



Ricerca di Sistema elettrico

Esercizio dell'Impianto AGATUR in assetto EGR-STEP 1: simulazioni numeriche

G. Messina, A. Di Nardo, G. Calchetti

ESERCIZIO DELL'IMPIANTO AGATUR IN ASSETTO EGR: SIMULAZIONI NUMERICHE

G. Messina, A. Di Nardo, G. Calchetti (ENEA)

Settembre 2015

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2014

Area: Produzione di Energia Elettrica e Protezione dell'Ambiente

Progetto B.2: Cattura e Sequestro della CO₂ Prodotta da Combustibili Fossili

Obiettivo C: Cicli Turbogas a CO₂

Responsabile del Progetto: Stefano Giammartini, ENEA

Si ringraziano i colleghi Giuliano Guidarelli, Andrea Grasso e Andrea Assettati per il loro indispensabile supporto tecnico-operativo.

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	4
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	8
2.1 SIMULAZIONE NUMERICA DELLA μ GT DI AGATUR IN ASSETTO EGR-STEP1.....	8
2.2 SIMULAZIONE CFD DEL COMBUSTORE.....	10
2.2.1 <i>Modellazione geometrica</i>	10
2.2.2 <i>Analisi CFD</i>	11
3 CONCLUSIONI.....	14
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	14
5 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	15

Sommario

L'impianto AGATUR (Advanced Gas Turbine Rising) in dotazione al laboratorio IPSE dell'ENEA, verrà utilizzato quale dimostratore sperimentale di un ciclo turbogas EGR. L'impianto è dotato di una micro-turbina a gas (μ GT) Turbec T100 da 100 kW e di un vessel di circa 40 m³, il quale, connesso alla μ GT dal lato aspirazione, fungerà da plenum per la creazione della miscela sintetica aria - CO₂ che verrà aspirata dalla macchina. Nel presente documento si descrivono i risultati di due campagne di simulazioni numeriche, ovvero delle simulazioni di processo della μ GT di AGATUR esercita in assetto EGR-STEP1 con le quali si sono ottenute alcune delle "boundary conditions" necessarie all'impostazione delle simulazioni CFD del combustore, e delle stesse simulazioni CFD appena citate, effettuate con l'obiettivo di valutare, nei limiti delle informazioni disponibili, il comportamento del combustore quando viene esercito con miscele aria-CO₂.

1 Introduzione

Negli ultimi anni lo scenario di riferimento della generazione elettrica è profondamente mutato, volgendo molto rapidamente verso un sistema elettrico basato sull'uso massiccio delle rinnovabili, alcune delle quali intrinsecamente non programmabili. L'obiettivo evidente di questo cambiamento, per certi versi impetuoso, consiste nel ridurre drasticamente le emissioni climalteranti ed inquinanti connesse con la generazione elettrica da fonte fossile e nel ridurre la dipendenza da quest'ultima. Tuttavia, tanto più si è "partigiani" della generazione elettrica verde, tanto più si deve essere consapevoli della necessità di supportare il sistema elettrico quando, per fare gli esempi più evidenti, eolico e fotovoltaico non sono operativi per mancanza della fonte primaria. Il tema dell'abbattimento delle emissioni associate alla generazione da fonte fossile, fortemente connesso con lo sviluppo delle tecnologie CCS, si accoppia quindi con il più contingente tema della "load-flexibility", ovvero della flessibilità di esercizio necessaria a compensare le fluttuazioni di potenza associate alle rinnovabili non programmabili. Se si esclude la generazione idroelettrica, comunque vincolata alla limitata disponibilità di siti sul territorio, le turbine a gas rappresentano il miglior candidato in termini di load-flexibility, principalmente nella configurazione a ciclo aperto (OCGT), ma anche nella configurazione a ciclo combinato (CCGT) che, peraltro, espone la miglior efficienza termodinamica tra i sistemi di conversione da fonte fossile. Tuttavia l'implementazione delle CCS presenta delle problematiche per entrambe le configurazioni, dovute principalmente alla bassa concentrazione della CO₂ nei gas di scarico che rende il processo di cattura meno efficiente, con facilities dedicate più voluminose e quindi penalizzanti sia in termini di CAPEX (CAPital EXpenditure) che di OPEX (OPerating EXpenditure). I cicli turbogas EGR (Exhaust Gas Recirculation) possono rappresentare una soluzione brillante, in grado di accoppiare la flessibilità di esercizio tipica delle turbine a gas, con l'implementazione efficace ed efficiente delle tecnologie CC(S). In estrema sintesi il principio fondante di questa tipologia di cicli consiste nel ricircolare una parte degli esausti della turbina a gas fino ad ottenere un fluido di lavoro composto da aria con alti tenori di CO₂. La maggior concentrazione di CO₂ negli esausti rende la cattura più efficiente, richiede facilities dedicate meno voluminose e, non ultimo, può potenzialmente contribuire alla riduzione degli NOx sia a causa della minor concentrazione di ossigeno, sia per la favorevole distribuzione della temperatura all'interno del combustore. Di contro, la minor concentrazione di ossigeno nella miscela comburente può condurre all'incremento degli incombusti e, di conseguenza, alla necessità di modificare la geometria del combustore finalizzandola all'esercizio in condizioni EGR.

Uno studio effettuato dalla norvegese SINTEF [1] evidenzia che un ricircolo dei gas di scarico pari al 50% può incrementare la concentrazione di CO₂ nei fumi dal 3.8% al 7.9% su base molare, riducendo del 51% la portata massica dei gas da avviare alla sezione di cattura. A prescindere dalla tecnologia CC(S) post-combustion ipotizzata, l'aumento della concentrazione della CO₂ nei fumi e la contemporanea riduzione della portata in massa da avviare alla cattura non possono che impattare favorevolmente sia sull'efficienza termodinamica che sulla performance economica del processo di conversione così de-carbonizzato. Dal punto di vista tecnico, è indubbio che la maggior pressione parziale della CO₂ negli esausti

da decarbonizzare impatta favorevolmente sul processo di cattura, mentre dal punto di vista economico, un processo di cattura più efficiente, con facilities dedicate di volume dimezzato non può che incidere favorevolmente sia sul CAPEX che sul OPEX. Una delle conclusioni più interessanti tra quelle che si traggono dallo studio della SINTEF [1] ci viene fornita dall'analisi di sensibilità alla percentuale di ricircolo della perdita di efficienza termodinamica, attribuita all'implementazione della cattura mediante ammine su un CCGT (figura 1). Si nota che il minimo della curva di penalizzazione in termini di efficienza si ottiene per una percentuale di ricircolo pari al 50%, oltre la quale i vantaggi in termini di efficienza dell'EGR decadono a causa dell'utilizzo di ossigeno tecnico per il sostentamento della combustione. Da figura 1 si evince che la perdita di efficienza minima corrisponde ad una percentuale di ricircolo del 50% ed è pari a circa il 6.25%, secondo le ipotesi esposte nella stessa figura.

