



Ricerca di Sistema elettrico

Simulazioni Numeriche di un Combustore Dual-Fuel di in una Micro-Turbina nella Fase di Switch da Gas Naturale a Syngas

A. Bo, E. Giacomazzi, G. Messina, A. Di Nardo

SIMULAZIONI NUMERICHE DI UN COMBUSTORE DI UNA MICRO-TURBINA NELLA FASE DI SWITCH DA GAS NATURALE A SYNGAS

A. Bo (Tesiista presso ENEA dell'Univ. Roma TRE),

E. Giacomazzi, G. Messina, A. Di Nardo (ENEA)

Settembre 2017

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2016

Area: Generazione di energia con basse emissioni di carbonio

Progetto: Polo Tecnologico del SULCIS: Tecnologie e Metodologie "Low Carbon" e Edifici a Energia Quasi Zero (nZEB)

Obiettivo: Parte A - a.3 - Studi numerici e sperimentazione di "fuel flexibility"

Task a.3.2 - Simulazioni numeriche per il passaggio da gas naturale a syngas sulla T-100 di Zecomix

Responsabile del Progetto: Franca Rita Picchia, ENEA

Indice

Sommario	4
1 Introduzione	5
2 Il combustore Dual Fuel	5
3 Selezione del syngas	6
4 Switch da gas naturale a syngas	8
5 Modello della procedura di switch	9
6 Evoluzione del rapporto di equivalenza	13
7 Evoluzione del rapporto Aria/Combustibile stechiometrico	13
8 Evoluzione del rapporto Aria/Combustibile della zona primaria	14
9 Evoluzione della velocità di fiamma	15
10 SET-UP delle simulazioni numeriche	16
11 Risultati delle simulazioni non-reattive	17
12 Risultati delle simulazioni reattive	18
13 Risultati delle simulazioni reattive di switch	19
14 Distribuzione di temperatura nel liner	22
15 Emissioni di NOx	24
16 Regime di combustione	24
17 Conclusioni	26
Riferimenti bibliografici	27

Sommario

Il presente rapporto è rivolto allo studio numerico di una procedura di switch da alimentazione a gas naturale ad alimentazione a syngas, relativamente ad un combustore Dual Fuel di una microturbina a gas Turbec T100 P MGT. In una prima fase dello studio, attraverso un'analisi di sensitività, è stato possibile individuare una composizione per il syngas che soddisfa le specifiche del sistema di alimentazione e che consente di confrontare il comportamento del combustore quando è alimentato da combustibili con caratteristiche molto diverse. In una seconda fase, attraverso simulazioni CFD RANS, è stato possibile studiare la termo-fluidodinamica, le distribuzioni di temperatura, le emissioni di NOx ed il regime di combustione. Si è potuto constatare la necessità di spillare aria subito dopo il compressore, nel caso di alimentazione a solo metano e come l'inizio della procedura di switch risulti essere la fase più critica, a causa del più basso rapporto di equivalenza nella zona primaria.

1 Introduzione

Nei prossimi 30 anni è prevista una massiccia integrazione nella rete elettrica di sistemi basati su energie rinnovabili non programmabili. Poiché tali sistemi, quali il solare e l'eolico, producono potenza sia in maniera intermittente che fluttuante nel tempo, diviene necessario accumulare energia quando la sua conversione avviene in eccesso. Visto che ciò richiede sistemi di accumulo stagionali su larga scala, può essere utile ricorrere all'accumulo chimico secondo il concetto del *power-to-gas*. In tale ottica l'energia elettrica convertita in eccesso verrebbe sfruttata per produrre idrogeno e/o syngas sia da usare direttamente *in situ* che da reiniettare nella rete del gas naturale [1]. Tale contesto richiederà turbine a gas ad elevata flessibilità nella combustione, capaci cioè di bruciare sia combustibili di varia natura che combustibili con una composizione variabile nel tempo. Il presente lavoro si focalizza sulla procedura di passaggio dall'alimentazione a gas naturale verso quella a syngas in un combustore Dual Fuel, sviluppato da Ansaldo, per microturbina a gas. Tale camera di combustione sarà installata nella microturbina a gas Turbec T100 P.

La procedura di passaggio è stata descritta e modellata. Un'analisi di sensibilità è stata condotta su varie classi di syngas per selezionare quella più adeguata a soddisfare i vincoli imposti dal sistema di alimentazione del syngas. Per quello che concerne altri parametri legati al processo di combustione quali il rapporto di equivalenza nella zona primaria e la velocità della fiamma, è stata determinata la loro evoluzione temporale durante la procedura di passaggio.

Il syngas scelto è, in volume, ricco sia di idrogeno che di anidride carbonica mentre modesto è il contenuto di metano. La sua composizione, benché non riproducibile con tecniche tradizionali, mira a fornire indicazioni sul differente comportamento del combustore quando alimentato con combustibili di natura fortemente differente tra loro.

Per lo scopo sono state condotte una serie di simulazioni RANS sul modello tridimensionale e in scala reale della camera di combustione. Sono state valutate in particolare la termo-fluidodinamica presente all'interno della sua cassa, lo scambio termico attraverso le pareti del liner e le emissioni di NOx. La possibilità di operare in modalità DLN (Dry Low NOx) è stata registrata durante la combustione del syngas mentre emissioni di NOx superiori sono state raggiunte nella combustione a solo gas naturale. I risultati delle simulazioni hanno permesso inoltre di stimare i regimi di combustione all'interno del combustore Dual Fuel.

2 Il combustore Dual Fuel

Questo rapporto tratta lo studio della sezione combustore della micro turbina Turbec T100, che è un sistema modulare a recupero e può funzionare sia in modalità di sola generazione elettrica (T100 P) che in cogenerazione (T100 PH). Il compressore e la turbina sono entrambi radiali a stadio singolo e calettati sullo stesso albero. La camera di combustione è del tipo *single can* a flusso inverso ed opera in modalità premiscelata magra. È provvista inoltre di una linea di alimentazione pilota ed una principale. Il sistema Turbec T100 P MGT è stato progettato per funzionare a solo gas naturale.

Il funzionamento in modalità Dual Fuel è possibile grazie al prototipo sviluppato da Ansaldo, denominato ARI 100 T2, e riportato in figura 1. Il combustore è stato sviluppato per bruciare syngas ricchi di idrogeno, come combustibile principale e gas naturale come combustibile secondario. Per ragioni di sicurezza l'avviamento della macchina avviene con solo gas naturale. L'aria entra nel combustore in controcorrente rispetto ai prodotti caldi ed entra in camera di combustione sia attraverso piccoli fori ricavati nel liner, con la funzione di film cooling, sia attraverso fori più grandi ricavati nella parte terminale della camera, con la funzione di raffreddare i prodotti della combustione prima di entrare in turbina. La testa del combustore ospita gli ugelli del combustibile ed i canali attraverso i quali fluisce una parte dell'aria, che è direttamente introdotta nella zona primaria. Possiamo quindi identificare due parti principali: una primaria premiscelata ed una pilota diffusiva. La sezione primaria premiscelata è provvista di uno swirler radiale e degli ugelli del combustibile. Sono presenti inoltre due serie di ugelli, una per il gas naturale ed una per il syngas. La sezione diffusiva si compone invece di 6 cannule per l'immissione del combustibile, di un flame holder, dei

fori di immissione dell'aria e del sistema di ignizione. Essendo il combustore Dual Fuel provvisto di ugelli sia per il gas naturale che per il syngas, necessita di un sistema di alimentazione per il syngas appositamente progettato, da aggiungere a quello per il gas naturale. Un sistema di condizionamento esterno (ECS) è stato quindi installato tra il PLC della macchina ed i due sistemi di alimentazione in modo che la macchina stessa possa funzionare in modalità Dual Fuel.

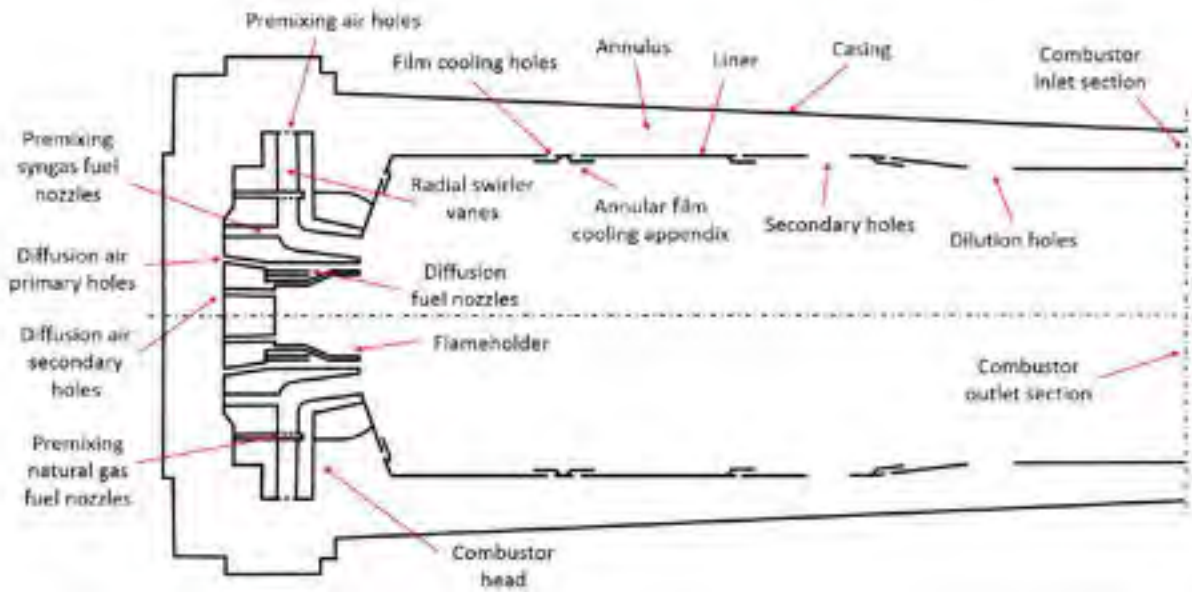


Figura 1. Schema del combustore dell'ARI 100 T2.

Per quanto riguarda la durata della procedura di switch, è richiesto che essa sia sufficientemente lunga tale da non provocare brusche variazioni nelle condizioni operative della macchina che potrebbero portare all'instabilità operativa del sistema. Test preliminari condotti dall'ENEA su una macchina modificata Turbec T100 P MGT, provvista di due sistemi identici di alimentazione del gas naturale, hanno mostrato che un intervallo di switch di 300 secondi è sufficiente ad evitare condizioni di instabilità del sistema di controllo. È difficile invece valutare l'influenza dell'intervallo di switch sulla stabilità della combustione, siccome ci si aspetta sia fortemente dipendente sia delle caratteristiche del sistema di alimentazione del syngas, che dalla composizione dello stesso.

In presenza di disturbi esterni il sistema di controllo della macchina interviene sui segnali inviati alle valvole del combustibile in modo da mantenere costante la potenza elettrica prodotta. Test condotti dall'ENEA sulla Turbec T100 P MGT originale, hanno mostrato la tendenza del sistema di controllo ad intervenire esclusivamente sul segnale della valvola principale, allorché il carico è compreso tra 50 ed il 100%. Pertanto, in queste condizioni, il segnale inviato alla valvola del pilota è pressoché insensibile alle variazioni di carico in tale intervallo. In aggiunta è stato possibile constatare come la portata di combustibile al pilota sia abbastanza costante e approssimativamente pari a 0.4 g/s.

