

POLITECNICO DI MILANO

Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione

Corso di Laurea Specialistica in Ingegneria Elettrica

Dipartimento di Energia



**TECNICHE DI CONTROLLO PER PICCOLI IMPIANTI
IDROELETTRICI A VELOCITA' VARIABILE**

Relatore: Prof. Alberto Berizzi

Controrelatore: Ing. Luigi Papetti

Controrelatore: Ing. Luisa Frosio

Tesi di Laurea Specialistica di:
Bruno Deleidi
Matr. 708965

Anno Accademico 2013-2014

Un sentito ringraziamento al prof. Alberto Berizzi, all'Ing Luigi Papetti ed all'Ing. Luisa Frosio per la loro disponibilità ed il sostegno fornito per questo lavoro laurea.

Ringrazio i miei genitori per il sostegno morale ed economico che mi hanno permesso di arrivare a questo traguardo.

Un doveroso grazie a tutte le persone che mi vogliono bene.

“Non si impara nulla da una lezione senza provare dolore, proprio come non puoi guadagnare senza sacrificare qualcosa in cambio.

Ma, quando superi il dolore e impari la lezione, ottieni in cambio un infallibile ed insostituibile cuore d'acciaio”

Full Metal Alchemist.

INDICE

INDICE	3
INDICE DELLE FIGURE	6
INDICE DELLE TABELLE	10
PREFAZIONE	12
CAPITOLO 1 – IL PANORAMA ENERGETICO	16
1.1 Sviluppo sostenibile ed inquinamento.	16
1.2 Obiettivi comunitari per il futuro.	22
1.3 La situazione energetica in Italia.	25
CAPITOLO 2 – SMALL HYDRO POWER (SHP)	36
2.1 Concetti relativi alla mini-idraulica.	36
2.1.1 Classificazione degli impianti SHP.	37
2.1.2 Applicazioni e caratteristiche principali degli impianti SHP.	40
2.1.3 Vantaggi e svantaggi degli impianti SHP.	43
2.2. Impianti SHP a velocità variabile.	45
2.2.1 Principi di funzionamento delle turbine a velocità variabile VSO.	47
2.2.2 Caratteristiche principale di impianti SHP a velocità variabile.	50
2.2.3 Vantaggi degli impianti SHP con turbine VSO.	53
2.3 Aspetti economici di un impianto SHP.	55
2.3.1 Progetti ed associazioni europee per il finanziamento.	55
2.3.2 Incentivi erogati dal Gestore dei Servizi Energetici (GSE).	56
2.3.3 Analisi economica di un investimento.	57
2.4 Principali associazioni per lo sviluppo della mini-idraulica.	59

CAPITOLO 3 – TECNICHE DI CONTROLLO E MODELLI	61
3.1 Considerazioni generali sulle tecniche di controllo.	61
3.2 Modellazione della turbina e parametri adimensionali.	64
3.3 Swing equation.	82
3.4 Descrizione del regolatore PID.	86
3.5 Tecniche di controllo.	89
3.5.1 Perturba ed osserva (P&O).	90
3.5.2 MEPT Distanza Minima (MDM).	103
3.5.2.1 MEPT Distanza Minima coppia φ e ψ	105
3.5.2.2 MEPT Distanza Minima coppia V_s e n_s .	109
3.5.3 MEPT Ottimo (MO).	113
3.5.4 Modelli Ridotti (MR).	117
3.5.5 Modelli Ridotti Ottimizzati (MRO).	124
3.6 Considerazioni finali sui controlli sviluppati.	132
 CAPITOLO 4 – ANALISI DEGLI ALGORITMI	 135
4.1 Analisi delle tecniche in condizioni statiche e variabili.	135
 CAPITOLO 5 – ANALISI DI UN CASO REALE	 141
5.1 Descrizione del sito del Bucaccio Alto.	141
5.1.1 Caratteristiche del sito ed energia ideale annua.	141
5.2 Descrizione della turbina idraulica.	146
5.3 Impianto SHP a velocità fissa e costi di investimento.	153
5.4 Impianto SHP a velocità variabile e costi di investimento.	154
5.5 Energia annua producibile (AEP) e rendimento energetico annuo (LCE).	157

CAPITOLO 6 – ANALISI ECONOMICA DEGLI IMPIANTI	165
6.1 Confronto del VAN e del PAYBACK	165
6.1.1 Determinazione degli incentivi erogati dal GSE	166
6.1.2 Calcolo del VAN e del Payback time	168
6.2 Commenti	170
CONCLUSIONI	172
BIBLIOGRAFIA	174

ELENCO DELLE FIGURE

Fig. 1.1 – Ripartizione emissioni gas serra per settore.

Fig. 1.2 – Consumo interno lordo e totali impieghi.

Fig. 1.3 – Consumo interno lordo per fonte energetica.

Fig. 1.4 – Totali impieghi per fonte energetica.

Fig. 1.5 – Produzione di energia elettrica dalle varie fonti.

Fig. 1.6 – Totali impieghi per settore.

Fig. 2.1 – Esempio di recupero di siti dismessi ed integrazione ambientale.

Fig. 2.2 – Esempio impianti SHP su canali.

Fig. 2.3 – Esempi costruttivi di turbine.

Fig. 2.4 – Esempio di curva caratteristica tracciata con salto e velocità costanti.
Rendimento/potenza in funzione della portata.

Fig. 2.5 – Triangoli di velocità di una turbina.

Fig. 2.6 – Triangoli di velocità per sistema di riferimento (A), sistema a doppia regolazione (B), sistema a geometria fissa VSO.

Fig. 2.7 – Esempio di schema di impianto SHP con VSO.

Fig. 2.8 – Confronto dei costi dei vari tipi della turbina.

Fig. 3.1 – Modello completo generico.

Fig. 3.2 – Conversione della potenza meccanica in elettrica.

Fig. 3.3 – Modello della turbina in funzione di portata e salto.

Fig. 3.4 – Esempio di curva caratteristica tracciata con salto e velocità costanti.
Rendimento/potenza in funzione della portata.

Fig. 3.5 – Modello della turbina in funzione dei parametri adimensionali.

Fig. 3.6 – Esempio di calcolo dei parametri ottimi.

Fig. 3.7 – Principio di funzionamento della turbina.

Fig. 3.8 – Blocco turbina con relativi ingressi ed uscite.

- Fig. 3.9 – Modello completo della turbina.
- Fig. 3.10 – Calcolo dei parametri φ e ψ e determinazione del rendimento.
- Fig. 3.11 - Lookup table 2D.
- Fig. 3.12 – Esempio andamento grafico 3D del rendimento in funzione di φ e ψ .
- Fig. 3.13 – Calcolo potenza ideale P_{id} della vena fluida.
- Fig. 3.14 – Calcolo potenza P_m e relativa coppia T_m .
- Fig. 3.15 – Rappresentazione singolo stadio della turbina.
- Fig. 3.16 – Calcolo momento di inerzia della turbina.
- Fig. 3.17 – Determinazione della velocità di rotazione.
- Fig. 3.18 – Blocco Swing equation con relativi ingressi ed uscite.
- Fig. 3.19 – Modello della Swing equation.
- Fig. 3.20 – Principio di funzionamento del regolatore PID.
- Fig. 3.21 – Confronto delle varie tecniche di regolazione.
- Fig. 3.22 – Regolatore PID.
- Fig. 3.23 – Principio di funzionamento del P&O.
- Fig. 3.24 – Blocco del P&O con relativi ingressi ed uscite.
- Fig. 3.25 – Modello completo del controllo P&O.
- Fig. 3.26 – Misura e confronto dei segnali di interesse.
- Fig. 3.27 – Campionamento e memorizzazione dei segnali.
- Fig. 3.28 – Combinazione delle possibili risposte del sistema.
- Fig. 3.29 – Incremento e decremento della velocità n .
- Fig. 3.30 – Struttura interna dei blocchi Triggered Subsystem.
- Fig. 3.31 – Selezione della velocità di riferimento corretta.
- Fig. 3.32 – Blocco del MEPT Distanza Minima con relativi ingressi ed uscite.
- Fig. 3.33 – Modello MEPT distanza minima coppia φ e ψ .
- Fig. 3.34 – Lookup table per il calcolo della velocità.
- Fig. 3.35 – Andamento grafico 3D della velocità in funzione di portata e salto.

- Fig. 3.36 – Esempio diagramma collinare del rendimento della turbina in funzione dei parametri φ e ψ .
- Fig. 3.37 – Principio di funzionamento del MEPT Ottimo.
- Fig. 3.38 – Blocco del MEPT Ottimo con relativi ingressi ed uscite.
- Fig. 3.39 – Modello del MEPT Ottimo.
- Fig. 3.40 – Blocco del Modello Ridotto con ingressi ed uscite.
- Fig. 3.41 – Modello Ridotto con ψ .
- Fig. 3.42 – Modello Ridotto con n_s .
- Fig. 3.43 – Modello Ridotto con n_{sott} .
- Fig. 3.44 – Modello Ridotto con φ_{ott} e D_{sott} .
- Fig. 3.45 – Blocco del Modello Ridotto con φ_{ott} e V_s .
- Fig. 3.46 – Modello Ridotto con ω_{sott} e φ_{ott} .
- Fig. 3.47 – Modello Ridotto con ω_{sott} e D_{sott} .
- Fig. 3.48 – Modello Ridotto con ω_s combinato con V_s .
- Fig. 3.49 – Principio di funzionamento dei Modelli Ridotti Ottimizzati
- Fig. 3.50 – Blocco del Modello Ridotto Ottimizzato con relativi ingressi ed uscite.
- Fig. 3.51 – Modello completo parte prima.
- Fig. 3.52 – Modello completo parte seconda.
- Fig. 3.53 – Incremento (decremento) della velocità e calcolo del rendimento.
- Fig. 3.54 – Determinazione del rendimento associato alla n_{rif} base.
- Fig. 3.55 – Determinazione del rendimento migliore e della n_{rif} .
- Fig. 4.1 – Confronto dei rendimenti delle varie tecniche.
- Fig. 4.2 – Confronto delle velocità delle varie tecniche.
- Fig. 4.3 – Variazione di portata.
- Fig. 4.4 – Variazione di salto.
- Fig. 4.5 – Confronto dei rendimenti delle varie tecniche.
- Fig. 4.6 – Confronto delle velocità delle varie tecniche.

Fig. 5.1 – Salto in funzione della portata.

Fig. 5.2 – Potenza della vena fluida.

Fig. 5.3 – Distribuzione della frequenza annua delle portate.

Fig. 5.4 – Esempio di turbina MAS.

Fig. 5.5 – Curve caratteristiche e parametri adimensionali ottimi.

Fig. 5.6 – Rendimento in funzione di φ e ψ del modello della famiglia MAS 3.

Fig. 5.7 – Andamento dei rendimenti per le varie tecniche.

Fig. 5.8 – Andamento della velocità della turbina per le varie tecniche.

ELENCO DELLE TABELLE

Tab 1.1- Sintesi BEN anno 2013/2012.

Tab 1.2 - Variazione percentuale BEN anno 2013/2012.

Tab. 3.1 – Calcolo dei parametri adimensionali.

Tab. 3.2 – Matrice Lookup table generica.

Tab. 3.3 – Matrice Lookup table parametri φ e ψ .

Tab. 3.4 – Tabella verità e relativo significato.

Tab. 3.5 – Logica di controllo.

Tab. 5.1 – Riepilogo dati sito Bucaccio Alto.

Tab. 5.2 – Dati utilizzati per il dimensionamento dell'impianto SHP.

Tab. 5.3 – Caratteristiche principali della serie MAS.

Tab. 5.4 – Caratteristiche principali del modello MASV – 3/3/72kW.

Tab. 5.5 – Rendimenti e parametri adimensionali.

Tab. 5.6 – Riepilogo costi velocità fissa.

Tab. 5.7 – Riepilogo costi velocità variabile.

Tab.5.8 – Dati Generatore Sincrono.

Tab.5.9 – Dati Quadro di Conversione.

Tab.5.10 – Dati Trasformatore.

Tab.5.11 – Dati usati per la simulazione.

Tab.5.12 – Riepilogo rendimenti LCE ed energia AEP producibile.

Tab.5.13 – Energia annuale producibile.

Tab. 6.1 – Valori AEP dell'impianto.

Tab. 6.2 – Valori AEP per il calcolo degli indici finanziari.

Tab. 6.3 – Riepilogo costi e tariffe incentivanti.

Tab. 6.4 – Riepilogo costi e tariffe incentivanti.

PREFAZIONE

“Non ereditiamo la terra dai nostri antenati, la prendiamo in prestito dai nostri figli”.

(Proverbio del popolo navajo).

Attraverso i secoli le scoperte scientifiche e le innovazioni tecnologiche hanno permesso all'umanità di progredire in ogni settore, grazie all'ingegno, alla passione ed alla dedizione che uomini e donne hanno messo a disposizione della ricerca scientifica e della tecnica. Un ruolo fondamentale, nello sviluppo della società, l'ha rivestito l'energia elettrica, una fonte energetica di alto livello e dall'uso flessibile, adattabile facilmente a tutte le attività umane. Grazie alla disponibilità di energia elettrica si è potuta realizzare una nuova rivoluzione industriale che ha permesso un ulteriore progresso tecnologico. I vantaggi dell'energia elettrica hanno fatto sì che essa penetrasse nella vita quotidiana in maniera sempre più profonda, andando a soppiantare altre forme di energia meno pregiate. Nel corso del tempo la dipendenza dall'energia elettrica è diventata sempre più incisiva, fino ad arrivare ai giorni nostri, in cui la maggior parte delle attività umane non potrebbero esistere o sarebbero ampiamente limitate senza la disponibilità di questo tipo di energia.

L'uso massiccio dell'energia elettrica ha portato ad una serie di problemi connessi all'inquinamento associato con la sua produzione. I livelli di inquinamento raggiunti a causa delle attività umane in generale, ed alla produzione di energia elettrica in particolare, sono critici fino a diventar pericolosi. La ripercussione sulla salute umana e sull'ambiente di tale inquinamento ha portato alla nascita di numerosi protocolli atti ad imporre ai paesi che vi hanno aderito, da una parte la limitazione delle emissioni di agenti inquinanti derivanti dall'uso di combustibili fossili e dall'altro l'aumento della produzione di energia da fonti rinnovabili. Nasce la consapevolezza e si riconosce la necessità intrinseca di uno sviluppo energetico sostenibile: attuare una produzione di energia elettrica pulita, senza inquinare o comunque limitando le emissioni di sostanze nocive è un passo importante in questa direzione.

La richiesta di energia elettrica è in costante aumento a causa della massiccia industrializzazione, specie nei paesi in via di sviluppo. Il fabbisogno di energia elettrica inizialmente è stato coperto dall'uso di risorse naturali non rinnovabili, principalmente i combustibili fossili e nucleari. La loro limitata presenza in natura si sta esaurendo a causa del loro largo impiego ed inoltre l'estrazione e la conversione di queste materie prime per la generazione di energia elettrica ha contribuito all'aumento delle emissioni inquinanti. La crescente loro minor reperibilità ha portato anche ad un aumento del loro costo con

conseguente aumento del costo della produzione di energia elettrica. Le risorse non rinnovabili sono destinate ad esaurirsi e quindi si ha la necessità di trovare altre fonti primarie per la generazione di energia elettrica.

Per produrre energia elettrica in modo sostenibile si sono cercati metodi di produzione, basati sull'impiego di risorse rinnovabili e pulite, in grado di generare energia senza emissione di sostanze pericolose.

Un ruolo importante è stato rivestito dall'acqua che attraverso impianti idroelettrici tradizionali ha messo a disposizione una forma di energia pulita ed economicamente competitiva con le fonti convenzionali, con la possibilità di realizzare impianti di diverse tipologie e taglie. Gli impianti tradizionali sono legati fortemente alle condizioni idrogeologiche disponibili e a volte richiedono massicci interventi di modifica del territorio, con la costruzione di imponenti opere civili ed il conseguente aumento dei costi dell'investimento. Per impianti tradizionali si intendono impianti che impiegano turbine idrauliche a velocità fissa con geometria fissa o variabile. Nei paesi industrializzati inoltre i siti economicamente convenienti per la realizzazione di tali impianti sono già stati utilizzati negli anni passati, cosicché si constata una progressiva riduzione della crescita dell'idroelettrico. Esistono ancora in realtà siti in grado di ospitare impianti idroelettrici, ma a causa delle loro caratteristiche non rendono l'investimento conveniente economicamente e pertanto difficilmente vengono sviluppati.

Le altre fonti rinnovabili, dal solare all'eolico passando per le biomasse fino ad arrivare all'energia geotermica ed all'energia marina (ovvero l'energia prodotta da mari ed oceani tramite il loro moto ondoso o le escursioni di livello delle maree), sono una valida alternativa all'uso dei combustibili fossili, ma presentano difetti legati alla loro natura discontinua o sono tecnologie ancora in fase di sviluppo che non presentano la maturità tecnologica della fonte idroelettrica.

La produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili in Italia attualmente fornisce un contributo non irrilevante, tra il 15 ed il 19% del totale, ma tuttora marginale alla produzione nazionale che, oltre ad essere in grado di soddisfare la domanda deve essere diversificata in termini di mix energetico. Affidare la produzione prevalentemente ad una fonte non è sicuro: se per qualsiasi motivo tale fonte non fosse più disponibile la produzione sarebbe messa in pericolo.

In definitiva per uno sviluppo sostenibile la domanda di energia elettrica deve essere soddisfatta secondo i seguenti criteri:

- aumento della produzione con la costruzione di nuovi impianti agevolando l'uso delle energie rinnovabili e diversificando la produzione, così diminuendo la dipendenza dai combustibili fossili;

- diminuzione degli sprechi attraverso una riduzione dei consumi ed il miglioramento dell'efficienza energetica dei sistemi che producono ed utilizzano l'energia elettrica, come per esempio il *repowering* di vecchie centrali;
- utilizzo di risorse già disponibili, ma non economicamente convenienti attraverso l'uso di nuove tecnologie o introducendo miglioramenti in tecniche già consolidate in modo da rendere conveniente il loro utilizzo.

È in quest'ottica che nasce la mini-idraulica. Mini-idraulica è il termine con cui la *UNIDO* (*United Nations Industrial Development Organization*) indica le centrali idroelettriche di potenza inferiore ai 10 MW [1]. Gli impianti idroelettrici tradizionali sono stati i primi impianti in grado di produrre energia elettrica in modo pulito. Negli anni la tecnologia è diventata sempre più matura raggiungendo alti valori di efficienza e di affidabilità. Tuttavia per impianti di grandi e medie dimensioni si è raggiunto un limite, in quanto i siti disponibili sono già stati utilizzati, soprattutto nei paesi sviluppati. Gli impianti di piccole dimensioni spesso non vengono nemmeno presi in considerazione perché il costo dell'investimento, impiegando la tecnologia tradizionale, non sarebbe conveniente. Grazie a nuovi accorgimenti tecnologici, la mini-idraulica rende economico l'uso di risorse idriche che prima non lo erano. Si possono dunque valorizzare impianti con piccole portate e salti variabili che l'idroelettrico tradizionale non prenderebbe nemmeno in considerazione. Uno di questi accorgimenti è l'uso delle turbine *VSO* (*Variable Speed Operation*) comandate da tecniche di controllo che determinano la velocità di rotazione migliore al fine di ottenere un miglior rendimento della macchina a fronte delle condizioni idrauliche in ingresso. Potendo variare la velocità di rotazione della turbina si può mantenere il suo rendimento ad un valore sicuramente più alto rispetto alla velocità fissa, producendo maggiore energia. Per poter impiegare l'energia così prodotta, il segnale in uscita dal generatore deve essere trattato tramite un sistema di conversione statica che si occupa di regolarne l'ampiezza e la frequenza. Negli impianti in cui si hanno condizioni idrauliche profondamente variabili, l'uso di turbine a velocità fissa comporterebbe un rendimento inferiore e ridurrebbe i margini di economicità dell'impianto.

Lo scopo di questa tesi di laurea specialistica è di implementare nuove tecniche di controllo della turbina. Il presente lavoro continua un precedente lavoro di tesi in cui si è sviluppato il modello della turbina ed il modello di alcuni controlli, le tecniche di controllo sono state applicate ad un caso reale per dimostrare come la velocità variabile permetta di ottenere una producibilità energetica ed un investimento migliore rispetto alla velocità fissa e si sono stabiliti pregi e difetti delle varie tecniche. I risultati ottenuti in quella tesi sono stati il punto di partenza di questo nuovo lavoro, che riprende le tecniche viste, per svilupparne di nuove effettuando un confronto-tecnico economico per paragonare le nuove tecniche sviluppate con le precedenti per un caso reale.

Nelle valutazioni della presente tesi, si è deciso di prendere in considerazione il sito usato nella tesi precedente. Si usa lo studio di fattibilità di una centrale presso il serbatoio del

Bucaccio Alto nel comune di Perugia e collocata sulle condotte in arrivo dal serbatoio del Frontone. L'applicazione in esame è molto particolare in quanto si parla della possibilità di realizzare una centrale da inserire nell'acquedotto al fine di effettuare un controllo di pressione non più tramite una valvola dissipatrice Clayton, ma appunto attraverso una piccola centrale idroelettrica. La pressione in arrivo in questo punto deve essere diminuita e regolata per garantire l'erogazione della risorsa idrica in condizioni di sicurezza per l'impianto di approvvigionamento idrico a valle. Usando una valvola dissipatrice la pressione verrebbe diminuita dissipando l'energia in eccesso tramite calore. L'energia termica prodotta andrebbe completamente persa. Installando una mini centrale invece si otterrebbe oltre alla regolazione di pressione anche la produzione di energia elettrica. Grazie all'uso di turbine VSO ed alle tecniche di controllo un simile impianto ottimizza la produzione di energia, ottimizzando al contempo i ricavi dalla sua vendita.

I risultati del presente lavoro di tesi hanno confermato per talune situazioni molto ricorrenti le migliori prestazioni delle turbine a velocità variabile rispetto a quelle a velocità fissa. Tali migliori prestazioni possono contribuire ad un più agevole adempimento dei protocolli ambientali per realizzare uno sviluppo sostenibile e ridurre l'inquinamento.

Bruno Deleidi.

CAPITOLO 1 – IL PANORAMA ENERGETICO

1.1 Sviluppo sostenibile ed inquinamento.

Secondo la definizione proposta nel rapporto “*Our Common Future*” pubblicato nel 1987 dalla Commissione mondiale per l’ambiente e lo sviluppo (*Commissione Brundtland*) del Programma delle Nazioni Unite per l’ambiente, per *sviluppo sostenibile* si intende uno sviluppo in grado di assicurare il soddisfacimento dei bisogni della generazione presente senza compromettere la possibilità delle generazioni future di realizzare i propri. Il concetto di sostenibilità, in questa accezione, viene collegato alla compatibilità tra sviluppo delle attività economiche e salvaguardia dell’ambiente. La possibilità di assicurare la soddisfazione dei bisogni essenziali comporta, dunque, la realizzazione di uno sviluppo economico che abbia come finalità principale il rispetto dell’ambiente, ma che allo stesso tempo veda anche i paesi più ricchi adottare processi produttivi e stili di vita compatibili con la capacità della biosfera di assorbire gli effetti delle attività umane e i paesi in via di sviluppo crescere in termini demografici ed economici a ritmi compatibili con l’ecosistema [3].

Lo sviluppo sostenibile si basa dunque su due concetti primari:

- minimizzare il consumo delle risorse naturali esauribili;
- ridurre il livello di inquinamento.

Le risorse esauribili, a causa del loro massiccio utilizzo attuale, sono destinate a scomparire in futuro. Nasce la necessità di coprire il fabbisogno energetico con fonti rinnovabili da considerarsi inesauribili vista la loro natura. Il risparmio energetico e l’aumento dell’efficienza dei sistemi legati all’energia sono strumenti indispensabili. Ridurre gli sprechi ed impiegare l’energia in modo consapevole contribuirebbe a migliorare la situazione.

Oltre al problema di soddisfare il fabbisogno energetico vi è quello di diminuire le emissioni di inquinanti. Ancora una volta, la produzione di energia tramite fonti rinnovabili permetterebbe di ridurre gli agenti inquinanti e di migliorare la qualità della vita.

I livelli di inquinamento raggiunti attualmente sono pericolosi e se non ci sarà un’inversione di tendenza, sulla base degli attuali modelli predittivi, provocheranno danni

irreversibili al pianeta ed all'umanità stessa. L'inquinamento è un'alterazione dell'ambiente, naturale o antropico, e può essere parimenti di origine antropica o naturale. Esso produce disagi temporanei, patologie o danni permanenti per la vita in una data area, e può porre la zona in squilibrio con i cicli naturali esistenti. L'alterazione può essere di svariata origine, chimica o fisica [4].

L'inquinamento dell'aria, che condiziona pesantemente l'inquinamento delle acque e del suolo, deriva in larga misura, dalle sostanze usate nelle macchine impiegate dall'uomo per convertire energia [2].

Gli inquinanti si suddividono in primari e secondari. Per inquinanti primari si intendono quegli inquinanti che vengono emessi direttamente in atmosfera, cioè non subiscono altre modifiche una volta emessi, la loro immissione nell'ambiente deriva dal rilascio di sostanze o particelle prodotte direttamente dalla fonte; il monossido di carbonio è un esempio di inquinante primario, perché è un sottoprodotto della combustione, e lo sono anche le polveri che si sviluppano da eventi naturali. Per inquinanti secondari invece si intendono tutti gli inquinanti che si formano in atmosfera tramite delle reazioni chimiche tra le varie sostanze ivi presenti (queste sostanze possono essere inquinanti primari oppure no); la formazione di ozono nello smog è un esempio di inquinante secondario [4].

La produzione attuale di energia elettrica fa largo uso della combustione. Essa viene ampiamente utilizzata dall'uomo perché è il processo che consente di ricavare l'energia utilizzata da molti tipi di macchine, basti pensare alle turbine delle centrali a gas e a vapore o molto più semplicemente al motore delle automobili. Nella combustione dei combustibili fossili si formano cinque classi di inquinanti primari [5]:

- ossidi di azoto;
- ossidi di carbonio;
- composti organici volatili;
- particolati;
- ossidi di zolfo.

Queste sostanze hanno effetti negativi sia sulla salute umana sia sull'ambiente circostante.

Particolare rilevanza hanno i cosiddetti gas serra come il biossido di carbonio, l'ossido di azoto, il metano e gli alocarburi.

I principali effetti sulla salute umana sono riscontrabili in:

- problemi all'apparato respiratorio;
- problemi all'apparato cardiovascolare;
- problemi all'apparato urinario;
- problemi al sistema nervoso;
- problemi al sistema immunitario;
- insorgenza di neoplasie e patologie collegate;
- alterazione del *DNA* nei nascituri.

L'aumento della concentrazione delle sostanze inquinanti ha portato negli ultimi decenni ad un forte aumento delle patologie appena descritte. Molteplici studi hanno confermato il legame tra l'aumento dell'incidenza di queste patologie e l'inquinamento. L'*OMS* (*Organizzazione Mondiale della Sanità*) nel rapporto pubblicato il 25 marzo 2014 ha stimato che 7 milioni di persone sono decedute nel 2012 per cause riconducibili all'inquinamento [6].

Gli effetti sull'ambiente invece sono legati principalmente a:

- effetto serra;
- piogge acide;
- smog fotochimico.

Il riscaldamento globale sembrerebbe una delle prime conseguenze ambientali dovute all'effetto serra che ha provocato l'innalzamento della temperatura terrestre, contribuendo ad una mutazione dell'ecosistema mondiale. La degradazione degli ecosistemi ha portato ad una riduzione della biodiversità. Oltre che per cause naturali molte specie sono infatti scomparse proprio a causa dell'inquinamento. Ulteriori conseguenze sono rappresentate dal declino del patrimonio forestale ed agricolo, dai danni subiti dalle strutture metalliche, dalle opere civili ed artistiche.

L'effetto serra è un fenomeno atmosferico climatico che indica la capacità di un pianeta di trattenere nell'atmosfera parte dell'energia solare proveniente dal Sole. Esso fa parte dunque dei complessi meccanismi di regolazione dell'equilibrio termico di un pianeta (o satellite) e agisce attraverso la presenza in atmosfera di alcuni gas, detti appunto gas serra, che hanno come effetto globale quello di mitigare la temperatura dell'atmosfera terrestre isolandola parzialmente dai grandi sbalzi o escursioni termiche a cui sarebbe soggetto il

pianeta in loro assenza [4]. Nel caso del pianeta Terra, l'aumento della concentrazione di questi gas nell'atmosfera comporta un aumento della temperatura globale del pianeta con gravi alterazioni climatiche che hanno un impatto negativo sulla vita terrestre.

In Italia le emissioni di gas serra sono riconducibili principalmente alla generazione elettrica ed al settore dei trasporti, attività che fanno largo uso dei combustibili fossili [7].

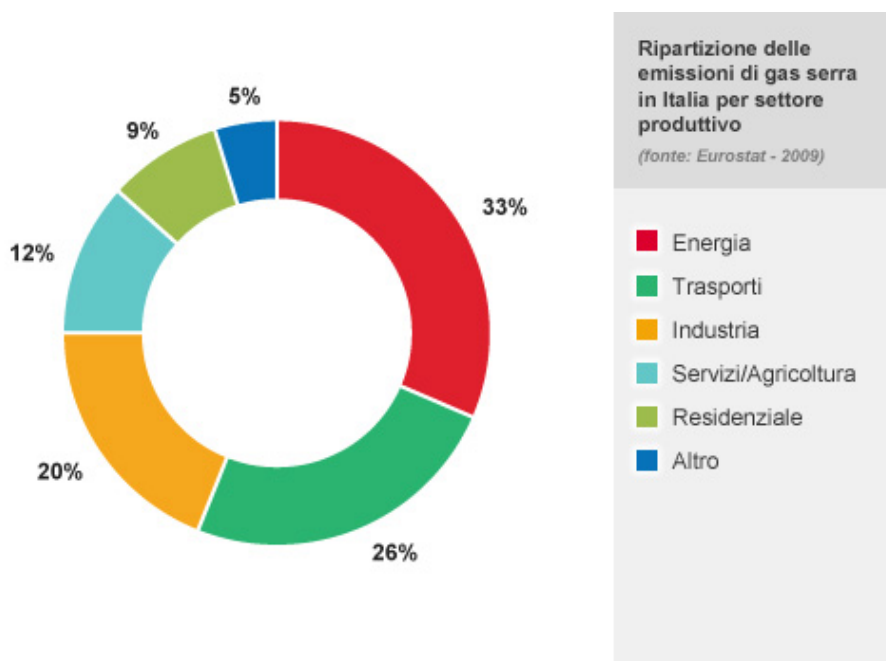


Fig. 1.1 – Ripartizione emissioni gas serra per settore.

La produzione di energia elettrica tramite combustibili fossili ha un ruolo importante nel panorama energetico della nazione. Nel prossimo paragrafo si vedrà infatti come essa sia basata sostanzialmente su centrali termoelettriche. Anche il settore dei trasporti contribuisce in modo marcato alle emissioni. Il traffico su strada con l'uso di motori termici tradizionali rappresenta la principale fonte di inquinamento del settore.

Con l'aumento del livello globale di industrializzazione specialmente nei paesi in via di sviluppo, dove la crescita industriale è avvenuta in modo aggressivo per sopperire ai nuovi bisogni, la situazione è peggiorata raggiungendo nuovi picchi nelle concentrazioni di sostanze nocive nell'ambiente. Fortunatamente già negli anni '70 si è presa consapevolezza del problema e diverse nazioni hanno iniziato una collaborazione al fine di mettere in atto una serie di procedure per diminuire il livello dell'inquinamento attraverso una riduzione delle emissioni nocive.

Grazie a conferenze mondiali incentrate su ambiente e sviluppo si è giunti alla ratifica di vari protocolli anti-inquinamento stilando una *road map* per stabilire gli obiettivi e le azioni future da intraprendere.

Le tappe fondamentali per lo sviluppo sostenibile e i protocolli principali sono riassunti di seguito.

- 1972 Stoccolma - Conferenza ONU sull’Ambiente Umano.
- 1980 Strategia Mondiale per la Conservazione *IUCN, International Union for Conservation of Nature*.
- 1983 Commissione Mondiale su Sviluppo e Ambiente, istituita dall’ONU e presieduta da Gro Harlem Brundtland.
- 1987 Rapporto Brundtland, *il futuro di tutti noi*.
- 1992 Rio de Janeiro - Conferenza ONU su Ambiente e Sviluppo.
- 1993 Italia - Piano Nazionale per lo Sviluppo Sostenibile.
- 1994 Aalborg - 1° Conferenza Europea sulle Città sostenibili.
- 1996 Lisbona - 2° Conferenza Europea sulle città sostenibili.
- 1997 Sottoscrizione del Protocollo di Kyoto.
- 1999 Italia, Conferenza di Ferrara: istituzione del Coordinamento
- 2000 Hannover - 3° Conferenza Europea sulle Città sostenibili.
- 2001 VI Piano d’Azione ambientale UE 2002/2010, *Ambiente 2010: il nostro futuro, la nostra scelta*.
- 2002 Johannesburg – Vertice Mondiale sullo Sviluppo Sostenibile, *Dalle nostre origini al futuro*.
- 2004 Aalborg - 4° Conferenza Europea sulle Città sostenibili.
- 2005 Entrata in vigore del protocollo di Kyoto.
- 2009 Adozione del piano 20-20-20 successivo al protocollo di Kyoto.
- 2012 Termine del protocollo di Kyoto (fine 2012).

- 2013 Entrata in vigore del piano 20-20-20 (inizio 2013).

Al termine dell'anno 2012 il protocollo di Kyoto ha cessato la sua validità, sostituito dal suo successore, il Piano 20-20-20, entrato in vigore nel gennaio 2013 e valido fino al 2020.

L'impegno per la prosecuzione oltre il 2012 delle misure previste dal protocollo di Kyoto è stato assunto solamente da un gruppo di Paesi (tra i quali figurano i paesi membri dell'Unione Europea, Australia, Svizzera e Norvegia), che contribuiscono appena al 15% circa delle emissioni globali di gas serra. I paesi che non hanno aderito al nuovo protocollo hanno invece lanciato, a partire dal 1° gennaio 2013, un percorso finalizzato al raggiungimento, entro il 2015, di un nuovo accordo che dovrà entrare in vigore nel 2020.

Il piano 20-20-20 è articolato in sei punti [8]:

- Revisione dell' *European Union Emission Trading Scheme*, il sistema che prevede lo scambio delle quote di emissione di gas ad effetto serra. Nel 2013 è stato introdotto un sistema comunitario di aste per l'acquisizione delle quote di emissione, i cui introiti andranno a finanziare misure di riduzione delle emissioni e di adattamento al cambiamento climatico.
- Ripartizione degli sforzi per diminuire l'inquinamento, una proposta che mira a ridurre del 10% le emissioni di gas serra prodotte in settori esclusi dal sistema di scambio delle quote, come il trasporto (per l'Italia è il 13%).
- Promozione del meccanismo del *Carbon Capture and Storage*: una delle possibili modalità di cattura e stoccaggio ecosostenibile del biossido di carbonio (CO_2) in serbatoi geologici sotterranei.
- Approvazione di una direttiva che stabilisce obiettivi nazionali obbligatori per garantire che, entro il 2020, una media del 20% (il 17% per l'Italia) del consumo di energia dell'Unione Europea provenga da fonti rinnovabili. La direttiva fissa inoltre al 10% la quota di energia "verde" nei trasporti e criteri di sostenibilità ambientale per i biocarburanti.
- Approvazione di un regolamento che fissa, a partire dal 2012, il livello medio di emissione di CO_2 delle auto nuove a 130 g CO_2 /km, da ottenere con miglioramenti tecnologici dei motori ed il maggior ricorso ai biocarburanti. Ulteriori riduzioni dovranno abbassare il limite di emissione a 95 g CO_2 /km, "multando" i trasgressori e "agevolando" i costruttori che impiegano tecnologie innovative.

