

# Simulazione dinamica per l'esercizio flessibile dei cicli combinati

Vincenzo Casamassima, Angelo Cavaliere, Antonella Frigerio, Antonio Guagliardi, Silvia Maria Canevese, Emilio Ottavio Viganò

Si descrive l'uso sinergico di tecniche di simulazione dinamica per studiare le manovre operative di un ciclo combinato, allo scopo di individuare strategie di controllo in grado di incrementare la flessibilità di esercizio dell'impianto, rispondendo in modo efficiente alle richieste del mercato elettrico. Particolare attenzione è rivolta alla stima della fatica termo-meccanica, e del conseguente consumo di vita, cui è sottoposto il rotore della turbina a vapore nella manovra di rullaggio e di presa di carico. Riproducendo tale transitorio con un simulatore dinamico dell'impianto, si può stimare l'andamento temporale delle variabili termodinamiche necessarie per definire le condizioni al contorno termiche di un modello a Elementi Finiti assialsimmetrico del rotore. Le analisi basate sul Metodo degli Elementi Finiti consentono di determinare il campo degli sforzi termo-meccanici del rotore stesso, che costituisce il punto di partenza per l'applicazione di metodologie di calcolo del consumo di vita e di determinazione della ripetibilità della manovra.

## Parole chiave

*Simulatori di impianto, Metodo degli Elementi Finiti, fatica termo-meccanica, consumo di vita, esercizio flessibile di cicli combinati.*

Il mercato elettrico liberalizzato richiede agli impianti di produzione di rispondere con adeguata flessibilità alle richieste di immissione in rete di potenza elettrica, garantendo i programmi di fornitura concordati.

Per i cicli combinati, in particolare, il continuo esercizio ciclico, con un'alternanza, al limite, di fermate serali e riavviamenti nelle prime ore del mattino, potrebbe comportare, se non adeguatamente gestito, riduzione della produttività e dell'affidabilità dell'impianto ed incremento dei costi di manutenzione, a causa della fatica termo-meccanica che interessa in modo particolare i corpi cilindrici, il rotore della turbina a vapore, le parti calde della turbina a gas (camera di combustione, condotti di transizione, palette).

Per ottenere il miglior compromesso fra flessibilità e salvaguardia dell'affidabilità, della disponibilità e dell'economicità di gestione degli impianti [1], [2], [3], le ricerche in ambito accademico ed industriale si sono focalizzate, negli ultimi anni, su vari fronti: proponendo nuove tecniche di monitoraggio e specifici metodi e strumenti diagnostici [4] (controllo

non distruttivo); modificando il macchinario (*Fogging* o *Wet Compression*); promuovendo una sempre più spinta automazione delle manovre operative o progettando modalità alternative per la loro esecuzione. Oggetto del presente lavoro sono una metodologia e i relativi strumenti adatti a studiare le manovre di esercizio di un impianto a ciclo combinato, con riferimento al Consumo di Vita (CdV) di componenti critici, quali i collettori del vapore surriscaldato, i corpi cilindrici o il rotore della turbina a vapore (TV). L'analisi così effettuata si pone come punto di partenza per l'individuazione di strategie di controllo in grado di aumentare la ripetibilità degli avviamenti di tutto l'impianto o di una sua sezione.

Di seguito si descrive l'uso sinergico di due strumenti di simulazione dinamica sviluppati: un simulatore dell'impianto nel suo complesso e un modello agli Elementi Finiti del rotore della TV. Con il primo si definiscono le condizioni termo-fluidodinamiche del vapore che si espande in turbina; con il secondo si utilizzano tali informazioni per determinare le sollecitazioni termo-meccaniche a cui il rotore è sottoposto, e a partire dalle quali si può stimare il CdV. Come caso studio, si è considerato un tipico ciclo combinato in esercizio, di potenza complessiva di 750 MW.