3 Selezione del syngas

Allo scopo di valutare le caratteristiche della procedura di switch da gas naturale a syngas, è innanzitutto necessario individuarne una composizione idonea.

Uno dei vincoli che è necessario soddisfare quando si brucia un qualsiasi combustibile all'interno della camera di combustione di una turbina è che l'indice di Wobbe si mantenga all'interno di un intervallo operativo consentito dal sistema di alimentazione [2]. Questo vincolo può quindi essere utilizzato per la scelta della composizione del syngas più adatta.

L'indice di Wobbe è definito come il rapporto tra il potere calorifico del combustibile e la radice quadrata della sua gravità specifica, entrambi valutati in condizioni standard. La gravità specifica è il rapporto tra la densità del combustibile e quella dell'aria. A seconda che si utilizzi il potere calorifico inferiore o superiore del combustibile, si parla di indice di Wobbe inferiore o superiore, rispettivamente. Se la temperatura di immissione differisce da quella di riferimento, allora l'indice va corretto in modo da tener conto della proporzionalità inversa esistente, per un gas a pressione costante, tra le densità a la temperatura. Quindi l'indice di Wobbe in questo caso deve essere moltiplicato per la radice del rapporto tra la temperatura di riferimento e quella effettiva [3].

Se due o più combustibili gassosi sono inviati alla stessa pressione attraverso un dato sistema di alimentazione ed hanno lo stesso indice di Wobbe, allora anche la potenza termochimica introdotta in camera di combustione rimane inalterata. Ciascun sistema di alimentazione del combustibile è progettato per operare in uno specifico range di indice di Wobbe. L'intervallo di accettabilità dell'indice di Wobbe dipende sia dall'architettura del sistema di alimentazione che dalla tecnologia nella camera di combustione [4]. Nei sistemi in commercio è facile incontrare intervalli che vanno da circa più o meno il 30% a più o meno il 5%, rispetto all'indice di Wobbe nominale. L'introduzione di combustibile caratterizzato da un indice di Wobbe troppo alto in un sistema di alimentazione invece progettato per un indice di Wobbe basso, o viceversa, può alterare in maniera significativa le velocità di iniezione, la penetrazione del getto di combustibile e la potenza termochimica immessa, portando così ad instabilità di combustione. In questi casi sono necessari importanti modifiche ai componenti della macchina, che possono per esempio riguardare il sistema di alimentazione del combustibile, l'adozione di sistemi di alimentazione multipli o la completa riprogettazione della camera di combustione.

Sebbene l'indice di Wobbe rivesta una grande importanza nella progettazione delle turbine a gas e sia comunemente monitorato dalla logica di controllo, ormai è universalmente accettato che abbia effetti solo marginali sulla dinamica di combustione: infatti combustibili caratterizzati dallo stesso indice di Wobbe possono avere dinamiche di combustione completamente differenti.

Essendo il sistema di alimentazione del gas naturale disponibile in commercio per la Turbec T100 P MGT, l'indice di Wobbe nominale ed i suoi valori limite sono stati estrapolati dalle specifiche tecniche. In particolare indice di Wobbe inferiore per il sistema di alimentazione a gas naturale è pari a $WI_{i,NG}=48.80\text{MJ/Nm}^3$. Non è necessaria una correzione in temperatura in questo caso, siccome il combustibile introdotto in camera di combustione è a temperatura ambiente. La variazione dell'indice di Wobbe rispetto al suo valore nominale è invece pari al più o meno il 12%.

La caratterizzazione del sistema di alimentazione del syngas, che invece non è commercialmente disponibile per la Turbec T100 P MGT, richiede la conoscenza della composizione nominale del syngas del combustore Dual Fuel. Tale composizione è la seguente: 46.5% H_2 , 11.5% CO_2 , 2.5% CH_4 and 39.5% H_2O . Tale miscela è introdotta in camera di combustione a 15°C . Pertanto l'indice inferiore di Wobbe corretto che caratterizza il sistema di alimentazione del syngas è pari a $WI_{i,SYN}^T=7.25\text{ MJ/Nm}^3$. La sua variazione si assume pari a più o meno il 15% rispetto al valore nominale. In definitiva la composizione del syngas scelto deve essere caratterizzata da un indice inferiore di $7.25\pm 15\%\text{MJ/Nm}^3$.

Questo risultato mostra l'impossibilità di alimentare il syngas attraverso il sistema di alimentazione del gas naturale. Pertanto sono necessarie sostanziali modifiche sia al sistema di alimentazione che a quello di controllo.

Al fine di effettuare una scelta critica della composizione del syngas, ne sono state definite 16 classi. Per ognuna delle classi sono state valutate le seguenti grandezze:

- L'indice di Wobbe inferiore in condizioni standard.
- La composizione del syngas che minimizza la variazione dell'indice inferiore di Wobbe rispetto al valore nominale per il sistema di alimentazione.
- Il valore assoluto della variazione dell'indice inferiore di Wobbe rispetto al valore nominale.
- La portata normale di syngas richiesta per un input termico di 333 kW. Assumendo un'efficienza del 30%, questo valore corrisponde ad una potenza elettrica di 100 kW.

Queste quantità sono state valutate variando la frazione volumetrica dell'idrogeno nelle classi dalla 1 alla 12 e variando la frazione volumetrica di CH_4 , CO , CO_2 and N_2 , per le classi dalla 13 alla 16. Al fine di evitare

soluzioni simili tra le classi che differiscono per una sola specie, sono stati fissati dei vincoli per le specie non variabili in ciascuna classe: nessuna limitazione per le miscele binarie dalla 1 alla 4, frazione volumetrica minima pari al 5% per le miscele ternarie dalla 5 alla 9, frazione volumetrica minima pari al 2% per le miscele quaternarie e quinarie dalla 10 alla 16. Tutte le composizioni di syngas sono state considerate a temperatura ambiente, per cui non necessitano di correzione in temperatura dell'indice di Wobbe.

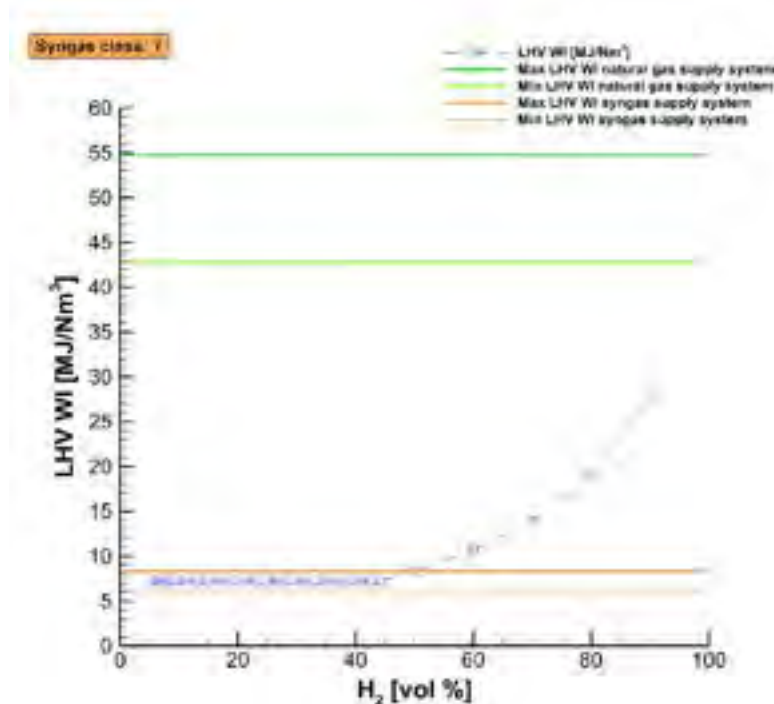


Figura 2. Syngas classe 7. Indice inferiore di Wobbe standard.

La composizione scelta per il funzionamento in modalità Dual Fuel appartiene alla classe 7 e le sue caratteristiche sono riportate in tabella 1 e nelle figure 2, 3 e 4. Tale scelta è stata effettuata con l'obiettivo di valutare il comportamento del combustore Dual Fuel con un combustibile ricco di idrogeno e privo di diluizione con vapor d'acqua. La presenza contemporanea di metano e anidride carbonica aiuta a mantenere la velocità laminare di fiamma a valori vicini a quella di puro metano. In questo modo ci si aspetta una riduzione dei gradienti di tutti i parametri della combustione durante la procedura di switch. La piccola quantità di metano presente è necessaria a mantenere l'indice di Wobbe all'interno dei limiti imposti dal sistema alimentazione.

4 Switch da gas naturale a syngas

Il funzionamento in modalità Dual Fuel richiede una legge di controllo capace di effettuare lo switch da gas naturale a syngas. Escludendo tutti i parametri che è necessario rispettare per ottenere una combustione stabile, la procedura di switch deve garantire una potenza elettrica costante, mantenendo allo stesso tempo l'indice di Wobbe di ciascun combustibile all'interno dell'intervallo operativo consentito dai corrispondenti sistemi di alimentazione. La procedura di switch già definita ed in corso di implementazione è basata sui seguenti 3 steps:

- Startup della macchina a gas naturale e regolazione fino al raggiungimento del carico di riferimento fissato per lo switch.

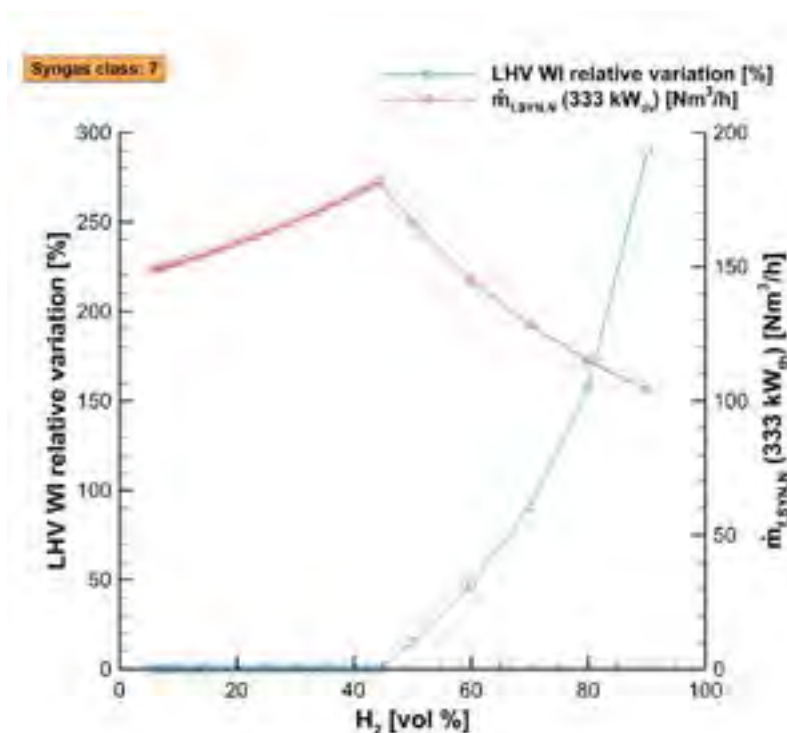


Figura 3. Syngas classe 7. Variazione dell'indice inferiore di Wobbe standard rispetto al valore di riferimento e portata normale di syngas per un input termico di 333 kWt.

- A potenza elettrica costante, switch da gas naturale a syngas, attraverso la graduale chiusura della valvola principale del gas naturale e la graduale apertura della valvola principale del syngas.
- Chiusura completa della valvola principale del gas naturale e sostentamento stabile della reazione di combustione attraverso combustione premiscelata di syngas e combustione diffusiva pilota di gas naturale.

