

## 1. INTRODUZIONE

La gestione dei gruppi turbogas è ovviamente orientata alla minimizzazione dei costi di manutenzione ed a renderne massima la disponibilità della macchina, al fine di ridurre i costi connessi con l'indisponibilità della macchina e la sua mancata produttività nell'arco di tempo necessario per la manutenzione. In tal senso, gli sforzi sono orientati ad affiancare e progressivamente sostituire una strategia di manutenzione di tipo programmato ad una basata sull'effettivo stato di salute del turbogas (manutenzione predittiva o su condizione) [01].

Una tale strategia di manutenzione ha come vantaggio la possibilità di evitare gli interventi superflui o comunque prematuri, così che è possibile ottenere un miglioramento delle prestazioni e prevenzione di danni accidentali, ma anche la capacità di prevenire rotture di tipo catastrofico, andando ad intervenire prima che queste si verifichino, sulla base di un'analisi dei sintomi che le precedono. Tutto ciò si può concretizzare in un aumento della disponibilità della macchina e del tempo fra due manutenzioni successive.

A questo scopo è indispensabile disporre di efficaci strumenti di diagnostica di processo sul percorso aria/fumi di una turbina a gas ed è a questo fine che si è attivata una ricerca avente lo scopo di sviluppare e validare uno strumento di calcolo fondato su metodi di intelligenza artificiale che consentisse di valutare, almeno ad un primo livello di complessità, le potenzialità ed i limiti di applicazione di queste tecniche, sulla base di dati simulati da modello numerico del ciclo termodinamico di una macchina turbogas reale e, quindi, quanto più possibile aderenti alla realtà di impianto.

L'individuazione delle principali cause di degrado delle prestazioni di una turbina a gas industriale e la definizione qualitativa delle correlazioni con le grandezze di impianto misurate o misurabili era stato oggetto del precedente triennio di ricerca, nell'ambito del progetto ASISGEN, sottoprogetto MODIA.

Gli obiettivi del lavoro in oggetto risiedono nella messa a punto e calibrazione di un modello di simulazione numerica del ciclo termodinamico di una particolare turbina a gas industriale, sulla base del quale condurre un'analisi quantitativa della influenza del degrado di parametri caratteristici del processo sulle grandezze misurate. Per lo svolgimento di questa attività, è stato utilizzato un simulatore di impianto di una turbina a gas per la realizzazione del modello numerico del ciclo termodinamico di uno specifico turbogas industriale di recente generazione e a maggiore diffusione in ambito nazionale. Per la realizzazione del modello sono state considerate l'architettura del particolare turbogas, nonché le curve di prestazione in condizioni nominali e fuori progetto (curve di correzione). Il modello è stato impostato basandosi su un codice di calcolo proprietario sviluppato presso l'Università di Ferrara. Il programma di ciclo così messo a punto è stato quindi utilizzato per simulare condizioni di malfunzionamento, variando i parametri caratteristici del programma di ciclo in diverse possibili configurazioni di guasto, nell'intorno dei due punti di esercizio tipici della macchina esaminata (massimo carico e potenza ridotta a 145 MW). Questa attività ha consentito di formulare tabelle di "coefficienti di influenza", lineari o non, tra definiti scenari di guasto (malfunzionamenti) e le corrispondenti variazioni delle grandezze misurate (sintomi). I dati così prodotti dovranno poi essere usati per il set-up e la verifica dei modelli diagnostici basati su reti neurali.

## 2. GAS PATH ANALYSIS

### 2.1 Potenzialità

La gestione dei gruppi turbogas è ovviamente orientata alla minimizzazione dei costi di manutenzione ed a renderne massima la disponibilità della macchina, al fine di ridurre i costi connessi con l'indisponibilità della macchina e la sua mancata produttività nell'arco di tempo necessario per la manutenzione. Su impianti di piccola taglia, come le stazioni di compressione su linee di trasporto del gas, si possono ridurre gli investimenti necessari per fornire macchine di riserva o ausiliarie che assolvano i compiti di quella in manutenzione. In tal senso, gli sforzi sono orientati ad affiancare e progressivamente sostituire una strategia di manutenzione di tipo programmato ad una basata sull'effettivo stato di salute del turbogas (*manutenzione predittiva o su condizione*) [01].

Una tale strategia di manutenzione ha come vantaggio la possibilità di evitare gli interventi superflui o comunque prematuri, così che è possibile ottenere un miglioramento delle prestazioni e prevenzione di danni accidentali, ma anche e soprattutto la capacità di prevenire rotture di tipo catastrofico, andando ad intervenire prima che queste si verifichino, sulla base di un'analisi dei sintomi che le precedono. Tutto ciò si può concretizzare in un aumento della disponibilità della macchina e del tempo fra due manutenzioni successive.

Al fine di attuare una strategia di tipo *o su condizione*, è necessario conoscere il reale stato di funzionamento del turbogas, in modo da poter isolare le cause di eventuali degenerazioni delle prestazioni rispetto a quelle attese così da poter definire gli interventi da attuare sul sistema.

La "*Gas Path Analysis*" permette di determinare i valori dei parametri indicativi dello stato di funzionamento del turbogas, quali rendimenti dei principali componenti (compressore, turbine, camere di combustione), portate caratteristiche e cadute di pressione lungo il percorso dei gas, per mezzo di elaborazioni effettuate a partire dalle misure sulla macchina in esercizio [02].

Un'analisi di questo tipo è dunque in grado di fornire una stima delle condizioni reali di funzionamento dei componenti della macchina, da cui è possibile ricavare elementi di discernimento circa l'opportunità e l'entità delle azioni di manutenzione da intraprendere.

Un tale approccio rende possibile un'ottimizzazione della gestione della macchina, in modo da poter pianificare il momento più opportuno per la sua fermata, tenendo conto delle esigenze produttive del processo nel quale il turbogas è inserito e degli aumentati costi operativi di una macchina con prestazioni degradate. Inoltre, la disponibilità di strumenti che siano in grado di determinare l'effettivo stato di salute dei componenti della macchina permette di valutare l'opportunità di effettuare interventi di manutenzione "in linea" e/o modificare la logica di controllo, oppure, nei casi più critici, di fermare il turbogas, per evitare guasti che ne possano compromettere l'integrità.

### 2.2 Guasti individuabili

Le turbine a gas industriali sono soggette, durante la loro vita operativa, a guasti e deterioramenti dovuti sia all'invecchiamento della macchina sia al danneggiamento dei suoi componenti meccanici.

Le tipologie di guasto più frequenti, comuni a tutte le parti di cui è costituito un turbogas, possono essere raggruppate nelle seguenti classi [03]:

- sporcamenti, soprattutto per quanto riguarda il compressore. Infatti, nonostante i sistemi di filtraggio in ingresso, è molto difficile eliminare completamente le particelle di piccole dimensioni di contaminanti, quali oli o composti salini in sospensione, contenuti nell'aria aspirata, che vanno a depositarsi sulle pale del compressore. Ciò causa il cambiamento della geometria delle pale (angolo di attacco, finitura superficiale, ecc.) e l'alterazione dell'aerodinamica dei profili a cui consegue una perdita di prestazioni. Per le turbine, lo sporco invece è essenzialmente dovuto alla presenza nei fumi dei prodotti della combustione;
- erosioni, dovute all'impatto, sulle superfici interne della macchina, dei contaminanti di maggiori dimensioni che sfuggono al filtraggio, con asportazione più o meno accentuata di materiale. Tale

effetto può provocare una consistente alterazione della forma delle pale e un aumento del gioco tra schiera e cassa;

- corrosioni, in particolare nella turbina di alta pressione, a causa dell'attacco chimico dei gas combusti ad alta temperatura in uscita dalla camera di combustione;
- danneggiamenti macroscopici, dovuti all'ingresso nella macchina di elementi estranei di notevoli dimensioni o causati dalla rottura improvvisa di parti della macchina lungo il percorso dei gas.

Questi guasti possono portare, a seconda del loro tipo e della loro entità, a vari tipi di conseguenze sui principali componenti della macchina (compressore, camera di combustione, turbina), come la perdita di efficienza del componente, l'aumento o la diminuzione della sezione utile di passaggio del gas, l'aumento delle cadute di pressione lungo il percorso del gas, ecc. Una corretta interpretazione delle variazioni di queste grandezze è quindi alla base di un processo di diagnosi che possa fornire informazioni significative sullo stato attuale del gruppo turbogas sotto osservazione.

Le suesposte tipologie di guasti che possono interessare un turbogas durante la sua vita operativa sono caratterizzati da una specifica evoluzione nel tempo, rilevabile dalla strumentazione di misura di cui esso è dotato.

Tale evoluzione delle grandezze caratteristiche misurate, risulta essere differente e peculiare per ogni particolare guasto, per cui ne costituisce l'insieme dei "sintomi". Dalla conoscenza dei "sintomi" è quindi auspicabile, non solo l'individuazione dell'insorgere di un generico problema sulla macchina, ma anche il riconoscimento e l'isolamento del tipo d'avaria in corso al fine d'intervenire con la dovuta tempestività. La Gas Path Analysis è appunto in grado di valutare le alterazioni che i parametri caratteristici subiscono in seguito ad un particolare tipo di malfunzionamento [04].

## 2.3 Tipologia di informazioni disponibili

Le metodologie della *Gas Path Analysis* mettono a disposizione dell'utente un potente strumento di simulazione della macchina reale e permettono perciò la conoscenza dell'effettivo stato di funzionamento del turbogas, offrendo tre tipi di risultati paralleli e complementari:

- a) partendo da misure rilevate sulla macchina, è possibile ricavare i valori attuali dei parametri caratteristici del processo termodinamico, come i rendimenti e le portate dei singoli componenti, che sono indici dello stato di funzionamento, in modo da ottenere un quadro istantaneo delle condizioni della macchina. I parametri caratteristici così ricavati, sono poi confrontabili con quelli di progetto al fine di riuscire ad individuare il deterioramento delle prestazioni e localizzare le cause di eventuali malfunzionamenti nei componenti;
- b) si può simulare il comportamento della macchina in ogni punto operativo, in modo da poter confrontare le grandezze misurate dalla strumentazione presente sulla macchina in esercizio con i dati simulati, relativi alla stessa macchina, ma in condizioni di perfetta efficienza di funzionamento (condizioni di "nuovo e pulito"). Un tale approccio permette un'analisi della deviazione dei parametri misurati da quelli attesi se il funzionamento della macchina fosse perfetto, costituendo la base di partenza per una *trend analysis* in grado di diagnosticare con opportuno anticipo l'insorgere di malfunzionamenti;
- c) mediante simulazioni effettuate imponendo un degrado localizzato di uno o più componenti, è possibile acquisire informazioni riguardanti i sintomi che si manifestano quando un guasto è incipiente. Si tratta in sostanza di individuare delle "regole" che leghino i guasti alla variazione delle misure e dei parametri caratteristici, in modo tale da porre in relazione i decadimenti delle prestazioni (dovuti ad esempio all'invecchiamento ed usura dei componenti), con le variazioni delle misure stesse. L'analisi di queste correlazioni, opportunamente riportate sotto forma di tabelle, permette quindi di costruire delle "matrici di guasto" che non solamente forniscono informazioni per orientare la diagnosi qualora il guasto si verifichi effettivamente, ma costituiscono la base di partenza per determinare le regole da utilizzare nell'implementazione di sistemi "esperti", quali ad esempio la logica *Fuzzy* o le reti neurali. Nella pratica, quindi, si possono confrontare le variazioni delle misure lette sulla macchina con le indicazioni fornite dalla matrice ed ottenere in questo modo informazioni significative, non solo sullo stato della macchina, ma anche e soprattutto sul tipo di guasto che sta per verificarsi o che si è già verificato.

Condizione indispensabile per il corretto funzionamento di un programma di diagnostica basato su un modello di *Gas Path Analysis*, è la disponibilità di misure attendibili effettuate sulla macchina in esercizio, da fornire in input al programma. Possibili anomalie nel processo di misura ed acquisizione possono, infatti, alterare i risultati della *Gas Path Analysis*. Per questa ragione è sempre opportuno sottoporre le misure ad un processo di “validazione”.

### 3. PROGRAMMA DI CICLO

#### 3.1 Struttura del programma

Le tecniche di *Gas Path Analysis* correlano, attraverso modelli matematici modulari della macchina, i *parametri* che caratterizzano lo stato di funzionamento dei componenti con le *grandezze* termodinamiche e meccaniche rilevabili sperimentalmente [02].

Come indicato dal nome, il programma di *Gas Path Analysis* è composto da blocchi in grado di simulare le trasformazioni termodinamiche che avvengono in ciascun componente. Le equazioni utilizzate sono principalmente quelle di conservazione della massa e dell'energia.

Il funzionamento di ciascun blocco è legato strettamente alla disponibilità ed all'accuratezza delle *mappe di funzionamento*, che legano, per ciascun componente (compressore, camera di combustione e turbina) e in forma parametrica, il rendimento e le portate del fluido di lavoro al salto entalpico subito.

Le mappe di funzionamento costituiscono una sorta di carta d'identità della macchina in tutte le condizioni di lavoro e rappresentano uno strumento conoscitivo indispensabile quando si desidera, come nel caso presente, studiare il comportamento della macchina in condizioni di lavoro diverse da quelle di progetto. Le mappe di funzionamento sono infatti caratteristiche della macchina in esame e possono essere differenti anche per macchine con valori di progetto identici. È per questa ragione, infatti, che il programma deve essere preventivamente calibrato sulla base di misure sulla macchina in esercizio per dare buoni risultati. Anche dopo una manutenzione di un certo rilievo le mappe di funzionamento possono subire delle modifiche tali da richiedere una nuova procedura di calibrazione del programma.

Il programma è in grado di eseguire il calcolo secondo due modalità:

- **calcolo diretto:** il programma legge dal file di input sia la configurazione della macchina che le condizioni al contorno e di funzionamento, per poi ricavare dalle mappe le misure nelle sezioni significative del turbogas in funzione del punto operativo della macchina. Utilizzando le equazioni termodinamiche si possono quindi ricavare tutte le grandezze caratteristiche della macchina, vale a dire lo stato termodinamico del gas lungo il percorso dei fumi;
- **calcolo inverso:** il programma legge dal file di input, non solamente la configurazione della macchina e le condizioni al contorno e di funzionamento, ma anche le grandezze caratteristiche misurate sulla macchina in esercizio per ricavare i parametri caratteristici dello stato di "salute" che è determinato dallo scostamento dei valori attuali da quelli di progetto.

Com'è ovvio il secondo tipo di calcolo si rivela molto più complesso del primo, perché implica la soluzione di un sistema non lineare. Il programma di ciclo effettua infatti, in modo iterativo, il calcolo diretto, modificando i parametri caratteristici, finché le grandezze caratteristiche non corrispondono a quelle imposte in input.

Esso ha tuttavia una immediata valenza diagnostica, in quanto, sulla base delle misure di pressione, temperatura e velocità effettuate sulla macchina consente di avere un quadro efficace dello stato di salute della macchina e, per mezzo degli scostamenti dai valori attesi dei parametri caratteristici dei singoli componenti, è possibile circoscrivere le cause di eventuali degradazioni di prestazioni del turbogas.

I parametri caratteristici della macchina sono infatti soggetti a variazioni solamente al malfunzionamento di qualche suo componente, e non dipendono invece né dalle condizioni ambiente, né dal punto di funzionamento.

Il programma è in grado di simulare il comportamento di una turbina a gas a partire dalla conoscenza dei flussi che la attraversano, dei rendimenti dei suoi componenti e dati al contorno. Esso contiene tutte le relazioni che caratterizzano le trasformazioni termodinamiche che avvengono in una generica macchina. Nel calcolo diretto i suddetti dati sono caricati per mezzo di file di input, assieme alle mappe di funzionamento.

Nel calcolo inverso, invece, con il file di input sono fornite anche le grandezze caratteristiche misurate sulla macchina: il programma viene fatto funzionare in maniera iterativa adattando i valori dei parametri caratteristici fino a che le grandezze caratteristiche ottenute dal calcolo diretto ( $Q_{cal\ 1}, \dots, Q_{cal\ r}$ ) non coincidono, a meno di una tolleranza fissata, con quelle misurate ( $Q_{mis\ 1}, \dots, Q_{mis\ r}$ ).

In simboli, si ricerca nulla la differenza:

$$E(Q)_i = Q_{cal\ i}(X_1, \dots, X_n) - Q_{mis\ i} = 0 \quad ; i=1, \dots, r \quad (1)$$

ottenendo così un sistema di equazioni non lineare che può essere risolto minimizzando la funzione obiettivo

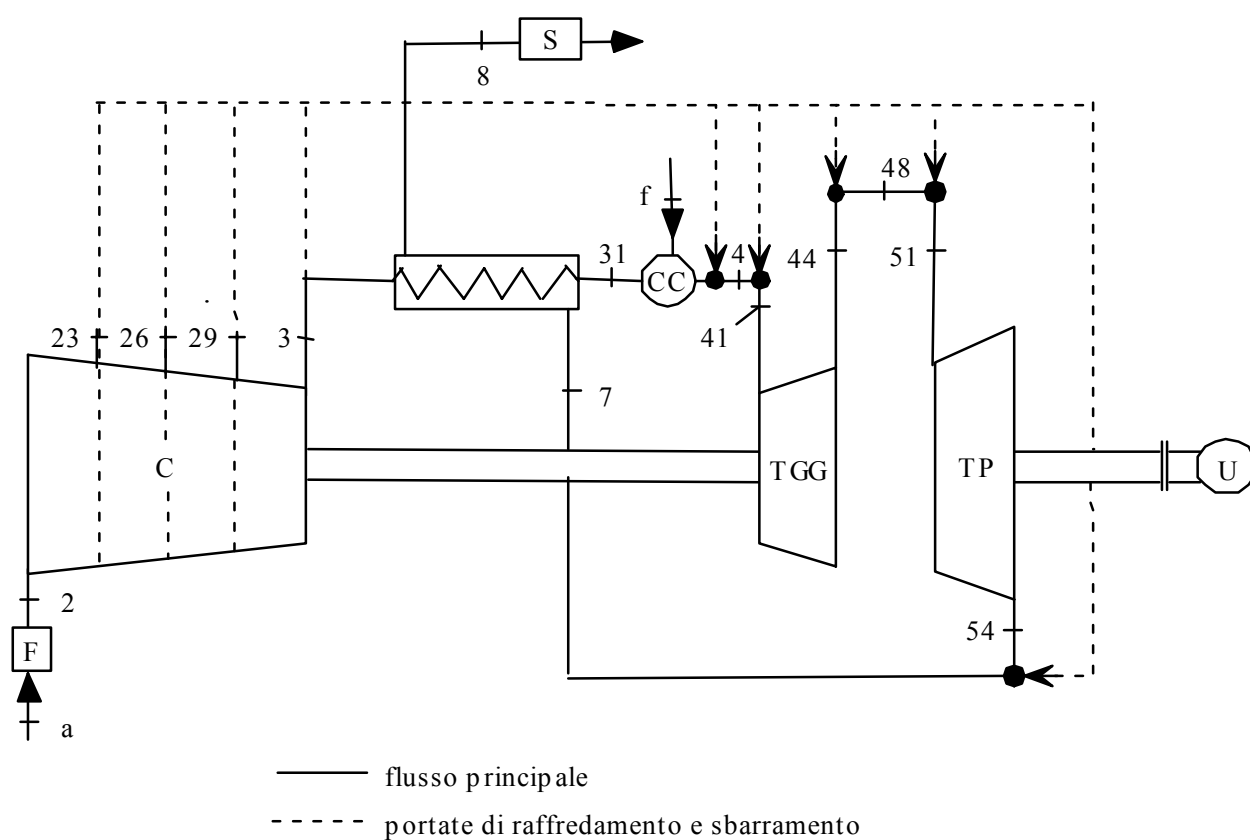
$$F_{ob}(X_1, \dots, X_n) = \sum_i w_i [E(Q)_i]^2 \quad (2)$$

ottenuta dalla somma pesata ( $w_i$ ) dei residui quadrati  $E(Q)_i$ .

I parametri caratteristici ( $X_1, \dots, X_n$ ) che rendono minima l'espressione data dall'Eq. 2) costituiscono il risultato del calcolo inverso.

### 3.2 Equazioni costitutive

Nel seguito sono esposte le equazioni che sono utilizzate per il calcolo e che sono riferite al modello di turbogas di Fig. 3.2.1.



**Figura 3.2.1** - Schema di turbogas (generale)

Il modello implementato, cui si riferisce lo schema, può rappresentare una generica configurazione di turbogas composta da compressore, camera di combustione, turbina di alta pressione, turbina di potenza, recuperatore di calore e riduttore meccanico fra asse turbina e generatore elettrico. Nel file di input è possibile configurare la macchina oggetto dello studio attraverso indici opportuni. Il modello prevede inoltre cadute di pressione nei condotti all'ingresso del compressore ed allo sbocco di turbina.

Le linee tratteggiate si riferiscono alle portate di raffreddamento spillate in sezioni intermedie del compressore (fra due stadi consecutivi) ed immesse in altrettante sezioni della turbina di alta pressione al fine di raffreddare le superfici statoriche e rotoriche di questa: si osservi che la schematizzazione utilizzata consente la modellizzazione di portate immesse a monte o a valle della turbina, ma non in stadi intermedi. Tale assunzione non costituisce una limitazione al modello generale, ma è solamente una (fra le possibili) assunzioni fatte per la modellizzazione del sistema.

Vi sono innanzitutto delle relazioni di base che legano i calori specifici e l'entropia del fluido di lavoro:

$$c_v(T) = c_p(T) - R \quad (3)$$

$$\Phi(T) = \frac{1}{R} \int_{T_{rif}}^T c_p(T) \frac{dT}{T} \quad (4)$$

ove  $c_p$  e  $c_v$  sono rispettivamente il calore specifico a pressione e a volume costante,  $\Phi$  l'entropia e  $T$  la temperatura assoluta del fluido.