- Riduzione, per ragioni di tutela della salute e dell'ambiente, del 6% delle emissioni di gas ad effetto serra prodotte durante il ciclo di vita dei combustibili, ricorrendo all'utilizzo dei biocarburanti o carburanti a più basso tenore di zolfo.

Un ruolo importante sarà dunque rivestito dalle fonti rinnovabili di energia e dall'aumento dell'efficienza dei sistemi energetici.

La sottoscrizione di questi obiettivi ha un forte impatto sulla politica energetica dei paesi che vi aderiscono, indirizzando l'uso verso alcune fonti energetiche piuttosto che altre. L'obiettivo è la progressiva riduzione della dipendenza energetica dai combustibili fossili, fonti esauribili e fortemente inquinanti.

Grazie ai protocolli si è avuto un forte impulso nella ricerca riguardante le fonti rinnovabili ed i possibili metodi di produzione dell'energia elettrica. Gli incentivi economici resi disponibili dalle autorità nazionali e comunitarie hanno permesso negli ultimi anni uno sviluppo di nuovi metodi per la produzione di energia elettrica, dando a sua volta un nuovo impulso alla ricerca tecnico-scientifica. Nel prossimo paragrafo si vedrà come l'energia prodotta da fonti rinnovabili abbia subito un deciso incremento negli ultimi anni.

Le decisioni sulle scelte energetiche prese da ogni paese hanno profonde ripercussioni sia a livello tecnico-scientifico che sociale-ambientale. Per capire l'evoluzione tecnologica di un paese, lo studio della sua situazione energetica è imprescindibile. Analizzare il bilancio energetico ed il suo andamento nel corso degli anni passati è indispensabile per le previsioni future.

1.2 Obiettivi comunitari per il futuro.

Attualmente l'Europa deve importare oltre la metà dell'energia necessaria perché ha poche riserve energetiche e deve accettare il prezzo stabilito dai mercati mondiali o anche dai singoli paesi fornitori. Un modo per ridurre drasticamente la fattura energetica consiste dunque nel ridurre i consumi [13].

L'efficienza energetica è perciò uno degli obiettivi fondamentali dell'*UE* per il 2020. I leader europei hanno deciso che entro il 2020 è necessario ridurre il consumo di energia del 20% rispetto ai livelli del 1990. Un taglio così netto equivale a disattivare 400 centrali elettriche di grandi dimensioni. Per realizzare questo obiettivo, l'Unione Europea deve esortare i paesi membri a ridurre gli sprechi di energia nelle apparecchiature elettriche, nell'industria e nei trasporti. Anche l'edilizia è un settore chiave, se si considera che rappresenta il 40% dei consumi energetici e il 36% dei gas serra prodotti nell'*UE*, l'80% dei quali sono da attribuire al riscaldamento [13].

La direttiva sull'efficienza energetica, adottata nel 2012, aiuterà l'UE a realizzare questi obiettivi e a cogliere tutte le opportunità nel settore. È una normativa trasversale che introduce misure che interessano i principali settori economici, per es. nuovi obiettivi e audit energetici, obiettivi in fatto di recupero del calore ed efficienza energetica. Nel 2014 la Commissione europea valuterà se l'UE è sulla strada giusta per conseguire l'obiettivo del 20 % e suggerirà ulteriori misure per il futuro [13].

Tutti i paesi dell'UE hanno dovuto definire obiettivi indicativi nazionali di efficienza energetica per il 2020 e preparare progetti indicando in che modo intendono realizzarli. Considerando il difficile clima economico, l'UE deve accelerare il ritmo per favorire gli investimenti e le azioni concrete nel settore dell'efficienza energetica. Pur essendo redditizi e ammortizzabili in tempi rapidi, essi implicano infatti un esborso anticipato. Con il suo bilancio e le sue istituzioni finanziarie, l'UE può aiutare i paesi membri a finanziare i rispettivi piani per l'efficienza energetica. Nel periodo 2014-2020 metterà a disposizione fondi ingenti per finanziare l'efficienza energetica: solo i fondi strutturali stanzieranno 23 miliardi di euro. Inoltre, l'efficienza energetica sta diventando un settore di primo piano per la ricerca e l'innovazione nel contesto del nuovo programma *Orizzonte 2020* [13].

La politica dell'UE in materia di energia punta a un approvvigionamento energetico sicuro, garantito e sostenibile a prezzi accessibili.

La strategia si fonda sugli obiettivi "20-20-20" che l'UE si propone di realizzare in ambito europeo entro il 2020:

- 20% di riduzione delle emissioni di gas a effetto serra rispetto ai livelli del 1990;
- 20% dell'energia consumata proveniente da fonti rinnovabili;
- 20% di miglioramento delle prestazioni energetiche.

I leader europei hanno inoltre proposto di ridurre del 30% le emissioni di gas serra dell'UE se altri grandi produttori di emissioni, sia tra i paesi sviluppati che tra quelli in via di sviluppo, si impegneranno a fare la loro parte. L'obiettivo a lungo termine è ridurre le emissioni di gas serra dell'80-95% rispetto ai livelli del 1990 entro il 2050, assicurando al tempo stesso l'approvvigionamento e la competitività.

È per questo che attualmente i leader dell'UE stanno attuando un quadro strategico solido e prevedibile per la politica in materia di energia e clima, da estendere oltre il 2020, che fornirà sicurezza agli investitori, promuoverà le tecnologie a basse emissioni di carbonio e favorirà l'occupazione nel settore energetico dell'UE.

Il quadro in materia di energia e clima per il 2030 favorirà continui progressi verso un sistema energetico sicuro e concorrenziale per:

- garantire a tutti energia a prezzi accessibili;
- migliorare la sicurezza dell'approvvigionamento energetico nell'*UE*;
- ridurre la dipendenza dalle importazioni di energia;
- creare nuove opportunità di crescita e posti di lavoro.

L'efficienza energetica è un obiettivo centrale per il 2020 e rappresenta uno strumento chiave per conseguire gli obiettivi europei a lungo termine in materia di energia e clima, nonché il modo economicamente più efficace per:

- ridurre le emissioni;
- rendere più sicuro e competitivo l'approvvigionamento energetico;
- contenere il costo dell'energia.

Elettricità e gas sono trasportati in reti e condotte che spesso attraversano le frontiere nazionali. Le decisioni in materia di politica energetica di un paese incidono sugli altri paesi.

Assicurare il libero scambio dell'energia nell'*UE* favorirà:

- prezzi competitivi;
- più scelta per i consumatori;
- maggiore sicurezza dell'approvvigionamento.
- una maggiore sicurezza per chi investe in nuove tecnologie rinnovabili e infrastrutture.

Un mercato interno funzionante correttamente, dotato di infrastrutture di trasporto e di stoccaggio sufficienti, è la migliore garanzia della sicurezza dell'approvvigionamento: spinta dai meccanismi del mercato, l'energia affluirà dove ce n'è bisogno. L'*UE* punta alla completa integrazione dei mercati nazionali dell'energia entro il 2014.

Senza una riconversione tecnologica, l'*UE* non riuscirà a concretizzare le sue ambizioni a lungo termine di ridurre al minimo le emissioni di CO_2 dei settori dell'elettricità e dei trasporti. Il piano strategico per le tecnologie energetiche disegna una strategia a medio termine per l'insieme dei settori.

I progetti di sviluppo e dimostrativi per le principali tecnologie, come i biocarburanti di seconda generazione e le reti intelligenti (*smart grids*), vanno accelerati. I ricercatori e le

imprese dell'*UE* dovrebbero intensificare gli sforzi per rimanere all'avanguardia nel mercato internazionale delle tecnologie energetiche, che è in fortissima crescita, e rafforzare la cooperazione con paesi extra *UE* su tecnologie specifiche.

La politica energetica internazionale deve perseguire gli obiettivi comuni della sicurezza dell'approvvigionamento, della competitività e della sostenibilità. Se i rapporti con i paesi di produzione e transito rimangono fondamentali, stanno acquistando un'importanza crescente le relazioni con i grandi consumatori di energia e, in particolare, con i paesi emergenti e in via di sviluppo [14].

1.3 La situazione energetica in Italia.

Le fonti di energia possono essere classificate in vari modi in relazione a diversi criteri. A seconda del loro modo di impiego possono essere distinte in primarie e secondarie.

Una fonte di energia viene definita primaria quando è presente in natura e quindi non deriva dalla trasformazione di nessun'altra forma di energia. Rientrano in questa classificazione l'energia solare, eolica, idroelettrica, geotermica, mareomotrice, l'energia delle biomasse e l'energia ottenibile dalla combustione di legna, petrolio grezzo, gas naturale, carbone o l'energia nucleare [5].

Perché una fonte primaria possa essere utilizzata, deve possedere alcune caratteristiche peculiari, deve cioè essere:

- Concentrabile: possibilità di concentrare la sorgente di energia entro un'area relativamente limitata al fine di poterla controllare. Se la fonte di energia fosse dispersa su una superficie troppo estesa diventerebbe impossibile da gestire.
- Indirizzabile: possibilità di indirizzare la fonte nella direzione in cui essa verrà utilizzata (bruciatore, turbina, motore etc.).
- Frazionabile: la fonte primaria deve poter essere divisibile in più parti in modo da poter utilizzare la quantità necessaria in un determinato istante.
- Continua: la sorgente deve poter funzionare in modo ininterrotto per un certo tempo, rendendo disponibile l'energia con una certa continuità e regolarità. Questa distinzione permette di escludere dalle fonti primarie forme di energia "impulsive" la cui durata è limitata a tempi brevissimi rendendole inutilizzabili dal punto di vista industriale. Un esempio è l'energia associata ad un fulmine o ad una esplosione.
- Regolabile: l'energia fornita dalla sorgente deve essere graduabile secondo le necessità e le esigenze richieste.

Perché una forma di energia possa essere considerata primaria ed utilizzabile in modo industriale deve possedere le caratteristiche appena menzionate. Esistono, naturalmente, altre caratteristiche che possono avere, in certi casi, grande importanza (trasformabilità, accumulabilità, rinnovabilità), che però sono peculiari di alcune forme di energia e non di altre, ma le cinque che sono state dettagliate sono indispensabili [6].

Una fonte di energia viene definita secondaria quando non esiste in natura, ma proviene dalla trasformazione di una fonte primaria. La trasformazione permette di ottenere una forma di energia più “pregiata” che meglio si adatta all’utilizzo.

Un’ulteriore classificazione delle fonti energetiche si basa sulla loro reperibilità futura. Si usa suddividere le risorse energetiche in esauribili o non rinnovabili e inesauribili o rinnovabili.

Le fonti esauribili sono fonti non rinnovabili che sono presenti in natura in modo limitato e che hanno richiesto milioni di anni per formarsi e non sono rigenerabili in breve tempo. Tenuto conto del livello con cui sono utilizzate e sulla base delle conoscenze e delle tecnologie attuali di utilizzo, sono destinate ad esaurirsi nel prossimo futuro.

Le fonti inesauribili sono fonti rinnovabili costantemente prodotte dai cicli naturali della Terra e che saranno disponibili per un arco temporale talmente elevato da considerarsi eterne.

L’energia elettrica rientra tra le fonti energetiche secondarie ed è la più importante e versatile in quanto tramite opportuni sistemi può essere trasformata a sua volta in altre forme di energia. La produzione di energia elettrica deriva dalla trasformazione delle risorse primarie tramite le centrali di produzione.

Analizzare il bilancio energetico di un paese nel corso degli anni permette di stimare quale potrà essere la richiesta energetica futura e di approntare un piano energetico al fine di rispondere in maniera adeguata alla domanda futura. Inoltre mostra quali fonti energetiche sono utilizzate e come vengono ripartite tra i vari settori delle attività umane.

La politica energetica di un paese dipende da numerosi fattori quali:

- disponibilità di risorse primarie;
- consumi energetici;
- conformazione geografica del territorio;
- politica nazionale ed internazionale.

Le scelte politiche sia in campo nazionale che internazionale condizionano fortemente l'assetto energetico di un paese. Basti pensare, in Italia, al referendum per l'abolizione del nucleare. La volontà nazionale di rinunciare a questa forma di energia ha portato ad una modifica del panorama energetico ed alla necessità di compensare la mancata produzione tramite metodi alternativi.

Ogni paese risponde al proprio fabbisogno energetico tramite una politica energetica interna, che si basa su un bilancio energetico nazionale. Questo bilancio tiene conto di come all'interno del paese l'energia viene prodotta ed utilizzata.

Vengono analizzati la disponibilità e l'impiego dell'energia in base alle fonti e alle varie utilizzazioni al fine di avere una descrizione dettagliata che permetterà di fare previsioni sull'andamento della richiesta energetica futura e di delineare le azioni atte a soddisfarne la domanda. In Italia il Ministero dello Sviluppo Economico stila il *BEN* (Bilancio Energetico Nazionale).

Il *BEN* è una pubblicazione annuale, sulla quale si basano molti studi del settore energetico. Viene realizzata mediante la rilevazione da parte del Ministero dei dati delle produzioni interne, del settore petrolifero e del settore del carbone, e mediante la rilevazione di energia elettrica e gas naturale da parte degli altri operatori che aderiscono al circuito statistico nazionale *SISTAN* [9].

Il documento permette di analizzare il consumo primario di energia diviso per le varie fonti primarie e secondarie a disposizione, e la loro utilizzazione.

Parte dell'energia disponibile come fonte primaria, infatti, deve essere opportunamente trasformata prima di poter essere utilizzata come fonte secondaria. Per esempio, una parte di energia rinnovabile viene impiegata per produrre energia elettrica.

Passando dai consumi primari ai consumi finali di energia, quindi, cambia la composizione delle fonti di energia, poiché diminuiscono, ad esempio, le quantità di combustibili fossili e aumentano quelle di energia elettrica.

I consumi finali di energia comprendono i consumi del settore civile, dei trasporti, dell'agricoltura, dell'industria, gli usi non energetici e i bunkeraggi (rifornimento dei prodotti petroliferi alle navi per i propri consumi) [2].

In *Tab.1.1* viene riportata una sintesi del *BEN* per l'anno 2013 e 2012. In *Tab.1.2* vengono riportate anche le variazioni percentuali delle varie voci a cavallo dei due anni per un rapido confronto.

Disponibilità e impieghi	ANNO 2013 (milioni di tonnellate equivalenti di petrolio)					
	Solidi	Gas (b)	Petrolio	Rinnovabili (a)	Energia elettrica	Totale
1. Produzione	0,572	6,335	5,501	28,543	-	40,951
2. Importazione	13,753	50,750	78,255	2,293	9,753	154,804
3. Esportazione	0,189	0,187	24,911	0,048	0,479	25,814
4. Variaz. scorte	- 0,486	- 0,488	- 0,126	0,005	-	- 1,095
5. Consumo interno lordo (1+2+3+4)	14,622	57,387	58,970	30,783	9,274	171,036
6. Consumi e perdite del settore energ.	- 0,154	- 1,532	- 4,024	- 0,008	- 41,581	- 47,298
7. Trasformazioni in energia elettr.	- 11,292	- 17,670	- 3,017	- 24,466	56,445	-
8. Totali impieghi finali (5+6+7)	3,176	38,185	51,929	6,310	24,138	123,738
- Industria	3,085	11,949	3,851	0,028	9,343	28,257
- trasporti	-	0,803	35,185	1,308	0,914	38,209
- usi civili	0,003	24,861	3,346	4,970	13,382	46,561
- agricoltura	-	0,123	2,115	0,005	0,499	2,741
- usi non energetici	0,088	0,450	4,997	-	-	5,534
- bunkeraggi	-	-	2,436	-	-	2,436

Disponibilità e impieghi	ANNO 2012 (milioni di tonnellate equivalenti di petrolio)					
	Solidi	Gas (b)	Petrolio	Rinnovabili (a)	Energia elettrica	Totale
1. Produzione	0,649	7,048	5,397	24,449	-	37,543
2. Importazione	15,530	55,474	85,464	2,167	9,990	168,625
3. Esportazione	0,236	0,114	29,569	0,058	0,507	30,484
4. Variaz. scorte	- 0,702	1,045	- 0,934	- 0,031	-	- 0,622
5. Consumo interno lordo (1+2+3+4)	16,645	61,363	62,226	26,589	9,483	176,306
6. Consumi e perdite del settore energ.	- 0,175	- 1,623	- 4,669	- 0,007	- 41,970	- 48,444
7. Trasformazioni in energia elettr.	- 12,422	- 20,716	- 3,212	- 21,657	58,007	-
8. Totali impieghi finali (5+6+7)	4,048	39,024	54,345	4,925	25,520	127,862
- Industria	3,956	12,281	4,129	0,026	9,798	30,190
- trasporti	-	0,757	35,604	1,272	0,925	38,558
- usi civili	0,003	25,393	3,585	3,623	14,288	46,892
- agricoltura	-	0,129	2,134	0,004	0,509	2,776
- usi non energetici	0,089	0,464	5,932	-	-	6,485
- bunkeraggi	-	-	2,961	-	-	2,961

Tab 1.1- Sintesi BEN anno 2013/2012.

Disponibilità e impieghi	Variazione percentuale 2013/2012					
	Solidi	Gas (b)	Petrolio	Rinnovabili (a)	Energia elettrica	Totale
1. Produzione	- 11,9 %	- 10,1 %	1,9 %	16,7 %	-	9,1 %
2. Importazione	- 11,4 %	- 8,5 %	- 8,4 %	5,8 %	- 2,4 %	- 8,2 %
3. Esportazione	- 20,1 %	-	- 15,8 %	- 17,6 %	- 5,5 %	- 15,3 %
4. Variaz. scorte	-	-	-	-	-	-
5. Consumo interno lordo (1+2+3+4)	- 12,2 %	- 6,5 %	- 5,2 %	15,8 %	- 2,2 %	-
6. Consumi e perdite del settore energ.	- 12 %	- 5,6 %	- 13,8 %	12,0 %	- 0,9 %	- 3,0 %
7. Trasformazioni in energia elettr.	- 9,1 %	- 14,7 %	- 6,1 %	13,0 %	- 2,7 %	- 2,4 %
8. Totali impieghi finali (5+6+7)	- 21,5 %	- 2,2 %	- 4,4 %	28,1 %	- 5,4 %	- 3,2 %
- Industria	- 22 %	- 2,7 %	- 6,7 %	8,0 %	- 4,6 %	- 6,4 %
- trasporti	-	6,0 %	- 1,2 %	2,8 %	- 1,2 %	- 0,9 %
- usi civili	-	- 2,1 %	- 6,7 %	37,2 %	- 6,3 %	- 0,7 %
- agricoltura	-	- 4,8 %	- 0,9 %	18,0 %	- 2,0 %	- 1,2 %
- usi non energetici	- 1,1 %	- 3,1 %	- 15,8 %	-	-	- 14,7 %
- bunkeraggi	-	-	- 17,7 %	-	-	- 17,7 %

Tab 1.2 - Variazione percentuale BEN anno 2013/2012.

Dai confronti dei dati appare evidente la contrazione dei consumi energetici. La crisi che ha investito il paese per tutto il 2013 ha portato ad una diminuzione della richiesta finale di energia del 3,2%. Uno dei settori maggiormente colpito è stata l'industria. Dai dati emerge chiaramente la situazione circa la disponibilità di risorse primarie sul suolo nazionale. L'Italia risulta sprovvista di combustibili fossili ed è costretta ad affidarsi ai paesi esteri. Importanti sono le importazioni di gas e petrolio in quanto le produzioni nazionali sono irrilevanti rispetto al fabbisogno richiesto. La produzione di energia elettrica da combustibili fossili è basata principalmente sui solidi e sul gas naturale attraverso centrali termoelettriche.

L'utilizzo di combustibili fossili ha subito una diminuzione non solo a causa della crisi economica, ma anche a causa della politica ambientale a cui il paese ha aderito tramite la ratifica dei protocolli internazionali per la diminuzione delle emissioni inquinanti. I protocolli, oltre ad imporre una diminuzione dell'uso di combustibili fossili, impongono come visto nel paragrafo precedente l'incremento dell'uso di energie rinnovabili per coprire una quota parte del fabbisogno energetico. In Tab. 1.2 si evince un aumento importante dell'uso di queste fonti che vengono impiegate principalmente nella produzione di energia elettrica.

Considerare solo i dati degli ultimi due anni non è sufficiente per avere una panoramica completa della situazione. Si prendono in considerazione perciò i dati principali anno per

anno dal 2000 al 2013. I dati di quest'arco temporale permettono di ricavare molte più informazioni sulla politica energetica italiana degli ultimi anni.

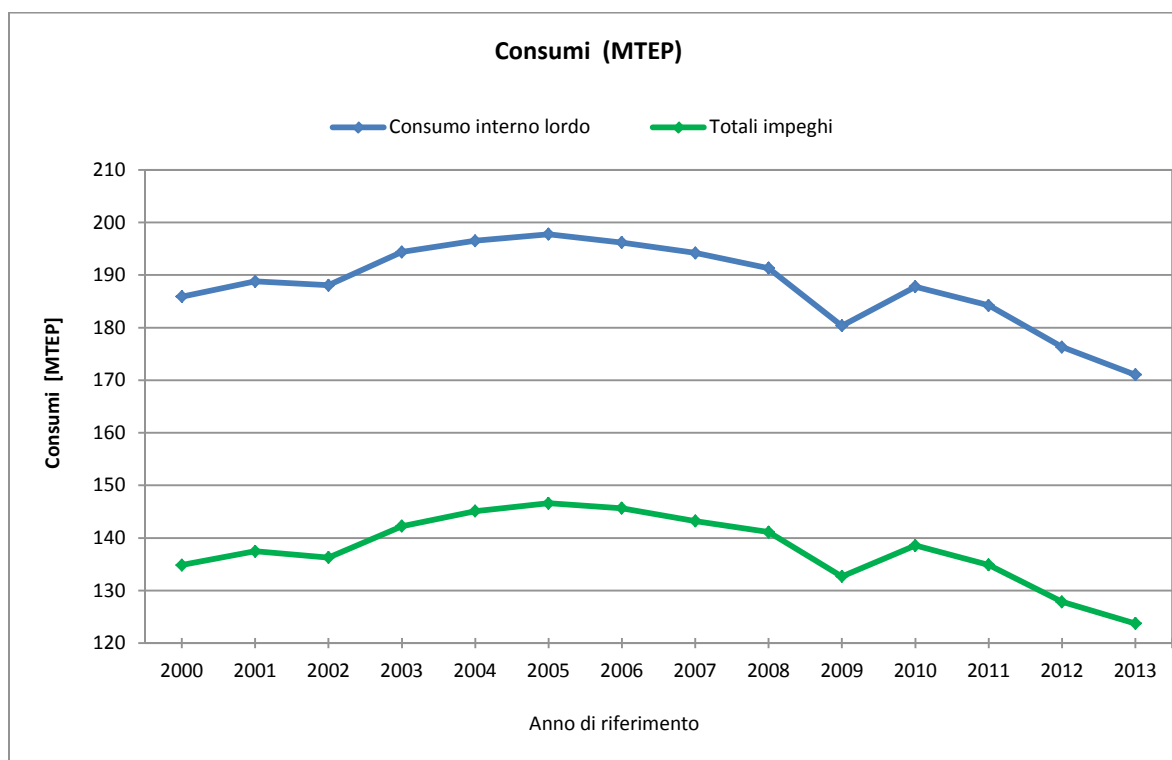


Fig. 1.2 – Consumo interno lordo e totali impegni.

I consumi di energia hanno subito un *trend* di crescita fino al 2005, anno in cui si è registrato un picco nei consumi raggiungendo i 199 MTEP. I consumi hanno subito successivamente un decremento fino ad avere un crollo tra il 2008 ed il 2009, anno in cui la crisi finanziaria internazionale ha avuto la fase più acuta. La domanda energetica primaria in Italia, dopo il crollo dovuto alla crisi economica nel 2009, ha ripreso a crescere, ma sempre restando a livelli inferiori a quelli del 2008. Nel 2010 si assiste ad un incremento dei consumi, favoriti dalle politiche anticrisi adottate. A causa della crisi attuale i consumi hanno subito una nuova contrazione. Come nel 2009, anche negli anni 2012-2013 è la componente industriale della domanda che è responsabile dell'andamento complessivo. La flessione dei consumi dell'industria, insieme con gli andamenti del settore terziario, che rimangono in linea con i profili di crescita di lungo periodo, sembra indirizzare la dinamica complessiva dei consumi elettrici verso un cambiamento strutturale. Tale tendenza, da verificare nei prossimi anni, sta già avendo effetti importanti nel settore elettrico [10].

L'andamento dei consumi appena analizzato è generico e mostra la situazione complessiva dell'economia del paese.

Più interessante è l'analisi dei consumi relativi alle singole fonti energetiche.

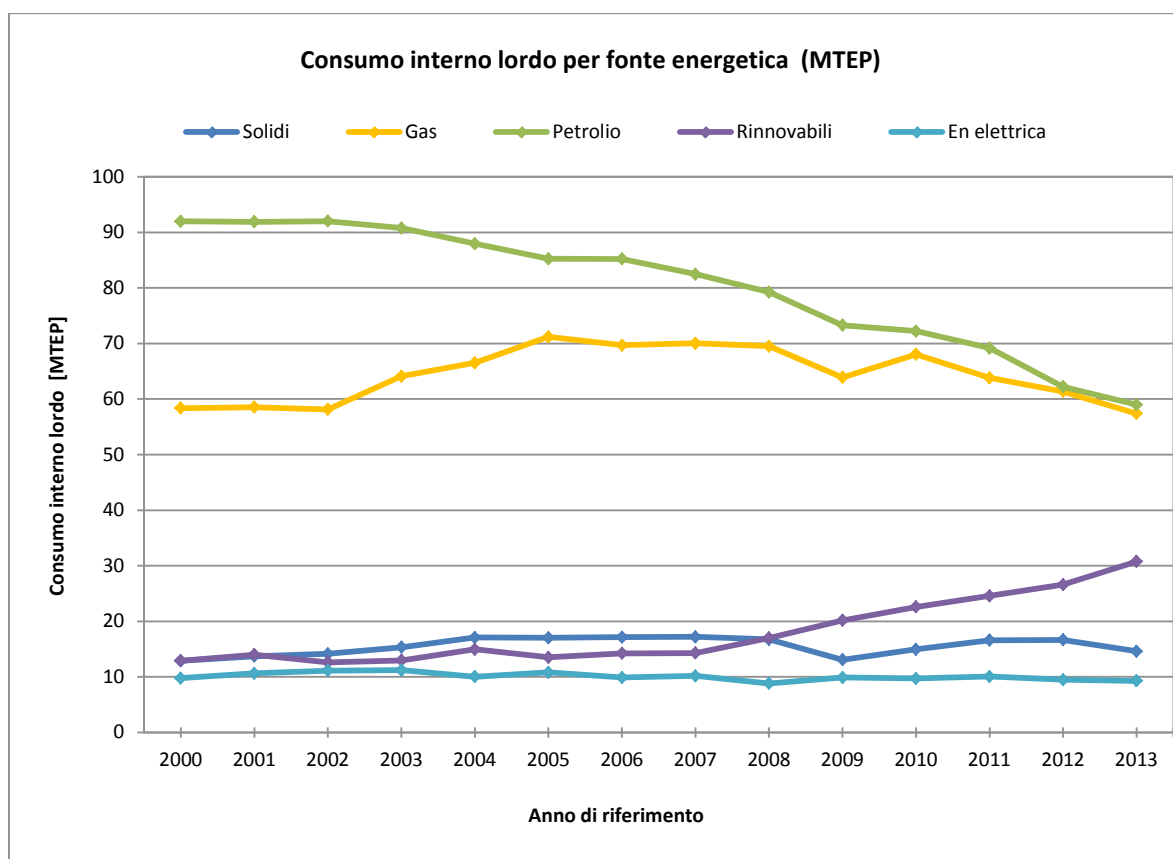


Fig. 1.3 – Consumo interno lordo per fonte energetica.

Il consumo suddiviso tra le varie fonti energetiche evidenzia come negli anni 2000-2003 il paese basasse i propri consumi energetici sul petrolio raggiungendo un picco di circa 92 MTEP nell'anno 2002. A seguito dei protocolli a cui l'Italia ha aderito, si è optato per una riduzione nell'uso del petrolio a favore del gas naturale da usare per l'industria, il riscaldamento degli edifici e per la generazione elettrica. Il gas naturale grazie alle sue caratteristiche è stato preferito all'uso del petrolio. L'andamento del consumo del gas rispecchia l'andamento generale, in corrispondenza delle crisi economiche si ha una diminuzione del suo utilizzo. Il consumo dei combustibili solidi e di energia elettrica sono rimasti all'incirca costanti. Per quanto riguarda le rinnovabili si ha uno spiccato aumento a partire dal 2007. Grazie agli accordi comunitari ed internazionali e soprattutto grazie al regime di incentivazione delle tariffe messo in atto, le fonti rinnovabili si stanno ritagliando un posto sempre più preponderante nel panorama energetico. Il loro contributo attuale alla copertura dei consumi resta ancora marginale. Si spera in un prossimo futuro di aumentare l'uso di questa risorsa per contribuire ad abbattere ulteriormente la dipendenza dai combustibili fossili e conseguentemente i livelli dell'inquinamento.

Si analizzano ora i consumi finali per fonte.

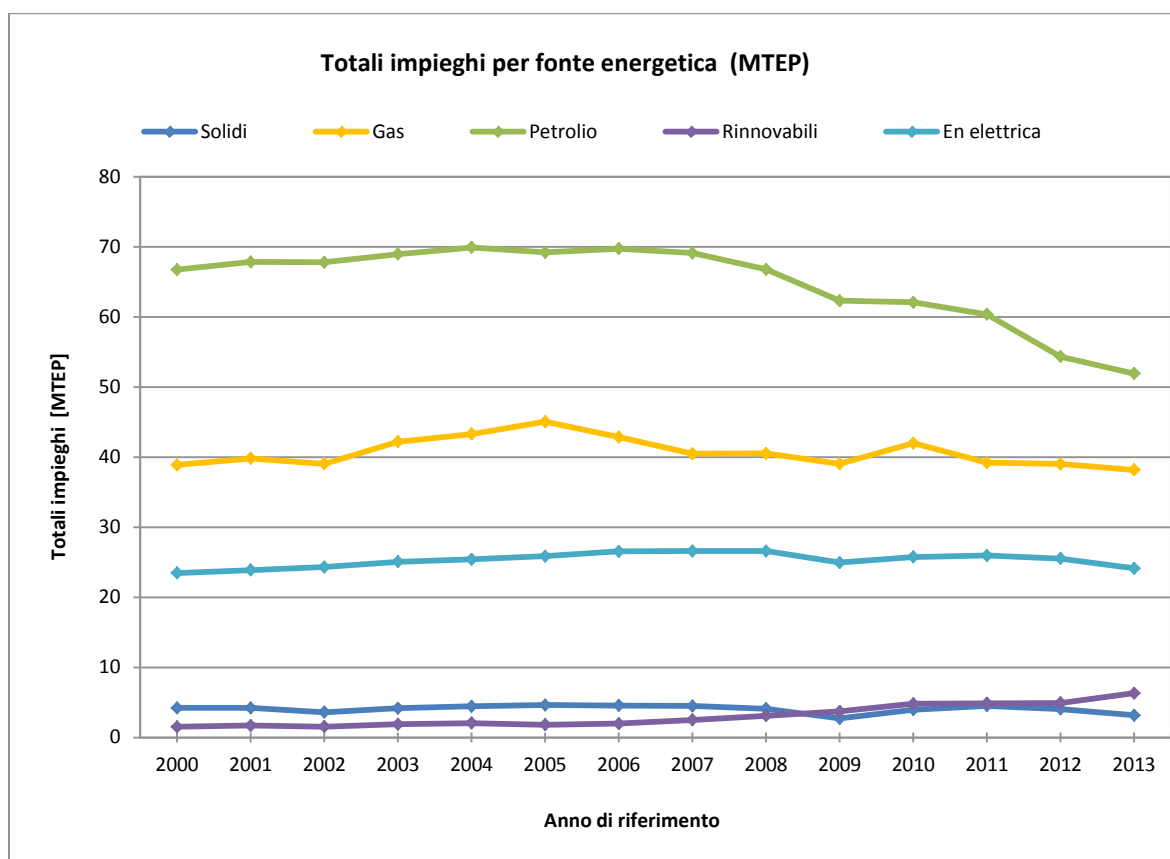


Fig. 1.4 – Totali impieghi per fonte energetica.

Gli impieghi totali divisi per fonte energetica mostrano l'importanza del ruolo rivestito ancora dal petrolio e dal gas naturale. Sono le maggiori fonti energetiche utilizzate. Il consumo di petrolio è andato via via diminuendo sia per le scelte energetiche adottate, sia per il costo (nel caso di produzione dell'energia elettrica), mentre le diminuzioni del gas naturale sono da imputare alle crisi economiche. In *Fig. 1.4* viene evidenziato anche il ruolo di rilievo rivestito dall'energia elettrica. È in ordine di utilizzo, la terza fonte energetica usata per soddisfare il fabbisogno energetico.

I combustibili solidi e le energie rinnovabili contribuiscono marginalmente nel consumo diretto. Si ricorda che la maggior parte dell'energia prodotta da fonti rinnovabili viene trasformata in energia elettrica (circa l'80%). L'energia elettrica viene prodotta attraverso l'uso delle risorse primarie. Non si può prescindere dall'analisi della sua produzione ripartita tra le varie fonti disponibili. Riuscire a produrre energia elettrica da fonti rinnovabili è il passo chiave per lo sviluppo sostenibile auspicato per il futuro.

La *Fig. 1.5* mostra la produzione effettiva di energia elettrica suddivisa per fonti utilizzate. Si arriva fino all'anno 2012 perché attualmente il Ministero dello Sviluppo Economico non

ha ancora rilasciato i dati completi relativi alla produzione nell'anno 2013.

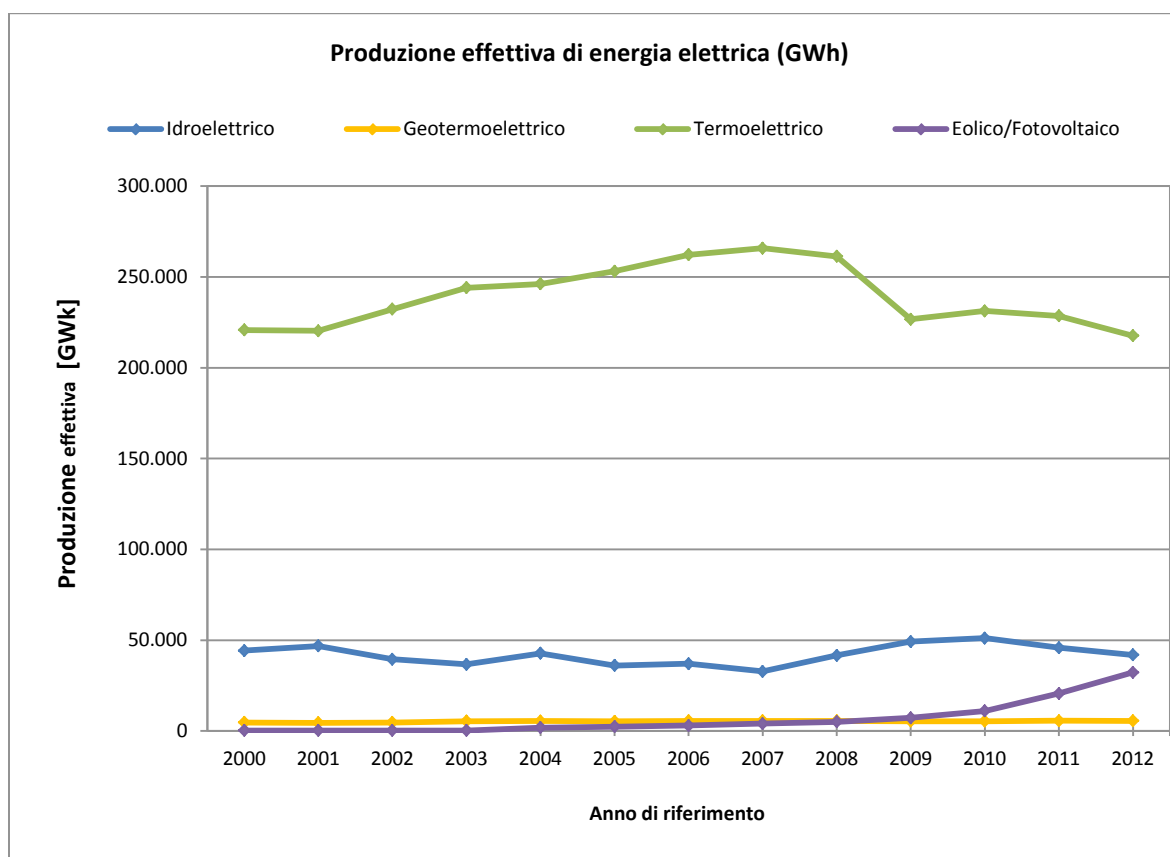


Fig. 1.5 – Produzione di energia elettrica dalle varie fonti.