Per quanto riguarda il primo step della procedura, il carico di riferimento dal quale far partire lo switch deve essere scelto in modo tale da evitare qualunque intervento del sistema di controllo sul segnale della valvola pilota. Ciò è necessario per garantire una procedura di switch semplice, stabile e ripetibile, cioè controllabile. Infatti, il combustibile iniettato attraverso gli ugelli pilota determina un regime di combustione diffusivo, che è necessario per stabilizzare la combustione premiscelata più a valle. Pertanto, qualunque intervento sulla valvola pilota favorirebbe inevitabilmente l'insorgere di instabilità di combustione. Se tale situazione dovesse verificarsi, l'intera procedura di switch sarebbe difficilmente controllabile, a causa del contemporaneo intervento il sistema di controllo sia sulla valvola principale che sulla valvola pilota.

Per ragioni analoghe il terzo step della procedura deve mantenere attiva l'alimentazione di gas naturale alla valvola pilota anche dopo il completamento della procedura di switch sulla sua valvola principale. Si assume che tale restrizione sarà rimossa una volta che il dominio di condizioni operative stabili del combustore sarà identificato attraverso test sperimentali. A quel punto dovrà essere sviluppata una procedura simile anche per lo switch del pilota.

Per ragioni di semplicità operativa, nonché per minimizzare gradienti termici in camera di combustione durante lo switch, per i segnali di apertura e chiusura delle valvole syngas e gas naturale sono state scelte delle rampe di uguale ampiezza e pendenza opposta.

5 Modello della procedura di switch

In questa sezione viene presentato un modello semplificato per la procedura di switch. L'obiettivo è quello di definire le leggi temporali secondo le quali le portate di gas naturale e syngas vengono processate da ciascuna valvola.

Tabella 1. Composizione del syngas selezionato per la procedura di switch.

Syngas class	H ₂	CO	CH ₄	CO ₂	N ₂	H ₂	(ΔW _{fl})	m _{ESTN/N} (333 kW _{th})
	% vol	% vol	% vol	% vol	% vol	MJ/Nm ³	%	Nm ³ /h
7	45.00	0	5.00	50.00	0	6.65	1.36	100

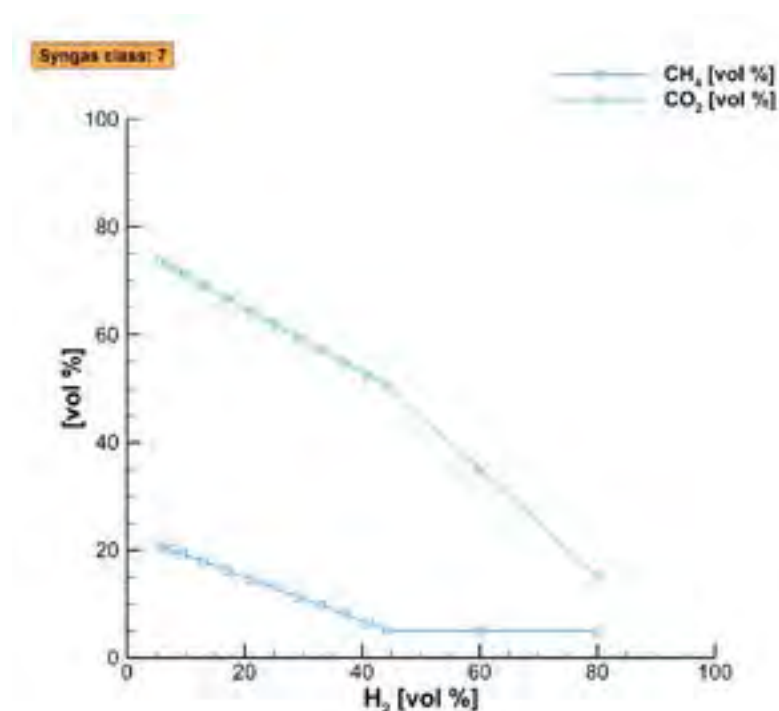


Figura 4. Syngas classe 7. Composizione del syngas che minimizza l'indice inferiore di Wobbe standard rispetto al valore di riferimento.

La potenza elettrica istantanea della microturbina a gas può essere espressa come prodotto tra l'efficienza globale e l'input termochimico. Durante la procedura di switch la potenza elettrica istantanea è fissata ad un valore di set point costante. L'efficienza globale dipende principalmente dal carico, dalla temperatura ambiente e dall'altitudine rispetto al livello del mare. Per cui, in condizioni operative stabili, e fissate le condizioni al contorno, l'efficienza è indipendente dal tempo. Chiaramente durante la procedura di switch l'accoppiamento aero-termo-meccanico, tra compressore, combustore, turbina e recuperatore cambia e di conseguenza una variazione dell'efficienza globale è inevitabile. In più, questo aspetto conduce a delle differenze quando si comparano le condizioni operative della macchina equipaggiata con il suo combustore originale e quando equipaggiata con il combustore Dual Fuel. Tutti i principali parametri vengono pertanto ad essere influenzati ed in particolar modo le portate di aria e combustibile, il rapporto di compressione, la velocità di rotazione, l'efficienza del combustore, la temperatura di ingresso in turbina e la temperatura di scarico dalla turbina.

Nell'analisi che segue, a causa dell'assenza di dati sperimentali, si assumerà che l'efficienza complessiva sia costante per l'intera procedura di switch e pari al valore assunto all'inizio della procedura stessa.

Sulla base delle ipotesi sopra riportate, la potenza elettrica istantanea risulta $P_{el,SP} = \eta_{0,MGT} P_{tc}(t)$ e la potenza termochimica istantanea in input durante la procedura di switch è:

$$P_{tc}(t) = \dot{m}_{f,NG}(t) H_{i,NG} + \dot{m}_{f,SYN}(t) H_{i,SYN} \quad (1)$$

Siccome sia il gas naturale che il syngas possono essere iniettati attraverso gli ugelli principali e pilota, vale la seguente espressione:

$$\dot{m}_{f,NG}(t) = \dot{m}_{f,main,NG}(t) + \dot{m}_{f,pilot,NG}(t) \quad (2)$$

$$\dot{m}_{f,SYN}(t) = \dot{m}_{f,main,SYN}(t) + \dot{m}_{f,pilot,SYN}(t) \quad (3)$$

La portata di combustibile iniettata totale vale:

$$\dot{m}_f(t) = \dot{m}_{f,main,NG}(t) + \dot{m}_{f,pilot,NG}(t) + \dot{m}_{f,main,SYN}(t) + \dot{m}_{f,pilot,SYN}(t) \quad (4)$$

Dividendo l'equazione (4) per la portata di combustibile totale $\dot{m}_f(t)$ si ha:

$$1 = y_{f,main,NG}(t) + y_{f,pilot,NG}(t) + y_{f,main,SYN}(t) + y_{f,pilot,SYN}(t) \quad (5)$$

Durante la procedura di switch, i segnali di condizionamento imposti dall'ECS hanno un effetto diretto sulla frazione in massa del gas naturale e del syngas degli ugelli principali del combustibile. Si assume che:

- Le valvole reagiscono istantaneamente a qualunque intervento del sistema di controllo.
- Il sistema di controllo interviene con una intensità trascurabile, vale a dire il segnale di condizionamento imposto dall'ECS viene soltanto leggermente variato dalla correzione effettuata dal sistema di controllo della microturbina.

Quindi $y_{f,main,NG}(t)$ e $y_{f,main,SYN}(t)$ definiscono l'evoluzione temporale della frazione di massa del combustibile inviato agli ugelli di gas naturale e syngas rispettivamente.

In più la procedura di switch impone che:

- Il carico di riferimento di inizio switch deve essere scelto in modo da evitare qualsiasi intervento sulla quantità di combustibile iniettata attraverso gli ugelli pilota, pertanto l'ammontare di combustibile inviato agli ugelli pilota risulta indipendente dal tempo, ma varia solo in funzione delle condizioni al contorno.
- Gli ugelli del pilota sono per precauzione alimentati solo da gas naturale.

Quindi vale la seguente relazione $\dot{m}_{f,pilot,NG}(t) = \dot{m}_{f,pilot,NG}(P_{el,SP})$, $y_{f,pilot,NG}(t) = \dot{m}_{f,pilot,NG}(P_{el,SP}) / \dot{m}_f(t)$, $\dot{m}_{f,pilot,SYN}(t) = 0$, $y_{f,pilot,SYN}(t) = 0$. Si ottiene allora:

$$P_{el,SP} = \eta_{0,MGT} \{ \dot{m}_{f,main,NG}(t) + \dot{m}_{f,pilot,NG}(t) \} H_{i,NG} + \dot{m}_{f,main,SYN}(t) H_{i,SYN} \quad (6)$$

Da cui si può esplicitare la portata totale di combustibile:

$$\dot{m}_f(t, P_{el,SP}) = \frac{\left(\frac{P_{el,SP}}{\eta_{0,MGT}} \right) - \dot{m}_{f,pilot,NG}(P_{el,SP}) H_{i,NG}}{y_{f,main,NG}(t) H_{i,NG} + y_{f,pilot,SYN}(t) H_{i,SYN}} \quad (7)$$

Se si assume che il comportamento delle valvole del combustibile sia lineare, esiste una proporzionalità diretta tra la portata di combustibile, cioè la frazione di massa del combustibile, ed il *duty cycle* delle valvole. Quindi l'andamento temporale della frazione di massa del combustibile durante la procedura di switch è analogo all'andamento temporale dei segnali di condizionamento imposti dall'ECS. Per cui la frazione in massa del gas naturale agli ugelli principali all'istante t_0 e t_1 è uguale a:

$$\begin{cases} y_{f,main,SYN}(t_0) = 0 \\ y_{f,main,SYN}(t_1) = 1 - y_{f,pilot,SYN}(t_1) \end{cases} \quad (9)$$

Negli stessi istanti, la frazione in massa del syngas, sempre agli ugelli principali, è uguale a:

$$\begin{cases} y_{f,main,NG}(t_0) = 1 - y_{f,pilot,NG}(t_0) \\ y_{f,main,NG}(t_1) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

Analogamente alle rampe di condizionamento di uguale ampiezza e pendenza opposta imposte ai segnali inviati alle valvole principali del gas naturale e del syngas, le funzioni manterranno lo stesso andamento lineare durante la procedura di switch. Quindi, conoscendo dalla (8) e dalla (9) i due stati per ciascuna funzione, si può scrivere:

$$y_{f,main,NG}(t) = [1 - y_{f,pilot,NG}(t)] \left(1 - \frac{t}{\Delta t_{switch}}\right) \quad (10)$$

$$y_{f,main,SYN}(t) = [1 - y_{f,pilot,NG}(t)] \frac{t}{\Delta t_{switch}} \quad (11)$$

Infine, combinando (7), (10) e (11) si ottiene:

$$\dot{m}_f(t, P_{el,SP}) = \frac{\left(\frac{P_{el,SP}}{\eta_{ic,MGR}}\right) + \dot{m}_{f,pilot,NG}(P_{el,SP}) \frac{H_{i,NG} - H_{i,SYN}}{\Delta t_{switch}} t}{\left(1 - \frac{t}{\Delta t_{switch}}\right) H_{i,NG} + \frac{t}{\Delta t_{switch}} H_{i,SYN}} \quad (12)$$