Per ogni stadio di compressione c'è poi la relazione che lega i rapporti di compressione intermedi ai salti entropici attraverso il rendimento politropico di compressione ricavabile dalla mappa di funzionamento del componente:

$$\ln\left(\frac{p_u}{p_i}\right) = \eta_{pc} [\Phi(T_u) - \Phi(T_i)] \quad (5)$$

in cui  $p_i$  e  $p_u$  sono rispettivamente la pressione all'ingresso ed all'uscita dello stadio e  $\eta_{pc}$  il rendimento politropico di compressione.

In camera di combustione viene invece eseguito un bilancio entalpico:

$$(M_i + M_f) h_u - [M_i h_i + M_f (h_f + LHV \eta_{cc})] = 0 \quad (6)$$

$M_i$  rappresenta la portata in massa di fluido in ingresso in camera di combustione,  $M_f$  la portata in massa di combustibile, LHV il potere calorifico inferiore,  $\eta_{cc}$  il rendimento di combustione e  $h_i$ ,  $h_u$  e  $h_f$  rispettivamente l'entalpia in ingresso, in uscita e del combustibile.

Per ogni stadio di turbina si scrivono poi le equazioni:

$$\ln\left(\frac{p_u}{p_i}\right) = [\Phi(T_u^*) - \Phi(T_i)] \quad (7)$$

ove  $T_u^*$  è la temperatura di uscita ideale, mentre quella reale  $T_u$  si ricava dalla

$$\eta_t = \frac{h(T_i) - h(T_u)}{h(T_i) - h(T_u^*)} \quad (8)$$

$\eta_t$  è il rendimento isentropico di turbina ricavabile dalle mappe di funzionamento in funzione del salto entalpico e della velocità di rotazione.

Per quanto riguarda le portate di raffreddamento, spillate in una sezione generica, il flusso si considera in condizione soniche (come in genere viene fatto ed è lecito fare), per cui, essendo la velocità del flusso pari a quella del suono:

$$v = a = \sqrt{KRT} \quad (9)$$

Assumendo  $k = c_p/c_v$ ;  $R$  = costante universale dei gas e  $T$  = temperatura assoluta del fluido, si può dunque considerare costante per ogni condizione di funzionamento il parametro di flusso relativo all'intera portata spillata:

$$\frac{M_{spill} \sqrt{kRT}}{p} = \text{cost} \quad (10)$$

ove  $M_{spill}$  è la portata in massa prelevata e  $p$  e  $T$  la pressione e la temperatura rispettivamente a cui avviene il prelievo. Nella condizione di progetto, tutte le grandezze devono essere fissate in input. Per condizioni di funzionamento diverse da quella di progetto, la portata in massa prelevata viene calcolata a partire dalle condizioni di pressione e temperatura correnti, fissato il valore della funzione di flusso espresso in 13). La pressione corrente in una fissata sezione è calcolata in modo tale che il rapporto fra questa (incognita) e quella di riferimento nella stessa sezione (nota) vari come il rapporto fra il rapporto di compressione corrente (calcolato dalle mappe) e quello nominale (noto). La temperatura corrente è invece calcolata assumendo costante il rendimento politropico.

Deve da ultimo essere imposto l'equilibrio meccanico sulla macchina con una relazione che legghi la potenza ottenuta in turbina con quella richiesta dal compressore, quella dissipata e quella utile:

$$P_{turb} = P_{compr} + P_{diss} + P_{util} \quad (11)$$

$P_{compr}$  è ricavabile dai salti entalpici di compressione con una relazione del tipo:

$$P_{compr} = M_{uc} \Delta h_{tot} + \sum_{i=1}^{n-1} M_{spill_i} \Delta h_i \quad (12)$$

essendo  $\Delta h_{tot}$  il salto entalpico complessivo del compressore,  $M_{uc}$  la portata in massa in uscita dal compressore,  $M_{spill_i}$  quella spillata nella sezione generica e  $\Delta h_i$  il relativo salto entalpico subito.

### 3.3 Calcolo diretto

L'esecuzione del calcolo diretto permette di conoscere le grandezze termodinamiche e le portate elaborate dalla macchina, partendo dalla conoscenza delle mappe di funzionamento dei suoi componenti. Il funzionamento della macchina è infatti differente in funzione delle condizioni ambientali in cui essa si trova ad operare, oppure se ne viene modificata la curva di controllo così da ottenere valori differenti della velocità di rotazione, della potenza utile e del combustibile erogato.

Le condizioni suesposte vanno dunque a determinare il punto operativo della macchina (rappresentabile appunto come un singolo punto nelle curve di funzionamento della macchina) e l'insieme di tutti quelli raggiungibili durante il funzionamento costituisce il suo inviluppo operativo. Com'è ovvio si cercherà quanto più possibile di far funzionare la macchina in un punto operativo prossimo a quello di progetto, ma tale punto può modificarsi in seguito a sopravvenute variazioni ambientali e di controllo, oppure in seguito a guasti o deterioramenti che affliggono la macchina.

L'effetto di quanto detto è comunque riscontrabile nelle variazioni che tutte le grandezze caratteristiche subiscono al modificarsi del punto operativo. Si rivela così di fondamentale importanza discernere quando tali variazioni siano da attribuirsi ad effettivi guasti nel sistema e quando invece a semplice alterazione delle condizioni al contorno ed ambientali.

In questo senso, il programma costituisce un "simulatore" della macchina reale, in grado di riprodurre il comportamento di questa in ogni punto del suo inviluppo operativo, nella condizione di macchina "nuova e pulita".

I risultati del calcolo sono dunque costituiti dalle grandezze caratteristiche che ci si attenderebbe da una macchina perfettamente funzionante ed è con tali valori che si rivela d'interesse confrontare le stesse grandezze misurate direttamente sulla macchina reale.

Uno sviluppo interessante di tale approccio è costituito dalla possibilità di *normalizzare* le misure di temperatura, pressione e portata effettuate sul turbogas, dividendole cioè per il corrispondente valore atteso per una macchina perfettamente funzionante, ricavabile dal calcolo diretto come esposto in precedenza.



In tal modo all'informazione ottenuta dalle misure sullo stato della macchina si aggiunge quella sul rapporto tra il funzionamento attuale e quello ottimale, indipendentemente dal punto di funzionamento. La possibilità di avere a disposizione delle misure normalizzate, nel senso sopra esposto, costituisce inoltre la base di partenza per una approccio di *trend analysis* e *sensor validation*.

Qualora tali valori normalizzati siano graficati nel tempo, è possibile vedere la deriva che la macchina subisce in seguito al suo utilizzo: i valori normalizzati sono infatti depurati dall'influenza del cambiamento del punto operativo: una variazione di misure normalizzate è da imputarsi ad un degrado di funzionamento della macchina o ad un guasto ad un sensore.

All'andamento storico si può inoltre associare una opportuna fascia di previsione, ovverosia un campo di valori, centrato sul dato misurato, entro cui è plausibile attendersi valori successivi: la condizione per cui un dato esce dalla fascia di previsione è indice di un'anomalia nel dato stesso. Da tale informazione può partire un processo decisionale che porti ad eliminare il dato anomalo o a sostituirlo con un valore plausibile.

Oltre a ricostruire il comportamento che il turbogas avrebbe in condizioni di "nuovo e pulito" per ogni punto di funzionamento, il programma di ciclo consente di simulare anche un degrado delle prestazioni della macchina stessa.

Effettuando il calcolo diretto imponendo in ingresso i valori dei parametri caratteristici opportunamente modificati per ricreare situazioni di malfunzionamento, è possibile ottenere un quadro della macchina, in termini di grandezze caratteristiche, capace di fornire informazioni circa il modo di verificarsi dei guasti attraverso la variazione delle misure.

Tali informazioni possono essere organizzate in tabelle o matrici di guasto, in modo da legare ogni tipo di guasto all'entità delle variazioni alle grandezze misurabili sulla macchina. Le informazioni contenute in una tabella di questo tipo possono condurre all'individuazione delle cause di un guasto, sia esso incipiente o già in atto, a partire dalle misure disponibili sulla macchina in esercizio. Bisogna però ricordare che, in genere, le informazioni contenute nelle matrici di guasto dipendono fortemente dalle specifiche condizioni (tipo di macchina, condizioni di utilizzo, sito, ecc.) e debbano perciò essere costruite relativamente al caso in oggetto. Da ciò nasce la necessità di disporre di matrici di guasto specificamente ricavate per la macchina che si vuole studiare e dunque di strumenti in grado di ricavarle con sufficiente precisione.

In particolare, per il caso considerato nella presente trattazione (turbogas monoalbero con IGV variabili), verranno considerati i seguenti ingressi:

- condizioni ambientali (pressione e temperatura ambiente, umidità relativa, temperatura all'ingresso del compressore, perdite di carico all'ingresso del compressore e allo scarico della turbina). Si noti che le perdite di carico all'ingresso del compressore dipendono ovviamente dallo stato di "pulizia" dei filtri di aspirazione del turbogas;
- caratteristiche del combustibile (potere calorifico inferiore, densità e temperatura dopo il riscaldamento)
- punto di funzionamento (potenza erogata, velocità di rotazione e angolo di apertura IGV)
- indici dello stato di salute del turbogas (rendimento e funzione di flusso del compressore e rendimento e funzione di flusso della turbina).

Come uscite del calcolo diretto possono invece essere calcolate le seguenti grandezze misurabili lungo il percorso del gas, e cioè pressione e temperatura alla mandata del compressore, portata di combustibile e temperatura allo scarico della turbina.

Si rimanda in ogni caso alle sezioni successive per il dettaglio riguardante gli ingressi e le uscite del programma di calcolo (programma di ciclo).

### 3.4 Calcolo inverso

Lo stato di funzionamento di un turbogas è valutabile attraverso la conoscenza dei suoi parametri caratteristici, cioè dai valori dei rendimenti termodinamici e delle portate elaborate dai singoli componenti. In particolare, il programma fornisce la variazione che tali parametri hanno subito rispetto ai valori nominali calcolati nello stesso punto di funzionamento e stesse condizioni ambientali [02].

Il calcolo inverso fornisce quindi i valori attuali dei parametri caratteristici, rapportati con il relativo valore nominale, sulla base di grandezze misurate direttamente sulla macchina, come temperatura e pressione all'ingresso, alla mandata del compressore ed in uscita dalla turbina, la portata in ingresso, quella di combustibile ed allo scarico, nonché le singole portate di raffreddamento.

Il calcolo inverso utilizza un programma di ciclo della macchina, inserendolo in un processo iterativo che ad ogni iterazione porta al confronto delle grandezze caratteristiche calcolate con quelle misurate ed imposte in input.

In genere, non è però possibile misurare tutte le grandezze necessarie per effettuare il calcolo inverso, cosicché anche i parametri caratteristici che possono essere ricavati devono essere scelti con attenzione, al fine di ottenere la convergenza del processo di calcolo con il minimo errore di ricostruzione dei parametri stessi.

Avendo a disposizione un numero limitato di grandezze misurate, solo alcuni parametri possono quindi essere considerati variabili e calcolati col processo iterativo esposto precedentemente; gli altri saranno invece ritenuti costanti e pari al loro valore nominale.

Esistono delle condizioni di determinatezza da seguire nella scelta della giusta combinazione grandezze-parametri per ottenere una soluzione univoca del problema, che possono essere riassunte come segue:

1. il numero dei parametri caratteristici da considerare variabili deve essere uguale al numero delle grandezze misurate, affinché la soluzione il problema sia determinato. Nel caso in cui si desidera calcolare un numero di parametri caratteristici maggiore rispetto al numero delle grandezze misurate, il problema risulta indeterminato;
2. nel caso siano misurate pressione e temperatura alla mandata del compressore, risulta univocamente determinato il rendimento del compressore, che deve pertanto essere considerato tra le variabili da calcolare.

Inoltre, per il caso di un turbogas bialbero (con turbina di potenza), il punto di funzionamento può essere determinato attraverso la conoscenza delle due velocità di rotazione e di una tra le quattro grandezze di seguito elencate: potenza, temperatura di fuoco, temperatura allo scarico e angolo di calettamento degli ugelli NGV.

Nella configurazione monoalbero, invece, è necessaria la conoscenza della velocità di rotazione e di una grandezza scelta tra la potenza, la temperatura di fuoco e quella di scarico.

In particolare, per il caso considerato nella presente trattazione (turbogas monoalbero con IGV variabili), verranno considerati i seguenti ingressi:

- condizioni ambientali (pressione e temperatura ambiente, umidità relativa, temperatura all'ingresso del compressore, perdite di carico all'ingresso del compressore e allo scarico della turbina);
- caratteristiche del combustibile (potere calorifico inferiore, densità e temperatura dopo il riscaldamento)
- punto di funzionamento (potenza erogata, velocità di rotazione e angolo di apertura IGV)
- grandezze misurabili lungo il percorso del gas: pressione e temperatura alla mandata del compressore, portata di combustibile e temperatura allo scarico della turbina.

Come uscite del calcolo inverso possono invece essere calcolati i seguenti indici dello stato di salute del turbogas:

- rendimento e funzione di flusso del compressore e rendimento e funzione di flusso della turbina.

Si rimanda in ogni caso alle sezioni successive per il dettaglio riguardante gli ingressi e le uscite del programma di calcolo (programma di ciclo).

## 4. CALIBRAZIONE DEL PROGRAMMA DI CICLO SUL TURBOGAS SIEMENS V94.3A

### 4.1 Procedura di calibrazione

Il primo passo per la calibrazione del programma di ciclo consiste nel settaggio degli indici che permettono di configurare il programma di ciclo generalizzato in funzione della macchina in esame. I valori degli indici sopra menzionati sono riportati in dettaglio nelle Tabelle A1 e A1\_2 dell'Appendice. Lo schema della macchina risulta così come riportato in Figura 4.1.1.

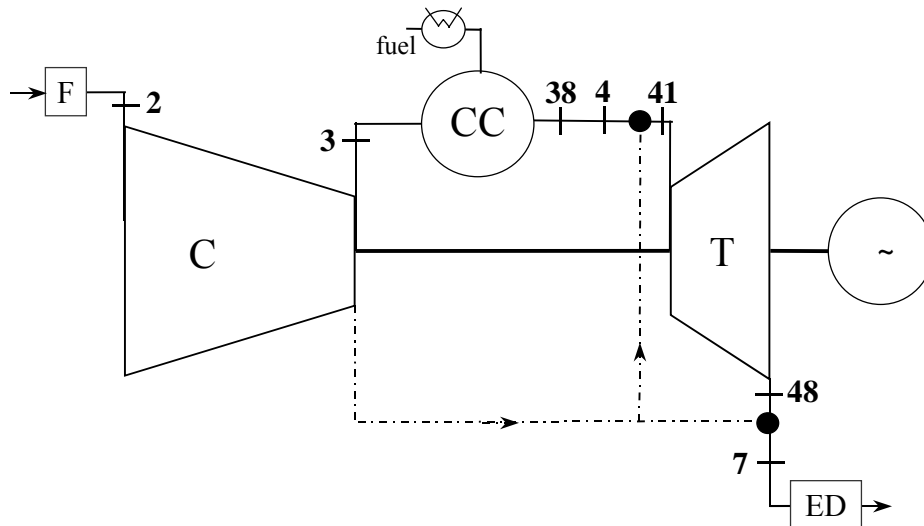


Figura 4.1.1 - Modello del turbogas (Siemens V94.3A)

In particolare si noti che il modello prevede

- cadute di pressione nei condotti all'ingresso del compressore ed allo scarico della turbina;
- un solo spillamento (linea tratteggiata) che viene immesso a monte e a valle della turbina, come precedentemente evidenziato.

Una volta caratterizzato il programma di ciclo sulla macchina in esame, la procedura di calibrazione necessita quindi di misure (o dati di targa) che possano essere considerati indicativi di una condizione di riferimento per la macchina e di curve di prestazioni adimensionalizzate per il compressore e la turbina [05].

Per quanto riguarda le misure (o dati di targa) utilizzate, si rimanda più avanti.

Le curve di prestazione di compressore e turbina sono state invece derivate da curve generalizzate reperite in letteratura e successivamente adattate *ad hoc* durante la fase di calibrazione; se disponibili (in genere non lo sono), possono essere usate le curve di prestazioni rilevate sulla macchina. Tali curve sono riportate, nella loro forma finale, nelle Figure 4.1.2, 4.1.3, 4.1.4 e 4.1.5. Le curve, parametriche di parametro  $SY^*$ , riportano in ascissa la variabile  $SZ^*$  ed in ordinata la variabile  $SX^*$ , con il seguente significato:

$$SX^* = \frac{SX}{SX_{ref}} \quad SY^* = \frac{SY}{SY_{ref}} \quad SZ^* = \frac{SZ}{SZ_{ref}}$$

Ciascun parametro  $SX^*$ ,  $SY^*$  e  $SZ^*$  rappresenta quindi il rapporto fra il valore corrente della grandezza ( $SX$ ,  $SY$  e  $SZ$ ) ed un valore di riferimento costante. Il significato dei parametri  $SX$ ,  $SY$  e  $SZ$  varia a seconda della curva di prestazione considerata.

Mappa della portata ridotta del compressore:

$$SX = \frac{p_3}{p_2} = \frac{p_3}{(p_{atm} - PA02D)} \cdot \left[ \frac{T_{amb}}{T_{rif}} \right]$$

Si noti come sia presente la correzione sul rapporto  $p_3/p_2$  per riportarsi alle condizioni ISO, in quanto le misure che possono essere in generale utilizzate per la calibrazione possono essere state rilevate in condizioni ambientali diverse da quelle ISO. Se tale correzione non fosse effettuata, il programma risulterebbe calibrato in un punto di funzionamento non corrispondente a quello nominale.

$$SY = \frac{n}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_{amb}}}$$
$$SZ = \frac{W_2 \sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}{p_2}$$

Mappa del rendimento del compressore:

$$SX = \frac{p_3}{p_2} = \frac{p_3}{(p_{atm} - PA02D)} \cdot \left[ \frac{T_{amb}}{T_{rif}} \right]$$

Il parametro SX è calcolato allo stesso modo rispetto a quello calcolato per la funzione di flusso del compressore.

$$SY = \frac{n}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_{amb}}}$$

Il parametro SY è calcolato allo stesso modo rispetto a quello della funzione di flusso del compressore; SZ rappresenta invece il valore del rendimento del compressore.

$$SZ = \eta_C$$

Mappa della portata ridotta della turbina:

$$SX = \frac{\Delta H}{T} = \frac{h_{41} - h_{44}}{T_{41}}$$

$$SY = \frac{n}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_{41}}}$$

$$SZ = \frac{G_{41} \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_{41}}}{p_{41}}$$

Mappa del rendimento della turbina:

$$SX = \frac{\Delta H}{T} = \frac{h_{41} - h_{44}}{T_{41}}$$

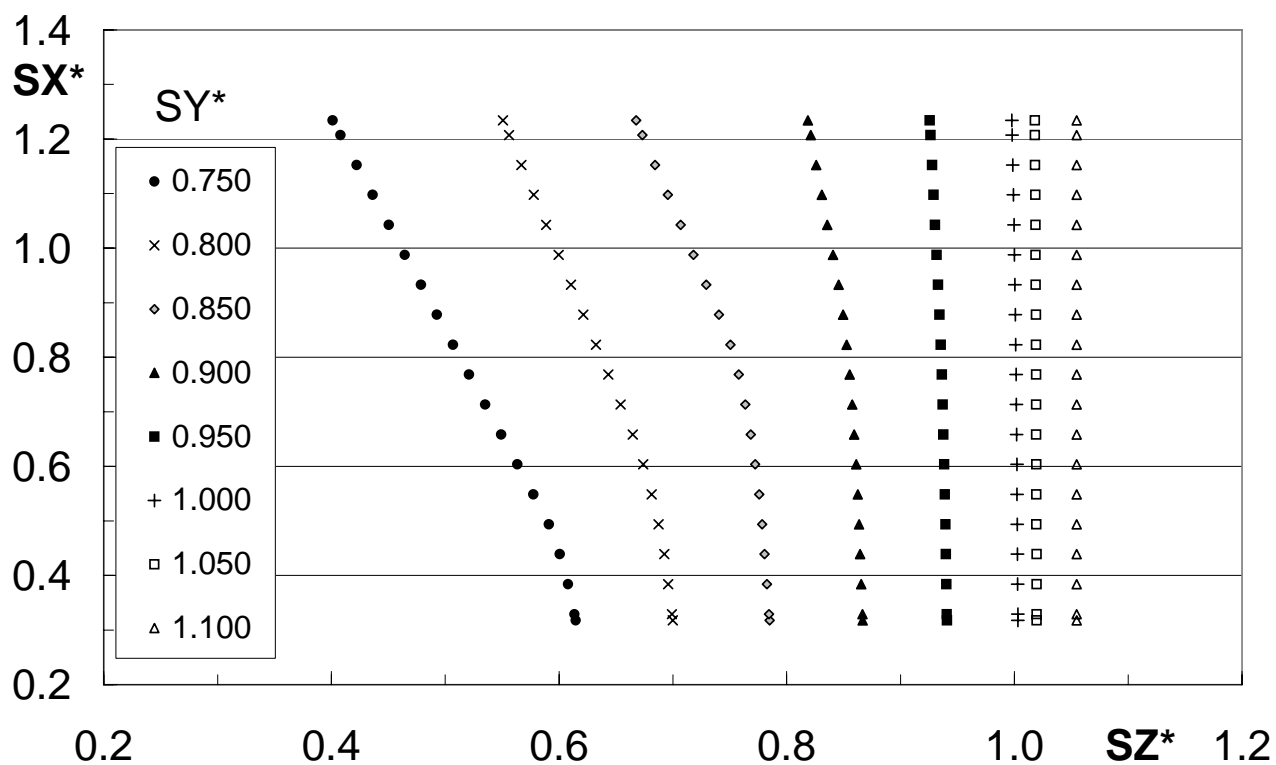
Il parametro SX è calcolato allo stesso modo rispetto a quello della portata ridotta della turbina.