Analizzando il *trend* della produzione di energia elettrica è possibile percorrere l'evoluzione degli impianti di produzione nel corso degli anni. Gli impianti termoelettrici costituiscono l'ossatura della produzione, legata all'uso di combustibili fossili e all'impiego di biomasse. La dipendenza dai combustibili fossili rende l'andamento della produzione fortemente legato ai costi ed alla disponibilità delle risorse impiegate. Negli anni di crisi economica si assiste ad una flessione della produzione a causa dell'aumento dei costi ed alla diminuzione delle risorse finanziarie disponibili. Per l'idroelettrico tra gli anni 2000-2007 si ha un andamento abbastanza costante. Grazie alle favorevoli condizioni idrologiche, l'energia elettrica generata dall'idroelettrico ha superato nel 2009 i 49 miliardi di kWh, il 16,9% del totale della produzione nazionale, il valore più alto mai raggiunto dal 1978 al 2010, anno in cui ha subito un nuovo incremento. In Italia nel corso del 2009 sono stati realizzati 65 nuovi impianti idroelettrici. Nella quasi totalità dei casi si tratta di impianti di piccole dimensioni: ben 47 di essi, infatti, sono ad acqua fluente con potenza uguale od inferiore ad 1 MW. Si tratta dunque di impianti di mini-idraulica. Negli ultimi dieci anni a fronte di un continuo incremento del numero degli impianti, la potenza è cresciuta ad un tasso medio dello 0,7% per effetto della progressiva diminuzione della

taglia media. Nonostante ciò, tuttora, i grandi impianti di potenza superiore ai 10 MW rappresentano l'86% della potenza idroelettrica installata in Italia [11].

È in quest'ottica che si colloca l'importanza della mini-idraulica che ha permesso la costruzione di nuove centrali ed un aumento della produzione idroelettrica.

Infine è interessante analizzare come i consumi energetici sono ripartiti tra i vari settori delle attività umane.

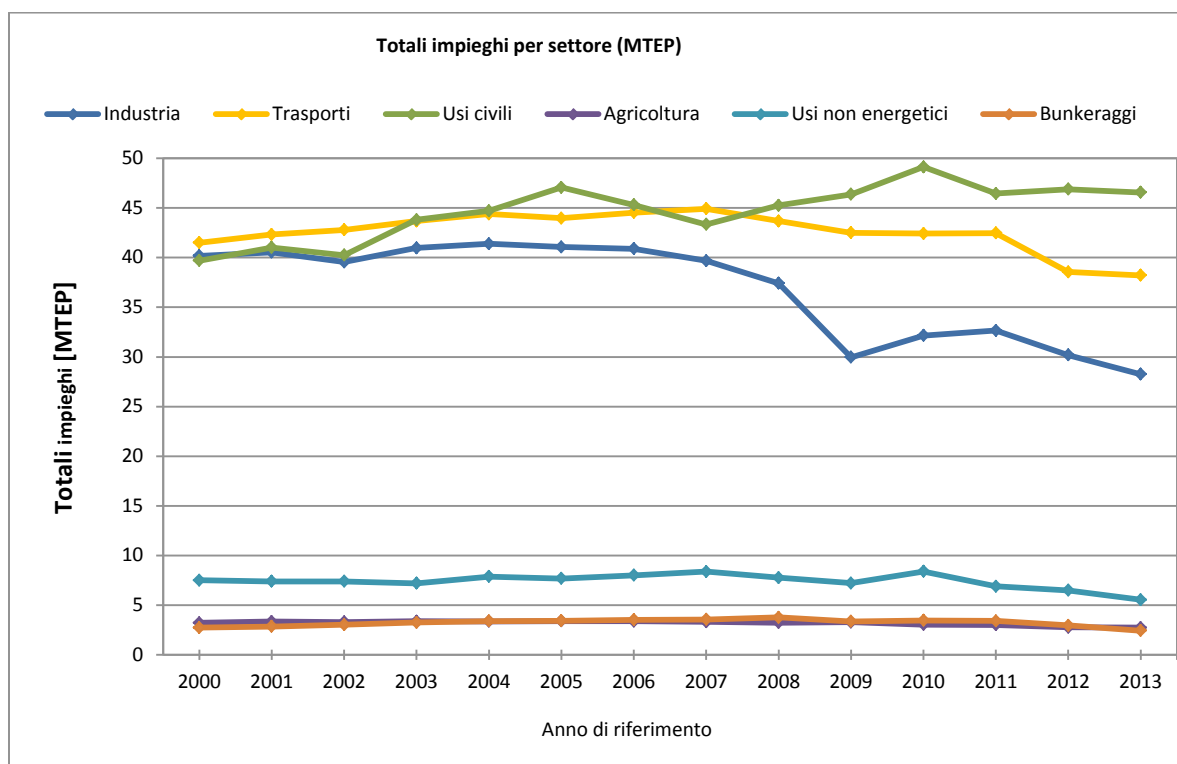


Fig. 1.6 – Totali impieghi per settore.

Il settore che maggiormente incide sulla domanda di energia è il settore comprendente gli usi civili. Nonostante le crisi economiche il settore non ha subito forti flessioni negli anni. Il settore dei trasporti ha subito una contrazione dei consumi in special modo dall'anno 2011. Il settore che però ha subito la flessione più marcata è senz'altro il settore dell'industria. Come detto precedentemente, le crisi economiche del paese hanno colpito duramente il settore. I consumi legati all'agricoltura, agli usi non energetici e ai bunkeraggi invece sono rimasti in pratica costanti.

Ritornando all'idroelettrico, si ribadisce come l'aumento della produzione sia da attribuire alla costruzione di impianti di taglia inferiore ai 10 MW, ovvero ad impianti di mini-idraulica. L'idroelettrico legato alla realizzazione di impianti superiore ai 10 MW, in Italia ha raggiunto la sua massima estensione negli anni passati. I siti in grado di accogliere

centrali di così grande potenza sono stati già utilizzati ed hanno richiesto imponenti opere civili che talvolta hanno modificato radicalmente il paesaggio. Al giorno d'oggi inoltre realizzare opere civili di tale portata ed impatto ambientale non sarebbe facile, il rischio di incontrare lo sfavore dell'opinione pubblica e la resistenza della popolazione residente in loco è alto e non è un fattore da sottovalutare.

L'idroelettrico legato alla mini-idraulica, ha portato la generazione elettrica legata alla risorsa idrica a vivere una seconda giovinezza. Gli impianti richiedono un impatto ambientale contenuto, le opere civili necessarie sono di gran lunga meno invasive ed integrabili facilmente nel territorio, permettendo di utilizzare risorse idriche che prima non sarebbero state prese in considerazione. È il caso dell'utilizzo dei salti d'acqua degli acquedotti (a partire da tre metri), di turbine da pochi kW collocate sui torrenti di montagna, sui canali di bonifica o canali irrigui [12]. Tramite le attuali tecnologie è possibile utilizzare anche i canali di scolo delle acque reflue. La tecnologia di base è sempre la stessa: trasformare l'energia potenziale e cinetica della massa d'acqua, prima in energia meccanica tramite la turbina e dopo, con il generatore, in energia elettrica [12].

Gli impianti di piccole dimensioni potrebbero inoltre contribuire al recupero ambientale-urbanistico di siti dismessi e abbandonati. In questo caso non è necessario costruire nuove opere civili perché gli impianti si integrano in strutture già esistenti. Sono ideali per la produzione in loco di energia elettrica (funzionamento *off-grid*) in luoghi difficilmente raggiungibili dalla rete elettrica tipicamente le zone montane isolate, permettendo l'alimentazione di utenze più o meno rilevanti in base alle caratteristiche della risorsa idrica presente.

Ovviamente gli impianti oltre che alimentare le utenze possono essere collegati in rete (funzionamento *on-grid*) immettendo l'energia prodotta nella rete elettrica nazionale e contribuendo alla produzione interna di energia elettrica.

Le caratteristiche degli impianti di mini-idraulica appena discusse e gli innegabili vantaggi economici ed ambientali che ne derivano, la rendono un'opzione interessante tra gli investimenti nelle energie rinnovabili, anche alla luce dell'obiettivo di raggiungere la quota del 20% di energia da fonti rinnovabili entro il 2020 come stabilito dal pacchetto clima-energia.

Tutti questi aspetti verranno trattati in dettaglio nel prossimo capitolo.

CAPITOLO 2 – SMALL HYDRO POWER (SHP)

2.1 Concetti relativi alla mini-idraulica.

La produzione di energia idroelettrica ha raggiunto attualmente la piena maturità tecnologica grazie al suo largo impiego negli anni passati, che ha permesso la costruzione di impianti di potenza variabile. In Europa nel passato sono state realizzate centrali di taglia consistente rendendo necessaria la costruzione di opere civili imponenti che hanno avuto un forte impatto sul territorio e sulla popolazione residente nelle aree limitrofe. Basti pensare alla costruzione dei grandi bacini per realizzare l'invaso dell'acqua. Opere monumentali che hanno modificato per sempre la morfologia del territorio.

È da circa due secoli che l'idroelettrico viene utilizzato nei Paesi Europei. In questo arco di tempo la tecnologia ha subito mutamenti considerevoli, migliorando costantemente fino ad arrivare ai giorni nostri. In futuro perciò non ci si aspetta un radicale miglioramento della tecnologia in questo settore.

La conoscenza acquisita ha permesso di ottenere un buon risultato in termini di efficacia ed efficienza per gli impianti di grandi taglie permettendo di realizzarli a costi di installazione contenuti. In Italia i grandi impianti idroelettrici hanno già impiegato gran parte dei siti morfologicamente utilizzabili e non sembra possibile costruirne altri di taglia così considerevole. Oltre ai pochi siti adatti ad ospitare impianti del genere, un possibile problema sarebbe la costruzione delle opere civili annesse che potrebbe essere osteggiata dall'opinione pubblica a causa del deturpamento ambientale che ne seguirebbe.

Tuttavia esistono ancora delle possibilità di impiego della risorsa idroelettrica, la sua applicazione su piccola scala, realizzando impianti di mini-idraulica. Questi impianti interessano realtà più piccole e con un uso dell'energia prodotta diverso da quello industriale a cui si è abituati. La mini-idraulica prende in considerazione portate e salti finora trascurati e permette l'alimentazione di piccole realtà locali, magari difficili da raggiungere dalla rete elettrica, o permette di integrare la generazione di energia elettrica nazionale immettendo in rete il surplus di energia prodotto. Essendo l'acqua una fonte primaria continua e prevedibile, questo sistema può costituire le basi per le future microreti specialmente per i siti isolati. Questi piccoli impianti rappresentano una forma di generazione distribuita che consente di produrre energia vicino alle utenze perché, essendo poco impattanti, hanno un ampio potenziale di diffusione sul territorio, in termini localizzati i siti sono molteplici [2].

È un'applicazione che presenta grandi potenzialità di investimento grazie al nuovo contesto di sviluppo sostenibile legato alla riduzione dei consumi ed alla produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili. In quest'ottica infatti la mini-idraulica può contare su diversi incentivi ed aiuti stanziati sia a livello nazionale che comunitario che rendono la costruzione degli impianti economicamente convenienti.

Il rendimento globale degli impianti di mini-idraulica è più basso rispetto agli impianti di grossa taglia. Normalmente si assesta tra il 50% ed il 70%. Il rendimento incide molto sulla convenienza e sulla fattibilità economica di realizzare un impianto. I vantaggi come visto sono molteplici ma non si può prescindere da un'analisi economica. Lavorando con portate e salti di piccola entità ed in condizioni profondamente variabili il rendimento cala drasticamente. Una possibile soluzione come si vedrà in seguito è di realizzare impianti di mini-idraulica a velocità variabile tramite turbine *VSO*. In questo modo si è in grado di migliorare il valore del rendimento aumentando la producibilità dell'impianto e la sua convenienza economica. Usando la velocità variabile si rende necessario prevedere un sistema di conversione statica.

2.1.1 Classificazione degli impianti SHP.

Gli impianti idroelettrici di mini-idraulica, o impianti idroelettrici minori definiti con l'acronimo *SHP* (*Small Hydro Power*), sono impianti con potenza inferiore ai 10 MW. Questa è la definizione con cui la *UNIDO* (Organizzazione delle Nazioni Unite per lo Sviluppo Industriale) ed associazioni come *ESHA* (*European Small Hydropower Association*) classifica gli impianti idroelettrici minori. In realtà non tutti i paesi hanno adottato tale definizione. Non c'è accordo tra gli Stati Membri dell'*UE* sulla definizione di piccolo idroelettrico. Alcuni paesi come Austria, Germania, Portogallo, Spagna, Irlanda e Belgio accettano 10 MW come limite superiore per la potenza installata. In Italia il limite è fissato a 3 MW (gli impianti con potenza installata superiore dovrebbero vendere l'energia a prezzi inferiori) e in Svezia a 1,5 MW. In Francia il limite è stato recentemente fissato a 12 MW, non propriamente come limite per il piccolo idroelettrico, ma come il valore massimo di potenza installata degli impianti alimentati a fonti rinnovabili per i quali la rete ha l'obbligo di ritirare l'energia prodotta. Nel Regno Unito 20 MW è il valore generalmente accettato come limite superiore per il piccolo idroelettrico [15]. Anche tra gli stati non appartenenti all'*UE* non esiste una definizione univoca. In Canada si fa riferimento ad impianti con capacità compresa tra i 20 ed i 25 MW. Negli Stati Uniti il limite è stato fissato a 30 MW. Il limite stabilito dalla *UNIDO* dei 10 MW è sempre generalmente accettato.

La classificazione degli impianti di mini-idraulica altro non è che una convenzione utile a rispecchiare differenti modalità realizzative e di funzionamento dell'impianto stesso ed in base alla taglia vengono proposte diverse tariffe per la vendita dell'energia prodotta. Nella realtà italiana sarebbe più rispondente al reale considerare come limite superiore delle mini-centrali la potenza di 3 MW così da essere in linea con la taglia presa a riferimento

dall’Autorità per l’Energia Elettrica e il Gas (AEEG) nelle delibere di determinazione dei prezzi di cessione dell’energia [1]. L’idroelettrico di piccola taglia è oggetto di normative ad hoc e l’AEEG ha infatti più volte ribadito che l’energia prodotta da impianti idroelettrici con potenza fino a 3 MW costituisce una forma di energia di significativo valore sotto il profilo della tutela dell’ambiente “*poiché tale energia sostituisce in generale quella prodotta a mezzo di altre fonti con maggior impatto negativo sull’ecosistema e contribuisce a ridurre il carico sulla rete elettrica nazionale, contenendo le perdite di trasmissione, trasformazione e distribuzione*”. Per la produzione idroelettrica di potenza inferiore ai 3 MW vigono quindi prezzi particolarmente favorevoli ed incoraggianti alla produzione e vendita di energia [1]. Attualmente le tariffe migliori sono addirittura riferite a potenze pari od inferiori ad 1 MW. All’aumentare della potenza dell’impianto e dell’energia annua prodotta ed immessa in rete le tariffe di vendita diminuiscono. Le varie tariffe saranno discusse in dettaglio più avanti.

Più interessante è la classificazione dei vari impianti *SHP* in relazione alla loro taglia, al loro funzionamento in rapporto alla modalità di presa e accumulo delle acque, al salto ed alla portata disponibili ed alla velocità di rotazione.

In base alla taglia dell’impianto vengono classificati in:

- pico centrali: $P < 5$ [kW]
- micro centrali: $P < 100$ [kW]
- mini centrali: $P < 1000$ [kW]
- piccole centrali: $P < 10.000$ [kW]

In base alla modalità di presa ed accumulo delle acque una possibile classificazione è la seguente:

- Impianti ad acqua fluente, quelli che non godono di una capacità di regolazione. La portata derivabile durante l’anno è in funzione del regime idrologico del corso d’acqua [1].
- Impianti a deflusso regolato, quelli che possono regolare le acque tramite un serbatoio di regolazione giornaliero, settimanale o mensile. L’entità della regolazione è connessa alla capacità di accumulo del serbatoio [1]. In relazione agli impianti *SHP* quando si parla di serbatoio si intende che l’opera sia già stata realizzata per altri scopi precedenti. La costruzione di un serbatoio da zero non rientra nell’ottica degli impianti idroelettrici minori in quanto i costi realizzativi sarebbero troppo elevati per rendere

l'investimento economicamente fattibile. Si utilizzano strutture già presenti sul territorio.

- Impianti inseriti in un canale o in una condotta per l'approvvigionamento idrico [10]. È il caso di impianti inseriti in canali irrigui, in acquedotti o in canali di trattamento delle acque reflue. Negli ultimi due casi citati visto la particolarità della soluzione dovranno essere impiegate turbine con caratteristiche particolari. Nel caso degli acquedotti per esempio, le turbine dovranno essere realizzate tramite materiali tali da non inquinare la risorsa idrica.

In base al salto ed alla portata disponibile vengono classificati in:

- alto salto: al di sopra di 100 [m];
- medio salto: tra i 30-100 [m];
- basso salto: tra 2-30 [m].
- piccola portata: $\dot{V} < 10$ [m³/s].
- media portata: $\dot{V} < 10-100$ [m³/s].
- grande portata: $\dot{V} < 100-1000$ [m³/s].

Questi intervalli di valori non sono rigidi e servono solo allo scopo di classificare i siti idroelettrici [15].

Un'ulteriore suddivisione è in base alla velocità di rotazione del sistema.

- Impianti a velocità fissa. La velocità di rotazione non varia durante il funzionamento.
- Impianti a velocità variabile. La velocità di rotazione non è costante ma variabile tramite tecniche di controllo che determinano la velocità di rotazione migliore, al fine di ottenere il miglior rendimento del sistema in funzione delle condizioni fluidodinamiche in ingresso. In questi impianti è indispensabile un sistema di conversione statica per adattare il segnale in uscita in termini di frequenza ed ampiezza. Gli impianti utilizzano turbine *VSO* e saranno trattati in dettaglio di seguito.

2.1.2 Applicazioni e caratteristiche principali degli impianti SHP.

Gli impianti di mini-idraulica possono trovare applicazione in tutte quelle situazioni in cui esiste un fabbisogno energetico da soddisfare e la disponibilità di una portata d'acqua, anche limitata, su di un salto anche di pochi metri. In simili circostanze l'introduzione di sistemi di utilizzo delle acque risulta di impatto limitato senza modificare l'uso prevalente del corso d'acqua che può essere vitale per alimentare utenze isolate [1]. In genere molti impianti di piccola taglia si trovano realizzati in aree montane su corsi d'acqua a regime torrentizio oppure permanente e l'introduzione del telecontrollo, telesorveglianza e telecomando ed azionamento, consentono di recuperarli ad una piena produttività, risparmiando sui costi del personale di gestione, che in genere si limita alla sola manutenzione ordinaria con semplici operazioni periodiche [17].

In queste zone vengono realizzati, o rimessi in funzione, impianti di piccola taglia spesso a servizio di piccole comunità locali o fattorie ed alberghi isolati, piccole realtà che non possono essere esercite tramite la rete nazionale perché richiederebbero opere di maggiore impatto per l'elettrificazione, con forti conseguenze sul territorio.

In questo caso i benefici ambientali sono notevoli: recuperando siti dismessi si contribuisce ad una riqualifica del territorio ed ad un maggiore controllo idrogeologico.



Fig. 2.1 – Esempio di recupero di siti dismessi ed integrazione ambientale.

In *Fig. 2.1* si vede un esempio di recupero energetico ed urbanistico di costruzioni civili già esistenti, tramite impianti SHP. L'impatto ambientale e visivo è ridotto al minimo grazie ad una integrazione mirata. Le strutture ed opere civili erano per la maggior parte già esistenti. Sono stati necessari al massimo lievi interventi.

Un altro settore di applicazione in cui il piccolo idroelettrico può essere impiegato è il recupero energetico.

I sistemi idrici nei quali esistono possibilità di recupero sono assai diversi, e possono essere indicativamente raggruppati nelle seguenti tipologie:

- acquedotti locali o reti acquedottistiche complesse;
- sistemi idrici ad uso plurimo (potabile, industriale, irriguo, ricreativo, etc.);
- sistemi di canali di bonifica o irrigui;
- canali o condotte di deflusso per gli esuberi di portata;
- circuiti di raffreddamento di condensatori di impianti dei motori termici.

In linea generale, nei sistemi idrici in cui esistono punti di controllo e regolazione della portata derivata o distribuita all'utenza, (come pure dei livelli piezometrici), attraverso sistemi di tipo dissipativo come paratoie, valvole, opere idrauliche (vasche di disconnessione, sfioratori, traverse, partitori), è possibile installare turbine idrauliche che siano in grado di recuperare salti altrimenti perduti. Si può dire che esiste la convenienza a realizzare impianti di piccola taglia soprattutto dove le condotte già esistono insieme a salti e portate interessanti. Sotto questo punto di vista gli acquedotti rappresentano una delle più significative possibilità di impiego, senza trascurare tutte le altre realtà idriche [17].



Fig. 2.2 – Esempio impianti SHP su canali.

In *Fig. 2.2* invece si mostra un esempio di impianti realizzati su canali. L'integrazione nelle strutture è semplice e non richiede opere civili complesse.

È doveroso ricordare che, soprattutto nel caso di impianti cosiddetti a recupero energetico, l'impatto può risultare molto limitato in quanto, oltre alla taglia ridotta, essi si inseriscono in schemi idrici già esistenti ed in un territorio già antropizzato. Per contro per applicazioni di questo tipo occorre porre particolare attenzione alle installazioni nei centri abitati dove è

necessario prevedere interventi di assorbimento dei rumori e delle vibrazioni prodotte dalle macchine [1].

Alcune applicazioni prevedono infine la possibilità di realizzare impianti di mini-idraulica con pompaggio, tali da far funzionare il generatore come motore e consentire durante le ore notturne di pompare l'acqua dal bacino inferiore a quello superiore funzionando come gli impianti di grossa taglia. Durante la notte questi impianti possono funzionare da carico per le centrali termoelettriche contribuendo ad un loro migliore funzionamento.

Costruttivamente gli impianti di mini-idraulica non differiscono dagli impianti di taglia maggiore. Utilizzano sempre un sistema turbina-generatore e se caso un sistema di conversione statica. Una caratteristica peculiare degli impianti di mini-idraulica è la loro compattezza costruttiva soprattutto per piccole potenze. Questo permette di costruire turbine e generatori molto compatti dagli ingombri contenuti. Spesso si realizza il sistema turbina-generatore in un unico blocco facile da installare e da trasportare. Il blocco può contenere anche il sistema di conversione statica. Si possono realizzare anche sistemi stagni in modo da essere inseriti direttamente nell'alveo del corso d'acqua in esame.



Fig. 2.3 – Esempi costruttivi di turbine.

Nella prima parte di *Fig. 2.3* è rappresentata una ruota Pelton tradizionale. Si noti come le sue dimensioni siano molto ridotte. Nella seconda parte di *Fig. 2.3* è invece rappresentato un esempio di sistema completo per la generazione. Nello specifico si tratta di un sistema che utilizza una *Steffturbine* che impiega ruote idrauliche. Il sistema è racchiuso in un involucro contenente le ruote idrauliche, il generatore ed il sistema di conversione del segnale. Ne deriva un sistema facile da installare e da trasportare, molto compatto e poco invasivo.

Gli impianti *SHP* possono essere usati per alimentare utenze isolate ed essere anche collegati alla rete nazionale.

Il funzionamento può avvenire dunque in due modi:

- *Off-grid* o *stand-alone*: sistemi non collegati in rete. In genere si tratta di pico-centrali asservite ad utenze da pochi kW. È il caso di utenze isolate non esercite dalla rete elettrica nazionale.
- *On-grid* o *grid-connected*: sistemi connessi alla rete di bassa tensione (BT). In genere sono micro-impianti realizzati per l'autoconsumo in grado di cedere la parte eccedente di energia al distributore locale. Se connessi tramite un sistema di conversione statica, gli impianti vengono disaccoppiati dalla rete. Non si hanno dunque tutte le problematiche legate alla messa in parallelo dei due sistemi. I sistemi *grid-connected* inoltre possono immettere l'energia prodotta dietro un corrispettivo economico che permette di ripagare l'investimento e rende ancor più conveniente la realizzazione dell'impianto.

La possibilità di avere impianti *grid-connected* e quindi di interagire con la rete elettrica nazionale, ha portato ad un'evoluzione della concezione di rete elettrica arrivando alla nascita delle *smart grids* ovvero reti intelligenti che coniugano l'utilizzo di tecnologie tradizionali con soluzioni digitali innovative, rendendo la gestione della rete elettrica maggiormente flessibile, grazie ad uno scambio di informazioni più efficace. Una delle applicazioni più immediate delle reti intelligenti è l'integrazione in rete delle energie rinnovabili, che contribuisce al raggiungimento degli obiettivi ambientali fissati dalla Comunità Europea. La messa a punto di tecnologie digitali innovative permette inoltre il monitoraggio di tutta la rete per intervenire tempestivamente su guasti e garantire una fornitura ottimale di elettricità [18].

2.1.3 Vantaggi e svantaggi degli impianti SHP.

In Italia esistono molti siti adatti ad ospitare il piccolo idroelettrico anche in considerazione della vasta gamma di contesti in cui possono essere inseriti gli impianti. Gli impianti SHP necessitano infatti risorse limitate per la produzione di energia elettrica. Grazie alle potenze limitate in gioco presentano una struttura compatta, facile da trasportare anche in luoghi difficili da raggiungere.

L'esperienza per di più permette di affermare che il piccolo idroelettrico se ben proporzionato ed installato nel punto giusto, risulta economicamente competitivo, una volta considerati gli effettivi costi globali unitari, rispetto sia alle altre fonti energetiche rinnovabili e sia, frequentemente, anche rispetto alle fonti tradizionali [2]. I benefici dal punto di vista ambientale come visto riguardano il basso impatto ambientale e la possibilità di raggiungere utenze isolate non raggiungibili attraverso la rete elettrica nazionale o raggiungibili mediante opere di maggiore impatto. Gli impianti SHP sono utilizzabili nella generazione elettrica distribuita realizzando *smart grids* e possono dare un contributo importante nell'ottica dell'uso di fonti rinnovabili per la produzione elettrica e della

diversificazione energetica aiutando a ridurre la dipendenza dai combustibili fossili ed evitando l'emissione di gas serra e di sostanze nocive per la salute.

Senza ricorrere ad una fonte o ad una tecnologia del tutto nuova, la mini-idraulica può contribuire allo sviluppo sostenibile del territorio. Si ricorda che rientrando nel campo delle energie rinnovabili può accedere all'erogazione degli incentivi nazionali e comunitari. Il piccolo idroelettrico anche se in maniera minore, presenta gli aspetti negativi tipici della realizzazione dei grandi impianti.

L'impatto ambientale è molto ridotto ma non inesistente. La progettazione dovrà essere realizzata con grande attenzione seguendo il criterio di minimizzare l'impatto sul territorio e non considerando il solo aspetto produttivo. Bisognerà tener conto dell'occupazione del suolo e della trasformazione subita dal territorio, limitando i disagi conseguenti all'uso della risorsa idrica in esame.

La captazione dell'acqua ed il suo utilizzo deve essere tale da garantire il deflusso minimo vitale (*DMV*) per non creare alterazioni alla flora ed alla fauna e consentirne un utilizzo adeguato per le attività umane.

Un'ulteriore attenzione è da porre nell'installazione degli impianti in aree urbane. Deve essere tenuto conto dell'impatto sonoro e vibrazionale del sistema al fine di contenere i disturbi entro limiti accettabili.

Si riassumono di seguito pregi e difetti principali degli impianti *SHP* per avere una rapida panoramica.

Pregi:

- utilizzano siti scartati dal grande idroelettrico;
- possibilità di nuove applicazioni nel settore del recupero energetico;
- minimo impatto ambientale e maggior controllo idrogeologico;
- recupero di siti dismessi con conseguente recupero urbanistico;
- facilità di installazione e di trasporto grazie alle dimensioni compatte;
- funzionamento *on-grid* ed *off-grid*;
- possibilità di usufruire di incentivi;
- ottima soluzione per la produzione di energia da fonte rinnovabile;

- costi globali unitari contenuti, minori rispetto alle altre fonti rinnovabili.
- ampia possibilità di realizzazione in futuro.

Difetti:

- rendimento minore rispetto agli impianti di grossa taglia e molto variabile;
- l'integrazione nel paesaggio deve essere valutata attentamente anche se di impatto minore rispetto ai grandi impianti;
- deve tenere conto dell'uso della risorsa idrica utilizzata per scopi vitali, rilasciando un deflusso minimo adeguato o comunque non alterando l'ecosistema in cui viene inserito;
- problemi di rumorosità e di vibrazione negli impianti realizzati in ambito urbano.

2.2. Impianti SHP a velocità variabile.

Un problema che affligge il piccolo idroelettrico è il rendimento del sistema che risulta in prima approssimazione compreso tra il 50% ed il 70%. Un valore di rendimento basso incide sull'*AEP (Energia Annuo Producibile)* dell'impianto e sulla sua remuneratività economica. La decisione sulla possibile o meno realizzazione di un impianto, una volta accertata la fattibilità dal punto di vista tecnico, dipende dal lato economico dell'investimento.

La producibilità annua è un fattore determinante e a pari condizioni fluidodinamiche del sito dipende dal rendimento. Il rendimento della turbina riveste un ruolo fondamentale. Il rendimento della macchina idraulica dipende dal punto di funzionamento istantaneo, ovvero dai valori della portata, del salto e della velocità di rotazione.

Il funzionamento della turbina può essere rappresentato da curve caratteristiche che individuano le sue prestazioni nelle diverse condizioni di lavoro. Queste curve possono essere rese disponibili dal costruttore della macchina idraulica oppure possono essere ricavate sperimentalmente in laboratorio o tramite misure sul campo.

Esistono diversi tipi di caratteristiche descrittive che mostrano l'andamento delle prestazioni della turbina al variare delle grandezze idrauliche al suo ingresso.

Una possibile curva caratteristica della turbina è rappresentata in Fig. 2.4.

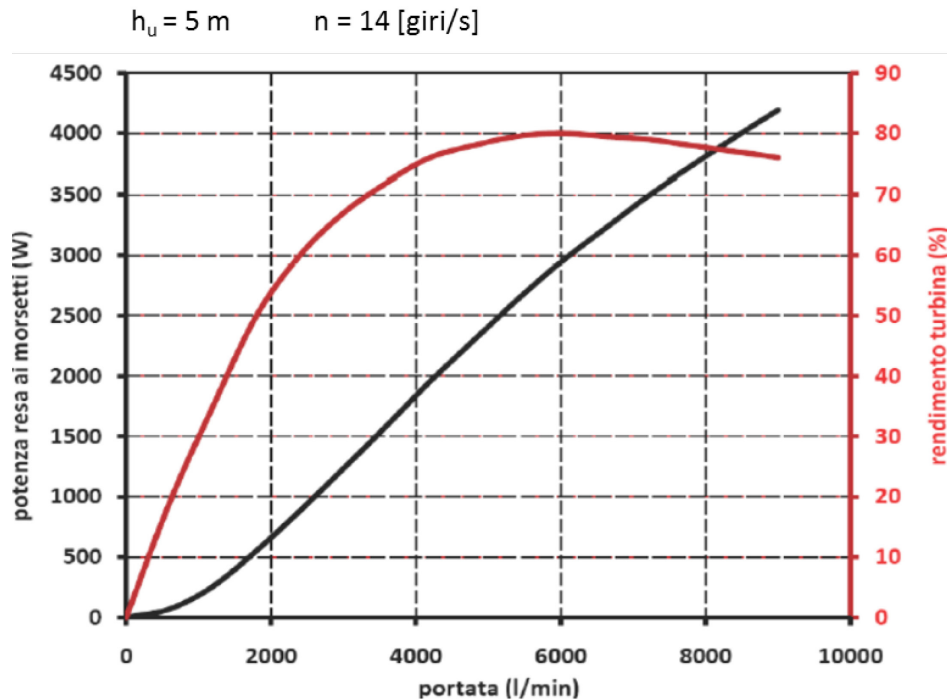


Fig. 2.4 – Esempio di curva caratteristica tracciata con salto e velocità costanti. Rendimento/potenza in funzione della portata.

La curva rappresentata in Fig. 2.4 mostra il rendimento in funzione della portata con salto e velocità di rotazione fissati.

Le prestazioni della turbina sono massime per un determinato punto di lavoro caratterizzato da valori delle grandezze ben preciso. Appena le condizioni variano, il rendimento decresce velocemente, diminuendo l'*AEP* producibile.

Negli impianti di mini-idraulica le condizioni fluidodinamiche del sito possono essere profondamente variabili incidendo negativamente sul rendimento. La causa del calo delle prestazioni della turbina è dovuta a come la vena fluida impatta sulle pale della macchina che presentano un profilo palare ben preciso.

Quando la turbina viene progettata, alle pale si dà un'inclinazione ed una forma ben determinata in modo che l'acqua impatti con la minore dispersione possibile di energia. Il profilo palare che garantisce il massimo rendimento della macchina idraulica è legato a determinate condizioni di portata, salto e velocità stabilite in fase di progettazione. Se queste grandezze variano, l'incidenza del liquido cambia facendo peggiorare le prestazioni tanto più quanto ci si allontana dal punto di progettazione.

Negli impianti idroelettrici tradizionali si risolve il problema regolando il profilo palare tramite servomotori in grado di variare l'inclinazione delle pale a livello della girante, a livello del distributore o addirittura a livello di entrambe.

A seconda del numero di regolazioni attuabili dal sistema si hanno macchine mono-regolanti e bi-regolanti. In questo modo la vena fluida lambisce le pale in modo da mantenere il rendimento intorno al valore massimo, nonostante la macchina lavori lontano dal punto di progettazione. La velocità di rotazione della turbina rimane fissa. La macchina tramite la regolazione geometrica permette di adattarsi alle diverse condizioni fluidodinamiche.

Per gli impianti di mini-idraulica adottare tali soluzioni non è economicamente conveniente. Resta il problema di sopperire in qualche modo al basso rendimento di questi impianti.

Una possibile strada è di variare la velocità della turbina, passando da turbine a velocità fissa a quelle a velocità variabile (*VSO*). Esistono già diversi progetti di centrali idroelettriche in cui si utilizzano turbine funzionanti a velocità variabile, questi impianti si utilizzano soprattutto quando si deve rispondere a delle variazioni del salto e della pressione di lavoro della turbina.