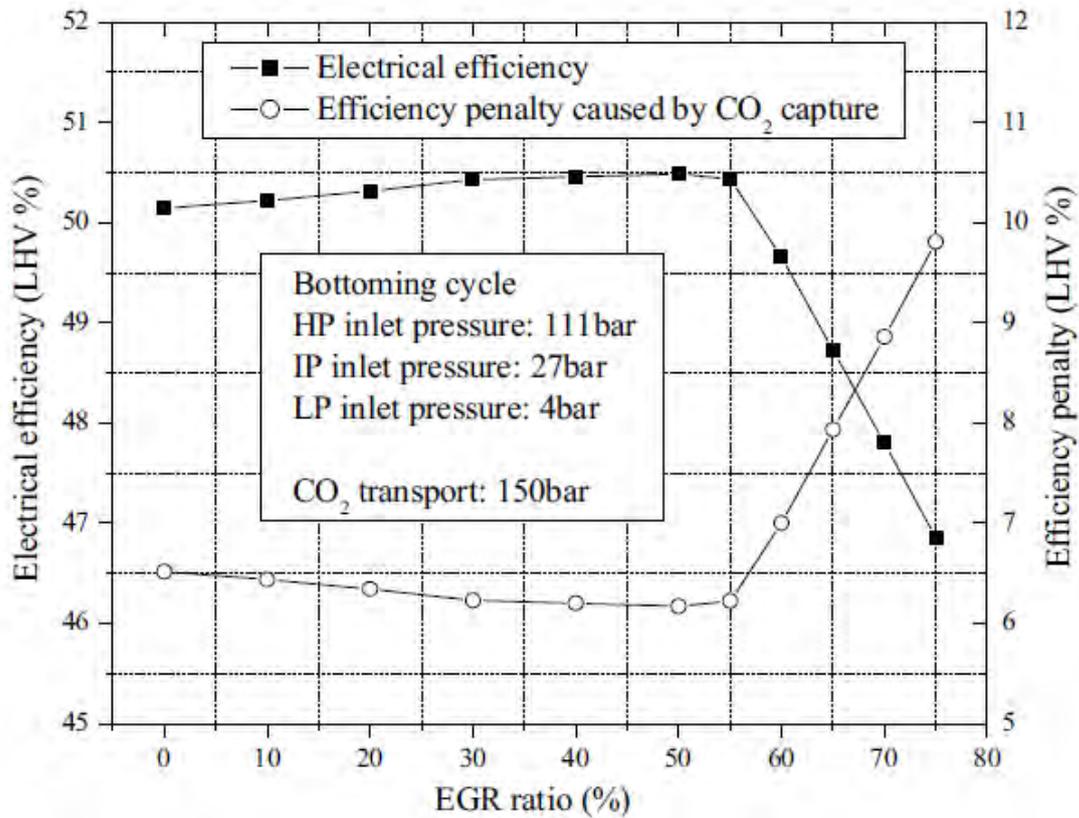
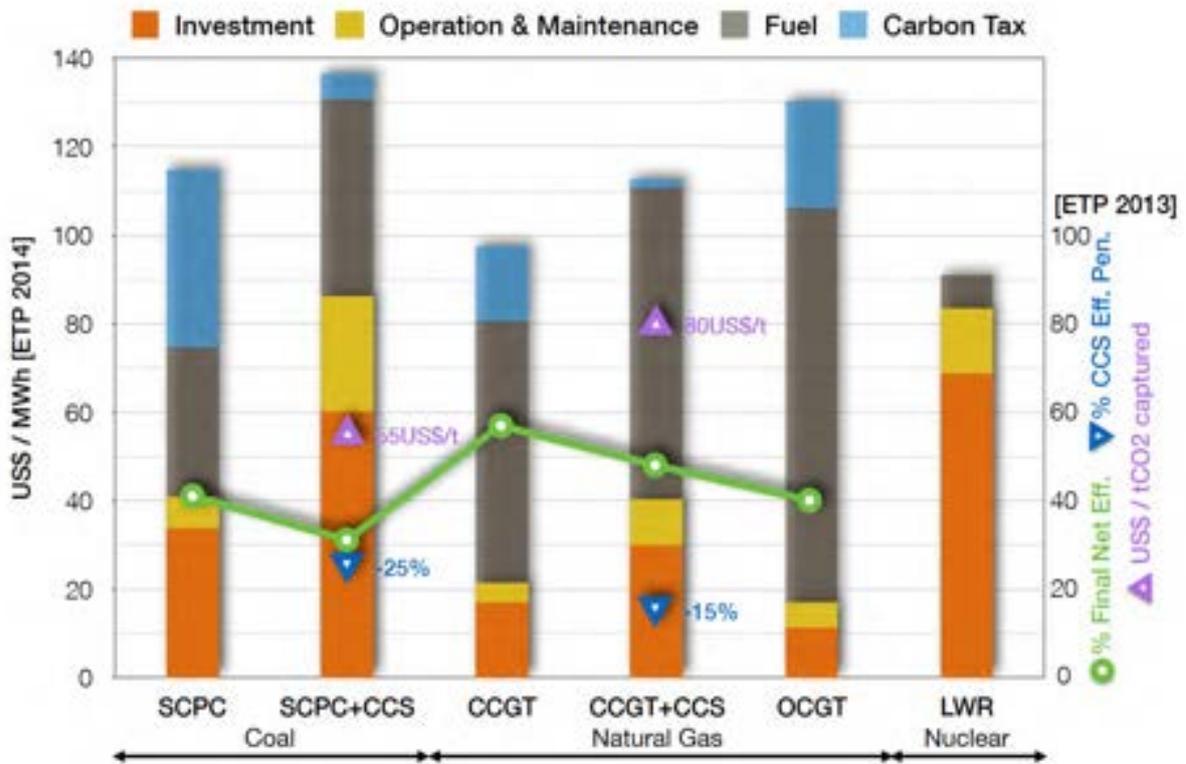


Figura 1. Perdita di efficienza rispetto alla percentuale di ricircolo per un CCGT + EGR. Grafico tratto da [1].