$$SY = \frac{n}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_{41}}}$$

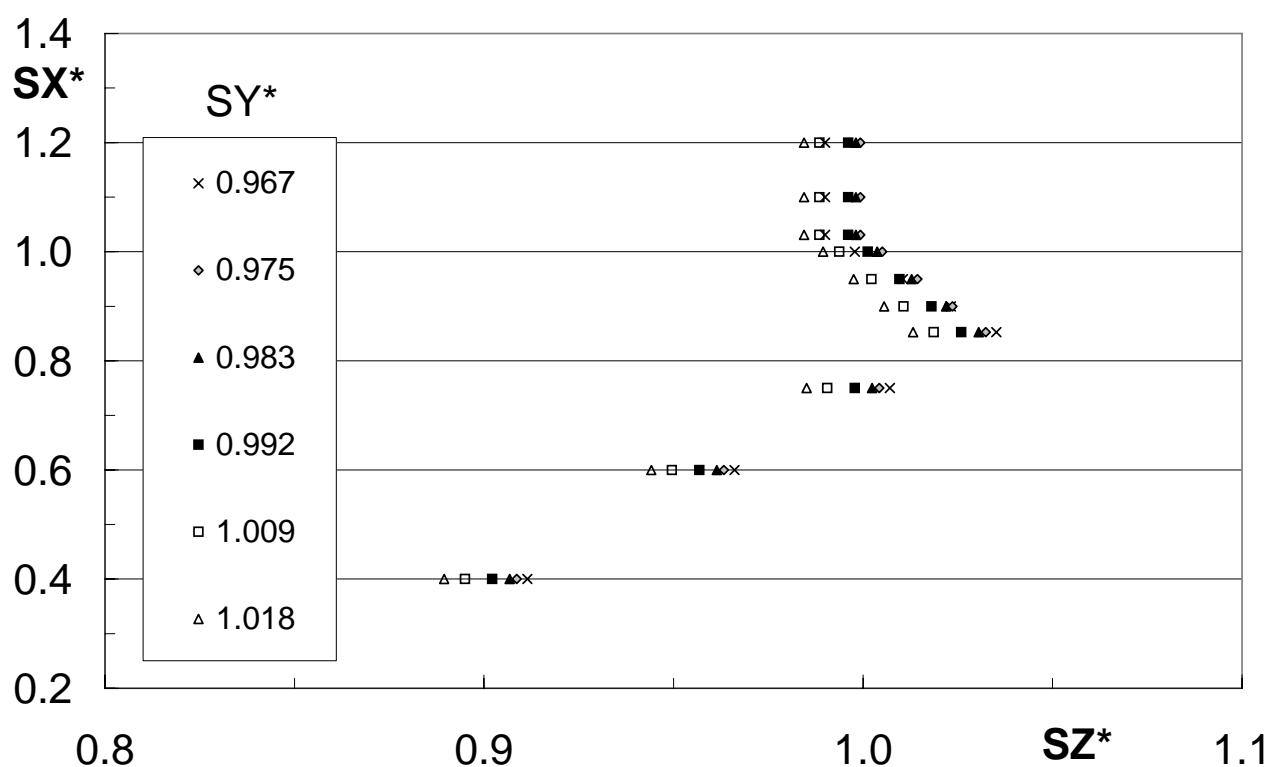
Il parametro SY è calcolato allo stesso modo rispetto a quello della portata ridotta della turbina. In questo caso, SZ rappresenta il valore del rendimento della turbina.

$$SZ = \eta_T$$

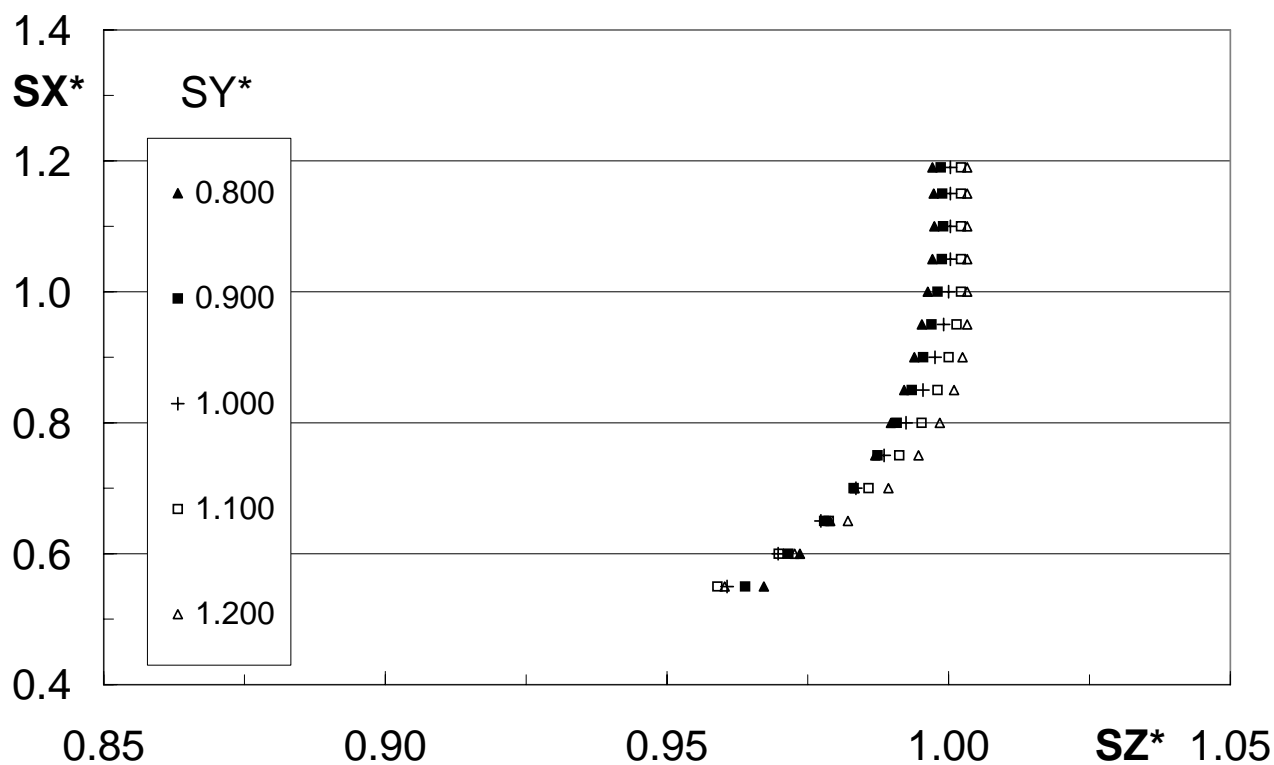
A partire dai valori di tentativo di  $SX_{ref}$ ,  $SY_{ref}$  e  $SZ_{ref}$ , è possibile procedere alla calibrazione del programma sulla macchina in esame mediante affinamenti successivi secondo una procedura iterativa. Per iniziare il procedimento di taratura è necessario scegliere il punto di funzionamento nominale. Su tale punto si deve poi effettuare il calcolo inverso. A partire dai valori dei quattro parametri E0203X (rendimento del compressore), FF02X (portata ridotta del compressore), E4144X (rendimento della turbina), FF41X (portata ridotta della turbina) è quindi possibile modificare i corrispondenti valori  $SZ_{ref}$  delle curve di compressore e turbina moltiplicandoli per i valori appena trovati. Questo primo adattamento dei valori di  $SZ_{ref}$ , se da un lato consente di riprodurre le misure imposte nel ciclo inverso, non è però sufficiente poiché in generale i valori di  $p_3$  e di  $T_{41}$  risulteranno modificati, ed è quindi necessario ricalcolare anche i valori di  $SX_{ref}$  ed  $SY_{ref}$  utilizzando i nuovi valori di  $p_3$  e di  $T_{41}$ . Anche tali valori possono essere ottenuti mediante il programma di ciclo inverso. Aggiornando quindi i valori di  $SX_{ref}$  ed  $SY_{ref}$ , dopo alcuni affinamenti successivi, è possibile arrivare alla condizione per cui i valori di  $SX_{ref}$ ,  $SY_{ref}$  e  $SZ_{ref}$ , non devono essere ulteriormente modificati e quindi alla calibrazione del programma sul punto di funzionamento nominale. Nel caso in cui il programma che esegue il calcolo inverso non fosse disponibile, si possono comunque inserire nel file delle curve i valori di  $SX_{ref}$ ,  $SY_{ref}$  e  $SZ_{ref}$ , procedendo poi alla verifica della calibrazione del programma per tentativi.



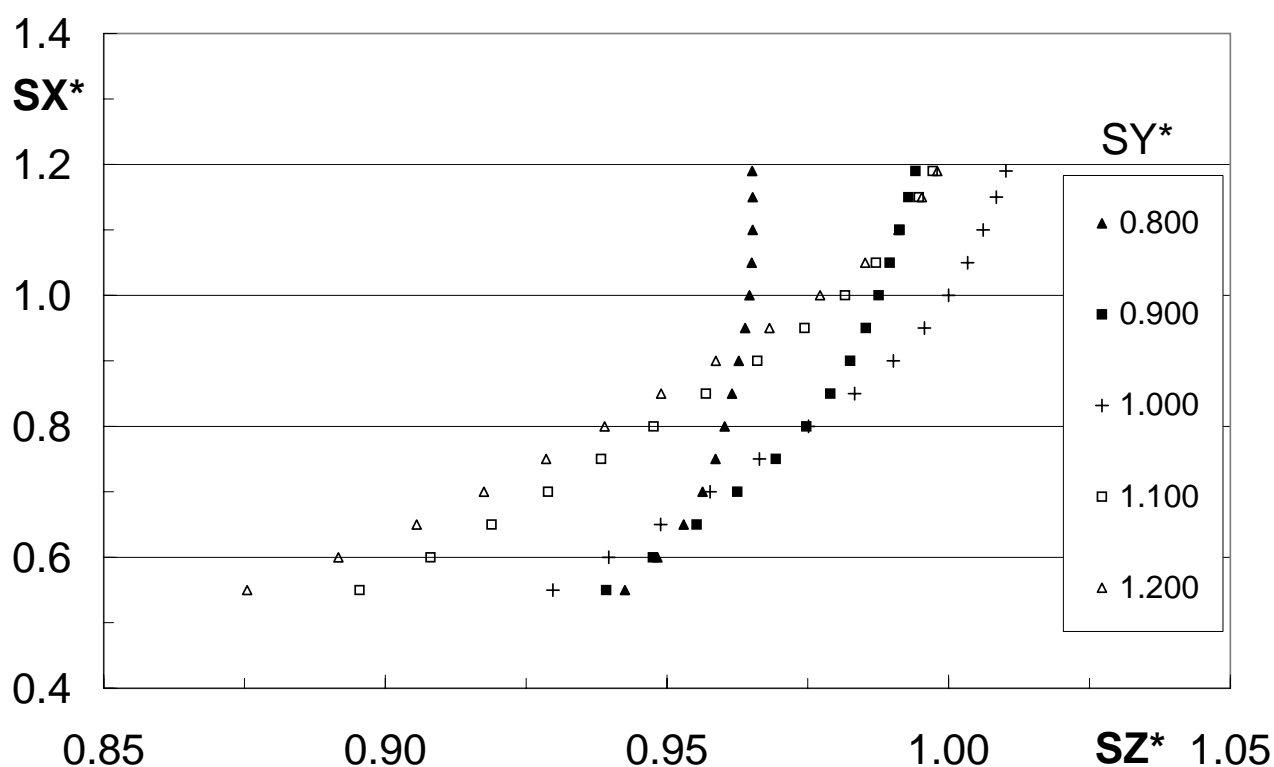
**Figura 4.1.2** - Rapporto di compressione normalizzato ( $SX^*$ ) in funzione della portata ridotta normalizzata del compressore ( $SZ^*$ ) e della velocità di rotazione ridotta normalizzata ( $SY^*$ )



**Figura 4.1.3** - Rapporto di compressione normalizzato ( $SX^*$ ) in funzione del rendimento normalizzato del compressore ( $SZ^*$ ) e della velocità di rotazione ridotta normalizzata ( $SY^*$ )



**Figura 4.1.4** - Rapporto  $\Delta H/T$  normalizzato ( $SX^*$ ) in funzione della portata ridotta normalizzata della turbina ( $SZ^*$ ) e della velocità di rotazione ridotta normalizzata ( $SY^*$ )



**Figura 4.1.5** - Rapporto  $\Delta H/T$  normalizzato ( $SX^*$ ) in funzione del rendimento della turbina normalizzato ( $SZ^*$ ) e della velocità di rotazione ridotta normalizzata ( $SY^*$ )

## 4.2 Verifica del processo di calibrazione

La procedura di calibrazione, condotta come specificato nel precedente paragrafo, ha portato alla determinazione dei valori dei parametri  $SX_{ref}$ ,  $SY_{ref}$  e  $SZ_{ref}$ , da inserire nel file di curve per il compressore e per la turbina come riportato in Tabella 4.2.1.

	Compressore	Turbina	
$SX_{ref}$	16.95050	0.50312	
$SY_{ref}$	8.79444	3.95725	
$SZ_{ref}$	2142.66433	290.55826	Portata ridotta
	0.85591	0.90445	Rendimento

**Tabella 4.2.1** – Valore dei parametri  $SX_{ref}$ ,  $SY_{ref}$  e  $SZ_{ref}$ , dopo la calibrazione del programma

Utilizzando le curve così ottenute, con riferimento al punto di funzionamento a carico nominale in condizioni ISO, si possono derivare i risultati riportati in Tabella 4.2.2 (per la simbologia adottata, si rimanda alla Tabella A3).

Grandezza	Unità di misura	Valore di targa	Valore calcolato col programma di ciclo	Errore [%]
<b>PAMB</b>	kPa	101.0		
<b>TAMB</b>	K	288.15		
<b>T2</b>	K	288.15		
<b>HUMRL</b>	%	60.0		
<b>PA02D</b>	kPa	0.0		
<b>PA08D</b>	kPa	0.0		
<b>XN2</b>	rpm	3000.0		
<b>TFPH</b>	K	298.15		
<b>ZFHV</b>	kJ/kg	50046.71		
<b>AVIGV</b>	°	0.0		
<b>PWGTV</b>	kW	263756.0		
<b>W2</b>	kg/s	633.44	635.04140	0.25
<b>YT3</b>	K	693.15	693.96805	0.12
<b>YP3</b>	kPa	1712	1712.31720	0.02
<b>W31</b>	kg/s	552.23	553.62709	0.25
<b>YWF</b>	kg/s	13.39732	13.40770	0.08
<b>T4</b>	K	1616.15	1618.28703	0.13
<b>YT7</b>	K	850.15	850.32445	0.02
<b>EtaGT</b>	-	0.3934	0.39307	0.08

**Tabella 4.2.2** – Confronto fra dati nominali e valori calcolati col programma di ciclo



È possibile notare l'ottimo accordo dei risultati ottenuti con il programma e i dati di targa forniti dal costruttore: la calibrazione può quindi ritenersi più che accurata, in quanto gli errori commessi, calcolati in percentuale rispetto al valore di targa per ciascuna grandezza, sono estremamente ridotti (inferiori allo 0.25 %).

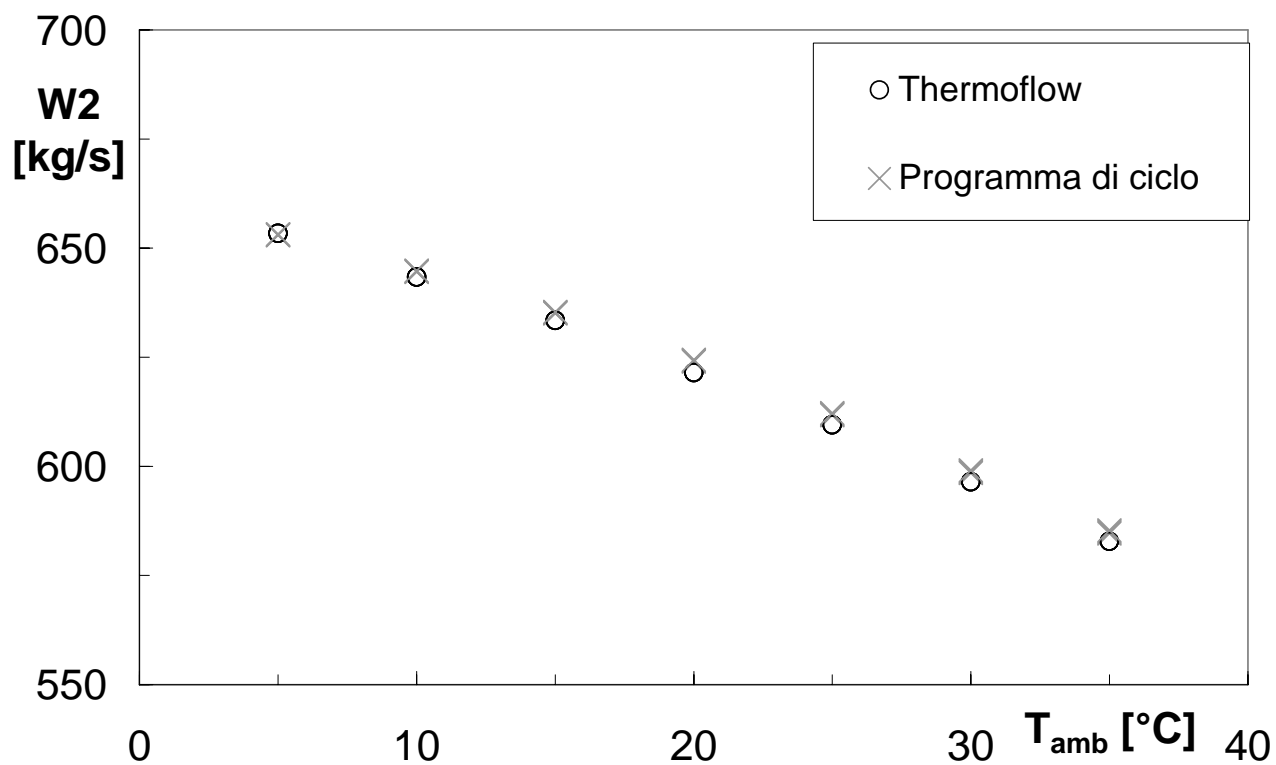
Al fine di verificare la qualità della calibrazione del programma anche per punti di funzionamento diversi da quello nominale, si sono confrontati i risultati che possono essere ottenuti con il programma di ciclo con quelli ottenibili mediante un codice di simulazione commerciale (THERMOFLOW®).

Per ricavare i dati mediante il programma di ciclo, sono stati eseguiti diversi calcoli diretti. Ciascun punto di funzionamento è stato determinato, a partire dai dati riportati in Tabella 4.2.2, variando (i) la temperatura ambiente (nel campo di variazione  $5\div 35^{\circ}\text{C}$ ) e (ii) aggiornando il valore della potenza erogata con quello ottenuto mediante THERMOFLOW®. Tutte le altre grandezze sono state invece considerate costanti (in particolare è stato fissato anche il valore di IGV).

