

# INCREMENTO DELLE PRESTAZIONI DI UNA TURBINA A GAS INDUSTRIALE MEDIANTE “EVAPORATIVE COOLING”

**S. Brusca, R. Lanzafame**

Università degli Studi di Catania - Facoltà di Ingegneria - Dipartimento di Ingegneria Industriale e Meccanica

[sbrusca@diim.unict.it](mailto:sbrusca@diim.unict.it)

[rlanzafa@diim.unict.it](mailto:rlanzafa@diim.unict.it)

## SOMMARIO

Nel presente lavoro sono stati analizzati gli effetti delle condizioni atmosferiche sulle prestazioni degli impianti turbogas terrestri. È stato implementato, tarato e validato il modello matematico di una turbina a gas in esercizio quale topper in un impianto IGCC. I risultati dell'analisi termodinamica effettuata hanno evidenziato che un incremento dell'umidità relativa dell'aria aspirata ha un effetto mitigatorio sulla riduzione di prestazioni dell'unità alle alte temperature. Partendo da tale osservazione, è stato implementato un innovativo sistema di raffrescamento dell'aria elaborata mediante “evaporative cooling”. Sono state studiate due strategie di controllo del sistema: umidità relativa costante e temperatura costante. Entrambe le modalità di controllo prospettate consentono di ottenere un incremento delle prestazioni della macchina in quasi tutto il campo di temperatura analizzato.

## 1. INTRODUZIONE

Nel settore della produzione dell'energia elettrica è in atto, ormai da un ventennio, un profondo rinnovamento dei criteri che guidano la realizzazione di nuove centrali, sia sotto l'aspetto tecnologico, che normativo. Nei paesi industrializzati l'attenzione verso problematiche inerenti la produzione di energia e il suo impatto sull'ambiente, ha dato nuovo impulso alla tecnologia raggiungendo risultati certamente migliorabili e senz'altro positivi; l'attuazione di questi criteri si sta progressivamente affermando nel panorama generale delle centrali esistenti. Nel lungo periodo certamente darà luogo ad una fase di rinnovo e di miglioramento degli impianti esistenti.

Nei Paesi occidentali l'industria per la produzione di potenza utilizza massicciamente le fonti energetiche primarie (Menna, P., 2001) e oggi, l'energia elettrica prodotta mediante turbine a gas e cicli combinati rappresenta una preponderante frazione, peraltro in forte crescita, dell'intero comparto (Biol, F., Argiri, M., 1999).

È necessario incrementare l'efficienza dei sistemi di conversione al fine di ridurre i consumi di combustibile ed essere quindi competitivi. Tale esigenza è sempre accompagnata dalla necessità di ridurre le emissioni di sostanze nocive alla salute umana.

Infatti, l'attenzione dell'opinione pubblica per le problematiche ambientali ha indotto i Governi dei paesi più industrializzati ad adottare una serie di provvedimenti legislativi finalizzati alla riduzione delle emissioni degli impianti di potenza di anidride solforosa (SO<sub>2</sub>),

di ossidi di azoto ( $\text{NO}_x$ ), di particolato, di monossido di carbonio (CO) e di tutte quelle sostanze ritenute nocive per l'uomo e per l'ambiente. Ciò ha comportato un progressivo abbandono dei tradizionali oli combustibili ad alto e medio tenore di zolfo (ATZ e MTZ).

È sorto però il problema dello smaltimento dei residui della raffinazione, precedentemente adoperati per la produzione di oli ATZ e MTZ.

Infine, con riferimento alle incertezze relative al riscaldamento globale del pianeta, v'è inoltre l'esigenza di tenere sotto controllo e, ove possibile, ridurre le emissioni di anidride carbonica (Sagar, A. D., Hildren, J. P., 2002).

La Gassificazione Integrata con Ciclo Combinato (IGCC) può rappresentare una risposta alla problematica del minor impatto ambientale e contemporaneo smaltimento dei residui di raffinazione poiché consente un utilizzo razionale ed ecocompatibile dei residui ed il loro impiego nella produzione di potenza.

Dal punto di vista ambientale gli impianti IGCC risultano superiori a qualunque tecnologia attualmente in uso: l'efficienza di rimozione dello zolfo è superiore a quella dei desolforatori di fumi utilizzati nelle centrali convenzionali e ciò rende possibile l'uso di combustibili ad altissimi tenori di zolfo, quale è il residuo stesso. La possibilità di limitare drasticamente le emissioni di  $\text{NO}_x$  risulta essere un altro punto a vantaggio di questa tecnologia (Bressan, L., 2001).

L'utilizzo delle turbine a gas per la generazione di energia elettrica ha subito negli ultimi anni un forte incremento ed è probabile che tale trend continui, in particolar modo per i sistemi di produzione distribuiti e i sistemi IGCC.

Lo studio dei sistemi per incrementare le prestazioni delle turbine a gas sarà argomento principale di ricerca scientifica e industriale nei prossimi anni. L'obiettivo è quello di ottenere cicli combinati con efficienza superiore al 60 %, turbine a gas industriali con efficienza pari ad almeno il 50 % ed efficienze per i turbogas di piccola taglia e per le microturbine intorno al 35 % (Pivalachi, P. A., 2002). Inoltre risulterà necessario progettare le turbine a gas per l'utilizzo di combustibili a basso valore del potere calorifico inferiore.

