fra i dati sperimentali corretti e i dati delle analisi CFD.
- misure di temperatura entro il lato acqua: dal confronto con i dati sperimentali si è visto che i valori numerici di temperatura sono leggermente inferiori a quelli misurati sperimentalmente. Riproducono comunque il trend dei dati sperimentali. Pertanto il codice di calcolo ha dimostrato una buona capacità nel risolvere i fenomeni di scambio termico fra la camera di combustione, la struttura della caldaia ed il lato acqua.
- misure ottiche della radiazione emessa dal bruciatore: il codice di calcolo ed i suoi modelli numerici sono in grado di predire in modo soddisfacente l'intervallo di frequenza in cui si ha il maggior contributo energetico della radiazione emessa. L'andamento della curva di emissione è però sensibilmente diversa rispetto a quella ottenuta sperimentalmente in particolar modo perché il contributo della radiazione non è limitato in un intervallo ristretto di frequenze come nel caso dei risultati sperimentali. Al fine quindi di ottenere delle simulazioni numeriche in grado di riprodurre il comportamento fisico dell'emettitore, sarebbe opportuno impostare il

valore dell'emissività della maglia metallica non più costante, ma in funzione della lunghezza d'onda.

Si può infine concludere che le simulazioni numeriche costituiscono un valido strumento per lo studio delle performance globali di un sistema di questo tipo. Infatti consentono di studiare con un buon grado di accuratezza i profili di temperatura entro la camera di combustione, i fenomeni di scambio termico fra i gas di combustione e l'acqua e lo spettro della radiazione emessa da un punto di vista globale.

Riferimenti bibliografici

- [1] R. Oliani, "Studio analitico e sperimentale di misure di temperatura in caldaie con bruciatori ad irraggiamento", Tesi di Laurea in Ingegneria Meccanica, Università di Ferrara, A.A. 2008-2009.
- [2] Rumminger M. D., Dibble R. W., "Gas temperature above a porous radiant burner: comparison of measurements and model predictions", Twenty-Sixth Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute, 1996/pp. 1755–1762.
- [3] Lyons V. J., Gracia-Salcedo C. M., "Determination of Combustion Gas Temperatures by Infrared Radiometry in Sooting and Nonsooting Flames", NASA Technical Paper 2900 AVSCOM Technical Report 88-C-008, 1989.
- [4] Figliola R. S., Beasley D. E., "Theory and design for mechanical measurement", Third Edition, John Wiley & Sons, Inc, 2000.

CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

Nel lavoro sviluppato sono state analizzate le performance energetico-economiche di differenti tipologie di sistemi energetici da utilizzare nella piccola e micro-cogenerazione distribuita. Le analisi sono state condotte al fine di valutare l'influenza del tipo di combustibile di alimentazione e delle condizioni operative sulle prestazioni dei sistemi energetici oggetto di studio.

In particolare l'analisi ha considerato lo studio di sistemi energetici tradizionali (microturbine a gas e motori a combustione interna) e sistemi energetici innovativi (sistemi termofotovoltaici).

Sistemi energetici tradizionali.

Nella presente fase sono state analizzate le prestazioni di sistemi energetici quali motori a combustione interna e microturbine a gas. Tali sistemi hanno visto negli ultimi anni un crescente utilizzo nell'ambito della piccola cogenerazione domestica e residenziale e possono essere quindi considerati come una tecnologia consolidata. Per tale motivo si è ritenuto particolarmente interessante condurre un'analisi focalizzata sull'utilizzo di diversi combustibili, sia di tipo tradizionale sia derivanti da biomasse.

Modello zero-dimensionale. In prima analisi è stato descritto il modello sviluppato in ambiente MatLab realizzato allo scopo di analizzare dal punto di vista energetico ed economico le performance di un sistema integrato che comprende l'intera filiera biomassa-energia (Capitolo 2).