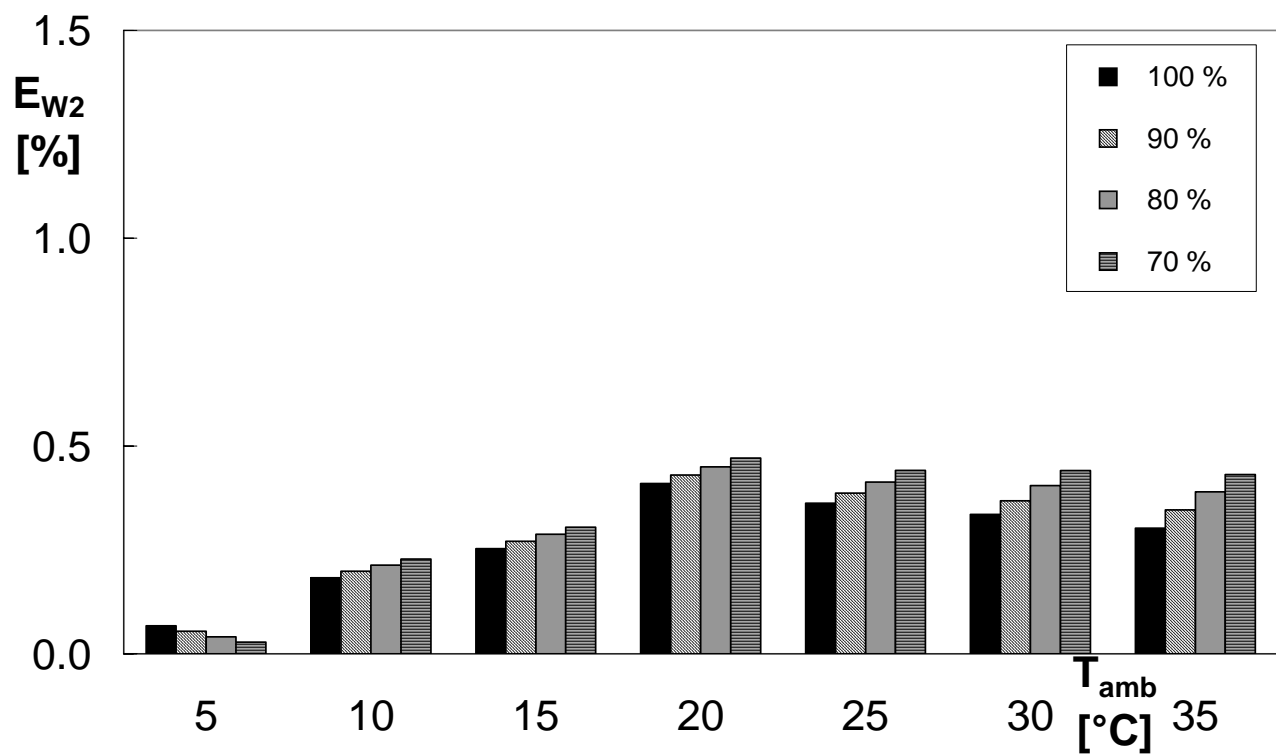
I risultati, visibili nelle Figure 4.2.1 - 4.2.14, mostrano come ci sia un ottimo accordo fra valori forniti dal codice di simulazione commerciale THERMOFLOW® e valori calcolati per tutte le grandezze considerate (portata aspirata dal compressore, pressione e temperatura alla mandata del compressore, portata di combustibile, temperatura di ingresso in turbina, temperatura allo scarico e rendimento del turbogas). In particolare, si osserva che:

- portata aspirata dal compressore (W2): in questo caso, le curve di trend per i diversi carichi sono praticamente sovrapposte, in quanto la portata aspirata dal compressore non dipende dal carico, ma solo dalla temperatura ambiente (tramite le mappe) e dall'angolo delle IGV (costante). Per quanto riguarda i risultati, i valori della portata aspirata dal compressore sono riprodotti in modo molto accurato per tutto il campo di variazione della temperatura ambiente, sia per quanto riguarda l'andamento, sia per quanto riguarda l'errore fra valore calcolato e atteso (errore massimo inferiore allo 0.5 %), che aumenta, anche se di poco, al diminuire del carico.
- temperatura alla mandata del compressore (T3): anche in questo caso, i risultati evidenziano un sostanziale accordo fra valori calcolati e attesi. Infatti, gli errori più elevati (superiori all'1 %) si verificano solo nel caso di carico al 70 % oppure nel caso di temperatura ambiente più elevata;
- pressione alla mandata del compressore (P3): i valori sono riprodotti in modo molto accurato per tutte le temperature ambiente e per tutti i carichi, eccetto il caso di carico pari al 70 % del valore nominale. Solo in questo caso, l'errore massimo arriva all'1 %;
- portata di combustibile (WF): l'accordo fra valori attesi e calcolati con il programma di ciclo è ottimo secondo tutti i punti di vista (errore massimo pari allo 0.7 % per  $T_{\text{amb}} = 35^{\circ}\text{C}$ );
- temperatura di ingresso in turbina (T4): l'accordo fra valori attesi e calcolati con il programma di ciclo è ancora una volta ottimo secondo tutti i punti di vista (errore massimo pari allo 0.5 %);
- temperatura allo scarico (T7): gli errori sono estremamente ridotti in tutti i casi considerati, raggiungendo i valori massimi (poco superiori allo 0.5 %) in corrispondenza dei due valori estremi della temperatura ambiente considerati ( $5^{\circ}\text{C}$  e  $35^{\circ}\text{C}$ );
- rendimento del turbogas ( $\eta_{\text{GT}}$ ): questa grandezza, che sintetizza le prestazioni del turbogas considerato, è ricostruita dal programma di ciclo con un errore decisamente contenuto (inferiore allo 0.5 %) in tutto il campo di funzionamento, eccetto il caso in cui il turbogas funzioni al 70 % del carico con una temperatura ambiente di  $35^{\circ}\text{C}$ .

In sintesi, è possibile ritenere il programma di ciclo calibrato sulla macchina in esame (turbogas Siemens V94.3A), in quanto tutte le principali grandezze termodinamiche lungo il percorso del gas (*misurabili*: portata aspirata dal compressore, pressione e temperatura alla mandata del compressore, portata di combustibile e temperatura allo scarico; *stimabili*: temperatura di ingresso in turbina e rendimento del turbogas) sono ricostruite con errori mediamente attorno allo 0.5 %. Infatti, solo per alcune grandezze e nel solo caso di carico pari al 70 % del valore nominale, l'errore fra valore calcolato dal programma di ciclo e valore stimato con il codice commerciale THERMOFLOW® risulta pari a circa l'1.0 %.



**Figura 4.2.1** - Portata aspirata dal compressore ( $W_2$ ) in funzione della temperatura ambiente



**Figura 4.2.2** – Errore sulla portata aspirata dal compressore in funzione della temperatura ambiente

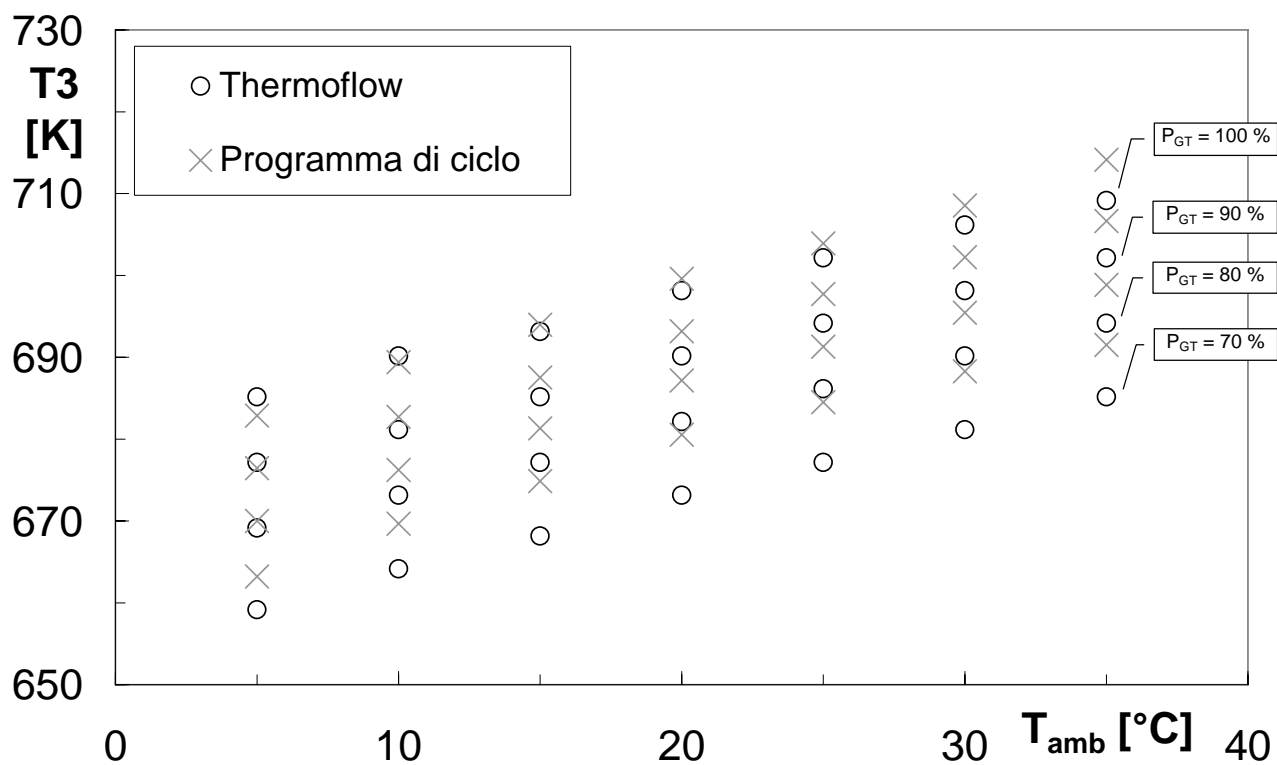


Figura 4.2.3 - Temperatura alla mandata del compressore ( $T_3$ ) in funzione della temperatura ambiente

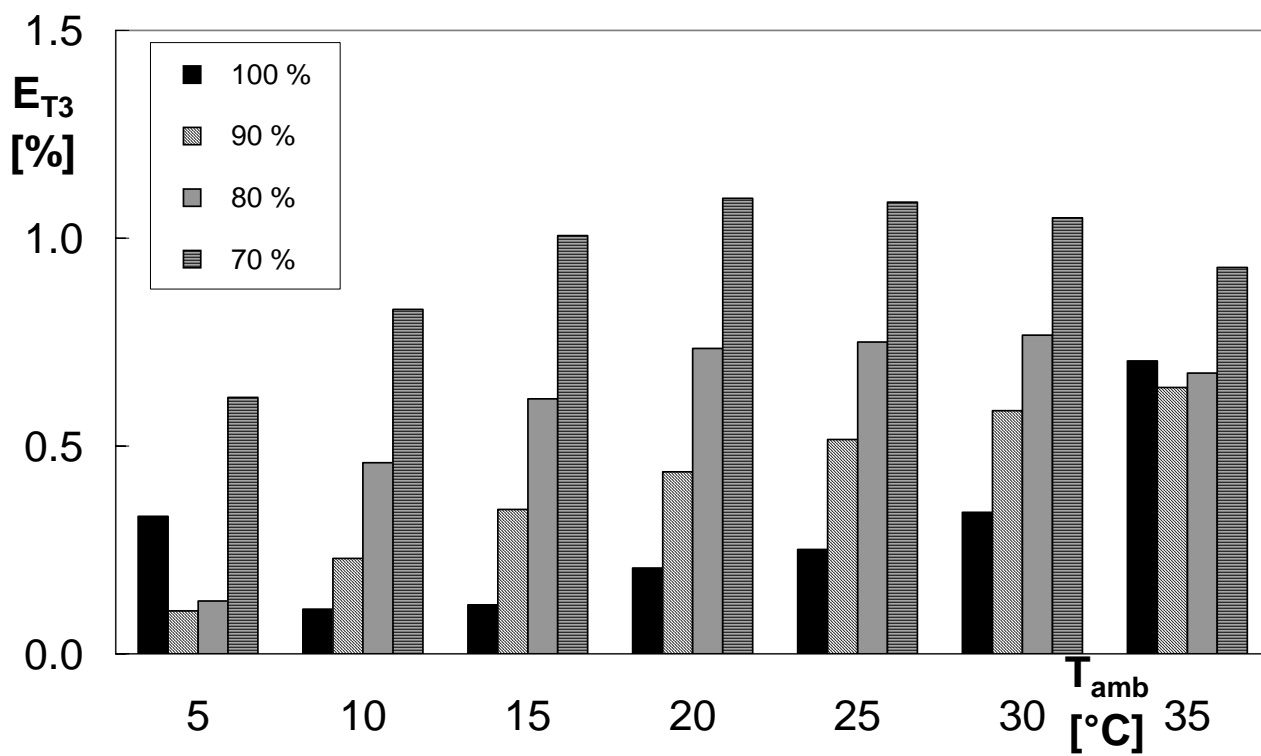


Figura 4.2.4 - Errore sulla temperatura alla mandata del compressore in funzione della temperatura ambiente

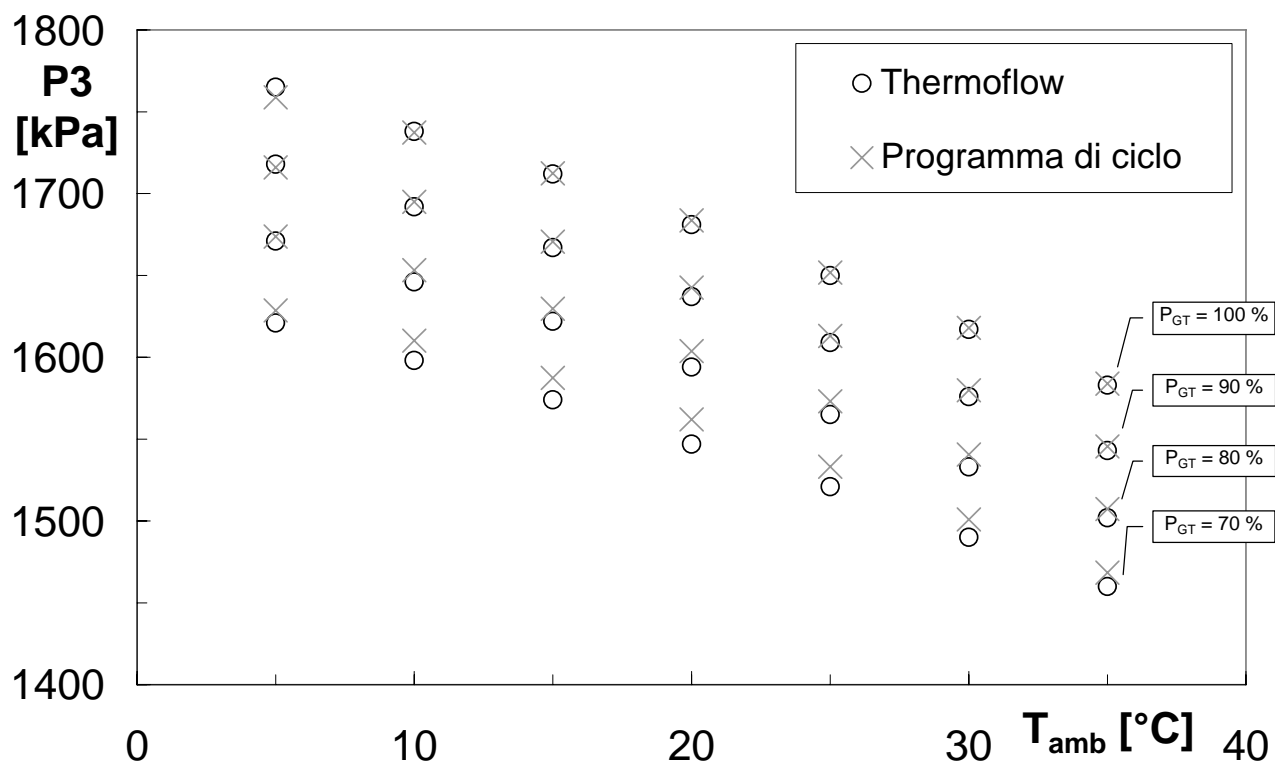


Figura 4.2.5 - Pressione alla mandata del compressore ( $P_3$ ) in funzione della temperatura ambiente

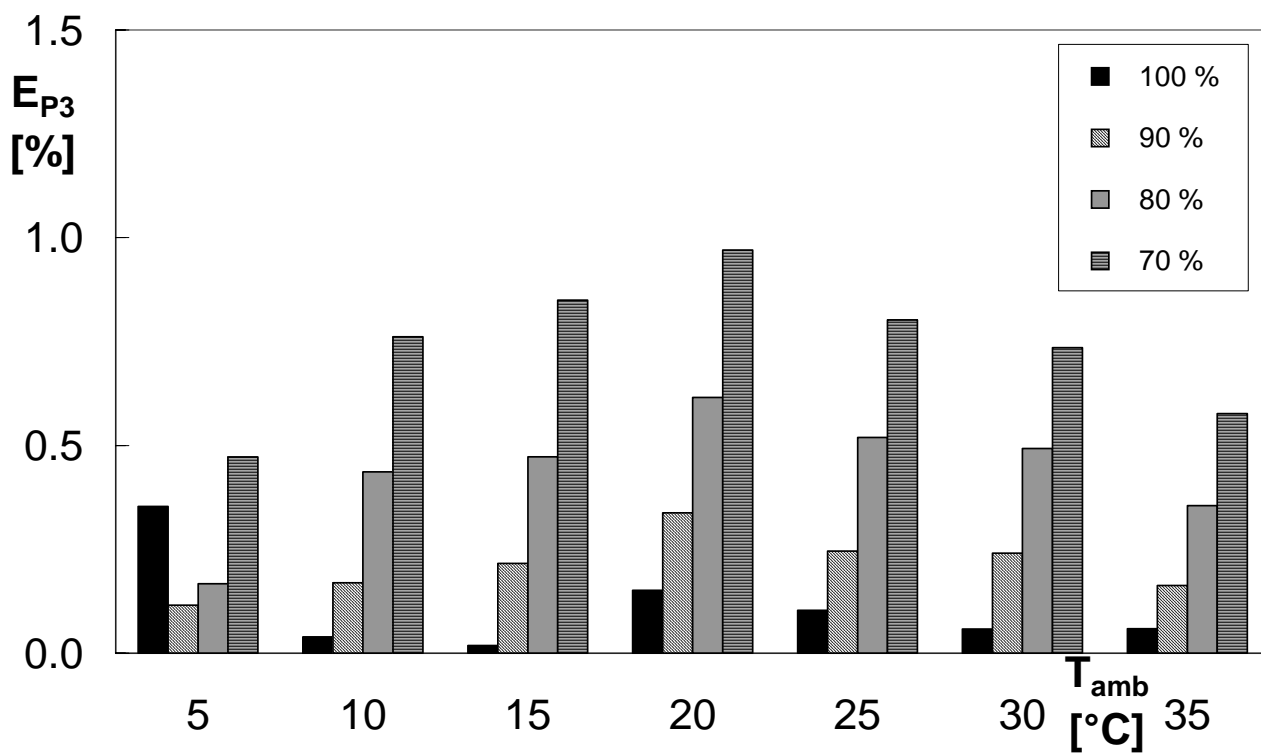
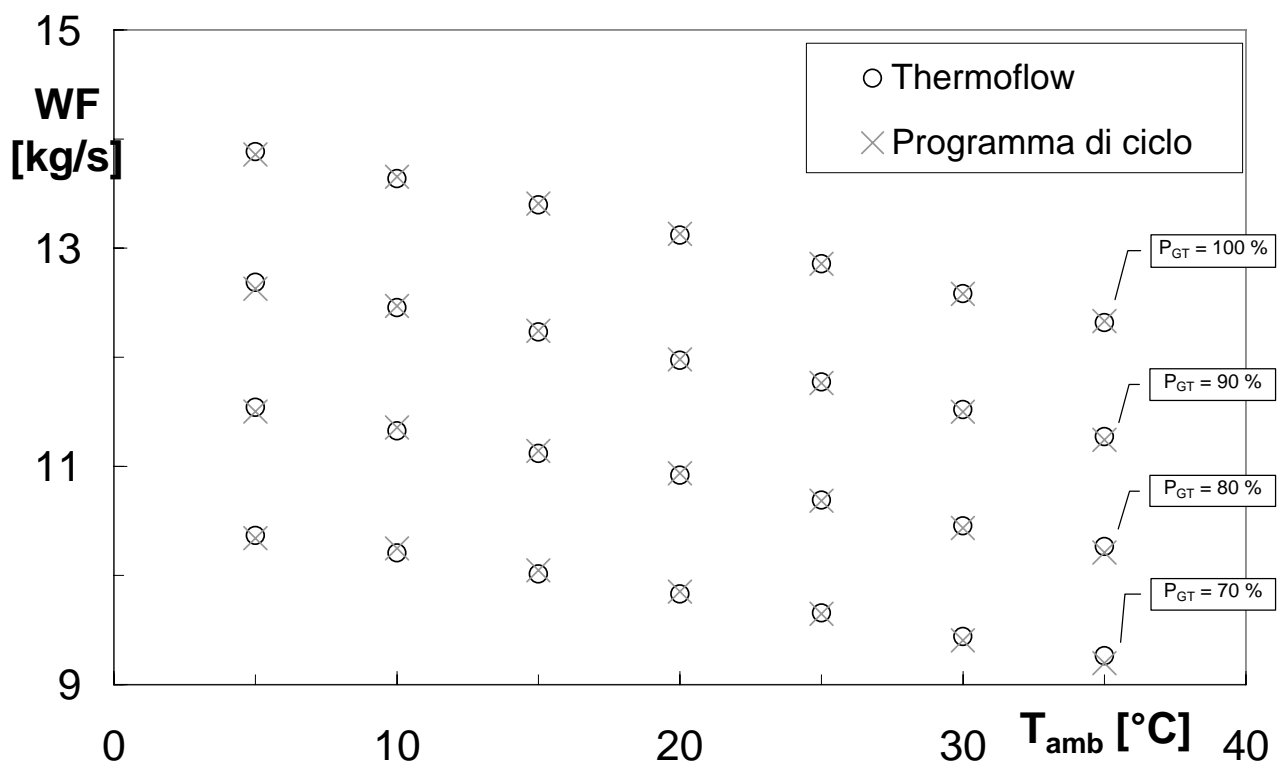
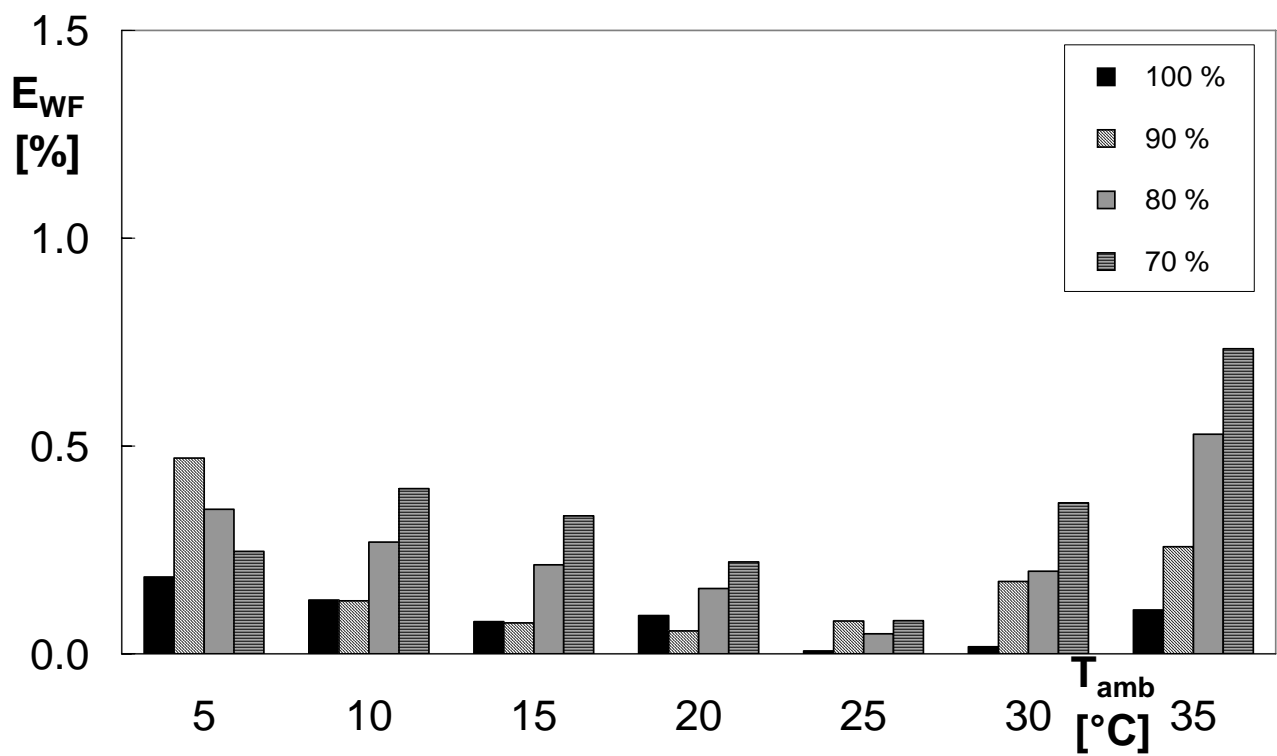