Nel medio termine lo studio delle modalità per accrescere lo share dei sistemi cogenerativi e combinati nella generazione di energia sarà argomento di grande attualità. La promozione di tali sistemi è anche chiaramente espressa nelle linee guida dell'Unione Europea per la produzione combinata di energia elettrica e calore (COM514, 1997); lo scopo è quello di incrementare la percentuale di produzione di potenza con tale tecnologia dal 9 % del 1994 al 18 % nel 2010 (Biol, F., Argiri, M., 1999).

È noto però che le condizioni ambientali quali pressione temperatura e umidità relativa hanno un forte impatto sulle prestazioni degli impianti motori a gas (Brusca, S., Lanzafame, R., 2002).

Al fine di utilizzare tale tecnologia in modalità "stand alone" o in configurazione combinata e/o cogenerativa in siti che presentano condizioni climatiche limitanti per le prestazioni, è necessario studiare opportune modalità di funzionamento sfruttando tecnologie che consentano di annullare, o perlomeno mitigare, gli svantaggi derivanti dell'effetto delle condizioni ambientali.

I sistemi di condizionamento dell'aria aspirata sono stati studiati con la finalità di controllare la temperatura dell'aria che viene aspirata dal compressore. Tecnologie quali "Evaporative Cooling", "Inlet Fogging", "Inlet Air Chilling" e "Refrigeration" sono studiate per ottenere all'aspirazione del compressore di impianti motori a gas condizioni termo-igrometriche che simulano le condizioni atmosferiche di un giorno fresco o perlomeno umido quando le prestazioni delle turbine a gas risultano migliori rispetto a quelle in un giorno caldo e secco.

Nel presente lavoro è stato effettuato uno studio finalizzato alla valutazione delle prestazioni degli impianti turbogas per la produzione di energia elettrica al variare della temperatura ambiente. Sono state inoltre analizzate le prestazioni del medesimo impianto in cui è stato integrato nel condotto di aspirazione del compressore un sistema innovativo di trattamento dell'aria mediante "evaporative cooling".

A tal fine è stato implementato un modello matematico dell'apparato in esercizio quale topper di un impianto IGCC utilizzando il codice di calcolo GateCycle<sup>®</sup> (Enter Software, 1996). La logica di regolazione dell'unità e la gestione del modello sono state implementate utilizzando il linguaggio Microsoft<sup>®</sup> Visual Basic for Application (VBA) (Microsoft, 2002). Il modello matematico è stato tarato e validato sulla base dei dati di esercizio di una turbina a gas di un impianto industriale.

## 2. IL MODELLO MATEMATICO

L'impianto turbogas oggetto del presente studio è costituito da una turbina di derivazione industriale monoalbero che può essere alimentata mediante gas di sintesi e/o gasolio commerciale.

Sono presenti due camere di combustione disposte verticalmente ai lati della turbina con otto bruciatori "dual fuel" ciascuna. La presa di potenza è alloggiata all'estremità del compressore assiale al fine di consentire un percorso fumi di scarico adatto alla connessione con la caldaia a recupero dell'impianto.

Attraverso le potenzialità del codice di calcolo GateCycle (Enter Software, 1996) e del linguaggio VBA – Microsoft Excel<sup>®</sup> (Microsoft, 2002) è stato sviluppato il modello matematico del gruppo turbogas.

Il GateCycle è un codice di calcolo che consente di effettuare simulazioni del funzionamento di impianti di generazione di potenza e di prevedere, sia in condizioni on design, che fuori dalle condizioni di progetto, le prestazioni di impianti a vapore, a gas, combinati e/o cogenerativi. Il programma è dotato di un'interfaccia grafica e di complessi modelli analitici per la risoluzione di problemi termodinamici, di scambio termico e di meccanica dei fluidi. La gestione ottimizzata del modello e la logica di regolazione è stata implementata in linguaggio VBA.

In generale, la costruzione di un modello GateCycle di un sistema energetico, in grado di simularne il funzionamento, può essere suddivisa in tre fasi principali:

1. realizzazione dello schema di impianto;
2. taratura del modello realizzato;
3. test e validazione al variare dei parametri operativi.

Lo schema GateCycle utilizzato nelle simulazioni è mostrato nella Figura 1.

Il modello di riferimento è stato caratterizzato per la condizione di funzionamento alla potenza di 164.4 MW utilizzando come parametri del processo di combustione quelli riferiti alle condizioni di esercizio alimentando il turbogruppo con gas di sintesi umidificato (wet syngas) di composizione media tra quelle rilevate dal sistema di misura<sup>1</sup> online. La composizione ed il potere calorifico inferiore del gas utilizzato sono riportate nella Tabella I.

---

<sup>1</sup> Tale composizione risulta essere continuamente variabile per via della diversa composizione della carica in ingresso alla sezione di gassificazione.