## Simulatore di riferimento

Il ciclo combinato di riferimento consta di due moduli, qui indicati come "gruppo 1" e "gruppo 2" e costituiti ciascuno da una turbina a gas (TG) da 250 MW e da un generatore di vapore a recupero (GVR), di un'unica turbina a vapore da 320

V. Casamassima, A. Cavaliere, A. Frigerio, A. Guagliardi, S.M. Canevese - Erse S.p.A., Milano; E.O. Viganò, A2A, Cassano d'Adda (MI)

MW e di un unico sistema condensato-acqua alimento. La figura 1 mostra il modulo 1 e le parti comuni dell'impianto. I GVR, a sviluppo orizzontale, con evaporatori a circolazione naturale e con risurriscaldamento, producono vapore a tre livelli di pressione, caratterizzati dai valori nominali riportati nella figura stessa.

Il simulatore dinamico dell'impianto [5] è stato sviluppato in ambiente Lego Plant Simulation Tools (LegoPST, di proprietà di Erse) ed implementato su PC con sistema operativo Linux. La sua messa a punto, che ha comportato la modellazione dettagliata del macchinario e dei sistemi di automazione, è stata condotta usando sia dati di progetto, sia dati registrati sull'impianto durante un avviamento "da tiepido" (dopo una fermata di 72 ore).

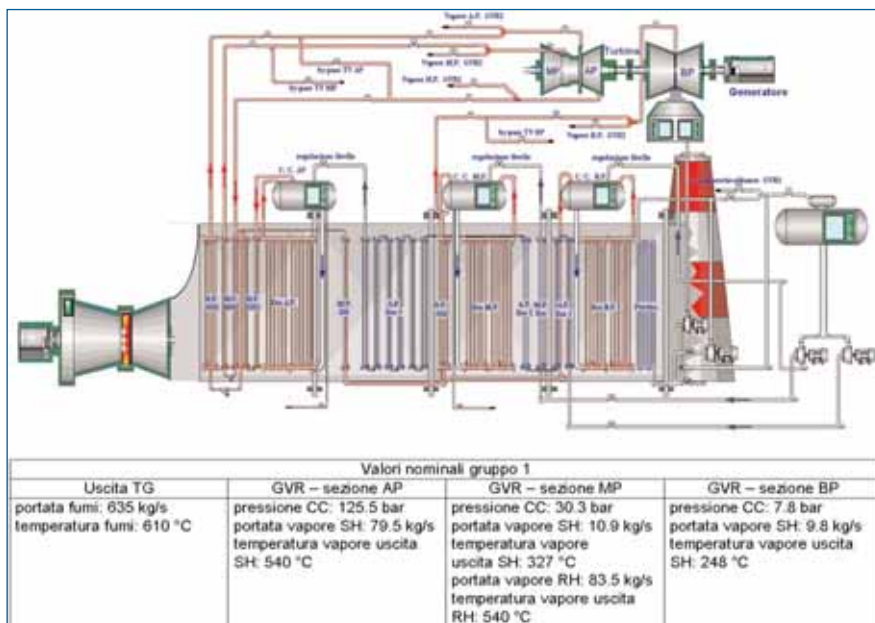


Figura 1 - Schema del GVR1 e delle parti comuni dell'impianto di riferimento

Gli strumenti di simulazione dinamica LegoPST, flessibili e di verificata affidabilità, coprono tutte le necessità collegate alla costruzione di un simulatore, dalla progettazione ai test di accettazione, ed assicurano applicazioni quali l'addestramento del personale, la verifica di manovre incidentali, lo studio dei processi. Essi sono basati su librerie estensibili di modelli, sia di elementi di processo sia di componenti di automazione, che sono state ampiamente usate per simulatori di diverse tipologie di impianto, dalle caldaie convenzionali agli impianti di gassificazione del carbone, dai cicli combinati ai reattori nucleari.