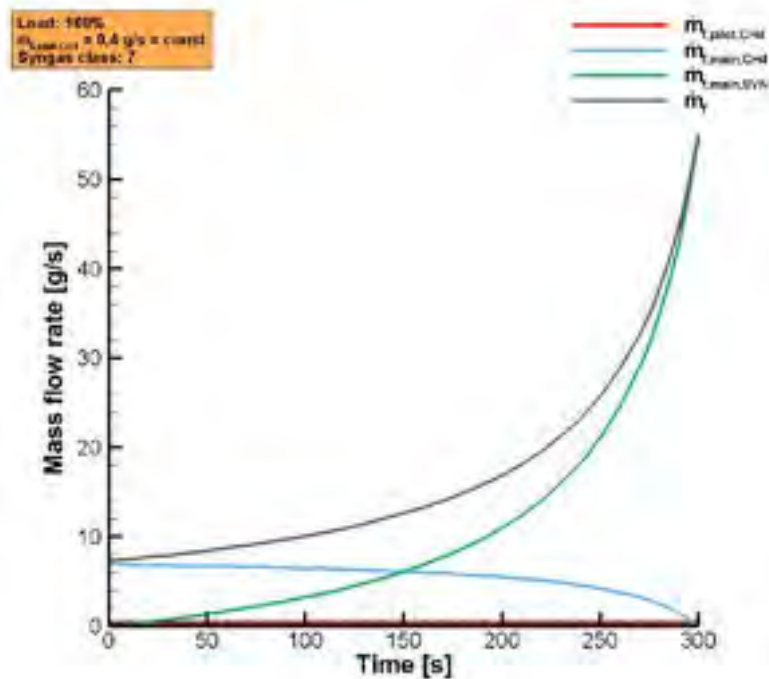


Figura 5. Evoluzione della portata di combustibile durante la procedura di switch per il syngas in Tab. 1 ($\dot{m}_{f,pilot,CH4} = 0.4$ g/s = const).

Mentre l'equazione (7) vale indipendentemente dalla legge di condizionamento, l'equazione (12) è valida soltanto per rampe di condizionamento di quale ampiezza e pendenza opposta imposte ai segnali inviati alle valvole principali del gas naturale e del syngas. In entrambi i casi comunque durante la procedura di switch la quantità di gas naturale iniettata attraverso gli ugelli pilota deve essere costante e la quantità di syngas inviata agli stessi deve essere uguale a zero. Le equazioni (7) e (12) tengono inoltre conto delle variazioni temporali dell'efficienza complessiva e della potenza elettrica durante la procedura di switch. La figura 5 mostra in conclusione l'evoluzione delle portate inviate ai vari ugelli durante lo switch.

6 Evoluzione del rapporto di equivalenza

Al fine di valutare le caratteristiche della combustione all'inizio, durante e alla fine della procedura di switch è necessario determinare come varia il rapporto di equivalenza nel tempo nella zona primaria. Tale parametro è definito come il rapporto tra $\Phi_{pz}(t, P_{el,SP}) = \alpha_{st}(t, P_{el,SP}) / \alpha_{pz}(t, P_{el,SP})$.

Il rapporto aria/combustibile nella zona primaria $\alpha_{pz}(t, P_{el,SP})$ è uguale al rapporto tra la portata d'aria entrante nella zona primaria stessa e la portata complessiva di combustibile iniettato nella camera di combustione.

$$\alpha_{pz}(t, P_{el,SP}) = \frac{\dot{m}_{a,pz}(t, P_{el,SP})}{\dot{m}_f(t, P_{el,SP})} \quad (13)$$

Il rapporto stechiometrico aria/combustibile $\alpha_{st}(t, P_{el,SP})$ invece è definito come il rapporto, valutato in condizioni stechiometriche, tra la massa d'aria e la massa di combustibile. Esso dipende dalla composizione del combustibile e varia nel tempo durante la procedura di switch. Il rapporto aria/combustibile della zona primaria invece varia nel tempo a causa delle variazioni delle portate di combustibile e/o aria.

Entrambe le quantità dipendono dal carico della microturbina e quindi dalla potenza elettrica. In particolare, per una fissata composizione del gas naturale e del syngas, il rapporto aria combustibile all'inizio della procedura di switch è costante per tutti i carichi. Infatti, esso è uguale al rapporto stechiometrico aria/combustibile del gas naturale. Durante la procedura di switch le variazioni di carico determinano variazioni nella composizione istantanea del combustibile e quindi nel rapporto aria/combustibile stechiometrico.

7 Evoluzione del rapporto Aria/Combustibile stechiometrico

Per determinare $\alpha_{st}(t, P_{el,SP})$, l'equazione stechiometrica della miscela combustibile deve essere risolta istantaneamente. Per semplicità, l'equazione stechiometrica sarà valutata durante la procedura di switch assumendo che in ogni istante venga bruciata una mole di combustibile. In questo modo l'equazione viene definita in termini di frazioni molari dei due combustibili, che, come già notato, sono direttamente legate ai segnali di condizionamento dell'ECS, attraverso le loro rispettive frazioni di massa. Per semplicità, il gas naturale sarà trattato come un combustibile equivalente fatto di solo metano. Il syngas invece sarà modellato come una miscela contenente H_2 , CO , CH_4 , CO_2 e N_2 .

L'equazione stechiometrica di una mole di miscela di gas naturale e syngas reagente in aria è la seguente:

$$\begin{aligned} x_{f,NG}(t, P_{el,SP}) \{ v'_1 CH_4 \} + x_{f,SYN}(t, P_{el,SP}) \{ v'_2 H_2 + v'_3 CO + \\ + v'_4 CH_4 + v'_5 CO_2 + v'_6 N_2 \} + v'_7(t, P_{el,SP}) \{ O_2 + \lambda N_2 \} = \\ = v''_8(t, P_{el,SP}) CO_2 + v''_9(t, P_{el,SP}) H_2O + v''_{10}(t, P_{el,SP}) N_2 \end{aligned} \quad (14)$$

Dove $x_{f,NG}$ e $x_{f,SYN}$ sono le frazioni molari di gas naturale e syngas, i coefficienti v sono i coefficienti stechiometrici e λ è il numero di moli di azoto per mole di ossigeno. Se le composizioni di gas naturale e syngas sono definite, allora le incognite nella (14) sono v'_7 , v'_8 , v'_9 , v'_{10} , tutte dipendenti da carico e tempo durante la procedura. Dall'equazione di continuità per ciascun elemento si ha:

$$\begin{aligned} v'_7(t, P_{el,SP}) = v''_8(t, P_{el,SP}) + \frac{v''_9(t, P_{el,SP})}{2} + \\ + x_{f,SYN}(t, P_{el,SP}) \left[\frac{v'_3}{2} + v'_5 \right] \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} v''_8(t, P_{el,SP}) = x_{f,NG}(t, P_{el,SP}) [v'_1] + \\ + x_{f,SYN}(t, P_{el,SP}) [v'_3 + v'_4 + v'_5] \end{aligned} \quad (16)$$

$$v_{10}''(t, P_{el,SP}) = x_{f,NG}(t, P_{el,SP}) [2v_1'] + x_{f,SYN}(t, P_{el,SP}) [v_2' + 2v_4' + v_5'] \quad (17)$$

$$v_{10}''(t, P_{el,SP}) = \lambda v_{14}'(t, P_{el,SP}) + v_6' x_{f,SYN}(t, P_{el,SP}) \quad (18)$$

Quindi $\alpha_{st}(t, P_{el,SP})$ può essere scritto come:

$$\alpha_{st}(t, P_{el,SP}) = \frac{v_2'(t, P_{el,SP}) [MM_{O_2} + \lambda MM_{N_2}]}{x_{f,NG}(t, P_{el,SP}) MM_{NG} + x_{f,SYN}(t, P_{el,SP}) MM_{SYN}} \quad (19)$$

Inoltre:

$$x_{f,NG}(t, P_{el,SP}) = y_{f,NG}(t, P_{el,SP}) \frac{MM_f(t, P_{el,SP})}{MM_{NG}} \quad (20)$$

$$x_{f,SYN}(t, P_{el,SP}) = y_{f,SYN}(t, P_{el,SP}) \frac{MM_f(t, P_{el,SP})}{MM_{SYN}} \quad (21)$$

dove MM_f è la massa molecolare della miscela. L'equazione (19) si può scrivere allora come:

$$\alpha_{st}(t, P_{el,SP}) = \frac{v_2'(t, P_{el,SP}) [MM_{O_2} + \lambda MM_{N_2}]}{[y_{f,NG}(t, P_{el,SP}) + y_{f,SYN}(t, P_{el,SP})] MM_f(t, P_{el,SP})} \quad (22)$$

dove:

$$MM_f(t, P_{el,SP}) = \left(\frac{y_{f,NG}(t, P_{el,SP})}{MM_{NG}} + \frac{y_{f,SYN}(t, P_{el,SP})}{MM_{SYN}} \right)^{-1} \quad (23)$$

L'equazione (22) può essere risolta una volta assegnati i segnali di condizionamento imposti dall'ECS durante la procedura di switch, dato che essi modificano le frazioni di massa di gas naturale e syngas. Dato che lo switch avviene tra un combustibile ad alto potere calorifico ed uno a basso potere calorifico, il rapporto aria/combustibile stechiometrico decresce progressivamente durante la procedura di switch.

8 Evoluzione del rapporto Aria/Combustibile della zona primaria

Al fine di valutare l'equazione (13), sia $\dot{m}_{a,pz}(t, P_{el,SP})$ che $\dot{m}_f(t, P_{el,SP})$ devono essere note durante la procedura di switch. Mentre l'ultima è stata già definita nell'equazione (12), per valutare la prima bisogna fare l'ipotesi di portata d'aria costante durante l'intera procedura. Per valutare la portata d'aria nella zona primaria sono state necessarie una serie di simulazioni CFD RANS. Come sarà mostrato dopo, dalle simulazioni è emerso che al variare del carico vale la seguente relazione:

$$\dot{m}_{a,pz}(P_{el,SP}) \approx 0.33 \dot{m}_a(P_{el,SP}) \quad (24)$$

In altre parole circa il 33% della portata d'aria entrante in camera di combustione evolve nella zona primaria.

$$\alpha_{pz}(t, P_{el,SP}) = \frac{0.33 \dot{m}_a(P_{el,SP})}{\dot{m}_f(t, P_{el,SP})} \quad (25)$$

Siccome nelle turbine a gas il rapporto aria/combustibile complessivo tipicamente decresce con il carico, cioè con la potenza elettrica, lo stesso comportamento vale pure per il rapporto aria/combustibile della zona primaria. In più, a carico costante, α_{pz} può sia crescere che decrescere durante la procedura di switch, in funzione della composizione del syngas.

Quindi, nell'ipotesi di portata d'aria costante durante la procedura di switch, il rapporto di equivalenza della zona primaria può sia crescere monotonicamente, che decrescere monotonicamente, in funzione della composizione del syngas.

9 Evoluzione della velocità di fiamma

Durante la procedura di switch viene introdotto in camera di combustione un combustibile altamente reattivo e pertanto ci si aspetta forti gradienti per ciò che riguarda tutti i parametri della combustione. Siccome molti di questi parametri possono essere legati sperimentalmente alla velocità laminare di fiamma, quest'ultima è stata calcolata durante la procedura di switch per tutte le composizioni di syngas prescelte. A tale scopo è stato utilizzato il software OpenSMOKE sviluppato dal Politecnico di Milano, utilizzando un meccanismo cinetico dettagliato [5.6].