In particolare, il modello è stato applicato al caso di un impianto per la produzione di energia utilizzando biogas prodotto mediante un processo di digestione anaerobica. L'impianto è stato valutato sia dal punto di vista energetico sia economico. L'analisi ha comparato i risultati di differenti scenari per fissata tipologia di biomassa (insilato di mais),

differente quantità di biomassa annuale e diversi sistemi energetici (microturbine a gas e motori a combustione interna). I risultati sono stati presentati in termini di energia elettrica producibile e di performance economica secondo gli indici economici classici. I principali risultati riscontrati possono essere così riassunti: (i) i due sistemi energetici considerati (MTG e MCI) sono comparabili in termini di energia producibile; (ii) per ciascuno scenario può essere individuato un valore di superficie minima coltivata che rende redditizio l'investimento. Un aumento di tale superficie fino ad un valore massimo vincolato allo sfruttamento locale della biomassa consente quindi di incrementare la redditività dell'investimento stesso; (iii) le MTG consentono di ottenere un maggior guadagno rispetto ai MCI soprattutto a causa della necessità dell'utilizzo di uno scrubber per questi ultimi sistemi energetici; (iv) il recupero di calore dai gas esausti per l'approvvigionamento di energia termica necessaria al mantenimento della temperatura entro i digestori è sempre preferibile alla produzione di calore mediante una caldaia dedicata alimentata con una parte del biogas prodotta dall'impianto stesso; (v) le tasse rappresentano di gran lunga la voce di costo più consistente, mentre il costo del sistema di digestione, del sistema energetico e i costi di manutenzione rappresentano il 5 – 10 % dei costi totali. Il costo della biomassa risulta invece pari al 3 - 5 % dei costi totali; (vi) le MTG sono meno sensibili al prezzo d'acquisto della biomassa e al prezzo di vendita dell'energia elettrica e quindi tali sistemi energetici risultano essere più flessibili rispetto alle variazioni del mercato.

Infine è importante sottolineare che i risultati delle simulazioni sono relative alle condizioni al contorno assunte e alle ipotesi semplificative considerate. Tuttavia i dati sono stati scelti in base ai valori di mercato presente e quindi costituiscono un'importante criterio di valutazione per impianti di questo tipo.

Modelli tri-dimensionali. Come seconda analisi è stato descritto un modello per l'analisi numerica tridimensionale del fenomeno di combustione entro camere di combustione di due diverse microturbine a gas di potenza elettrica inferiore a 100 kW_{el}.

Combustore della microturbina Elliott TA 80R (Capitolo 4). Lo studio del caso di alimentazione a metano è stato condotto effettuando due tipologie di simulazione: una stazionaria, caratterizzata dalla risoluzione delle equazioni RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) e una simulazione di tipo non-stazionario, basata dalla risoluzione delle equazioni URANS (Unsteady RANS). Si disponeva inoltre di risultati sperimentali

provenienti da una campagna di misura eseguita presso l'Università di Perugia, dove la microturbina è installata a banco prova. Oltre alla simulazione del caso a pieno carico, si sono eseguite anche altre simulazioni relative al funzionamento a carico parziale in modo da riprodurre l'andamento delle temperature in uscita, delle emissioni inquinanti di CO ed NO_x e dell'anidride carbonica e dell'ossigeno presente nei fumi al variare del carico a cui lavora la macchina. Dal confronto tra i risultati sperimentali e quelli numerici si vede una discordanza più o meno marcata tra i singoli valori, mentre il trend è correttamente predetto dalla simulazione numerica. La concordanza migliore si ottiene per il caso dell'anidride carbonica emessa e dell'ossigeno, per le quali specie chimiche si ottengono valori numerici praticamente coincidenti a quelli sperimentali, dimostrando che il bilancio termico globale è soddisfatto.

Per le simulazioni relative al funzionamento a carico parziale è stato utilizzato il modello di scambio termico coniugato fluido/solido, che permette di simulare lo scambio termico tra il dominio fluido e le pareti solide del combustore. Dalla simulazione con lo scambio termico attivato si ha l'ulteriore conferma che le temperature di parete, stimate tramite un software di simulazione di ciclo termodinamico e impostate nelle altre simulazioni, sono corrette: le temperature medie sulle pareti della zona ricca e della zona della combustione magra ottenute attraverso la simulazione corrispondono a quelle stimate.