L'approccio modellistico seguito è generale: sulla base di equazioni di conservazione, a parametri concentrati, della massa, dell'energia e della quantità di moto, di solito monodimensionali, e di correlazioni relative alle proprietà dei materiali, si deriva un sistema di equazioni algebrico-differenziali non lineari, la cui integrazione determina gli andamenti temporali delle grandezze fisiche di interesse.

Per quanto riguarda il processo, il GVR del gruppo 1 e le parti comuni ai due gruppi sono stati simulati completamente, facendo riferimento ai sottosistemi principali seguenti: condensato, acqua alimento, circuito di bassa pressione gruppo 1, circuito di media pressione gruppo 1, circuito di alta pressione gruppo 1, turbina a vapore. Il comportamento del GVR del gruppo 2 e dei sistemi ausiliari è stato simulato mediante un opportuno insieme di condizioni al contorno. Le dinamiche coinvolte nel funzionamento e nel controllo delle TG, di norma molto più veloci di quelle che riguardano la TV ed i GVR, sono state trascurate; come condizioni al contorno per il resto del simulatore, sono state usate curve caratteristiche "potenza TG-portata fumi" e "potenza TG-temperatura fumi". Le catene di regolazione "Single-Input-Single-Output" di basso livello simulate sono le seguenti:

- *condensato*: livello del condensatore, portata di ricircolo delle pompe estrazione condensato, temperatura del condensato in ingresso al degasatore, temperatura dei fumi in uscita dal camino, portata di condensato nei preriscaldatori di bassa pressione (BP), temperatura del condensato in ingresso a ciascun preriscaldatore BP;
  - *acqua alimento*: livello del degasatore, pressione a valle delle pompe alimento di alta pressione (AP), pressione del degasatore;
  - *circuito di bassa pressione gruppo 1*: livello del corpo cilindrico (CC) di BP, pressione del CC di BP;
  - *circuito di media pressione gruppo 1*: livello del CC di media pressione (MP), pressione del CC di MP, temperatura del vapore RH caldo;
  - *circuito di alta pressione gruppo 1*: livello del CC di AP, pressione del CC di AP, temperatura del vapore in uscita dal surriscaldatore (SH) AP di bassa temperatura;
  - *turbina a vapore*: velocità della TV, pressione all'ammissione TV AP, pressione alla riammissione TV MP, pressione all'ammissione vapore BP, temperatura del vapore di "bypass" di AP, MP e BP.
- Conformemente al sistema di automazione dell'impianto, esse sono state simulate mediante modelli di controllori industriali PID e funzioni di "feed-forward".

### Analisi numeriche ad elementi finiti del rotore di turbina

Usando il software Abaqus, è stato realizzato il modello agli Elementi Finiti (FE) bidimensionale, in geometria assialsimmetrica, di un rotore della sezione di alta e media pressione di una turbina TOSI da 320 MW (costruttivamente analoga a quella dell'impianto di riferimento), nel suo tratto compreso tra i cuscinetti di appoggio [6]. Nel modello sono inclusi i basamenti delle pale rotoriche, ma non le parti a sbalzo di queste ultime. La "mesh" prodotta è costituita da circa 13000

elementi finiti di tipo lineare ed oltre 14000 nodi. Assegnando alle diverse sezioni del rotore i corretti valori del coefficiente di scambio termico, il modello consente di eseguire analisi transitorie termo-meccaniche accoppiate. In letteratura si trovano diverse correlazioni che forniscono valori del coefficiente di scambio anche molto differenti fra loro. Nel caso specifico, la valutazione di tale coefficiente è stata effettuata grazie alla disponibilità di dati sperimentali relativi ad un avviamento da freddo e comprendenti sia i valori di pressione e temperatura del vapore, sia alcune temperature di metallo del rotore di turbina acquisite mediante un sofisticato sistema di telemetria. Nella figura 2 sono indicate le posizioni delle 12 termocoppie con cui sono state rilevate le temperature all'interno del foro del rotore.