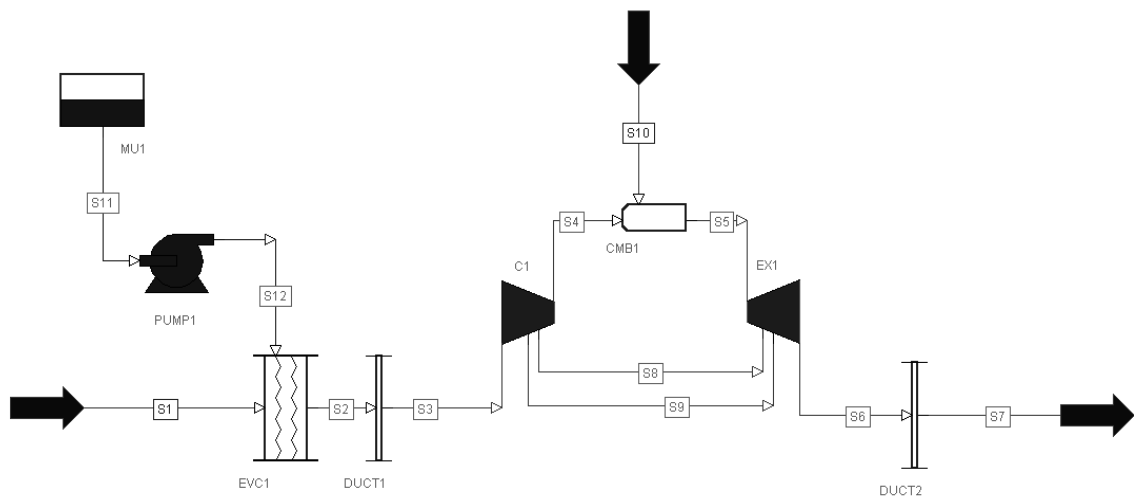


Fig. 1 – Schema funzionale dell'impianto turbogas alimentato a gas di sintesi.

Tab. I - Composizione del gas di sintesi

Concentrazione [%] in vol.		Concentrazione [%] in vol.	
H <sub>2</sub>	27.2	Ar	0.65
CO	31.85	H <sub>2</sub> O	34.6
CO <sub>2</sub>	4.9	C	-
N <sub>2</sub>	0.53	H	-
CH <sub>4</sub>	0.27	S	-
Potere Calorifico Inferiore [kJ/kg]		8628.2	

Tab. II - Principali parametri termodinamici e operativi utilizzati nella fase di calibrazione del modello

Descrizione	Valore	Descrizione	Valore
Temperatura ambiente	292.61 K	Numero stadi della turbina	4
Pressione ambiente	101.16 kPa	Aria raffreddamento rotore	10 %
Umidità relativa ambiente	69.8 %	Aria raffreddamento primo stadio	10 %
Numero stadi del compressore	17	Velocità di rotazione	3000 r/min
Apertura valvole IGV	72.5 %	Temperatura scarico turbina	845.78 K
Temperatura mandata compressore	613.36 K	Pressione scarico turbina	103.4 kPa
Pressione mandata compressore	114.85 kPa	Portata combustibile	49.994 kg/s
Portata massica elaborata	396.18 kg/s	Temperatura combustibile	467.93 K
Numero spillamenti	2	Pressione combustibile	221.93 kPa

È stata, quindi, fissata una condizione di riferimento (on-design). Sulla base dei dati rilevati dal sistema di monitoraggio per tale condizione è stato tarato il modello (Tabella II).

Utilizzando il codice macro GateCycle e il linguaggio VBA è stato implementato il sistema di regolazione della turbina a gas.

Tale sistema comprende principalmente tre regolatori:

1. il limitatore di potenza;
2. il regolatore della temperatura allo scarico;
3. il regolatore del rapporto di compressione.

Durante il funzionamento in stazionario normalmente il limitatore di potenza gestisce il funzionamento della macchina in modo da produrre la potenza nominale. Variazioni dei parametri termodinamici dell'aria aspirata comportano un adattamento della posizione delle valvole IGV (Inlet Guide Vanes) in accordo con le esigenze, regolando, quindi, opportunamente la portata d'aria elaborata dal compressore. Tutto ciò allo scopo di mantenere costante la temperatura in ingresso turbina (TIT) e la potenza prodotta.

Al raggiungimento della posizione di massima apertura delle IGV, se la temperatura ambiente cresce ancora, il controllo della macchina passa al regolatore della temperatura allo scarico che varia la portata massica di combustibile al fine di non superare il limite termomeccanico della palettatura della turbina. Ciò naturalmente comporta una riduzione della potenza prodotta.

Istante per istante il regolatore del rapporto di compressione verifica che tale parametro non superi il valore limite (Figura 10) che garantisce dai fenomeni di pompaggio e stallo. Qualora ciò avvenisse, questo regolatore chiude le IGV e riduce la portata massica di combustibile<sup>2</sup> con una conseguente riduzione della potenza prodotta.

Al fine di verificare l'accuratezza e l'affidabilità del modello realizzato sono state estratte dall'archivio storico del sistema di monitoraggio dell'impianto alcune condizioni di funzionamento che coprono la gamma di condizioni ambientali che possono verificarsi in un anno di funzionamento.