Nella figura 2 si espongono i risultati di un'analisi effettuata dall'ENEA [2] elaborando i dati pubblicati nei reports "Energy Technology Perspective" 2013 e 2014 (ETP2013, ETP 2014) e "Technology Roadmap Carbon



Capture and Storage" 2013 dell'Agenzia Internazionale dell'Energia (IEA). Il diagramma a barre indica il Levelized Cost of Electricity (LCOE) corrispondente a diverse tecnologie di conversione, calcolato con e senza CCS, ipotizzando una carbon tax di 50 USD per tonnellata di CO₂ catturata. La prima interessante conclusione che si trae dall'analisi è che la produzione di energia elettrica da CCGT espone la miglior performance economica con e senza CCS, nonostante il costo di cattura stimato per i CCGT sia decisamente più elevato rispetto allo stato dell'arte degli impianti a polverino di carbone (SCPC): 80 USD/t per gli impianti di conversione CCGT contro 55 USD/t per gli impianti SCPC. L'Extra costo di 25 USD/t attribuito alla cattura sui CCGT è dovuto principalmente alla bassa diluizione della CO₂ negli esausti che comporta, come già detto, maggiori difficoltà tecniche e incremento sia di OPEX e che di CAPEX. La seconda osservazione che si può trarre dall'analisi effettuata in [2] è che la performance economica dei CCGT prevale nettamente sulle altre tecnologie di conversione da combustibile fossile, anche nel caso con CCS nonostante l'extra costo di 25 USD/t per la cattura della CO₂ sopra citato e una corrispondente perdita di efficienza del 15%.

Figura 2. Valutazione del LCOE e della perdita di efficienza al variare della tecnologia di conversione da fonte fossile, con e senza l'implementazione delle CCS, ipotizzando una carbon tax pari a 50 USD/t CO₂. Grafico tratto da [2].

Se proviamo a sovrapporre i risultati di figura 1 con quanto esposto in figura 2, la facile conclusione a cui si giunge è che la perdita di efficienza dei CCGT + CCS + EGR è più che dimezzata, 6.5% contro il 15% dei CCGT + CCS, con chiare e favorevoli ripercussioni sul LCOE che, nell'ambito della generazione di energia elettrica low carbon, conducono ad una potenziale egemonia tecno-economica dei CCGT + CCS + EGR.

Le opportunità offerte dallo sviluppo dei cicli EGR sopra descritte, non sono sfuggite al mondo industriale, con particolare riferimento alla Mitsubishi Heavy Industries (MHI), uno degli operatori più attivi nello sviluppo di nuove soluzioni nel dominio tecnologico delle turbine a gas. MHI, peraltro molto attiva anche nicchia tecnologica dei cicli a S-CO₂, nell'ambito di un progetto nazionale nipponico per lo sviluppo di turbine a gas classe 1700°C, ha progettato e testato un combustore finalizzato all'applicazione in cicli turbogas EGR. Va osservato che l'intento dichiarato di MHI nell'implementazione del combustore EGR è quello di ridurre le emissioni di NO_x, quale soluzione al problema connesso con temperature di ingresso turbina (TIT) dell'ordine dei 1700 °C, che con le tecnologie tradizionali vedrebbe crescere la produzione di NO_x di quasi un ordine di grandezza rispetto ad un combustore classe 1500°C [3] (figura 3). MHI in particolare e il programma nazionale nipponico in generale, guardano quindi allo sviluppo dei cicli EGR in prospettiva dell'incremento dell'efficienza dei CCGT (TIT 1700 °C) nel rispetto delle emissioni, obiettivo certamente più contingente rispetto allo sviluppo delle CCS. Da qui l'opportunità di sviluppare una tecnologia con positive e immediate ricadute a breve termine che prescindono dall'implementazione delle CCS, ma con risultati completamente e immediatamente spendibili quando queste ultime giungeranno alla piena maturità tecnologica.

L'impianto AGATUR (Advanced Gas Turbine Rising) in dotazione al laboratorio IPSE dell'ENEA, attualmente in corso di adeguamento, verrà utilizzato quale dimostratore sperimentale di un ciclo turbogas EGR. L'impianto è dotato di una micro-turbina a gas (μGT) Turbec T100 da 100 kW e di un vessel di circa 40 m³, il