Il modello è stato "calibrato" eseguendo diverse analisi caratterizzate da differenti valori dei coefficienti di scambio termico e confrontando le temperature misurate con quelle calcolate dal codice Abaqus. I risultati migliori sono stati ottenuti distinguendo la zona delle ruote palettate dalle altre superfici esterne del rotore; nella prima si è considerato un coefficiente di scambio  $h$  tra vapore e metallo funzione della pressione  $p$  del vapore, secondo la relazione  $h = k \times p^m$ , con  $k$  ed  $m$  costanti opportune; nelle altre zone, invece, si è assunta una temperatura superficiale del metallo pari a quella del fluido che lo lambisce, cioè il vapore elaborato in turbina o l'olio di raffreddamento dei cuscinetti, ipotizzando dunque uno scambio termico sostanzialmente infinito. Nella figura 2 si confrontano le variazioni nel tempo delle temperature misurate  $T_{cnEXP}$  e di quelle calcolate  $T_{cnABA}$ , in corrispondenza della termocoppia  $n$ .

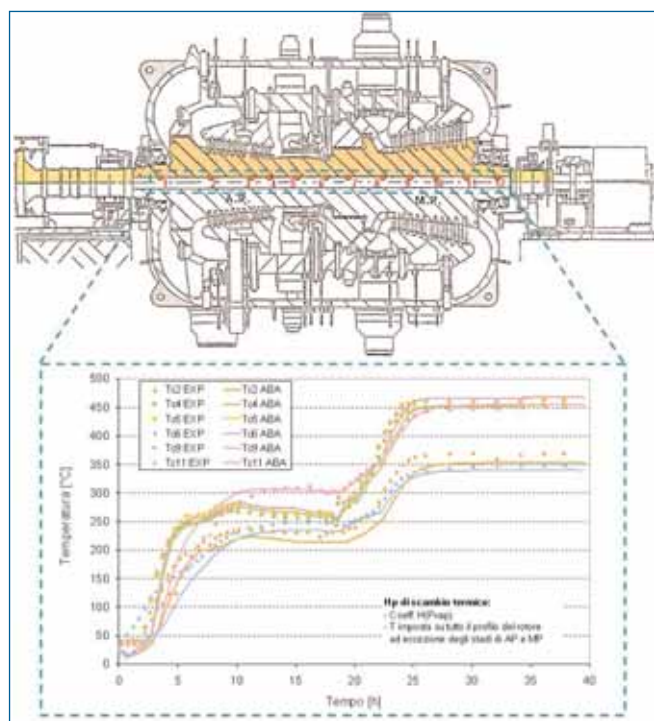


Figura 2 - In alto, sezione della turbina a vapore (corpo AP-MP) e disposizione delle termocoppie. In basso, variazione delle temperature, sperimentali e numeriche, durante l'avviamento considerato per la calibrazione del modello

Riassumendo, i carichi e le condizioni al contorno considerati nelle analisi sono i seguenti:

- scambio termico convettivo in corrispondenza delle pale rotoriche di AP e MP;
- temperatura imposta alle estremità del rotore, considerate in corrispondenza dei cuscinetti;
- temperatura imposta, pari a quella del vapore, in tutte le altre zone del rotore lambite dal vapore;
- forza centrifuga imposta a tutta la struttura; per quanto riguarda le pale rotoriche, il contributo dovuto ai basamenti (inseriti negli incavi del rotore) è stato considerato in modo diretto, essendo i basamenti stessi inclusi nel modello numerico, mentre quello della parte a sbalzo, non inclusa nel modello, è stato considerato imponendo delle pressioni equivalenti.

Tutte le analisi sono state eseguite considerando le proprietà termiche e meccaniche del materiale del rotore variabili con la temperatura.

Nel modello di calcolo, si considera per il materiale del rotore un legame costitutivo di tipo elasto-plastico.