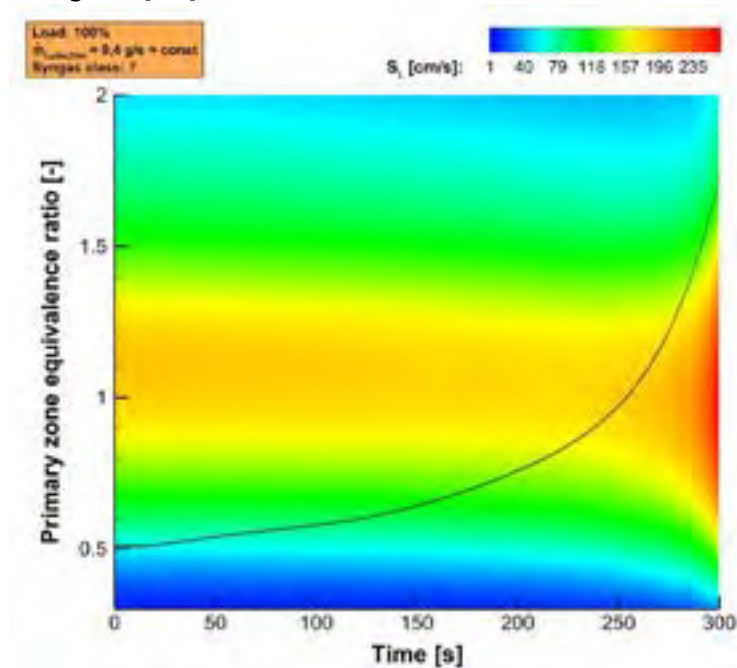


Figura 6. Evoluzione della S_L e del Φ_{pz} al 100% del carico per il syngas in Tab. 1.

La figura 6 mostra, per il syngas della classe 7, la mappa della velocità laminare di fiamma e del rapporto di equivalenza primario durante la procedura di switch, al 100% del carico. Dalla figura 6 è possibile ricavare la velocità di fiamma lungo la curva del rapporto di equivalenza primario (figura 7). La figura 7 riporta allo stesso tempo anche l'evoluzione della velocità di fiamma turbolenta. Tale grandezza è stata valutata usando la seguente relazione, valida per i regimi di combustione tipici osservati nelle turbine a gas [7] $S_T = [3.5(u'_{rms}/S_L)^{0.7}]$.

La figura 7 mostra che durante la procedura di switch la velocità di fiamma turbolenta è caratterizzata da gradienti temporali più bassi della velocità laminare. In entrambi i casi ingredienti più alti si verificano alla fine della procedura di switch.

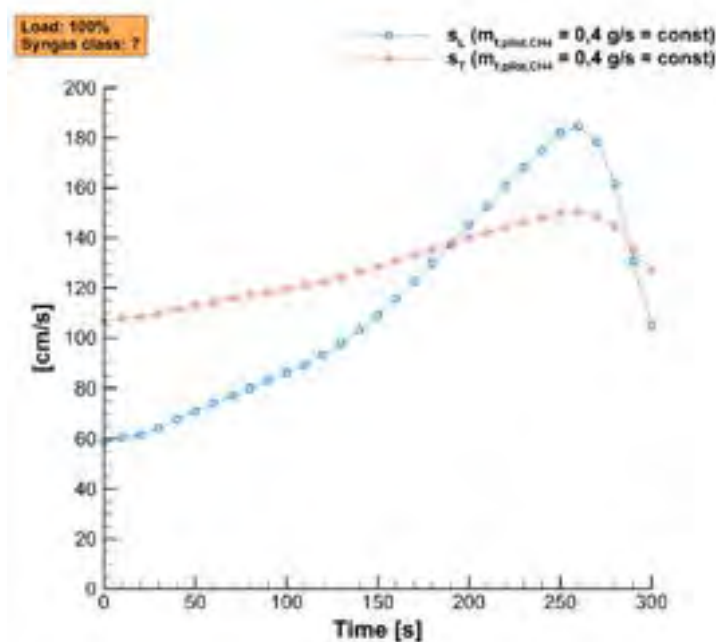


Figura 7. Evoluzione della S_L e del S_T al 100% del carico per il syngas in Tab. 1.

10 Set-up delle simulazioni numeriche

Per effettuare le simulazioni numeriche CFD è stato necessario realizzare un modello CAD 3D completo del combustore ARI 100 T2. La figura 8 mostra una sezione dell'intero combustore, mentre la figura 9 mostra una sezione della testa del combustore stesso. Come primo step sono state condotte una serie di simulazioni 3D non reattive. Siccome il numero di Mach è inferiore a 0.3 è stato utilizzato un approccio incompressibile. I fenomeni di turbolenza sono stati modellati con il modello Reynolds-Stress Model, che risulta essere il più adatto nel trattare flussi ad elevato numero di swirl.

Il modello adottato per l'interazione chimica-turbolenza è il modello Eddy Dissipation Concept, per le simulazioni reattive. Quest'ultimo è capace di modellare correttamente regimi di combustione sia premiscelati che diffusivi. Come meccanismo cinetico è stato scelto quello proposto da Smooke [8], che prevede 46 reazioni chimiche e 17 specie. Questo meccanismo garantisce una buona predizione delle frazioni in massa delle specie chimiche principali e dei picchi di temperatura.

Le proprietà di trasporto sono state calcolate con la teoria cinetica e sono stati considerati sia i fenomeni di diffusione differenziale che l'effetto Soret, siccome si è in presenza di specie leggere come l'idrogeno.

L'irraggiamento termico è stato modellato con il modello Discrete Ordinates, fissando un'emissività globale pari a 0.862 per le superfici solide del combustore fatte di Hastelloy X.

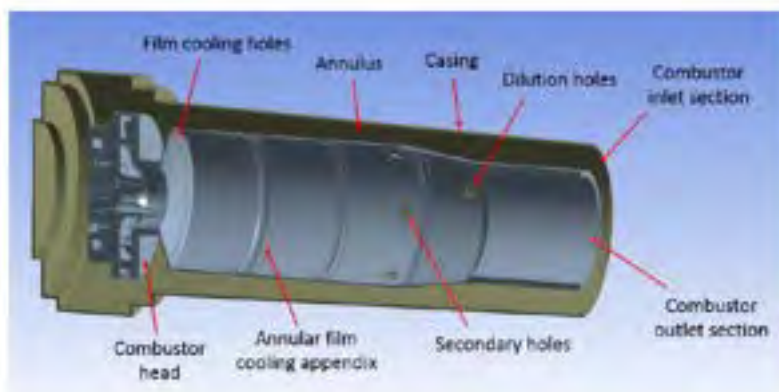


Figura 8. Sezione del combustore ARI 100 T2.

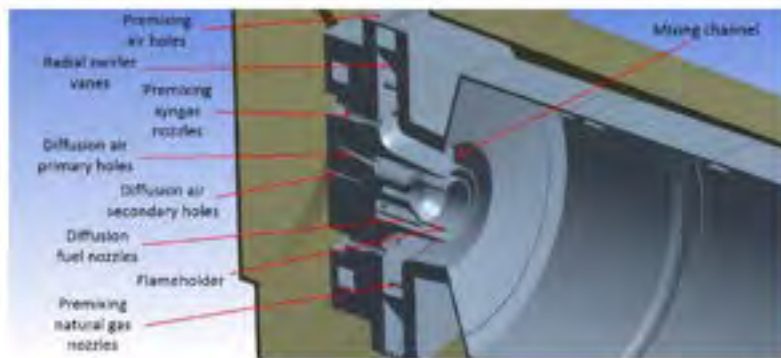


Figura 9. Dettaglio della testa del combustore ARI 100 T2.

11 Risultati delle simulazioni non-reattive

Il percorso dell'aria all'interno del combustore dual-fuel è mostrato in figura 10. La tabella 2 riassume le condizioni operative per le simulazioni non reattive. I casi A1 e A2 si riferiscono alle condizioni di bench-test del combustore Dual Fuel. I casi B1 e B2 invece si riferiscono alle condizioni operative della macchina Turbec T100 P MGT, equipaggiata con il suo combustore originale. Queste condizioni sono state determinate introducendo dati sperimentali e di letteratura in un modello termodinamico monodimensionale del sistema.

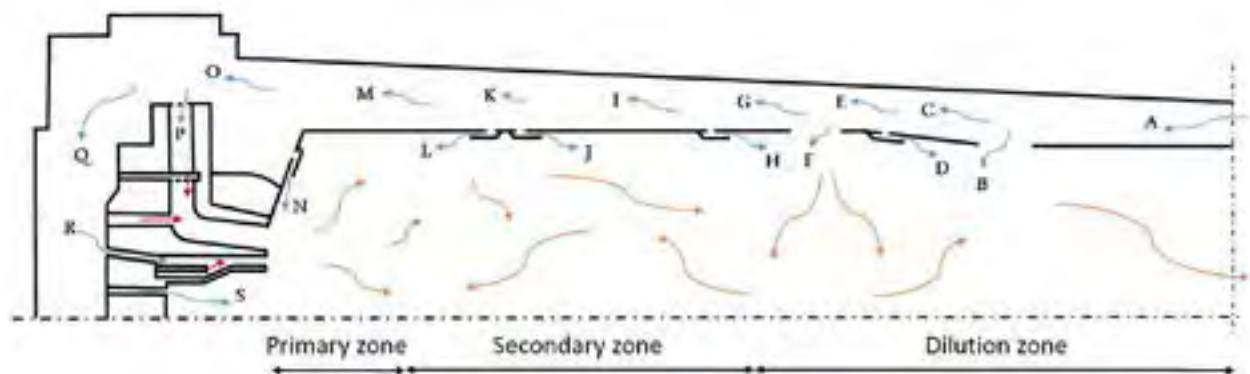


Figura 10. Schema del combustore ARI 100 T2.

I principali obiettivi delle simulazioni sono i seguenti:

- Valutazione della distribuzione della portata d'aria nella camera di combustione.
- Valutazione della sensitività della distribuzione della portata d'aria al variare del carico, della portata d'aria, della temperatura dell'aria e della pressione.

Tabella 2. Condizioni al contorno per le simulazioni 3D non-reattive.

	Case	Load	$\dot{m}_{a,in}$	$T_{a,in}$	$P_{a,in}$
		%	kg/s	°C	Pa
Dual fuel combustor test	A1	50	0.5600	598.5	312400
bench reference conditions	A2	100	0.7658	598.5	430600
Original Turbec T100 P	B1	50	0.6286	480.5	316800
MGT operating conditions	B2	100	0.7941	561.4	435823

La conoscenza della distribuzione della portata d'aria permette di valutare la quantità d'aria che partecipa alla reazione nella zona primaria. In questo modo è possibile stimare il rapporto di equivalenza della zona primaria, dove occorre quantomeno stare nei limiti di infiammabilità del combustibile per avere una combustione auto-sostenuta. Il principale risultato delle simulazioni è che non si verificano variazioni significative nella distribuzione del flusso d'aria al variare delle condizioni operative esaminate. Approssimativamente il 33% di tutta l'aria in ingresso viene introdotta nella zona primaria. La tabella 3 riassume la distribuzione del flusso d'aria nelle diverse sezioni indicate in figura 10.