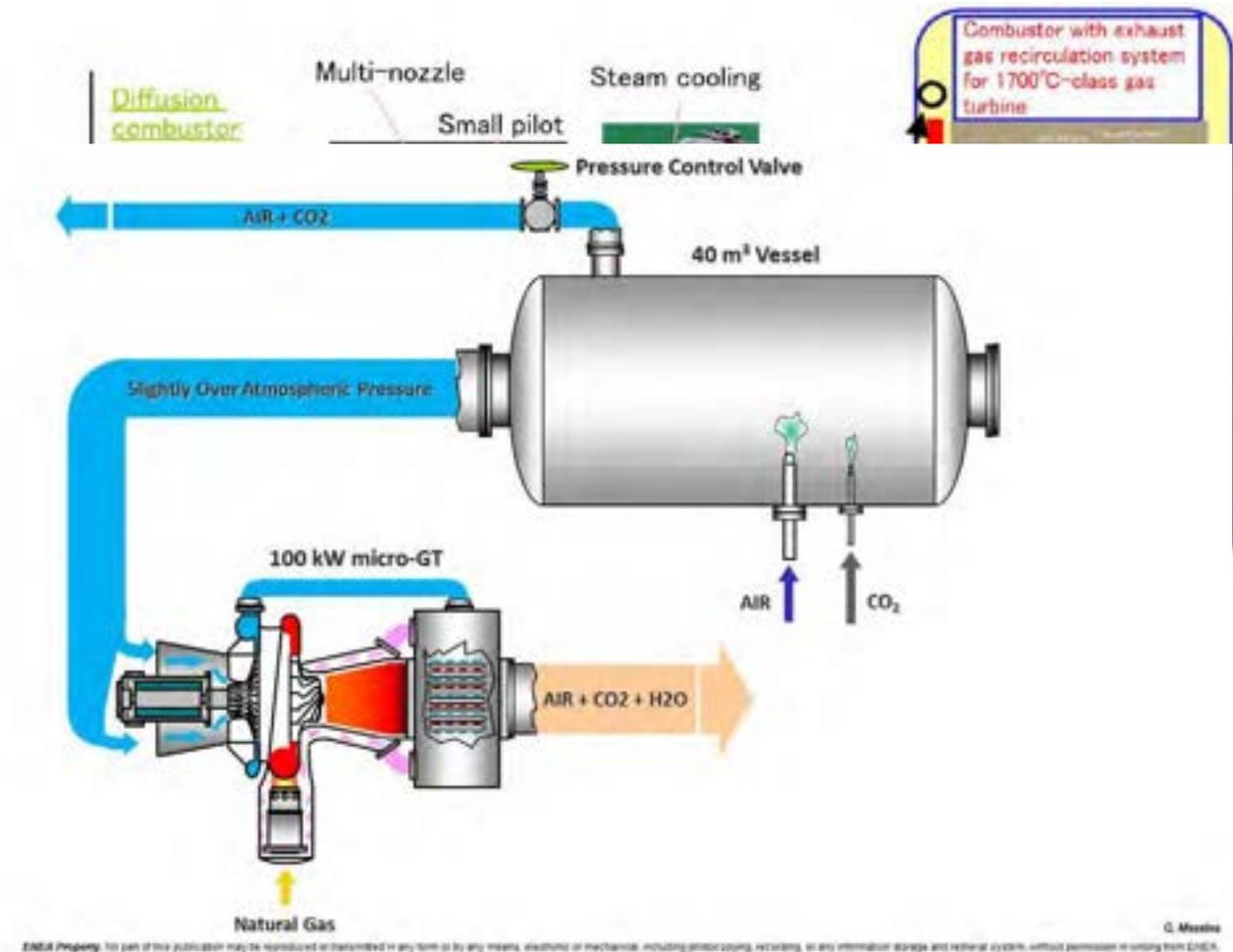


Figura 4. Schema dell'impianto AGATUR in assetto EGR-STEP1

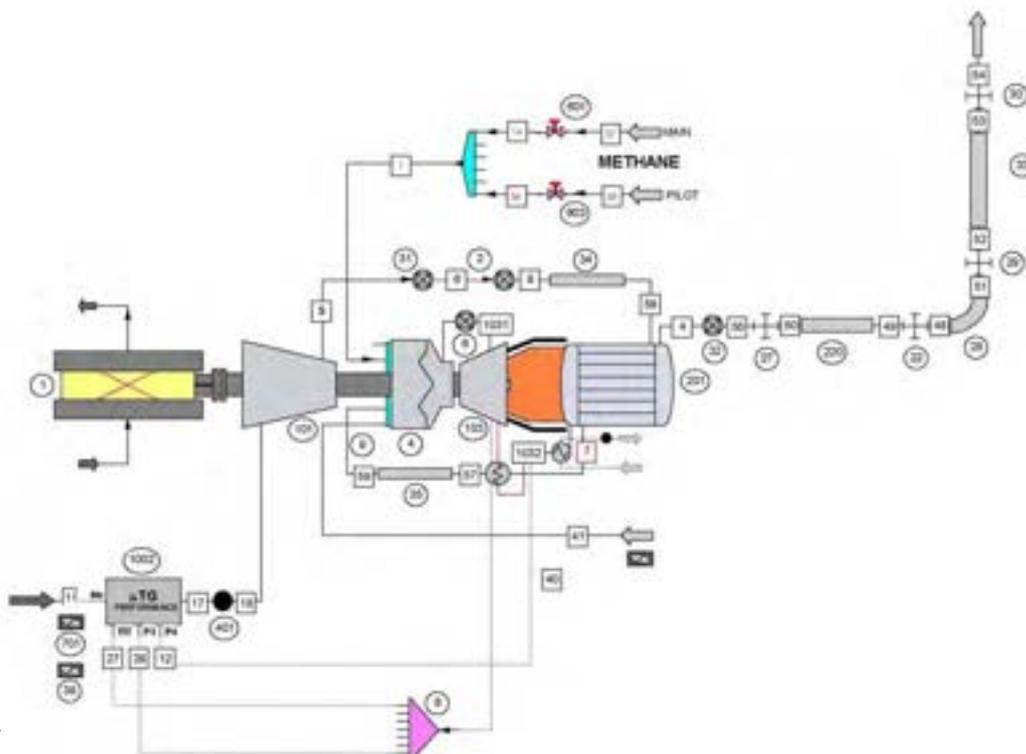
quale, connesso alla μ GT dal lato aspirazione, fungerà da plenum per la creazione della miscela sintetica aria - CO₂ che verrà aspirata dalla macchina. In questo primo assetto sperimentale di AGATUR (EGR-STEP1), la miscela gassosa sarà quindi prodotta mediante iniezione di portate controllate di aria e CO₂, con l'obiettivo di emulare la composizione del fluido di lavoro corrispondente a diverse percentuali di ricircolo. Il successivo assetto sperimentale di AGATUR (EGR-STEP2) prevede ulteriori modifiche dell'impianto che consentiranno di ottenere il ricircolo dei gas di scarico e la "chiusura" del ciclo turbogas EGR. In questo documento si espongono i risultati della simulazione di processo, utilizzati come condizioni al contorno per la simulazione CFD del combustore della μ GT quando quest'ultima viene esercita in assetto EGR-STEP1, unitamente ai risultati della stessa simulazione CFD. L'obiettivo contingente delle simulazioni numeriche, sia a livello di sistema (la μ GT) che di singolo componente (il combustore), consiste nel dotarsi del bagaglio informativo utile alla successiva impostazione dei test reali che verranno svolti su AGATUR.

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

In questa sezione verranno descritti i risultati di due campagne di simulazioni numeriche, ovvero delle simulazioni di processo della μ GT di AGATUR esercita in assetto EGR-STEP1 con le quali si sono ottenute alcune delle "boundary conditions" necessarie all'impostazione delle simulazioni CFD del combustore, e delle stesse simulazioni CFD appena citate, effettuate con l'obiettivo di valutare, nei limiti delle informazioni disponibili, il comportamento del combustore quando viene esercito con miscele aria-CO₂.

2.1 Simulazione numerica della μ GT di AGATUR in assetto EGR-STEP1

Le simulazioni di processo della μ GT sono state implementate imponendo condizioni di carico conservative, in grado di porre i presupposti per l'esercizio sicuro della macchina durante l'esecuzione di test in condizioni fortemente off-design. La temperatura ambiente di riferimento è stata posta¹ pari a 15 °C, da intendersi come limite superiore per la portata in massa aspirata dal compressore della μ GT: valori



¹ AGATUR

iscontrano

Figura 5. Layout del simulatore di processo della μ GT implementato in linguaggio VBA e integrato nella suite commerciale ChemCAD®.

