

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA



FACOLTÀ DI INGEGNERIA
Corso di Laurea triennale in Ingegneria Meccatronica

ELABORATO FINALE

Relazione sul tirocinio svolto presso:

Enel Produzione S.p.A
Centrale Termoelettrica "Andrea Palladio"
Via dei cantieri 5 – Fusina (VE)

**ANALISI DEL REVAMPING DI UN
REGOLATORE TURBINA
DI UN GRUPPO DI PRODUZIONE DA 320MW**

RELATORE: Ch.mo Prof. Chitarin Giuseppe

LAUREANDO: Da Lio Federico
MATR. n. 539955-IMC

TUTOR AZIENDALE: Ing. Adriano Scandellari

ANNO ACCADEMICO 2010/11

INDICE

1 INTRODUZIONE

1.1 Presentazione dell'impianto e del progetto.....	1
1.2 Sommario.....	3
1.3 Considerazioni economiche	4
1.4 La regolazione di frequenza\potenza.....	5

2 INTERVENTO DI REVAMPING

2.1 Generalità sulla turbina	8
2.2 Il sistema di regolazione oleodinamico.....	10
2.3 Il servomotore di comando valvole	13
2.4 Architettura del sistema di controllo e sensori di misura	15
2.5 Il nuovo sistema di comando del servomotore	19
2.6 Dinamica del nuovo sistema di comando valvole	21

3 L'ANALISI DINAMICA

3.1 L'anello di regolazione di frequenza	23
3.2 Sistema di adduzione del vapore e comando valvole	28
3.3 Azione del regolatore turbina	31
3.4 Funzione di trasferimento dell'anello di regolazione di frequenza con regolatore oleodinamico	33
3.5 Funzione di trasferimento dell'anello di regolazione di frequenza con regolatore elettroidraulico	37

4 PROVE DI IMPIANTO

4.1 Il Load Rejection	42
-----------------------------	----

CONCLUSIONI.....	45
-------------------------	-----------

RINGRAZIAMENTI.....	46
----------------------------	-----------

BIBLIOGRAFIA.....	47
--------------------------	-----------

1 INTRODUZIONE

1.1 PRESENTAZIONE DELL'IMPIANTO E DEL PROGETTO

La centrale termoelettrica di Fusina, sita in provincia di Venezia, è un impianto costituito da sei gruppi di generazione. Quattro di essi sono a carbone, uno a gas metano e l'ultimo di nuovissima fattura è un impianto sperimentale ad Idrogeno.



Figura 1.1 : Vista aerea dell'impianto termoelettrico di Fusina

Su scala nazionale, e a livello generale, i gruppi convenzionali a carbone costituiscono una riserva strategica per la stabilità e affidabilità del sistema elettrico nazionale. Tuttavia, nel corso di questi ultimi anni, alcune caratteristiche di servizio sono cambiate a tal punto da rendere necessari interventi di modifica agli impianti, anche di grande rilevanza, rispetto a come furono progettati. Il mercato dell'energia elettrica ha subito cambiamenti sostanziali, sia dal punto di vista normativo, che dal punto di vista economico, introducendo variabili che un tempo non erano considerate.

I cambiamenti normativi, riguardano l'introduzione di un nuovo codice di rete, redatto da Terna S.p.A., che disciplina le caratteristiche che ogni gruppo di generazione deve possedere per essere interconnesso con la rete elettrica.

I cambiamenti economici invece riguardano le modalità con cui viene retribuita la produzione di energia elettrica, legandola non più solo alla quantità fornita, ma anche alla affidabilità degli impianti e alla loro capacità di attuare precisamente il piano di produzione loro richiesto.

A queste ragioni se ne sommano altre di natura più tecnica, ovvero:

1. Avere una migliore risposta dinamica delle turbine in modo da poter operare anche in regimi perturbati.
2. Eliminare i deficit prestazionali della regolazione di velocità a causa dell'obsolescenza dei componenti meccanici-idraulici degli impianti originali.
3. Rendere il sistema più affidabile ed immune ai guasti.

In questo elaborato verrà esaminato il progetto di ammodernamento dei regolatori di velocità di turbina delle sezioni numero: 3 e 4, della centrale, che sono gruppi a carbone dotati di turbine a condensazione W27R2 da 320 MW di costruzione Franco Tosi su licenza Westinghouse; essi costituiscono gli impianti di punta del sito produttivo, essendo i più competitivi e dunque i primi ad entrare in funzionamento in caso di richiesta.

Il nuovo regolatore turbina sostituisce il precedente, realizzato con tecnologia puramente oleodinamica, con una struttura ibrida: meccanica-idraulica per l'attuazione, ed elettronica per il controllo del processo, realizzato con un sistema a microprocessore basato su tecnologia DCS. E' proprio l'interfacciamento tra elettronica ed impianto uno degli aspetti caratterizzanti il progetto, il cui anello di congiunzione tra il passato regolatore e l'attuale è, oltre alla turbina stessa, il servomotore idraulico che provvede ad aprire o chiudere le valvole di ammissione e regolazione del flusso di vapore in turbina.

Tutta la parte di acquisizione delle grandezze di processo, l'elaborazione dati, l'interconnessione con gli altri sistemi di governo del gruppo termoelettrico nonché i dispositivi di comando, protezione e controllo, sono di nuova fattura e realizzati con le più moderne tecnologie.

Il progetto che si andrà ad esaminare è dunque una delle molteplici applicazioni della Meccatronica, quale disciplina di collegamento tra un sistema meccanico ben collaudato e le moderne esigenze tecnico-economiche.

1.2 SOMMARIO

Questo elaborato si prefigge l'obiettivo di non essere una semplice esposizione del progetto così come è stato sviluppato, bensì di dimostrare come abbia migliorato le prestazioni del gruppo di generazione, motivando dunque l'investimento effettuato.

In questo testo verranno esaminate principalmente le caratteristiche prestazionali che si riescono ad ottenere ora, ma deve essere chiaro che altri aspetti quali: manutenzione, gestione, immunità al guasto ed esercibilità hanno contribuito in pari misura, se non oltre, alla definitiva approvazione del progetto, che essendo ampio e complesso, deve essere guardato da prospettive diverse, non solo tecniche, ma anche economico gestionali.

La struttura di questo elaborato è articolata in tre parti principali:

1. Con la prima si intende fornire una chiara definizione dei cambiamenti apportati all'impianto, nonché le caratteristiche attese dal nuovo regolatore.
2. Il corpo centrale dell'elaborato è dedicato all'analisi dell'anello di regolazione.
3. Nella terza ed ultima parte, verranno esposte e commentate le prestazioni del regolatore, nello specifico un transitorio di Load Rejection, che corrisponde ad un particolare caso di funzionamento in cui il regolatore è chiamato a ridurre, per quanto possibile, lo stress a cui viene sottoposto il macchinario rotante e nel contempo atto a riportare l'assetto in condizioni di una pronta ripresa in servizio.

Il principale riferimento bibliografico è stato il testo del Professor Giorgio Quazza : "Controllo dei processi -Regolazione delle turbine a vapore" che descrive un modello di regolatore turbina basato su tecnologia oleodinamica. Il testo è stato utilizzato come traccia per rimodellare l'anello di regolazione di frequenza alla luce delle modifiche apportate all'impianto.

1.3 CONSIDERAZIONI ECONOMICHE

Come già indicato nell'introduzione di questo elaborato, il progetto presentato è una tipica applicazione della Meccatronica, che ha trovato una sua realizzazione concreta in un'azienda industriale. Come tutte le applicazioni di natura ingegneristica, la decisione di un nuovo investimento non può prescindere da considerazioni e valutazioni di natura economica, tipicamente mirate a valutarne: il periodo di rimborso dell'investimento, rapporto costi-benefici e , non ultimo, il budget aziendale.

Pur esulando dallo scopo dell'elaborato, si ritiene tuttavia di dover dare una breve sintesi delle valutazioni che hanno guidato alcune scelte sul progetto.

E' infatti assodato che sul mercato esistano attualmente soluzioni tecniche che avrebbero consentito di ottenere prestazioni pari o superiori a quelle ottenute, ma questo avrebbe comportato:

1. La sostituzione di dodici servomotori, compresi i leverismi di accoppiamento alle valvole.
2. L'Installazione di una centrale idraulica separata dalla turbina.
3. La modifica dell'intero circuito idraulico, compresa l'eliminazione di alcuni pezzi forgiati che avrebbero richiesto l'intervento anche sul circuito di lubrificazione.

A questo si aggiungono le considerazioni che:

1. Le valutazioni meccaniche fatte sui servomotori, ancora in fase di progetto, hanno evidenziato un sostanziale buono stato degli stessi.
2. La sostituzione della parte oleodinamica che è stata mantenuta avrebbe di fatto raddoppiato il costo dell'investimento.

Per quanto riguarda la determinazione del periodo di rimborso dell'investimento, bisogna tener presente che, come già introdotto nel par 1.1., l'eventuale sbilanciamento (ovvero la differenza tra potenza richiesta dai piani di produzione, e la potenza effettivamente prodotta) comporta un extra costo per il gruppo di produzione, e di conseguenza si ha un danno economico.

Per valutare questo aspetto economico, sono stati individuati due periodi di tempo, uno precedente e uno successivo al progetto di ammodernamento, in cui il gruppo di generazione avesse prodotto la stessa potenza elettrica, e si è valutato lo sbilanciamento del gruppo in questi periodi di esercizio.

Dai dati rilevati si evince che lo sbilanciamento è stato dimezzato; conoscendo il costo del MWh in situazione di sbilanciamento, si è potuto stimare quindi il tempo di rimborso del progetto, che è di circa 12 mesi.

1.4 LA REGOLAZIONE DI FREQUENZA/POTENZA

La necessità di dover regolare la velocità dei generatori primi in un sistema elettrico, come ben noto, è un fattore che dipende dal costante squilibrio che esiste tra potenza generata e potenza assorbita. In un sistema perfettamente in equilibrio la potenza generata è totalmente utilizzata e la frequenza rimane costante.

Sebbene l'evoluzione della richiesta di potenza elettrica nell'arco della giornata abbia mediamente un andamento consolidato, frutto di considerazioni anche di natura statistica, non vi è la possibilità, istante per istante, di conoscere l'esatto ammontare della domanda, e di conseguenza risulta impossibile redigere, già a livello di gestore della rete elettrica, programmi di produzione perfettamente rispondenti alla domanda del mercato, come dimostra la figura 1.1 (tratta dal sito del gestore della rete elettrica nazionale):



* fabbisogno nazionale composto per l'89% da rilevazioni in tempo reale e per il restante 11% da stime fuori linea.

Figura 1.2: Previsione e consuntivo richiesta di potenza elettrica a livello nazionale

Le principali variabili che influenzano il continuo squilibrio tra potenza elettrica e frequenza sono:

- La necessità di dover integrare nel parco produzione nazionale generatori azionati da fonti rinnovabili che immettono in rete un potenza non sempre modulabile, perché dipendenti da variabili naturali.
- Guasti improvvisi dei gruppi di generazione.
- UtENZE che si connettono o disconnettono dalla rete.

Se la rete elettrica fosse di potenza infinita sarebbe infinita anche l'energia regolante a disposizione, e la frequenza non risentirebbe in alcun modo delle variazioni dell'utenza o della generazione. Per approssimare tale condizione si ricorre all'interconnessione tra reti, aumentando l'insensibilità della frequenza ai disturbi di potenza. (vedi figura 1.3)

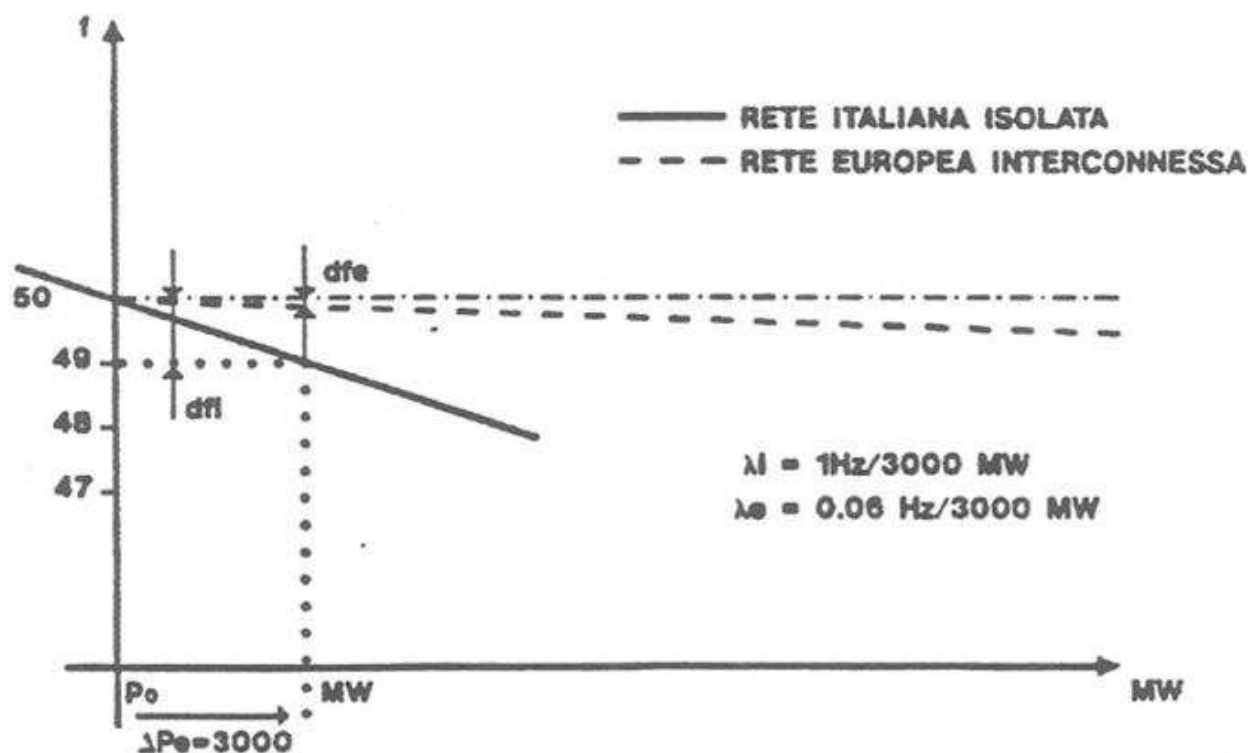


Figura 1.3 Ripercussioni sulla frequenza della mancanza di 3000MW su scala nazionale ed europea

Infatti la partecipazione di tutti i gruppi alla regolazione di frequenza mette in gioco una riserva di potenza disponibile molto elevata, che agli effetti pratici, approssima la condizione di potenza infinita.

Per controllare i transitori occorre dunque, che tutte le unità di produzione contribuiscano a regolare la potenza istantanea. E' necessario che questa azione sia automatica in quanto, se non si reagisce in modo pronto al disturbo, le perturbazioni possono portare al distacco di altri generatori, e, alla smagliatura delle reti, forzando le singole unità a funzionare in condizioni inaccettabili e causando il distacco a catena dall'interconnessione. L'azione di regolazione è automaticamente coordinata tra le unità di produzione in quanto la perturbazione, ovunque si verifichi, fa variare la frequenza in tutta la rete interconnessa.

Il ripristino della frequenza è articolato in due interventi:

1. il primo mira al ristabilimento dell'equilibrio tra potenza generata ed utilizzata, contenendo gli scarti di frequenza al minimo valore possibile: tale azione regolante viene svolta direttamente ed in maniera automatica dai singoli regolatori di turbina ed è per questo detta regolazione primaria. (in realtà, nei primissimi istanti del transitorio lo squilibrio di potenza viene parzialmente compensato a spese dell'energia cinetica posseduta dai generatori, che per questo motivo rallentano)

In figura 1.4 viene presentato il caso di rete in sottofrequenza, dove la coppia resistente è maggiore della coppia motrice, il che causa una diminuzione Δf che porta le unità di generazione a dover incrementare il loro livello di produzione fino a P_1 , proprio per interrompere la diminuzione di frequenza, e questo costituisce la regolazione primaria (tratto in rosso).

Si noti che il nuovo punto di equilibrio (B) non è a frequenza nominale, e si rende pertanto necessaria un'altra azione.

2. il secondo riporta la frequenza al valore nominale, annullando le variazioni degli scambi di potenza tra le reti rispetto ai programmi stabiliti: tale intervento viene detto regolazione secondaria ed è evidenziato dal tratto in blu.

Dalla figura 1.4 si evince come una volta che le unità produttive siano riuscite a mantenere lo scarto di frequenza, debbano aumentare ancora il loro livello di produzione fino a P_2 , per riportare la frequenza al valore nominale.