12 Risultati delle simulazioni reattive

Una serie di simulazioni relative a solo metano sono state effettuate a vari carichi e per vari rapporti di portata combustibile principale/pilota. In tutti questi casi analizzati la reazione non si sostiene. Questo comportamento si ritiene sia causato da un rapporto di equivalenza della zona primaria troppo basso. Integrando i risultati forniti dal modello monodimensionale con l'equazione (24), è possibile ricavare il rapporto di equivalenza nella zona primaria (ipotizzando le condizioni operative originali della Turbec T100 P MGT), riportato in tabella 4. I valori stimati del rapporto di equivalenza sono in buon accordo con i valori locali calcolati dalle simulazioni. Infatti la variazione spaziale è nell'ordine del 5-10%. Tale variabilità è attribuibile alla forte asimmetria geometrica negli ugelli pilota e nei canali di diffusione dell'aria. La conclusione di questa analisi preliminare è che, se il combustore Dual Fuel deve essere installato nella Turbec T100 P MGT e bruciare metano puro, sono necessarie delle modifiche significative alle condizioni operative originali.

Tabella 3. Distribuzione media (per i casi in Tab. 2) dei flussi d'aria.

Section	$\frac{m_a}{m_{a,in}}$	Section	$\frac{m_a}{m_{a,in}}$
-	%	-	%
A	100	K	38.10
B	20.04	L	5.00
C	79.96	M	33.10
D	4.97	N	5.36
E	74.99	O	27.75
F	26.09	P	23.81
G	48.90	Q	3.94
H	5.35	R	3.55
I	43.55	S	0.39
J	5.45		

Per incrementare il rapporto di equivalenza nella zona primaria sono possibili due strade: la prima è di incrementare la portata di combustibile, la seconda è di diminuire la portata d'aria entrante in camera di combustione. A proposito dell'ultima strategia, l'ENEA dispone di una seconda Turbec T100 P MGT, equipaggiata con un sistema di spillamento dell'aria, posizionato subito dopo la sezione di uscita del compressore. La quantità di aria spillata deve essere adattata per ogni carico, in modo da evitare un eccessivo sbilanciamento della portata all'interno del sistema turbo-generatore.

L'ENEA ha effettuato prove sperimentali a gas naturale sulla Turbec T100 P MGT modificata, equipaggiata con il combustore Dual Fuel. Le condizioni operative sono mostrate in tabella 5, dove il combustibile è stato convertito in un combustibile equivalente a solo metano. Le condizioni testate sono equivalenti a quasi il 100% del carico in condizioni ambiente ISO. La tabella 6 compara le condizioni operative al 100% del carico della Turbec T100 P MGT, quando è alimentata da solo metano, nel combustore originale e nel combustore

Dual Fuel. Ovviamente lo spillamento dell'aria riduce l'efficienza complessiva della macchina. Pertanto, l'incremento sostanziale del rapporto di equivalenza primario mostrato in tabella 6, è dovuto sia ad una riduzione della portata d'aria entrante nel combustore che ad un incremento della portata di combustibile.

Tabella 4. Rapporto di equivalenza della zona primaria per il combustore Dual Fuel alimentato a solo metano.

Load	$\dot{m}_{a,in}$	$\dot{m}_{a,pr} (^{\circ})$	$\dot{m}_f$	$\phi_{pe} (^{\circ})$
%	kg/s	kg/s	g/s	-
50	0.6286	0.2074	3.58	0.296
60	0.6558	0.2164	4.13	0.326
70	0.6899	0.2277	4.70	0.354
80	0.7136	0.2355	5.31	0.387
90	0.7553	0.2492	5.93	0.408
100	0.7941	0.2621	6.67	0.437

* Secondo l'eq (24)

Tabella 5. Condizioni operative testate per il combustore Dual Fuel della TURBEC T100 P MGT.

Load	$\dot{m}_{a,in}$	$\dot{m}_f$	$\dot{m}_{f,main,CH_4}$	$\dot{m}_{f,pilot,CH_4}$	$T_{a,in}$	$P_{a,in}$	$\eta_{0,MGT}$
%	kg/s	g/s	g/s	g/s	C	Pa	%
100	0.7470	7.30	5.39	1.91	561.4	430600	26.92

Tabella 6. Confronto tra le condizioni operative della TURBEC T100 P MGT al 100% del carico, alimentata a metano con il combustore originale e con quello Dual Fuel.

	Load	$\dot{m}_{a,in}$	$\dot{m}_f$	$\eta_{0,MGT}$	$\phi_{pe} (^{\circ})$
	%	kg/s	g/s	%	-
MGT with the original combustor	100	0.7941	6.67	30.00	0.437
MGT with the dual fuel combustor	100	0.7470	7.30	26.92	0.507
Relative variation (%)	0	-5.9	+9.4	-10.3	+16.0

13 Risultati delle simulazioni reattive di switch

Siccome i dati sperimentali sono disponibili al massimo carico, questo è stato scelto come carico di riferimento per la procedura di switch. La quantità di aria spillata, la temperatura dell'aria in ingresso, la pressione e l'efficienza complessiva riportate in tabella 5, vengono assunte costanti durante tutta la procedura. Una serie di simulazioni reattive, le cui condizioni al contorno sono riportate in tabella 7, sono state effettuate all'inizio e alla fine della procedura di switch. Il caso 3 della tabella 7 definisce le condizioni al contorno per il caso a solo syngas, quando cioè il syngas alimenta sia il pilota che il primario. In tutti i casi esaminati la reazione di combustione è auto-sostenuta.

La distribuzione di velocità si modifica inevitabilmente quando si passa dai casi non reattivi a quelli reattivi. Ciò è dovuto principalmente all'aggiunta del combustibile nella zona di reazione ed alla espansione del gas a seguito della combustione. Per quanto riguarda i casi reattivi, il campo di velocità differisce enormemente per i vari casi. Questo comportamento riflette:

- Il differente posizionamento degli ugelli principali relativi al gas naturale ed al syngas.
- Le differenti portate di gas naturale e syngas.

Tabella 7. Condizioni al contorno per le simulazioni reattive.

Case	t	$\dot{m}_{a,in}$	$\dot{m}_f$	$\dot{m}_{f,main}$	$\dot{m}_{f,pilot,CH_4}$	$T_{a,in}$	$P_{a,in}$	$\phi_{pr} (^{\circ})$
	s	kg/s	g/s	g/s	g/s	$^{\circ}C$	Pa	-
1	0	0.7470	7.30	6.90	0.40	561.4	430600	0.507
2	300	0.7470	55.15	54.75	0.40	561.4	430600	1.737
3	N/A	0.7470	57.94	54.75	3.19	561.4	430600	1.808

Durante la transizione tra metano e syngas, cioè dal caso 1 al caso 3, la temperatura media all'interno della zona di reazione decresce leggermente. La ragione di ciò è attribuibile a:

- L'incidenza del regime di diffusione decresce rispetto al regime premiscelato.
- L'alta concentrazione di anidride carbonica nel syngas aiuta a ridurre la temperatura di fiamma.

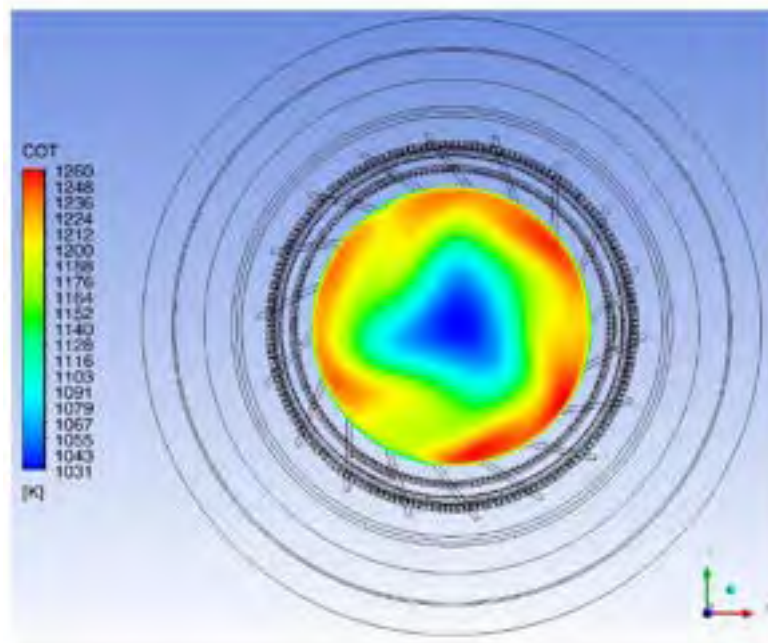


Figura 11. Caso2-Mappa della temperatura di uscita dal combustore.

La distribuzione di temperatura all'uscita del combustore è riportata in figura 11 per il caso 2. Gli altri casi sono topologicamente simili. La figura 13 mostra la variazione nella temperatura media all'uscita del combustore (COT) e nel profilo radiale di temperatura durante la fase di transizione. La forma del profilo radiale incide notevolmente sulle performance della turbina e sulla durata dei suoi componenti. La temperatura media all'uscita decresce durante la fase di transizione, mentre la forma del profilo radiale è abbastanza simile per tutti i casi. I fori dell'aria secondaria e di diluizione sono caratterizzati dalle velocità più alte per l'intero combustore. Per questo motivo, l'aria uscente da essi penetra verso la zona centrale rendendosi meno disponibile per il raffreddamento dei gas caldi, che fluiscono lungo le pareti del liner.

Le iso-superfici del calore di reazione per tutti e tre i casi sono riportate in figura 12. Dalla figura si evince chiaramente l'asimmetria del fronte di fiamma. L'estensione assiale del fronte di fiamma si riduce significativamente nei casi a syngas. Ciò è dovuto alla più bassa velocità di fiamma del metano rispetto all'idrogeno o, equivalentemente, al più alto tempo di residenza richiesto dal metano rispetto all'idrogeno per una completa ossidazione.

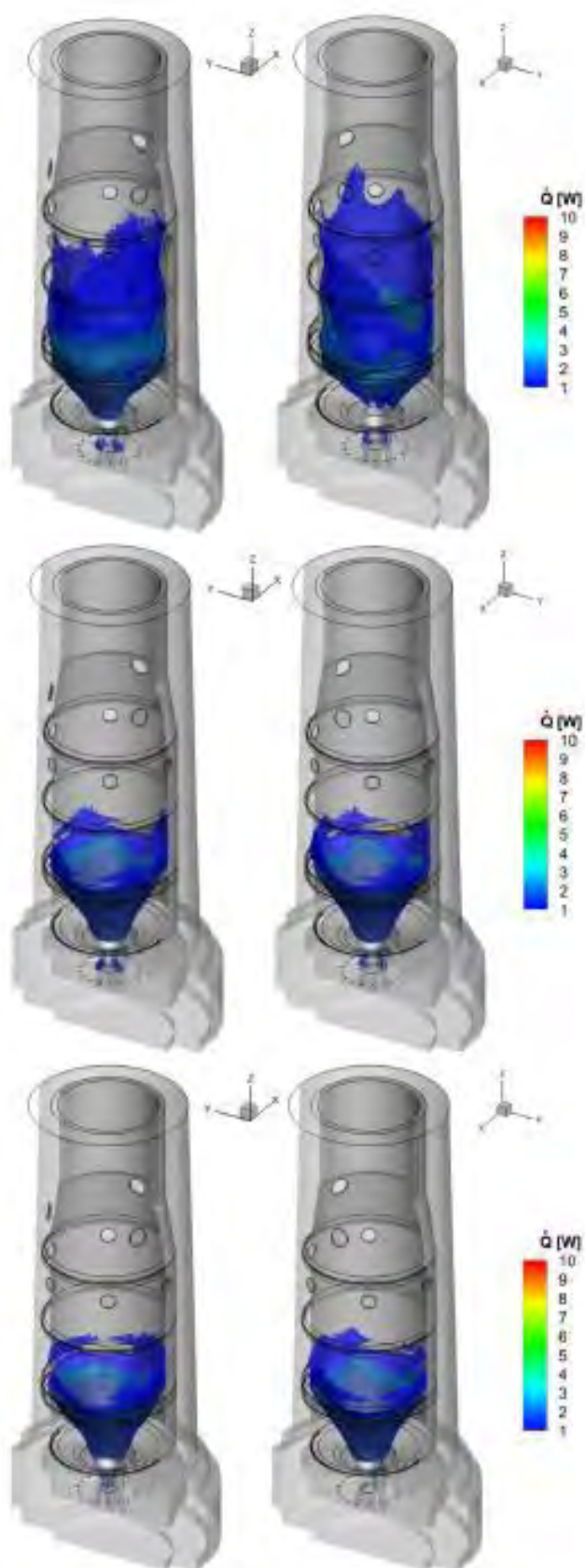


Figura 12. Calore di reazione (casi 1-3 dall'alto).