superiori della temperatura ambiente implicano, infatti, valori della portata in massa inferiori e, pertanto, certamente compatibili con le caratteristiche prestazionali di AGATUR, ovvero con la portata massima d'aria che i compressori della piattaforma sono in grado di fornire al vessel. Al contrario, valori inferiori della temperatura ambiente implicano incrementi della portata in massa aspirata dalla μ GT potenzialmente non compatibili con AGATUR. Per quanto riguarda le condizioni di carico, si prevede di controllare la μ GT con una strategia a RPM costanti che, nello specifico, implica due classi di test rispettivamente all' 80% e all' 85% del numero di giri nominale. Anche in questo caso, la scelta dell'RPM SETpoint è dettata dalla compatibilità con le caratteristiche di AGATUR già citate. L'estrapolazione del comportamento termo-fluidodinamico della macchina con fluido di lavoro arricchito in CO₂ è stata ottenuta mediante un modello numerico "time dependent" che oltre a riprodurre la termodinamica del sistema, gestisce l'accoppiamento fluidodinamico (flow-matching) delle turbomacchine utilizzando curve caratteristiche costruite in funzione di gruppi full-dimensionless e, pertanto, adatte a valutare gli effetti che della composizione del fluido di lavoro sulla performance della macchina. I valori caratteristici del flow-matching istantaneo delle turbomacchine (pressioni, temperature, potenze, e portate) unitamente alla caratteristica meccanica del generatore e al momento d'inerzia polare dell'albero, costituiscono i dati in ingresso per il bilanciamento dinamico del rotore (work-matching), ovvero per il calcolo della velocità e dell'accelerazione angolari. Il sistema di controllo, anch'esso parte del modello in questione, provvede a mantenere la macchina stabile pilotando istante per istante l'apertura delle valvole del combustibile. Il modello numerico sopra citato rappresenta il cuore del simulatore di processo della μ GT, è stato implementato in Visual Basic for Applications (VBA) e integrato nella suite commerciale di simulazione ChemCAD® nel corso delle precedenti annualità.

Le condizioni al contorno qui esposte sono il risultato di una sequenza di manovre eseguite al simulatore, finalizzate al raggiungimento della composizione desiderata del fluido di lavoro. Ciascuna sessione simulata si considera conclusa al raggiungimento dei regimi rotazionale e termico della μ GT. I transitori rotazionali si esauriscono in tempi dell'ordine del minuto primo e sono fortemente influenzati dal sistema di controllo che gestisce le accelerazioni dovute alle variazioni di carico della macchina, i transitori termici sono invece caratterizzati da intervalli temporali più lunghi, la cui entità è dell'ordine delle decine di minuti. E sono da dominati in massima parte dall'inerzia termica del rigeneratore. Il regime rotazionale si ritiene raggiunto quando il valore degli RPM si assesta al SETpoint con oscillazioni contenute a qualche %. Il regime termico si ritiene raggiunto quando gli effetti dell'inerzia termica del rigeneratore si esauriscono e la ROT_{cs} (Recuperator Outlet Temperature - cold side) si assesta ad un valore stabile, caratteristico delle condizioni ambiente e di carico con oscillazioni contenute entro i 5°C.

Le simulazioni di sistema sono state impostate ipotizzando la μ GT avviata e stabile alla potenza di 30 KW elettrici. Dopo 60 s di funzionamento in queste condizioni viene imposto il controllo a RPM costanti, con un tempo di assestamento di 480 s. Successivamente viene introdotta all'aspirazione della μ GT la quantità di CO₂ necessaria al raggiungimento della composizione voluta del fluido di lavoro, con una rampa di iniezione di 60 s, al termine dei quali la portata massica di CO₂ viene mantenuta costante. Trascorsi i successivi 1200 s, durante i quali la μ GT viene mantenuta a regime costante, si considera esaurito il transitorio termico. Ciascun valore caratteristico del test è il risultato della media temporale degli ultimi 60 s di marcia a regime costante. Secondo le modalità appena descritte, sono state simulate due classi di test, essendo ciascuna classe riferita rispettivamente all'80 % e all'85 % del numero di giri nominale.

2.2 Simulazione CFD del combustore

2.2.1 Modellazione geometrica

Il combustore in oggetto ha una potenza termica di 334.4 kW ed è stato progettato per funzionare in modalità di combustione classica ovvero, nel caso in questione, gas naturale in aria. Le simulazioni CFD si inquadrano nell'ambito di uno studio esplorativo, semplificato, in grado di fornire una valutazione di massima del comportamento fluidodinamico del combustore con un fluido di lavoro che è composto da aria con elevati tenori di CO₂ e di evidenziare eventuali criticità rispetto all'esercizio convenzionale con aria. La geometria del combustore non era nota a priori, tuttavia le attività di manutenzione del sistema di alimentazione della μ GT di AGATUR effettuate in autonomia dal personale tecnico del Laboratorio IPSE, hanno fornito l'opportunità di effettuare i rilievi dimensionali indispensabili a ricostruirne la geometria, seppur con un certo margine di incertezza dovuto all'impossibilità di accedere a tutte le sezioni del combustore senza un completo smontaggio dello stesso (Figura 6).



Figura 6. Vista laterale (a sinistra) e frontale (a destra) del combustore della μ GT di AGATUR.

Le figure 7, 8 e 9, con livello crescente di dettaglio, illustrano la disposizione dei vari ingressi ottenuta con la ricostruzione 3D del combustore. Più in dettaglio si possono notare i fori per il passaggio dell'aria di diluizione (figura 7), gli orifizi di passaggio dell'aria secondaria e la corona circolare per il passaggio del flusso premiscelato (figura 8), gli orifizi di passaggio dell'aria primaria e gli orifizi di alimentazione del combustibile nella sezione diffusiva (figura 9). Analizzando la disposizione dei fori di ingresso, si nota la possibilità di individuare una porzione periodica dell'intero combustore. Nello specifico si notano²:

- 6 orifizi di alimentazione del combustibile nella sezione diffusiva, diametro d ;
- 12 orifizi di passaggio dell'aria primaria, diametro $7d$;
- 30 orifizi di passaggio dell'aria secondaria, diametro $10d$;

² Per motivi di tutela della proprietà industriale i valori dimensionali ottenuti dai rilievi verranno riportati in forma parametrica, utilizzando come dimensione base il diametro (d) degli orifizi di alimentazione del combustibile nella zona diffusiva (pilota).