Variando la velocità di rotazione anche se il profilo palare rimane invariato si può mantenere il rendimento a valori molto più alti rispetto a quelli che si otterrebbero impiegando turbine a velocità e geometria fissa perché la vena fluida con il cambio di velocità è in grado di lambire la pala con la minima dispersione di energia.

2.2.1 Principi di funzionamento delle turbine a velocità variabile *VSO*.

Nello studio delle turbine, e delle turbomacchine in generale, il moto del fluido viene considerato stazionario ed unidimensionale.

L'ipotesi di stazionarietà significa considerare il moto a regime: le diverse grandezze che descrivono lo stato del fluido come, ad esempio la sua velocità, non variano in funzione del tempo.

L'ipotesi di flusso unidimensionale richiede che la velocità del fluido possa variare lungo il canale, mentre non varia nei punti diversi della stessa sezione [1].

Un'altra semplificazione è di considerare il numero delle pale della girante infinito e di spessore trascurabile.

Lo studio di come la vena fluida impatta sulle pale della macchina idraulica avviene tramite i triangoli di velocità.

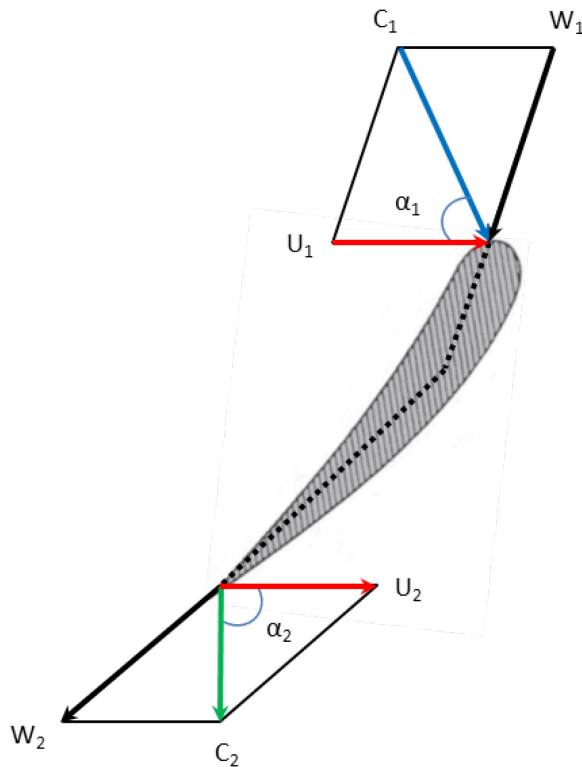


Fig. 2.5 – Triangoli di velocità di una turbina.

In Fig. 2.5 è rappresentato l'interno della turbomacchina dove si distingue la regione 1 (sezione di ingresso) e la regione 2 (sezione di uscita) attraverso le quali scorre il fluido.

Nell'immagine sono presenti i vettori delle velocità. Si definisce:

- \vec{c} velocità assoluta del fluido registrata da un osservatore fisso.
- \vec{w} velocità relativa del fluido registrata da un osservatore solidale con la macchina.
- \vec{u} velocità periferica della turbina

La velocità assoluta \vec{c} è la velocità posseduta dal fluido registrata da un osservatore fisso mentre la velocità relativa \vec{w} è la velocità del fluido registrata da un osservatore mobile, trascinato in rotazione dalla girante della turbina che ruota con una velocità periferica \vec{u} .

Le tre velocità sono legate dalla seguente equazione vettoriale:

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (2.1)$$

La potenza interna P_i trasmessa dall'acqua alla girante è data dall'equazione di Eulero:

$$\dot{P}_i = (c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot u_1) - (c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot u_2) \quad [\text{W}] \quad (2.2)$$

La potenza dipende dai triangoli di velocità attraverso i moduli dei vettori e l'angolo α compreso tra il vettore della velocità assoluta ed il vettore della velocità periferica.

La massima potenza trasmissibile dalla vena fluida alla girante vale:

$$\dot{P}_{i_{max}} = (c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot u_1) \quad [\text{W}] \quad (2.3)$$

Questa è la condizione per cui la turbina presenta il massimo rendimento. La vena fluida lambisce il profilo palare in modo ottimo minimizzando gli urti.

La condizione si verifica quando il secondo termine dell'equazione (2.2) si annulla:

$$(c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot u_2) = 0 \quad [\text{W}] \quad (2.4)$$

Poiché la velocità assoluta c_2 e la velocità periferica u_2 non possono essere nulle per ovvi motivi, l'unica condizione possibile affinché la macchina abbia il massimo rendimento, è che l'angolo compreso tra i due vettori sia pari a 90° . Il vettore della velocità assoluta del fluido in uscita dalla girante deve essere posizionato ortogonalmente al vettore della velocità periferica. Il rendimento della turbina sarà tanto minore quanto sarà il discostamento dell'angolo da 90° .

Nell'immagine il triangolo di velocità in uscita rappresenta la condizione di massimo rendimento.

Se le condizioni della vena fluida in ingresso alla girante cambiano, i triangoli di velocità vengono modificati ed in uscita non è più rispettata la condizione di ortogonalità. Il rendimento della turbina è diminuito.

Per riportare il rendimento al suo valore massimo si può variare la geometria della turbina regolando l'inclinazione della pala e/o del distributore, oppure variare la velocità di rotazione della turbina modificando il valore della velocità periferica \vec{u} .

Questi concetti sono rappresentati in *Fig. 2.6* seguente.

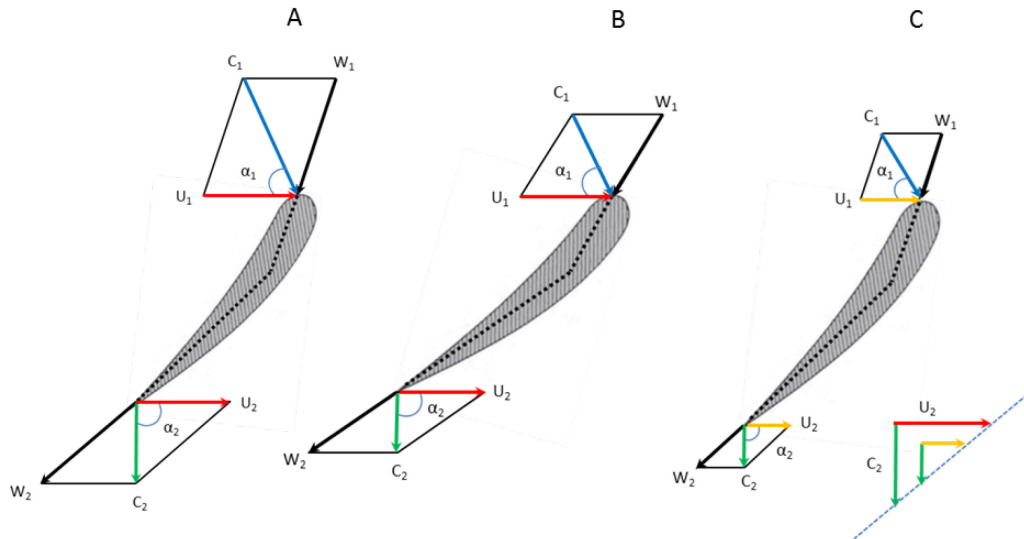


Fig. 2.6 – Triangoli di velocità per sistema di riferimento (A), sistema a doppia regolazione (B), sistema a geometria fissa VSO.

In *Fig. 2.6*, il caso *A* rappresenta la situazione di riferimento. Se variano le condizioni idrauliche in ingresso, la turbina per mantenere la condizione di massimo rendimento può variare la sua geometria modificando l'inclinazione delle pale sia del distributore che della girante (caso *B*) oppure variando la propria velocità di rotazione (caso *C*). In entrambi i casi l'angolo α_2 è pari a 90° .

Nel caso di turbina a velocità variabile, agendo sul vettore della velocità periferica si riesce nelle nuove condizioni di funzionamento, a mantenere il vettore della velocità assoluta in uscita, ancora ortogonale al vettore della velocità periferica.

Serve un sistema in grado di determinare la velocità di rotazione in grado di massimizzare la trasmissione della potenza dal fluido alla girante e di applicarlo al sistema turbina-generatore.

2.2.2 Caratteristiche principale di impianti SHP a velocità variabile.

La determinazione della velocità di rotazione avviene tramite tecniche di controllo in grado di ricavare il valore che massimizza il trasferimento di potenza. Esistono varie tecniche di controllo che richiedono un diverso livello di conoscenza della turbina.

Le tecniche, oggetto di studio di questa tesi verranno analizzate nel prossimo capitolo. Ogni tecnica ricava la velocità di rotazione con metodi diversi. Più la tecnica è in grado di avvicinarsi alla velocità che massimizza il rendimento, e maggiore sarà la producibilità

annua dell'impianto e quindi l'efficienza del sistema. Lavorando a velocità variabile il generatore non ruota a velocità fissa e nasce il problema della frequenza del segnale elettrico in uscita che sarà variabile. È indispensabile prevedere un sistema di conversione statica del segnale basata sulla conversione $AC/DC/AC$. Da una parte questa costituisce una complicazione del sistema, perché introduce un elemento in più nella catena di produzione, aumentando il costo dell'intero impianto. In realtà le turbine *VSO* costruttivamente sono più robuste e semplici da realizzare rispetto alle turbine a geometria variabile provviste di organi di regolazione. Non avendo organi di regolazione meccanica risultano meno costose e più affidabili. In tal modo si compensano i costi del componente aggiuntivo.

Si analizza ora un impianto *SHP* in grado di immettere energia in rete, in quanto è un'applicazione di grande interesse.

Lo schema completo di un impianto *SHP* generico connesso *on-grid* è rappresentato in Fig. 2.7.

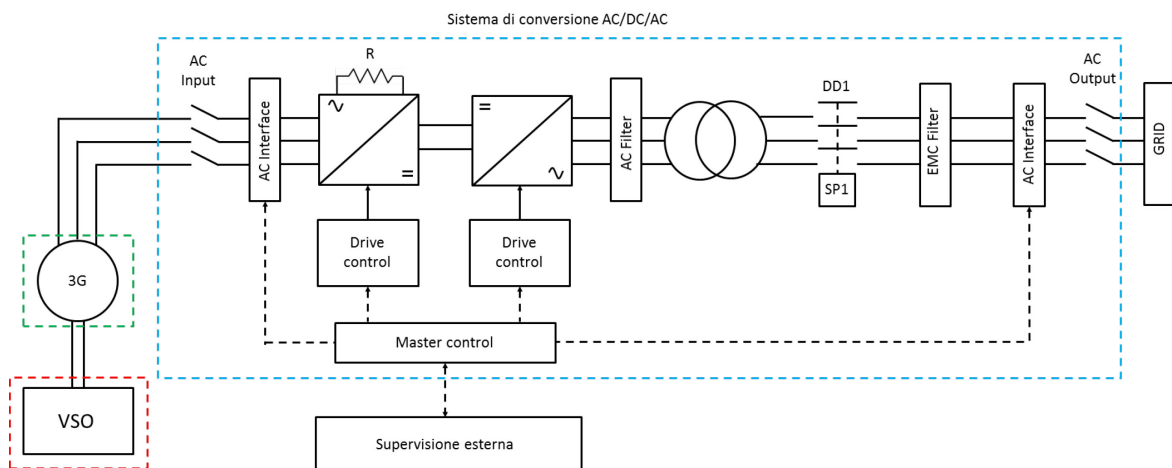


Fig. 2.7 – Esempio di schema di impianto SHP con VSO.

Un impianto generico *SHP* a velocità variabile è composto dai seguenti componenti:

- Turbina *VSO*. È una turbina a geometria fissa. Non è consentito nessun tipo di regolazione meccanica. Ciò rende la macchina molto robusta ed affidabile e più economica rispetto alle turbine “classiche”.
- Generatore elettrico. Il generatore trifase è pilotato con tensione e frequenza dal sistema di conversione e permette di regolare la velocità di rotazione dell'impianto, al fine di massimizzare il rendimento, modificando i triangoli di velocità del fluido. Date le potenze limitate in gioco, spesso si usano macchine a magneti permanenti. In alcuni casi si usano generatori stagni in modo da essere inseriti direttamente nell'alveo del corso d'acqua. Una caratteristica comune dei generatori degli impianti *SHP* è la

compattezza e gli ingombri ridotti. Possono essere usate sia macchine sincrone che asincrone.

- Sistema di conversione statica *AC/DC/AC* o quadro di conversione.

Il sistema di conversione statica *AC/DC/AC* racchiude nel suo quadro i seguenti elementi:

- Doppio inverter. Permette il disaccoppiamento dell'impianto dalla rete elettrica e regola tensione e frequenza del segnale in uscita. Si evitano così tutti i problemi della messa in parallelo dell'impianto con la rete, tipici delle centrali tradizionali. Pilota il generatore al fine di variare la velocità di rotazione dell'impianto, stabilita dal *Master Control*.
- interfacce *AC*. La prima interfaccia permette il collegamento al generatore elettrico mentre la seconda al punto di consegna (contatore) della rete
- *Master Control*. È il sistema che gestisce l'impianto attraverso la tecnica di controllo implementata. Determina la velocità di rotazione della turbina e comanda il sistema di conversione. Può essere implementato tramite *PLC* o *PC* industriale. Viene posizionato dentro al quadro di conversione e può essere interfacciato con i sistemi di supervisione esterna.
- Filtro *AC*. Filtro che limita il contenuto armonico, causato dalla conversione, del segnale immesso in rete.
- Trasformatore. Serve per garantire l'isolamento galvanico tra il sistema di conversione e la rete elettrica.
- filtro *EMC*. Filtro per limitare i disturbi elettromagnetici e garantire la compatibilità elettromagnetica del quadro di conversione.

Questi sono gli elementi base che caratterizzano un impianto *SHP* a velocità variabile. Un sistema a velocità variabile *off-grid* è sostanzialmente simile all'impianto appena analizzato. La differenza consiste nell'impiego dell'energia elettrica prodotta che viene utilizzata esclusivamente per l'autoconsumo. Il sistema dal punto di vista normativo risulta più semplice da realizzare in quanto non essendo collegato alla rete non deve considerare tutte le problematiche relative alla connessione. Gli impianti per essere *on-grid* devono infatti rispettare delle norme molto più restrittive perché non devono creare in alcun modo problemi alla rete. Tra tutte le problematiche possibili si ricorda a titolo di esempio che in nessun caso l'impianto deve funzionare in isola quando la rete di distribuzione è disalimentata. Questo problema ovviamente non riguarda gli impianti *off-grid*.

2.2.3 Vantaggi degli impianti SHP con turbine VSO.

Oltre ai vantaggi legati al miglior rendimento, gli impianti a velocità variabile presentano una serie di vantaggi rispetto agli impianti idroelettrici “tradizionali”:

- La turbina è priva di organi meccanici per la regolazione e quindi degli attuatori meccanici annessi. La geometria fissa permette di ottenere macchine più robuste e meno usurabili, contribuendo ad un aumento dell'affidabilità del sistema che richiede una minore manutenzione.
- La turbina è formata da una semplice elica fissa opportunamente sagomata., la cui realizzazione risulta meno costosa rispetto alle turbine “classiche”. Una macchina più economica permette di compensare il costo aggiuntivo del sistema di conversione non necessario per gli impianti tradizionali.

L'affermazione è supportata dalla letteratura tecnica da cui è presa la *Fig. 2.8*.

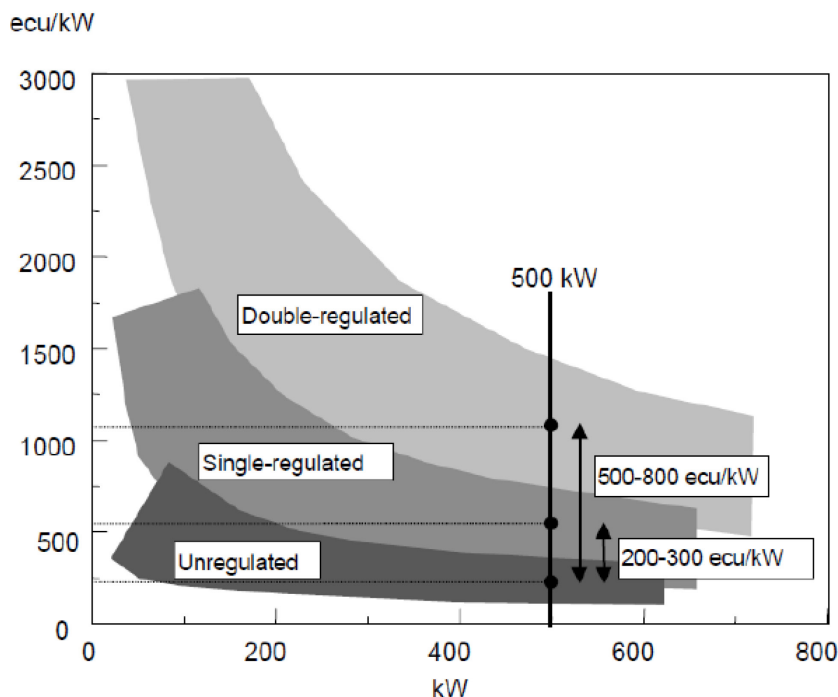


Fig. 2.8 – Confronto dei costi dei vari tipi della turbina.

Il confronto dei costi di *Fig 2.8* riguarda turbine bi-regolanti, mono-regolanti e a velocità variabile (*unregulated*). Le turbine *VSO* presentano un costo specifico minore rispetto alle altre due tipologie [19].

- Rischio di cavitazione minore. Le turbine con funzionamento a velocità variabile non hanno la necessità di cambiare geometria e quindi di inclinare molto le pale della

girante, operazione che di solito fa aumentare molto la velocità relativa dell'acqua sulla pala (lunghezza del vettore \vec{w} nei triangoli di velocità) e che comporta una riduzione della tensione di vapore dell'acqua con possibile innesco dei fenomeni di cavitazione.

- Possibile regolazione della pressione in uscita. La velocità della macchina non è più vincolata e si ha un grado di libertà in più nel sistema di controllo della centrale idroelettrica, che può essere utilizzato per regolare la pressione in uscita dalla turbina. La regolazione della pressione può essere attuata solamente nel caso di turbine a reazione [2].
- Disaccoppiamento dell'impianto dalla rete elettrica. Il quadro di conversione permette di disaccoppiare l'impianto dalla rete elettrica limitando tutti i problemi relativi all'accoppiamento di reti in corrente alternata dovuto al rispetto del sincronismo tra di esse. Non si hanno tutte le problematiche relative all'inserzione in parallelo dell'impianto con la rete elettrica tipica delle centrali connesse direttamente in rete, e alla perdita di passo. Nel caso di impianti a velocità variabile è il sistema di conversione che si occupa della connessione alla rete.
- Migliore risposta ai codici di rete (CEI 0-21). Il Comitato Elettrotecnico Italiano (CEI), ha stilato la Norma CEI 0-21 "Regola tecnica di riferimento per la connessione di Utenti attivi e passivi alle reti BT delle imprese distributrici di energia elettrica". Tale norma stabilisce le regole tecniche che le utenze attive e passive devono rispettare per poter collegare gli impianti alla rete elettrica di distribuzione.

La presente norma per gli utenti attivi ha lo scopo di definire le condizioni di avviamento, di esercizio e di distacco dell'impianto di produzione evitando che gli impianti di produzione possano funzionare in isola su porzioni di reti BT del Distributore [20].

Il quadro di conversione permette di rispondere in modo migliore alle richieste imposte dalla norma come ad esempio l'immissione graduale della potenza attiva in rete, la riduzione della potenza generata all'aumento della frequenza di rete, la produzione di potenza reattiva, la risposta ai buchi di tensione in rete. Inoltre si ha la possibilità nelle normali condizioni di funzionamento del sistema, di generare sempre con fattore di potenza pari a 1 [2].

2.3 Aspetti economici di un impianto *SHP*.

La realizzazione degli impianti *SHP* può essere incentivata attraverso l'erogazione di fondi ed incentivi economici, disponibili a livello europeo e statale. A livello europeo, il piccolo idroelettrico può ottenere fondi accedendo ai vari progetti avviati dalla comunità europea nel settore della produzione di energia da fonti rinnovabili.

L'Europa finanzia i vari progetti tramite progetti specifici ed enti di vario genere.

A livello nazionale invece sono erogati incentivi basati sull'energia prodotta, rilasciati dal Gestore dei Servizi Energetici che propone delle tariffe agevolate per il ritiro dell'energia prodotta in eccedenza ed immessa in rete.

2.3.1 Progetti ed associazioni europee per il finanziamento.

I principali progetti europei attualmente in corso e gli enti che possono corrispondere aiuti economici sono riportati di seguito.

RESTOR Hydro (Renewable Energy Sources Transforming Our Regions Hydro)

RESTOR è un progetto europeo finalizzato ad aumentare la produzione di energia rinnovabile in micro e piccoli impianti idroelettrici, attraverso l'identificazione e la riattivazione di mulini storici e centraline idroelettriche attualmente non in funzione. Il progetto *RESTOR Hydro* identifica e mappa i siti più adatti a essere riattivati e stimola gli investimenti tramite lo sviluppo di un modello economico per cooperative locali [21]. Il progetto è entrato in vigore nel Giugno 2012 e avrà termine nel Giugno 2015 [22].

FESR (Fondo Europeo per lo Sviluppo Regionale)

Il Fondo Europeo per lo sviluppo regionale. È un fondo europeo per lo sviluppo regionale che si occupa del finanziamento di progetti legati all'installazione di impianti a fonti rinnovabili e del recupero energetico degli edifici [23].

ELENA (European Local Energy Assistance)

Il progetto *ELENA* si occupa di coprire il 90% del costo del supporto tecnico necessario per preparare, attuare e finanziare il programma di investimenti relativo alle energie rinnovabili ed all'efficienza energetica [24].

IEE (Intelligent Energy Europe)

Il programma nasce nell'ottica di realizzare un futuro energetico intelligente. Supporta l'efficienza energetica dell'UE e le politiche energetiche rinnovabili, al fine di raggiungere gli obiettivi della strategia europea del piano 20-20-20 [25].

2.3.2 Incentivi erogati dal Gestore dei Servizi Energetici (GSE).

A livello nazionale gli incentivi riguardano gli impianti *SHP grid-connected*, che hanno la possibilità di immettere in rete il surplus di energia. L'incentivo è basato sull'energia netta immessa in rete e non sull'energia autoconsumata che pertanto non può usufruire di queste agevolazioni.

Scambio sul posto.

Lo scambio sul posto, regolato dalla Delibera *ARG/elt 74/08*, è una particolare modalità di valorizzazione dell'energia elettrica che consente, al Soggetto Responsabile di un impianto, di realizzare una specifica forma di autoconsumo immettendo in rete l'energia elettrica prodotta ma non direttamente autoconsumata, per poi prelevarla in un momento differente da quello in cui avviene la produzione. Il meccanismo di scambio sul posto consente al Soggetto Responsabile di un impianto che presenti un'apposita richiesta al Gestore dei Servizi Energetici (*GSE S.p.A.*), di ottenere una compensazione tra il valore economico associabile all'energia elettrica prodotta e immessa in rete e il valore economico associabile all'energia elettrica prelevata e consumata in un periodo differente da quello in cui avviene la produzione.

Il *GSE*, come disciplinato dalla Delibera *ARG/elt 74/08*, ha il ruolo di gestire le attività connesse allo scambio sul posto e di erogare il contributo in conto scambio (*CS*), un contributo che garantisce il rimborso (*ristoro*) di una parte degli oneri sostenuti dall'utente per il prelievo di energia elettrica dalla rete. Il contributo è determinato dal *GSE* tenendo conto delle peculiari caratteristiche dell'impianto e delle condizioni contrattuali di ciascun utente con la propria impresa di vendita, ed è calcolato sulla base delle informazioni che i gestori di rete e le imprese di vendita sono tenute a inviare periodicamente al *GSE* [26].

Ritiro dedicato.

Il Ritiro dedicato è una modalità semplificata a disposizione dei produttori per la vendita dell'energia elettrica immessa in rete, in alternativa ai contratti bilaterali o alla vendita diretta in borsa. Consiste nella cessione dell'energia elettrica immessa in rete al *GSE*, che

provvede a remunerarla, corrispondendo al produttore un prezzo per ogni kWh ritirato [27].

Tariffa incentivante onnicomprensiva (To).

Era indirizzata agli impianti di potenza fino a 1 MW entrati in funzione entro il 31 dicembre 2012, determinata dalla somma tra una tariffa incentivante base, il cui valore è individuato per ciascuna fonte, tipologia di impianto e classe di potenza, e l'ammontare di eventuali premi (es. cogenerazione ad alto rendimento, riduzione emissioni, etc.) [28]. Per l'anno 2016 si ipotizza una sua rientrata in vigore. Nel capitolo 6 si faranno ulteriori approfondimenti.

Incentivo (I).

Sono indirizzati agli impianti di potenza superiore a 1 MW e per quelli di potenza fino a 1 MW che non optano per la Tariffa Onnicomprensiva, calcolato come differenza tra la tariffa incentivante base a cui vanno sommati eventuali premi a cui ha diritto l'impianto, e il prezzo zonale orario dell'energia (riferito alla zona in cui è immessa in rete l'energia elettrica prodotta dall'impianto). L'energia prodotta dagli impianti che accedono all'incentivo (I) resta nella disponibilità del produttore [29].

Ogni forma di incentivo stabilisce le condizioni di erogazione dell'energia ed il corrispettivo economico da erogare.

Ogni impianto può accedere ad una sola tipologia di incentivo in quanto l'erogazione di uno esclude l'altro. Sarà pertanto indispensabile un'accurata analisi dell'investimento al fine di stabilire la forma incentivante più conveniente da utilizzare. Gli incentivi saranno analizzati in dettaglio quando si eseguirà la valutazione economica dell'impianto, al fine di valutare quale tecnica di controllo risulta migliore per il caso in esame.

2.3.3 Analisi economica di un investimento.

Oltre allo studio di fattibilità della realizzazione tecnica di un impianto, è indispensabile un'analisi dell'aspetto economico, per stabilire se è conveniente realizzare l'impianto o meno.

La realizzazione di un impianto *SHP* può contare su varie forme di finanziamento e nel caso di sistemi *on-grid* sulla vendita dell'energia elettrica prodotta in eccedenza. In fase di progettazione l'analisi economica dell'investimento è fondamentale per decidere se procedere con la costruzione dell'impianto.

Per valutare la bontà dell'investimento bisogna determinare in linea di massima:

- i costi relativi ai macchinari installati;
- i costi relativi alle opere civili da realizzare;
- i costi di eventuali concessioni da acquisire;
- i costi relativi alla manutenzione ordinaria tipica dell'impianto;
- l'accesso a possibili fondi economici europei e nazionali;
- l'energia annua massima producibile dall'impianto (*AEP*);
- l'energia annua producibile al netto della quota parte di energia persa per disservizi, guasti e fermata dell'impianto per manutenzione;
- il corrispettivo economico per l'energia venduta.

La vendita dell'energia elettrica può contare come visto precedentemente su diverse tipologie di incentivo, ognuno dei quali stabilisce un diverso corrispettivo per il ritiro dell'energia.

A seconda delle caratteristiche dell'impianto da realizzare si deve scegliere l'incentivo che permette un ritorno economico maggiore.

I principali strumenti utilizzati per analizzare la bontà di un investimento sono il *VAN* ed il *Payback time*.

Il Valore Attuale Netto (*VAN*) si basa sul principio secondo il quale un'iniziativa merita di essere presa in considerazione solo se i benefici che ne possono derivare sono superiori alle risorse utilizzate. Per compiere questa analisi è necessario attualizzare i flussi monetari dei vari anni attraverso l'utilizzo di un tasso di attualizzazione di riferimento, che permette di trasferire al tempo 0, ossia "ad oggi" un capitale finanziario esigibile ad una certa data futura, in modo che quel capitale attualizzato, sia finanziariamente equivalente al capitale esigibile alla data odierna [4].

In questo modo si possono trattare algebricamente flussi di cassa riferiti a istanti temporali diversi, ed effettuare una sommatoria che tiene conto dei costi e dei ricavi:

$$VAN = -C_0 + \frac{C_1}{1+i} + \frac{C_2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{C_n}{(1+i)^n} \quad [€] \quad (2.5)$$

Dove:

- C_0 costo dell'investimento iniziale in [€]

- C_n flusso finanziario (positivo o negativo) al tempo n-esimo considerato in [€].

- i tasso di interesse per attualizzare il flusso di cassa.

Più alto è il valore del VAN e più l'investimento risulta conveniente.

Il Periodo di Rimborso (*Payback time*) invece calcola il numero degli anni necessario per compensare l'investimento attraverso flussi positivi [4]. Tiene conto della prima inversione di segno positiva dei flussi di cassa annuali. In pratica questo indice mostra dopo quanti anni l'investimento sostenuto inizierà ad essere redditizio. Più il valore del *Payback* è basso e più l'investimento è conveniente. Per stabilire il suo valore è sufficiente calcolare per ogni anno della durata di vita stimata dell'impianto il flusso di cassa ed osservare quando si verifica l'inversione di segno, da negativo a positivo, del flusso finanziario.

Il VAN ed il *Payback* sono gli indici usati nel corso della tesi per verificare la bontà dell'investimento e fare il confronto economico con le tecniche di controllo sviluppate.

Questi due indici finanziari possono essere usati per valutare la convenienza degli incentivi erogabili dal *GSE* al fine di scegliere il metodo incentivante migliore. La scelta incide non solo sulla remuneratività assoluta dell'impianto ma soprattutto sul tempo di ritorno dell'investimento che deve essere compatibile con l'aspettativa di vita dell'impianto.

2.4 Principali associazioni per lo sviluppo della mini-idraulica.

Si menzionano in questo paragrafo le principali associazioni che si prefiggono l'obiettivo di promuovere la diffusione degli impianti *SHP* a livello internazionale e nazionale per quanto riguarda l'Italia.

ICSHP (International Center on Small Hydro Power).

UNIDO (United Nations Industrial Development Organization).

IEA (Hydropower Implementing Agreement).

IHA (International Hydropower Association).

ICH (International Centre for Hydropower).

INSHP (International Network on Small Hydro Power).

HEA (Hydro Equipment Association).

ESHA (European Small Hydropower Association).

EREF (European Renewable Energies Federation).

EREC (European Renewable Energy Council).

ASSO RINNOVABILI.

AMI (Associazione Mini idroelettrico).

Queste sono le associazioni più importanti che si occupano di promuovere l'uso della risorsa idrica per la produzione di energia elettrica con particolare attenzione agli impianti di mini-idraulica. Lo scopo di queste associazioni è di realizzare una cooperazione tra i membri finalizzata allo scambio di risorse e conoscenze.

CAPITOLO 3 – TECNICHE DI CONTROLLO E MODELLI

3.1 Considerazioni generali sulle tecniche di controllo.

In questo capitolo, verranno analizzati i modelli utilizzati per simulare la turbina ed implementate le tecniche di controllo per regolare la sua velocità al variare delle condizioni idrauliche al suo ingresso. Nel modello implementato non verranno considerati né il generatore, né il gruppo di conversione, né il trasformatore. La loro presenza verrà considerata nella valutazione energetica ed economica attraverso il loro rendimento energetico annuo, che verrà introdotto successivamente. L'unica grandezza legata al generatore che comparirà nei modelli descritti è la sua costante di inerzia che verrà definita in seguito. Quando la turbina si trova a funzionare in condizioni nominali (definite da una terna di valori portata-salto-velocità dal costruttore), il suo rendimento si avvicina al valore massimo dichiarato. In condizioni nominali il rendimento idraulico della turbina non è quasi mai il massimo per ragioni idrauliche. Di solito il rendimento massimo si raggiunge per portate leggermente inferiori alla portata massima della turbina. Quando la macchina si trova a lavorare in condizioni nominali presenta un rendimento dell'83-85% per piccole macchine, ben oltre, fino a 88-90% per le grandi macchine. Come discusso nei capitoli precedenti, se le condizioni idrauliche si discostano dalle nominali, il rendimento cala, in quanto la vena fluida non lambisce le pale della turbina in modo ottimale. I triangoli di velocità vengono modificati e l'impatto del fluido non riesce a minimizzare le perdite, facendole aumentare e causando appunto un calo del rendimento, tanto più accentuato, quanto maggiore è lo scostamento dai valori nominali della turbina. Negli impianti caratterizzati da potenze in gioco superiori a 100-200 kW, si risolve il problema tramite una regolazione che può essere singola o doppia a seconda che avvenga su uno o due organi di regolazione. In alcuni casi si possono utilizzare macchine bi-regolanti anche per piccole potenze. La regolazione può avvenire a livello della girante, a livello del distributore o su entrambi gli organi attraverso la regolazione dell'inclinazione delle pale tramite servomotori. Negli impianti idroelettrici di mini-idraulica, dove la potenza in gioco non è tale da rendere conveniente economicamente l'utilizzo di tali artifici, una strada percorribile è quella di agire sulla velocità di rotazione della stessa turbina in modo da minimizzare le perdite dovute all'impatto del fluido al variare delle condizioni idrauliche, senza agire sull'inclinazione del profilo palare della turbina o del distributore. Variando la velocità si riesce a mantenere il rendimento ad un valore sicuramente più alto di quello che

si otterrebbe nel caso di turbina a velocità fissa. Da qui nasce l'uso delle turbine a velocità variabile *VSO* comandate in velocità tramite delle tecniche di controllo opportune.

Le tecniche di controllo implementate, indipendentemente dalla loro natura, presentano come logica di funzionamento i seguenti concetti comuni:

- algoritmo di controllo per determinare la velocità migliore di funzionamento, indicata nel seguito come velocità di riferimento n_{rif} ,
- implementazione di n_{rif} , mediante un regolatore ad anello chiuso con retroazione;
- determinazione della coppia resistente T_f che modifica la velocità istantanea n della turbina, imponendo una nuova velocità tramite la *Swing equation*.
- Il calcolo della coppia T_f avviene tramite un regolatore *PID*. In ingresso presenta la differenza tra la velocità n_{rif} ed n , mentre in uscita fornisce il valore della coppia T_f , che inserita nella *Swing equation* permette di modificare la velocità di rotazione della turbina stessa.

Ogni tecnica di controllo ricava la velocità di riferimento in modo diverso, attraverso sistemi di complessità e di onere di implementazione variabile. Si dovranno pertanto valutare i controlli in base alle seguenti considerazioni:

- efficienza ed efficacia al fine di ottenere in ogni condizione idraulica il miglior rendimento possibile;
- limiti di funzionamento rispetto alle condizioni idrauliche e meccaniche;
- quantità dei dati necessari al funzionamento della tecnica e flessibilità nell'adattare il controllo in caso di cambio della turbina in esame.

I controlli sono legati al tipo ed al modello della turbina presa in considerazione, secondo relazioni più o meno complesse. Cambiare il tipo di turbina od anche solo il modello, può rendere necessaria una modifica del controllo. Avere un controllo che, oltre a fornire un buon risultato, sia anche facilmente adattabile, ne costituisce un pregio. Come si vedrà in seguito, alcuni controlli richiedono l'inserimento di un numero elevato di dati, che possono essere difficili da reperire o poco affidabili. Se il controllo si basa sulla conoscenza esatta di questi dati e questi sono difficili da valutare o variano nel tempo, il controllo risulta meno preciso e poco flessibile. Altri controlli invece sono semplici e veloci da adattare, permettendo per esempio in fase di progettazione di eseguire verifiche su vari tipi di turbine risparmiando tempo. Questo permette di testare tramite simulazione varie soluzioni al fine di individuare la macchina idraulica più indicata per le condizioni idrauliche dell'impianto in esame senza perdere troppo tempo.

Nel seguito in *Fig. 3.1* viene mostrato lo schema a blocchi generico del modello completo impiegato per lo studio delle varie tecniche di controllo prese in considerazione.