Figura 4.2.6 - Errore sulla pressione alla mandata del compressore in funzione della temperatura ambiente



**Figura 4.2.7** - Portata di combustibile (WF) in funzione della temperatura ambiente



**Figura 4.2.8** – Errore sulla portata di combustibile in funzione della temperatura ambiente

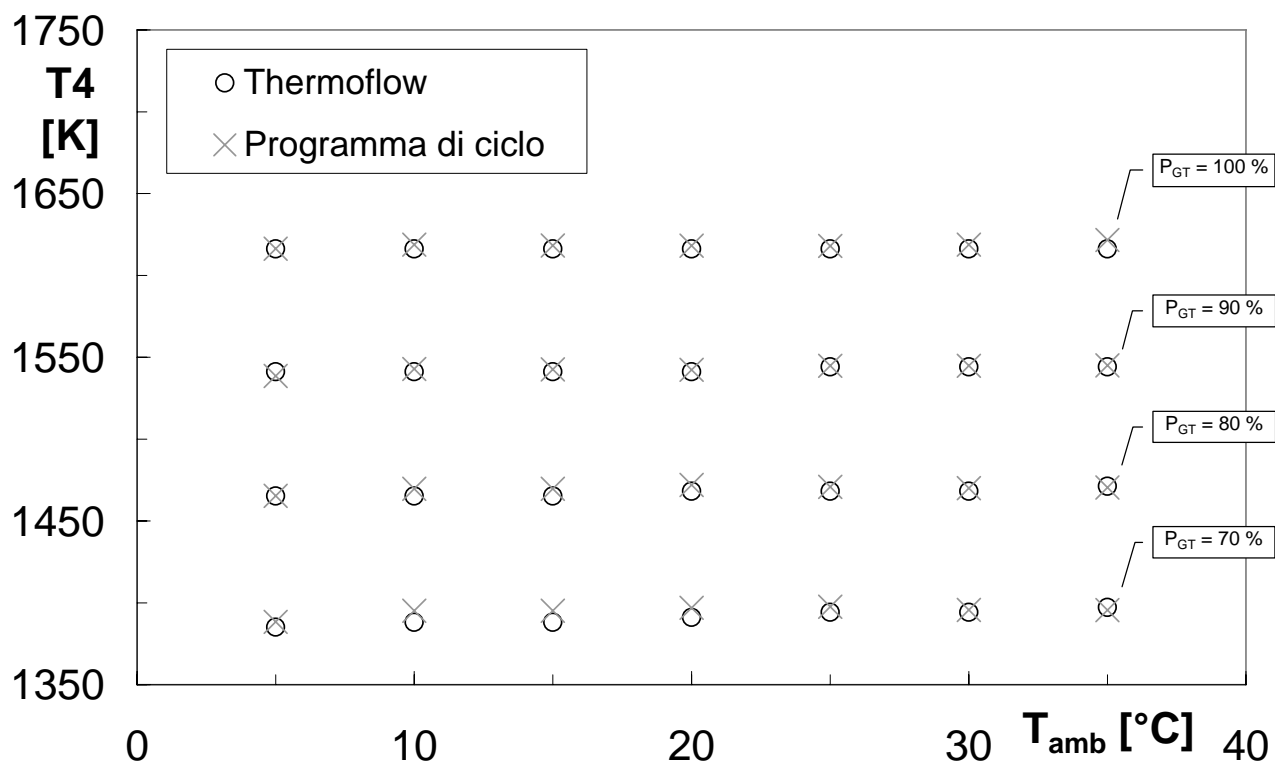


Figura 4.2.9 - Temperatura di ingresso in turbina ( $T_4$ ) in funzione della temperatura ambiente

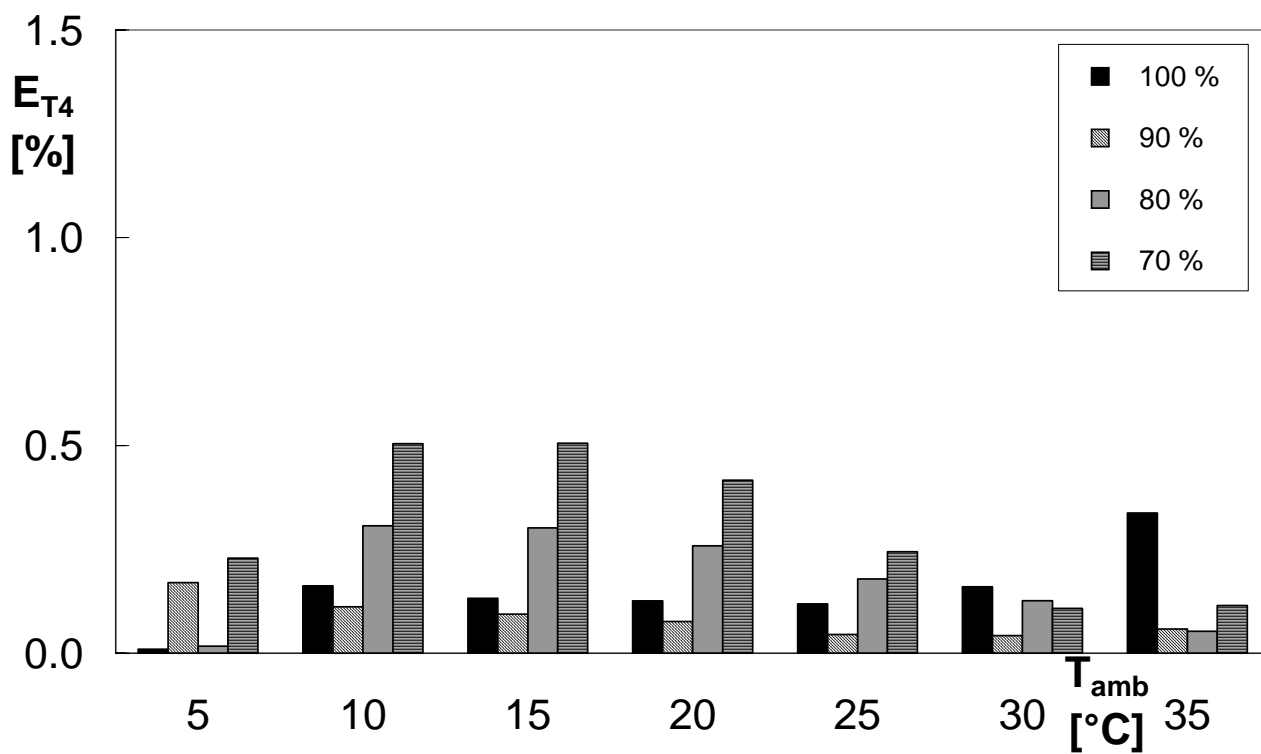


Figura 4.2.10 – Errore sulla temperatura di ingresso in turbina in funzione della temperatura ambiente

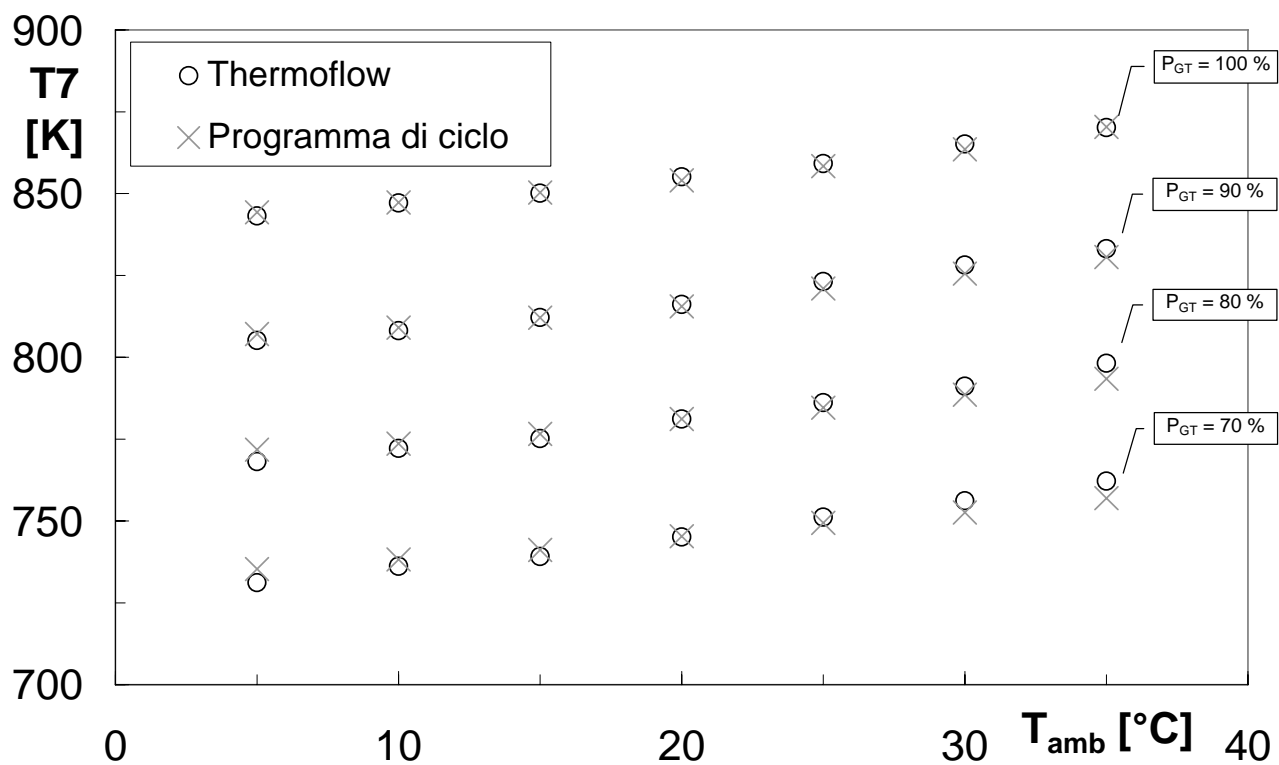


Figura 4.2.11 - Temperatura allo scarico ( $T_7$ ) in funzione della temperatura ambiente

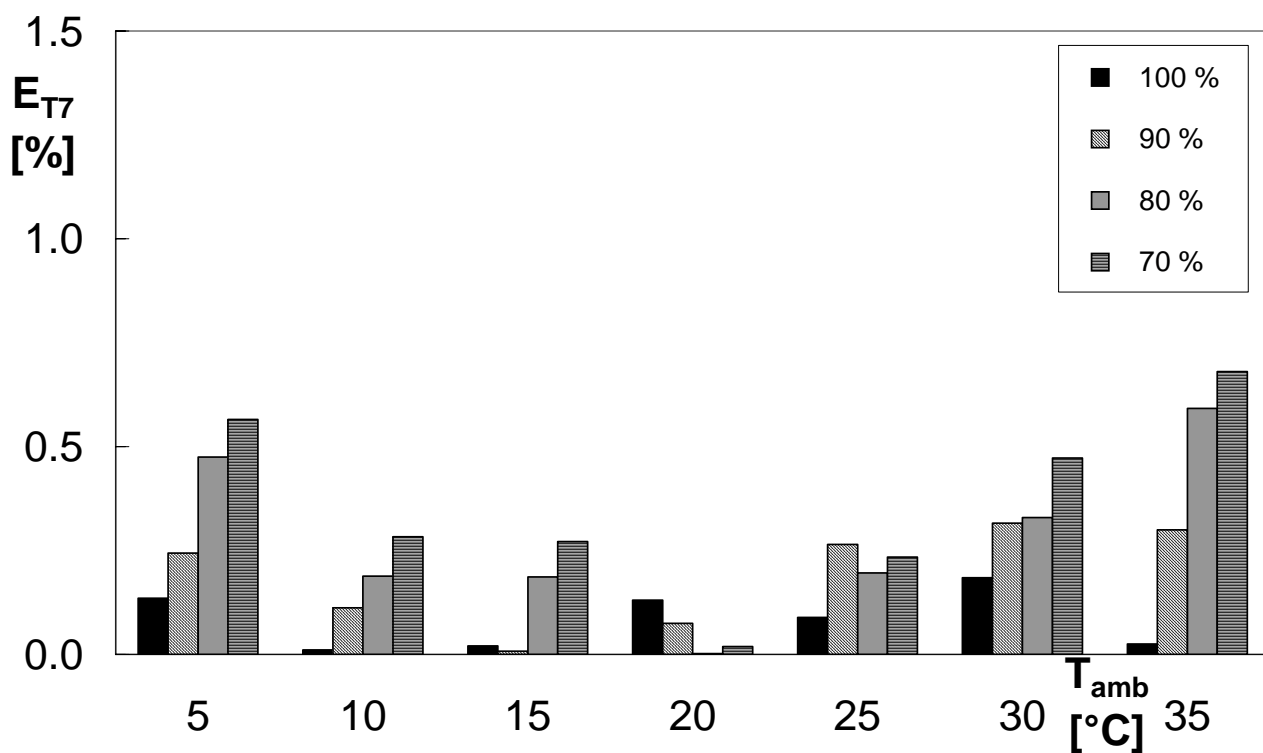
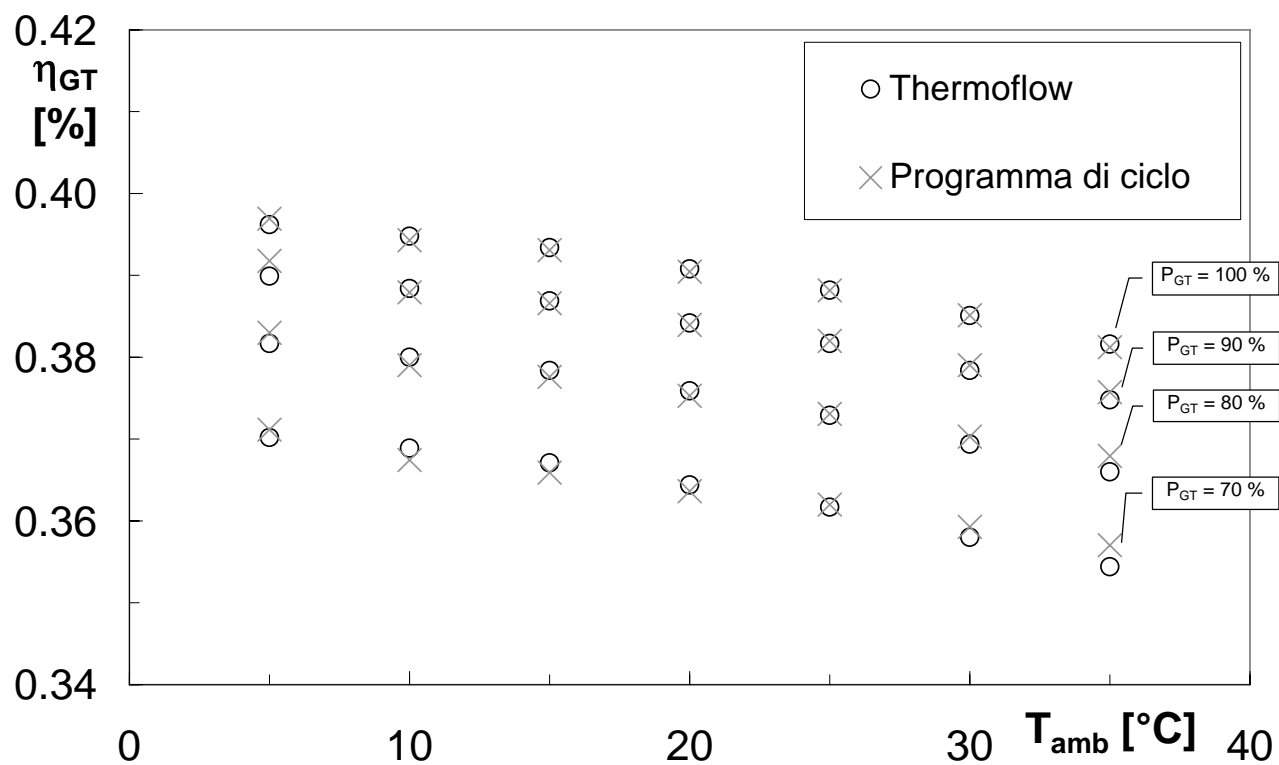
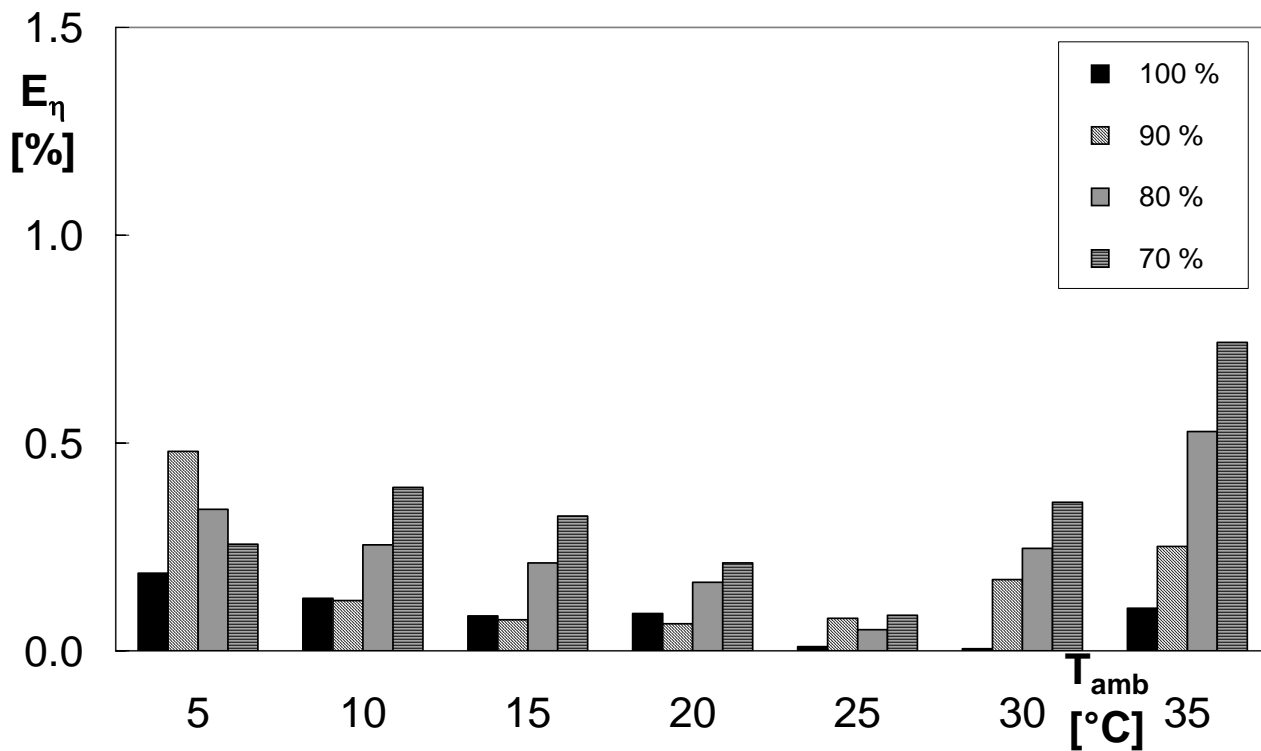


Figura 4.2.12 – Errore sulla temperatura allo scarico in funzione della temperatura ambiente



**Figura 4.2.13** – Rendimento del turbogas ( $\eta_{GT}$ ) in funzione della temperatura ambiente



**Figura 4.2.14** – Errore sul rendimento del turbogas in funzione della temperatura ambiente



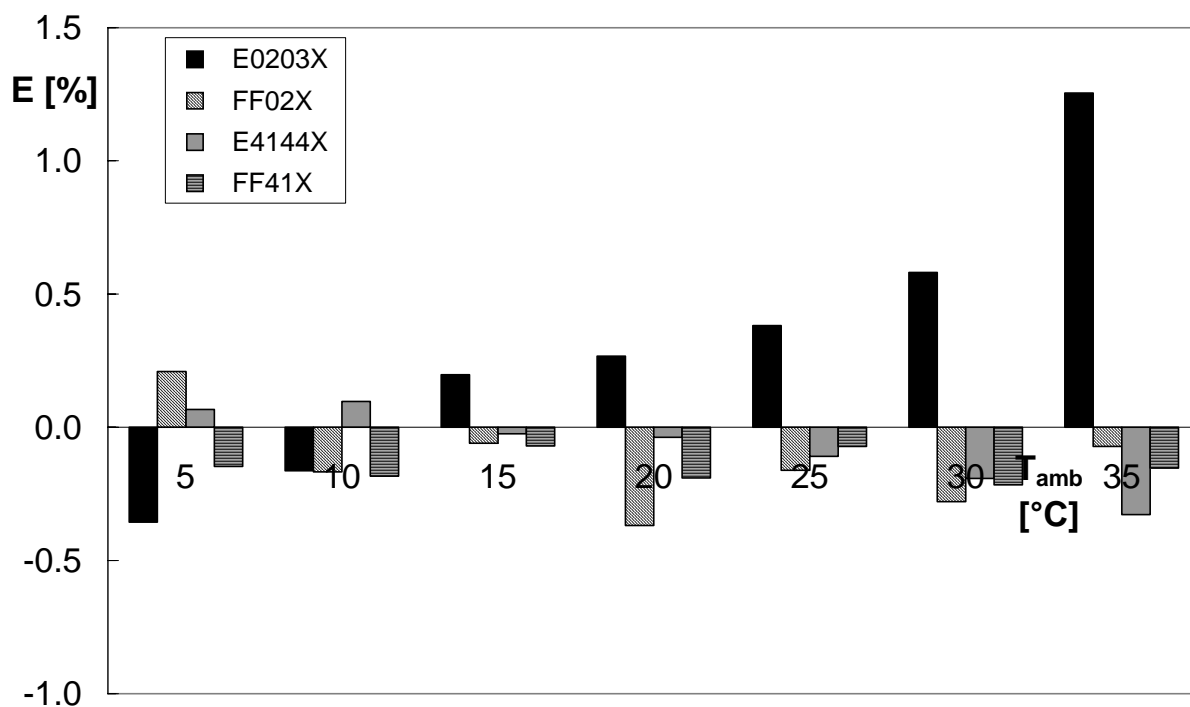
### **4.3 Influenza dell'accuratezza del processo di calibrazione sulla determinazione dei parametri caratteristici**

Per verificare quanto l'errore di ricostruzione (errore fra valore calcolato dal programma di ciclo e valore stimato con il codice commerciale THERMOFLOW®) incida sulla determinazione dei parametri caratteristici, si sono eseguite delle simulazioni mediante calcolo inverso per tutti i casi precedentemente considerati. Gli input del calcolo sono, in questo caso, oltre alle condizioni che definiscono il punto di funzionamento della macchina come già fatto per l'esecuzione del calcolo diretto, le grandezze misurabili sulla macchina (pressione YP3 e temperatura YT3 alla mandata del compressore, portata di combustibile YWF e temperatura allo scarico YT7, secondo la simbologia riportata in Tabella 4.2.2). I valori per le grandezze YP3, YT3, YWF e YT7 utilizzati per il calcolo inverso sono quelli ottenuti mediante THERMOFLOW®.