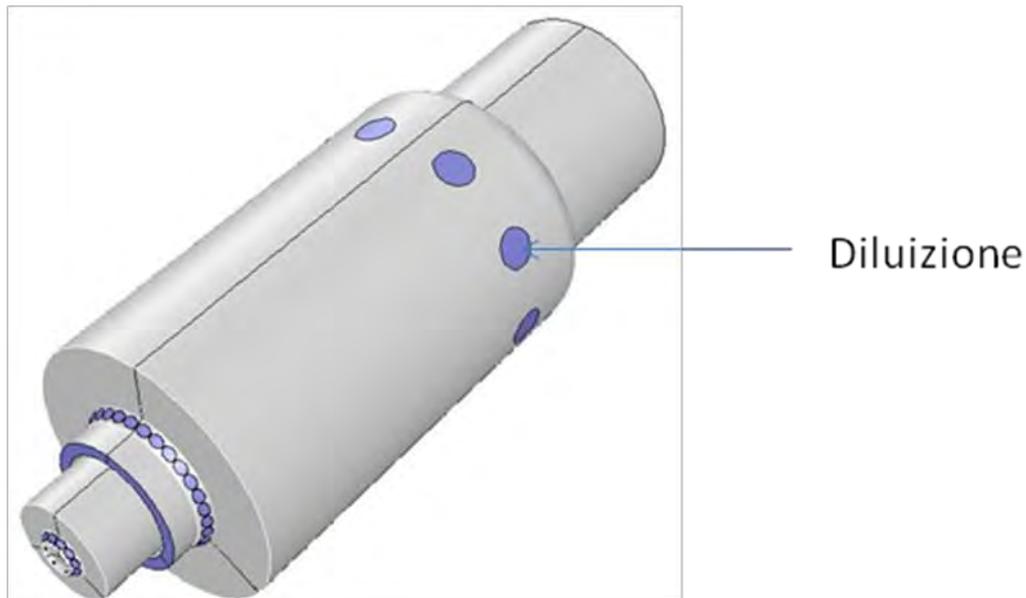


Figura 7. Dominio solido del modello oggetto delle simulazioni CFD.

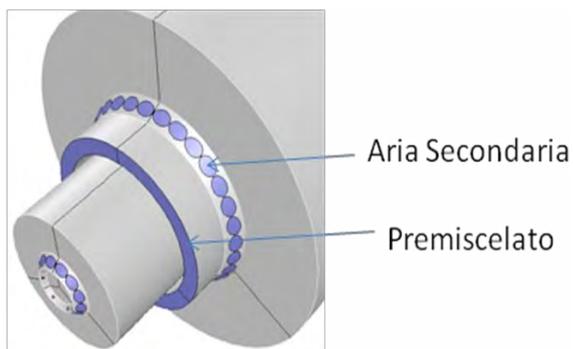


Figura 8. Dettaglio delle sezioni di passaggio della miscela combustibile e dell'aria secondaria.

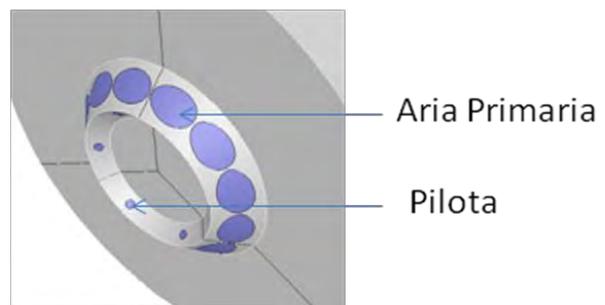


Figura 9. Dettaglio delle sezioni di passaggio dell'aria primaria e del combustibile della linea pilota.

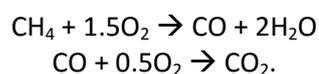
- 9 fori per il passaggio dell'aria di diluizione, diametro 39d;
- la corona circolare per il passaggio del flusso premiscelato, $D_e - D_i = 12d$.

L'elemento minimo che è possibile simulare è uno 'spicchio' di 120 gradi, cioè 1/3 dell'intero combustore.

2.2.2 Analisi CFD

Le simulazioni CFD sono state effettuate mediante il codice di calcolo ANSYS-FLUENT su una griglia di calcolo a celle tetraedriche di circa 1530000 celle di calcolo e adottando come geometria lo spicchio summenzionato. Per quanto riguarda la modellistica, di seguito i modelli utilizzati:

- turbolenza: realizable k-ε con standard wall functions;
- radiazione: P1;
- interazione Chimica-Turbolenza: Eddy-Dissipation;
- cinetica chimica: reazione aria-metano a due step (2 reazioni e 6 specie chimiche, compreso l'azoto):



Le simulazioni CFD sono state effettuate prendendo come riferimento due possibili condizioni operative, indicate come TEST1 e TEST2 nella tabella 1, presumibilmente riproducibili in fase di analisi sperimentale. E' stata trascurata la presenza di Argon, in quanto gas inerte. La portata totale di combustibile (100% CH₄) proveniente dal sistema di alimentazione viene suddivisa, in proporzioni variabili con le condizioni di carico della μ GT, tra la linea pilota e la linea main del combustore. Da casi analoghi reperiti in letteratura [4,5] si evince che al variare della suddivisione delle portate di alimentazione pilota/main non si riscontrano differenze significative sia sui bilanci globali di energia del combustore, ovvero sulla temperatura di uscita dei gas dal combustore (TIT), sia sulla concentrazione di CO. D'altra parte non sono ancora disponibili rilievi sperimentali che consentano di valutare quantitativamente la reale ripartizione delle portate che, pertanto, sono state allineate a quanto riscontrato in letteratura [4] per il caso standard a potenza nominale, ovvero:

- 15% all'alimentazione del pilota
- 85% all'alimentazione del main.

Per quanto riguarda la ripartizione massica della miscela comburente (aria + CO₂) lo studio effettuato in [4] evidenzia una sostanziale insensibilità della ripartizione rispetto alle variazioni di carico della μ GT, valutata in un range di variazione compreso tra +/- 20% del valore nominale. La ripartizione massica della miscela comburente è stata pertanto ipotizzata pari a:

- 3% zona primaria
- 22% zona secondaria
- 57% zona di diluizione
- 18% zona si premiscelazione.

La pressione di uscita al combustore, la temperatura e la pressione in ingresso della miscela comburente sono state imposte secondo i valori esposti nell'area "working fluid" della tabella 1.

Tabella 1. Sintesi delle "boundary conditions" ottenute con le simulazioni di processo.

WORKING FLUID												FUEL		
RPM 80%	Carbon Dioxide		Oxygen		Nitrogen		Argon		Temperature	Pressure	Tot. mass rate	Methane	Temperature	Pressure
	kg/s	mole fract.	kg/s	mole fract.	kg/s	mole fract.	kg/s	mole fract.	°C	bar	kg/s	kg/s	°C	bar
TEST1	0,055320	0,068110	0,115580	0,195700	0,376065	0,727340	0,006530	0,008860	365,413552	2,701900	0,553500	0,003500	14,853800	6,900000
RPM 85%														
	kg/s	mole fract.	kg/s	mole fract.	kg/s	mole fract.	kg/s	mole fract.	°C	bar	kg/s	kg/s	°C	bar
TEST2	0,061715	0,068110	0,128930	0,195700	0,419515	0,727340	0,007285	0,008860	423,238718	3,038100	0,617450	0,004400	14,857503	6,900000
TEST3	0,000000	0,000000	0,136393	0,210000	0,443786	0,780490	0,007705	0,009500	466,328688	2,935480	0,587880	0,003700	14,850400	6,900000

Con riferimento al caso TEST1, nella figura 10 è mostrato l'andamento delle linee di flusso. Si nota la presenza del grande vortice toroidale che si estende fino a circa la metà della camera di combustione, comportamento tipico dei sistemi dotati di swirler. E' presente pure un vortice più piccolo nella zona prossima al pilota, l'aria primaria anche in questo caso è soggetta all'effetto dello swirler. Quest'ultimo vortice stabilizza la fiamma pilota. Nella figura 11 si riporta il campo di concentrazione del CH₄, dove al fine di una migliore visibilità, il range 1 - 0.01 è stato uniformemente indicato con il colore rosso.