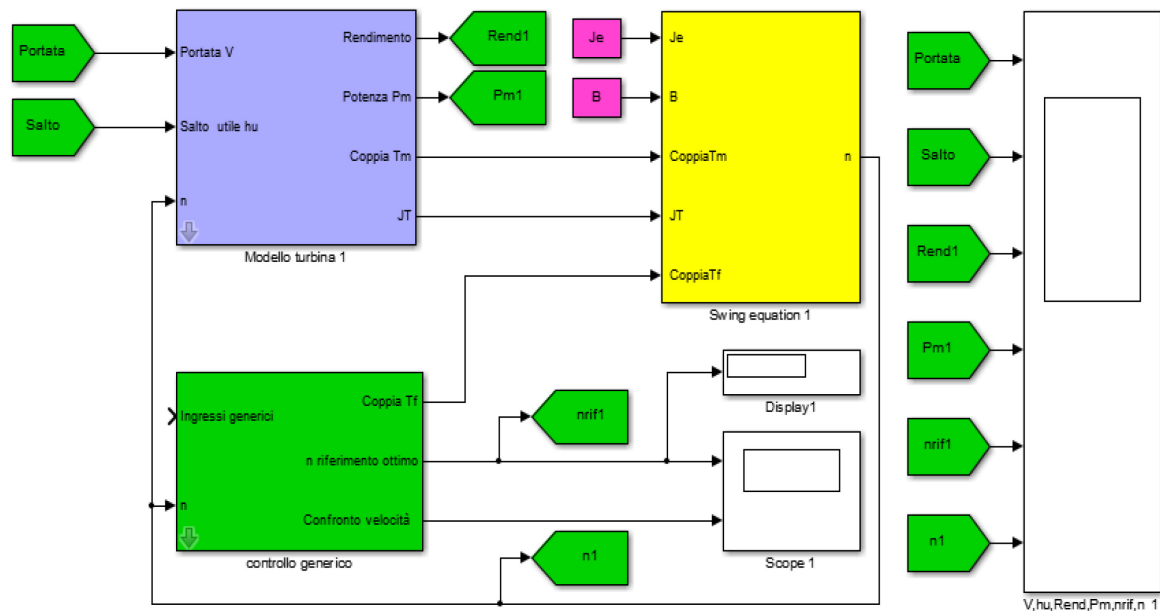


Fig. 3.1 – Modello completo generico.

Il modello completo è formato da tre blocchi distinti:

- Blocco della turbina. Al suo interno è presente il modello rappresentante il funzionamento della macchina idraulica.
- Blocco della *Swing equation*. Al suo interno è presente il modello rappresentante l'equazione matematica che permette di legare la parte meccanica del sistema alla parte elettrica.
- Blocco del controllo. Al suo interno è presente il modello rappresentante la tecnica di controllo in esame. In questa rappresentazione gli ingressi sono generici in quanto dipendono dalla tecnica di controllo implementata. Gli ingressi verranno trattati in dettaglio quando si esporranno le varie tecniche. Un ingresso sempre presente è la velocità di rotazione istantanea della turbina n .

Lo schema a blocchi appena mostrato vale, con le dovute modifiche degli ingressi del blocco di controllo, per tutte le tecniche implementate nella tesi. Il blocco della turbina ed il blocco della *Swing equation* non subiscono modifiche al variare della tecnica di controllo. Nel seguito verranno descritti in dettaglio il blocco della turbina ed il blocco della *Swing equation*. Il blocco del controllo verrà invece descritto nei paragrafi inerenti alle tecniche di controllo.

3.2 Modellazione della turbina e parametri adimensionali.

La turbina è la parte del sistema che si occupa di estrarre dalla vena fluida in esame, caratterizzata da una portata e da un salto utile, l'energia meccanica che a sua volta verrà convertita in energia elettrica dal generatore. Non tutta l'energia in ingresso alla turbina può essere resa disponibile sotto forma di energia meccanica al suo asse a causa di perdite idrauliche e meccaniche. Per considerare tali perdite, viene inserito il concetto di rendimento η che tiene conto di tutti questi fenomeni dissipativi. All'ingresso della turbina la vena fluida presenta una potenza ideale P_{id} ed attraverso il rendimento η si può ricavare la potenza P_m che la turbina fornisce come motore primo al suo asse.

Dalla potenza P_m si ricava la coppia T_m , una delle grandezze fondamentali della *Swing equation*.

All'ingresso della turbina la vena fluida, definita in termini di portata e salto possiede una potenza ideale P_{id} pari a:

$$P_{id} = \dot{V} \cdot h_u \cdot g \cdot \rho \quad [\text{W}] \quad (3.1)$$

Dove:

- \dot{V} portata volumetrica della vena fluida in $[\text{m}^3/\text{s}]$.
- h_u salto utile o salto netto in $[\text{m}]$. È il salto realmente utilizzabile dalla turbina scervo delle eventuali perdite di carico degli elementi antecedenti alla macchina come condotte forzate, valvole, opere di presa e similari. Se la turbina presenta più giranti in serie è da considerarsi come salto utile totale.
- g accelerazione di gravità pari a $9.81 [\text{m}/\text{s}^2]$.
- ρ densità del fluido in $[\text{kg}/\text{m}^3]$. Nel caso di acqua vale $1000 [\text{kg}/\text{m}^3]$.

Attraverso il rendimento si può ricavare la potenza meccanica P_m (e la coppia meccanica T_m):

$$P_m = P_{id} \cdot \eta \quad [\text{W}] \quad (3.2)$$

Dove:

- η rendimento totale della turbina. Numero adimensionale.

Il rendimento totale della turbina è composto a sua volta da tre termini distinti che tengono in considerazione i diversi fenomeni che causano perdite:

- η_o rendimento organico, tiene conto della potenza persa per attrito e per azionare i componenti ausiliari.
- η_y rendimento idraulico, tiene conto delle perdite dovute alle resistenze passive incontrate dal liquido nell'attraversamento della turbina e delle eventuali perdite di energia cinetica non recuperate allo scarico.
- η_v rendimento volumetrico, tiene conto delle perdite dovute alla frazione del fluido che sfugge attraverso i giochi.

Il rendimento totale η è definito come il prodotto dei tre rendimenti singoli:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_y \cdot \eta_v \quad (3.3)$$

Il rendimento è dunque un parametro fondamentale che concorre alla determinazione della potenza P_m che a sua volta, tramite il rendimento elettrico del generatore η_e , dà luogo alla potenza elettrica P_e .

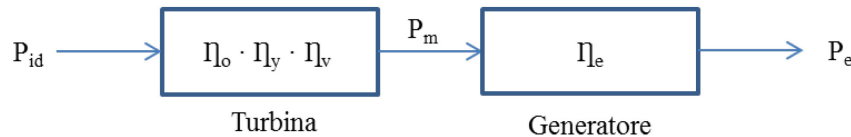


Fig. 3.2 – Conversione della potenza meccanica in elettrica.

Finché la turbina lavora nell'intorno dei suoi valori nominali il suo rendimento è circa il massimo. Variando le condizioni idrauliche al suo ingresso (portata e/o salto), il rendimento cala tanto più ci si allontana dalle condizioni nominali, in quanto i triangoli di velocità del fluido sono variati e non sono più ottimi. Il modello della turbina proposto è in funzione della portata e del salto utile e fornisce in uscita il valore del rendimento. Il modello è fondamentale per lo studio del comportamento delle tecniche di controllo.

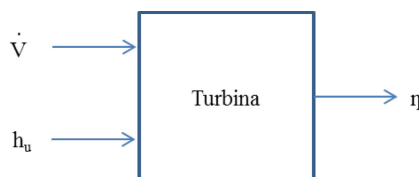


Fig. 3.3 – Modello della turbina in funzione di portata e salto.

Analizzare il comportamento della turbina a fronte di portate e salti variabili e, nel caso di turbine *VSO*, anche a velocità di rotazione variabile, non è di certo semplice. Ciascuna turbina è caratterizzata da un insieme di caratteristiche che individuano le sue prestazioni nei diversi punti di funzionamento.

Esistono vari tipi di caratteristiche descrittive: per esempio curve η – potenza – portata, tracciate a salto e velocità di rotazione costante:

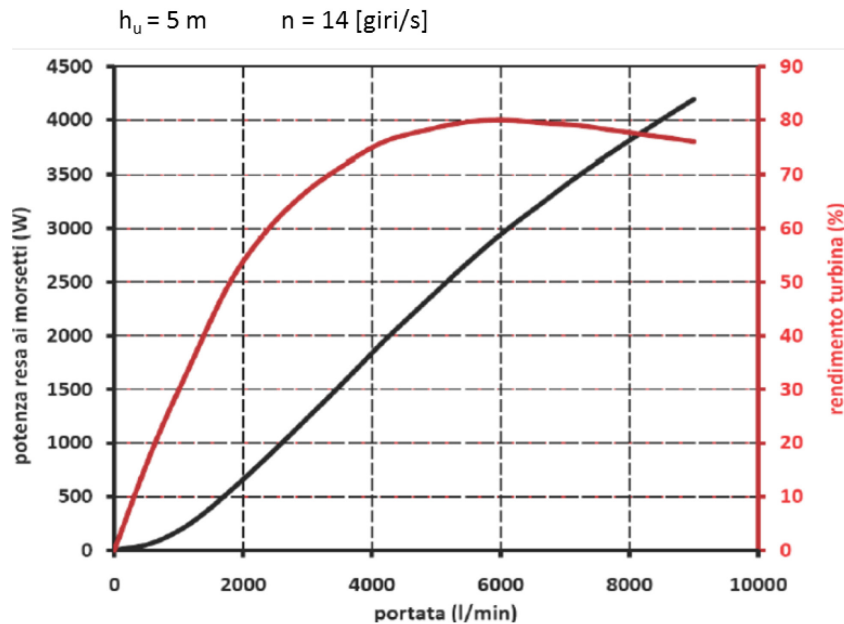


Fig. 3.4 – Esempio di curva caratteristica tracciata con salto e velocità costanti. Rendimento/potenza in funzione della portata.

Dalla curva si ricavano le prestazioni della turbina al variare della portata, ma con salto e velocità di rotazione fissati. Se cambia anche solo uno di questi due parametri (o addirittura entrambi), la curva non è più aderente alla situazione di funzionamento della turbina e non si può ricavare il rendimento o la potenza. Si dovrebbe pertanto considerare una nuova curva, tracciata con le nuove condizioni di salto e velocità.

La determinazione di queste caratteristiche è però laboriosa: si tratta di effettuare misure che richiedono tempo e apparecchiature di prova costose. Le curve caratteristiche sono inoltre associate ad una determinata turbina ed occorrerebbe valutare le prestazioni caso per caso. Anche macchine della stessa famiglia ma, costruite con dimensioni diverse (ad esempio con un diverso diametro massimo della girante) e funzionanti a differenti velocità di rotazione, daranno luogo per ciascuna combinazione di queste grandezze a prestazioni diverse.

Diventa allora praticamente impossibile caratterizzare sperimentalmente il comportamento della turbina a fronte di tutte le possibili combinazioni di questi parametri. Lo studio richiederebbe la conoscenza di una grande mole di dati non sempre facilmente reperibili.

Per ovviare a questo problema e rendere lo studio più semplice, si ricorre alla descrizione della turbina usando il concetto di similitudine fluidodinamica.

Grazie a questa teoria si possono costruire curve che riescono a descrivere le prestazioni della macchina per qualsiasi combinazione di portata, salto, velocità e diametro. Per qualsiasi punto di funzionamento si è in grado di ricavare il rendimento corrispondente.

Il concetto di similitudine fluidodinamica impone che se una turbomacchina A ed una turbomacchina B:

- sono geometricamente simili: tra le due macchine esistono delle identità geometriche rappresentate dagli angoli delle pale e dai rapporti principali della turbomacchina;
- presentano triangoli di velocità simili all'ingresso e all'uscita della girante, in modo tale che l'andamento delle loro linee di flusso sia simile;
- presentano uguale regime di moto del fluido;

allora presenteranno le stesse prestazioni, avranno cioè gli stessi rendimenti [5].

Oltre al rendimento che, come già detto prima, è un numero adimensionale, esistono grazie alla teoria della similitudine altri parametri adimensionali che definiscono le caratteristiche fluidodinamiche del sistema. Questi parametri si sostituiscono alle grandezze dimensionali come portata, salto, lavoro e potenza che vengono usate per tracciare le curve caratteristiche. Essi dipendono dalle condizioni fluidodinamiche in cui la macchina lavora ma grazie alla loro definizione risultano adimensionali e permettono di tracciare un unico diagramma caratteristico con cui si può descrivere il funzionamento della macchina sotto ogni condizione di lavoro. Lo studio della turbina non avviene perciò in termini di portata e salto ma usando i parametri adimensionali. Il modello adottato non ha più quindi in ingresso portata e salto ma una coppia di questi parametri. In uscita si ha sempre il rendimento che rimane la grandezza di interesse di cui si vuole conoscere l'entità per mantenerlo al suo valore più alto o in un suo intorno, tramite le tecniche di controllo.

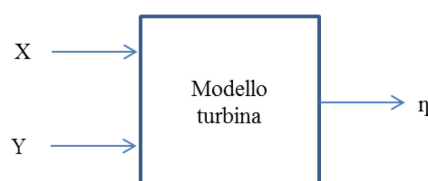


Fig. 3.5 – Modello della turbina in funzione dei parametri adimensionali.

I parametri adimensionali normalmente usati sono:

$$- \varphi = \frac{\dot{V}}{n \cdot D^3} \quad \text{coefficiente di portata} \quad (3.4)$$

$$- \psi = \frac{g \cdot h_u}{n^2 \cdot D^2} \quad \text{coefficiente di pressione} \quad (3.5)$$

$$- \Lambda = \frac{P}{\rho \cdot n^3 \cdot D^5} \quad \text{coefficiente di potenza} \quad (3.6)$$

$$- \omega_s = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}}}{(g \cdot h_u)^{0.75}} \quad \text{velocità specifica} \quad (3.7)$$

$$- D_s = D \cdot \frac{(g \cdot h_u)^{0.25}}{\sqrt{\dot{V}}} \quad \text{diametro specifico} \quad (3.8)$$

$$- V_s = \frac{\dot{V}}{D^2 \cdot \sqrt{h_u}} \quad \text{portata specifica} \quad (3.9)$$

$$- n_s = \frac{n \cdot D}{\sqrt{h_u}} \quad \text{velocità specifica} \quad (3.10)$$

Dove:

- n velocità di rotazione della turbina in [giri/s].
- D diametro della turbina in [m].
- P potenza in [W]

Si osserva che alcuni parametri dipendono o solo dalla portata o solo dal salto mentre altri dipendono da entrambi. Le relazioni che legano tra loro i coefficienti adimensionali sono determinabili sperimentalmente e costituiscono una serie di curve caratteristiche che non rappresentano più la singola macchina in determinate condizioni di funzionamento ma rappresentano l'intera famiglia di macchine geometricamente simili, in un punto di funzionamento generico. È pratica normale da parte dei costruttori di turbine quella di confrontare le prestazioni di macchine appartenenti a famiglie diverse attraverso la rappresentazione grafica delle relative caratteristiche adimensionali [5].

In quest'ottica, si possono anche confrontare le prestazioni della stessa macchina idraulica avente velocità di rotazione variabile con combinazioni di portata e salto anch'esse variabili. È il caso delle turbine *VSO*. Per questo confronto sono necessari almeno due dei coefficienti adimensionali appena visti. Solitamente si usano i coefficienti ϕ e ψ per descrivere la turbina. Si potrebbero usare anche altri parametri ma si è visto durante lo studio che usare ϕ e ψ per il tipo di modello scelto semplifica lo studio, in quanto il primo dipende solo dalla portata ed il secondo solo dal salto. Tale scelta sarà chiarita in seguito.

Il primo passo, indipendentemente dai parametri adimensionali scelti, consiste nel calcolarli partendo dalle curve fornite dal costruttore e nell'associare ad essi, il valore del rendimento corrispondente. L'aderenza del modello al caso reale dipenderà dal livello di conoscenza e dalla bontà dei dati raccolti. Non sempre si ha la conoscenza totale di questi dati o non sempre sono facili da reperire.

Nella pratica comune si possono avere diagrammi in cui il rendimento è ricavato sperimentalmente in funzione della portata per un salto ed una velocità fissa (come in *Fig. 3.4*), oppure avere diagrammi collinari in cui vengono tracciate curve di rendimento in funzione di portata e salto variabili (sempre con velocità fissa) o addirittura comprendenti anche curve con differenti valori di velocità, al fine di stabilire tutti i valori dei parametri in gioco per le diverse combinazioni delle grandezze in esame.

Per ricavare i valori di interesse si può compilare la seguente tabella:

n = k								
h _{u1}								
\dot{V}	η	ϕ	ψ	Λ	ω_s	D_s	n_s	V_s
\dot{V}_1	η_1	ϕ_1	ψ_1	Λ_1	ω_{s1}	D_{s1}	n_{s1}	V_{s1}
\dot{V}_2	η_2	ϕ_2	ψ_2	Λ_2	ω_{s2}	D_{s2}	n_{s2}	V_{s2}
\dot{V}_3	η_3	ϕ_3	ψ_3	Λ_3	ω_{s3}	D_{s3}	n_{s3}	V_{s3}
\dot{V}_4	η_4	ϕ_4	ψ_4	Λ_4	ω_{s4}	D_{s4}	n_{s4}	V_{s4}
...
\dot{V}_n	η_n	ϕ_n	ψ_n	Λ_n	ω_{sn}	D_{sn}	n_{sn}	V_{sn}

Tab. 3.1 – Calcolo dei parametri adimensionali.

Per la sua compilazione si devono seguire le seguenti linee guida:

- si sceglie un valore di velocità n che sarà mantenuto costante. Se si hanno a disposizione curve tracciate a velocità di rotazione costante il valore da usare è quello;
- si sceglie un valore di salto;

- si scelgono vari valori della portata in numero tale da coprire in modo esaustivo il *range* dei valori di portata della turbina in esame;
- tramite le curve si ricava il rendimento associato alle portate;
- si calcolano i parametri adimensionali usando le definizioni viste.

Si ripetono le stesse operazioni per vari valori di salto mantenendo fissa la velocità di rotazione ed i valori di portata scelti. In questo modo si compila un certo numero di tabelle che mostrano come il rendimento vari in funzione di portata e salto. Maggiore sarà il numero di dati tabulati e migliore sarà l'aderenza del modello della turbina alla realtà.

Tale procedimento si può seguire fedelmente se a disposizione si hanno per esempio le curve mostrate in *Fig. 3.4*, in cui in ogni grafico è tracciato il rendimento in funzione della portata ma con un salto ed una velocità di rotazione fissati.

Tra i possibili valori assunti dai parametri adimensionali, grande importanza rivestono i valori associati al rendimento massimo assoluto della turbina, definiti parametri adimensionali ottimi. Stabilirne il valore è fondamentale per applicare le tecniche di controllo più raffinate ed è utile fare ulteriori considerazioni sulla loro determinazione.

I valori ottimi sono quei valori che identificano il rendimento massimo assoluto della turbina.

La particolarità di questi parametri è che una volta trovati, sono indipendenti dal valore di portata, salto e velocità di rotazione, usati per determinarli.

Infatti il valore ottimo si può ottenere per diverse combinazioni di questi valori, non c'è una corrispondenza univoca e questo permette di dar loro una valenza generica indipendente dalle condizioni di funzionamento.

Diventano allora delle grandezze fondamentali per le tecniche di controllo che usano i parametri adimensionali ottimi per calcolare la velocità di riferimento n_{rif} .

I valori ottimi possono essere usati come riferimento dato che corrispondono al rendimento massimo assoluto che la turbina può avere. Più le tecniche di controllo saranno in grado di avvicinarsi a questi punti e maggiore sarà il rendimento della macchina.

La loro determinazione è molto semplice ma implica la conoscenza di almeno una curva di rendimento della turbina. Data la loro genericità infatti basta prendere una sola curva caratteristica per ricavare il loro valore ottimo.

I valori ottimi si determinano nel seguente modo:

- si individua sulla curva il punto di rendimento massimo assoluto;
- nel grafico si individuano la portata ed il salto corrispondenti;
- si tiene presente la velocità di rotazione n per cui la curva è stata tracciata.
- Per calcolarli si applicano le medesime definizioni viste precedentemente usando però i valori di portata, salto e velocità determinati nei punti precedenti.

Per ogni parametro adimensionale introdotto si può calcolarne il valore ottimo.

Presa per esempio la curva caratteristica di Fig. 3.4 per determinare il valore ottimo dei coefficienti adimensionali basta individuare il valore delle grandezze di interesse. In verde sono evidenziati i valori da usare.

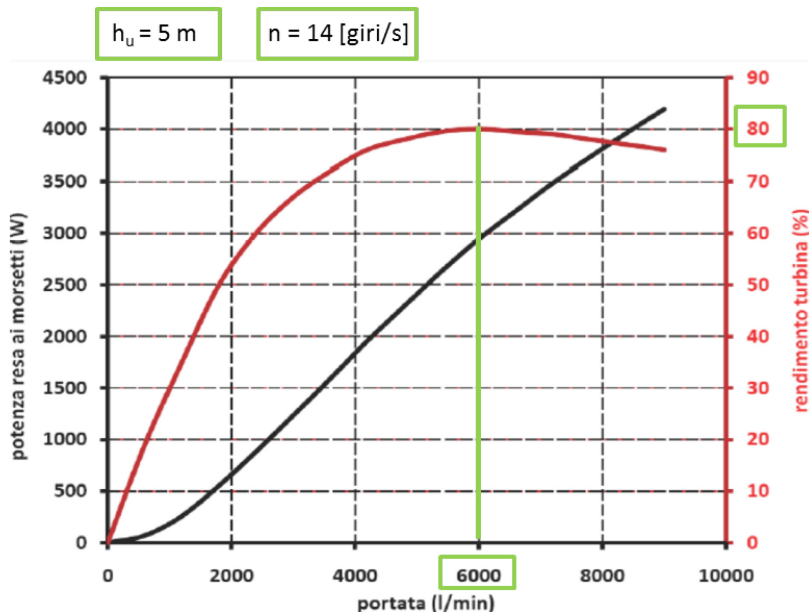


Fig. 3.6 – Esempio di calcolo dei parametri ottimi.

Determinati questi valori, attraverso le definizioni si ricavano i parametri adimensionali ottimi che in seguito verranno identificati dal pedice “*ott*”.

Il metodo appena illustrato ha validità generale e parte dal presupposto di avere a disposizione le curve descrittive della turbina in termini di portata, salto e velocità n . Si potrebbe presentare il caso di curve rappresentanti il rendimento, già in funzione dei parametri adimensionali. In tal caso la determinazione dei valori ottimi è immediata in quanto basta leggerli dalla curva stessa. In questi grafici il rendimento è rappresentato in

funzione di una certa coppia di parametri e potrebbe essere difficoltoso ricavare il valore ottimo degli altri parametri, in quanto non è detto si riesca a risalire ai valori di portata, salto e velocità n a cui son stati calcolati quelli dedotti dalla curva. Solo conoscendo la portata, il salto e la velocità n di un punto di rendimento massimo assoluto, si possono calcolare tutti i coefficienti adimensionali ottimi. Una volta in possesso dei valori dei parametri adimensionali e dei rendimenti a loro associati si può descrivere completamente il funzionamento della turbina implementando il modello.

Modello della turbina.

Il modello della macchina viene implementato secondo il seguente schema che mostra gli ingressi e le uscite del blocco.

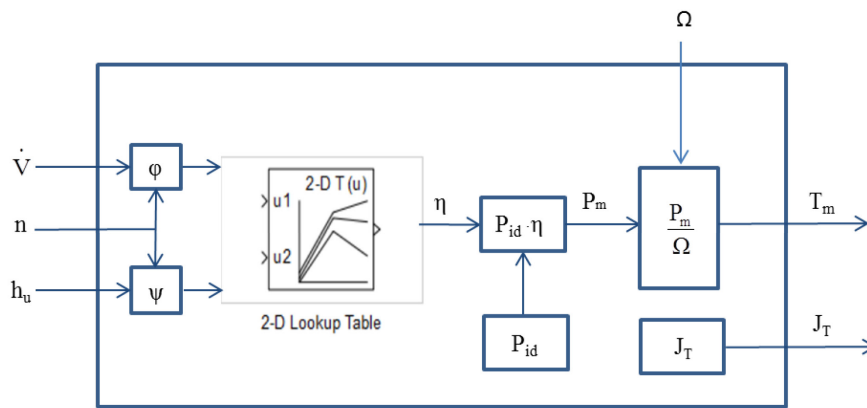


Fig. 3.7 – Principio di funzionamento della turbina.

Conoscendo portata, salto e velocità di rotazione, vengono calcolati i parametri adimensionali corrispondenti e determinato il rendimento tramite una *Lookup table*. In uscita dal modello si ha la coppia T_m ed il momento di inerzia J_T che diventano gli ingressi del blocco della *Swing equation*. Si analizza in dettaglio il blocco che realizza la turbina.

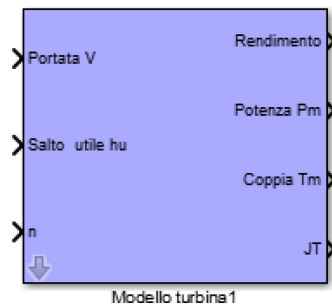


Fig. 3.8 – Blocco turbina con relativi ingressi ed uscite.

All'interno vi è il modello completo che modella la turbina.

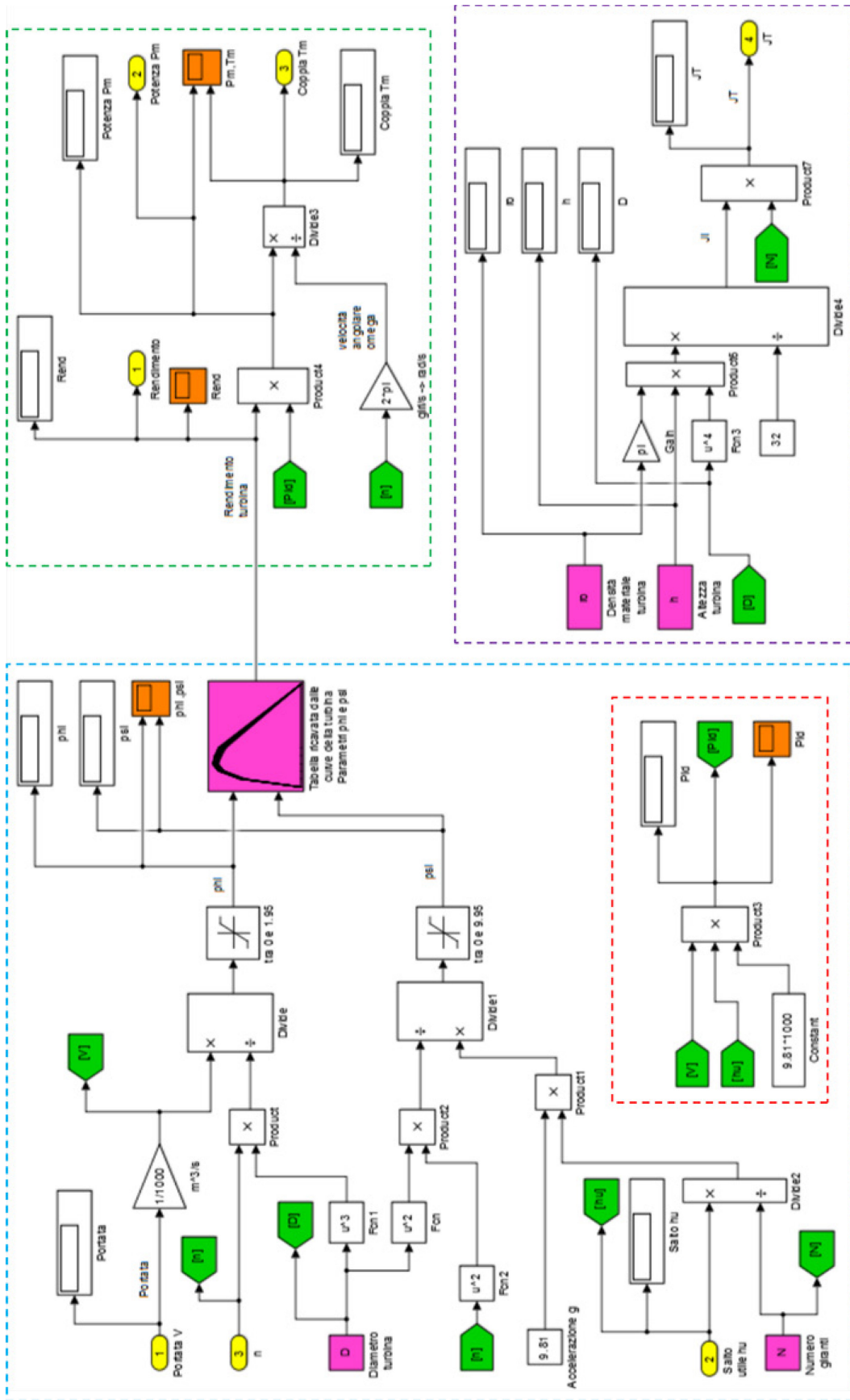


Fig. 3.9 – Modello completo della turbina.

Il modello completo può essere suddiviso in quattro macro aree per:

- calcolare i parametri φ e ψ ed il rendimento tramite la *Lookup table*;
- calcolare la potenza ideale P_{id} in ingresso alla turbina;
- calcolare la potenza P_m tramite il rendimento e la relativa coppia T_m ;
- calcolare il momento di inerzia J_T .

Si studiano in dettaglio le varie parti:

- *Calcolo dei parametri φ e ψ e del rendimento tramite la Lookup table.*

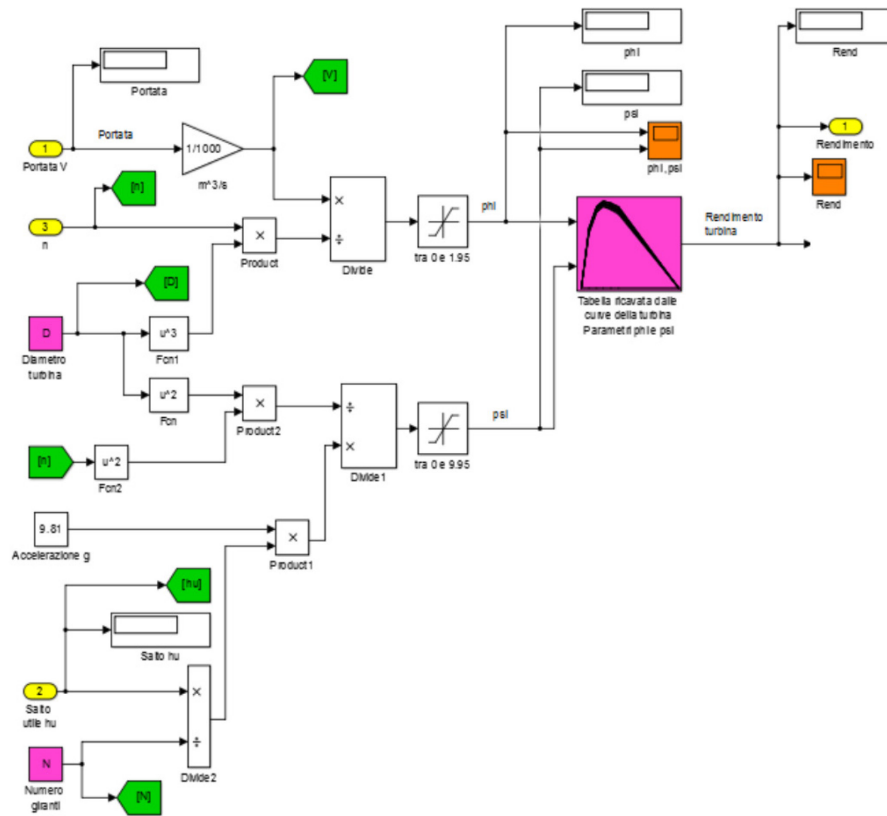


Fig. 3.10 – Calcolo dei parametri φ e ψ e determinazione del rendimento.

In ingresso si hanno la portata \dot{V} , il salto h_u e la velocità n . Si è ipotizzato una portata in entrata definita in [l/s], come spesso accade per gli impianti.

Essa viene convertita in [m³/s] tramite il blocco *Gain* tarato in modo opportuno.

Il modello è stato preso in parte dal lavoro di tesi precedente [2] e modificato. In particolare si è aggiunto il calcolo della costante di inerzia della turbina in funzione dei parametri geometrici e strutturali della stessa, inoltre si è realizzata in un blocco a parte la *Swing equation*.

Tramite le definizioni, si calcolano i coefficienti adimensionali. I parametri entrano in un blocco di saturazione che fissa un valore minimo e massimo al fine di ottenere una superficie chiusa come verrà spiegato successivamente. Essi entrano poi nella *Lookup table* che restituisce il rendimento della turbina associato. Il valore della velocità n proviene dal blocco della *Swing equation*.

La *Lookup table* è una struttura dati, generalmente un *array*, usata di solito per sostituire operazioni di calcolo *runtime* con una più semplice operazione di consultazione. Il guadagno di velocità può essere significativo, poiché recuperare un valore dalla memoria è spesso più veloce che sottoporsi a calcoli con tempi di esecuzione dispendiosi [4].

Nel caso in esame non si ha a disposizione un'equazione descrittiva del rendimento della turbina in funzione dei parametri adimensionali, ma solamente i dati ricavati dalle curve. L'uso della *Lookup table* è pertanto un passo obbligato. Tale blocco contiene al suo interno una matrice che ad ogni coppia scelta dei parametri adimensionali associa il rendimento corrispondente. Mandando in ingresso al blocco i valori dei parametri adimensionali si ottiene in uscita il rendimento:

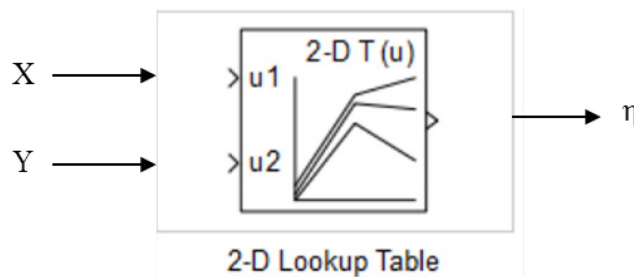


Fig. 3.11 - Lookup table 2D.

Nella *Lookup table* deve essere compilata una matrice piena, dove ad ogni coppia X_i - Y_j dei parametri adimensionali deve corrispondere il valore del rendimento η_{ij} .

	Y ₁	Y ₂	Y ₃	Y ₄	Y ₅	Y ₆	...	Y _n
X ₁	η_{11}	η_{12}	η_{13}	η_{14}	η_{15}	η_{16}	...	η_{1n}
X ₂	η_{21}	η_{22}	η_{23}	η_{24}	η_{25}	η_{26}	...	η_{2n}
X ₃	η_{31}	η_{32}	η_{33}	η_{34}	η_{35}	η_{36}	...	η_{3n}
X ₄	η_{41}	η_{42}	η_{43}	η_{44}	η_{45}	η_{46}	...	η_{4n}
...
X _n	η_{n1}	η_{n2}	η_{n3}	η_{n4}	η_{n5}	η_{n6}	...	η_{nn}

Tab. 3.2 – Matrice Lookup table generica.

Si è provato a compilare tale matrice per le seguenti coppie di coefficienti:

- φ e ψ
- ω_s e D_s
- V_s e n_s

Non si è tenuto in considerazione il coefficiente A , parametro che tiene conto della potenza P perché si è preferito utilizzare il coefficiente ψ in cui compare in modo esplicito il salto h_u . Il salto, insieme alla portata sono le grandezze che di solito caratterizzano un impianto idroelettrico e quindi sono le più usate.