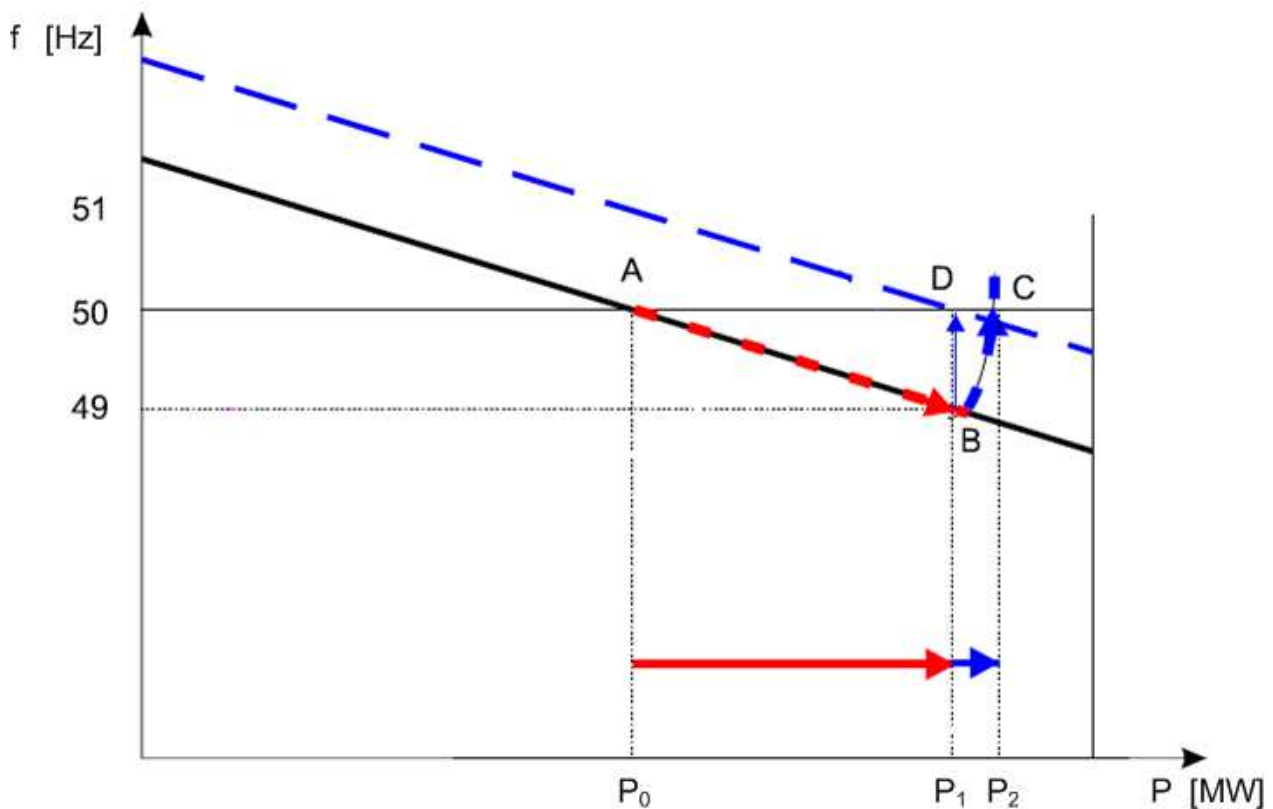


Figura 1.4: Regolazione Primaria e Secondaria in caso di rete in sottofrequenza

L'azione esercitata automaticamente dai regolatori di velocità in impianto (regolazione primaria) é di tipo puramente proporzionale, mentre quella secondaria è una regolazione di tipo integrale.

CAP 2 INTERVENTO DI REVAMPING

2.1 GENERALITA' SULLA TURBINA

I gruppi a carbone della centrale realizzano il ciclo termodinamico Rankine.

Al fine di rendere più chiaro l'elaborato, si forniscono alcune caratteristiche costruttive dell'impianto che si è andati ad automatizzare; la macchina soggetta a regolazione è una turbina a vapore costituita da:

- Due valvole di ammissione "VA" (una per ogni lato o bancata) che regolano il flusso in fase di presa di giri e di riscaldamento graduale del corpo macchina. Esse regolano il flusso del vapore surriscaldato (167 bar e 538°C) proveniente dalla caldaia e lo immettono nel corpo valvole di regolazione.
- Otto valvole di regolazione "VR" (quattro per ogni bancata), che regolano il flusso di vapore surriscaldato proveniente dalle valvole di ammissione. Ciascuna valvola immette il vapore in un singolo settore dell'arco ugelli.
- Due valvole di intercettazione "VI", le quali intercettano il vapore ri-surriscaldato, ovvero il vapore che dopo aver attraversato lo stadio di alta pressione ritorna in caldaia, per essere ri-surriscaldato e re-immesso in turbina nello stadio di media pressione. In fase di esercizio esse non regolano il flusso.
- Due valvole di ritegno "VS", poste a monte delle valvole di intercettazione e che intervengono solo in protezione della macchina.

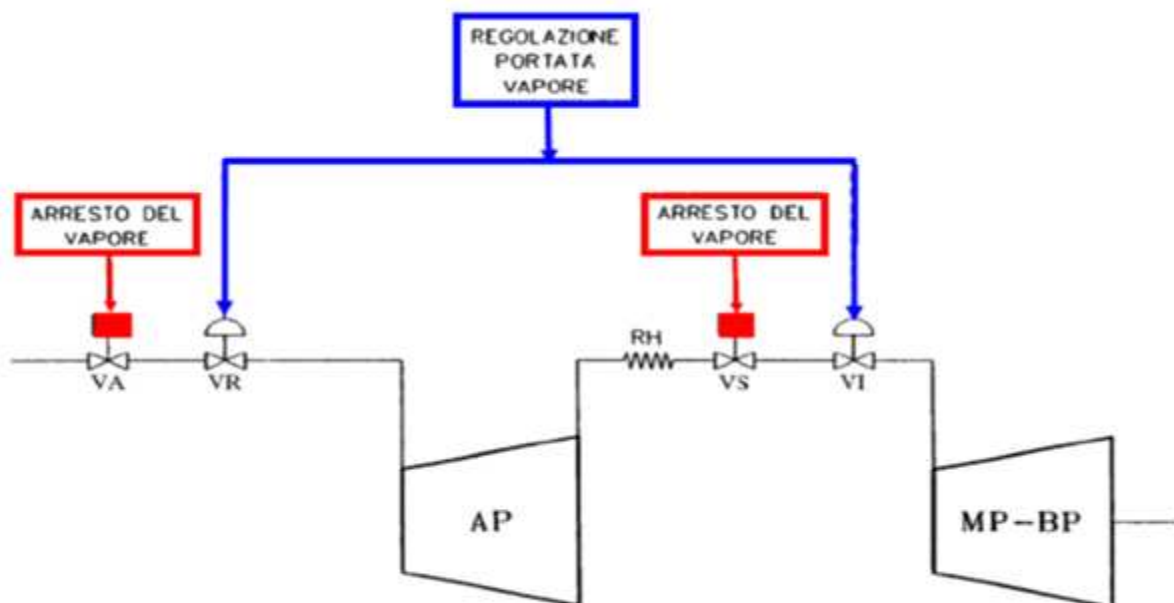


Figura 2.1 :Funzione delle valvole di turbina

La gestione delle valvole dipende inoltre dall'assetto di esercizio della turbina, ed è a seconda dell'assetto di esercizio che si determina quali siano le valvole che fanno regolazione del flusso di vapore.

- Le valvole di ammissione regolano la fase di riscaldamento e di presa di giri.
- Le valvole di intercetto regolano la fase di load rejection.
- Le valvole di regolazione regolano la fase di esercizio in rete interconnessa.

Essendo questo elaborato teso a fornire una valutazione delle prestazioni ottenute a seguito del progetto di ammodernamento, ai fini pratici, per la determinazione del comportamento dinamico verranno considerate solo le valvole di regolazione, in quanto, in condizioni normali di funzionamento sono le responsabili della potenza meccanica sviluppata dalla turbina, pertanto si devono considerare le valvole di ammissione, di intercetto e di stop completamente spalancate.

2.2 IL SISTEMA DI REGOLAZIONE OLEODINAMICO

Come affrontato nel paragrafo 1.3 qualsiasi squilibrio o perturbazione di carico in rete produce una variazione di frequenza, che, nel caso di una macchina sincrona si traduce in una variazione di velocità.

Il cuore del sistema di regolazione oleodinamico originale era costituito da un elemento che trasformava la velocità di rotazione dell'albero turbina in una pressione d'olio, tale dispositivo prendeva nome di "impeller".

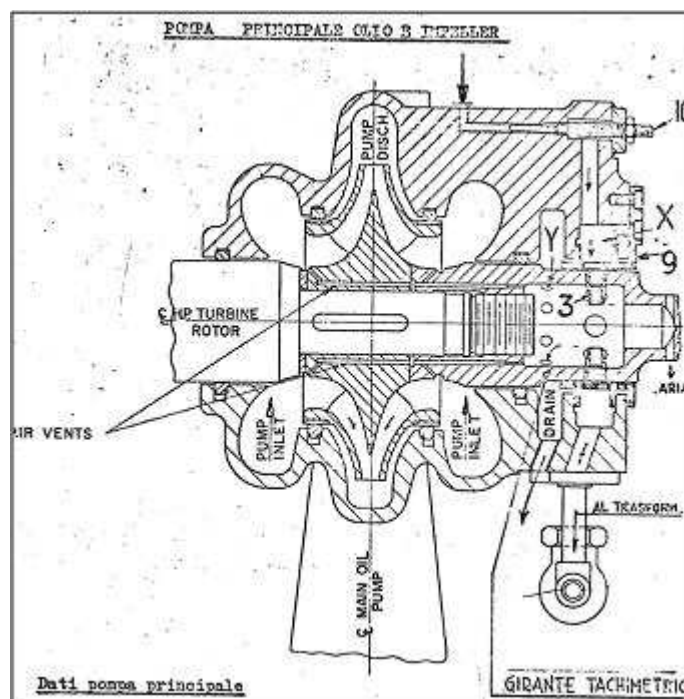


Figura 2.2: Impeller

L'impeller o impulsore, era costituito da cilindro cavo coassiale all'albero turbina con fori di ingresso e di uscita calibrati, attraversato dall'olio ad alta pressione proveniente dal sistema di alimentazione olio turbina. La sua particolare costruzione consentiva, con macchina in rotazione, di ottenere sulla sua sezione di uscita, una pressione d'olio pressoché proporzionale alla velocità di rotazione della turbina.

Con riferimento alla figura 2.3: partendo dalle condizioni di velocità costante, un aumento di velocità provoca:

- Un aumento di pressione della camera dell'impeller.
- Un aumento della pressione "dell'olio impeller".
- Una compressione del soffiato C.
- L'innalzamento della leva L che allontana la coppetta sottostante dalla sua sede.
- Un aumento della sfuggita di olio dalla camera.
- La diminuzione di pressione del collettore olio di regolazione ed una conseguente proporzionale chiusura dei servomotori delle valvole.

Tale pressione agisce sui servomotori delle valvole chiudendole maggiormente per contrastare l'aumento della velocità dell'albero che ha prodotto il transitorio. Viceversa in caso di diminuzione di velocità.

Il dispositivo evidenziato in figura come variagiri costituisce l'organo regolante il riferimento di carico della turbina. A parità di velocità di rotazione, un'azione sul variagiri tesa a comprimere la molla agente sulla leva "L" ha l'effetto di chiudere la luce di sfioro dell'olio di regolazione dei servomotori, di conseguenza, l'innalzamento della pressione nel collettore provoca una apertura dei servomotori e dunque delle valvole; se il generatore è collegato alla rete la sua frequenza rimane costante e la portata di vapore in turbina si riflette in aumento della potenza prodotta; viceversa, quando si è fuori rete, l'azione del variagiri regola la velocità.

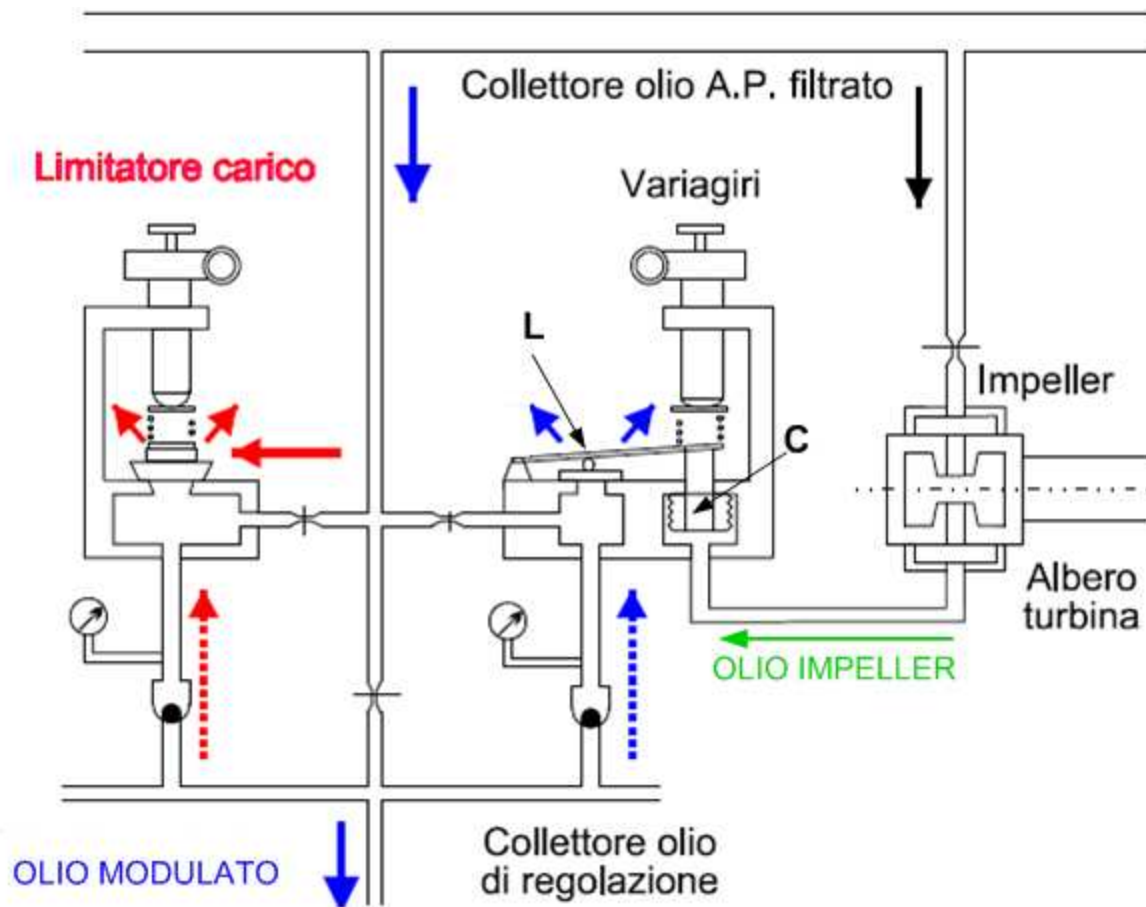


Figura 2.3: Regolazione oleodinamica sostituita

Il sistema è del tipo intrinsecamente sicuro: il massimo incidente credibile è la perdita di pressione nel circuito, per effetto della rottura di un tubo qualsiasi e la conseguente de-pressurizzazione causa la chiusura completa delle valvole portando la macchina in condizioni di sicurezza.

Da questa breve descrizione si possono evincere le criticità che caratterizzano questo sistema di regolazione:

1. La sensibilità dell'impeller risente delle escursioni di temperatura, infatti la variazione della temperatura dell'olio di 1°C corrisponde ad una variazione di 0.05 Hz della frequenza reale.

2. La precisione della regolazione è affidata al confronto tra le pressioni di soffietti e molle, che degradando possono perdere le caratteristiche progettuali e per giunta risultano di difficile taratura.
3. Il grado di sporramento dell'olio può determinare l'occlusione sia dei fori dell'impeller che della luce di sfioro dell'olio sotto la leva "L".
4. La rottura, o sporramento, del dispositivo impeller, piuttosto che del collettore olio di regolazione, comporta la chiusura di tutte le valvole e dunque il fuori servizio dell'unità, per un lungo periodo.
5. Difficoltà di modulare con precisione la potenza agendo sul motorino elettrico di comando del variagiri.

2.3 IL SERVOMOTORE DI COMANDO VALVOLE

Il servomotore è un attuatore idraulico che comanda l'apertura delle valvole di regolazione del flusso del vapore in turbina.

Questo tipo di attuatore idraulico è costituito fondamentalmente da tre parti:

1. Un cassetto ricevitore di pressione.
2. Un cassetto distributore dotato di camicia mobile.
3. Una camma di retroazione di posizione.