Per ognuna di tali condizioni è stata effettuata una simulazione con il modello GateCycle. Ove possibile, sono stati comparati i risultati ottenuti con i dati rilevati dal sistema di monitoraggio. I risultati ottenuti sono riportati nelle Figure da 2 a 7, nelle quali sono mostrati gli andamenti sperimentali e simulati, nonché l'errore relativo commesso.

Dall'analisi dei risultati ottenuti si evince che l'affidabilità e la precisione del modello risultano molto elevate e che l'errore relativo non supera mai il valore di 2 % in tutte le condizioni operative analizzate.

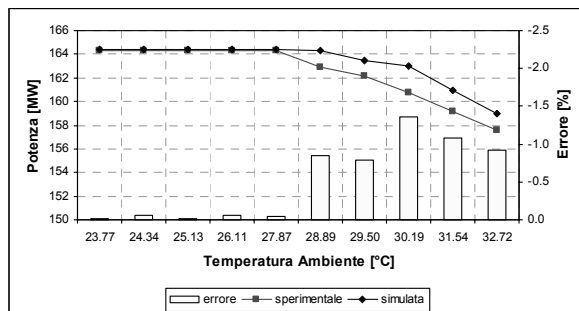


Fig. 2 – Potenza simulata e sperimentale al variare delle condizioni operative.

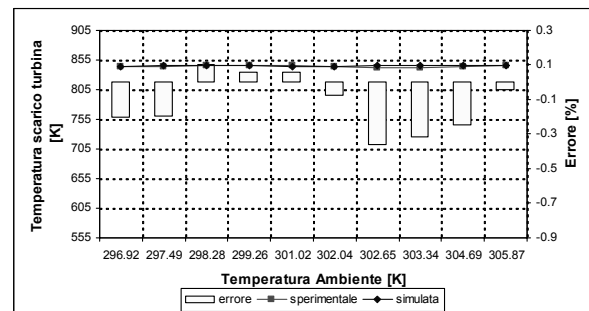


Fig. 3 – Temperatura allo scarico della turbina simulata e sperimentale al variare delle condizioni operative.

<sup>2</sup> Ciò è necessario per evitare il superamento della temperatura limite in ingresso alla turbina.

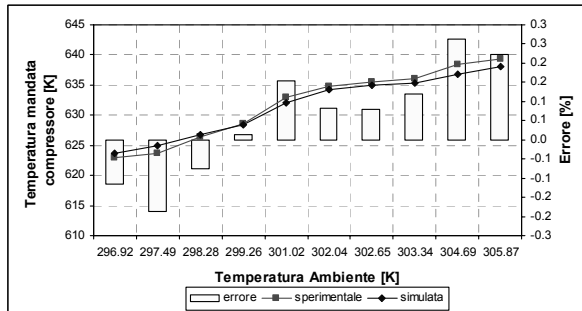


Fig. 4 – Temperatura alla mandata del compressore simulata e sperimentale al variare delle condizioni operative.

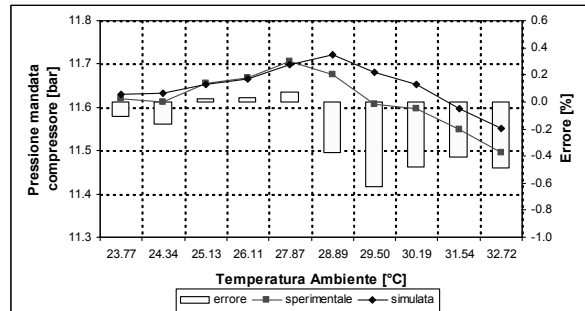


Fig. 5 – Pressione alla mandata del compressore simulata e sperimentale al variare delle condizioni operative.

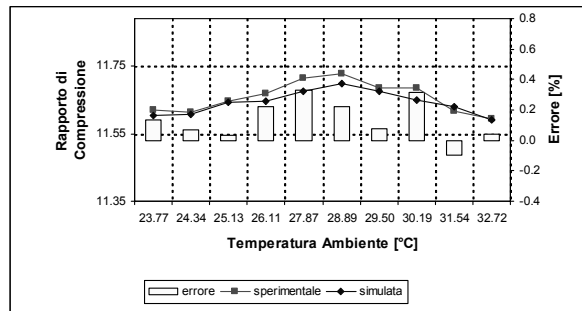


Fig. 6 – Rapporto di compressione simulato e sperimentale al variare delle condizioni operative.

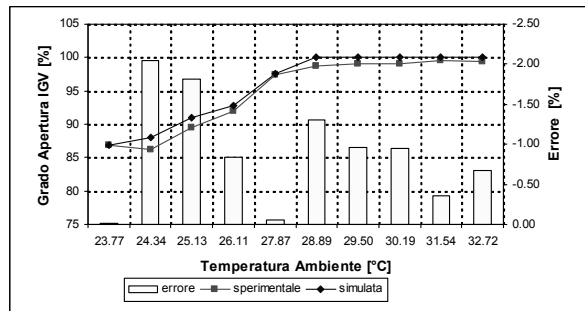


Fig. 7 – Grado di apertura delle valvole IGV simulato e sperimentale al variare delle condizioni operative.