### Metodologia di analisi delle manovre

Per poter studiare le manovre d'impianto dal punto di vista del consumo di vita del macchinario, occorre valutare in modo dettagliato ed affidabile lo stato di sollecitazione termo-meccanica a cui esso è sottoposto.

A tale scopo, con particolare riferimento ai fenomeni di fatica nel rotore della turbina a vapore [7], nel presente lavoro si è adottata una procedura euristica di integrazione fra i due strumenti di simulazione descritti (nei paragrafi *Simulatore di riferimento* e *Analisi ad elementi finiti del rotore*) che prevede di:

- usare il simulatore di impianto per riprodurre una manovra realizzata in modo convenzionale, ottenendo così l'andamento nel tempo delle seguenti variabili: velocità di rotazione della turbina e potenza generata, temperatura e pressione all'ingresso e all'uscita degli stadi di turbina, temperatura e pressione in camera a ruota, portata di vapore in ingresso agli stadi di AP e di MP della TV;
- usare le temperature e pressioni ottenute dalla simulazione come dati di ingresso per il modello a Elementi Finiti del rotore della TV (si confronti, ad esempio, [8], dove invece le analisi sono condotte a partire direttamente da dati di impianto) e usare le analisi basate sul Metodo degli Elementi Finiti (FEM) per determinare il campo termico, gli sforzi e le deformazioni che durante la manovra si producono all'interno del materiale del rotore, in virtù del carico meccanico (forza centrifuga) e termico (dilatazioni differenziali dovute ai tempi finiti di propagazione del calore nel corpo del rotore) da cui è gravato;
- stimare il CdV del rotore conseguente allo stato di sollecitazione calcolato [9], [10], [11], [12], [13] e determinare la ripetibilità della manovra. Un esempio in tal senso è fornito dalla normativa TRD 301 [14], basata sulle curve di fatica ( $\epsilon$ , deformazione elasto-plastica, in funzione di  $N$ , numero di cicli) in funzione della temperatura del materiale del rotore: a partire dalle temperature massima e

minima,  $T_{max}$  e  $T_{min}$ , del metallo del rotore nel corso della manovra (una stima delle quali si ottiene proprio dall'analisi FEM), per interpolazione si ricava la curva di fatica associata alla temperatura di riferimento  $T_{rif}=(3/4)T_{max}+(1/4)T_{min}$ ; su tale curva si rileva, in corrispondenza del valore della deformazione elasto-plastica massima calcolata, la ripetibilità stimata della manovra, in termini di numero di cicli.

Una volta valutati i fattori di maggiore criticità a cui è legato il CdV nel transitorio considerato, si possono progettare conseguentemente strategie alternative per la gestione del controllo di impianto, per assicurare minori sollecitazioni e quindi una maggiore ripetibilità della manovra [15], [16].

L'efficacia di una manovra alternativa così proposta può, infine, essere verificata, almeno in simulato, usando ancora lo schema descritto nel primo, secondo e terzo punto del precedente elenco.

Si noti che in letteratura sono presenti approcci simili a quello appena delineato: in [17], ad esempio, si adotta un modello semplificato di calcolo delle sollecitazioni termomeccaniche, a partire dal quale si calcola il CdV.

Possibili sviluppi della metodologia descritta consistono nell'applicazione o elaborazione di tecniche automatiche di ottimizzazione delle manovre, come ad esempio proposto, con riferimento in particolare all'avviamento, nei lavori citati da [18], dove si tiene conto, tra i vincoli, degli stress massimi consentiti nei corpi metallici spessi e/o nel rotore della TV.

**Risultati**

Come verifica per la metodologia proposta (si veda il paragrafo *Metodologia di analisi delle manovre*), si è considerato, in un avviamento da tiepido del solo gruppo TG1-GVR1 e della TV, il transitorio indicato nella tabella. In questo paragrafo, si sintetizzano i risultati della simulazione di tale manovra, condotta secondo una procedura analoga a quella di norma usata nell'impianto.