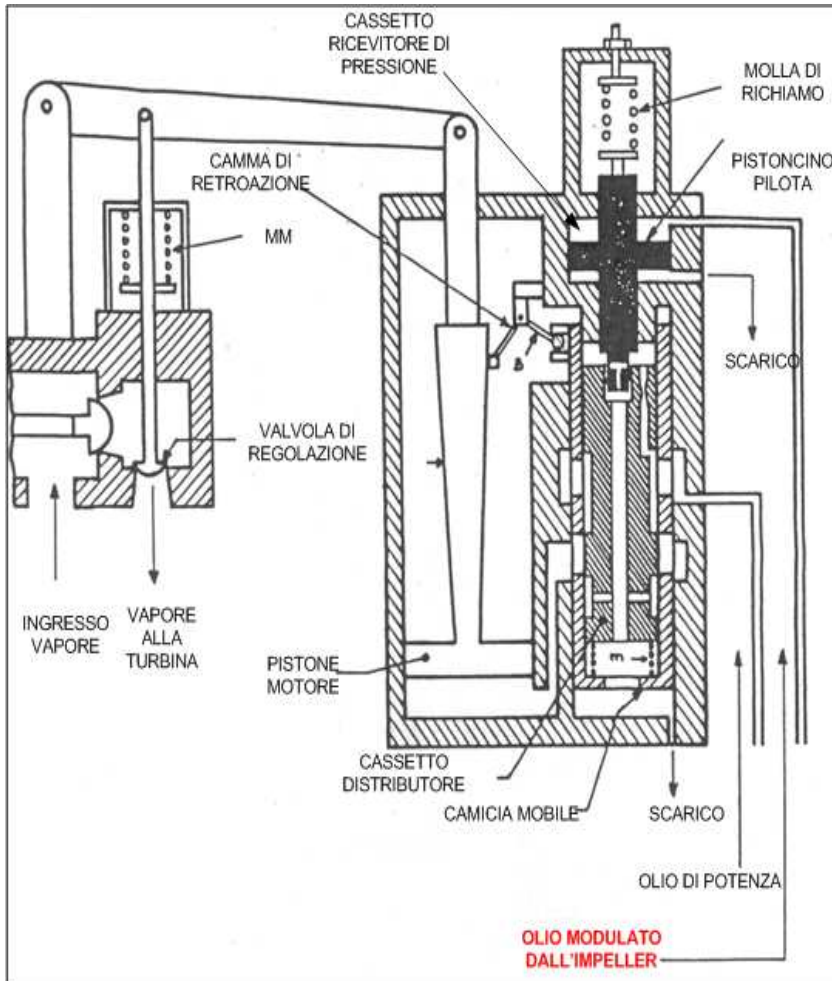


Figura 2.4: Servomotore comando valvole

retroazione il movimento del pistone sposta la posizione della camicia mobile, che a posizione raggiunta occlude le luci di passaggio dell'olio di potenza, completando il posizionamento.

In riferimento ad un caso di sottofrequenza, avviene che:

1. L'impeller trasforma la variazione di velocità in una variazione di pressione d'olio.
2. Il regolatore di velocità reagisce aumentando la pressione dell'olio modolato.
3. La forza esercitata da questo nel cassetto ricevitore di pressione è maggiore rispetto l'istante precedente.
4. Il pistoncino pilota viene spinto verso il basso vincendo la forza della molla antagonista "M"
5. Il movimento del pistoncino sposta il cassetto distributore che apre le luci di passaggio dell'olio di potenza.

L'olio "di potenza" che fornisce l'energia necessaria all'apertura delle valvole turbina proviene (con macchina a regime) da una pompa coassiale al rotore; quindi, quando il gruppo sta erogando in rete, la rotazione dell'albero aziona la pompa che alimenta il circuito idraulico, il quale tra le sue utenze, ha anche i servomotori in questione.

Il cassetto ricevitore di pressione riceve l'olio modolato dal regolatore oleodinamico [par 2.2] la cui pressione esercitata sul pistoncino pilota sposta il cassetto distributore, scoprendo le luci di passaggio dell'olio di potenza. In questo modo il pistone principale del servomotore viene mosso con una velocità dipendente dalla portata d'olio che le luci di passaggio permettono. Per mezzo della camma di

6. L'olio di potenza viene immesso alla base del pistone portando in apertura il servomotore.
7. L'apertura di quest'ultimo si traduce in apertura valvola.
8. L'apertura della valvola permette un flusso maggiore di vapore e quindi di energia termica immessa in macchina.
9. L'energia termica sviluppata dal vapore si trasforma in maggior energia elettrica immessa dal generatore primo e permette il raggiungimento di una nuova condizione di equilibrio tra potenza richiesta e potenza erogata.

Dalla descrizione di questo transitorio si capisce come una delle qualsiasi cause di malfunzionamento evidenziate nel paragrafo 2.2 comporti il malfunzionamento del servomotore, che a sua volta è causa di:

- Regolazione imprecisa e/o instabile.
- Eccessiva usura dei componenti.
- Sensibile degrado prestazionale.

Si noti che la camma di retroazione di posizione viene profilata per ottenere la linearizzazione della portata vapore in funzione della corsa di apertura della valvole, che si traduce in una migliore dinamica del gruppo in condizioni di regime perturbato in rete (concetto ripreso nel capitolo 3).

Il flusso del vapore in turbina non ha infatti, un comportamento lineare rispetto all'apertura della valvola, ma segue una curva che viene di seguito riportata in figura 2.5

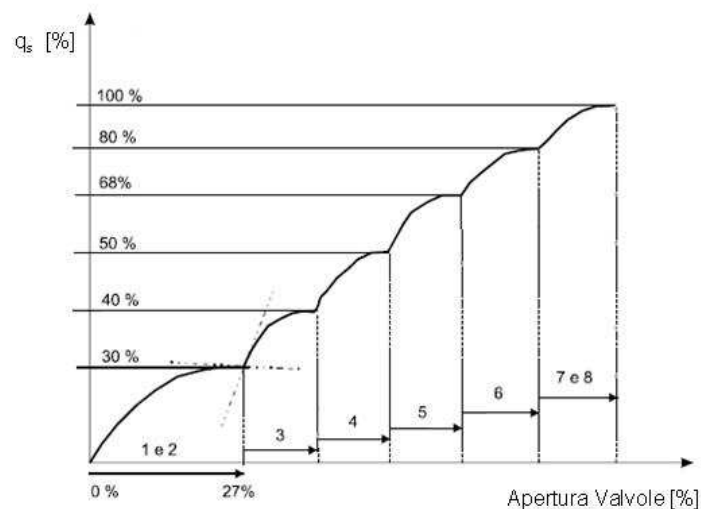


Figura 2.5: Caratteristica portata di vapore-apertura valvole

Si evince che la variazione di potenza a pari variazione di apertura della valvola può differire enormemente dal punto di lavoro della valvola in conseguenza della forte non-linearità concentrata nei punti di discontinuità della curva. La relazione apertura valvola - portata vapore non è lineare, a causa del profilo del seggio della valvola. Infatti, in riferimento alla figura 2.5, si noti come la variazione iniziale di corsa della valvola si traduca in un aumento significativo del flusso di vapore, mentre, verso la fine corsa, il contributo di vapore diminuisca fino ad estinguersi (tratto orizzontale della curva).

2.4 ARCHITETTURA DEL SISTEMA DI CONTROLLO E SENSORI DI MISURA

Il progetto realizzato ha introdotto una regolazione a microprocessore, con la quale si va a sostituire il complesso di organi meccanici ed idraulici dismessi, uno su tutti l'impeller.

I vantaggi introdotti dall'utilizzo di un controllo elettronico sono sintetizzabili in tre punti:

1. Affidabilità sistemistica.
2. Interfaccia con operatore e con il sistema di governo del gruppo.
3. Diagnostica in "real time".

Il sistema di controllo è basato su tecnologia DSC (Distributed Control System) di costruzione Emerson e nello specifico il nome del prodotto è Ovation .



Figura 2.6: CPU e quattro schede Emerson Ovation

L'affidabilità sistemistica è garantita :

1. dalla ridondanza delle CPU.

In servizio ve ne è sempre una "master" che esegue il controllo del processo e la seconda ,"slave", rimane sincronizzata anch'essa sulle esecuzioni in corso, attraverso un cavo di sincronizzazione diretto tra le due CPU, e nello stesso tempo mediante il bus di comunicazione con le schede di interfaccia.

2. dalla continuità di servizio in caso di guasto delle schede di interfaccia.
 - Nessuna misura critica, ad esempio quella di velocità, o quelle relative alla pressione di comando dei servomotori afferiscono ad un'unica scheda.
 - La sostituzione di una scheda guasta o anche di una CPU può essere fatta "a caldo", senza necessità di "reboot" o ri-configurazioni.

L'interfaccia con l'operatore e con gli altri sistemi di governo del gruppo, avviene, nel primo caso, servendosi di una applicazione del sistema Ovation che rappresenta attraverso delle pagine grafiche lo stato dell'impianto, nel secondo caso essa avviene:

1. con l'interscambio di segnali analogici e digitali tra le schede di interfaccia.
2. attraverso la rete di processo di cui il gruppo, e più in generale la centrale, è dotata.

Questo non solo permette una supervisione che supera le barriere fisiche dell'impianto, ma consente la diffusione dei dati a livello aziendale, in modo che, le principali grandezze d'impianto siano monitorate da divisioni specialistiche dell'azienda, offrendo al tempo stesso la possibilità di avere una condivisione dati tra gli impianti.

L'architettura di sistema è pertanto schematizzabile:

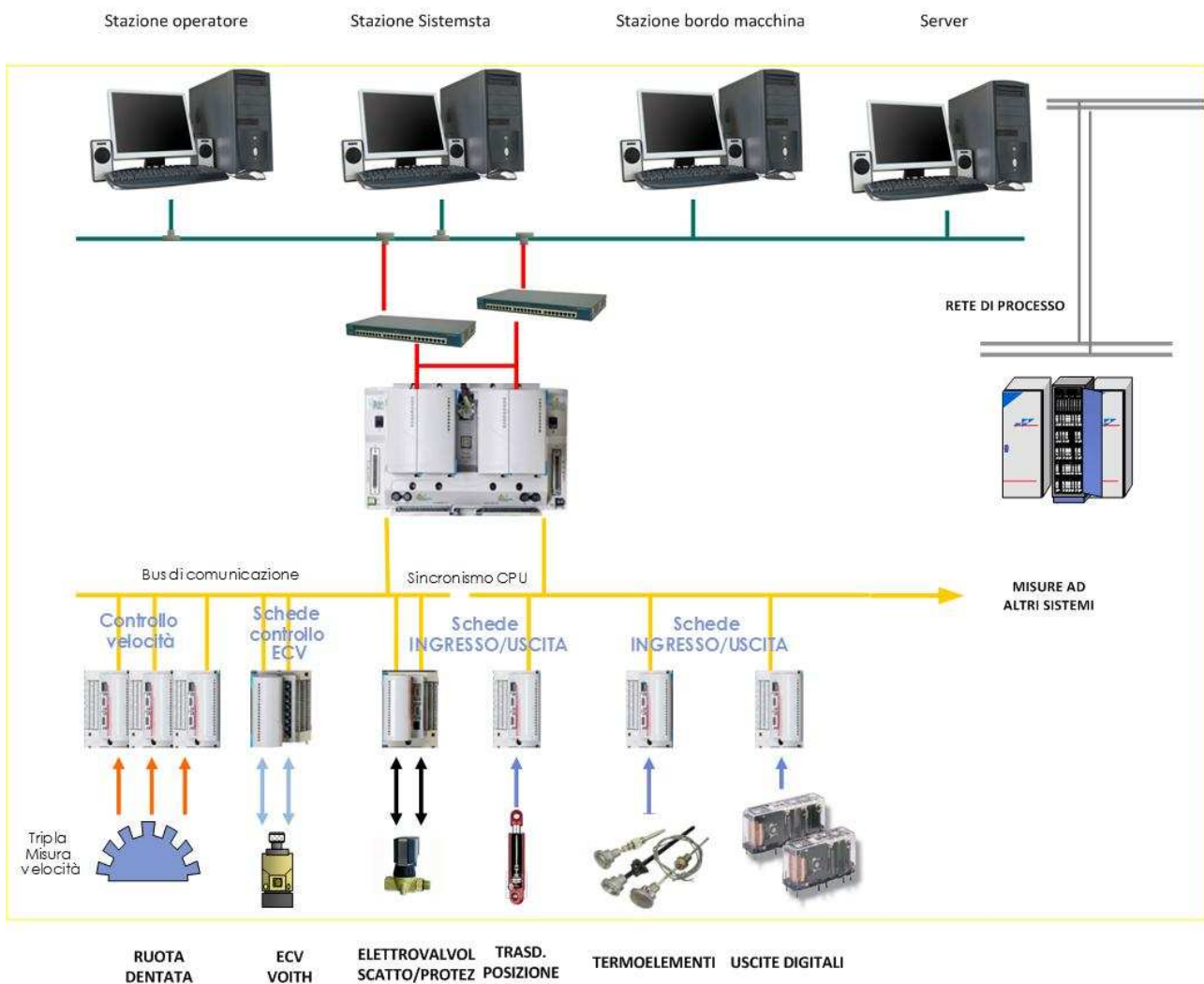


Figura 2.7: Architettura di sistema

Un altro aspetto fondamentale è la diagnostica. Con questo sistema è possibile analizzare transitori ed eventi avvenuti nel corso del servizio anche a giorni di distanza, essendo "storicizzate" tutte le misure e la gran parte delle variabili interne processate dal sistema.

Questo permette la continua affinazione delle prestazioni, oltre che essere uno strumento fondamentale di ricerca guasto o analisi delle prestazioni.

Sono state implementate anche molte funzioni che prima non erano assolutamente previste dalla regolazione oleodinamica, tra le quali:

1. Protezione per sovra velocità in logica 2/3:



La misura di velocità viene acquisita dal sistema di controllo attraverso dei Pick Up magnetici (e non più dall'impeller), i quali, inviano un segnale digitale a frequenza variabile con la velocità di rotazione del turbo gruppo . Il trasduttore è fissato su un supporto che lo orienta verso una ruota dentata solidale all'albero. L'alternanza tra cave e rilievi della ruota genera il segnale ad onda quadra poi processato dal sistema.

Figura 2.8: Installazione Pick Up Misura velocità

2. Gestione automatica del riscaldamento turbina e presa di giri in avviamento:

Tutta la fase di riscaldamento della turbina (che richiede ore) veniva fatta manualmente, così come la presa di giri fino alla velocità di sincronismo. Oggi la logica gestisce in completa autonomia questa fase, senza richiedere l'intervento dell'operatore.

3. Linearizzazione della curva di statismo incrementale (ovvero la curva variazione di frequenza/apertura valvole).
4. Limitazione della banda di partecipazione alla regolazione primaria di frequenza.
5. Modo di ammissione vapore in arco totale:

Con il sistema di regolazione oleodinamico, le valvole si aprivano in modo sequenziale, ovvero una alla volta, al bisogno, secondo una "fasatura" meccanica, che ne stabiliva le soglie di intervento. Queste tarature richiedevano molto tempo, ed una capacità di taratura, che si acquisiva solo con anni di esperienza. A questo si aggiunge il fatto che ogni qual volta anche un solo servomotore venisse revisionato, era necessario un controllo ed una taratura di tutta la sequenza di intervento.

Il funzionamento in arco totale, introdotto solo con questo revamping, e reso possibile dalla possibilità di comandare singolarmente i servomotori, attraverso i rispettivi elettroconvertitori, ha apportato due sostanziali vantaggi:

1. Nelle variazioni di carico tutte le valvole regolano l'efflusso di vapore, rendendo la manovra più stabile.

2. Possibilità di una migliore regimazione termica del corpo AP di turbina, grazie all'ammissione di vapore lungo tutto l'arco della camera ugelli.

Il funzionamento in arco parziale non è caduto in disuso, anzi, è "l'assetto" di funzionamento più utilizzato, ma a carichi costanti, per una questione di rendimento di tutto il ciclo termodinamico (più valvole in regolazione significa aumento di entropia).

La "fasatura" è ora impostata a sistema, e viene realizzata per via elettronica. Ogni qual volta viene revisionato un servomotore, vengono su questo eseguite caratterizzazioni dinamiche e statiche, tese a valutare se, e quanto, le caratteristiche dello stesso sono variate. In caso vi siano variazioni sostanziali, la caratteristica posizione richiesta - posizione ottenuta, viene reinserita nel progetto del regolatore turbina e costituisce il dato di lavoro fondamentale per poter valutare se anche la curva di intervento sequenziale, ovvero della fasatura, debba essere rivista. Tutta questa attività, che un tempo veniva realizzata per via meccanica, direttamente sul campo, oggi viene realizzata da remoto, inserendo i dati di caratterizzazione nel sistema.

Molte delle nuove funzioni implementate sono possibili in quanto sono stati installati trasduttori di posizione sui servomotori.

Questi trasduttori sono installati sul servomotore e restituiscono un segnale 4÷20 mA, proporzionale alla loro corsa. Tali misure non fanno regolazione, ovvero non sono le misure che chiudono l'anello di posizionamento, per i seguenti motivi:

1. La chiusura dell'anello di regolazione sulla posizione dei servomotori avrebbe messo in discussione la retroazione meccanica che gli stessi hanno al loro interno. Di conseguenza sarebbe stato necessario modificare il servomotore, ma l'intervento sarebbe stato troppo invasivo ed avrebbe richiesto lavorazioni meccaniche di precisione incompatibili con i tempi a disposizione.
2. I trasduttori sono installati in una zona dove l'irraggiamento termico comporta temperature molto elevate, e capita, che si guastino proprio per eccessiva temperatura.

Per questi motivi, i trasduttori di posizione fanno solo supervisione, ciononostante la loro installazione, su ciascun servomotore ha apportato sostanziali vantaggi:

1. Tutti i finecorsa vengono realizzati per via elettronica.
2. Flessibilità di appostamento delle soglie.
3. Riduzione dei tempi di appostamento del servomotore.