Nelle figure 12 e 13 si confrontano le concentrazioni delle specie chimiche rispettivamente di CO₂ e CO. Per quanto riguarda la concentrazione di CO₂, (figura 12) i casi TEST1 e TEST2 si dimostrano qualitativamente simili nelle zone centrale e di diluizione del combustore, con una certa differenza nella zona diffusiva dovuta probabilmente al differente rapporto combustibile/comburente nei due casi. Ovviamente, le differenze tra i due casi TEST1 e TEST2, e il caso TEST3 con fluido di lavoro composto da sola aria sono molto marcate, sia in termini quantitativi, sia in termini qualitativi, soprattutto nella zona di diluizione, dove il flusso entrante nei primi due casi ha un elevato contenuto di CO₂ dovuto alla composizione aria-CO₂ del fluido di lavoro della μ GT. In tutti e tre i casi (figura 13), si registrano valori della concentrazione di CO prossimi allo zero, indicativi di una sostanziale assenza di incombusti. Con riferimento al campo di temperatura (figura 14), in tutti e tre i casi il picco di temperatura si registra, come atteso, nel fronte di fiamma del pilota, essendo questa una fiamma diffusiva, con sostanziale coincidenza nei casi TEST2 e TEST3, che si riferiscono a fluidi di lavoro differenti, ma allo stesso regime di esercizio. Nei casi con miscela

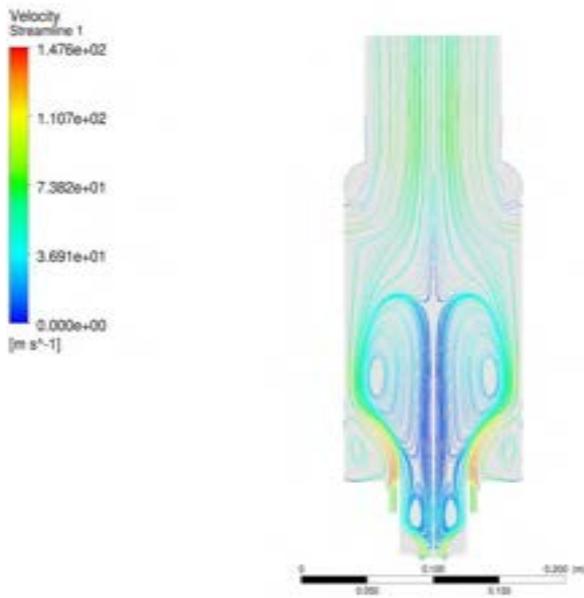


Figura 10. Linee di flusso colorate con la velocità (m/s) – TEST1

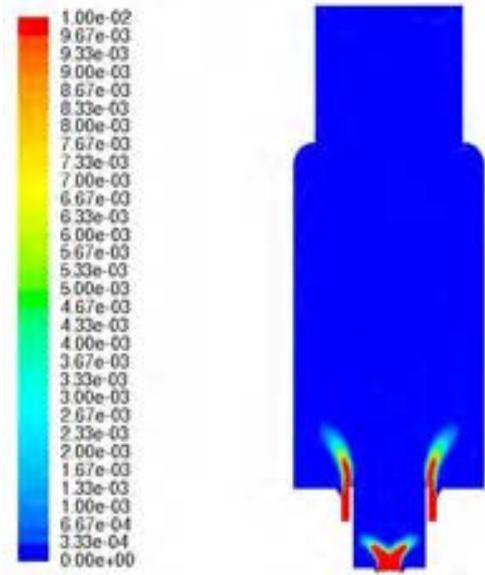


Figura 11. Campo di concentrazione del CH₄ (mass fraction) – TEST1

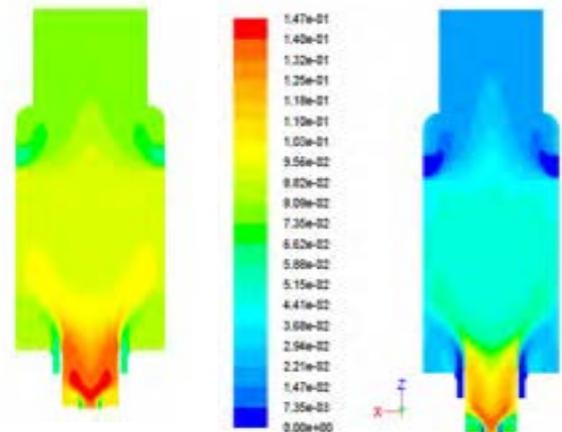
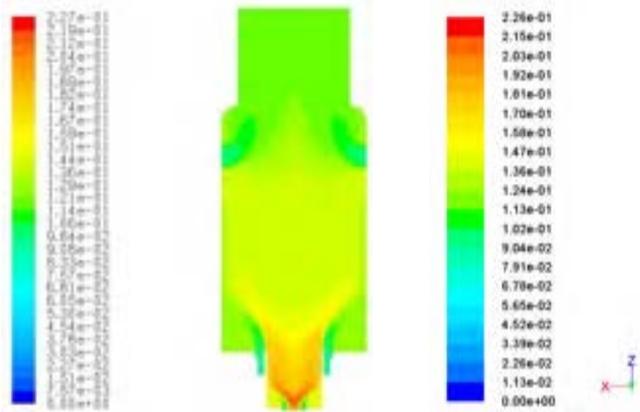


Figura 12. Campo di concentrazione della CO₂ (mass fraction) nei casi TEST1, TEST2 e TEST3 (da sinistra a destra).