### 3. SIMULAZIONI E RISULTATI

Com'è noto le prestazioni delle turbine a gas sono influenzate dalle condizioni atmosferiche ed in particolare dalla temperatura esterna (Cohen, et al., 1996). Un incremento dell'umidità relativa dell'aria aspirata dal compressore consente di mitigare gli effetti negativi di quest'ultima sulle prestazioni della macchina (Brusca, S., Lanzafame, R., 2003).

Partendo dalle considerazioni esposte in (Brusca, S., Lanzafame, R., 2003), è stato studiato il comportamento di una versione della turbina a gas dotata di un "evaporative cooler" nel sistema di aspirazione del compressore.

Sulla base dei dati atmosferici registrati per il sito dell'impianto, oggetto del presente studio, sono stati determinati i valori medi della pressione e dell'umidità relativa ambiente per ogni valore di temperatura verificatosi in un anno di funzionamento. Tali valori sono stati, quindi, utilizzati quali parametri ambientali di input per il modello.

L'umidificazione artificiale produce un incremento dell'umidità relativa dell'aria ed una riduzione della temperatura della stessa, e quindi un incremento della portata d'aria aspirata. Ciò comporta, inoltre, una riduzione della temperatura dei gas allo scarico della turbina, per cui il sistema di regolazione, al fine di ristabilire nuovamente il valore di set-point, opererà una riduzione dell'angolo di inclinazione dell'IGV e di conseguenza della portata d'aria entrante. L'intervento dell'umidificatore consente, quindi, margini di regolazione per ulteriori incrementi della temperatura ambiente.

Per ciò che concerne le modalità di intervento del sistema di umidificazione artificiale, sono state analizzate due strategie di regolazione. La prima consiste nel mantenere costante l'umidità dell'aria a monte del compressore assiale, mentre la seconda nel mantenerne

costante la temperatura. In particolare nel primo caso è stato scelto un valore di umidità relativa prossimo all'unità (95 %), mentre nel secondo caso si è scelto un valore di temperatura di poco inferiore a quello corrispondente alla massima apertura IGV.

Al fine di valutare gli effetti della tecnica di raffreddamento dell'aria sulle prestazioni dell'impianto, è stata effettuata un'estesa analisi termodinamica del funzionamento della turbina a gas con e senza "evaporative cooler" utilizzando i dati ambientali reali medi.

I risultati ottenuti sono riportati nelle Figure 8, 9 e 10 nelle quali potenza prodotta, grado di apertura IGV, efficienza globale, portata di combustibile, nonché rapporto di compressione istantaneo e limite sono mostrati al variare della temperatura ambiente.

Dall'analisi dell'andamento della potenza al variare della temperatura ambiente (Figura 8) si evince chiaramente che l'attivazione del sistema di "evaporative cooling" consente di mantenere la potenza quasi al massimo valore possibile per tutto il campo di temperature ambiente analizzato con recuperi superiori ai 10 MW. Le lievi variazioni osservabili negli intervalli di temperatura compresi tra 298 e 302 K e oltre la temperatura di 312 K sono imputabili all'attivazione del sistema anti pompaggio del compressore.

Nella stessa figura è possibile osservare che l'attivazione dell'umidificatore artificiale, per la strategia di regolazione a umidità costante (95 %), comporta una riduzione del grado di apertura delle IGV e, quindi, un decremento del rapporto di compressione che si allontana dal valore limite (Figura 10). Invece, la strategia di regolazione a temperatura all'aspirazione costante consente di mantenere il massimo grado di apertura delle IGV e un rapporto di compressione che oscilla intorno al valore limite (Figura 10).

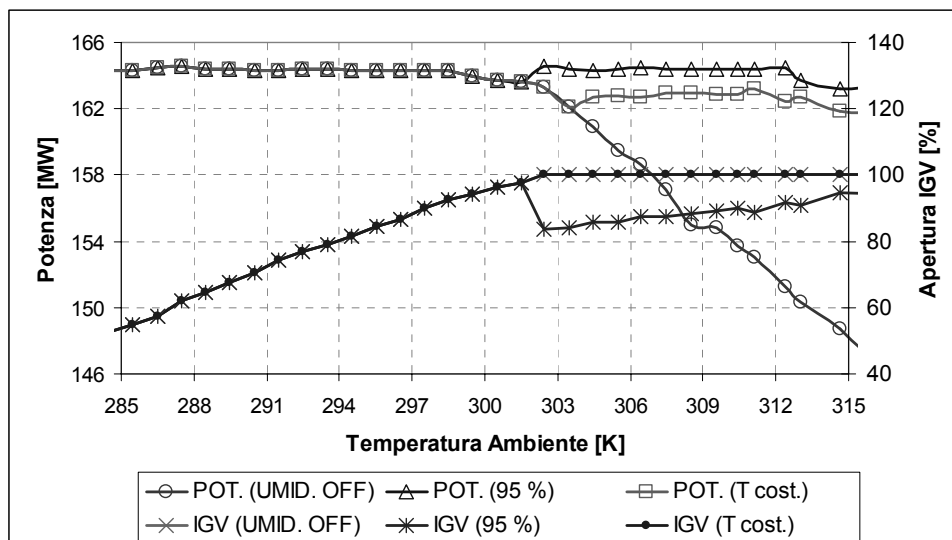


Fig. 8 – Potenza prodotta e grado di apertura delle valvole IGV al variare della temperatura ambiente con e senza "evaporative cooler" per entrambe le strategie di regolazione.