Figura 2.9: trasduttore di posizione

2.5 IL NUOVO SISTEMA DI COMANDO DEL SERVOMOTORE

Avendo eliminato l'impeller, e acquisendo la velocità di rotazione dell'albero attraverso i pick up magnetici, il DCS elabora la richiesta di portata vapore in termini di richiesta apertura valvole, ovvero di apertura dei servomotori.

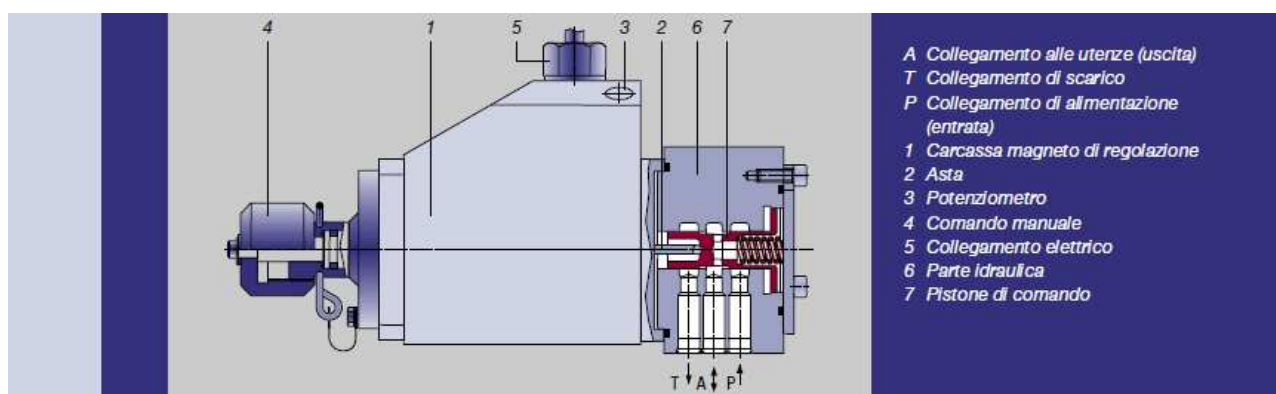
Come soluzione del nuovo sistema di comando del servomotore è stata utilizzata la valvola regolatrice di pressione Voith Turbo modello DSG-B10XXX, una per ogni servomotore delle valvole di regolazione, due ridondate per ciascuna delle valvole di intercetto e due ridondate per l'azionamento di entrambe le valvole di ammissione.

L'installazione di una valvola regolatrice di pressione per ogni servomotore ha rafforzato enormemente l'immunità al guasto del circuito idraulico. In precedenza, essendo unico l'organo di governo dei servomotori e unico anche il collettore dell'olio modulato, un guasto su uno dei due avrebbe comportato il fuori servizio di tutta l'unità di produzione. Essendo ora gestite singolarmente, la rottura di un elettroconvertitore pregiudica il funzionamento della valvola a cui esso fa capo, ma l'unità rimane in servizio, seppur con sette valvole su otto.

Le altissime prestazioni dinamiche unite alla precisione dell'ordine del millibar della pressione in uscita dalla valvola hanno fatto sì che questa soluzione risultasse ottimale per la realizzazione del progetto (non dovendo modificare il servomotore).

Il segnale di comando (richiesta apertura valvole turbina), processato dal sistema di elaborazione , viene trasformato in un segnale elettrico 4÷20 [mA] ed inviato come "set point" alla valvola regolatrice di pressione, che provvede a trasformarlo in una pressione di olio modulato da inviare al cassetto ricevitore di pressione del servomotore (esposto nel paragrafo 2.3). In questo modo la funzione idraulica esercitata dal modulatore del variagiri è stata sostituita dal regolatore elettroidraulico di pressione, con il vantaggio della velocità e precisione con cui viene generato il segnale di posizionamento della valvola garantito dall'elettronica di processo.

La struttura del regolatore elettroidraulico è esposto in figura 2.10



**Figure 2.10 : Struttura del regolatore elettroidraulico Voith Turbo
(immagine estratta dal data sheet Voith)**

La pressione in uscita dal dispositivo Voith viene ottenuta tramite un magnete di regolazione alimentato a 24Vcc che genera una forza F_{Mag} . L'intensità di tale forza è proporzionale al segnale di comando proveniente dal sistema di controllo. Il range di lavoro in pressione è impostabile attraverso due potenziometri (X1 e X0).

La forza sviluppata dal magnete muove il cassetto idraulico della valvola che ammette nel circuito l'olio dall'ingresso di alimentazione (attacco P - figura 2.11) o lo sfiora verso lo scarico (attacco T -figura 2.11) fino a quando la pressione che si sviluppa equilibra nuovamente la forza magnetica

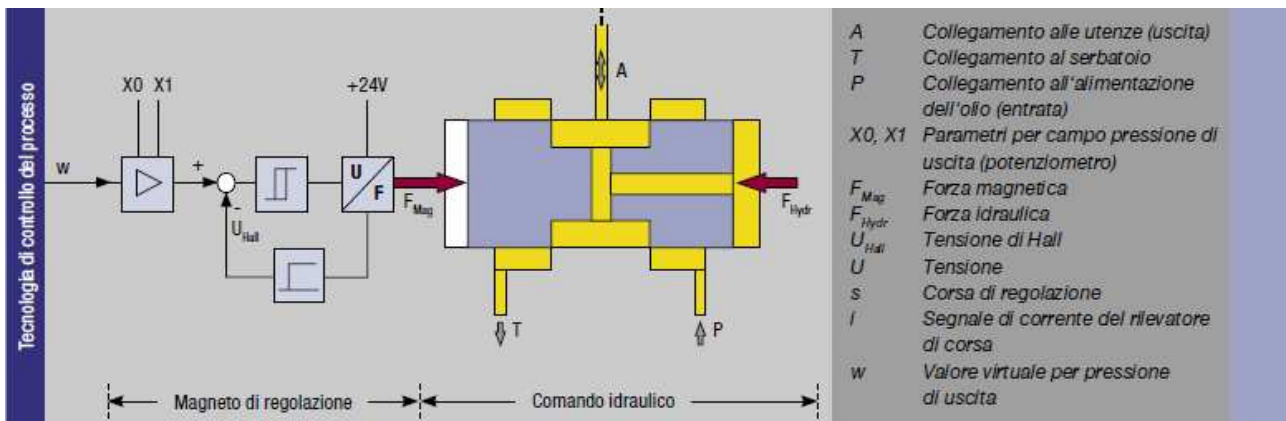


Figura 2.11 : Tecnologia di controllo di pressione del regolatore di pressione Voith Turbo (immagine estratta dal data sheet Voith)

La soluzione adottata pertanto è la seguente:

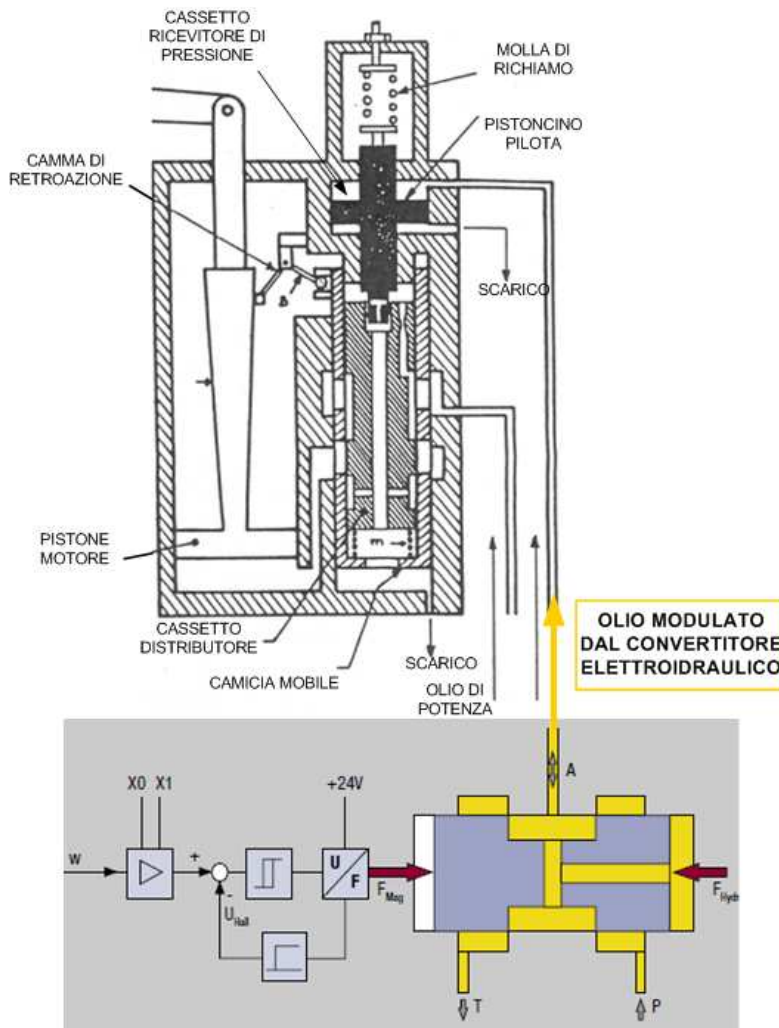


Figura 2.12: Nuova soluzione di comando servomotore

2.6 DINAMICA DEL NUOVO SISTEMA DI COMANDO VALVOLE

Prima di passare all'analisi complessiva della catena di regolazione, a conclusione di questo capitolo vengono forniti i risultati delle prove dinamiche effettuate sul sistema elettroconvertitore-servomotore realizzato. Il confronto diretto con l'azionamento oleodinamico sostituito non può essere fatto in quanto, con il sistema precedente non vi era la possibilità di comandare singolarmente il posizionamento dei servomotori servendosi di un segnale di comando variabile in ampiezza e frequenza necessario per valutare le caratteristiche dinamiche; infatti, a macchina ferma i servomotori venivano aperti:

1. agendo manualmente sul dispositivo "variagiri" (riferimento figura 2.3), che mandava in pressione il collettore dell'olio modulato.
2. agendo sempre sul dispositivo variagiri con un motorino elettrico.

Le prove di caratterizzazione dinamica effettuate sono state :

1. Verifica dell'insensibilità del servomotore:

La prova consiste nell'applicazione di un segnale di comando ad onda triangolare, di frequenza 20 mHz, ampiezza variabile dal 5% e progressivamente a dimezzare, ed è volta a verificare qual è il valore minimo di segnale di comando al quale il servomotore è in grado di rispondere.

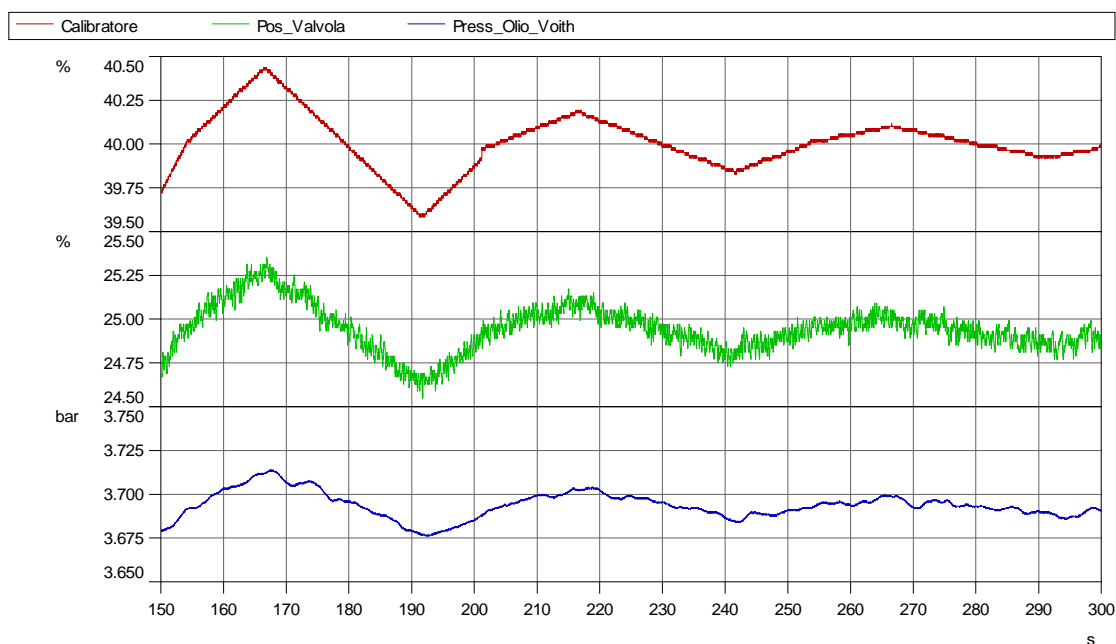


Figura 2.13: verifica insensibilità servomotore

Dalla prova di insensibilità risulta che il servomotore è sensibile fino a variazioni del segnale di comando di $\pm 0.2\%$

2. Verifica della risposta dinamica ad un disturbo a gradino:

La prova consiste nell'applicazione di un segnale di disturbo a gradino, di ampiezza 2% e frequenza 50mHz, per la valutazione della risposta dinamica del servomotore, ed è volta a verificare che la risposta segua il segnale di comando senza

“overshoot” significativi e senza oscillazioni persistenti (eventuali oscillazioni in corrispondenza dei fronti di salita e discesa devono essere prontamente smorzate).

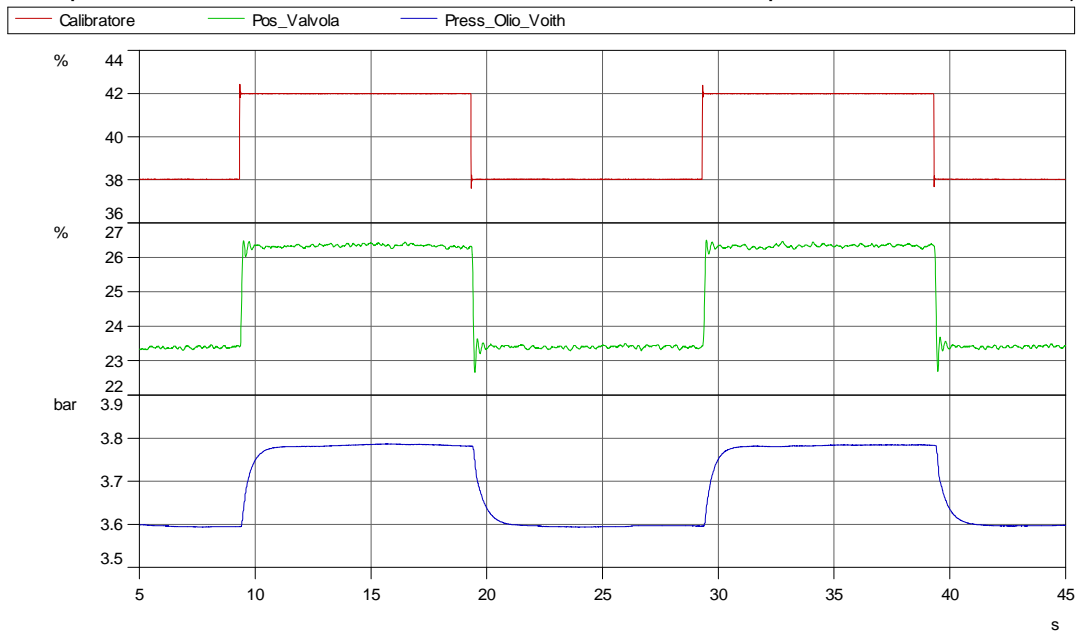


Figura 2.14 Risposta a gradino

La risposta dinamica si presenta regolare e senza sovra elongazioni significative. Il tempo di risposta 10-90% è pari a 77ms, cui si deve aggiungere un ritardo tra il segnale e l’inizio della risposta di 63ms.

3. Rilievo della risposta in frequenza del sistema di posizionamento:

La prova consiste nell’applicazione, tramite un generatore di forme d’onda a frequenza variabile, di un segnale sinusoidale di ampiezza 2% e frequenza variabile da 10mHz fino a 5Hz, registrando contemporaneamente con un analizzatore di risposta in frequenza i segnali di richiesta e di posizione del servomotore: l’analizzatore calcola, per ogni punto di prova, i valori di attenuazione e sfasamento per la costruzione del diagramma di Bode.