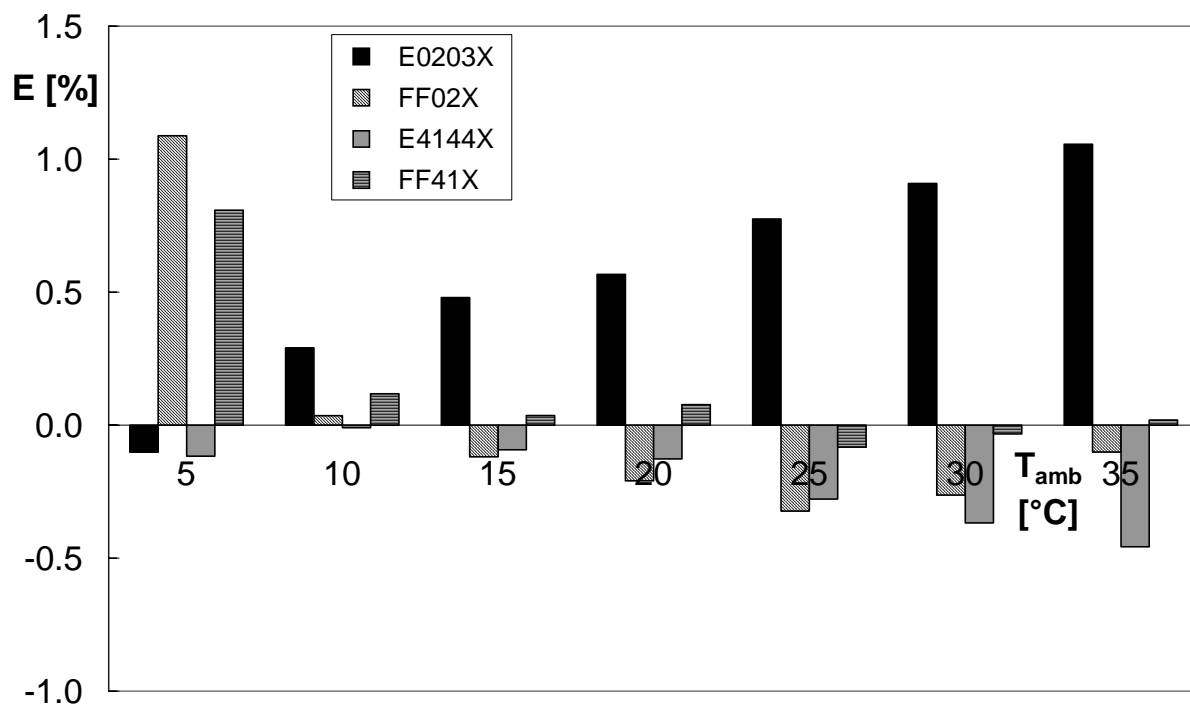
È stato così possibile ricavare i valori dei parametri caratteristici dello stato di "salute", il cui scostamento rispetto al valore atteso (cioè 1, se il programma riproducesse esattamente i valori ottenuti con THERMOFLOW®) è riportato nelle Figure 4.3.1 - 4.3.4. Si può notare che, nel caso di carico al 100%, gli errori su tutti i parametri sono inferiori allo 0.5 %, eccetto che per il rendimento del compressore il cui errore, nel caso di temperatura ambiente pari a 35 °C, raggiunge valori dell'1.2 %. Al diminuire del carico, gli errori evidenziati nella precedente analisi (Figure 4.2.1 - 4.2.14) sulle grandezze misurabili si ripercuotono sempre di più sulla determinazione degli indici di salute, fino alla situazione peggiore (carico al 70%), nella quale gli scostamenti dal valore atteso assumono valori fino al 1.5 % per il rendimento del compressore, all'1.4 % per la funzione di flusso del compressore, allo 0.8 % per il rendimento della turbina e all'1.5 % per la funzione di flusso della turbina. Il parametro caratteristico che risulta complessivamente ricostruito con un errore più elevato è quindi il rendimento del compressore, a causa del già evidenziato errore di ricostruzione della temperatura alla mandata del compressore (T3).

Gli errori che sono stati individuati sopra non pregiudicano la capacità diagnostica del programma di ciclo. Infatti, quando esso sia applicato a misure rilevate su una macchina reale, sarà sufficiente valutare, con una metodologia analoga a quanto riportato nel presente paragrafo, la deviazione fra la risposta del programma di ciclo ed i valori misurati: tale scarto potrà poi essere assunto come livello zero delle variazioni dei parametri caratteristici.

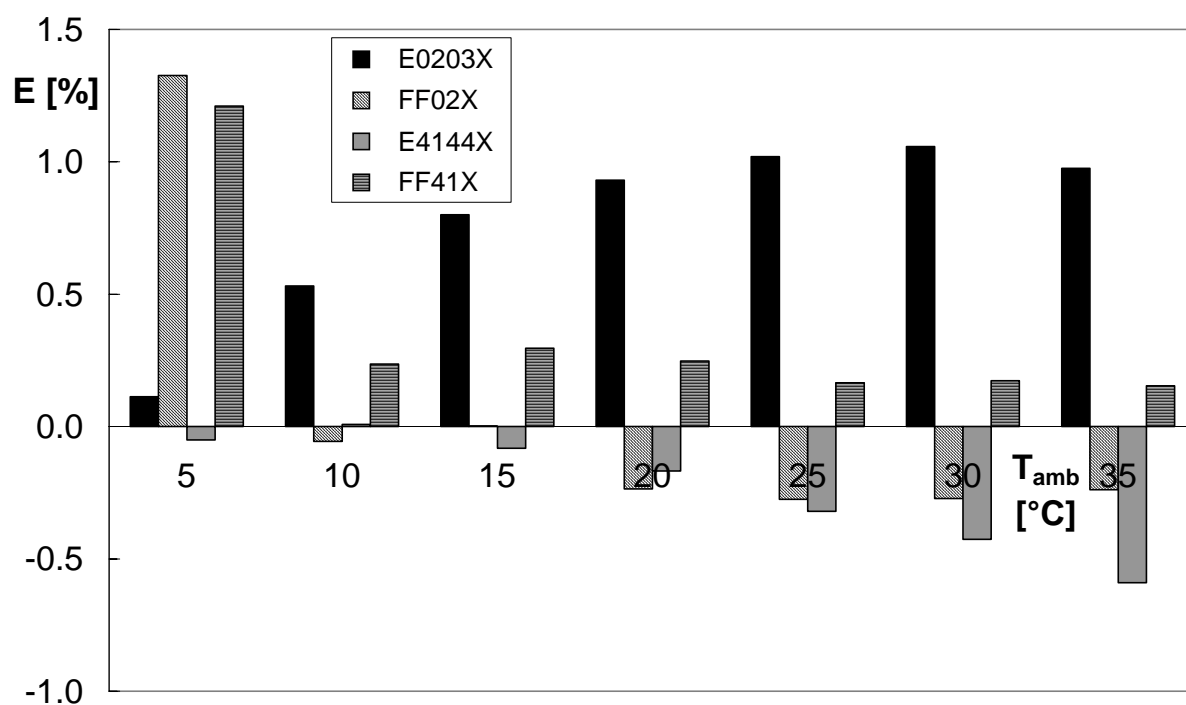
Inoltre, gli errori suddetti non inficiano in alcun modo le analisi che verranno svolte sui modelli neurali che verranno sviluppati a partire dai dati generati mediante il programma di ciclo, in quanto esso stesso costituirà la baseline rispetto alla quale valutare la bontà dei modelli neurali.



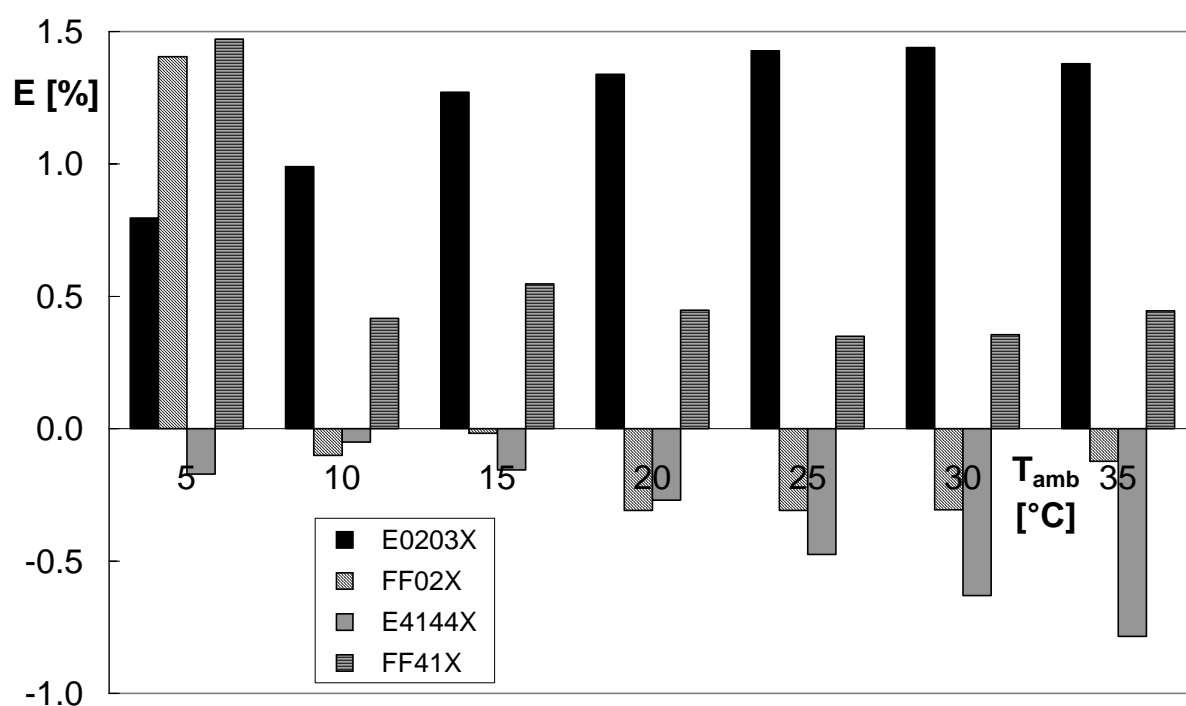
**Figura 4.3.1** – Scostamento percentuale dei parametri caratteristici calcolati mediante calcolo inverso carico al 100%



**Figura 4.3.2** – Scostamento percentuale dei parametri caratteristici calcolati mediante calcolo inverso carico al 90%



**Figura 4.3.3** – Scostamento percentuale dei parametri caratteristici calcolati mediante calcolo inverso carico all'80%



**Figura 4.3.4** – Scostamento percentuale dei parametri caratteristici calcolati mediante calcolo inverso carico al 70%

## 5. MATRICE DI GUASTO

### 5.1 Procedura per la determinazione della matrice di guasto

Il calcolo della matrice di guasto per il turbogas Siemens V94.3A è stato effettuato utilizzando il programma precedentemente calibrato (vedi par. 4.1). La procedura seguita è stata quella di eseguire una serie di calcoli diretti, a partire dal punto sul quale è stato calibrato il programma (punto di funzionamento nominale - Tabella 4.2.2), per diverse condizioni di stato di salute della macchina [06].

Le diverse condizioni sono state simulate mediante una variazione dei parametri caratteristici (E0203X, FF02X, E4144X e FF41X) rispetto alla condizione di nuovo e pulito (parametri caratteristici pari a 1), sia variando singolarmente ciascun parametro caratteristico, sia variando simultaneamente due parametri caratteristici. In ogni caso, la variazione considerata è stata nel range [0.90; 1.00].

Le simulazioni sono state effettuate mantenendo inalterate tutte le grandezze di ingresso al programma, eccetto ovviamente i parametri caratteristici suddetti, considerando due diverse situazioni:

- calcolo eseguito col programma di ciclo per fissata potenza (pari a quella di progetto, e cioè 263782 kW). Questo è il caso in cui il sistema di controllo del turbogas impone il soddisfacimento della potenza impostata; il ciclo termodinamico ne risulterà perciò modificato (in genere, ad una condizione di malfunzionamento corrisponde un innalzamento della temperatura di fuoco);
- calcolo eseguito col programma di ciclo per fissata temperatura di fuoco T4 (pari a quella di progetto, e cioè 1617.94304 K). Questo è il caso in cui il sistema di controllo del turbogas mantiene costante la temperatura di fuoco: in questo caso, ad una condizione di malfunzionamento corrisponde una diminuzione della potenza erogata.

Le considerazioni che verranno perciò fatte sui risultati ottenuti dovranno perciò tenere conto di questa diversa impostazione logica.

### 5.2 Matrice di guasto (potenza costante)

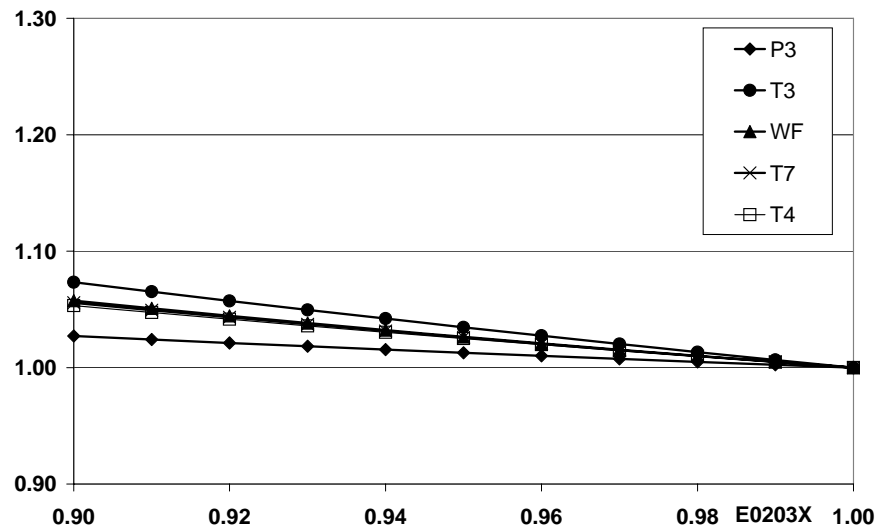
Per quanto riguarda la variazione di un singolo parametro caratteristico, i risultati sono presentati sia sotto forma tabellare (Tab. 5.2.1), sia sotto forma grafica (Figure 5.2.1 – 5.2.4), al fine di ottenerne una interpretazione fisica. I risultati ottenuti variando due parametri caratteristici saranno invece presentati solo sotto forma tabellare (Tab. 5.2.2 e 5.2.3). Per ciascun caso, verrà riportato il valore normalizzato di ciascuna grandezza (P3, T3, WF, T7 e T4), cioè il valore conseguente alla variazione del/i parametro/i rapportato al valore che la grandezza avrebbe dovuto assumere nelle condizioni di nuovo e pulito (parametri caratteristici pari a 1), in funzione della variazione imposta.

Dall'analisi delle Figure 5.2.1 – 5.2.4, si osserva che:

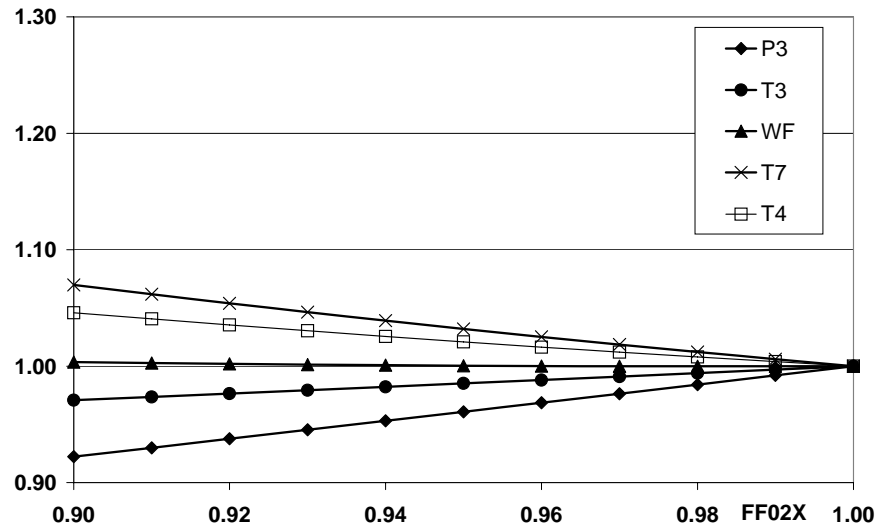
- la riduzione del rendimento del compressore (Fig. 5.2.1) comporta una variazione positiva di tutte le grandezze. Infatti, per poter erogare la medesima potenza, è necessario che il turbogas lavori con un maggiore rapporto di compressione così che, essendo diminuito il rendimento, la temperatura di mandata del compressore risulta aumentata. Poiché il calcolo è stato condotto per fissata potenza, ne consegue che anche la portata di combustibile richiesta WF deve essere maggiore, così come maggiore risulta la temperatura allo scarico T7. La grandezza meno sensibile alla variazione di rendimento del compressore risulta comunque la pressione alla mandata del compressore P3;
- la riduzione della portata ridotta del compressore (Fig. 5.2.2) comporta una diminuzione del rapporto di compressione a seguito della minore portata di aria aspirata che fa anche diminuire la temperatura di mandata del compressore. L'effetto principale è comunque quello di innalzare la temperatura allo scarico. Infine, anche questo tipo di malfunzionamento comporta un aumento della temperatura di fuoco T4;
- la riduzione del rendimento della turbina (Fig. 5.2.3) comporta una variazione positiva di tutte le grandezze, influenzando in modo più marcato sulle grandezze "legate" alla turbina (WF, T7 e T4). Infatti, come già osservato nel caso degli effetti della variazione del rendimento del compressore, per poter erogare la medesima potenza, è necessario che il turbogas lavori con un maggiore rapporto di compressione così che la temperatura di mandata del compressore risulta aumentata. Poiché il calcolo è stato condotto per fissata potenza, ne consegue che anche la portata di combustibile richiesta WF

deve essere maggiore, così come maggiori risultano la temperatura allo scarico T7 e la temperatura di fuoco T4;

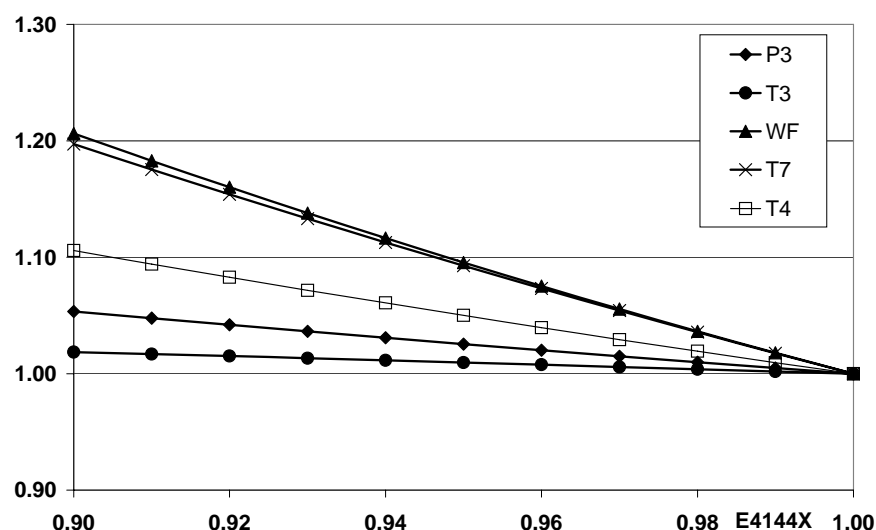
- la riduzione della portata ridotta della turbina (Fig. 5.2.4) comporta un aumento del rapporto di compressione (a parità di portata di aria aspirata) che fa anche aumentare la temperatura di mandata del compressore. La portata di combustibile e la temperatura allo scarico risultano leggermente diminuite, mentre la temperatura di fuoco risulta praticamente invariata a seguito del guasto.