Per quanto riguarda l'efficienza globale dell'impianto è possibile osservare nella Figura 9 che l'intervento dell'umidificatore artificiale consente un recupero di circa un punto percentuale per entrambe le strategie di regolazione del "evaporative cooler" a fronte di un incremento della portata di combustibile di circa 5 kg/s.

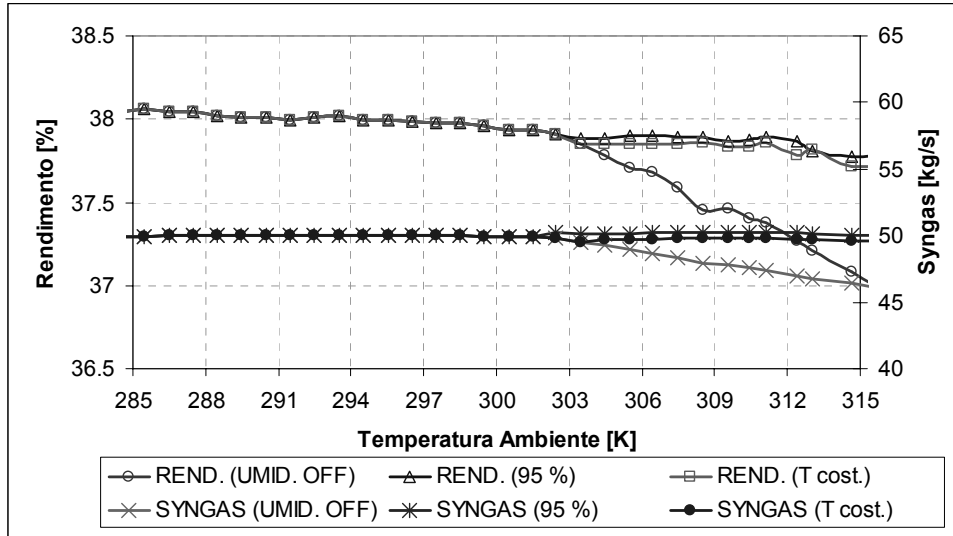


Fig. 9 – Rendimento globale e portata massica di combustibile al variare della temperatura ambiente con e senza “evaporative cooler” per entrambe le strategie di regolazione.

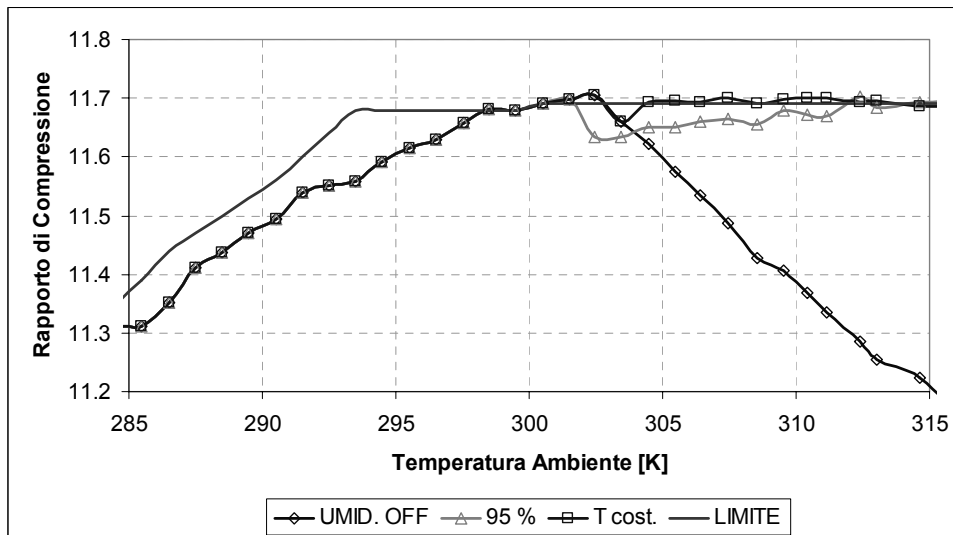


Fig. 10 – Rapporto di compressione istantaneo e limite al variare della temperatura ambiente con e senza “evaporative cooler” per entrambe le strategie di regolazione.

Nella Figura 11 invece è mostrato il consumo istantaneo di acqua demineralizzata per entrambe le strategie di regolazione del “evaporative cooler” al variare della temperatura ambiente.

Osservando la figura è possibile constatare che la strategia di regolazione che prevede una temperatura dell’aria aspirata costante (T cost.) consente un consumo di acqua che risulta circa la metà di quello previsto dalla strategia di regolazione ad umidità costante (95 %) in tutto il campo analizzato.