Dallo studio effettuato è emerso che l'utilizzo dei parametri φ e ψ permette di compilare la matrice in modo semplice ed immediato. Questo perché φ dipende solo dalla portata e ψ solo dal salto. Compilare una matrice piena con le altre coppie ha evidenziato fin da subito problemi e complessità di realizzazione, per cui si è scelta questa coppia di parametri. La matrice da compilare è pertanto la seguente:

	ψ_1	ψ_2	ψ_3	ψ_4	ψ_5	ψ_6	...	ψ_n
ϕ_1	η_{11}	η_{12}	η_{13}	η_{14}	η_{15}	η_{16}	...	η_{1n}
ϕ_2	η_{21}	η_{22}	η_{23}	η_{24}	η_{25}	η_{26}	...	η_{2n}
ϕ_3	η_{31}	η_{32}	η_{33}	η_{34}	η_{35}	η_{36}	...	η_{3n}
ϕ_4	η_{41}	η_{42}	η_{43}	η_{44}	η_{45}	η_{46}	...	η_{4n}
...
ϕ_n	η_{n1}	η_{n2}	η_{n3}	η_{n4}	η_{n5}	η_{n6}	...	η_{nn}

Tab. 3.3 – Matrice Lookup table parametri φ e ψ .

Il funzionamento della *Lookup table* è semplice. Se in ingresso vengono immessi come parametri adimensionali due valori contenuti nella matrice, il rendimento in uscita non è altro che il valore tabulato. Se invece sono valori esterni tramite un metodo di interpolazione-estrapolazione, sulla base della matrice dei valori al suo interno, la *Lookup table* è in grado di restituire il rendimento corrispondente.

I *tools* a disposizione del blocco, permettono di tracciare l'andamento grafico dell'interpolazione dei dati contenuti nella matrice.

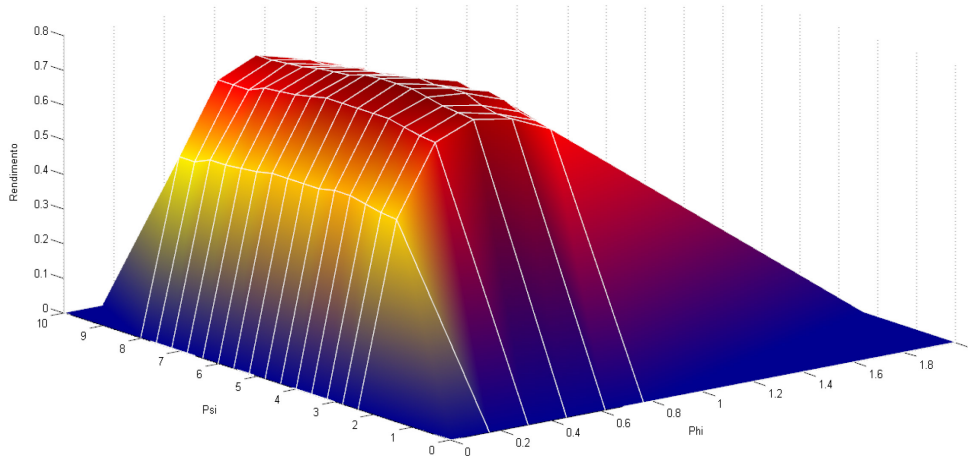


Fig. 3.12 – Esempio andamento grafico 3D del rendimento in funzione di φ e ψ .

Il blocco crea una superficie che rappresenta il valore del rendimento al variare dei parametri adimensionali.

La superficie ottenuta è stata costruita in modo da renderla “chiusa” e far sì che il rendimento si annulli per valori bassi o alti dei parametri ed ottenere un comportamento aderente ai risultati ottenuti dalle prove sperimentali [2]. Dall’analisi della superficie si possono trarre delle conclusioni interessanti:

- la forma ottenuta si potrebbe ottenere idealmente mettendo in “serie” più curve del tipo di *Fig. 3.4*. In effetti la superficie mostrata è stata tracciata partendo da questo tipo di curve;
- il metodo lineare scelto collega i valori tabulati tramite segmenti ed in alcuni punti si nota un andamento molto spigoloso della superficie. Un andamento più dolce si potrebbe ottenere aumentando il numero di valori inseriti nella matrice;
- il rendimento massimo assoluto è associato ai parametri ottimi.

- *Calcolo della potenza ideale P_{id} in ingresso alla turbina.*

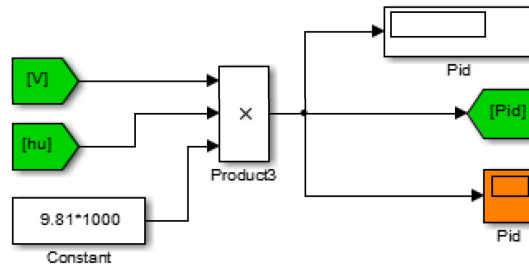


Fig. 3.13 – Calcolo potenza ideale P_{id} della vena fluida.

Applicando la definizione si calcola la potenza ideale posseduta dalla vena fluida entrante nella turbina.

- *Calcolo della potenza P_m e della relativa coppia T_m .*

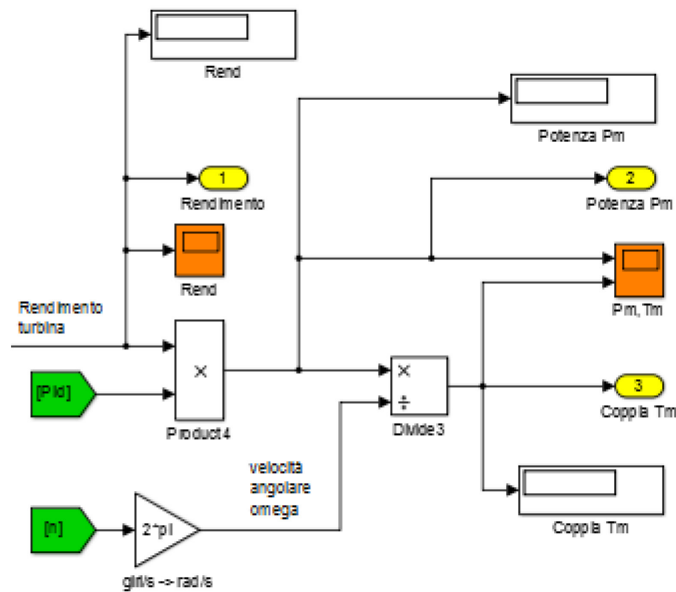


Fig. 3.14 – Calcolo potenza P_m e relativa coppia T_m .

Il calcolo della coppia meccanica T_m avviene tramite la potenza meccanica P_m in uscita dalla turbina.

La potenza meccanica P_m è la potenza disponibile all'asse della macchina e dipende dalla potenza ideale P_{id} e dal rendimento della turbina. A pari potenza P_{id} il valore di P_m dipende dal solo rendimento. La coppia T_m vale:

$$T_m = \frac{P_m}{\Omega} \quad [\text{N m}] \quad (3.11)$$

- *Calcolo momento di inerzia J_T .*

Il momento di inerzia della turbina dipende dalle sue caratteristiche costruttive e dal numero di giranti N in serie che presenta. Per elaborare salti e portate maggiori dei valori nominali si possono aggiungere più giranti in alcuni modelli di turbine. Per ogni girante si calcola il momento di inerzia singolo J_i .

L'inerzia totale della turbina J_T sarà data dalla sommatoria dei singoli momenti di inerzia:

$$J_T = \sum_{j=1}^N J_i \quad [\text{kg m}^2] \quad (3.12)$$

Nel caso in cui le N giranti siano uguali si ottiene una formula semplificata:

$$J_T = N \cdot J_i \quad [\text{kg m}^2] \quad (3.13)$$

Per calcolare il momento di inerzia J_i in modo semplice si è modellizzato lo stadio come un semplice cilindro pieno di massa m :

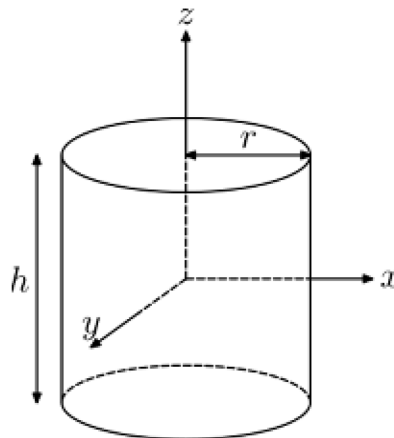


Fig. 3.15 – Rappresentazione singolo stadio della turbina.

Il singolo momento di inerzia J_i vale:

$$J_i = \frac{m \cdot r^2}{2} \quad [\text{kg m}^2] \quad (3.14)$$

Dove:

- m massa del cilindro in [kg].
- r raggio del cilindro in [m].

Per agevolare il calcolo del momento di inerzia si introducono i parametri geometrici del cilindro:

$$J_i = \frac{\rho \cdot \pi \cdot h \cdot D^4}{32} \quad [\text{kg m}^2] \quad (3.15)$$

Dove:

- ρ densità del materiale da cui la girante è composta in [kg/m^3].
- h altezza del cilindro in [m].
- D diametro del cilindro in [m].

L'approssimazione usata per il calcolo del momento di inerzia, consente di ricavare un valore ragionevole con semplici considerazioni geometriche. Ovviamente considerare la girante piena porta ad avere un momento di inerzia più alto del valore reale. Un ruolo importante nel calcolo di J_i , oltre che dalle dimensioni, è rivestito dal materiale scelto per la costruzione della turbina. Il momento di inerzia misura l'attitudine di un corpo di mutare la sua velocità rotazionale. È dunque una grandezza fisica molto utile, usata, per descrivere il comportamento dinamico dei corpi in rotazione attorno ad un asse. La girante dovrà essere pertanto costituita da un materiale in grado di avere buone capacità meccaniche di resistenza e di solidità, ma con un peso specifico non troppo elevato. Più il momento di inerzia risulta elevato e minore sarà la variazione di velocità ed il tempo di risposta a fronte delle perturbazioni. La risposta della turbina alla variazione di velocità imposta dal controllo, dipenderà dunque anche dal suo momento di inerzia. La scelta non solo del tipo di turbina, ma anche del materiale da cui essa è composta modifica il suo comportamento di fronte alle variazioni di velocità richieste.

Nei sistemi in cui è previsto l'uso di turbine *VSO* è quindi un parametro di importanza rilevante.

Da queste considerazioni si è sviluppato il modello di Fig. 3.16.

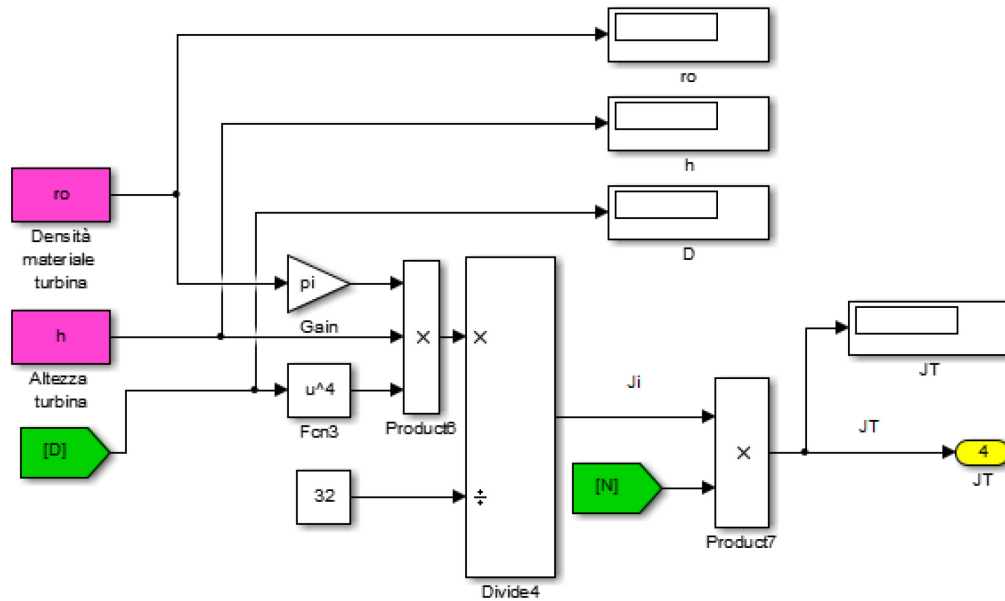


Fig. 3.16 – Calcolo momento di inerzia della turbina.

Il momento di inerzia della turbina J_T andrà a sommarsi al momento di inerzia del generatore J_e (che verrà definito in seguito) per ricavare il momento totale di inerzia J del sistema. Dallo schema si vede la presenza del parametro N . Si è ipotizzato un modello in cui ogni girante sia caratterizzata dallo stesso momento di inerzia J_i , perché la turbina scelta nello studio è così realizzata.

Negli schemi visti sono presenti i coefficienti che caratterizzano la turbina ed il numero di giranti in serie. Vengono trattati come valori costanti modificabili dalla *mask* della turbina. In questo modo in caso di cambio della turbina, si possono modificare senza entrare nello schema del modello.

Dalla *mask* del blocco della turbina si possono impostare le seguenti grandezze:

- numeri di giranti in serie N ;
- diametro della turbina D ;
- densità materiale della turbina r_o ;
- altezza turbina h .

Bisogna prestare attenzione nel modificare queste grandezze nel caso di cambio della turbina. Se la nuova turbina è ancora descritta dalle curve caratteristiche della precedente, non sono necessarie altre modifiche. Se ciò non è più verificato bisogna riaggiornare i dati contenuti nella *Lookup table* in modo che il modello sia aderente alla nuova turbina in esame. Cambiare i dati solo a livello della *mask* comporterebbe un errore: il modello non rappresenterebbe la realtà.

3.3 Swing equation.

La *Swing equation* è l'equazione che permette di legare la coppia motrice T_m della turbina alla coppia elettrica frenante T_f del generatore ed alla velocità angolare di rotazione del sistema Ω . Da questa equazione si può ricavare la velocità di rotazione della turbina in funzione delle coppie agenti sul sistema.

Nel caso di turbina a velocità variabile *VSO* la coppia resistente T_f viene determinata dalla tecnica di controllo ed il generatore viene pilotato di conseguenza per fornire la coppia richiesta.

L'equazione considerata è:

$$J \frac{d\Omega}{dt} = T_m - T_f - B \cdot \Omega \quad (3.16)$$

Dove:

- J momento di inerzia totale di tutto il sistema, turbina-generatore in [kg m²]. Tiene conto del momento di inerzia dovuto alle masse sottoposte a rotazione sia della turbina (J_T) che del generatore (J_e).
- Ω velocità angolare di rotazione del sistema in [rad/s].
- T_m coppia meccanica della turbina in [N m].
- T_f coppia resistente elettrica in [N m] determinata dal controllo.
- B coefficiente di smorzamento in [N m s]. Il coefficiente tramite la velocità angolare tiene conto delle perdite meccaniche dovute agli attriti a causa della rotazione delle masse [2].

Dall'equazione si trova la variazione di velocità di rotazione del sistema.

$$d\Omega = \frac{1}{J}(T_m - T_f - B \cdot \Omega) dt \quad (3.17)$$

Integrando l'equazione si ricava la velocità di rotazione espressa in funzione delle coppie in gioco:

$$\Omega = \frac{1}{J} \int (T_m - T_f - B \cdot \Omega) dt \quad [\text{rad/s}] \quad (3.18)$$

La coppia T_m proviene dal blocco della turbina mentre T_f viene determinata dal regolatore PID conoscendo n_{rif} ed n all'interno del blocco di controllo. La velocità di rotazione della turbina viene determinata secondo lo schema seguente:

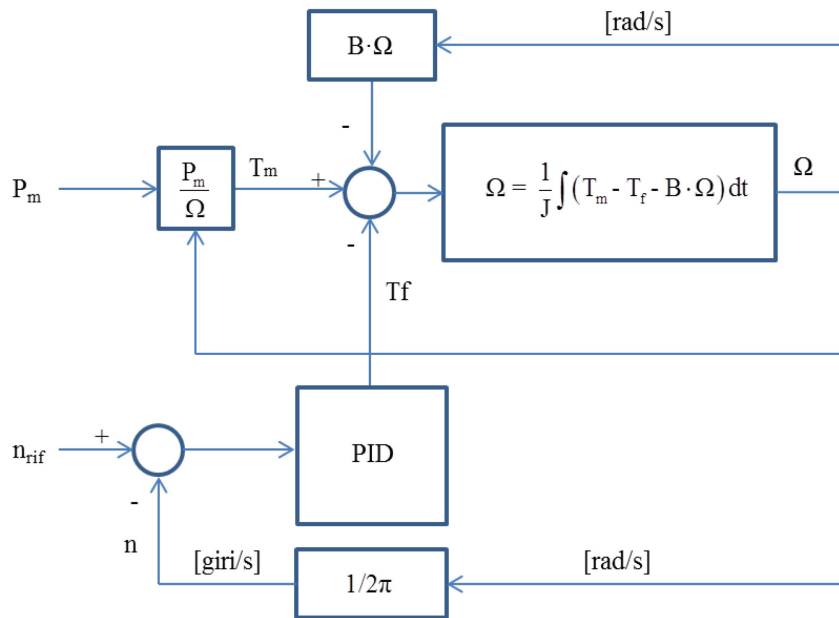


Fig. 3.17 – Determinazione della velocità di rotazione.

La velocità viene retroazionata per aggiornare costantemente i termini dell'equazione in modo che il PID vari la sua azione regolante.

Modello della *Swing equation*.

Si analizza in dettaglio il blocco che realizza la *Swing equation*.

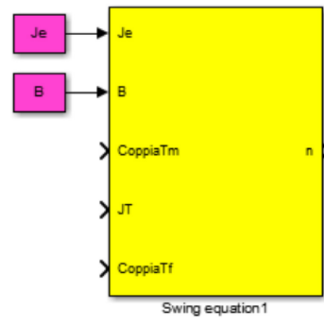


Fig. 3.18 – Blocco *Swing equation* con relativi ingressi ed uscite.

All'interno vi è il modello completo che realizza l'equazione.

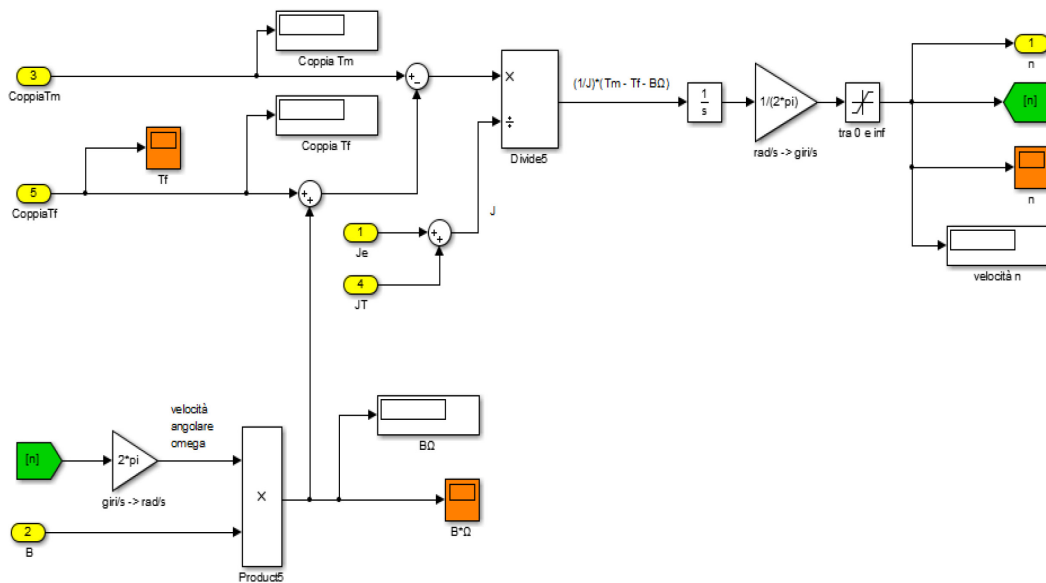


Fig. 3.19 – Modello della *Swing equation*.

Il modello fornisce in uscita il valore della velocità n in [giri/s]. All'interno del modello la velocità viene retroazionata per aggiornare il termine $B \cdot \Omega$. La coppia T_m e la coppia T_f vengono aggiornate nei rispettivi blocchi.

Il blocco *Swing equation* presenta come ingressi oltre alle grandezze già considerate prima, altre due grandezze che non compaiono esplicitamente nell'equazione:

- J_T momento di inerzia della turbina. Viene calcolato nel blocco della turbina.
- J_e momento di inerzia del generatore. Viene calcolato a parte ed inserito come una costante. Dipende dalle caratteristiche del generatore.

Invece di considerare il momento di inerzia totale J , si è preferito separare i due contributi in modo da rendere indipendente la turbina dal generatore, e permettere una facile modifica dei parametri.

Discorso analogo per il coefficiente di smorzamento B che viene inserito come una costante in modo da essere facilmente modificabile a seconda del valore assunto dal sistema in esame.

Per completezza di esposizione si mostra come ricavare il momento di inerzia del generatore.

Momento di inerzia del generatore.

Per quanto riguarda il generatore il suo momento di inerzia J_e si ricava conoscendo alcuni valori nominali dei dati di targa forniti dal costruttore:

- A_n Potenza apparente nominale del generatore in [VA].
- f frequenza in [Hz].
- T_{mec} Costante di tempo di inerzia in [s].
- T_a Tempo di avviamento in [s].

Per calcolare il momento di inerzia J_e si può procedere in due modi a seconda dei dati considerati.

Definita Ω_n la velocità nominale di rotazione del generatore:

$$\Omega_n = 2 \cdot \pi \cdot f \quad [\text{rad/s}] \quad (3.19)$$

Il momento di inerzia può essere calcolato tramite la costante di tempo di inerzia T_{mec} :

$$J_e = \frac{2 \cdot T_{mec} \cdot A_n}{\Omega_n^2} \quad [\text{kg m}^2] \quad (3.20)$$

Oppure in alternativa tramite il tempo di avviamento T_a :

$$J_e = \frac{T_a \cdot A_n}{\Omega_n^2} \quad [\text{kg m}^2] \quad (3.21)$$

Conoscendo il momento di inerzia della turbina J_T e del generatore J_e si può determinare il momento di inerzia totale del sistema in esame, dato dalla loro unione:

$$J = J_T + J_e \quad [\text{kg m}^2] \quad (3.22)$$

Prima di passare in rassegna le varie tecniche di controllo si procede con una breve descrizione del regolatore *PID* comune a tutte le tecniche implementate di seguito.

3.1 Descrizione del regolatore *PID*.

Le tecniche di controllo hanno come obiettivo la determinazione della velocità n_{rif} e di conseguenza della coppia T_f che porta la turbina, a fronte delle condizioni fluidodinamiche al suo ingresso, ad avere il rendimento migliore. Il *PID* garantisce la regolazione della velocità al valore di riferimento n_{rif} determinato dalla tecnica di controllo in esame. Il segnale di uscita è funzione dell'errore $e(t)$:

$$e(t) = n_{rif}(t) - n(t) \quad [\text{giri} / \text{s}] \quad (3.23)$$

Il regolatore *PID* calibra la velocità del sistema in funzione dell'errore al suo ingresso:

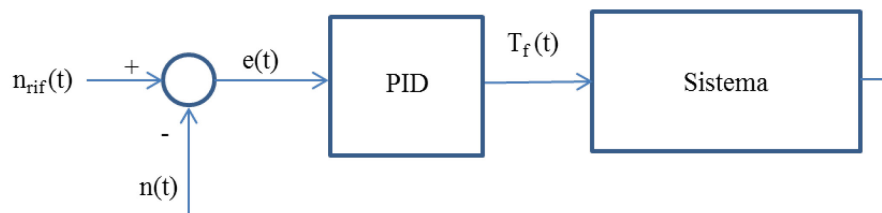


Fig. 3.20 – Principio di funzionamento del regolatore *PID*.

Ogni tecnica di controllo implementata, indipendentemente dal metodo con cui va a calcolare n_{rif} , contiene al suo interno il regolatore *PID*. Nonostante il regolatore sia inserito nel blocco di controllo non fa parte della tecnica vera e propria ed è uguale per tutte le tecniche implementate.

Il regolatore esercita un'azione di controllo dipendente dall'errore attraverso la seguente legge:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_I \cdot \int_0^t e(\tau) d\tau + K_D \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (3.24)$$

Dove:

- $u(t)$ segnale in uscita dal regolatore. In questo caso è la coppia frenante T_f .
- $e(t)$ segnale d'errore. E' la differenza tra la velocità di riferimento n_{rif} e la velocità istantanea n .
- K_p guadagno dell'azione proporzionale.
- K_I guadagno dell'azione integrale.
- K_D guadagno dell'azione derivativa.

La legge di controllo è quindi composta da tre parti ben distinte che agiscono sull'errore in modo diverso attraverso le costanti viste nella formula generale.

Si definisce:

- $K_p \cdot e(t)$ azione proporzionale all'errore
- $K_I \cdot \int_0^t e(\tau) dt$ azione integrale sull'errore
- $K_D \cdot \frac{de(t)}{dt}$ azione derivativa dell'errore.

Ogni azione vista tratta l'errore in modo diverso permettendo al regolatore di rispondere in modi diversi al fine di ottenere una risposta adeguata al sistema. Combinando tra loro le varie azioni si possono ottenere diverse possibili regolazioni. Quando il regolatore impiega tutte e tre le azioni viene indicato con la sigla *PID* (Proporzionale, Integrale, Derivativo).

Nella figura successiva è mostrato un esempio esplicativo che mostra l'effetto delle possibili regolazioni.

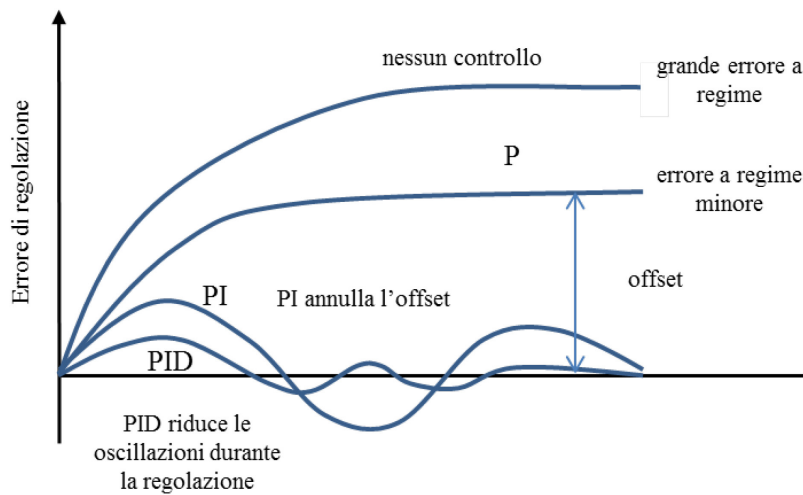


Fig. 3.21 – Confronto delle varie tecniche di regolazione.

Come si vede, la regolazione *PI* e la *PID* forniscono la risposta migliore. L'azione *P* ha il compito di ridurre il più possibile l'offset, l'*I* di portarlo a zero e la *D*, di ridurre le oscillazioni e velocizzare la risposta. L'azione derivativa non sempre è applicabile perché rende il regolatore troppo sensibile all'errore. Si è scelto nella tesi di impiegare la regolazione *PID*.

Tra le ragioni del vastissimo utilizzo dei regolatori *PID* nella pratica dell'automazione industriale (i *PID* sono anche detti regolatori industriali), si ricorda:

- semplicità di realizzazione in diverse tecnologie (elettronica, idraulica, pneumatica);
- efficacia per la regolazione di un'ampia gamma di processi industriali;
- standardizzazione con i relativi vantaggi in termini di affidabilità ed economicità;
- semplicità di taratura dei parametri;
- possibilità di taratura automatica dei parametri, per mezzo di semplici esperimenti.

Il blocco *PID* viene inserito nel blocco che implementa il controllo.

Scelto il tipo di azioni da applicare al regolatore non resta altro che determinare i valori dei singoli guadagni.

Nella libreria di *Simulink*[®] si sceglie il blocco *PID* che simula il regolatore.

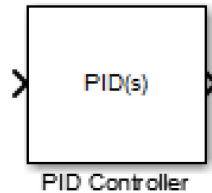


Fig. 3.22 – Regolatore PID.

Tale blocco oltre a realizzare il regolatore, permette di settare il *PID* secondo le esigenze del sistema in esame. Infatti tramite il pulsante *Tune* della maschera, il programma con varie tecniche, calcola i valori da applicare alle costanti per ottenere la regolazione migliore. Una volta inserito nel sistema si lancia il *tool* e si ricavano i valori da associare ai guadagni. Con questo blocco si simula il funzionamento del *PID* e tramite l'autoanalisi si settano i guadagni in automatico in modo da fornire una risposta ragionevole. Il *PID* verrà settato usando questo criterio in quanto la determinazione per via analitica dei valori dei guadagni non è oggetto di studio di questa tesi.

3.5 Tecniche di controllo.

Si passano ora in rassegna le tecniche di controllo implementate per la determinazione della velocità di riferimento n_{rif} . Le tecniche analizzate sono:

- *Perturba ed Osserva (P&O)*.
- *MEPT Distanza Minima (MDM)*.
- *MEPT Ottimo (MO)*.
- *Modelli Ridotti (MR)*.
- *Modelli Ridotti Ottimizzati (MRO)*.

Le prime tre tecniche sono prese dal lavoro di tesi precedente [2]. Nel caso del *MEPT Distanza Minima* si è fatto uno studio aggiuntivo che ha permesso di arrivare allo sviluppo

(come si vedrà in seguito) delle rimanenti tecniche. I *Modelli Ridotti* ed i *Modelli Ridotti Ottimizzati* rappresentano infatti due tecniche di controllo originali.

Ogni tecnica implica un grado di conoscenza della turbina ed una complessità di implementazione variabile. L'obiettivo della tesi è di sviluppare nuove tecniche di controllo, verificandone la bontà rispetto alle tecniche implementate nel lavoro precedente [2] tramite un confronto tecnico-economico per un caso reale, e di riconfermare l'utilità dell'uso di turbine a velocità variabile rispetto a quelle a velocità fissa.

Si cerca di ottenere tecniche più semplici da realizzare che richiedano una minore mole di dati della turbina per funzionare.

Nella tesi precedente [2] si era giunti alla conclusione che per le caratteristiche tipiche di portata e salto dell'impianto *SHP* in esame, la velocità fissa non era conveniente, perché non riuscendo ad adeguarsi alle variazioni delle condizioni idrauliche in ingresso alla turbina, presentava un rendimento basso. Con la velocità variabile invece il rendimento della centrale era più alto e permetteva di produrre annualmente maggiore energia da immettere in rete, rendendo così l'investimento più remunerativo economicamente. Oltre a questo si erano individuati pregi e difetti di ogni tecnica valutandone l'efficacia sia in condizioni statiche che dinamiche. In conclusione si era individuata nella tecnica *MEPT Ottimo* la migliore sotto ogni condizione di lavoro e sotto l'aspetto economico. Non a caso nella tesi precedente [2] la tecnica è stata indicata con la dicitura "*Ottimo*". In questa tesi si vedrà che esiste una nuova tecnica in grado di fornire risultati pari se non superiori rispetto al *MEPT Ottimo* che non risulta più dunque la tecnica migliore. Tuttavia si è deciso di mantenere la nomenclatura usata nella tesi precedente [2] anche se la dicitura "*Ottimo*" non indica più la tecnica migliore.

Si procede con lo studio delle tecniche sopra menzionate. Per ogni tecnica di controllo si è sviluppato un modello.

3.5.1 Perturba ed osserva (*P&O*).

La prima tecnica di controllo implementata è il *Perturba ed Osserva*. La peculiarità principale di questo controllo è l'indipendenza totale dal tipo e dal modello della turbina scelta.

Questo costituisce uno dei pregi di questa tecnica. Non è richiesta nessuna conoscenza della macchina se non una indicazione generica, sulla velocità di rotazione per inizializzare il controllo nei suoi primi istanti di funzionamento. Il motivo sarà spiegato in seguito.

Come già detto, a volte recuperare i dati della turbina non è possibile o comunque complicato.

La tecnica di controllo in esame non ha bisogno di questi dati perché le grandezze di controllo vengono misurate direttamente attraverso sensori e rende il controllo facilmente applicabile a qualsiasi turbina.

Il controllo agisce sulla velocità di rotazione n della turbina e sulla potenza P_m che rappresentano le variabili di controllo. Il $P\&O$ per calcolare la velocità di riferimento da mandare al PID , non fa altro che perturbare la velocità istantanea n della turbina di un valore costante ad intervalli di tempo regolari in modo continuativo.

Si analizza poi il conseguente comportamento della potenza P_m attraverso la sua misura. La velocità subisce un incremento od un decremento e si studia come varia la potenza.

Attraverso una misura della potenza P_m si vede se essa aumenta, resta costante o diminuisce e si stabilisce se la velocità n deve essere aumentata o diminuita nell'ottica di ottenere un aumento della potenza P_m .

Come sempre, si cerca di stabilire la velocità n_{rif} per cui la turbina riesce ad avere il rendimento migliore.

Il funzionamento di principio si basa sul confronto della potenza P_m prima e dopo la perturbazione subita.

Definito l'istante generico di funzionamento t , l'istante dopo la perturbazione (e precedente alla successiva) si misura:

- Il valore della potenza P_m all'istante (t) : $P_m(t)$;
- il valore della potenza P_m all'istante precedente la perturbazione ovvero all'istante $(t-1)$: $P_m(t-1)$;
- il valore della velocità n associata alla potenza $P_m(t)$: $n(t)$;
- il valore della velocità n associata alla potenza $P_m(t-1)$: $n(t-1)$.

Per illustrare il principio di funzionamento si suppone il sistema funzionante in un istante di tempo generico $(t-1)$ in cui la turbina fornisce una potenza $P_m(t-1)$ ruotando ad una velocità $n(t-1)$ e si considerano per semplicità costanti le condizioni fluidodinamiche: portata e salto non variano.

Concettualmente il funzionamento del *P&O* è riassunto in *Fig. 3.23*.

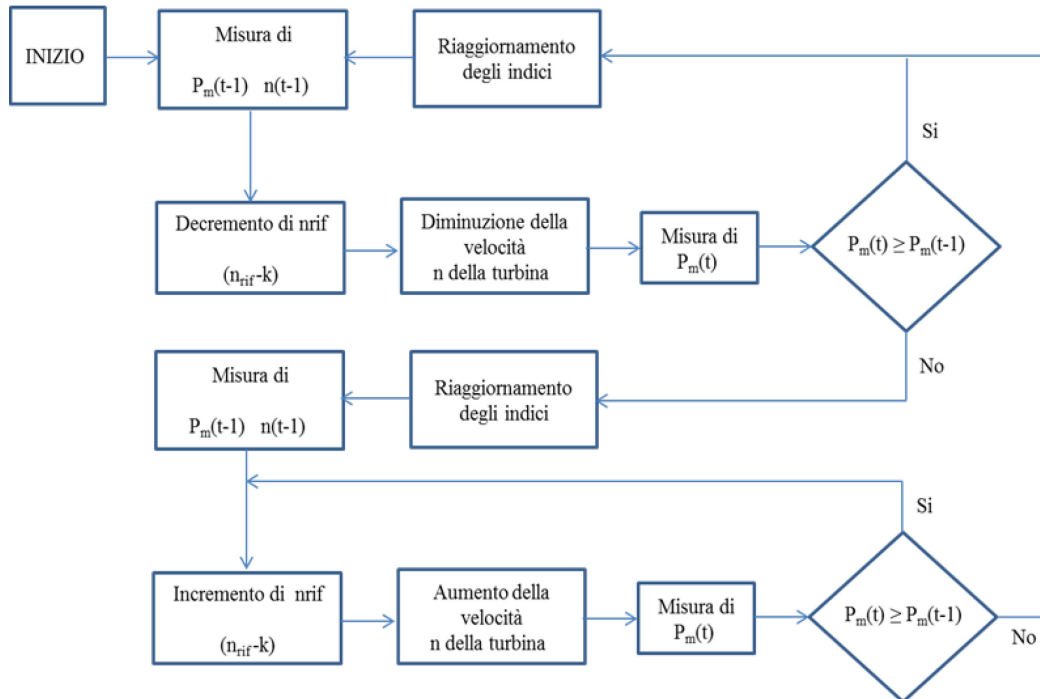


Fig. 3.23 – Principio di funzionamento del P&O.