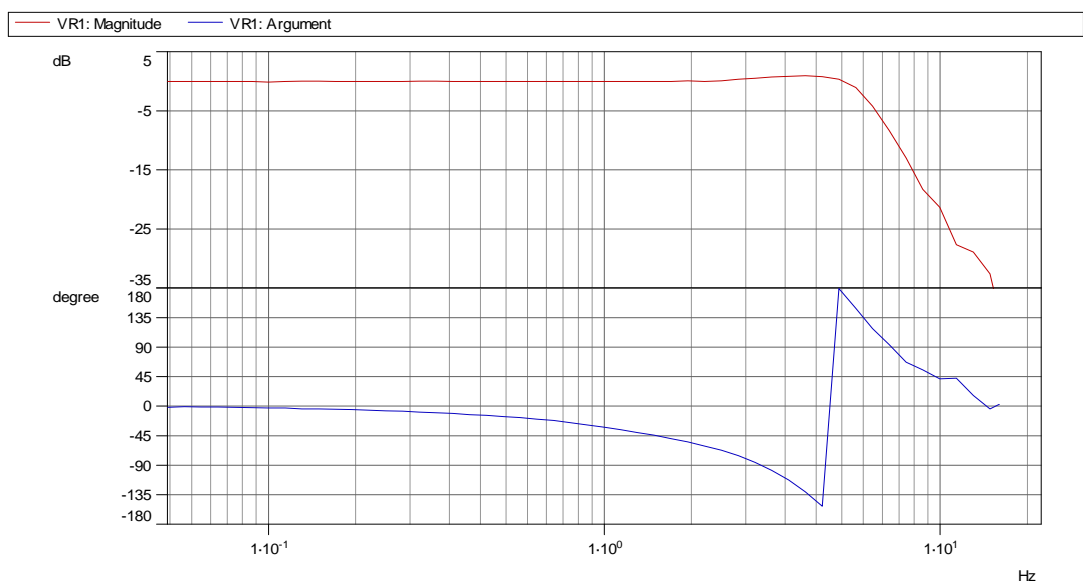


Figura 2.15: Risposta in frequenza

La frequenza di taglio individuata a -3dB è pari a 6.0 Hz (38 rad/s)

CAP 3 L'ANALISI DINAMICA

3.1 L'ANELLO DI REGOLAZIONE DI FREQUENZA

La regolazione di frequenza di un gruppo termoelettrico può essere ricondotta, trascurando le perdite meccaniche, allo schema a blocchi di principio:

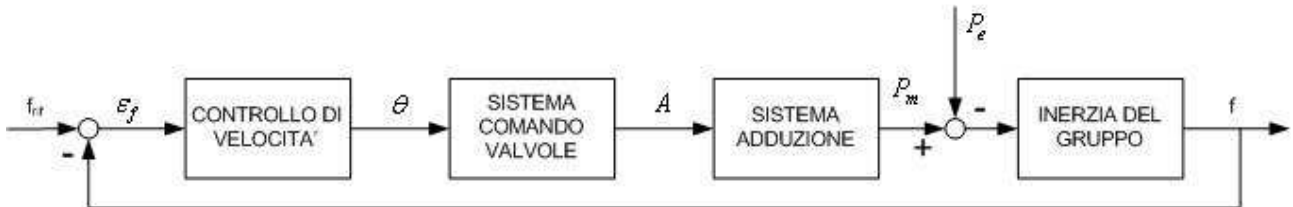


Figura 3.1: schema di principio loop di regolazione di frequenza

dove :

- Il sistema di comando valvole è costituito dal servomotore di regolazione e dal regolatore elettroidraulico Voith.
- Il sistema di adduzione è costituito da caldaia e turbina.
- Inerzia del gruppo è la legge dinamica che lega la velocità di rotazione del rotore di turbina e del rotore dell'alternatore alla differenza delle potenze motrice e resistente applicate all'albero.

Per ciascun blocco viene definita una funzione di trasferimento che lo caratterizza:

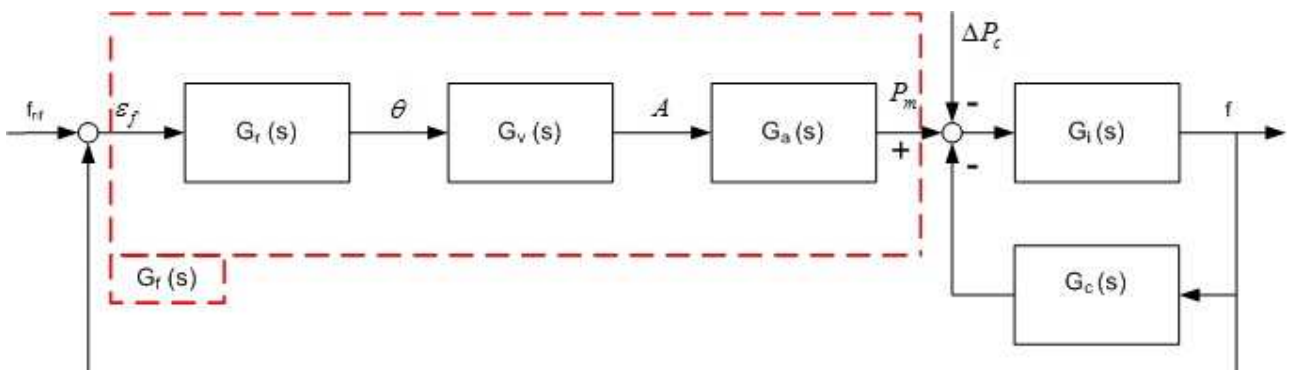


Figura 3.2: funzioni di trasferimento coinvolte nella regolazione di frequenza

Dove

$$G_r(s) = \frac{\Delta\theta(s)}{\Delta\epsilon_f(s)} \quad [1]$$

F.D.T. (in luogo di: funzione di trasferimento) regolatore di turbina, il quale richiede una variazione di apertura del servomotore in funzione dell'errore di frequenza.

$$G_v(s) = \frac{\Delta A(s)}{\Delta \theta(s)} \quad [2]$$

F.D.T. sistema di comando valvole: rapporto tra variazione di apertura servomotore e area di efflusso del vapore.

$$G_a(s) = \frac{\Delta P_m(s)}{\Delta A(s)} \quad [3]$$

F.D.T. sistema di adduzione vapore: rapporto tra variazione di area di efflusso del vapore e potenza meccanica sviluppata.

$$G_i(s) = \frac{f_n}{sT_a P_n} \quad [4]$$

F.D.T. inerzia del gruppo: f_n frequenza nominale della rete, T_a tempo di avviamento, P_n potenza meccanica nominale.

$G_c(s)$ è la funzione di trasferimento che tiene in considerazione la dipendenza, dei carichi presenti nella rete interconnessa, dalla frequenza. Dato l'apporto minore che questo blocco ha sulla catena di regolazione verrà di seguito trascurata.

$G_f(s)$ è la funzione di trasferimento della regolazione di frequenza, che è quella oggetto di indagine:

$$G_f(s) = G_r(s)G_v(s)G_a(s) \quad [5]$$

Nel paragrafo 1.3 si è evidenziato come a seguito di una variazione di potenza, vi siano ripercussioni in termini di frequenza, e come questa venga ripristinata ai valori nominali in due fasi: attraverso la regolazione primaria e secondaria.

Vi è un motivo preciso perché ciò avviene: se invece che in due fasi, si volesse realizzare un loop di regolazione tale che presenti un errore di velocità/frequenza nullo, in condizioni di regime permanente, occorrerebbe, strutturare una funzione di trasferimento come la [6]:

$$G_f(s) = K_f T_1 \frac{1 + sT_2}{s} \quad [6]$$

In un sistema in cui più gruppi generatori sono interconnessi, realizzare singoli regolatori che obbediscano ad una funzione di trasferimento con tale struttura sarebbe impossibile, e viene di seguito dimostrato:

definiti:

1. Energia regolante o permanente (E_p) il rapporto tra la variazione di potenza regolante (P_r) e la variazione di errore di frequenza (ϵ_f), in condizioni di regime:

$$E_p = G_f(0) = \frac{\Delta P_r}{\Delta \epsilon_f}(0) \quad [7]$$

2. Statismo permanente di regolazione (b_p) del gruppo il rapporto tra le variazioni relative di frequenza e potenza in condizioni di regime:

$$b_p = \left[\frac{-\Delta f / f_n}{\Delta P_r / P_n} (0) \right]_{\Delta f_{rif}=0} \quad [8]$$

Dove P_n e f_n sono rispettivamente potenza nominale e frequenza nominale.

3. Energia transitoria:

$$E_t = G_f (\infty) = \frac{\Delta P_r}{\Delta \mathcal{E}_f} (\infty) \quad [9]$$

4. Statismo transitorio:

$$b_t = \left[\frac{-\Delta f / f_n}{\Delta P_r / P_n} (\infty) \right]_{\Delta f_{rif}=0} \quad [10]$$

La relazione che intercorre tra lo statismo e la relativa energia è:

nel caso di statismo permanente

$$E_p = \frac{1}{b_p} \frac{P_n}{f_n} \quad [11]$$

analogamente, con lo statismo transitorio

$$E_t = \frac{1}{b_t} \frac{P_n}{f_n} \quad [12]$$

In una rete in cui sono interconnessi più gruppi regolanti, l'energia regolante è la somma delle singole energie regolanti (E_{pi}):

$$E_p = \sum_{i=1}^N E_{pi} = \frac{1}{f_n} \sum_{i=1}^N \frac{P_{ni}}{b_{pi}} \quad [13]$$

Dove il pedice "i" individua la caratteristica di un singolo gruppo.

Di conseguenza lo statismo di permanente è:

$$b_p = \frac{1}{E_p} \frac{P_n}{f_n} = \frac{P_n}{\sum_{i=1}^N \frac{P_{ni}}{b_{pi}}} \quad [14]$$

In condizioni di equilibrio, le variazioni delle singole energie regolanti dipendono dalla variazione di frequenza che la rete subisce (Δf) a seguito dei disturbi di potenza (utenti che si collegano alla rete o gruppi di generazione che scattano).

$$\Delta P_{ri} = -E_{pi} \Delta f = -\frac{P_{ni}}{b_{pi}} \frac{\Delta f}{f_n} \quad [15]$$

Di conseguenza la variazione di energia regolante di tutta la rete è :

$$\Delta P_r = \sum_{i=1}^N \Delta P_{ri} = -E_p \Delta f = \Delta P_c \quad [16]$$

Dove ΔP_c è la variazione di potenza del carico della rete elettrica.

Ora, se a regime la variazione di frequenza è nulla, dovrei avere una energia permanente di rete infinita:

$$E_p = \frac{-\Delta P_r}{\Delta f} \quad [17]$$

a cui corrisponde uno statismo totale nullo.

Per avere b_p nullo basta che solo uno degli "statismi" dei singoli gruppi lo sia, come si evince dalla [14], ma questo significherebbe che quella unità di generazione dovrebbe essere in grado, da sola, di far fronte a qualsiasi variazione di carico, e di conseguenza potrebbe risultare di potenza insufficiente.

Ecco che, se dovesse avvenire, supponiamo un distacco di un generatore, o la rottura di una linea di trasmissione che importa energia da paesi confinanti, questo gruppo con statismo nullo dovrebbe immettere la totalità di energia richiesta per mantenere il servizio alle utenze, senza contare che, essendo un impianto critico, non gli sarebbe concesso il distacco dalla rete senza che questo comprometta la stabilità di tutto il sistema elettrico.

E' evidente che tale soluzione è utopica, e per giunta, risulterebbe difficile creare più gruppi con statismo nullo e poi suddividere il carico a regime con gruppi regolanti che non hanno statismo nullo.

Per queste ragioni il ripristino delle condizioni di frequenza nominale, vengono attuate in due tempi, il primo teso a contenere lo scarto di frequenza, ed il secondo al ripristino della stessa, cosa che avviene per mezzo del gestore della rete elettrica, il quale, conoscendo gli interscambi di potenza tra reti e lo scarto di frequenza totale delle stesse, elabora un segnale, ovvero un riferimento di potenza che viene inviato al sistema di governo dei gruppi, il quale, sommato alla potenza elettrica che ciascuno di essi deve effettivamente produrre, costituisce il riferimento di carico che la turbina (in quanto da essa dipende la produzione della potenza attiva) deve produrre, e, sulla base di questo aprire o chiudere le valvole di regolazione del vapore del vapore.

Pertanto, la funzione di trasferimento che caratterizza il loop di regolazione oggetto di questo elaborato è:

$$G_f(s) = K_f T_1 \frac{1 + sT_2}{1 + sT_1} \quad [18]$$

Costanti di tempo e guadagno dipendono dal tipo di impianto, sia esso idroelettrico, termico o altro, ma la funzione di trasferimento deve essere questa, ovviamente per le unità che concorrono alla regolazione primaria e secondaria.

La regolazione di velocità turbina non è una novità nel panorama tecnologico, nel senso che, con prestazioni diverse, viene fatta sin da quando si produce elettricità, di conseguenza la funzione di trasferimento precedentemente motivata vale ora come allora. Trattandosi di un progetto di revamping, le modifiche, per quanto importanti apportate all'impianto, si sono mosse nel rispetto della [18].

3.2 IL SISTEMA DI ADDUZIONE DEL VAPORE E DI COMANDO VALVOLE

Una delle funzioni di trasferimento che contribuisce a definire l'anello di regolazione di frequenza è: $G_a(s)$ che descrive il sistema di adduzione del vapore.

In letteratura vi sono già modelli matematici affermati che definiscono tale sistema. Si ritiene pertanto inutile riportare in questo elaborato una dimostrazione complessa ed articolata, piuttosto utilizzarne il modello chiave per ampliare lo schema di principio in figura 3.1, e per dare continuità al corpo dell'elaborato, fornendo nel contempo una descrizione tesa a: sintetizzare la ricerca effettuata su altri testi, e, consentire una chiara interpretazione dello schema:

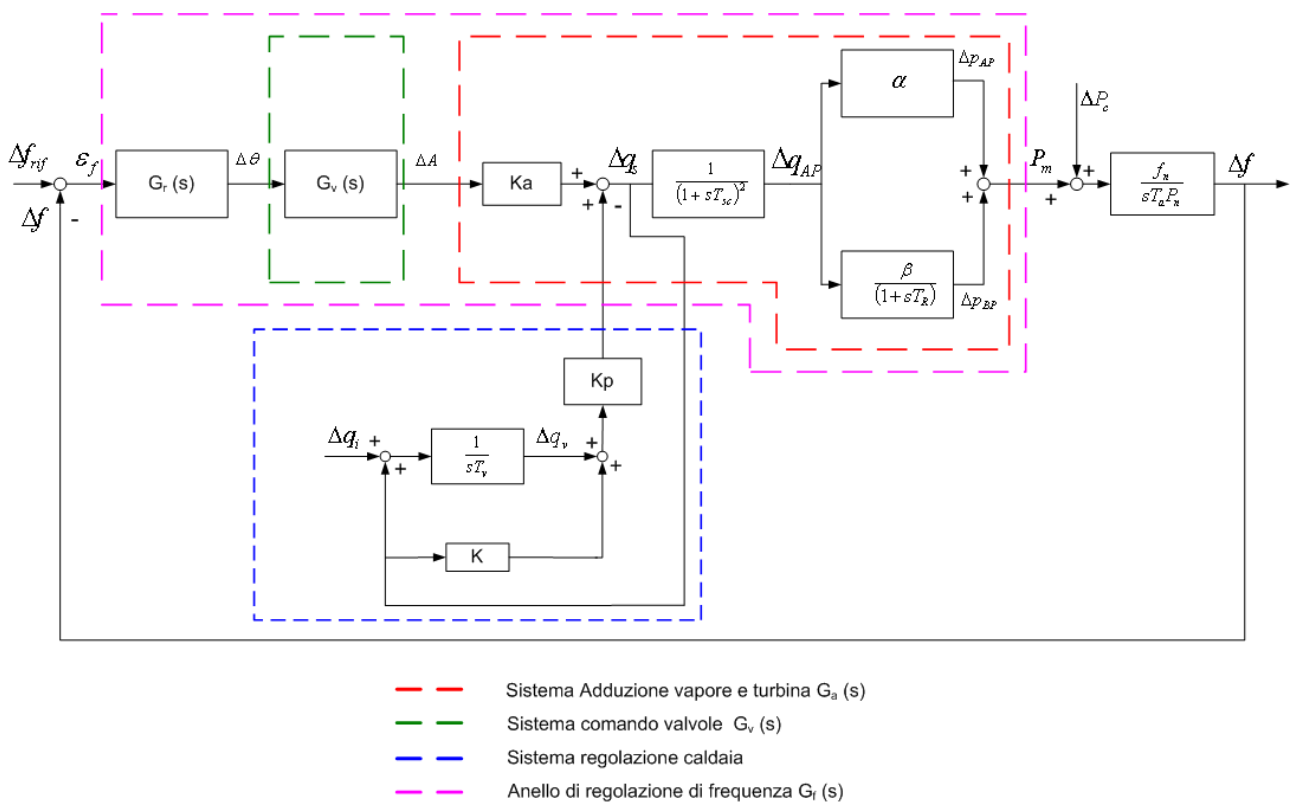


Figura 3.2: anello di regolazione di frequenza con dettaglio sistema di adduzione del vapore

Sostanzialmente con la dicitura – sistema di adduzione del vapore si indicano tutte le parti di impianto che contribuiscono alla trasformazione dell'energia termica del vapore in energia meccanica sviluppata dalla turbina. Il modello adottato qui deriva dallo studio del testo di R.Marconato - Sistemi Elettrici di Potenza.

Con riferimento alla figura 3.2:

- K_a è il guadagno della valvola di regolazione, ovvero il fattore che determina quale sia la relazione tra l'area della valvola attraversata dal vapore in ingresso alla turbina e la variazione di portata dello stesso. Nel paragrafo 2.3 è stato spiegato che in realtà la relazione tra portata di vapore e apertura valvola non è lineare, tuttavia, in condizioni di equilibrio essa può essere approssimata come un guadagno, forti dell'effetto ottenuto con un opportuno profilo della camma di retroazione vista nel servomotore.