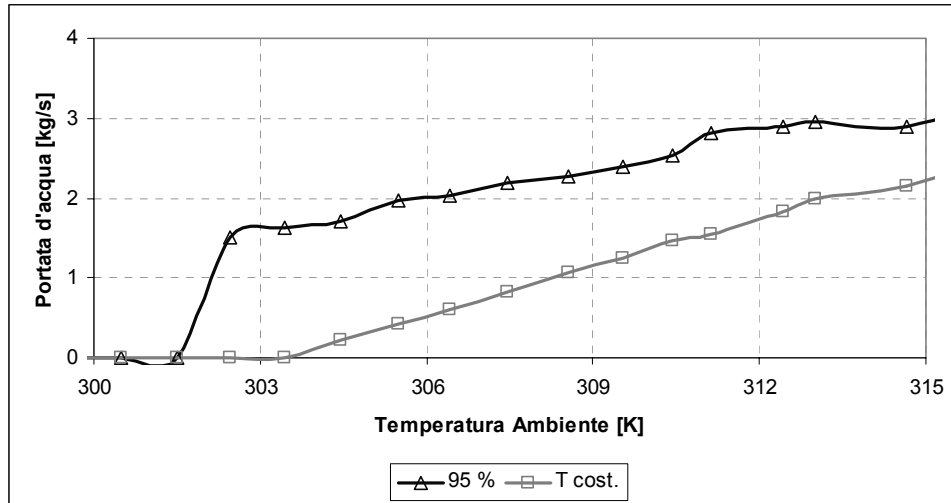


Fig. 11 – Consumo di acqua demineralizzata al variare della temperatura ambiente per entrambe le strategie di regolazione.

Al fine di valutare l’impatto della tecnica proposta sulla produzione annua di energia sono state conteggiate le ore di funzionamento a totale apertura IGV registrate dal sistema di monitoraggio dell’impianto.

È stato dunque valutato l’ammontare di energia elettrica prodotta con e senza l’intervento del raffrescamento dell’aria all’aspirazione del compressore.

Nella Figura 12 sono riportati i risultati di tale analisi, mentre nella Figura 13 sono indicati i consumi di acqua demineralizzata per entrambe le strategie di regolazione per ogni valore di temperatura media registrata in un anno.

L’analisi delle Figure 12 e 13 consente di concludere che la strategia di regolazione ad umidità costante (95 %) consente un incremento in termini di energia prodotta circa doppio rispetto a quello ottenibile mediante l’altra strategia di regolazione analizzata (T cost.).

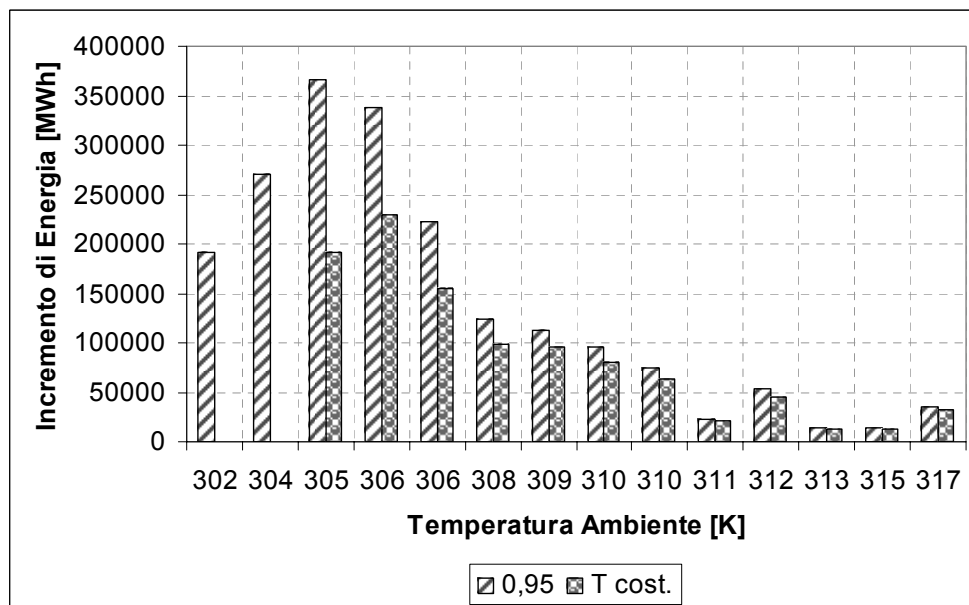


Fig. 12 – Impatto del “evaporative cooling” sulla produzione annua di energia per entrambe le strategie di regolazione del “evaporative cooler”.

Confrontando le due strategie di regolazione in termini di consumo di acqua demineralizzata è possibile osservare che la regolazione ad umidità costante comporta un consumo d'acqua demineralizzata superiore (circa cinque volte) rispetto a quello registrato per la regolazione a temperatura costante.