Nella procedura adottata, la fase di presa di giri della TV è stata avviata con temperatura del vapore alla riammissione [3], [19], [20] di circa 390 °C, al fine di rispettare le indicazioni del costruttore della TV.

La figura 3 riporta gli andamenti temporali, ottenuti con il simulatore dinamico d'impianto, delle variabili richieste come ingressi dal modello a Elementi Finiti del rotore di TV. Per quanto riguarda l'analisi elasto-plastica FEM della manovra, la figura 4 riporta, per ognuno dei 10 stadi di MP (ove gli sforzi sono massimi), la variazione nel tempo dello sforzo di Von Mises, della deformazione elasto-plastica e della temperatura del metallo. Il valore massimo della deformazione totale elasto-plastica, 0.0020574, si ha in corrispondenza del primo stadio.

Infine, dalle curve di fatica del materiale esercito, riportate nella figura 4, si evince una ripetibilità della manovra maggiore di 100000 cicli, valore che, pur essendo puramente indicativo, in quanto legato alla particolare norma adottata, conferma la coerenza dei risultati della simulazione con le pratiche di impianto.

**Tabella - La procedura di avviamento simulata**

Condizioni iniziali	Fasi transitorie
- TG1 al carico stazionario di 25 MW	- presa di giri della TV fino alla velocità di sincronismo
- GVR1 pressurizzato con pressione controllata dai bypass al condensatore	- parallelo con la rete elettrica
- TV sul viratore	- presa di carico del TG1 fino al 100%
	- corrispondente presa di carico della TV

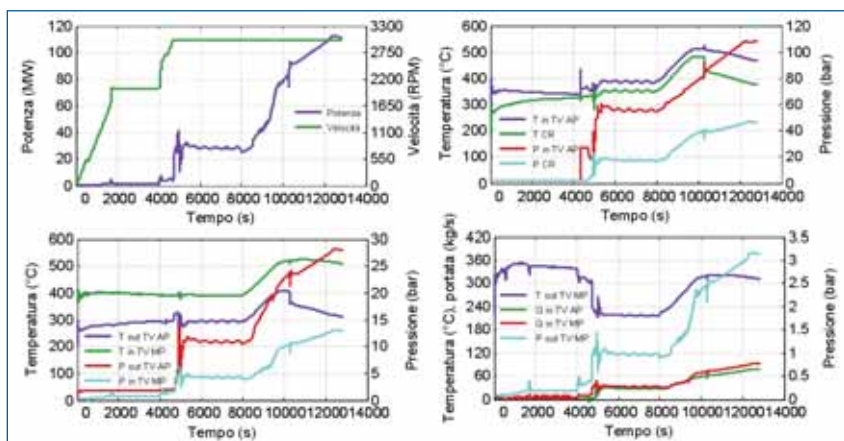


Figura 3 - Variabili d'interfaccia tra simulatore d'impianto e modello FE del rotore di TV