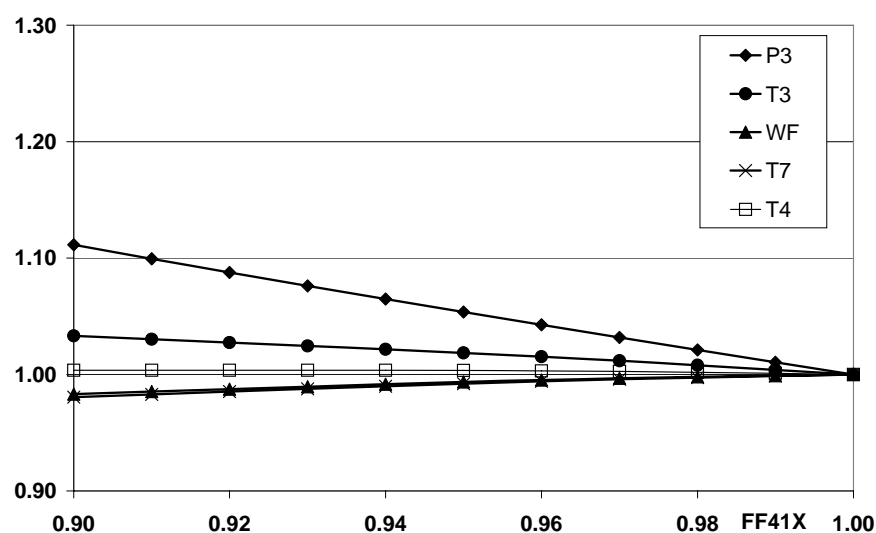
**Figura 5.2.1** - Valore normalizzato delle misure in funzione della variazione di rendimento del compressore (E0203X)



**Figura 5.2.2** - Valore normalizzato delle misure in funzione della variazione della funzione di flusso del compressore (FF02X)



**Figura 5.2.3** - Valore normalizzato delle misure in funzione della variazione di rendimento della turbina (E4144X)



**Figura 5.2.4** - Valore normalizzato delle misure in funzione della variazione della funzione di flusso della turbina (FF41X)

Per quanto riguarda i risultati ottenuti variando due parametri caratteristici (Tab. 5.2.2 e 5.2.3), l'interpretazione fisica è meno evidente in quanto si sommano più effetti. In particolare, si evidenzia il fatto che in quattro casi (casi (a) e (b) in Tab. 4.2.2 e casi (c) e (d) in Tab. 4.2.3), il programma non ha raggiunto la convergenza: non è stato quindi possibile calcolare l'uscita del programma in corrispondenza delle condizioni  $E0203X=E4144X=0.90$  e  $FF02X=E4144X=0.90$ , mentre sono state determinate le uscite del programma in corrispondenza delle condizioni (a)  $E0203X=0.90$  e  $E4144X=0.93$ , (b)  $FF02X=0.90$  e  $E4144X=0.91$ , (c)  $E0203X=0.94$  e  $E4144X=0.90$  e (d)  $FF02X=0.93$  e  $E4144X=0.90$ .

Per quanto riguarda i risultati ottenibili, è possibile comunque osservare che, con buona approssimazione, vale il principio di sovrapposizione degli effetti, il che significa che il modello risponde in modo circa lineare in prossimità del punto di funzionamento considerato (che è quello su cui è stato calibrato il programma di ciclo). A titolo di esempio, si consideri la Tabella 5.2.4, in cui sono stati confrontati i risultati ottenuti (i) utilizzando il programma di ciclo, così come è stato riportato nelle Tabelle 4.2.2 e 4.2.3 ("soluzione esatta"), e (ii) applicando il principio di sovrapposizione degli effetti ("soluzione approssimata"). Si nota che, se la variazione dei parametri è piccola (caso  $E0203X=FF02X=0.95$ ), l'errore che si commette utilizzando il principio di sovrapposizione degli effetti anziché calcolare esattamente la corrispondente variazione delle misure risulta praticamente trascurabile.

(circa lo 0.1%). Quando invece la variazione dei parametri caratteristici diviene più sensibile (nell'esempio riportato,  $E0203X=0.90$  e  $E4144X=0.95$ ), gli errori possono arrivare a valori maggiori (circa 1 %), pur se non eccessivamente elevati.

In definitiva, sembra possibile calcolare la variazione del valore normalizzato delle misure conseguenti ad una combinazione qualsiasi di variazioni di più parametri caratteristici a partire dalle variazioni del singolo parametro, utilizzando il principio di sovrapposizione degli effetti, a partire quindi dai valori riportati in Tabella 5.2.1. Si ricorda però che il principio di sovrapposizione degli effetti non verrà utilizzato in fase di generazione dei dati per la messa a punto dei modelli neurali, in quanto le variazioni delle misure corrispondenti a combinazioni random di variazioni dei parametri caratteristici verranno calcolati “esattamente” utilizzando il programma di ciclo (v. par. 7.1).

	P3/P3ref	T3/T3ref	WF/WFref	T7/T7ref	T4/T4ref
E0203X=0.95	1.013	1.035	1.026	1.026	1.025
E0203X=0.90	1.027	1.073	1.058	1.056	1.053
FF02X=0.95	0.961	0.985	1.000	1.032	1.021
FF02X=0.90	0.922	0.971	1.003	1.070	1.046
E4144X=0.95	1.025	1.010	1.096	1.093	1.050
E4144X=0.90	1.053	1.019	1.206	1.197	1.106
FF41X=0.95	1.054	1.019	0.994	0.992	1.003
FF41X=0.90	1.111	1.033	0.983	0.981	1.004

**Tabella 5.2.1** – Valore normalizzato delle misure in funzione del valore di ciascun parametro caratteristico (variazione di un solo parametro caratteristico)

	P3/P3ref	T3/T3ref	WF/WFref	T7/T7ref	T4/T4ref
	<i>E0203X=0.95</i>				
FF02X=0.95	0.973	1.019	1.026	1.058	1.045
FF02X=0.90	0.933	1.003	1.028	1.096	1.070
E4144X=0.95	1.039	1.044	1.127	1.123	1.077
E4144X=0.90	1.068	1.053	1.242	1.230	1.134
FF41X=0.95	1.067	1.053	1.019	1.017	1.028
FF41X=0.90	1.125	1.068	1.009	1.006	1.028
	<i>E0203X=0.90</i>				
FF02X=0.95	0.986	1.056	1.056	1.088	1.073
FF02X=0.90	0.946	1.040	1.057	1.126	1.097
E4144X=0.95	1.054	1.083	1.163	1.156	1.107
E4144X=0.93 (a)	1.065	1.086	1.209	1.200	1.130
FF41X=0.95	1.082	1.091	1.049	1.046	1.055
FF41X=0.90	1.141	1.107	1.039	1.035	1.057
	<i>FF02X=0.95</i>				
E0203X=0.95	0.973	1.019	1.026	1.058	1.045
E0203X =0.90	0.986	1.056	1.056	1.088	1.073
E4144X=0.95	0.985	0.994	1.095	1.127	1.072
E4144X=0.90	1.013	1.005	1.206	1.236	1.131
FF41X=0.95	1.013	1.005	0.995	1.024	1.025
FF41X=0.90	1.069	1.023	0.986	1.015	1.027
	<i>FF02X=0.90</i>				
E0203X =0.95	0.933	1.003	1.028	1.096	1.070
E0203X =0.90	0.946	1.040	1.057	1.126	1.097
E4144X=0.95	0.946	0.980	1.097	1.168	1.098
E4144X=0.91 (b)	0.967	0.988	1.183	1.256	1.145
FF41X=0.95	0.971	0.989	0.996	1.061	1.048
FF41X=0.90	1.027	1.010	0.990	1.052	1.052

**Tabella 5.2.2** – Valore normalizzato delle misure in funzione del valore dei parametri caratteristici (variazione dei due parametri caratteristici del compressore)



	P3/P3ref	T3/T3ref	WF/WFref	T7/T7ref	T4/T4ref
	<i>E4144X=0.95</i>				
E0203X=0.95	1.039	1.044	1.127	1.123	1.077
E0203X=0.90	1.054	1.083	1.163	1.156	1.107
FF02X=0.95	0.985	0.994	1.095	1.127	1.072
FF02X=0.90	0.946	0.980	1.097	1.168	1.098
FF41X=0.95	1.079	1.025	1.087	1.083	1.052
FF41X=0.90	1.139	1.040	1.077	1.072	1.052
	<i>E4144X=0.90</i>				
E0203X=0.95	1.068	1.053	1.242	1.230	1.134
E0203X=0.94 (c)	1.071	1.060	1.250	1.238	1.140
FF02X=0.95	1.013	1.005	1.206	1.236	1.131
FF02X=0.93 (d)	0.997	0.999	1.206	1.252	1.141
FF41X=0.95	1.108	1.032	1.196	1.187	1.106
FF41X=0.90	1.169	1.048	1.187	1.177	1.107
	<i>FF41X=0.95</i>				
E0203X=0.95	1.067	1.053	1.019	1.017	1.028
E0203X=0.90	1.082	1.091	1.049	1.046	1.055
FF02X=0.95	1.013	1.005	0.995	1.024	1.025
FF02X=0.90	0.971	0.989	0.996	1.061	1.048
E4144X=0.95	1.079	1.025	1.087	1.083	1.052
E4144X=0.90	1.108	1.032	1.196	1.187	1.106
	<i>FF41X=0.90</i>				
E0203X=0.95	1.125	1.068	1.009	1.006	1.028
E0203X=0.90	1.141	1.107	1.039	1.035	1.057
FF02X=0.95	1.069	1.023	0.986	1.015	1.027
FF02X=0.90	1.027	1.010	0.990	1.052	1.052
E4144X=0.95	1.139	1.040	1.077	1.072	1.052
E4144X=0.90	1.169	1.048	1.187	1.177	1.107

**Tabella 5.2.3** – Valore normalizzato delle misure in funzione del valore dei parametri caratteristici (variazione dei due parametri caratteristici della turbina)

	P3/P3ref	T3/T3ref	WF/WFref	T7/T7ref
<i>Variazione parametri caratteristici</i>	E0203X=0.95 FF02X=0.95			
<i>Soluzione esatta</i>	0.973	1.019	1.026	1.058
<i>Soluzione approssimata</i>	0.974	1.020	1.027	1.058
<i>Errore [%]</i>	-0.1	-0.1	-0.1	0.0
<i>Variazione parametri caratteristici</i>	E0203X=0.90 E4144X=0.95			
<i>Soluzione esatta</i>	1.054	1.083	1.163	1.156
<i>Soluzione approssimata</i>	1.053	1.083	1.153	1.148
<i>Errore [%]</i>	0.1	0.0	0.9	0.7

**Tabella 5.2.4** – Confronto fra soluzione esatta (utilizzo del programma di ciclo, v. Tabelle 4.2.1 e 4.2.2) e approssimata (applicazione del principio di sovrapposizione degli effetti) e calcolo dell'errore

Nel caso di variazione di un singolo parametro caratteristico, è stata anche derivata la matrice di guasto per la condizione operativa in cui il turbogas funzioni a carico particolarmente ridotto (145 MW). I risultati sono presentati in Tab. 5.2.5, in cui, per ogni variazione dei parametri considerata, è stata riportata:

- variazione dei valori normalizzati delle misure nel caso di pieno carico, cioè di potenza erogata imposta pari a 263.782 MW (valori già riportati in Tab. 4.2.1 e richiamati qui per facilitare il confronto);
- variazione dei valori normalizzati delle misure nel caso di carico ridotto, cioè di potenza erogata imposta pari a 145 MW;
- errore fra i valori corrispondenti delle grandezze normalizzate.

Il confronto dei valori normalizzati delle misure nel caso di pieno carico e di carico ridotto mostra che l'accordo è abbastanza buono in quanto l'errore massimo assoluto è dell'ordine dell'1.5 %. È quindi possibile affermare che i risultati trovati in precedenza nel caso di pieno carico (analisi sui guasto singoli, analisi sui guasti doppi, validità dell'ipotesi di sovrapposizione degli effetti) possono essere con buona approssimazione utilizzati anche nel caso in cui la macchina funzioni ad un carico diverso.

		P3/P3ref	T3/T3ref	WF/WFref	T7/T7ref	T4/T4ref
	Pieno carico	1.013	1.035	1.026	1.026	1.025
E0203X=0.95	Carico ridotto	1.015	1.035	1.036	1.030	1.031
	Errore [%]	0.2	0.0	1.0	0.4	0.6
	Pieno carico	1.027	1.073	1.058	1.056	1.053
E0203X=0.90	Carico ridotto	1.032	1.074	1.076	1.061	1.065
	Errore [%]	0.5	0.0	1.6	0.5	1.1
	Pieno carico	0.961	0.985	1	1.032	1.021
FF02X=0.95	Carico ridotto	0.956	0.985	0.993	1.023	1.013
	Errore [%]	-0.5	0.0	-0.7	-0.9	-0.8
	Pieno carico	0.922	0.971	1.003	1.07	1.046
FF02X=0.90	Carico ridotto	0.916	0.975	0.993	1.055	1.034
	Errore [%]	-0.7	0.4	-1.0	-1.4	-1.2
	Pieno carico	1.025	1.01	1.096	1.093	1.05
E4144X=0.95	Carico ridotto	1.024	1.009	1.107	1.087	1.050
	Errore [%]	-0.1	-0.1	1.0	-0.6	0.0
	Pieno carico	1.053	1.019	1.206	1.197	1.106
E4144X=0.90	Carico ridotto	1.050	1.018	1.224	1.179	1.103
	Errore [%]	-0.3	-0.1	1.5	-1.5	-0.2
	Pieno carico	1.054	1.019	0.994	0.992	1.003
FF41X=0.95	Carico ridotto	1.056	1.021	0.998	0.996	1.008
	Errore [%]	0.2	0.2	0.4	0.4	0.5
	Pieno carico	1.111	1.033	0.983	0.981	1.004
FF41X=0.90	Carico ridotto	1.119	1.042	0.995	0.991	1.017
	Errore [%]	0.7	0.9	1.2	1.1	1.3

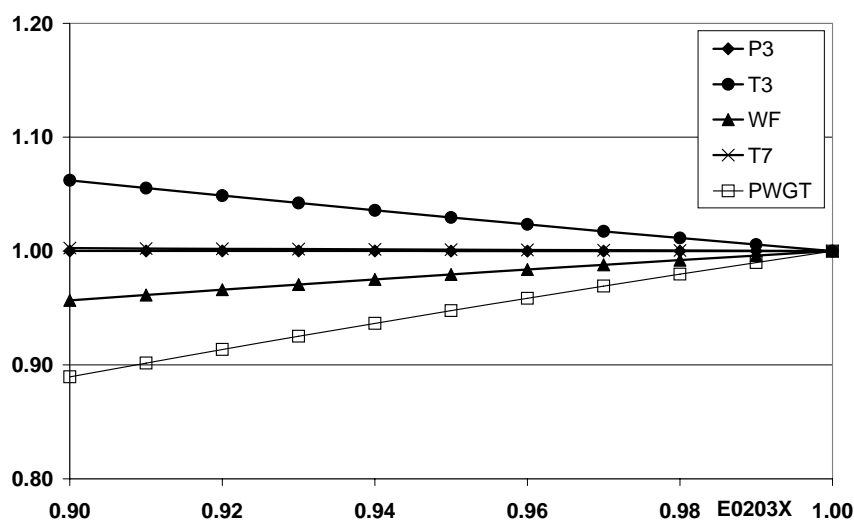
**Tabella 5.2.5** – Confronto fra i valori normalizzati delle misure in funzione del valore di ciascun parametro caratteristico (variazione di un solo parametro caratteristico) e della potenza erogata  
pieno carico = 263.782 MW; carico ridotto = 145 MW

### 5.3 Matrice di guasto (temperatura di fuoco costante)

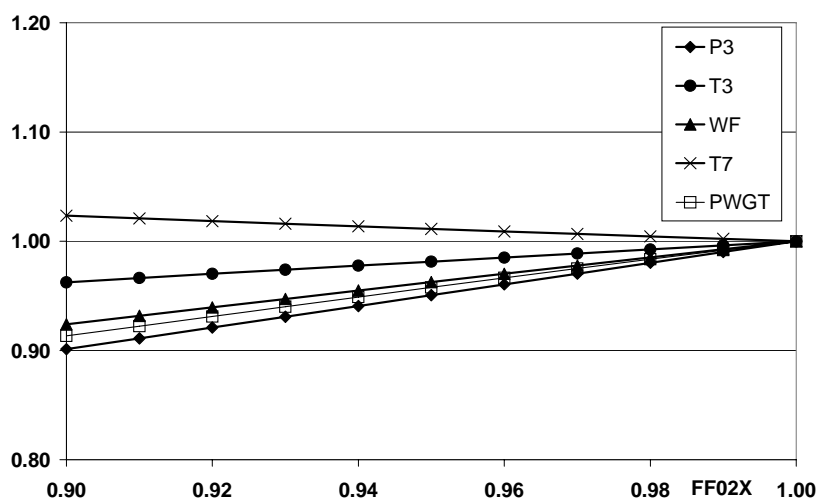
Per quanto riguarda la variazione di un singolo parametro caratteristico, i risultati sono presentati sia sotto forma tabellare (Tab. 5.3.1), sia sotto forma grafica (Figure 5.3.1 – 5.3.4), al fine di ottenerne una interpretazione fisica. I risultati ottenuti variando due parametri caratteristici saranno invece presentati solo sotto forma tabellare (Tab. 5.3.2 e 5.3.3). Per ciascun caso, verrà riportato il valore normalizzato di ciascuna grandezza (P3, T3, WF, T7 e PWGT), cioè il valore conseguente alla variazione del/i parametro/i rapportato al valore che la grandezza avrebbe dovuto assumere nelle condizioni di nuovo e pulito (parametri caratteristici pari a 1), in funzione della variazione imposta.

Dall'analisi delle Figure 5.3.1 – 5.3.4, si osserva che:

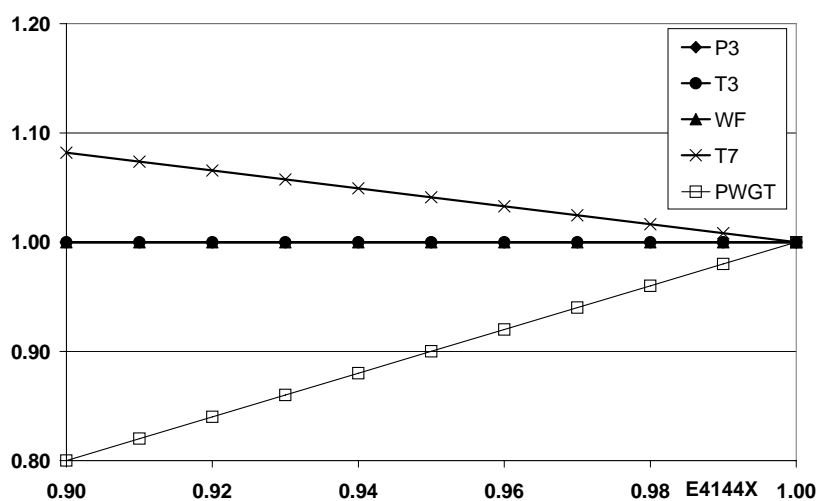
- la riduzione del rendimento del compressore (Fig. 5.3.1) comporta una variazione negativa della potenza erogata (pari all'11 % con una variazione del 10 % del rendimento del compressore), e, di conseguenza, anche della portata di combustibile richiesta WF. La pressione alla mandata del compressore e la temperatura allo scarico T7 risultano invece non influenzate, mentre l'effetto della riduzione del rendimento del compressore è visibile sulla temperatura di mandata del compressore che risulta aumentata (fino al 6 %). Quest'ultima osservazione è in accordo col fatto che (i) le simulazioni sono state effettuate per fissata temperatura di fuoco e (ii) il rapporto di compressione rimane costante;
- la riduzione della portata ridotta del compressore (Fig. 5.3.2) comporta una diminuzione del rapporto di compressione a seguito della minore portata di aria aspirata che fa anche diminuire la temperatura di mandata del compressore. L'effetto principale è comunque quello di innalzare la temperatura allo scarico. Infine, anche questo tipo di malfunzionamento comporta una diminuzione della potenza erogata;
- la riduzione del rendimento della turbina (Fig. 5.2.3), per fissata temperatura di fuoco, non influisce in alcun modo su pressione e temperatura alla mandata del compressore e sulla portata di combustibile mentre ha un effetto assai marcato (i) sulla temperatura di scarico (fino a +8 %) e, in misura ancora maggiore, (ii) sulla potenza erogata (-20 %);
- la riduzione della portata ridotta della turbina (Fig. 5.3.4) comporta un aumento del rapporto di compressione (a parità di portata di aria aspirata) che fa anche aumentare la temperatura di mandata del compressore. La portata di combustibile e la temperatura allo scarico risultano leggermente diminuite, così come risulta leggermente diminuita anche la potenza erogata.