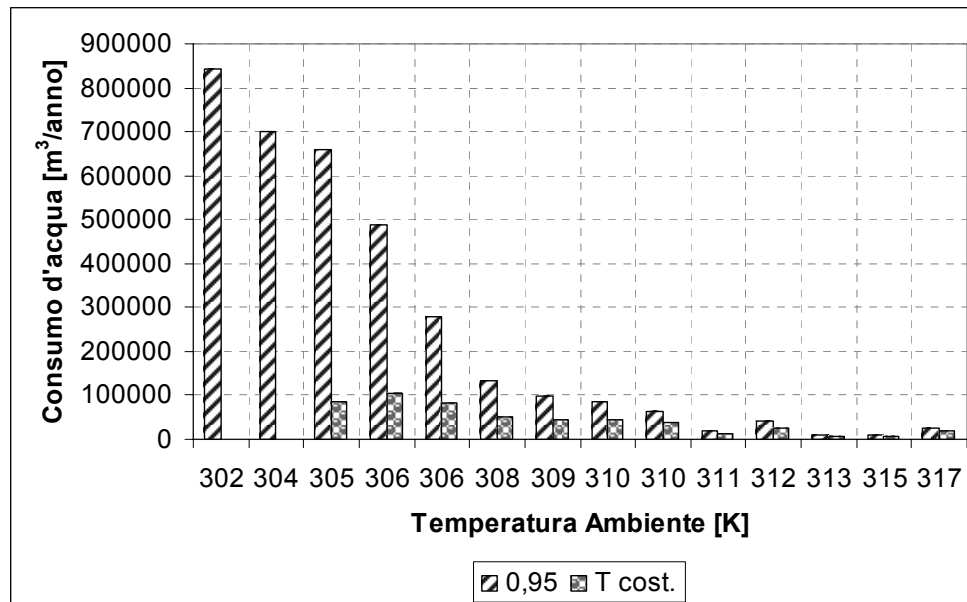


Fig. 13 – Consumi annui di acqua demineralizzata per entrambe le strategie di regolazione del “evaporative cooler”.

#### 4. CONCLUSIONI

Nel presente lavoro sono mostrati i risultati di un’ottimizzazione energetica a valere su di un’unità turbogas in esercizio in funzione di toppe in un impianto IGCC.

È stato, quindi, implementato un modello matematico della turbina a gas utilizzando un codice di calcolo commerciale. Il modello realizzato è stato calibrato utilizzando i dati registrati dal sistema di monitoraggio con l’impianto in configurazione di collaudo e testato per diverse condizioni ambientali.

L’ottimizzazione ha riguardato l’integrazione di un innovativo sistema di umidificazione artificiale inserito direttamente nel sistema di filtraggio dell’aria aspirata dal compressore.

Mediante l’integrazione del “evaporative cooling” è stato ottenuto un incremento delle prestazioni di un impianto turbogas in quasi tutto il campo di temperature ambiente analizzato. Come si evince dall’analisi dei risultati, tale sistema consente di recuperare parte della potenza perduta alle condizioni ambientali penalizzanti per la macchina. Tale soluzione, inoltre, risulta economicamente conveniente in quanto i costi di impianto e di esercizio del sistema sono nettamente inferiori all’incremento delle prestazioni del turbogas.

#### ACRONIMI

IGCC	Integrated Gasification Combined Cycle
ATZ	Alto Tenore di Zolfo
MTZ	Medio Tenore di Zolfo

BTZ	Basso Tenore di zolfo
VBA	Visual Basic for Application
IGV	Inlet Guide Vanes
TIT	Turbine Inlet Temperature

## Bibliografia

1. Menna, P. (2001): “Rapporto Energia Ambiente”, Rapporto ENEA.
2. Commission des Communautés européennes (1997): “Une stratégie communautaire pour promouvoir la production combine de chaleur et d’électricité (PCCE) et supprimer les obstacles à son développement”, COM514 Rapporto Finale.
3. Birol, F., Argiri, M. (1999): “World energy prospects to 2020”, Energy, n. 24, pp 905 – 918.
4. Bressan, L. (2001): “Heavy stock, clean power”, Power Engineering International, PennWell, December 2001.
5. Sagar, A. D., Hildren, J. P. (2002): “Assessing the global energy innovation system: some key issues”, Energy Policy, n. 30, pp 465 – 469.
6. Pivalachi, P. A. (2000): “Power generation with gas turbine systems and combined heat and power”, Applied Thermal Engineering, n. 20, pp 1421 – 1429.
7. Carcasci, C., Facchini, B., Grillo, F. (2000): “Influence of Ambient Condition on an Aeroderivative Gas Turbine Based Cogeneration Plant - A Comparison of Numerical Simulation with Field Performance Data”, 2000 ASME Turbo EXPO, May 8 – 11, 2000, Munich, Germany.
8. Brusca, S., Lanzafame, R. (2002): “Fogging for Evaporative Cooling Effects on SIEMENS V94.2 Gas Turbine Performance”, 2002 ASME IJPGC, June, 24 – 26, 2002, Phoenix, Arizona, USA.
9. Brusca, S., Lanzafame, R. (2003): “Theoretical and Experimental Analysis of Heavy Duty Gas Turbine Performance Depending on Ambient Conditions”, 2003 ASME IJPGC, June, 16 – 19, 2003, Atlanta, Georgia, USA.
10. Lozza, G. (1996): “Turbine a gas e cicli combinati”, Progetto Bologna.
11. Cohen, H., Rogers, G. F. C., Saravanamuttoo, H.I.H. (1996): “Gas Turbine Theory”, Logman Group Limited.
12. Enter Software Inc. (1998): “GateCycle User Manual”.
13. Microsoft (2002): “Microsoft Excel VBA: Manuale d’uso”.