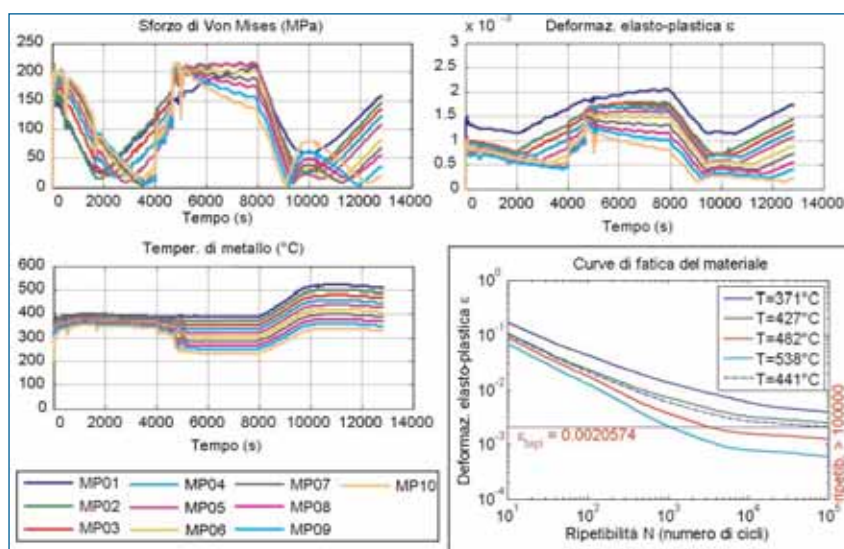


Figura 4 - Risultati dell'analisi FEM e determinazione della ripetibilità della manovra

**Conclusioni**

Sono stati sviluppati e validati con dati sperimentali un simulatore dinamico dettagliato di un tipico impianto a ciclo combinato ed un modello agli Elementi Finiti del rotore della tur-

bina a vapore. Con questi modelli è stata eseguita una manovra di avviamento da tiepido simile a quella in uso sull'impianto assunto come caso studio. L'analisi dei risultati forniti dal modello a Elementi Finiti ha portato ad una stima del consumo di vita della turbina a vapore in linea con quanto ci si attende dall'esperienza di conduzione dell'impianto. Pertanto, tali strumenti e la metodologia proposta per il loro uso sinergico possono essere utilizzati per analizzare ed eventualmente migliorare le diverse manovre di esercizio, tenendo conto del consumo di vita, ad esse associato, dei componenti critici dell'impianto. Un esempio di manovra che può rivelarsi particolarmente critica per la TV, anche per via della frequenza plurisettimanale con cui tale manovra viene effettuata, è l'inserzione del secondo gruppo TG-GVR, a partire dal funzionamento di un solo gruppo: ciò comporta, infatti, che in pochi minuti si richieda alla TV un aumento notevole della potenza da erogare.

Un ulteriore sviluppo della metodologia usata consiste nel valutare la possibilità di evitare il ricorso ad analisi FEM (che, come noto, pur assicurando un elevato grado di precisione, comporta un uso fuori linea dei dati forniti dal simulatore), integrando il simulatore con programmi in grado di svolgere analisi termo-meccaniche in tempo reale.