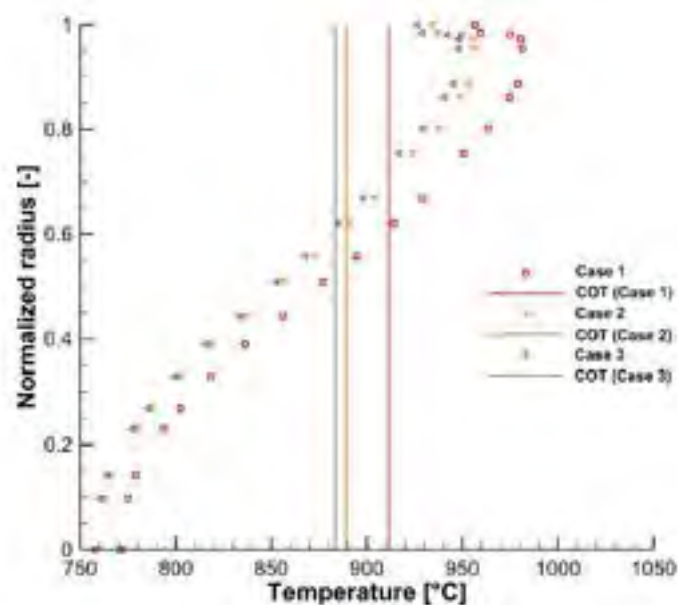


Figura 13. Profilo radiale di temperatura nella sezione di uscita e variazione della COT media durante la transizione da metano a syngas.

14 Distribuzione di temperatura nel liner

Nelle figure 14 e 16 vengono riportati i contorni di temperatura nella parete interna del liner e delle appendici per il film cooling. In tabella 8 si riportano invece la temperatura massima e minima registrate sulle pareti interne ed esterne del liner e delle appendici per il film cooling.

Si osserva come la temperatura del liner e la sua distribuzione differiscano considerevolmente durante la fase di transizione. Ciò è dovuto al fatto che, come notato in precedenza, si ha una diversa estensione assiale del fronte di fiamma. In aggiunta, la temperatura media delle pareti del liner diminuisce durante la fase di transizione da gas naturale a syngas e ciò è in accordo con la leggera riduzione della temperatura media all'interno della zona di reazione.

In tutti i casi la differenza media di temperatura tra le pareti interne ed esterne del liner è dell'ordine di 20-25 °C con un picco di 35. Le appendici per il film cooling invece sono soggette a differenze di temperatura media di 3-4 °C con picchi di 6.

In tutti i casi le zone più fredde del liner sono quelle vicine alle file di fori per il film cooling, a diretto contatto con l'aria di raffreddamento, e la sezione divergente del liner, che non viene mai a contatto con i gas caldi.

Le temperature più alte sono invece sempre registrate sull'ultima parte del liner, dove è assente il film cooling.

La zona del liner situata tra la terza e la quarta fila di fori di raffreddamento risulta tra le zone più calde. Ciò è dovuto alla vicinanza con il fronte di fiamma. La massima differenza assiale di temperatura è intorno a 150 °C per il caso 1 ed aumenta fino a 200 °C per i casi 2 e 3. Anche se la temperatura massima in questa zona è inferiore di più di 50 °C rispetto alla parte terminale del liner, essa rappresenta una delle zone più critiche dell'intero combustore, a causa dello spessore del liner più piccolo rispetto alla parte terminale.

Si osserva inoltre che la temperatura massima nelle appendici incrementa durante la fase di transizione a causa dello spostamento del fronte di fiamma più vicino alle appendici stesse nel caso a syngas.

In tutti i casi esaminati le appendici alla temperatura più alta risultano quelle relative alla quarta fila di fori di raffreddamento.

L'utilizzo di un rivestimento in TBC è quindi raccomandato, almeno localmente, per aumentare la durata del combustore. In questo modo la temperatura del metallo può essere ridotta fino a 70-150 °C.

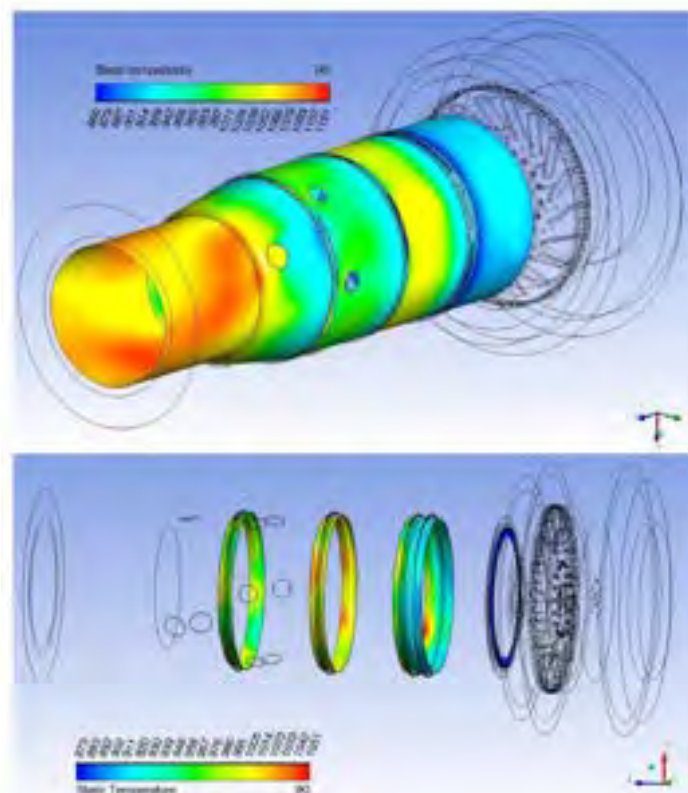


Figura 15. Caso 2-Temperatura delle superfici esposte alla fiamma del liner e delle appendici.

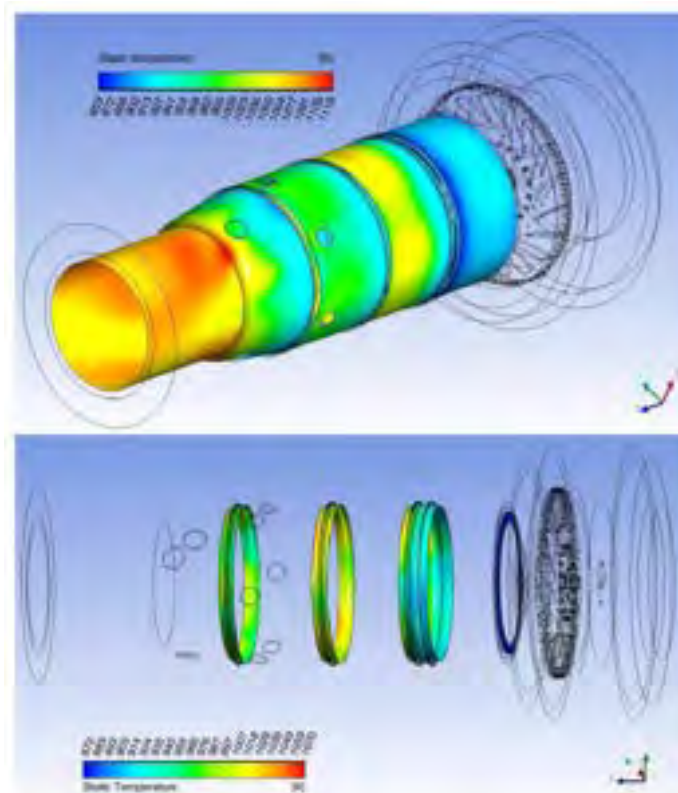


Figura 16. Caso 3-Temperatura delle superfici esposte alla fiamma del liner e delle appendici.

Tabella 8. Temperatura massima e minima del liner e delle appendici.

Case	Liner				Film cooling appendices			
	Outer walls		Inner walls		Outer walls		Inner walls	
	T_{min}	T_{max}	T_{min}	T_{max}	T_{min}	T_{max}	T_{min}	T_{max}
	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
1	590.7	829.5	590.9	864.3	605.0	761.6	609.4	766.1
2	586.2	814.1	586.3	850.1	597.0	774.4	600.0	780.1
3	585.4	811.2	585.6	847.8	595.8	792.2	599.1	798.6

15 Emissioni di NOx

Le emissioni NOx subiscono una considerevole riduzione durante la fase di transizione tra metano e syngas. All'inizio della procedura di switch (caso 1) infatti le missioni NOx sono inferiori a 80 ppmvd @15% O₂, mentre alla fine della procedura di switch (caso 2) diventano inferiori a 8 ppmvd @15% O₂. Nel caso invece di alimentazione a solo syngas (caso 3) le missioni di NOx raggiungono valori inferiori a 2 ppmvd @15% O₂. Pertanto alla fine della fase di switch e bruciando solo syngas, il combustore si comporta come un combustore DLN.

16 Regime di combustione

Il campo fluidodinamico all'interno della zona di reazione di una camera di combustione di una turbina a gas è il risultato dell'interazione tra la turbolenza e le reazioni di combustione. Tali interazioni avvengono in un ampio range di scale spaziali e temporali e conducono a differenti regimi di combustione.

Il regime di combustione può essere identificato sul diagramma di Klimov-Williams [9-11], dove in ordinata è riportata la quantità $\log(u'_{rms}/S_L)$, mentre in ascissa è riportata la quantità $\log(L/\delta_F)$. u'_{rms} è la fluttuazione di velocità, L è la macroscale integrale, cioè la scala dimensionale più grande associata al flusso turbolento e δ_F lo spessore laminare di fiamma.

Il diagramma di combustione può essere arricchito aggiungendo delle linee che definiscono le regioni di quenching locale, causate da vortici con scala sufficientemente grande ed alta velocità turbolenta. Il modello più affidabile di quenching è quello sviluppato da Meneveau and Poinso [12]. Esso definisce un fattore di estinzione G che può variare tra 0 ed 1 e può essere interpretato come la frazione del fronte di fiamma che subisce quenching. Quando è uguale ad 1 non c'è quenching, mentre quando è uguale a zero si verifica un quenching locale. Attraverso il calcolo dell'energia cinetica turbolenta K e del suo rate di dissipazione ϵ , è possibile calcolare le fluttuazioni locali di velocità e la scala integrale:

$$u' = \sqrt{2\mathcal{K}} \quad (26)$$

$$L = \frac{u'^3}{\epsilon} = \frac{(2\mathcal{K})^{2/3}}{\epsilon} \quad (27)$$

In questa analisi sia la velocità laminare di fiamma che lo spessore laminare della fiamma sono stati ipotizzati costanti: $S_L = 59$ cm/s and $\delta_F = 0.58$ mm per il caso 1, $S_L = 105$ cm/s and $\delta_F = 0.40$ mm per il caso 2, $S_L = 122$ cm/s e $\delta_F = 0.43$ mm per il caso 3.