Si definisce coefficiente k , il valore della perturbazione da fornire alla velocità n . Il sistema viene perturbato ad intervalli regolari Δt .

Nel diagramma, gli indici vengono riaggiornati per avere aderenza con il modello implementato e mantenere la stessa denominazione delle variabili: in questo modo all'istante di tempo (t) si considerano le variabili attuali e all'istante $(t-1)$ quelle precedenti. La velocità $n(t-1)$ a cui la turbina ruota, all'istante di tempo scandito da Δt viene perturbata tramite il coefficiente k (di valore costante). Si suppone per esempio che venga diminuita. La nuova velocità $n(t)$ diventa il segnale di riferimento da mandare al regolatore *PID* che produce la coppia T_f e porta la turbina a produrre la nuova potenza $P_m(t)$. Si confronta la nuova potenza con quella precedentemente memorizzata $P_m(t-1)$. Se risulta maggiore od uguale vuol dire che la nuova velocità (a pari condizioni idrauliche) porta la turbina ad avere un rendimento migliore (o comunque non inferiore) ed il controllo esegue un *loop*, aggiorna gli indici e dopo il solito Δt continua a diminuire la velocità, finché la condizione sulla potenza è verificata. Se la potenza $P_m(t)$ risulta minore della potenza $P_m(t-1)$, vuol dire che la diminuzione di velocità ha comportato un peggioramento del rendimento e pertanto il controllo deve incrementare la velocità della turbina, che diventa la nuova velocità di riferimento e calcola la nuova potenza. Si esegue il solito confronto tra la

potenza attuale e la precedente ed in modo duale si stabilisce se la velocità dovrà subire un nuovo incremento o ritornare a diminuire e via scorrendo.

La perturbazione della velocità avviene sempre ad intervalli di tempo prefissati Δt secondo un valore k definito. Tale valore dovrà essere scelto in modo che la variazione di velocità sia compatibile meccanicamente con il sistema.

Una regolazione troppo fine comporterebbe velocità non raggiungibili dalla turbina (e quindi inutili) e renderebbe lenta la tecnica nella ricerca della velocità migliore. Il processo funziona ovviamente anche per valori di portata e salto non costanti anche se la risposta migliore la si ha in condizioni statiche o lentamente variabili.

Per variazioni brusche continua a funzionare ma non riesce a controllare la velocità della turbina in modo ottimale.

Implementazione della tecnica Perturba ed Osserva.

Il modello del controllo viene inglobato nella relativa *mask* che permette la modifica immediata dei parametri di interesse e mostra gli ingressi e le uscite.

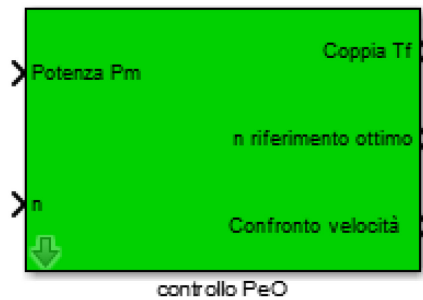


Fig. 3.24 – Blocco del P&O con relativi ingressi ed uscite.

All'interno vi è il modello completo della tecnica mostrato in Fig. 3.25.

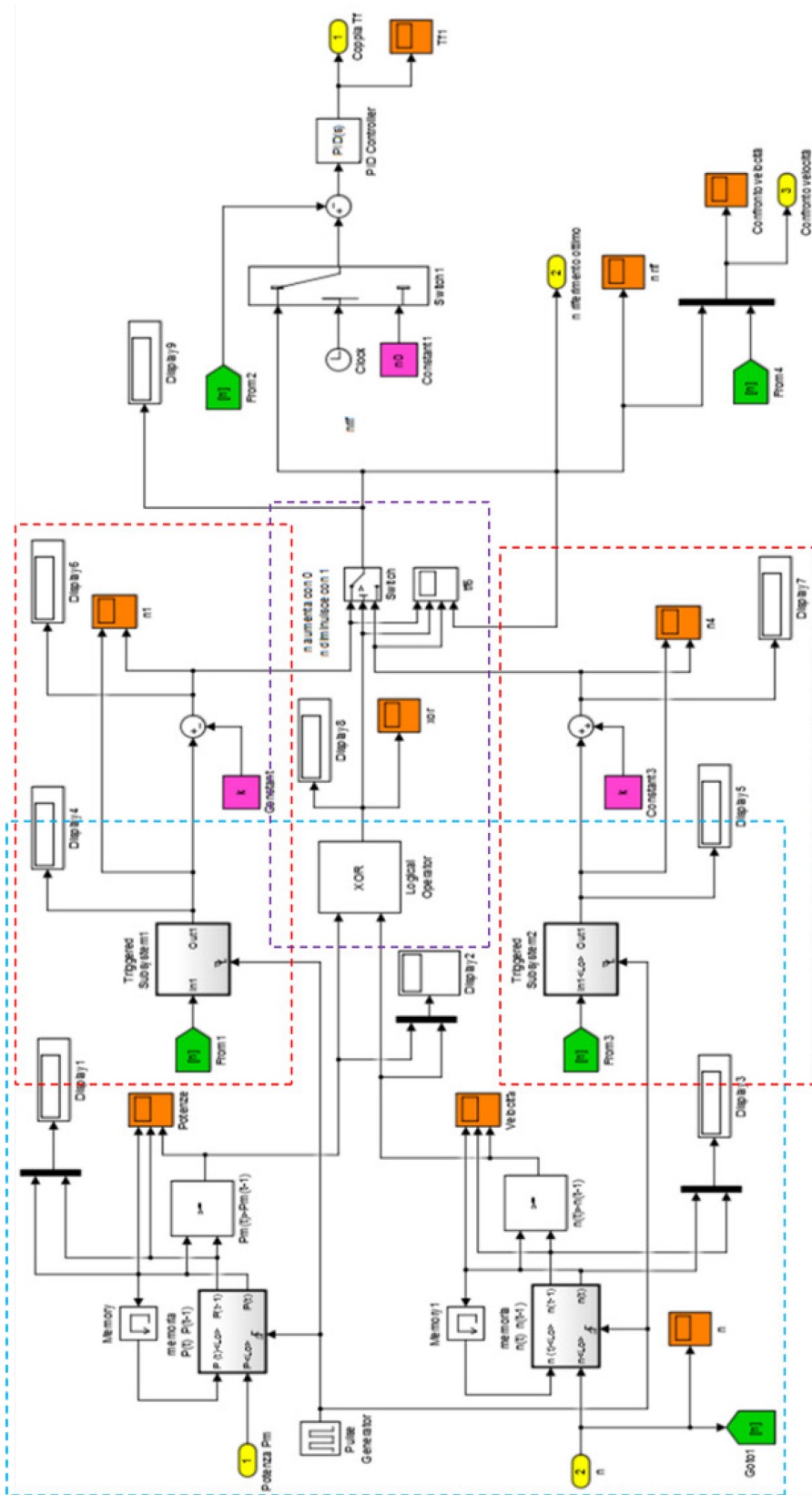


Fig. 3.25 – Modello completo del controllo P&O.

Il modello completo può essere suddiviso in tre macro aree per:

- campionare il segnale della potenza P_m e della velocità n , e memorizzarne il valore agli istanti di tempo $(t-1)$ e (t) per confrontarli tra loro;
- calcolare l'incremento ed il decremento della velocità;
- selezionare la velocità di riferimento n_{rif} corretta.

Si studiano in dettaglio le varie parti:

- *Campionamento e memorizzazione del segnale di potenza e di velocità.*

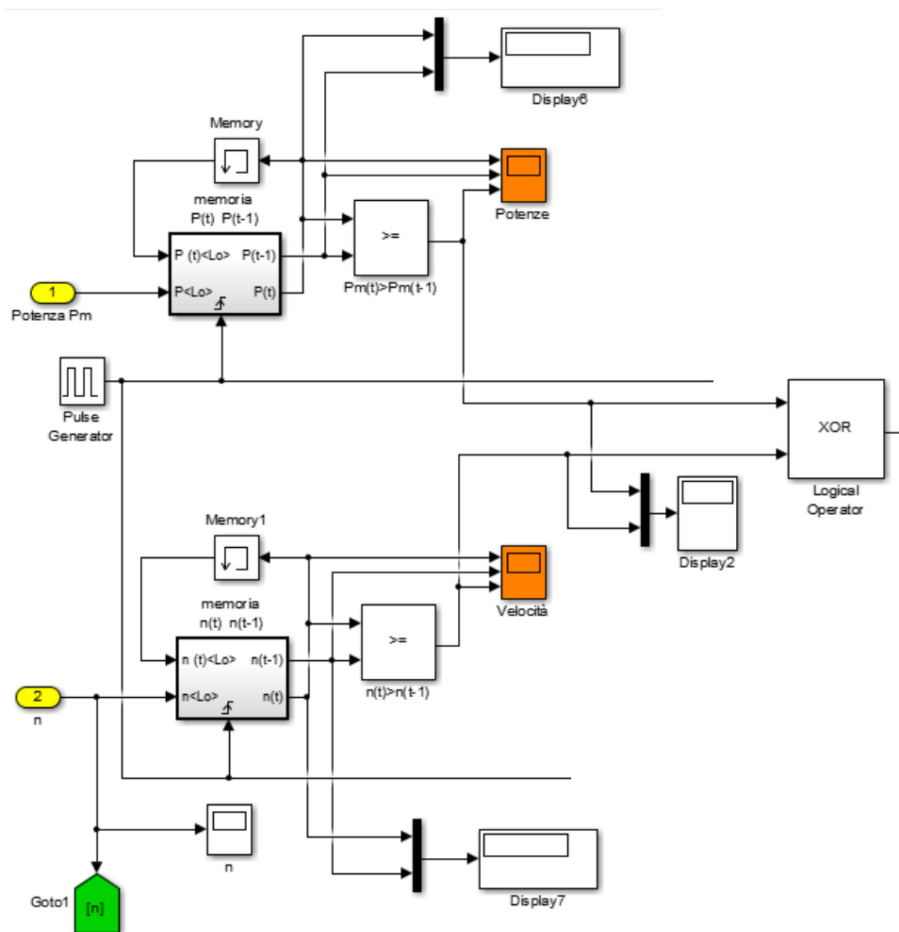


Fig. 3.26 – Misura e confronto dei segnali di interesse.

Il campionamento dei segnali di interesse viene eseguito tramite blocchi triggerati, comandati da un'onda quadra fornita da un generatore d'onda. Agendo sull'onda quadra si

possono variare gli istanti di campionamento e la frequenza con cui la velocità viene perturbata.

Il segnale fornito dal generatore entra nel blocco *Triggered Subsystem*, opportunamente modificato, che si occupa del campionamento e fornisce in uscita il segnale all'istante di tempo $(t-1)$ e (t) . Si ha un blocco sia per il segnale della potenza P_m sia per la velocità n .

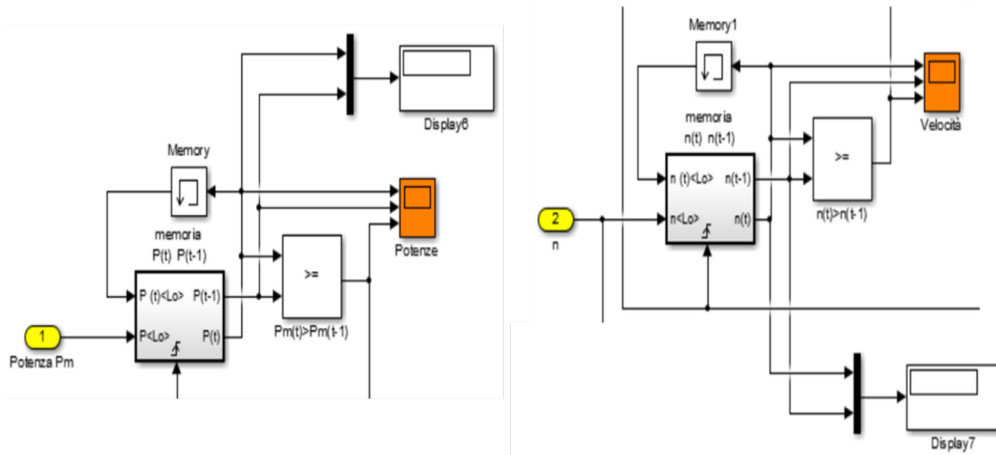


Fig. 3.27 – Campionamento e memorizzazione dei segnali.

I due sottosistemi a parte il segnale in ingresso sono identici. Il segnale d'interesse, proviene dall'esterno.

Il blocco *Triggered Subsystem* deve essere modificato perché deve fornire in uscita due segnali campionati in due istanti di tempo diversi.

Si ha bisogno inoltre di un blocco *Memory* che deve memorizzare il valore del segnale allo stato precedente. Il blocco non è comandato da un segnale di *trigger* e quindi si aggiorna costantemente ma grazie alle sue impostazioni viene considerato il valore campionato precedentemente.

Il blocco *Memory* deve essere inizializzato ad un valore opportuno che dipendente dal sistema in esame.

I valori campionati e memorizzati entrano nel blocco che esegue l'operazione di verifica che consiste nel rispetto di una disequazione di maggioranza. La selezione della velocità di riferimento corretta si basa sulla logica booleana e pertanto il blocco che effettua il confronto deve essere impostato per avere questo tipo di uscita.

Si possono dunque presentare quattro casi distinti, dati dalla combinazione dei possibili stati delle due grandezze.

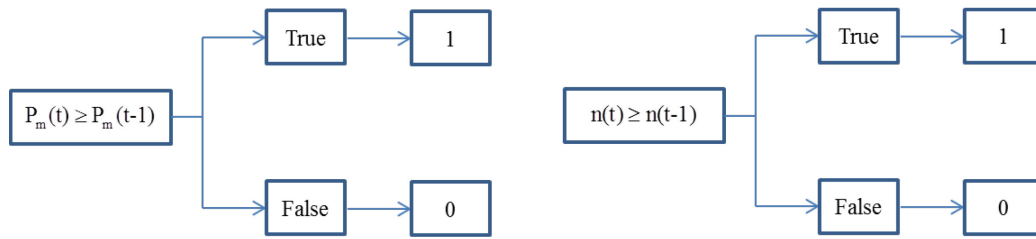


Fig. 3.28 – Combinazione delle possibili risposte del sistema.

I possibili valori in uscita entrano nel blocco XOR in coppia. Nel modello la variazione della velocità si attua su due rami distinti. Deve essere selezionato il ramo che fornisce la velocità corretta per il punto di funzionamento in esame.

A seconda delle possibili combinazioni delle grandezze, l’XOR fornisce una risposta sempre in logica booleana che permette di pilotare il ramo e di scegliere la velocità di riferimento corretta.

- Incremento e decremento della velocità n .

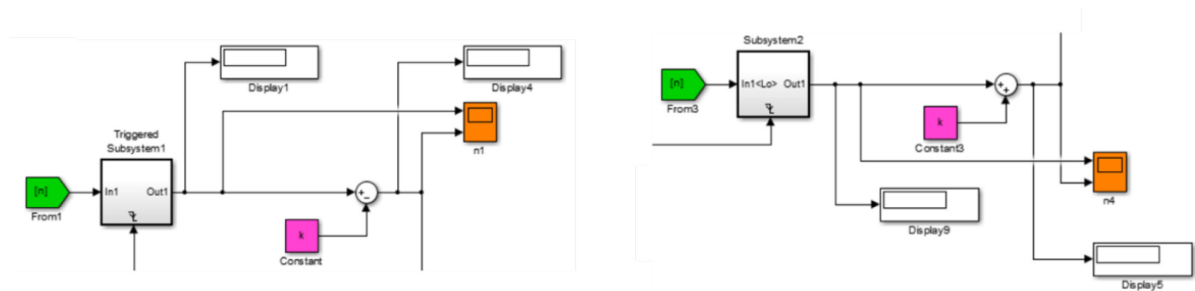


Fig. 3.29 – Incremento e decremento della velocità n .

Nella figura sono rappresentati i due rami che si occupano di perturbare la velocità di rotazione n della macchina. La velocità subisce contemporaneamente sia la diminuzione che l’incremento del suo valore.

La costante k rappresenta l'entità della perturbazione da dare alla velocità. Il suo valore viene inserito tramite la *mask* del controllo. La velocità perturbata diventa la nuova velocità di riferimento da mandare al regolatore *PID*.

I due rami nel modello implementato calcolano le variazioni di velocità per ogni intervallo di tempo Δt ma solo un ramo è attivo nel fornire tale velocità al *PID* a seconda del comportamento della potenza P_m misurata.

Al regolatore deve arrivare una velocità di riferimento che non comporti la diminuzione del rendimento. La scelta del ramo viene affidata all'*XOR* che comanda uno *Switch*.

Si usano ancora i blocchi *Triggered Subsystem* per effettuare la discretizzazione del segnale. Stavolta il comando di campionamento viene effettuato non più sul fronte di salita dell'onda quadra, ma su quello di discesa, come si può vedere dal simbolo.

Si nota che i due blocchi sono settati in maniera diversa.

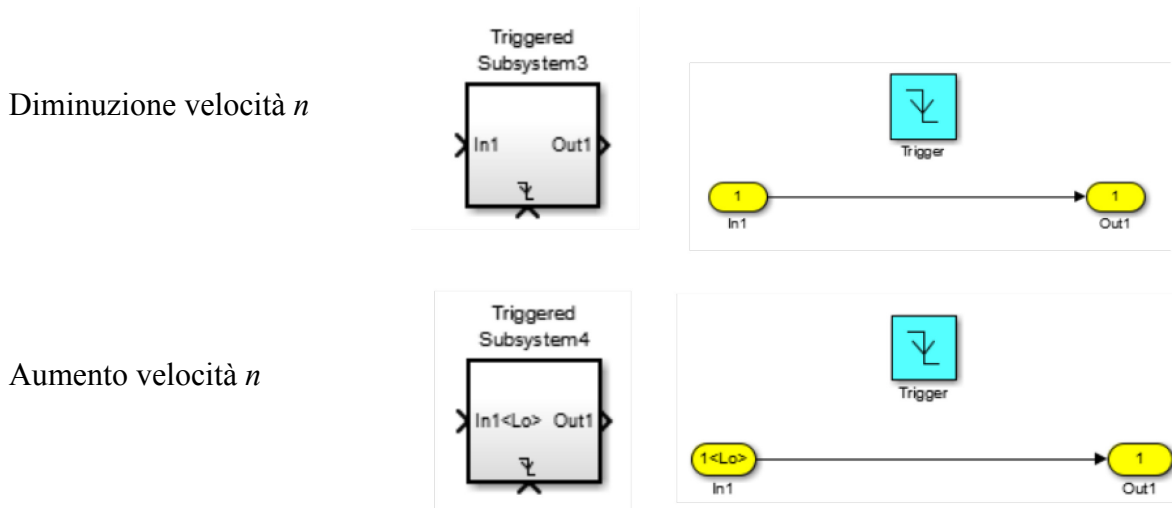


Fig. 3.30 – Struttura interna dei blocchi *Triggered Subsystem*.

Il ramo che effettua la diminuzione della velocità usa il valore campionato attuale mentre il ramo che effettua l'incremento usa il valore precedente.

Ciò permette di velocizzare la tecnica. Infatti se la turbina ruota a velocità n , il decremento fornisce come nuova velocità, $n-k$ che diventa la velocità attuale. Se la potenza P_m risulta diminuita la nuova velocità deve essere incrementata e secondo logica dovrebbe valere $n-k+k$.

La turbina ritorna dunque a ruotare alla velocità di partenza e deve subire un nuovo incremento per valutare la perturbazione opposta.

Per evitare questo punto “morto” il blocco usa il campione precedente ovvero n . La nuova velocità risulta dunque $n+k$ e si risparmia uno step.

- *Selezionatore della velocità di riferimento corretta.*

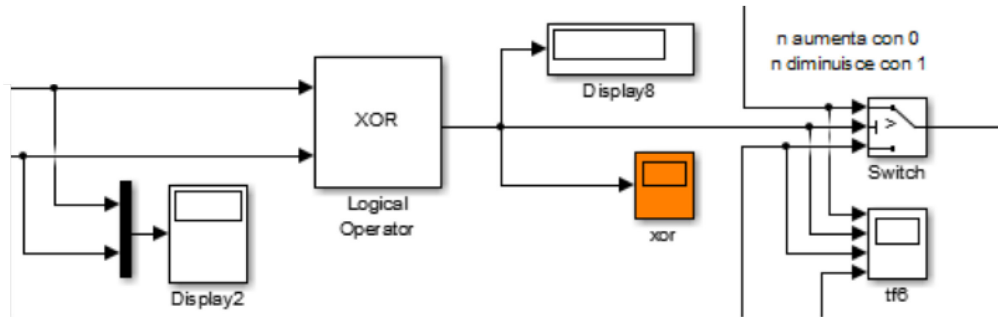


Fig. 3.31 – Selezione della velocità di riferimento corretta.

La scelta del ramo corretto avviene tramite uno *Switch* comandato dall'*XOR* secondo una logica ben precisa che dipende dal valore assunto dalle variabili Pm ed n .

La tabella di verità seguente (*Tab 3.4*) descrive le possibili combinazioni delle variabili che si possono presentare durante il funzionamento del sistema.

Osservando le combinazioni della tabella si nota che coincidono con la tabella di verità dell'*XOR*.

Quando la potenza aumenta o rimane costante lo *Switch* non deve cambiare il ramo in esame.

Solamente quando questa condizione non è rispettata si deve commutare l'interruttore per abilitare l'altro ramo. La condizione sulla velocità serve per stabilire il tipo di variazione che deve subire.

Dalla *Tab. 3.4* si ricava la logica di comando dello *Switch*

$P_m(t) \geq P_m(t-1)$	$n(t) \geq n(t-1)$	Descrizione	Uscita
0	0	La potenza diminuisce La velocità diminuisce	0
0	1	La potenza diminuisce La velocità aumenta	1
1	0	La potenza aumenta La velocità diminuisce	1
1	1	La potenza aumenta La velocità aumenta	0

Tab. 3.4 – Tabella verità e relativo significato.

0	0	La velocità della turbina deve essere incrementata	0
1	1		
0	1	La velocità della turbina deve essere diminuita	1
1	0		

Tab. 3.5 – Logica di controllo.

In uscita dall'*XOR* si hanno dunque due possibili valori che vengono mandati all'ingresso di controllo dello *Switch*.

- 0 che comporta un aumento di velocità: lo *Switch* deve essere comandato in modo che passi la velocità di riferimento del ramo $n_{rif}+k$;
- 1 che comporta una diminuzione della velocità: lo *Switch* deve essere comandato in modo che passi la velocità del ramo $n_{rif}-k$.

In questo modo viene selezionato il ramo corretto.

Prima di procedere con le considerazioni finali bisogna considerare un possibile problema che può affliggere la tecnica.

Nei primi istanti di funzionamento c'è il rischio che il controllo si fermi su un massimo relativo della curva velocità-potenza. Questo può accadere soprattutto se la velocità di partenza della turbina è molto piccola.

Per ovviare a questo problema si deve inizialmente disabilitare il controllo e fornire al *PID* una velocità n_{rif} adeguata impostando un valore fisso di partenza n_0 [2].

Il valore n_0 di inizializzazione viene inserito tramite la *mask* del *P&O* e deve essere un valore opportuno. Si può usare la velocità nominale della turbina in esame ma non è obbligatorio.

Dalla *mask* del blocco del controllo si possono impostare le seguenti grandezze:

- costante di perturbazione k [giri/s];
- velocità di inizializzazione n_0 [giri/s].

In questo modo si possono inserire le grandezze senza agire a livello del modello.

Considerazioni sul controllo *P&O*.

Nell'implementazione del controllo non si è fatta alcuna precisazione sul tipo o sul modello della turbina in esame. Il Perturba ed Osserva infatti è un controllo generico che per funzionare non necessita di nessun parametro legato alla turbina.

L'unico parametro potrebbe essere il valore n_0 di inizializzazione del controllo, ma non è obbligatorio legarlo alla turbina. Basta inserire un valore ragionevole. Sicuramente inizializzare il controllo usando la velocità nominale è sensato.

Se la turbina dovesse cambiare, la modifica della grandezza n_0 è immediata ed il controllo non ha bisogno di nessun'altra correzione. Questo costituisce sicuramente un grande vantaggio nell'uso di questo controllo. Non servono dati sperimentali o curve di funzionamento ma solo la misura diretta della potenza e della velocità.

Il suo principio di funzionamento consta nella perturbazione continua della velocità n ad intervalli regolari prestabiliti. Questo implica che il controllo non mantiene mai il punto di regime, nonostante sia in grado di trovarlo.

La tecnica per come è concepita porterà la turbina a funzionare in un intorno del punto di regime cercato. Il sistema viene perturbato indipendentemente dal fatto che si sia raggiunto il punto di regime o meno.

La velocità con cui il controllo ricava la n_{rif} fa sì che sia un ottimo controllo in caso di portata e salto costanti o lentamente variabili tanto da poter competere con le altre tecniche analizzate.

Per brusche variazioni delle condizioni fluidodinamiche invece la sua risposta peggiora, fornendo un rendimento inferiore rispetto a tecniche più raffinate. Lavorando con segnali fortemente variabili la tecnica sollecita il regolatore *PID*.

Un altro problema dell'uso del *P&O* in condizioni dinamiche spinte è che porta la turbina a ruotare a velocità superiori a quelle stabilite dagli altri controlli. Il profilo di velocità risulta inoltre molto variabile presentando picchi che non compaiono nelle altre tecniche (o sono comunque limitati per frequenza ed ampiezza). Ciò può comportare problemi alla meccanica del sistema. Bisogna controllare che la turbina non raggiunga la velocità di fuga con il pericolo di danneggiare il sistema.

Resta comunque un buon controllo, semplice da implementare e dal carattere generico, applicabile anche in mancanza dei dati della turbina e perciò valido per qualsiasi macchina idraulica presa in considerazione.

Non ha bisogno di nessun algoritmo esterno di supporto a differenza di altre tecniche. In condizioni statiche o lentamente variabili fornisce un'ottima risposta ed è un controllo robusto.

Nel caso di cambio della turbina è adattabile facilmente quindi è un controllo molto flessibile.

3.5.2 MEPT Distanza Minima (MDM).

La seconda tecnica implementata è il *MEPT Distanza Minima (MDM)*. E' un algoritmo presente in letteratura. L'acronimo sta per *Maximum Efficiency Point Tracking* ed identifica delle tecniche di controllo basate sull'inseguimento del punto di massima efficienza di funzionamento di un sistema. Sono tecniche che si basano sulla conoscenza parziale della turbina. Questa tecnica infatti a differenza del *P&O* richiede una minima conoscenza della macchina perché utilizza i parametri adimensionali per calcolare la velocità n_{rif} . Oltre ai valori assunti nel punto di funzionamento istantaneo, ha bisogno di conoscerne i valori ottimi che identificano il punto di rendimento massimo assoluto della turbina. Il *MDM* calcola la distanza minima del punto di funzionamento istantaneo rispetto al punto indicato dai valori ottimi ed in base al risultato, restituisce la velocità che permette alla turbina di avvicinarsi al punto di funzionamento ottimo. Il primo passo consiste nel calcolare i parametri ottimi della turbina in esame. Come visto precedentemente, per calcolarli basta avere a disposizione una curva descrittiva della turbina. Si individua il punto di rendimento massimo assoluto sulla curva e si ricavano i valori associati di portata, salto e velocità di rotazione. Conoscendo questi valori si procede al calcolo dei parametri ottimi.

$$- \phi_{ott} = \frac{\dot{V}_{ott}}{n_{ott} \cdot D^3} \quad \text{coefficiente di portata ottimo} \quad (3.25)$$

$$- \psi_{ott} = \frac{g \cdot h_{uott}}{n_{ott}^2 \cdot D^2} \quad \text{coefficiente di pressione ottimo} \quad (3.26)$$

$$- \omega_{sott} = 2 \cdot \pi \cdot n_{ott} \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}_{ott}}}{(g \cdot h_u)^{0.75}} \quad \text{velocità specifica ottima} \quad (3.27)$$

$$- D_{sott} = D \cdot \frac{(g \cdot h_{uott})^{0.25}}{\sqrt{\dot{V}_{ott}}} \quad \text{diametro specifico ottimo} \quad (3.28)$$

$$- V_{sott} = \frac{\dot{V}_{ott}}{D^2 \cdot \sqrt{h_{uott}}} \quad \text{portata specifica ottima} \quad (3.29)$$

$$- n_{sott} = \frac{n_{ott} \cdot D}{\sqrt{h_{uott}}} \quad \text{velocità specifica ottima} \quad (3.30)$$

Determinati questi parametri si può procedere ad illustrare il principio di funzionamento del *MEPT* Distanza Minima.

Data una coppia generica di parametri adimensionali X, Y (che individuano un punto istantaneo di funzionamento), definiti i loro valori ottimi X_{ott} e Y_{ott} si calcola la distanza minima d tra il punto di ottimo ed il punto di funzionamento a cui si porta la turbina.

Si suppone che entrambi i parametri dipendano dalla velocità n .

La distanza d è definita nel seguente modo:

$$d = \sqrt{(X(n) - X_{ott})^2 + (Y(n) - Y_{ott})^2} \quad (3.31)$$

Si esplicitano i coefficienti X ed Y istantanei e si calcola la derivata della distanza rispetto alla velocità n .

$$\dot{d} = \frac{d}{dn} \cdot \left(\sqrt{(X(n) - X_{ott})^2 + (Y(n) - Y_{ott})^2} \right) \quad (3.32)$$

Si pone la derivata pari a zero.

$$\dot{d} = \frac{d}{dn} \cdot \left(\sqrt{(X(n) - X_{ott})^2 + (Y(n) - Y_{ott})^2} \right) = 0 \quad (3.33)$$

Si ottiene un'equazione che deve essere risolta in funzione della velocità di rotazione n che diventa la velocità di riferimento n_{rif} cercata.

Annullando la derivata della funzione d e risolvendola rispetto ad n , si ottiene un punto di minimo per la distanza, e la velocità di riferimento ad essa associata. Il procedimento restituisce una velocità n che porta il punto di funzionamento il più vicino possibile in termini di distanza al punto di ottimo, ottenendo un rendimento migliore rispetto alla velocità fissa.

Si applica il procedimento appena illustrato alle seguenti coppie di parametri:

- φ e ψ ;
- V_s e n_s .

La prima coppia, come detto, è la coppia classica che normalmente viene presa in considerazione. Nella tesi precedente la tecnica è stata sviluppata solo per questa coppia di parametri. In questa tesi invece la tecnica sarà estesa anche all'altra coppia ottenendo dei risultati interessanti che verranno presi in considerazione successivamente e che saranno la base dei *Modelli Ridotti (MR)* e di conseguenza dei *Modelli Ridotti Ottimizzati (MRO)*.

Si esplicita ora la funzione distanza d per le varie coppie di parametri adimensionali viste e si sviluppa il modello corrispondente alla tecnica.

3.5.2.1 MEPT Distanza Minima coppia φ e ψ :

Si applica il procedimento appena descritto alla coppia in esame:

$$d = \sqrt{(\varphi(n) - \varphi_{out})^2 + (\psi(n) - \psi_{out})^2} \quad (3.34)$$

$$d = \sqrt{\left(\frac{\dot{V}}{n \cdot D^3} - \varphi_{out}\right)^2 + \left(\frac{g \cdot h_u}{n^2 \cdot D^2} - \psi_{out}\right)^2}$$

$$\dot{d} = \frac{d}{dn} \cdot \left(\sqrt{\left(\frac{\dot{V}}{n \cdot D^3} - \varphi_{out}\right)^2 + \left(\frac{g \cdot h_u}{n^2 \cdot D^2} - \psi_{out}\right)^2} \right) = 0 \quad (3.35)$$

$$\dot{d} = \frac{\left(\frac{-2 \cdot \dot{V}^2}{n^3 \cdot D^6} + \frac{2 \cdot \varphi_{out} \cdot \dot{V}}{n^2 \cdot D^3} - \frac{4 \cdot g^2 \cdot h_u^2}{n^5 \cdot D^4} + \frac{4 \cdot g \cdot h_u \cdot \psi_{out}}{n^3 \cdot D^2} \right)}{\left(\sqrt{\left(\frac{\dot{V}^2}{n^2 \cdot D^6} + \varphi_{out}^2 - \frac{2 \cdot \varphi_{out} \cdot \dot{V}}{n \cdot D^3} + \frac{g^2 \cdot h_u^2}{n^4 \cdot D^4} + \psi_{out}^2 - \frac{2 \cdot g \cdot h_u \cdot \psi_{out}}{n^2 \cdot D^2} \right)} \right)}$$

L'equazione in n da risolvere, dopo aver fatto le dovute considerazioni sul campo di esistenza della funzione, risulta essere:

$$\left((\varphi_{out} \cdot D^3) \cdot \dot{V} \right) \cdot n^3 + \left((2 \cdot g \cdot \psi_{out} \cdot D^4) \cdot h_u - \dot{V}^2 \right) \cdot n^2 + 0 \cdot n - (2 \cdot g^2 \cdot h_u^2 \cdot D^2) = 0 \quad (3.36)$$

E' un'equazione di terzo grado in cui portata e salto sono le variabili di ingresso.

Per risolverla si utilizza il software *Matlab*[®] che richiede l'inserimento dell'equazione nella forma sopra descritta. Come risultato si hanno tre radici, quindi tre possibili valori di velocità di riferimento.

Si valutano i risultati per individuare il valore corretto della velocità da considerare. Per ricavare i valori di n_{rif} si deve implementare un algoritmo esterno di supporto. Si introducono i coefficienti K_1 , K_2 e K_3 per semplificare la scrittura:

- $K_1 = \varphi_{out} \cdot D^3 \quad [m^4]$
- $K_2 = 2 \cdot g \cdot \psi_{out} \cdot D^4 \quad [m^5 / s^2]$
- $K_3 = 2 \cdot g^2 \cdot D^2 \quad [m^4 / s^4]$

L'equazione, effettuata la sostituzione diventa:

$$\left(K_1 \cdot \dot{V} \right) \cdot n_{rif}^3 + \left(K_2 \cdot h_u - \dot{V}^2 \right) \cdot n_{rif}^2 + 0 \cdot n - \left(K_3 \cdot h_u^2 \right) = 0 \quad (3.37)$$

L'equazione di terzo grado deve essere risolta per ogni valore di portata e salto in ingresso alla turbina. E' una procedura che presenta un costo computazionale in termini di velocità non trascurabile, che si ripercuote sulla velocità di risposta del controllo e sulla capacità di lavorare con portate e salti bruscamente variabili.

I parametri adimensionali ottimi, una volta scelta la turbina, sono delle costanti. Nel caso di cambio della turbina i valori ottimi potrebbero cambiare e l'equazione deve essere modificata di conseguenza.

Conoscendo la portata ed il salto si può determinare la velocità n_{rif} a cui la turbina dovrebbe ruotare.

Implementazione della tecnica MEPT Distanza Minima per la coppia φ e ψ .

Il modello del controllo viene inglobato nella relativa *mask* che permette la modifica immediata dei parametri di interesse e mostra gli ingressi e le uscite.