Per quanto riguarda il caso di funzionamento con alimentazione a syngas è stata effettuata una sola simulazione in condizioni di funzionamento a pieno carico della stessa geometria alla quale si apportano solo piccole modifiche, quali l'aumento della sezione dell'iniettore del combustibile, a fronte della maggiore portata da introdurre essendo il syngas un combustibile a basso potere calorifico, e dell'area complessiva dei fori di diluizione. Dall'analisi della simulazione e dal confronto con la corrispondente effettuata per l'alimentazione a metano, si può concludere che la simulazione è stata impostata correttamente e fornisce risultati in linea con i fenomeni fisici reali: si verifica infatti la riduzione della temperatura sia nella zona della combustione primaria sia della temperatura in ingresso turbina (TIT), la riduzione delle emissioni di NO_x e CO, grazie al basso potere calorifico del syngas e dal suo basso contenuto di metano.

Combustore della microturbina Turbec T100 (Capitolo 5). In questo caso le analisi sono state condotte solo per il caso di funzionamento a pieno carico. Dopo aver eseguito un'analisi di sensibilità alla griglia di calcolo (relativa sia a griglie di tipo tetraedrico sia di tipo ibrido tetraedrico/esaedrico) sono state condotte delle analisi al variare delle condizioni

di funzionamento nel caso di alimentazione a metano. In particolare è stata valutata l'influenza della variazione della portata in massa d'aria che arriva dal recuperatore e la ripartizione del combustibile fra le due linee di alimentazione del combustibile.

Per quanto riguarda il primo punto si è visto che l'incremento della portata d'aria determina una diluizione dei gas caldi e quindi una diminuzione della temperatura di fiamma. Inoltre al variare della portata d'aria il profilo di temperatura subisce delle modifiche dal punto di vista quantitativo e non qualitativo: infatti si ha una variazione dei valori di temperatura massima ma non nella loro distribuzione spaziale entro il combustore. I valori di temperatura massima sono quindi in tutti i casi localizzati all'uscita della linea pilot.

Per quanto riguarda il secondo punto si è potuto constatare che la variazione della ripartizione del combustibile determina delle variazioni significative nella distribuzione di temperatura in particolare in corrispondenza della zona centrale ("bicchierino"). In particolare all'aumentare della percentuale di combustibile che va alla linea pilot si ha una diminuzione del valore di temperatura in corrispondenza del bicchierino ed uno spostamento della zona in cui si hanno i valori massimi di temperatura in direzione assiale. Tale risultato evidenzia come la variazione della ripartizione del combustibile fra le due linee consente di modificare notevolmente le caratteristiche della fiamma nella zona del bicchierino e quindi di distaccare la fiamma dalle pareti del bicchierino. Si è inoltre visto che al di fuori dal bicchierino la morfologia della fiamma non subisce variazioni: in tutti i casi è presente una biforcazione della fiamma dovuta alla presenza dei due vortici nella zona centrale della camera di combustione simmetrici rispetto all'asse del combustore stesso.

Sono state infine condotte delle analisi preliminari sul combustore alimentato da un gas di sintesi ottenuto mediante un processo di pirolisi. Dalle prime analisi si è potuto constatare che per questa particolare geometria la variazione della composizione del combustibile, ed in particolare l'aggiunta di idrogeno, determina dei problemi relativi all'applicazione dei modelli validati per i combustibili tradizionali.

Sistemi energetici innovativi.

Lo studio dei sistemi energetici innovativi si è focalizzato sull'analisi di sistemi termofotovoltaici (Capitolo 7). Tale studio è stato condotto in primo luogo attraverso la definizione di diversi scenari di analisi finalizzati allo studio della performance energetico-economica di tali sistemi sia sulla base dei costi e dei valori di efficienza attuali sia sui