Solo le celle computazionali appartenenti alla zona di reazione sono state riportate sul diagramma di combustione. A questo proposito solo le celle caratterizzate da un calore di reazione maggiore o uguale a 1 W sono state prese in considerazione. I risultati sono riportati nelle figure 17-19 per i casi 1, 2, 3 rispettivamente. Il punto rosso in ciascuna figura indica il regime di combustione che si otterrebbe

utilizzando i valori di u' , ε e K nella zona del flame holder, cioè in prossimità della regione di ancoraggio della fiamma. In tutti e tre i casi la combustione avviene localmente sia in regime perfettamente miscelato che in regime thin-reaction. All'inizio della procedura di switch (caso 1) alcuni punti ricadono nella zona di quenching parziale, mentre altri ricadono in quella di quenching completo. Tutto ciò è consistente con il fatto che si lavora in condizioni operative vicino al limite inferiore di infiammabilità per il metano.

Durante la fase di transizione da metano a sygas ci si allontana progressivamente dalla zona di quenching, infatti si ha il progressivo incremento sia del rapporto di equivalenza nella zona primaria che della velocità laminare di fiamma.

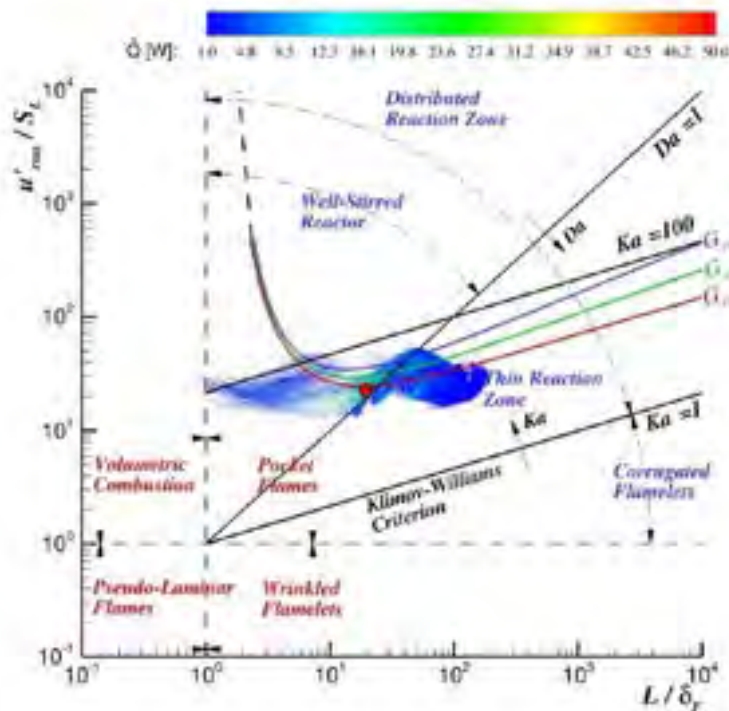


Figura 17. Caso 1-Regimi di combustione.

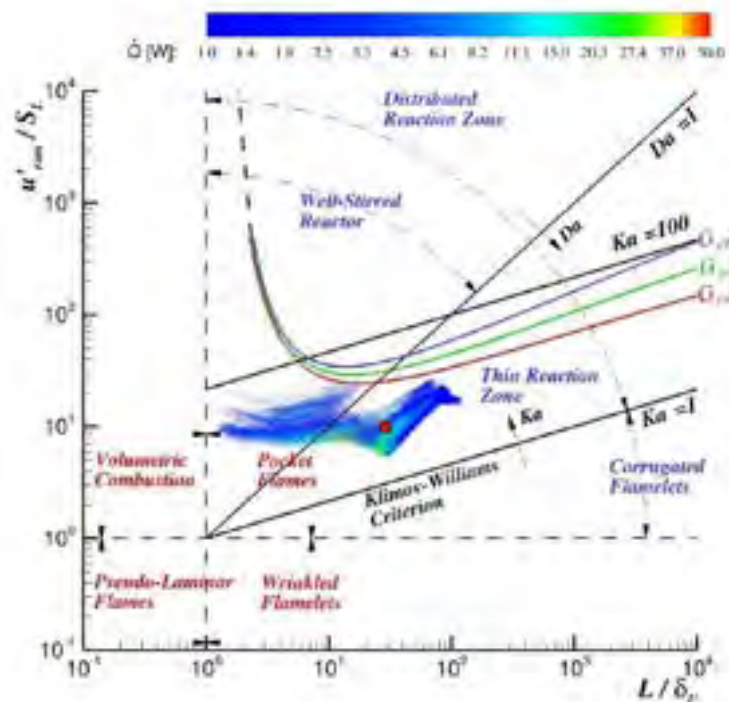


Figura 18. Caso 2-Regimi di combustione.

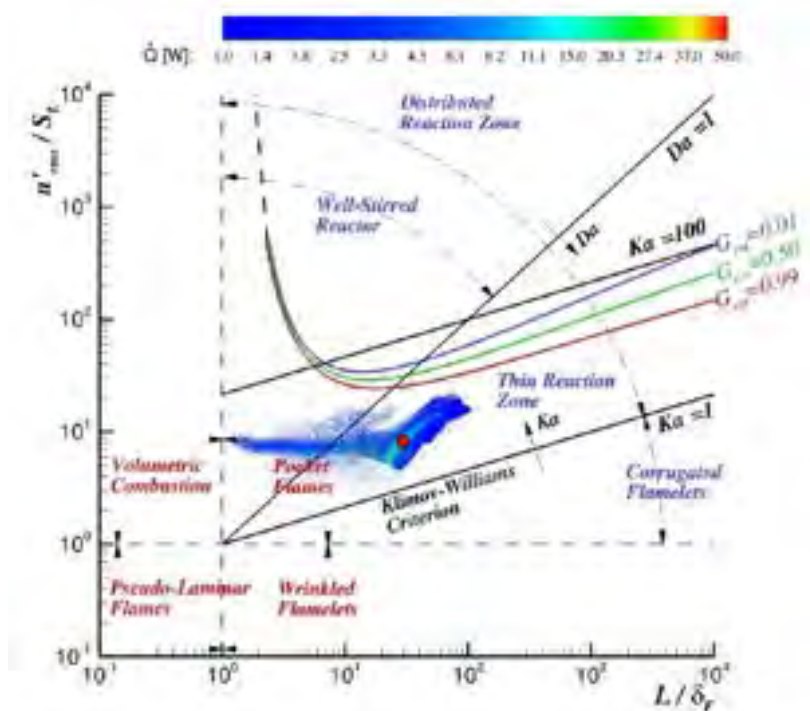


Figura 19. Caso 3-Regimi di combustione.

17 Conclusioni

In questo rapporto è stata investigata una procedura di switch sperimentale da gas naturale a syngas, all'interno di un combustore Dual Fuel. Test sperimentali condotti dall'ENEA su di una Turbec T100 P MGT modificata *in-house*, hanno preliminarmente confermato la fattibilità della procedura di switch.

Attraverso un'analisi di sensitività è stato possibile individuare una composizione per il syngas che soddisfa le specifiche del sistema di alimentazione. Tale scelta ha permesso di confrontare il comportamento del combustore alimentato da combustibili completamente differenti, quali il gas naturale e l'idrogeno. Simulazioni CFD RANS preliminari hanno mostrato la necessità di spillare aria subito dopo il compressore, quando il combustore è alimentato da solo metano. L'inizio della procedura di switch infatti è risultata essere la fase più critica a causa del più basso rapporto di equivalenza nella zona primaria.

Sono state condotte inoltre simulazioni RANS reattive dell'intero combustore, analizzandone criticamente la termo-fluidodinamica e la distribuzione di temperatura sulle pareti del combustore stesso. Sono state registrate significative variazioni per ciò che riguarda la temperatura media nella zona di reazione, la forma e l'estensione del fronte di fiamma, la temperatura di uscita dal combustore e le temperature del liner durante la fase di transizione.

Basse emissioni di ossidi di azoto sono state osservate alla fine della fase di switch e nell'alimentazione ha solo syngas. Al contrario sono state calcolate alte emissioni di ossidi di azoto nel funzionamento a metano. Dall'analisi dei regimi di combustione è emerso che in tutti i casi le reazioni avvengono in un regime perfettamente miscelato o nel regime thin-reaction.

Il lavoro proseguirà focalizzandosi in particolare su:

- Progettazione del sistema di alimentazione del syngas.
- Test sperimentali della procedura di switch sulla macchina Turbec T100 P MGT, equipaggiata con il combustore Dual Fuel e provvista sia del sistema di alimentazione a gas naturale che a syngas.
- Studio di una procedura che eviti lo spillamento di aria.

REFERENCES

- [1] European Turbine Network (ETN), 2017. R&D Recommendation Report for the Next Generation of Gas Turbines. Tech. rep., European Turbine Network.
- [2] International Gas Union, 2011. Guidebook to Gas Interchangeability and Gas Quality.
- [3] Igoe, B. M., and Stocker, A., 2013. Extended Fuels Capability of Siemens' SGT-400 DLE Combustion System.
- [4] Lefebvre, A. H., and Ballal, D. R., 2010. Gas turbine combustion : alternative fuels and emissions, third ed. Taylor & Francis.
- [5] Cuoci, A., Frassoldati, A., Faravelli, T., and Ranzi, E., 2015. "OpenSMOKE++: An object-oriented framework for the numerical modeling of reactive systems with detailed kinetic mechanisms". Computer Physics Communications, 192, jul, pp. 237–264.
- [6] Cuoci, A., Frassoldati, A., Faravelli, T., and Ranzi, E., 2013. "A computational tool for the detailed kinetic modeling of laminar flames: Application to C₂H₄/CH₄ coflow flames". Combustion and Flame, 160(5), may, pp. 870–886.
- [7] Parente, J., Mori, G., Anisimov, V. V., and Croce, G., 2004. "Micro Gas Turbine Combustion Chamber Design and CFD Analysis". In Volume 1: Turbo Expo 2004, ASME, pp. 787–796.
- [8] Smooke, M. D., Puri, I. K., and Seshadri, K., 1986. "A comparison between numerical calculations and experimental measurements of the structure of a counterflow diffusion flame burning diluted methane in diluted air". Proceedings of the Combustion Institute, 21, pp. 1783–1792.
- [9] Williams, F. A., 1985. Combustion theory : the Fundamental Theory of Chemically Reacting Flow systems, second ed. Addison/Wesley Pub. Co.
- [10] R., B., 1988. "Turbulent combustion modelling". Progress in Energy and Combustion Science, 14, pp. 245–292.
- [11] Glassman, I., Yetter, R. A., and Glumac, N., 2014. Combustion. Academic Press.
- [12] Meneveau, C., and Poinso, T., 1991. "Stretching and Quenching of Flamelets in Premixed Turbulent Combustion". Combustion and Flame, 86, pp. 311–332.