- In assetto nominale di impianto, la pressione del vapore all'ammissione rimane costante a prescindere dall'apertura delle valvole. In realtà questo non avviene mai in quanto le regolazioni di caldaia, che sovrintendono alla combustione hanno una dinamica lenta, frutto della risposta combinata di:
 - Mulini che provvedono all'approvvigionamento del combustibile.
 - Portata aria comburente dei ventilatori prementi.
 - Portata gas dei ventilatori estrattori.

Queste ed altre considerazioni sono evidenziate nel diagramma dal tratteggio in blu, dove l'ingresso è costituito dalle regolazioni di caldaia q_i , e l'uscita è la portata di vapore surriscaldato q_s che entrando nel blocco sommatore si aggiunge o si sottrae a quanto richiesto dalla turbina. La dinamica della regolazione di caldaia è determinata dalla costante di tempo T_v , detta appunto, costante di caldaia.

Il blocco con tratteggio in blu definisce che: la pressione di vapore in ingresso alla turbina non è costante ed è frutto di, oltre alle perdite di carico delle tubazioni, anche della regolazione della combustione, la cui dinamica è caratterizzata dalla costante di caldaia. Al fine della regolazione di frequenza questo contributo verrà reso nullo, ipotizzando pressione del vapore surriscaldato a livello nominale in condizione di equilibrio.

- A valle della caldaia vi è la turbina. Il flusso di vapore q_s si trasforma in flusso di vapore dello stadio di alta pressione q_{ap} , la cui dinamica è dettata dal ritardo introdotto dalle tubazioni di collegamento tra lo stadio di alta pressione e l'uscita della caldaia.
- I coefficienti α e β , sono fattori correttivi, che determinano l'incidenza, rispetto la potenza globalmente espressa dalla turbina, degli stadi di alta pressione, e dallo stadio di media e bassa pressione (sebbene la turbina è detta bicilindrica per la suddivisione dei corpi di alta-media pressione dal corpo di bassa pressione, il modello del sistema di adduzione del vapore adottato, fa la differenza tra corpo di AP e corpo di BP, dove in quest'ultimo si considerano gli effetti dello stadio di media pressione.)
- Lo stadio di bassa pressione è caratterizzato a sua volta da un ulteriore ritardo T_R che tiene in considerazione della fase di ri-surriscaldamento subito dal vapore. Essendo un ciclo Rankine, il vapore lavora nello stadio di alta pressione, ritorna in caldaia per il ri-surriscaldamento, per poi ritornare in turbina.
- Alla fine abbiamo la potenza meccanica prodotta P_m .

Per quanto riguarda il sistema di comando valvole cioè la dipendenza dell'area della sezione utile all'efflusso di vapore e l'apertura del servomotore, può essere definita da:

$$G_v(s) = \frac{K_v}{1 + sT_v} \quad [19]$$

Dove T_v definisce il ritardo tra il segnale di comando al regolatore elettroidraulico e la relativa pressione in uscita.

Essendo la dinamica del regolatore di pressione Voith estremamente rapida, il ritardo introdotto è praticamente nullo e di conseguenza la precedente funzione di trasferimento viene rivista come:

$$G_v(s) = K_v \quad [20]$$

Conoscendo la struttura che deve avere la funzione di trasferimento dell'anello di regolazione di frequenza, e conoscendo due su tre, dei fattori che la compongono, si riesce a stabilire quale sia l'azione svolta dal regolatore di turbina, ovvero $G_r(s)$.

3.3 AZIONE DEL REGOLATORE TURBINA

Dalle analisi condotte nei precedenti paragrafi abbiamo che:

$$G_f(s) = K_f T_1 \frac{1 + sT_2}{1 + sT_1} \quad [18]$$

E dalla [5]:

$$G_f(s) = G_r(s)G_v(s)G_a(s) = G_r(s)K_v K_a \frac{1}{(1 + sT_{sc})^2} \frac{1 + s\alpha T_R}{1 + sT_R} \quad [21]$$

Eguagliando le due espressioni si ottiene:

$$G_f(s) = K_f T_1 \frac{1 + sT_2}{1 + sT_1} = G_r(s)K_v K_a \frac{1}{(1 + sT_{sc})^2} \frac{1 + s\alpha T_R}{1 + sT_R} \quad [22]$$

Pertanto se si trascurano gli effetti della variazione di pressione ammissione ed il relativo ritardo T_{sc} , al regolatore di turbina è richiesta un'azione puramente proporzionale, il cui guadagno è:

$$K_r = \frac{1}{K_v K_a} K_f T_1 = \frac{E_p}{K_v K_a} = \frac{1}{K_v K_a b_p} \quad [23]$$

Ricordando che E_p è l'energia regolante e b_p è lo statismo del gruppo (in termini relativi).

A questa dimostrazione matematica possiamo dare una interpretazione funzionale: il regolatore turbina attua pedissequamente un'azione di apertura delle valvole tale da ottenere, con gruppo inserito su rete, il carico previsto, e, ad ogni variazione di frequenza, aprire o chiudere le suddette valvole proporzionalmente all'errore di frequenza rilevato. Tale azione proporzionale è di fatto quantificata dalla [23]. Quanto appena descritto è "de-facto", l'azione primaria, atta a contenere lo scarto di frequenza a fronte di variazione di potenza in rete.

Lo schema a blocchi, di figura 3.2, rivisto sulla base di quanto appena scritto diventa:

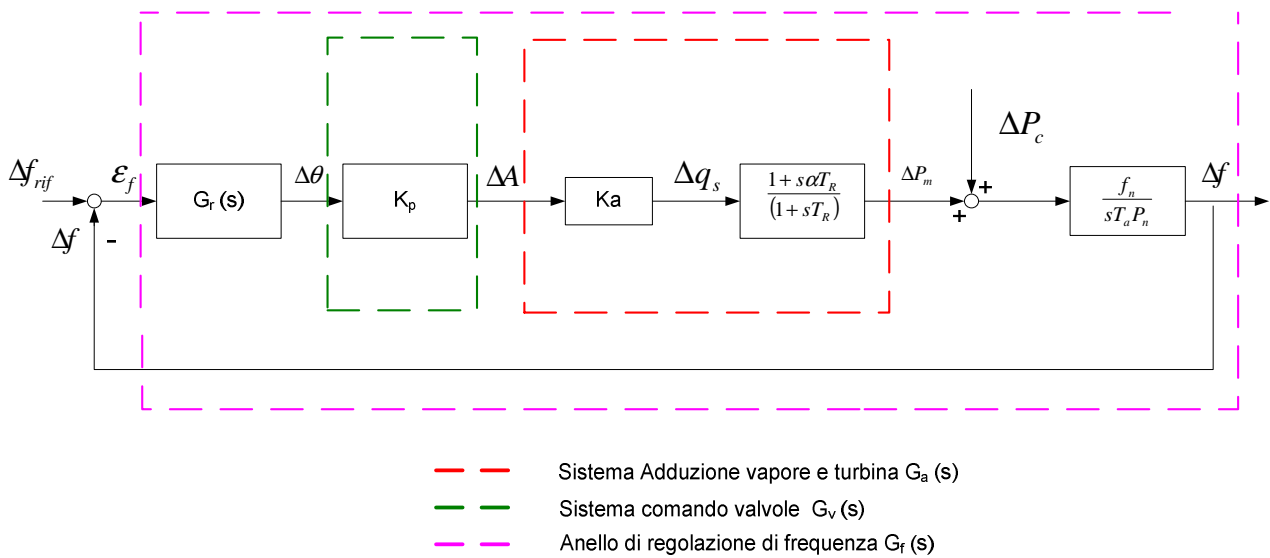


Figura 3.3 : Anello di regolazione di frequenza semplificato

Per quanto concerne l'azione secondaria, essa viene elaborata a livello gerarchico più elevato (a livello di gestore della rete, sulla base degli interscambi di potenza tra reti, e delle frequenze di ciascuna di esse). Come risultato produce un segnale di "riferimento di carico" che si somma algebricamente a quanto è previsto dai piani di carico e alla partecipazione alla regolazione primaria, come evidenziato in dettaglio in figura 3.3:

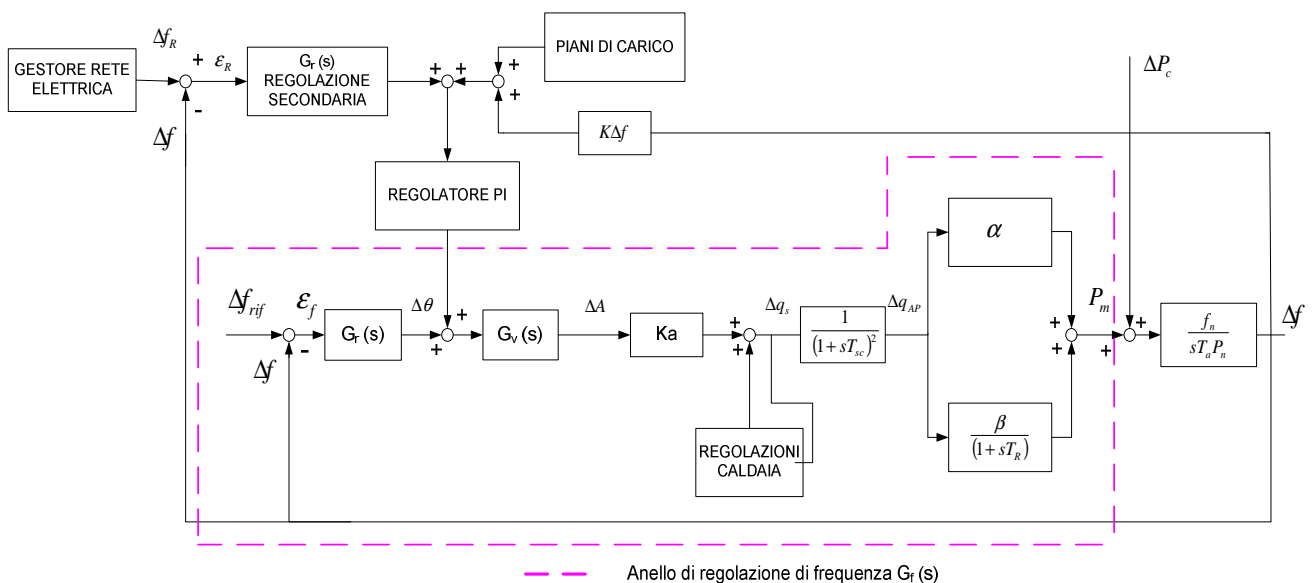


Figura 3.4: schema a blocchi della regolazione secondaria

3.4 FUNZIONE DI TRASFERIMENTO DELL'ANELLO DI REGOLAZIONE DI FREQUENZA CON REGOLATORE OLEODINAMICO.

Con gli elementi descritti sin ora è possibile quantificare l'anello di regolazione di frequenza realizzato originariamente con il regolatore oleodinamico, riportato in figura

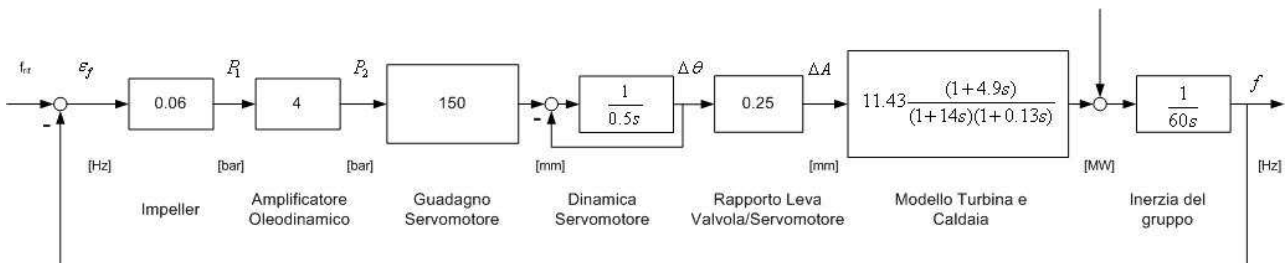


Figura 3.5: anello di regolazione di frequenza pre-revamping

I dati contenuti in esso sono stati ricavati dai manuali della turbina in esame e vengono di seguito commentati:

- La caratteristica dell'impeller:

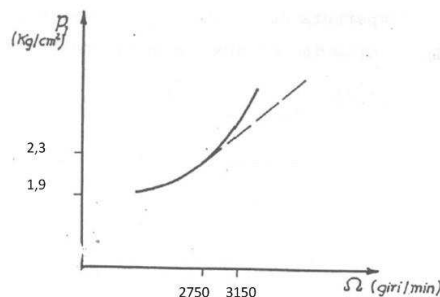


Figura 3.6: caratteristica impeller

A commento di tale immagine si deve dire che la caratteristica non è lineare, ovvero in fase di presa di giri il rapporto tra variazione di velocità e pressione in uscita dall'impeller non è costante, bensì presenta andamento quadratico, che poi tende a linearizzarsi nell'intorno della velocità di rotazione nominale, corrispondente alla frequenza di rete, quando il gruppo sta erogando. Questa approssimazione risulta accettabile in quanto l'analisi che si sta conducendo è alle piccole variazioni, tuttavia, si tratta pur sempre di una approssimazione, e questo suffraga le considerazioni conclusive fatte al paragrafo 2.2.

- Il guadagno del servomotore è il rapporto tra la corsa totale nominale del servomotore (120mm) e la pressione necessaria in ingresso per fargli compiere tale corsa. (0.8 bar circa)
- La dinamica del servomotore è caratterizzata da una costante di tempo $\tau=0.5$ s, dato ottenuto da prove sperimentali eseguite pre-revamping. Il polo nell'origine deriva dal fatto che l'attuatore è un pistone idraulico.

- Il rapporto della leva che trasmette il moto del servomotore alla valvola è anch'esso fornito dal costruttore.
- Per quanto riguarda il modello turbina e caldaia:
 - Il guadagno è frutto della considerazione che: la corsa totale della valvola comporta il massimo flusso di vapore in macchina e dunque la massima potenza erogabile. Pertanto:

$$\frac{P_n}{\Delta\theta} = \frac{320[MW]}{30[mm]} = 11.43 \frac{[MW]}{[mm]}$$

- Il valore dello zero è $\tau=3.5$ s frutto della considerazione che:
 - l'incidenza dello stadio di AP (coefficiente α della [22]) è sul totale della potenza il 30-35 [%]. Come descritto nel libro di R. Marconato Sistemi Elettrici di Potenza, cap 8 "Rappresentazione dei Carichi" paragrafo 9.4.2.
 - Il valore del primo polo $\tau_1= 14$ s (T_R della [22]), che corrisponde al ritardo introdotto dalla tubazione del vapore ri-surriscaldato, anch'esso fornito dal manuale del costruttore (del generatore di vapore).
 - Il valore del secondo polo $\tau_2=0.13$ s è quello detto dello "steam chest" ovvero del ritardo introdotto dalle tubazioni tra l'uscita della caldaia e l'ingresso della turbina, ritardo che, in fase di analisi del regolatore turbina si era trascurato.
- L'inerzia del gruppo deriva dall'equazione di bilancio della potenza meccanica.

Con i parametri della funzione del diagramma di figura 3.5 si ricava la funzione di trasferimento dell'anello di regolazione di frequenza:

$$G(s) = \frac{f}{\varepsilon_f} = 1.71 \frac{1 + s4,9}{s(1 + s14)(1 + s0.5)(1 + s0.13)} \quad [24]$$

Tuttavia, la regolazione di frequenza, in cui si considera solo l'inerzia del gruppo, avviene in rari assetti di impianto, ad esempio quando il gruppo, distaccato dalla rete, si autoalimenta. Quando invece il gruppo è inserito su rete interconnessa europea, l'apporto dato alla regolazione primaria di frequenza della rete è definito dalla funzione di trasferimento $\Delta P / \varepsilon_f$.

Il diagramma di figura 3.5 diviene:

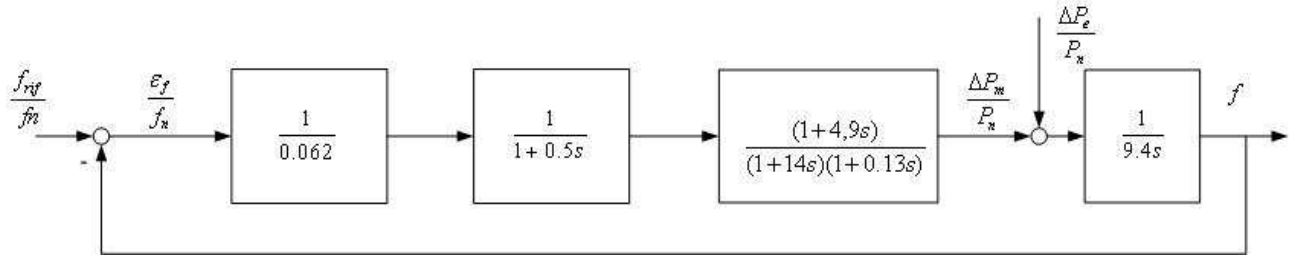


Figura 3.7: anello di regolazione di frequenza “compatto” (statismo in evidenza)

dove il primo blocco costituisce l'energia regolante, esplicitata in quel modo per dare nota immediata del valore dello statismo (denominatore).