costi e i valori di efficienza relativi ad un futuro consolidamento di tale tecnologia. Gli scenari sono stati realizzati allo scopo di valutare la convenienza economica di tale tecnologia sia allo stato attuale, considerando i costi ed i rendimenti riferiti al periodo presente, sia in uno scenario futuro in cui la tecnologia sarà maggiormente consolidata. In particolare sono stati analizzati due differenti scenari: (i) Sistema TPV per applicazione domestica con solo riscaldamento invernale. Nell'ambito del presente scenario sono stati analizzati differenti casi a seconda che l'energia elettrica fosse autoconsumata dall'utenza o accumulata in batterie. Nel caso di autoconsumo dell'energia elettrica prodotta è stata condotta un'analisi parametrica finalizzata all'analisi termo-economica dell'impianto al variare dei seguenti parametri: il tempo di ritorno dell'investimento, il rendimento complessivo del sistema TPV, il costo specifico dell'energia elettrica, il fabbisogno termico annuale dell'utenza domestica e il costo specifico della tecnologia TPV. Dall'analisi condotta è emerso che allo stato attuale (considerando i valori di rendimento e di costo attuale) la tecnologia TPV non consente di ottenere un tempo di rientro dell'investimento che giustifichi l'utilizzo di tale tecnologia dal punto di vista economico, pur essendo conveniente dal punto di vista energetico (il valore del PES è superiore al 6 %). Il modello realizzato mette però in luce come tale tecnologia diventi conveniente qualora essa divenga maggiormente consolidata: valori inferiori del costo della tecnologia unitamente ad incrementi del valore di rendimento consentono infatti di avere un tempo di rientro inferiore a 8-10 anni; (ii) Sistema TPV per applicazione domestica con riscaldamento invernale e condizionamento estivo. In questo caso si considera che la caldaia venga utilizzata non solo per fornire la potenza termica necessaria al riscaldamento invernale ma anche come sorgente termica di un ciclo ad assorbimento per il condizionamento estivo. Le analisi del Primary Energy Saving hanno messo in luce che l'utilizzo di un frigorifero ad assorbimento alimentato da una caldaia ha un notevole svantaggio dal punto di vista energetico rispetto all'utilizzo di una tecnologia per il solo condizionamento, caratterizzata da un valore superiore del rendimento. Si può infine concludere che è stato realizzato uno strumento utile al fine di analizzare la convenienza di un sistema TPV applicandola a diversi scenari di analisi e lay-out

Inoltre è stata presentata l'analisi termofluidodinamica di una caldaia ad irraggiamento di potenza termica nominale massima pari a 30 kW_{th} (Capitolo 8). La caldaia in esame è stata utilizzata come prototipo di sistema termofotovoltaico per la cogenerazione domestica. Al fine di comprendere il funzionamento della caldaia sono state realizzate delle

simulazioni con il codice di calcolo ANSYS CFX riguardanti: (i) la sola camera di combustione, (ii) il solo lato acqua e (iii) la caldaia complessiva. Le simulazioni numeriche hanno messo in luce l'elevata complessità delle simulazioni numeriche sia a causa della complessità della geometria in esame sia a causa della contemporanea implementazione dei modelli numerici (modelli di turbolenza, di combustione, di irraggiamento, di scambio termico coniugato fra domini fluidi e solidi, ecc...). I risultati ottenuti hanno però dimostrato la buona capacità del codice di calcolo utilizzato nel risolvere problemi caratterizzati da un'elevata complessità. Si è inoltre potuto concludere che le semplificazioni geometriche e le ipotesi utilizzate per lo studio del problema sono stati utili al fine di raggiungere un buon livello di convergenza numerica senza affliggere l'accuratezza dei risultati ottenuti. Pertanto si può concludere che è stato possibile validare il modello tri-dimensionale realizzato al fine di poter eseguire ulteriori analisi al variare delle condizioni operative.

In ultima analisi sono stati illustrati i risultati delle analisi eseguite sui due prototipi strumentati della caldaia oggetto di studio (Capitolo 9). I risultati sono stati presentati confrontando i dati delle prove sperimentali eseguite sui due prototipi con i dati delle simulazioni numeriche termofluidodinamiche eseguite con un codice di calcolo commerciale.