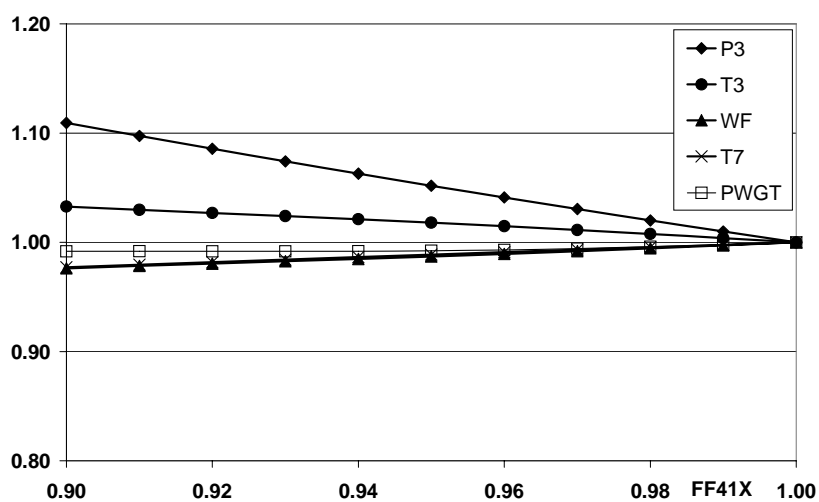
**Figura 5.3.1** - Valore normalizzato delle misure in funzione della variazione di rendimento del compressore (E0203X)



**Figura 5.3.2** - Valore normalizzato delle misure in funzione della variazione della funzione di flusso del compressore (FF02X)



**Figura 5.3.3** - Valore normalizzato delle misure in funzione della variazione di rendimento della turbina (E4144X)



**Figura 5.3.4** - Valore normalizzato delle misure in funzione della variazione della funzione di flusso della turbina (FF41X)

	P3/P3ref	T3/T3ref	WF/WFref	T7/T7ref	PWGT/PWGTref
E0203X=0.95	1.000	1.030	0.979	1.001	0.948
E0203X=0.90	1.000	1.062	0.957	1.003	0.889
FF02X=0.95	0.951	0.981	0.963	1.011	0.958
FF02X=0.90	0.901	0.962	0.924	1.023	0.913
E4144X=0.95	1.000	1.000	1.000	1.041	0.900
E4144X=0.90	1.000	1.000	1.000	1.082	0.800
FF41X=0.95	1.052	1.018	0.987	0.989	0.992
FF41X=0.90	1.109	1.033	0.976	0.977	0.992

**Tabella 5.3.1** – Valore normalizzato delle misure in funzione del valore di ciascun parametro caratteristico (variazione di un solo parametro caratteristico)

Per quanto riguarda i risultati ottenuti variando due parametri caratteristici (Tab. 5.3.2 e 5.3.3), l'interpretazione fisica è meno evidente in quanto si sommano più effetti.

Per quanto riguarda i risultati ottenibili, è possibile osservare che, anche in questo caso, vale il principio di sovrapposizione degli effetti con ottima approssimazione, il che significa che il modello risponde in modo circa lineare in prossimità del punto di funzionamento considerato (che è quello su cui è stato calibrato il programma di ciclo). A titolo di esempio, si consideri la Tabella 4.3.4, in cui sono stati confrontati i risultati ottenuti (i) utilizzando il programma di ciclo, così come è stato riportato nelle Tabelle 5.3.2 e 5.3.3 ("soluzione esatta"), e (ii) applicando il principio di sovrapposizione degli effetti ("soluzione approssimata "). Si nota che sia nel caso in cui la variazione dei parametri è piccola (caso E0203X=FF02X=0.95), sia nel caso in cui la variazione dei parametri caratteristici diviene più sensibile (nell'esempio riportato, E0203X=0.90 e E4144X=0.95), l'errore che si commette utilizzando il principio di sovrapposizione degli effetti anziché calcolare esattamente la corrispondente variazione delle misure risulta praticamente trascurabile, eccetto forse che per la potenza, nel caso E0203X=FF02X=0.95, in cui l'errore commesso risulta pari allo 0.5 %.

In definitiva, sembra possibile calcolare la variazione del valore normalizzato delle misure conseguenti ad una combinazione qualsiasi di variazioni di più parametri caratteristici a partire dalle variazioni del singolo parametro, utilizzando il principio di sovrapposizione degli effetti, a partire quindi dai valori riportati in Tabella 5.3.1.

	P3/P3ref	T3/T3ref	WF/WFref	T7/T7ref	PWGT/PWGTref
	<i>E0203X=0.95</i>				
FF02X=0.95	0.951	1.010	0.944	1.013	0.910
FF02X=0.90	0.901	0.990	0.907	1.025	0.870
E4144X=0.95	1.000	1.030	0.979	1.042	0.848
E4144X=0.90	1.000	1.030	0.979	1.083	0.748
FF41X=0.95	1.052	1.048	0.966	0.990	0.938
FF41X=0.90	1.109	1.064	0.955	0.978	0.936
	<i>E0203X=0.90</i>				
FF02X=0.95	0.951	1.042	0.923	1.014	0.856
FF02X=0.90	0.901	1.021	0.888	1.026	0.821
E4144X=0.95	1.000	1.062	0.957	1.044	0.790
E4144X=0.93	1.000	1.062	0.957	1.085	0.690
FF41X=0.95	1.052	1.082	0.942	0.991	0.878
FF41X=0.90	1.109	1.098	0.930	0.980	0.875
	<i>FF02X=0.95</i>				
E0203X=0.95	0.951	1.010	0.944	1.013	0.910
E0203X =0.90	0.951	1.042	0.923	1.014	0.856
E4144X=0.95	0.951	0.981	0.963	1.052	0.864
E4144X=0.90	0.951	0.981	0.963	1.092	0.770
FF41X=0.95	1.000	1.000	0.950	1.000	0.950
FF41X=0.90	1.055	1.019	0.937	0.988	0.943
	<i>FF02X=0.90</i>				
E0203X =0.95	0.901	0.990	0.907	1.025	0.870
E0203X =0.90	0.901	1.021	0.888	1.026	0.821
E4144X=0.95	0.901	0.962	0.924	1.063	0.826
E4144X=0.91	0.901	0.962	0.924	1.103	0.738
FF41X=0.95	0.948	0.980	0.913	1.012	0.908
FF41X=0.90	1.000	1.000	0.900	1.000	0.900

**Tabella 5.3.2** – Valore normalizzato delle misure in funzione del valore dei parametri caratteristici (variazione dei due parametri caratteristici del compressore)

	P3/P3ref	T3/T3ref	WF/WFref	T7/T7ref	PWGT/PWGTref
	<i>E4144X=0.95</i>				
E0203X=0.95	1.000	1.030	0.979	1.042	0.848
E0203X=0.90	1.000	1.062	0.957	1.044	0.790
FF02X=0.95	0.951	0.981	0.963	1.052	0.864
FF02X=0.90	0.901	0.962	0.924	1.063	0.826
FF41X=0.95	1.052	1.018	0.987	1.031	0.891
FF41X=0.90	1.109	1.033	0.976	1.020	0.889
	<i>E4144X=0.90</i>				
E0203X=0.95	1.000	1.030	0.979	1.083	0.748
E0203X=0.94	1.000	1.062	0.957	1.085	0.690
FF02X=0.95	0.951	0.981	0.963	1.092	0.770
FF02X=0.93	0.901	0.962	0.924	1.103	0.738
FF41X=0.95	1.052	1.018	0.987	1.072	0.790
FF41X=0.90	1.109	1.033	0.976	1.062	0.787
	<i>FF41X=0.95</i>				
E0203X=0.95	1.052	1.048	0.966	0.990	0.938
E0203X=0.90	1.052	1.082	0.942	0.991	0.878
FF02X=0.95	1.000	1.000	0.950	1.000	0.950
FF02X=0.90	0.948	0.980	0.913	1.012	0.908
E4144X=0.95	1.052	1.018	0.987	1.031	0.891
E4144X=0.90	1.052	1.018	0.987	1.072	0.790
	<i>FF41X=0.90</i>				
E0203X=0.95	1.109	1.064	0.955	0.978	0.936
E0203X=0.90	1.109	1.098	0.930	0.980	0.875
FF02X=0.95	1.055	1.019	0.937	0.988	0.943
FF02X=0.90	1.000	1.000	0.900	1.000	0.900
E4144X=0.95	1.109	1.033	0.976	1.020	0.889
E4144X=0.90	1.109	1.033	0.976	1.062	0.787

**Tabella 5.3.3** – Valore normalizzato delle misure in funzione del valore dei parametri caratteristici (variazione dei due parametri caratteristici della turbina)



	P3/P3ref	T3/T3ref	WF/WFref	T7/T7ref	PWGT/PWGTref
<i>Variazione parametri caratteristici</i>	E0203X=0.95 FF02X=0.95				
<i>Soluzione esatta</i>	0.951	1.010	0.944	1.013	0.910
<i>Soluzione approssimata</i>	0.951	1.011	0.942	1.013	0.905
<i>Errore [%]</i>	0.0	-0.1	0.2	0.0	0.5
<i>Variazione parametri caratteristici</i>	E0203X=0.90 E4144X=0.95				
<i>Soluzione esatta</i>	1.000	1.062	0.957	1.044	0.790
<i>Soluzione approssimata</i>	1.000	1.062	0.957	1.044	0.790
<i>Errore [%]</i>	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

**Tabella 5.3.4** – Confronto fra soluzione esatta (utilizzo del programma di ciclo, v. Tabelle 4.3.1 e 4.3.2) e approssimata (applicazione del principio di sovrapposizione degli effetti) e calcolo dell'errore

## 5.4 Matrice di guasto sinottica

Si riporta infine una matrice di guasto sinottica, che riporta l'effetto sui valori normalizzati delle misure conseguenti ad una variazione unitaria (cioè pari all'1 %) del singolo parametro, sia nel caso di calcolo eseguito col programma di ciclo per fissata potenza (pari a quella di progetto, e cioè 263782 kW), sia in quello di calcolo eseguito col programma di ciclo per fissata temperatura di fuoco T4 (pari a quella di progetto, e cioè 1617.94304 K). I risultati sono visibili rispettivamente in Tab. 5.4.1 e 5.4.2.

Avendo in precedenza osservato come (1) la risposta del sistema sia sostanzialmente lineare rispetto all'entità dei guasti, e cioè rispetto all'entità della variazione dei parametri caratteristici, (2) si possa quindi ritenere soddisfatto il principio di sovrapposizione degli effetti e (3) i risultati possano essere estesi anche a punti di funzionamento a diverso carico, le Tabelle 5.4.1 e 5.4.2 possono costituire quindi un utile strumento per valutare, a partire dai valori normalizzati delle misure, lo stato di salute (componente interessato dal malfunzionamento ed entità dello scostamento dalle prestazioni attese) del turbogas in esame.

	P3/P3ref	T3/T3ref	WF/WFref	T7/T7ref	T4/T4ref
E0203X=0.99	1.002	1.007	1.005	1.005	1.005
FF02X=0.99	0.992	0.997	1.000	1.006	1.004
E4144X=0.99	1.005	1.002	1.018	1.018	1.009
FF41X=0.99	1.010	1.004	0.999	0.999	1.001

**Tabella 5.4.1** – Valore normalizzato delle misure a seguito di una variazione dell'1 % del singolo parametro calcolo eseguito per fissata potenza (pari a quella di progetto, e cioè 263782 kW)

	P3/P3ref	T3/T3ref	WF/WFref	T7/T7ref	PWGT/PWGTref
E0203X=0.99	1.000	1.006	0.996	1.000	0.990
FF02X=0.99	0.990	0.996	0.993	1.002	0.992
E4144X=0.99	1.000	1.000	1.000	1.008	0.980
FF41X=0.99	1.010	1.004	0.997	0.998	0.998

**Tabella 5.4.2** – Valore normalizzato delle misure a seguito di una variazione dell'1 % del singolo parametro calcolo eseguito per fissata temperatura di fuoco (pari a quella di progetto, e cioè 1617.94304 K)

## **5.5 Influenza della perdita di carico all'aspirazione e della contropressione allo scarico**

Si analizza da ultimo l'influenza della variazione della perdita di carico all'aspirazione (PA02D) e della contropressione allo scarico (PA08D) sui valori normalizzati delle misure. Le variazioni considerate sono all'interno del range [0; 2.5] kPa per PA02D e [0; 4.0] kPa per PA08D.

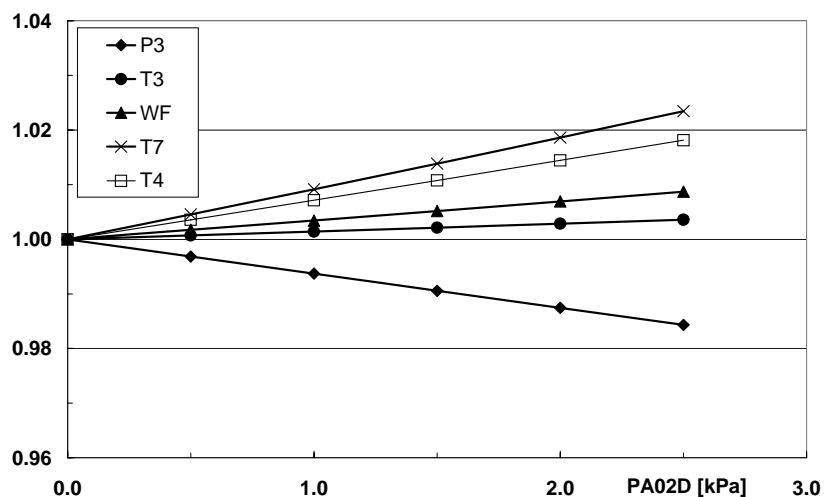
Le simulazioni sono state condotte nel caso di calcolo eseguito col programma di ciclo

- per fissata potenza pari a quella di progetto (Fig. 5.5.1 e 5.5.2);
- per fissata potenza pari a 145 MW (Fig. 5.5.3 e 5.5.4);
- per fissata temperatura di fuoco T4 pari a quella di progetto (Fig. 5.5.5 e 5.5.6).

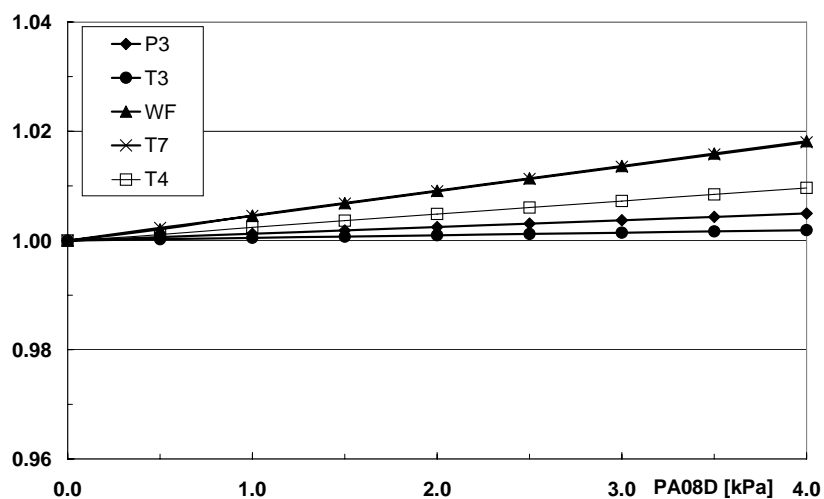
È possibile osservare che

1. anche in questo caso, la risposta è con buona approssimazione lineare, eccetto i casi in cui le simulazioni sono state condotte per fissata potenza (a 145 MW);
2. per una variazione unitaria delle perdite di carico (1 kPa), l'influenza sui valori normalizzati delle misure è sempre modesta (minore dell'1 %).

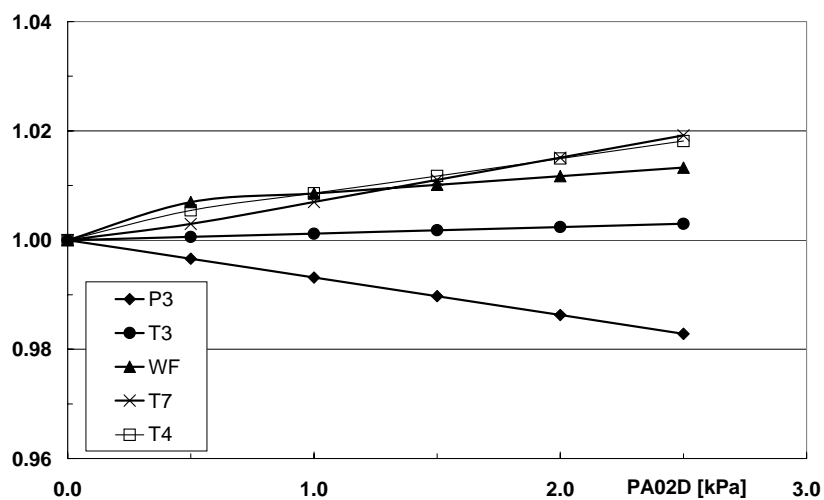
Si fa notare infine che la perdita di carico all'aspirazione e la contropressione allo scarico non verranno utilizzate nel seguito come indici di salute della macchina: infatti, tali quantità (i) costituiscono un input del programma di ciclo, (ii) sono praticamente sempre misurate e, (iii) nel caso in cui si volessero determinare, ciò sarebbe fatto eliminando uno dei parametri (E0203X, FF02X, E4144X o FF41X) tra le incognite del problema. Poiché in generale risulta più utile calcolare gli indici di salute dei componenti principali (cioè compressore e turbina), la scelta usualmente adottata è quella di considerare la perdita di carico all'aspirazione e la contropressione allo scarico come grandezze di input.



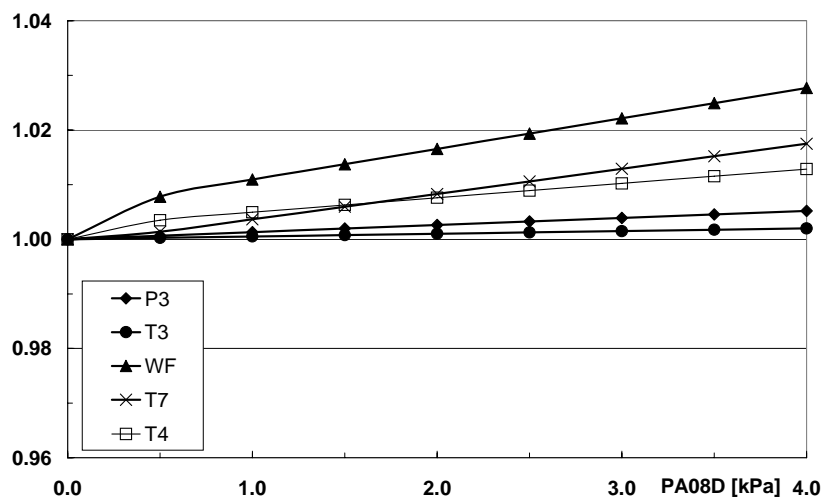
**Figura 5.5.1** - Valore normalizzato delle misure in funzione della variazione della caduta di pressione all'aspirazione (PA02D) - calcolo per fissata potenza pari a quella di progetto



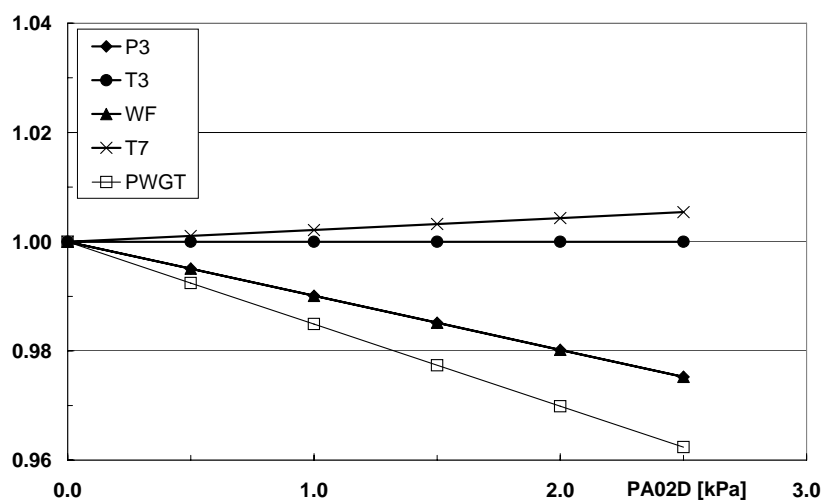
**Figura 5.5.2** - Valore normalizzato delle misure in funzione della variazione della contropressione allo scarico (PA08D) - calcolo per fissata potenza pari a quella di progetto



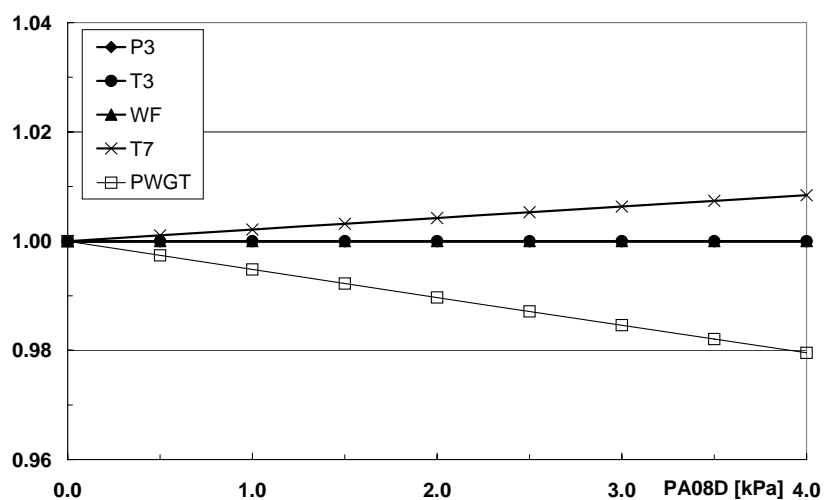
**Figura 5.5.3** - Valore normalizzato delle misure in funzione della variazione della caduta di pressione all'aspirazione (PA02D) - calcolo per fissata potenza pari a 145 MW



**Figura 5.5.4** - Valore normalizzato delle misure in funzione della variazione della contropressione allo scarico (PA08D) - calcolo per fissata potenza pari a 145 MW



**Figura 5.5.5** - Valore normalizzato delle misure in funzione della variazione della caduta di pressione all'aspirazione (PA02D) - calcolo per fissata temperatura di fuoco pari a quella di progetto



**Figura 5.5.6** - Valore normalizzato delle misure in funzione della variazione della contropressione allo scarico (PA08D) - calcolo per fissata temperatura di fuoco pari a quella di progetto