Da cui la funzione di trasferimento:

$$G_f(s) = \frac{\frac{\Delta P_m}{P_n}}{\frac{\epsilon_f}{f_n}} = \frac{1}{0.062} \frac{1 + s4.9}{s(1 + s14)(1 + s0.5)(1 + s0.13)} \quad [25]$$

Diagramma di Bode della [25]:

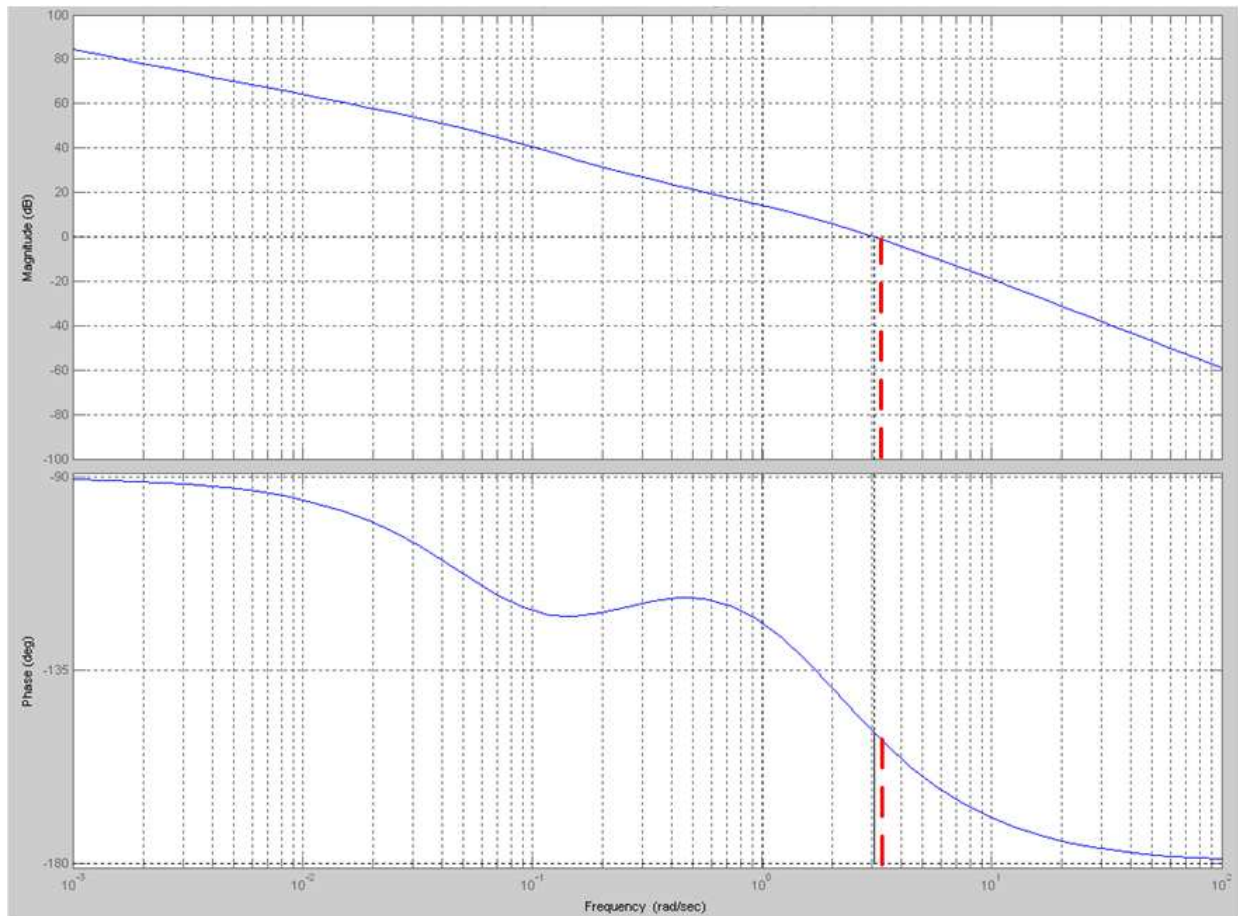


Figura 3.8: Diagrammi di bode della funzione di trasferimento dell'anello di frequenza con regolatore oleodinamico

Il margine di fase è 30.5 gradi a 3.08 rad/sec (0.49 Hz)

L'analisi del sistema di regolazione oleodinamico, evidenzia come il valore di statismo calcolato, e verificato sperimentalmente prima di iniziare il progetto, rende il gruppo non conforme alle prescrizioni del Codice di rete, che attualmente prescrive per un valore del 5% per tutti i regolatori di gruppi termoelettrici, ed è uno degli aspetti che hanno determinato la sostituzione del regolatore.

3.5 FUNZIONE DI TRASFERIMENTO DELL'ANELLO DI REGOLAZIONE DI FREQUENZA CON REGOLATORE ELETTOIDRAULICO.

Prendendo spunto da quanto descritto nel paragrafo 3.4 , si è passati alla definizione di un diagramma che riassume il nuovo regolatore turbina.

Questa parte è l'idea su cui si fonda tutto l'elaborato. Infatti, per meglio apprendere la regolazione frequenza/potenza, è stata condotta una ricerca su diversi testi, non solo quelli reperibili in letteratura, ma anche dispense e materiale di carattere formativo reperito in azienda. La prescrizione interna Enel PR 8313/0 riprende parte di un testo redatto da G. Quazza – La regolazione delle turbine a vapore. In esso viene descritto il metodo con cui analizzare il regolatore turbina di un gruppo di produzione.

L'anello di regolazione visto nel paragrafo 3.4 è stato interrotto là dove l'impianto è stato modificato, sono stati inseriti "i blocchi" relativi ai nuovi dispositivi ed organi di regolazione e ovviamente eliminati i blocchi delle parti di impianto dismesse. Pertanto tutto ciò che configura l'impianto a partire dalle valvole di regolazione del flusso in turbina in poi (ovvero modello turbina e caldaia termica, nonché l'inerzia del gruppo costituita dall'asse turbo alternatore) è rimasto invariato.

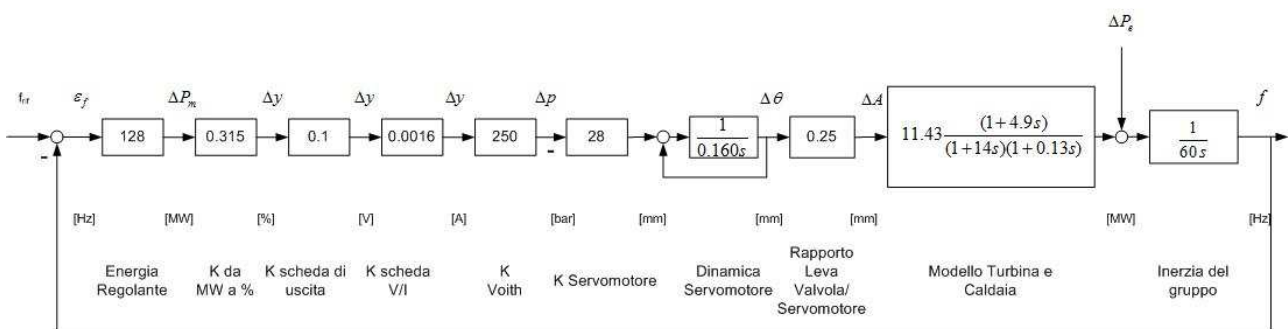


Figura 3.9: anello di regolazione di frequenza post-revamping

Si procede con l'analisi dei singoli blocchi e la relativa spiegazione del valore che essi contengono:

- Il primo blocco è relativo all'energia regolante, ovvero, stabilisce quanta potenza deve regolare il gruppo per unità di variazione di frequenza. Questo dato è contenuto nel sistema di controllo DCS, di fattura Emerson. Il sistema acquisisce la velocità di rotazione attraverso i pick up magnetici, i cui valori sono messi in media ed entrano in una funzione che restituisce la potenza relativa all'azione primaria che deve esercitare il gruppo. In altre parole questo blocco stabilisce la partecipazione alla regolazione primaria, secondo quanto prescritto dal gestore della rete elettrica.
- Tale richiesta di potenza viene convertita in un valore percentuale, pertanto il valore del secondo blocco è:

$$\frac{100[\%]}{320[MW]} = 0.3125$$

- Una volta elaborata la richiesta di potenza il sistema provvede a suddividere tale richiesta per tutte e otto le valvole di regolazione, facendole aprire in modo "totale" ovvero tutte assieme concorrono a generare la potenza richiesta, oppure in modo "parziale", ovvero, la

potenza che deve essere prodotta viene generata da un numero di valvole capace di tenere quel carico, e solo una di esse si muove per modulare a richiesta di potenza primaria. Alla fine viene dunque generato una richiesta apertura valvole, che è un segnale processato dal DCS con valore 0-10 [V]:

$$\frac{10[V]}{100[\%]} = 0.1$$

- La richiesta apertura valvole viene trasformata da segnale in tensione a segnale in corrente 4÷20 [mA]:

$$\frac{20 - 4[mA]}{10[V]} = 0.0016$$

- La richiesta apertura valvole, divenuta segnale in corrente, viene inviata all'elettroconvertitore Voith, che provvede a regolare la pressione d'olio proveniente dalla pompa principale proporzionalmente al segnale di comando che riceve in ingresso, modulando una pressione compresa tra i due estremi tarati con i potenziometri X0 e X1 di figura 2.15.

Ciascun servomotore(mediamente) ha un campo di escursione 0÷100 % di apertura con circa 4 bar, ovvero compie la massima escursione (da chiuso a completamente aperto) con una pressione modulata dalla valvola regolatrice di pressione che va da 2bar (servomotore chiuso, e di conseguenza anche la valvola) a 6bar (servomotore aperto).

La valvola regolatrice di pressione ha prestazioni dinamiche di molto superiori alla reale dinamica dell'attuatore oleodinamico, di conseguenza, per il campo di frequenze che si sta considerando in questo anello di regolazione, di fatto, l'elettroconvertitore può essere rappresentato da un guadagno, per l'appunto:

$$\frac{4[bar]}{0.0016[mA]} = 250$$

- In termini nominali, il servomotore ha una escursione di 120 mm, (dato fornito dal manuale del costruttore) ma tale valore non è mai raggiunto, specie quando tali attuatori lavorano da qualche decennio, e sono stati soggetti a diverse revisioni.

Di conseguenza il valore di corsa totale è (mediamente) di 112mm, (valore rilevato sull'impianto). Tale corsa viene compiuta con l'escursione dei 4 bar del dispositivo Voith; pertanto il modello del servomotore è dato dal guadagno:

$$\frac{112[mm]}{4[bar]} = 28$$

- Sebbene il regolatore di pressione abbia una frequenza di taglio ben superiore all'attuatore oleodinamico, bisogna considerare il ritardo introdotto dal sistema di comando valvole, che

è caratterizzato da un polo nell'origine con una costante di tempo $\tau=0.160s$ come dimostrato dai dati sperimentali presentati nel paragrafo 2.5.

- La catena di regolazione prosegue con: l'asta che accoppia il servomotore idraulico alla valvola di regolazione, il modello turbina e caldaia termica, e l'inerzia del gruppo, tutti elementi che ovviamente non sono stati sostituiti nell'ammodernamento del regolatore turbina.

A fronte di quanto descritto, si perviene alla forma compatta dell'anello di regolazione di frequenza:

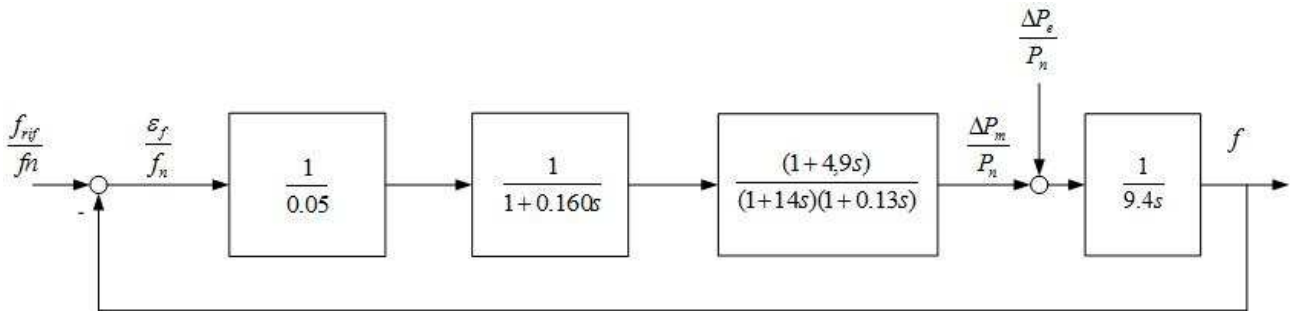


Figura 3.10: anello di regolazione di frequenza “compatto” (statismo in evidenza) dopo il revamping

Da cui la funzione di trasferimento:

$$G_f(s) = \frac{\frac{\Delta P_m}{P_n}}{\frac{\epsilon_f}{f_n}} = \frac{1}{0.05} \frac{1 + s4.9}{s(1 + s14)(1 + s0.160)(1 + s0.13)} \quad [26]$$

Diagramma di Bode della [26]:

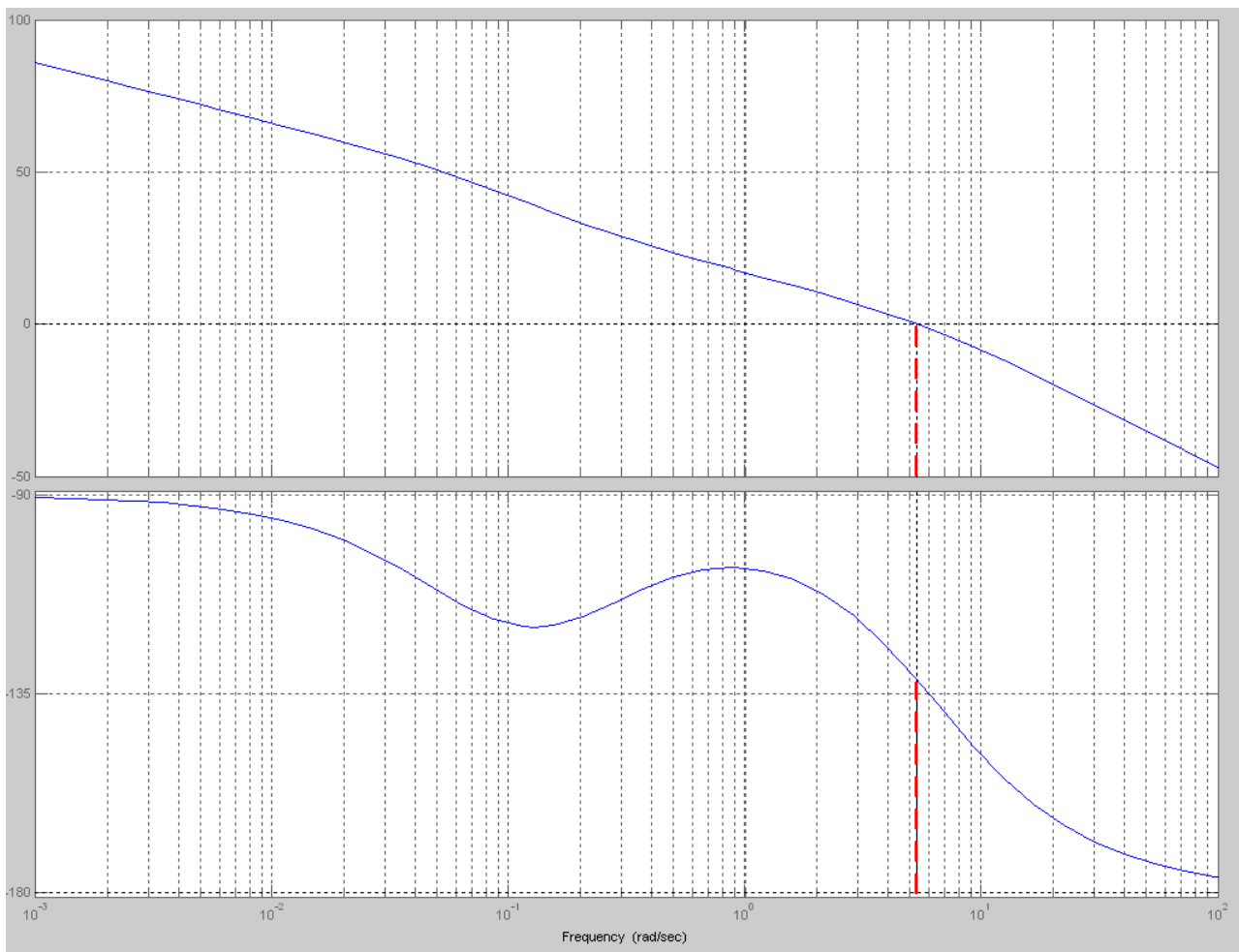


Figura 3.11: Diagrammi di bode della funzione di trasferimento dell'anello di frequenza con regolatore elettro-idraulico

Il margine di fase è 48.1 gradi a 5.33 rad/sec (0.85 Hz)

I diagrammi di Bode delle due funzioni di trasferimento a confronto sono evidenziati di seguito:

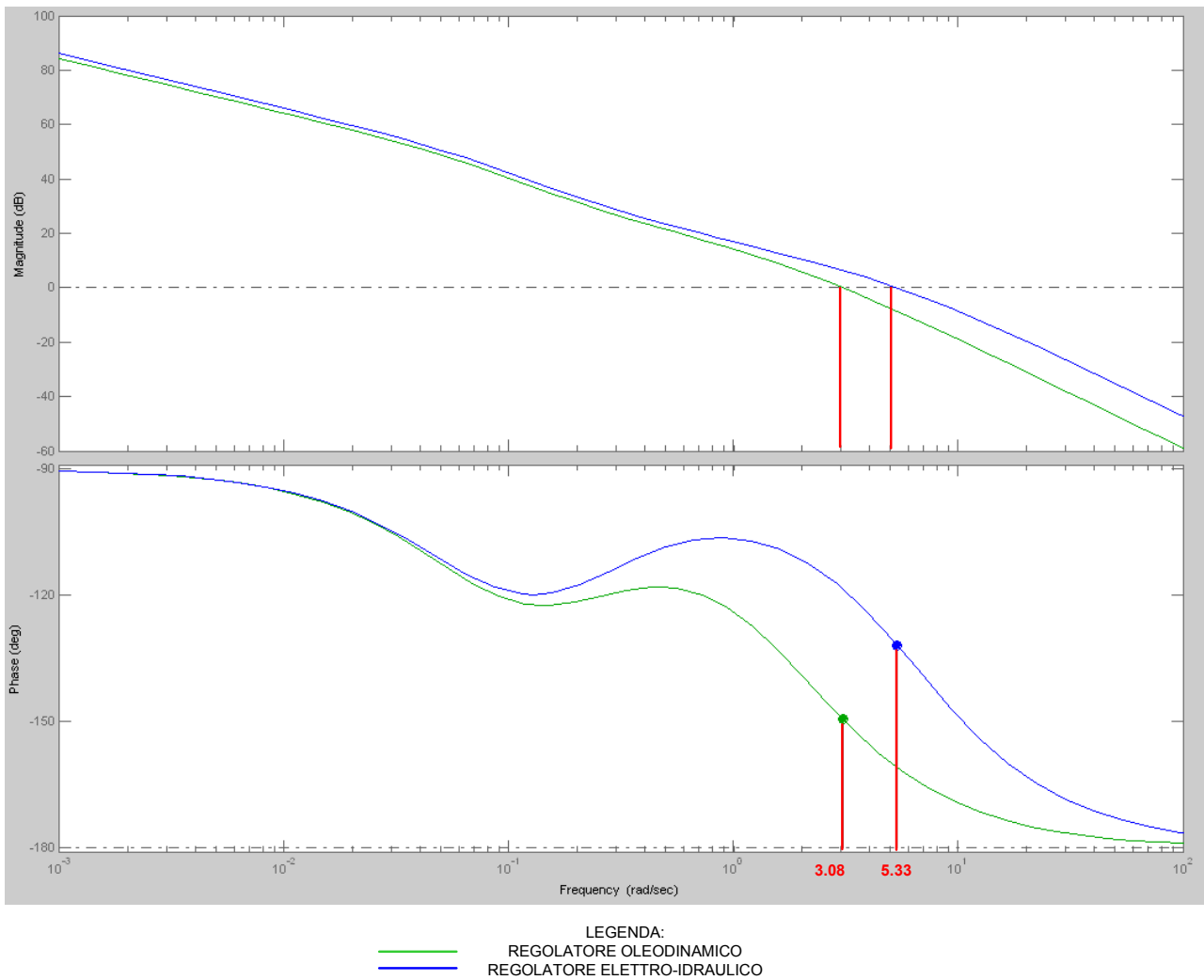


Figura 3.11: Diagrammi di Bode degli anelli di regolazione pre e post revamping a confronto.

CAP 4 PROVE DI IMPIANTO

4.1 Il Load Rejection (LR)

E' una sequenza di manovre, riguardante i gruppi termoelettrici, attivata dall'apertura dell'interruttore di gruppo in seguito a disservizi gravi esterni al gruppo stesso. La procedura di LR ha lo scopo di ridurre la produzione di vapore e di mantenere auto-alimentati i servizi ausiliari del gruppo, o della centrale, attraverso l'alternatore che quindi deve erogare una potenza ridotta. Se la procedura ha successo il gruppo che l'ha sostenuta è in grado di rimanere in condizioni di funzionamento stabili, e attendere così il sopraggiungere della tensione nella rete elettrica esterna per il rientro in servizio dopo la procedura di parallelo. La procedura di LR è anche denominata di Rifiuto di Carico.

In questo particolare assetto di impianto il regolatore turbina deve gestire un transitorio particolarmente impegnativo in quanto deve:

1. Da un lato contenere la sovra velocità dovuta al distacco di carico

Al momento del distacco di carico, la coppia resistente viene a mancare improvvisamente, mentre la coppia motrice no. Negli istanti che intercorrono tra l'apertura dell'interruttore di connessione alla rete elettrica e la chiusura delle valvole di turbina, il vapore già presente in turbina, e quello che viene immesso continua a accelera la turbina.

Essere riusciti a velocizzare l'azionamento delle valvole (e quindi a ridurre i tempi di chiusura) ha consentito di ridurre la quantità di vapore che transita in turbina dopo il distacco di carico, quindi l'energia introdotta e di conseguenza la sovra velocità, a beneficio degli stress sulla turbina.

2. Evitare di richiedere in un lasso di tempo breve più vapore di quanto la caldaia non sia in grado di fornire, e di conseguenza provocare un blocco per protezione del generatore di vapore.
3. Limitare la sottofrequenza che generalmente si verifica dopo che le valvole di regolazione hanno bloccato l'efflusso di vapore successivamente al distacco di carico. La sottofrequenza deve essere limitata perché in questo frangente il gruppo si sta autoalimentando dunque, eventuali variazioni di frequenza si ripercuotono istantaneamente su tutti i motori.

Con il precedente sistema di regolazione, la manovra di LR era affidata ad un motorino elettrico che riportava in posizione di "marcia a vuoto" il variagiri (dispositivo oleodinamico che agiva sulla variazione di carico; figura 2.3). Tale motorino si fermava per effetto di un finecorsa che tagliava l'alimentazione allo stesso. In questo modo dunque, tutta la procedura di LR era affidata all'appostamento di questo finecorsa, la cui posizione stimava il carico dovuto agli ausiliari in fase di rifiuto di carico.

Una tipica manovra di LR, con la regolazione oleodinamica e presentata in figura 4.1:

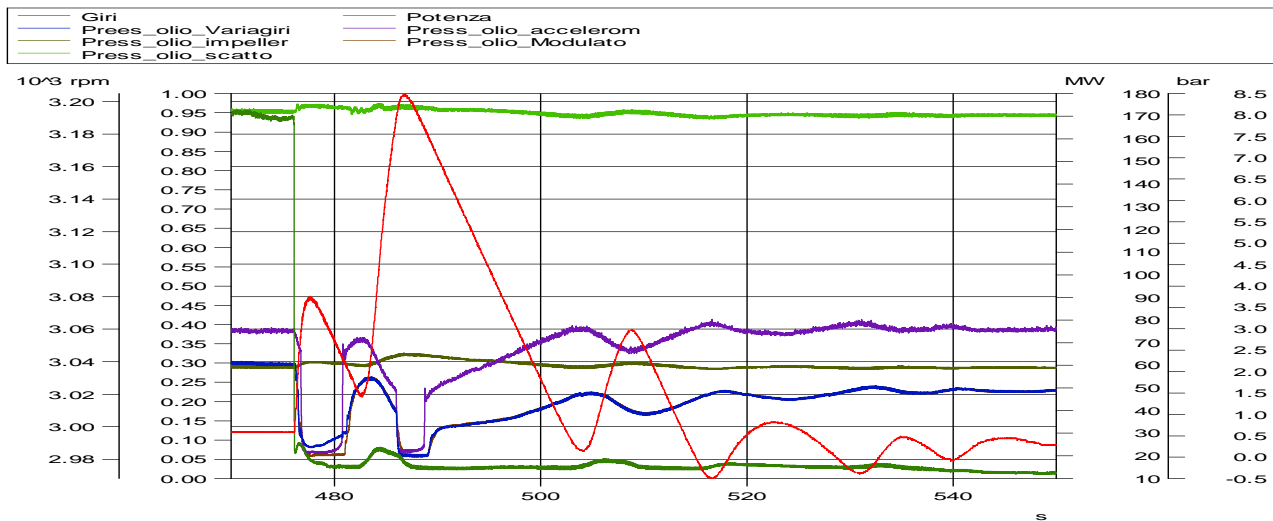


Figura 4.1: Load Rejection con regolazione oleodinamica

A commento di questo transitorio si può dire che: dopo il distacco di carico (curva della potenza in verde scuro) la velocità è salita fino a 3080 rpm (curva della velocità di rotazione in rosso) qualche istante prima che le valvole si chiudessero (e lo si capisce dalla pressione dell'olio proveniente dall'impeller che si abbassa).

In questo stesso momento, il variagiri dovrebbe essersi scaricato, ad un valore tale da riuscire a produrre la potenza richiesta dagli ausiliari, a 3000 rpm (50Hz). Sta di fatto che questo non avviene, e le valvole di regolazione del flusso di vapore in turbina rimangono aperte non solo di quanto basta per auto alimentare il gruppo, ma porta la turbina a 3200 rpm. Valore particolarmente critico per il macchinario rotante, a causa delle vibrazioni che si innescano, specie nel corpo di alta pressione. L'effetto di "rimbalzo" si ripropone in istanti successivi, fino a che il gruppo va in blocco per cause esterne alla turbina.

Il dato fondamentale della figura 4.1 è l'andamento della velocità, a cui, come già detto, corrisponde un elevato stress meccanico.

Per confronto , si propone ora in figura 4.2, una situazione analoga di LR, gestita dal regolatore elettroidraulico:

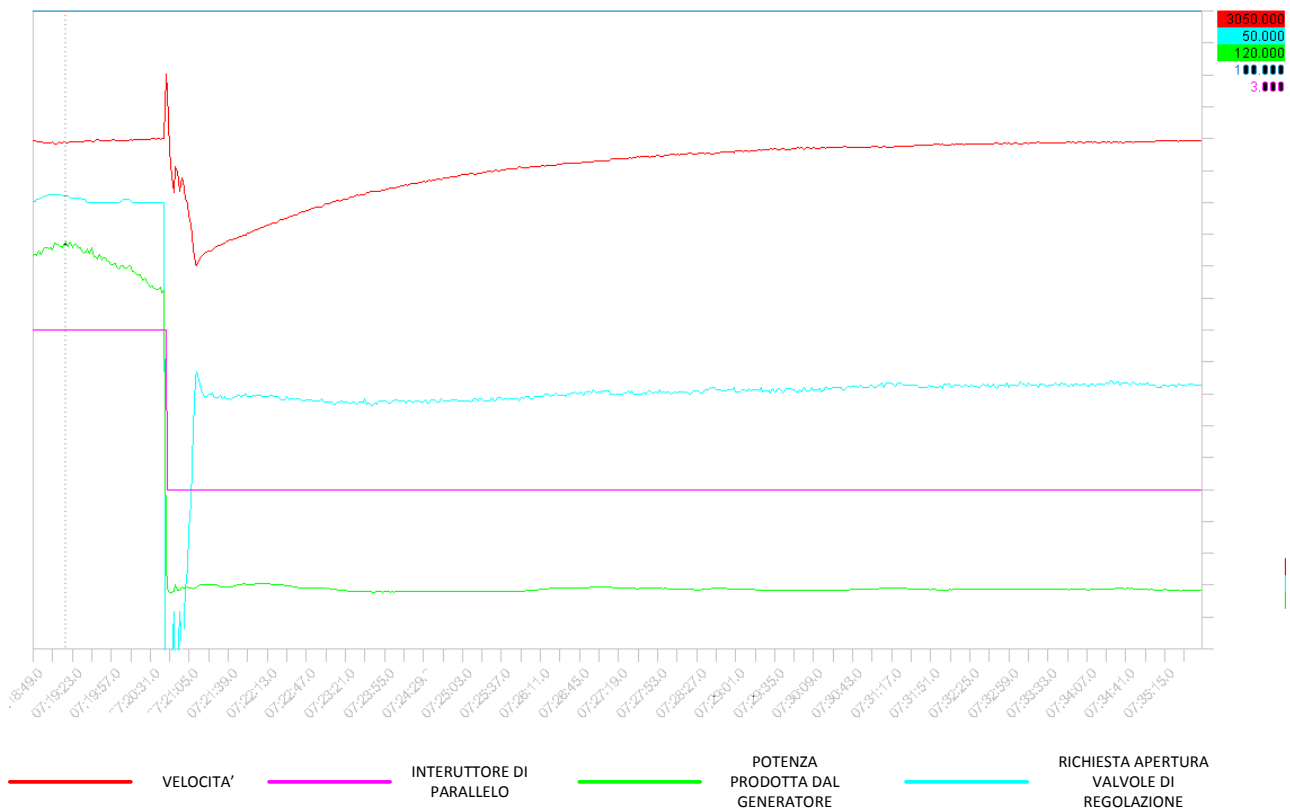


Figura 4.2: Load Rejection con regolazione elettroidraulica

In rosso si ha il tracciato della velocità di rotazione, la quale ha un picco di 3018 rpm al distacco di carico (curva in verde), nell'istante successivo le valvole di regolazione chiudono il flusso di vapore per contenere la velocità, che scende fino ad un minimo di 2960 rpm e viene nel tempo riportata a livello nominale.

Il dato determinante è che la velocità è stata contenuta, lo stress meccanico è di conseguenza diminuito, la velocità ha mantenuto un tracciato “pulito” senza particolari oscillazioni, se non quelle tipiche dettate dalla stessa manovra.

A questo si sommano altri fattori:

- L'operatore che gestisce il gruppo conosce perfettamente l'assetto dell'impianto ed il modo in cui esso sta rispondendo.
- Il sistema di governo del gruppo, attua le contromisure necessarie, ad esempio richiedendo una produzione maggiore di vapore qualora la velocità nominale venga raggiunta con troppa lentezza.

CONCLUSIONI

Alla luce di quanto analizzato nei precedenti capitoli, gli obiettivi raggiunti sono :

1. L'adeguamento del gruppo di generazione alle norme previste dal codice di rete.
2. Il miglioramento della risposta dinamica di tutto l'anello di regolazione, la cui frequenza di taglio è passata da 3,08 rad/sec a 5,33 rad/sec soprattutto grazie al nuovo sistema di comando valvole realizzato con la valvola regolatrice di pressione Voith Turbo. (par 2.6).
3. Il sistema risulta non solo più performante ma anche più stabile, ne è dimostrazione il fatto che il margine di fase sia passato da 30,5 gradi a 48,1.(cap 3).
4. L'affidabilità dell'impianto oleodinamico è sensibilmente aumentata grazie alla ridondanza dei comandi delle valvole ammissione di vapore surriscaldato e delle valvole intercettatrici del vapore risurriscaldato, nonché il comando indipendente delle valvole regolatrici di vapore. (par 2.5).
5. La manutenzione non richiede più lo smontaggio della mensola di regolazione oleodinamica e del controllo meccanico della sequenza di apertura valvole per i controlli periodici dettati dall'obsolescenza dei componenti meccanico-idraulici.
6. L'esercibilità dell'impianto specie nelle fasi di rullaggio e di riscaldamento non richiede più la presenza di un operatore a bordo macchina, ma tutte le operazioni vengono gestite da remoto.
7. I transitori di rifiuto di carico vengono gestiti provocando minor stress al macchinario. (cap 4).

RINGRAZIAMENTI

Il primo ringraziamento va alla mia fidanzata Ylenia Baroni, che mi ha accompagnato ed incoraggiato in questo percorso lungo anni, di cui, questo elaborato è l'ultimo atto.

Desidero ringraziare il mio tutor aziendale Adriano Scandellari, per la professionalità, la disponibilità e la pazienza con cui mi ha seguito nella redazione di questo scritto.

Ringrazio l'Ingegnere Francesco Bertoli, l'Ingegnere Stefano Pavanetto e l'Ingegnere Giuseppe Molina, quali responsabili attuali e precedenti della centrale Andrea Palladio, nella quale ho acquisito professionalità e competenze nuove, che ho cercato di approfondire servendomi delle conoscenze apprese in ambito universitario.

Ringrazio i signori Marco Pettenò e Patrizio Peruzzo che assieme a me compongono il team di lavoro che si occupa di regolazione turbina, e che in questi anni mi hanno insegnato così tanto.

Ringrazio i miei compagni di università ed amici tutti, per il loro continuo aiuto.

A tutti coloro che, con un gesto o una parola hanno reso possibile questo, va il mio più sincero: Grazie.

BIBLIOGRAFIA

Testi a consultazione:

Marconato R.- Sistemi Elettrici di Potenza

Machowsky J. , Janusz W. Bialek, James R. Bumby – Power System Dynamics: stability and control – editore Wiley

Quazza G. – Controllo dei processi II volume -La regolazione delle turbine a vapore

Manuali:

Manuale d'uso e manutenzione Franco Tosi per turbina bicilindrica a condensazione W27R2

Manuale d'uso e manutenzione Franco Tosi per Generatore di Vapore

Siti Internet:

www.terna.it

http://www.voithturbo.it/italy_it_service.htm

<http://www2.emersonprocess.com/en-US/brands/ovation/Pages/index.aspx>