## Bibliografia

- [1] A. Ulbrich, E. Gobrecht, N. Henkel, "Making steam turbines competitive in the deregulated electricity market", *Proceedings of the International Seminar on Cyclic Operation of Power Plant: Technical Operation and Cost Issues*, Londra, UK, 25-27 Giugno 2001.
- [2] N. Henkel, E. Schmid, E. Gobrecht, "Operational Flexibility Enhancements of Combined Cycle Power Plants", *Power-Gen Asia 2008*, Kuala Lumpur, Malesia, (<http://www.powergeneration.siemens.com>), 21-23 Ottobre 2008.
- [3] D. Runkle, "Cover Story: Plant Life Extensions", *Power*, Vol. 151, n. 6, Giugno 2007.
- [4] J. J. Laguarda Rodríguez, J. Carbia Carril, Á. Rodríguez Fernández, R. Rodríguez Valero, "Aspects of remnant life assessment in old steam turbines", *Journal of Maritime Research*, Vol. II, n. 3, pp. 41-58, Dicembre 2005.
- [5] G. A. Guagliardi, V. Casamassima, S. Canevese, "Documentazione tecnica del simulatore real-time dell'impianto di riferimento", *Rapporto RdS N°08005799*, (<http://www.erse-web.it>), 2009.
- [6] S. Canevese, V. Casamassima, A. Cavaliere, A. Frigerio, G. Bruno, "Simulatore dell'impianto a ciclo combinato di riferimento", *Rapporto RdS N°08000725*, (<http://www.erse-web.it>), 2008.
- [7] V. Casamassima, A. Cavaliere, A. Frigerio, G. A. Guagliardi, "Procedura di avviamento dell'impianto ottimizzata per l'esercizio flessibile", *Rapporto RdS N°08005798*, (<http://www.erse-web.it>), 2009.
- [8] G. Nowak, A. Rusin, "Lifetime Deterioration of Turbine Components During Start-Ups", *Omni*, Vol. 3, n. 1, (<http://www.ommi.co.uk>), Aprile 2004.
- [9] C. Sampietri, "Individuazione dei principali meccanismi di danno influenzati dalle modalità di funzionamento flessibile", *Rapporto RdS N°A3/042942*, (<http://www.ricercadisistema.it>), 2003.
- [10] P. P. Colombo, "Analisi strutturali dei componenti critici a partire dai parametri di esercizio per la valutazione della frazione di vita spesa indotta da ogni tipo di avviamento/fermata", *Rapporto RdS N°A4/504782*, (<http://www.ricercadisistema.it>), 2004.
- [11] C. Ponzoni, "Individuazione delle leggi di danno in grado di descriverne l'evoluzione in funzione delle reali condizioni di esercizio", *Rapporto RdS N°A4/508677*, (<http://www.ricercadisistema.it>), 2004.
- [12] S. Zangani, M. Recine, G. Guagliardi, F. Pretolani, C. Ponzoni, F. Colombo, "Controllo delle sollecitazioni termiche per l'ottimizzazione delle manovre negli impianti termoelettrici", *37° Convegno Annuale Anipla*, Milano, 1993.
- [13] T. Belà, O. Bravin, S. Gabiccini, C. Ponzoni, "Metodologia per la valutazione dell'assetto termico e di sollecitazione con stima del consumo di vita per fatica nei rotori delle turbine a vapore da 320 MW di impianti termoelettrici", *51° Congresso Nazionale ATI*, Udine, 1996.
- [14] TRD Technische Regeln für Dampfkessel - *Technical Rules for Steam Boilers TRD 301- Annex 1: Design: "Calculation for cyclic loading due to pulsating internal pressure or combined changes of internal pressure and temperature"*.
- [15] G.A. Guagliardi, "Manovre di avviamento ottimizzate ai fini dell'esercizio flessibile", *Rapporto RdS Cesi Ricerca N°08000729*, (<http://www.cesiricerca.it>), 2008.
- [16] M. Siegel, N. Henkel, E. Gobrecht, H. Rauschenbach, "Remaining life analysis of highly stressed steam turbine components and turbine flexibility enhancement", *International Conference on Cyclic Operation of Power Plants*, Londra, UK, 27-28 Settembre 2007.
- [17] F. Casella, F. Pretolani, "Fast Start-up of a Combined-Cycle Power Plant: a Simulation Study with Modelica", *Proceedings 5<sup>th</sup> International Modelica Conference*, pp. 3-10, Vienna, Austria, 6-8 Settembre 2006.
- [18] F. Casella, F. Pretolani, "Procedure di esercizio per l'avviamento dei gruppi di produzione: studio tramite modello di procedure di esercizio innovative per impianti di produzione a ciclo combinato", *Rapporto RdS N°A5/053107*, (<http://www.ricercadisistema.it>), 2005.
- [19] A.S. Leyzerovich, "Reduce stress with proper on-line rotor temperature monitoring", *Power*, Vol. 151, n. 5, pp. 48, 50-52, (<http://www.powermag.com>), 15 Maggio 2007.
- [20] X. Cheng, R. W. Kephart, C. H. Menten, "Model-based once-through boiler start-up water wall steam temperature control", *Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Control Applications*, pp. 778-783, Anchorage, Alaska, USA, 25-27 Settembre 2000.

---

Questo lavoro è stato finanziato dal Fondo di Ricerca per il Sistema Elettrico nell'ambito dell'Accordo di Programma tra il Ministero dello Sviluppo Economico ed Erse S.p.A. (già Cesi Ricerca).