Dal confronto eseguito possono essere riassunte le seguenti considerazioni:

- misure di temperatura entro la camera di combustione: il confronto dei risultati ha messo in luce che esiste un buon accordo fra dati numerici e sperimentali dal punto di vista qualitativo. I dati numerici riproducono infatti il trend dei dati sperimentali in tutte e tre le prese di misura. Esiste però una differenza considerevole fra i valori ottenuti, in particolare i dati numerici presentano valori di temperatura fino a 450 °C superiori rispetto ai valori sperimentali. Tale differenza è in parte dovuta agli errori di misura imputabili al fatto che le termocoppie utilizzate per le misure sperimentali non erano provviste di schermatura. Pertanto è stato realizzato un modello di correzione dei dati sperimentali che ha evidenziato un buon accordo fra i dati sperimentali corretti e i dati delle analisi CFD.
- misure di temperatura entro il lato acqua: dal confronto con i dati sperimentali si è visto che i valori numerici di temperatura sono leggermente inferiori a quelli misurati sperimentalmente. Riproducono comunque il trend dei dati sperimentali. Pertanto il codice di calcolo ha dimostrato una buona capacità nel risolvere i fenomeni di

scambio termico fra la camera di combustione, la struttura della caldaia ed il lato acqua.

- radiazione emessa dal bruciatore: il codice di calcolo ed i suoi modelli numerici sono in grado di predire in modo soddisfacente l'intervallo di frequenza in cui si ha il maggior contributo energetico della radiazione emessa. L'andamento della curva di emissione è però sensibilmente diversa rispetto a quella ottenuta sperimentalmente, in particolar modo perché il contributo della radiazione non è limitato in un intervallo ristretto di frequenze come nel caso dei risultati sperimentali. Al fine quindi di ottenere delle simulazioni numeriche in grado di riprodurre il comportamento fisico dell'emettitore, sarebbe opportuno impostare il valore dell'emissività della maglia metallica non più costante, ma in funzione della lunghezza d'onda.

Si può infine concludere che le simulazioni numeriche costituiscono un valido strumento per lo studio delle performance globali di un sistema di questo tipo. Infatti consentono di studiare con un buon grado di accuratezza i profili di temperatura entro la camera di combustione, i fenomeni di scambio termico fra i gas di combustione e l'acqua e lo spettro della radiazione emessa da un punto di vista globale.

Per quanto riguarda gli sviluppi futuri del lavoro qui presentato si sottolinea la possibilità di applicare il modello zero-dimensionale a differenti tipologie di filiere biomassa-energia al fine di eseguire in confronto fra diverse tipologie di biomasse, processi di trasformazione e sistemi energetici. La struttura modulare del modello consente infatti di poter eseguire dei confronti per quanto riguarda l'efficienza e la convenienza economica di diversi layout impiantistici.

Per quanto concerne i modelli tri-dimensionali applicati ai combustori delle microturbine a gas sarà possibile eseguire analisi più accurate del fenomeno di combustione applicando modelli di cinetica chimica studiati ad hoc per combustibili tipo syngas/pirogas. Inoltre, poichè l'utilizzo di combustibili di natura e composizione diverse dal gas naturale comporta delle significative variazioni delle condizioni operative dei combustori, sarà possibile applicare il modello realizzato a simulazioni numeriche non stazionarie in grado di studiare le principali problematiche di combustione associate ai combustibili a basso potere calorifico e a miscele metano-idrogeno quali blowout, flashback, instabilità della combustione e autoignizione

Infine, per quanto riguarda il sistema TPV applicato ad una caldaia domestica è

possibile raffinare il modello realizzato simulando il funzionamento delle celle termofotovoltaiche posizionate sulla superficie laterale del combustore della caldaia. A tale fine si rende necessario simulare in modo più accurato lo spettro di emissione dell'emettitore (impostando un'opportuna funzione che definisca l'emissività della maglia metallica in funzione della lunghezza d'onda della radiazione) e costruire un sistema in grado di calcolare l'efficienza delle celle TPV in funzione dello spettro della radiazione ricevuta. Tale sistema prevede inoltre la simulazione del sistema di raffreddamento delle celle mediante una superficie alettata lambita dall'acqua della caldaia.