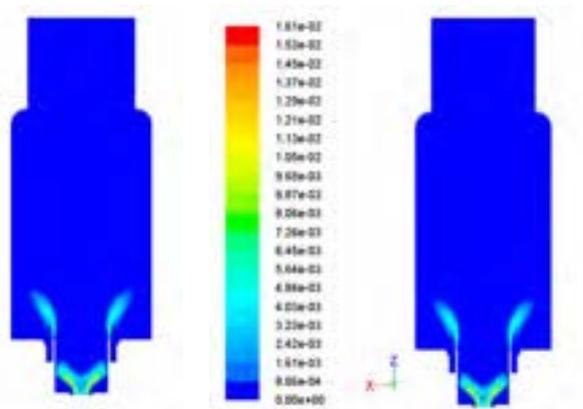
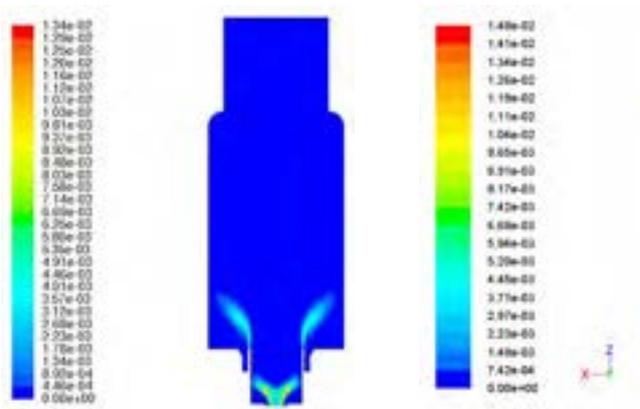


Figura 13. Campo di concentrazione del CO (mass fraction) nei casi TEST1, TEST2 e TEST3 (da sinistra a destra).

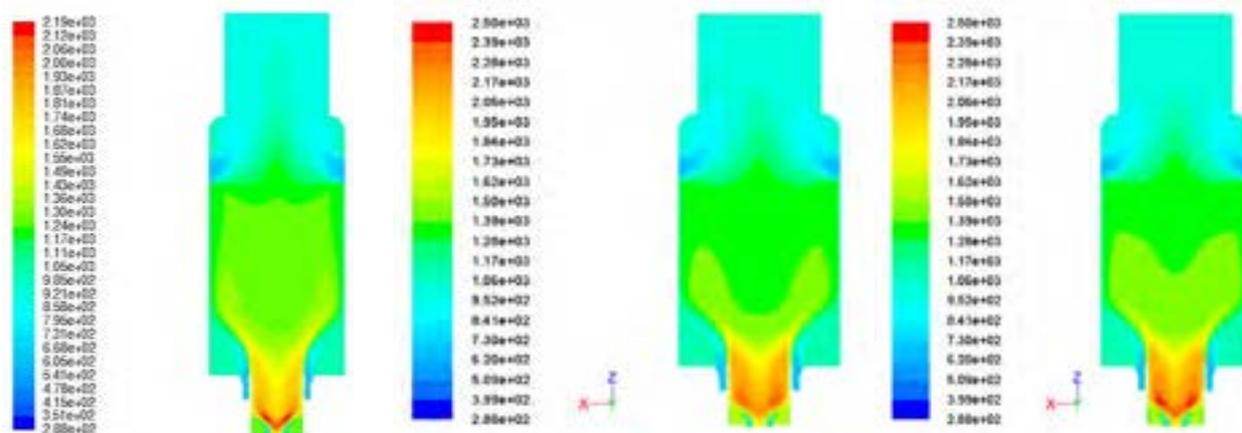


Figura 14. Campo della temperatura (K) nei casi TEST1, TEST 2 e TEST 3 (da sinistra a destra).

aria-CO₂ la temperatura nel corpo centrale del combustore ha una distribuzione più uniforme, mentre in tutti e tre i casi si registrano valori della TIT in accordo con le simulazioni numeriche di processo.

3 Conclusioni

Le attività descritte nel presente documento si inquadrano nell’ambito di uno studio esplorativo finalizzato ad una valutazione di massima del comportamento fluidodinamico del combustore con un fluido di lavoro composto da aria con elevati tenori di CO₂, nonché di evidenziare eventuali criticità rispetto all’esercizio convenzionale con aria. L’accuratezza delle simulazioni CFD è stata senz’altro vincolata dalla qualità e dalla quantità delle informazioni disponibili a priori, tuttavia i risultati, se non completamente allineati, non sono in disaccordo con più accurate e complete analisi CFD reperite in letteratura effettuate, peraltro, con un bagaglio informativo preliminare ben più completo. Si riscontra inoltre un buon accoppiamento tra i risultati delle simulazioni di processo e delle simulazioni CFD, evenienza che contribuisce a consolidare un bagaglio informativo che prima del conseguimento delle attività qui descritte non si possedeva. Dal punto di vista operativo, i risultati ottenuti forniscono una previsione complessivamente positiva sulla riproducibilità sperimentale dei test di riferimento che verranno effettuati sull’impianto AGATUR in assetto EGR-STEP1.

4 Riferimenti bibliografici

1. L. Hailong, G. Haugen, M. Ditaranto, D. Berstad, K. Jordal, " Impacts of exhaust gas recirculation (EGR) on the natural gas combined cycle integrated with chemical absorption CO₂ capture technology", Energy Procedia Vol. 4 (2011), 1411-1418.
2. E. Giacomazzi, G. Messina, "Exploitation of Supercritical CO₂ Properties. An Holistic Solution for the 21st Century Power Generation", Impiantistica Italiana, N. 5 (2015) – in corso di pubblicazione.
3. Y. Tanaka, M. Nose, M. Nakao, K. Saitoh, E. ITO, K. Tsukagoshi, "Development of Low NO_x Combustion System with EGR for 1700°C-class Gas Turbine", Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol. 50 N. 1 (2013).

4. M. Cadorin, “Studio di Sistemi Energetici Avanzati Alimentati con Combustibili da Fonti Fossili e Rinnovabili per la Piccola e Micro-Cogenerazione Distribuita”, Tesi, Dottorato di Ricerca in “Scienze dell’Ingegneria” Ciclo XXII, 2009.
5. M. Cadorin, M. Pinelli, A. Vaccari, R. Calabria, F. Chiariello, P. Massoli, E. Bianchi, “Analysis of a Microgasturbine Fed by Natural Gas and Syntesis Gas: MGT Test Bench and Combustor CFD Analysis”, ASME Turbo Expo 2011, 6-10 Giugno 2011 Vancouver, Canada, ASME, 2011.

5 Abbreviazioni ed acronimi

CAPEX	Capital Expenditure	OPEX	Operating Expenditure
CCGT	Combined Cycle Gas Turbine	ROT	Recuperator Outlet Temperature
CCS	Carbon Capture and Storage	RPM	Revolutions Per Minute
CFD	Computational Fluid Dynamics	SCPC	Super Critical Pulverized Coal
EGR	Exhaust Gas Recirculation	S-CO ₂	Super Critical CO ₂
LCOE	Levelized Cost Of Electricity	USD	United States Dollar
MHI	Mitsubishi Heavy Industries	VBA	Visual Basic for Applications
OCGT	Open Cycle Gas Turbine	μGT	Micro Gas Turbine