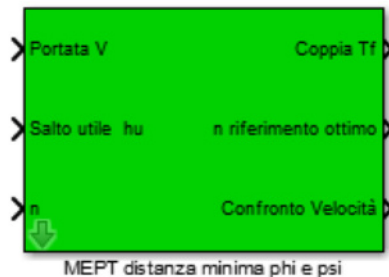


Fig. 3.32 – Blocco del MEPT Distanza Minima con relativi ingressi ed uscite.

All'interno vi è il modello completo che realizza la tecnica.

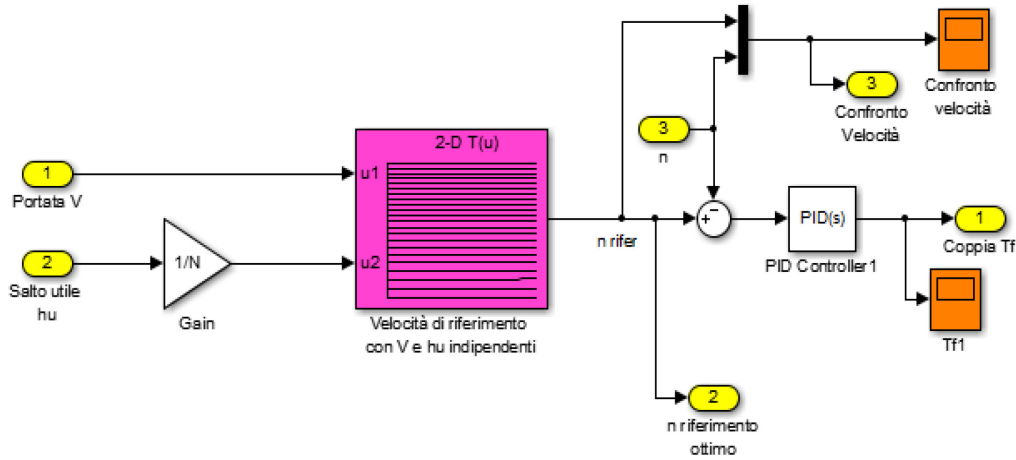


Fig. 3.33 – Modello MEPT distanza minima coppia φ e ψ .

Per ottenere la velocità n_{rif} si deve risolvere l'equazione di terzo grado vista. Tale approccio è oneroso dal punto di vista computazionale.

Per velocizzare il procedimento si è scelto di usare nuovamente una *Lookup table*. Essa avrà come ingressi portata e salto e fornirà in uscita il valore della velocità n_{rif} .

In questo modo, si velocizza il procedimento e la tecnica fornisce una risposta più veloce.

Come sempre, la velocità di riferimento viene mandata in ingresso al *PID*. La coppia T_f in uscita dal regolatore entra nel blocco della *Swing equation*.

All'ingresso della *Lookup table* la portata entra in modo diretto mentre il salto deve essere diviso per il numero N di giranti in serie della turbina.

Si ragiona sul singolo stadio. Per comodità la portata è stata lasciata espressa in [l/s] (è indifferente al fine del calcolo della velocità).

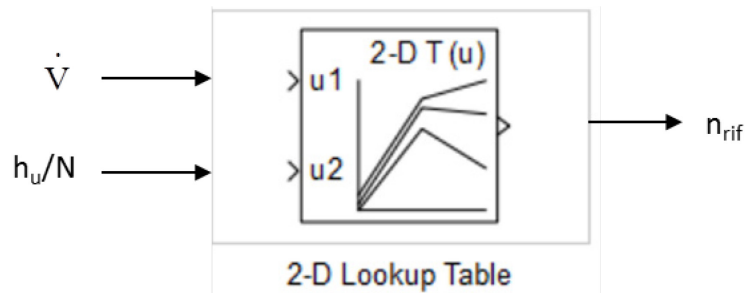


Fig. 3.34 – Lookup table per il calcolo della velocità.

Nel blocco dovrà essere inserita una matrice contenente i valori di velocità n_{rif} calcolati tramite l'equazione trovata, riferiti alle varie coppie di portata e salto.

Tramite il solito processo di interpolazione-estrapolazione, il blocco fornirà i valori della velocità di riferimento. Per compilare la matrice bisogna calcolare la velocità n_{ii} per ogni coppia di V_i e h_{ui} . Si scrive un programma generico per il calcolo delle radici dell'equazione.

L'equazione fornisce tre radici di cui una sola positiva. Questa radice rappresenta la velocità di riferimento cercata. L'utilizzo della *Lookup table* semplifica e velocizza il calcolo della velocità n_{rif} rispetto ad altre possibili soluzioni, ma implica come sempre un procedimento lungo ed oneroso in termini di tempo per ricavare ed inserire i dati al suo interno. In questo caso infatti bisogna affidarsi ad una procedura per il calcolo dei valori di velocità tramite un algoritmo esterno.

Una volta compilata la matrice della *Lookup table* si può come sempre visualizzare l'andamento grafico dei dati inseriti.

In *Fig. 3.35* è mostrato il legame che intercorre tra la velocità e le grandezze in ingresso alla turbina.

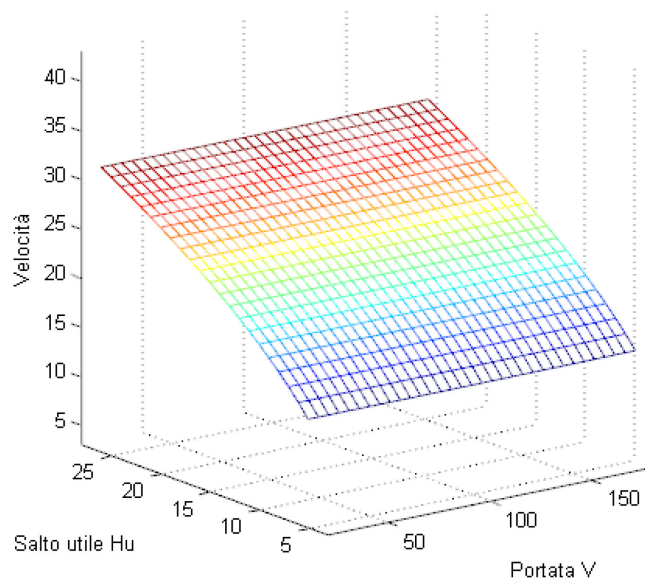


Fig. 3.35 – Andamento grafico 3D della velocità in funzione di portata e salto.

Nel caso si utilizzasse una turbina diversa, descritta da parametri adimensionali ottimi diversi, per utilizzare questa tecnica, si deve ripetere interamente la procedura descritta per calcolare i nuovi valori da inserire nella matrice. Nella fase iniziale di progetto, in cui si

prendono in considerazione diversi modelli di turbina per scegliere quello più adatto per l'impianto in esame, non è una tecnica di immediato utilizzo a causa delle pesanti modifiche richieste per adattare il controllo. Il modello rispetto al *P&O* risulta molto più semplice da realizzare concettualmente. Questa formulazione, sviluppata anche nella tesi precedente [2], viene usata come riferimento per valutare la correttezza della stessa tecnica applicata all'altra coppia di parametri.

Nella *mask* del controllo viene inserito il numero di giranti in serie N .

3.5.2.2 MEPT Distanza Minima coppia V_s e n_s .

Si ripete la stessa procedura per la nuova coppia di parametri. La formulazione della velocità ottenuta fornisce risultati corretti perché coincidenti con i risultati della tecnica di riferimento. Si riportano i passaggi matematici per completezza di esposizione.

$$d = \sqrt{(V_s - V_{sott})^2 + (n_s(n) - n_{sott})^2} \quad (3.38)$$

$$d = \sqrt{\left(\frac{\dot{V}}{D^2 \cdot \sqrt{h_u}} - V_{sott} \right)^2 + \left(\frac{n \cdot D}{(\sqrt{h_u})} - n_{sott} \right)^2}$$

$$\dot{d} = \frac{d}{dn} \cdot \left(\sqrt{\left(\frac{\dot{V}}{D^2 \cdot \sqrt{h_u}} - V_{sott} \right)^2 + \left(\frac{n \cdot D}{(\sqrt{h_u})} - n_{sott} \right)^2} \right) = 0 \quad (3.39)$$

$$\dot{d} = \frac{\left(\frac{2 \cdot n \cdot D^2}{h_u} - \frac{2 \cdot D \cdot n_{sott}}{\sqrt{h_u}} \right)}{2 \left(\sqrt{\left(\frac{\dot{V}^2}{D^4 \cdot h_u} + V_{sott}^2 - \frac{2 \cdot \dot{V} \cdot V_{sott}}{D^2 \cdot \sqrt{h_u}} + \frac{n^2 \cdot D^2}{h_u} + n_{sott}^2 - \frac{2 \cdot n \cdot D \cdot n_{sott}}{\sqrt{h_u}} \right)} \right)}$$

L'equazione in n da risolvere, dopo aver fatto le dovute considerazioni sul campo di esistenza della funzione, risulta essere:

$$\left(\frac{2 \cdot n \cdot D^2}{h_u} - \frac{2 \cdot D \cdot n_{sott}}{\sqrt{h_u}} \right) = 0 \quad (3.40)$$

Si ottiene ora un'equazione di primo grado che si risolve in modo immediato e che non necessita di un algoritmo per il calcolo delle radici.

La velocità n diventa il riferimento n_{rif} .

$$n_{rif} = \frac{n_{sott} \cdot \sqrt{h_u}}{D} \quad [\text{giri} / \text{s}] \quad (3.41)$$

La velocità n_{rif} dipende da un solo parametro adimensionale.

Per verificare la validità della formulazione trovata si è applicato l'algoritmo per il calcolo dei valori della velocità n_{rif} come per il caso precedente.

Le velocità di riferimento trovate coincidono con quelle della tecnica di riferimento, validando la nuova formulazione trovata. La velocità n_{rif} può essere allora calcolata in modo più semplice ed immediato tramite il parametro adimensionale n_s . Osservando la formula finale si dimostra che l'equazione risultante dall'applicazione del *MEPT Distanza Minima* alla coppia V_s e n_s si può ricavare direttamente dalla definizione del parametro n_s .

$$n_s = \frac{n \cdot D}{\sqrt{h_u}} \quad (3.42)$$

Ponendo n_s pari al suo valore ottimo e risolvendo rispetto ad n_{rif} si ottiene:

$$n_{sott} = \frac{n_{rif} \cdot D}{\sqrt{h_u}} \quad (3.43)$$

$$n_{rif} = \frac{n_{sott} \cdot \sqrt{h_u}}{D} \quad [\text{giri} / \text{s}] \quad (3.44)$$

Si ottiene lo stesso risultato senza dover applicare la tecnica di *MEPT Distanza Minima*. E' una notevole semplificazione: si ottiene una nuova tecnica di controllo efficace in modo semplice senza passare attraverso metodi complicati ed onerosi da implementare. Questo risultato è stato il punto di partenza dello sviluppo dei *Modelli Ridotti (MR)* e dei *Modelli Ridotti Ottimizzati (MRO)* che verranno illustrati di seguito e che costituiscono il lavoro originale della presente tesi.

L'equazione di primo grado risultante non necessita di una *Lookup table* perché può essere implementata direttamente nel modello. Non richiede neppure alcun algoritmo esterno per il calcolo delle radici. Applicare la tecnica *MEPT Distanza Minima* a V_s e n_s permette di ottenere un grande vantaggio rispetto alla formulazione con φ e ψ in termini di flessibilità del controllo. Tuttavia, visto che si può arrivare alla stessa formulazione finale per una strada alternativa concettualmente più semplice (attraverso la semplice definizione di n_s), si è deciso di non applicare la tecnica *MEPT* a questa coppia di parametri e di far confluire la nuova formulazione trovata nelle nuove tecniche sviluppate.

Quando si parlerà della tecnica di controllo *MDM* si farà riferimento esclusivamente al caso relativo alla coppia φ e ψ .

Considerazioni sul controllo *MEPT Distanza Minima*.

Questa tecnica di controllo a differenza del *P&O* presenta un modello meno complesso concettualmente. Richiede una conoscenza minima della turbina limitata al valore ottimo di φ e ψ . Uno svantaggio del *MDM* con φ e ψ è che bisogna risolvere un'equazione di terzo grado. Questo svantaggio viene superato attraverso l'uso della *Lookup table* o se viene utilizzata la coppia V_s e n_s .

La tecnica fornisce un buon controllo, tuttavia l'inseguimento della distanza minima non fornisce sempre il rendimento massimo assoluto a causa della forma delle curve di rendimento della turbina. Si prenda per esempio il diagramma collinare di *Fig. 3.36*.

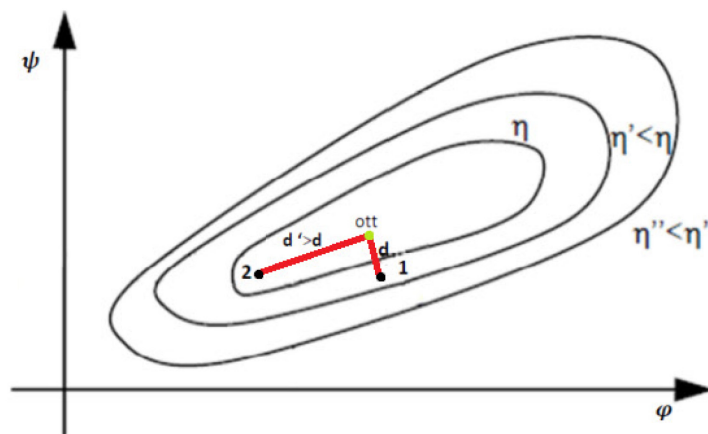


Fig. 3.36 – Esempio diagramma collinare del rendimento della turbina in funzione dei parametri φ e ψ .

Le curve riportate sono curve con ugual rendimento tracciate in funzione dei parametri φ e ψ . Le curve presentano forma ellittica e questo implica che minimizzare la distanza non comporta sempre il rendimento migliore. Si ipotizza in verde il punto di ottimo della turbina.

Il punto 1 trovato tramite la tecnica, effettivamente è più vicino spazialmente del punto 2 che presenta una distanza maggiore, tuttavia a causa dell'ellitticità delle curve presenta un rendimento minore.

Ciò rappresenta la pecca di questa tecnica di controllo *MEPT* che agisce sulla distanza. In alcuni casi può fornire un rendimento minore rispetto al *P&O*. In condizioni dinamiche con brusche variazioni di portata e/o salto fornisce invece un controllo migliore. La scelta tra le due tecniche dipenderà dalle caratteristiche fluidodinamiche dell'impianto in esame.

Un altro possibile svantaggio consta nell'uso della *Lookup table*. Se da una parte ha un impatto favorevole, in quanto permette di velocizzare il calcolo della velocità di riferimento, dall'altra rende il controllo molto rigido al cambiamento della turbina.

Se la nuova turbina viene descritta da parametri adimensionali ottimi diversi bisogna apportare modifiche pesanti in quanto bisogna ricalcolare completamente i nuovi valori di velocità ed inserirli nella *Lookup table*. Non è un algoritmo da usare in fase di scelta della turbina, perché le modifiche da apportare sono complesse.

Dalle simulazioni svolte si è visto che la tecnica porta la turbina a ruotare a velocità inferiori rispetto al *P&O* che presenta picchi di velocità più elevati. La tecnica inoltre sollecita meno il regolatore *PID*.

La tecnica *MEPT* Distanza Minima applicata alla coppia V_s e n_s ha dato un risultato molto interessante. Si giunge ad una formulazione semplice che fornisce gli stessi risultati ma senza i difetti di questa tecnica di controllo. Si può ricavare la velocità di riferimento n_{rif} dall'inversione della definizione di n_s , ponendo n_s al suo valore ottimo.

Si può allora implementare un modello senza ricorrere alla *Lookup table* in cui si può agevolmente cambiare il valore del parametro ottimo n_s . In questo modo si ottiene un modello adattabile facilmente a qualsiasi turbina cambiando il valore di un unico parametro senza nessuna altra modifica da fare e senza appoggiarsi ad algoritmi esterni.

Risulta un buon controllo anche in fase di progettazione e confluirà nei Modelli Ridotti.

3.5.3 MEPT Ottimo (MO).

Il *MEPT Ottimo* a differenza del *MEPT Distanza Minima* richiede la conoscenza completa della turbina e quindi una mole di dati non indifferente. Non è sufficiente conoscere i soli valori ottimi dei parametri adimensionali.

Questa tecnica è stata denominata “Ottimo” in quanto nella tesi precedente [2] era la tecnica che garantiva il risultato migliore rispetto alle altre tecniche considerando sia il funzionamento statico che dinamico con brusche variazioni di portata e salto. In questa tesi, come spiegato successivamente, si è trovata un’altra tecnica che garantisce le stesse prestazioni ed a volte un comportamento migliore. Tuttavia per facilitare il confronto con il lavoro precedente [2] si è deciso di mantenere la nomenclatura.

La tecnica si basa sull’utilizzo dei parametri φ e ψ in quanto è necessario per il suo funzionamento modellizzare il comportamento della turbina all’interno del controllo.

Partendo dalla conoscenza delle curve caratteristiche della macchina si ricavano i dati necessari alla tecnica. Come discusso in precedenza per ragioni di semplicità sono stati usati questi parametri.

Il primo passo è di stabilire un *range* di velocità entro cui la turbina può ruotare, definendo un valore minimo n_{min} , un valore massimo n_{max} ed un passo p . In questo modo si costruisce un vettore di m valori denominato \overline{np} che contiene i valori della velocità compresi tra gli estremi e distanziati del passo scelto.

Nella figura seguente è mostrato lo schema di principio della tecnica.

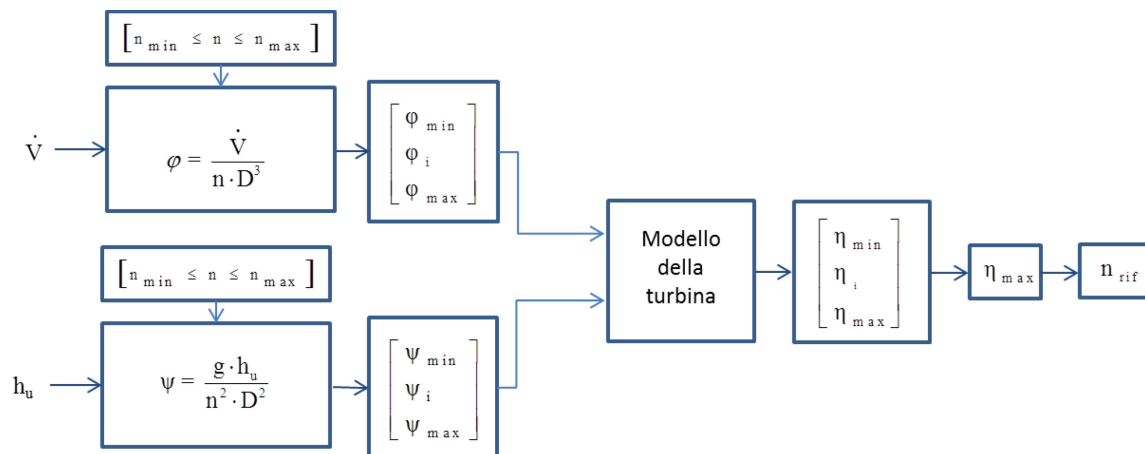


Fig. 3.37 – Principio di funzionamento del MEPT Ottimo.

Conoscendo il valore della portata e del salto in ingresso, si ricavano i valori dei due parametri adimensionali φ e ψ per ogni valore di velocità incluso nel vettore.

Si trova per ogni parametro adimensionale un vettore di m elementi. I due vettori entrano in un blocco che modella la turbina e fornisce in uscita un vettore sempre di m elementi che contiene per ogni coppia dei parametri, il rendimento corrispondente, ognuno associato ad una velocità ben precisa.

In questo vettore si identifica il rendimento migliore e la velocità ad esso associata. Questa velocità sarà la n_{rif} da mandare al PID per il calcolo della coppia T_f .

La tecnica è molto semplice e fornisce un ottimo controllo sia in condizioni statiche che dinamiche, con brusche variazioni di portata e salto.

Analogamente a quanto discusso per il $P&O$, il passo p che determina il vettore della velocità, deve essere scelto in modo da fornire velocità che abbiano senso dal punto di vista meccanico. Un valore troppo fine darebbe luogo a velocità non raggiungibili dalla macchina e renderebbe la tecnica lenta perché dovrebbe calcolare un numero di valori elevato.

Un'attenzione particolare deve essere posta anche nella scelta del valore massimo della velocità. Deve essere inferiore alla velocità di fuga e comunque non deve essere un valore pericoloso per la turbina.

Al suo interno deve però essere descritta in modo completo la macchina idraulica scelta. Si vedrà in seguito quando verrà esposto il modello che la caratterizzazione della macchina è identica a quella usata nel blocco della turbina.

Implementazione della tecnica *MEPT Ottimo*.

Il modello del controllo viene inglobato nella relativa *mask* che permette la modifica immediata dei parametri di interesse e mostra gli ingressi e le uscite.

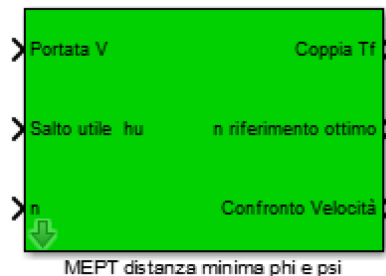


Fig. 3.38 – Blocco del *MEPT Ottimo* con relativi ingressi ed uscite.

All'interno vi è il modello completo che realizza la tecnica.

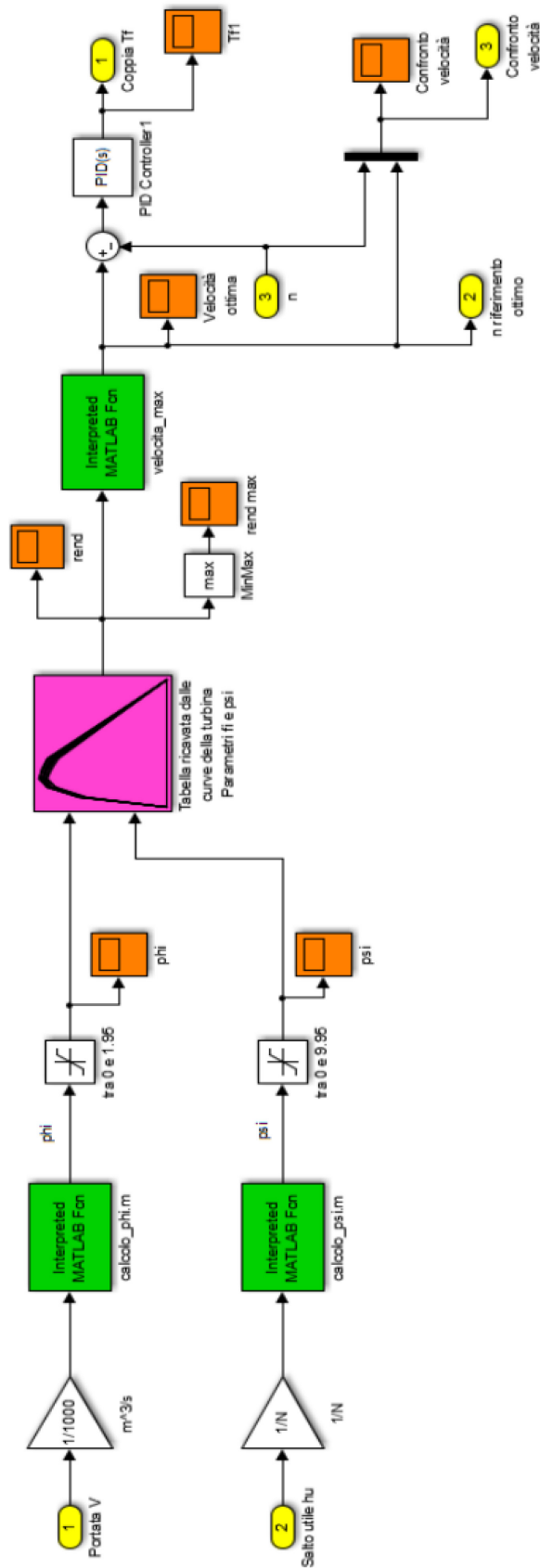


Fig. 3.39 – Modello del MEPT Ottimo.

Il primo passo consiste nella costruzione dei vettori dei parametri adimensionali attraverso due algoritmi *Matlab*[®]:

- un algoritmo per il calcolo del vettore di φ ;
- un algoritmo per il calcolo del vettore di ψ .

Questi algoritmi permettono di creare i vettori contenenti i parametri adimensionali. Il numero di elementi dei vettori dipende da come si costruisce il vettore delle velocità. I valori n_{min} ed n_{max} dipendono dalla turbina in esame ed il passo p permette di determinare la sensibilità della regolazione.

I due vettori entrano in una *Lookup table* che determina il rendimento corrispondente. Il blocco è identico a quello sviluppato nel modello della turbina. E' per questo motivo che la tecnica ha bisogno di conoscere completamente i dati della macchina.

Dal vettore del rendimento tramite un altro algoritmo si isola il rendimento maggiore e la velocità corrispondente.

Questo algoritmo permette di estrarre dal vettore dei rendimenti il valore migliore e di ricavare la velocità relativa associata, che diventa la velocità n_{rif} .

Tutti gli algoritmi verranno richiamati nel modello dal blocco *Interpreted Matlab Fcn* che rimanda al *Workspace* di *Matlab*[®].

Nella *mask* del controllo viene inserito il numero di giranti in serie N .

Considerazioni sul controllo *MEPT Ottimo*.

Questa tecnica di controllo permette di ottenere un risultato migliore rispetto alla tecnica del *P&O* ed alla tecnica *MEPT Distanza Minima*, in quanto permette di trovare una velocità n_{rif} in grado di garantire un rendimento della turbina migliore che porta ad un aumento della potenza meccanica disponibile all'ingresso del generatore.

La tecnica di controllo richiede una *Lookup table*. Ragionando in termini di modello, essa è già implementata in quanto è identica a quella del blocco della turbina e quindi la sua costruzione in questa sede non è necessaria.

Nel caso di applicazione reale il discorso è ben diverso. Non esiste un modello della turbina ma esiste la macchina vera e propria. La *Lookup table* deve essere quindi costruita espressamente per l'algoritmo di controllo. Si devono avere a disposizione i dati completi

della macchina forniti dal costruttore oppure determinati attraverso prove di laboratorio per poter costruire la matrice ed applicare il controllo.

La conoscenza completa della turbina permette alla tecnica un'ottima regolazione, la migliore tra le tecniche viste finora. Si ricorda però che non sempre si hanno a disposizione questi dati o non sono facilmente reperibili. E' uno svantaggio della tecnica insieme al fatto che sollecita il regolatore *PID*.

Nel caso di cambio della turbina la *Lookup table* deve essere riaggiornata con tutto quello che ne consegue. Può rendersi necessario inoltre modificare i valori limite del *range* di velocità o il passo, per adattarli alla nuova macchina. La modifica è tuttavia veloce. Questi problemi rendono la tecnica poco flessibile.

Attraverso il vettore della velocità \overline{np} vengono imposti dei limiti sui possibili valori di n_{rif} entranti nel regolatore *PID*. Questo implica che anche la velocità n della turbina sarà limitata. Ponendo n_{max} inferiore al valore della velocità di fuga si mette la turbina in condizioni di sicurezza. E' una caratteristica intrinseca del controllo.

La scelta del limite n_{max} della velocità è molto importante e deve essere coordinato al modello della turbina scelta. Dallo studio svolto, si è notato che settare un valore di n_{max} inferiore alla velocità massima raggiungibile dalla turbina in sicurezza, può portare ad avere un rendimento non ottimale. Il controllo non sarebbe in grado di fornire come riferimento una velocità superiore al limite imposto. Tutte le velocità superiori al limite non verrebbero prese in considerazione nonostante la capacità della turbina di raggiungerle senza danneggiare il sistema. Sbagliare l'impostazione del limite massimo vuol dire limitare l'efficacia della tecnica di controllo.

3.5.4 Modelli Ridotti (*MR*).

L'idea dei modelli ridotti nasce dallo studio della tecnica *MEPT Distanza Minima* applicata alla coppia V_s e n_s . Questo è stato il punto di partenza che ha permesso di elaborare le nuove tecniche di controllo che costituiscono la parte originale di questa nuova tesi.

Dal risultato ottenuto si è visto come il controllo si potesse implementare semplicemente invertendo la definizione del parametro adimensionale n_s e conoscendo il suo valore ottimo. Si è visto che il modello forniva lo stesso controllo di velocità del *MDM* applicato alla coppia φ e ψ con tutti i vantaggi visti.

Si è deciso di verificare se tale risultato si può ottenere anche usando gli altri parametri adimensionali ottimi ricavando n_{rif} in funzione dei parametri adimensionali senza applicare procedure complesse come la tecnica *MEPT Distanza Minima*.

Si sono elaborate e verificate le seguenti formulazioni per il calcolo della velocità.

$$n_{rif} = \frac{n_{sott} \cdot \sqrt{h_u}}{D} \quad (3.45)$$

$$n_{rif} = \left(\frac{\omega_{sott}^2 \cdot (g \cdot h_u)^{1.5}}{4 \cdot \pi^2 \cdot D^3 \cdot \varphi_{ott}} \right)^{1/3} \quad (3.46)$$

$$n_{rif} = \frac{(g \cdot h_u)^{0.5}}{\varphi_{ott} \cdot D_{sott}^2 \cdot D} \quad (3.47)$$

$$n_{rif} = \frac{V_{sott} \cdot \sqrt{h_u}}{\varphi_{ott} \cdot D} \quad (3.48)$$

$$n_{rif} = \left(\frac{\omega_{sott} \cdot (g \cdot h_u)^{0.75}}{2 \cdot \pi \cdot (\varphi_{ott} \cdot D^3)^{0.5}} \right)^{2/3} \quad (3.49)$$

$$n_{rif} = \frac{\omega_{sott} \cdot D_{sott} \cdot (g \cdot h_u)^{0.5}}{2 \cdot \pi \cdot D} \quad (3.50)$$

$$n_{rif} = \frac{\omega_{sott} \cdot g^{0.75} \cdot h_u^{0.5}}{2 \cdot \pi \cdot V_{sott}^{0.5} \cdot D} \quad (3.51)$$

Per ogni equazione è stato implementato un modello. A queste formulazioni si è pervenuti dopo un accurato studio che ne ha verificato la validità.

Implementazione della tecnica dei Modelli Ridotti.

Il modello del controllo viene inglobato nella relativa *mask* che permette la modifica immediata dei parametri di interesse e mostra gli ingressi e le uscite

Gli ingressi e le uscite del blocco sono uguali per tutte le formulazioni.

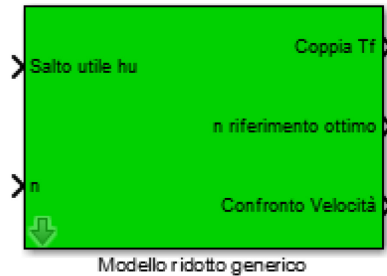


Fig. 3.40 – Blocco del Modello Ridotto con ingressi ed uscite.

All'interno vi è il modello completo che realizza la tecnica.

Modello Ridotto con ψ_{ott} .

L'equazione da implementare nel modello è:
$$n_{rif} = \sqrt{\frac{g \cdot h_u}{\psi_{ott} \cdot D^2}}$$

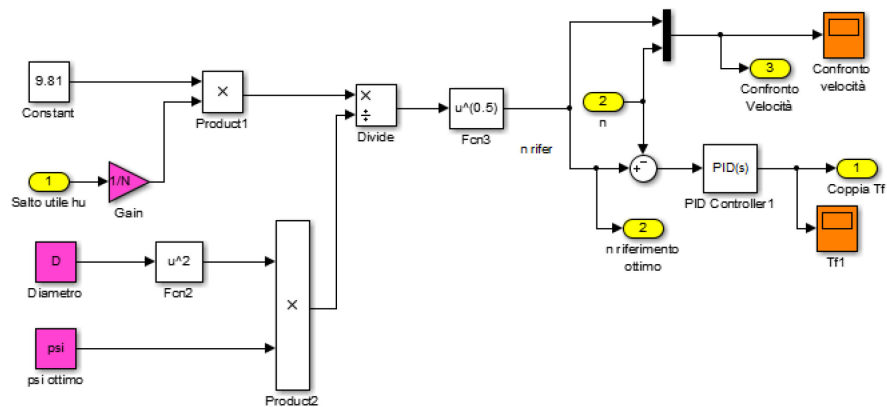


Fig. 3.41 – Modello Ridotto con ψ .

Modello Ridotto con n_{sott} .

L'equazione da implementare nel modello è:
$$n_{rif} = \frac{n_{sott} \cdot \sqrt{h_u}}{D}$$

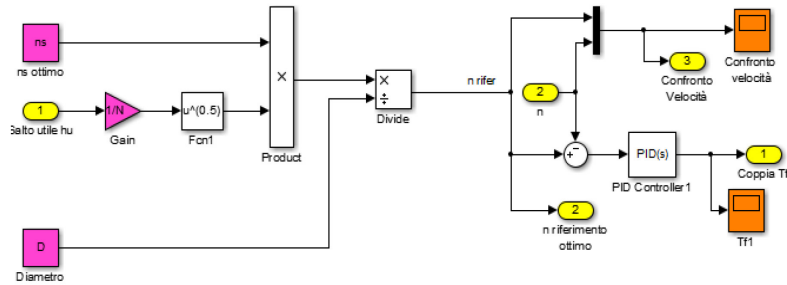


Fig. 3.42 – Modello Ridotto con n_s .

Modello Ridotto con φ_{ott} e ω_{sott} .

L'equazione da implementare nel modello è:
$$n_{rif} = \left(\frac{\omega_{sott}^2 \cdot (g \cdot h_u)^{1.5}}{4 \cdot \pi^2 \cdot D^3 \cdot \varphi_{ott}} \right)^{1/3}$$

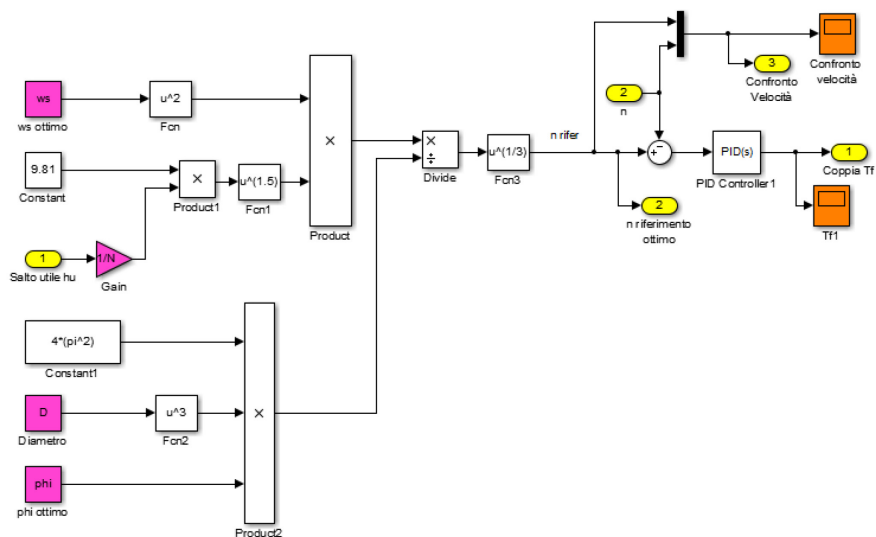


Fig. 3.43 – Modello Ridotto con n_{sott} .

Modello Ridotto con φ_{ott} e D_{sott} .

L'equazione da implementare nel modello è:
$$n_{rif} = \frac{(g \cdot h_u)^{0,5}}{\varphi_{ott} \cdot D_{sott}^2 \cdot D}$$

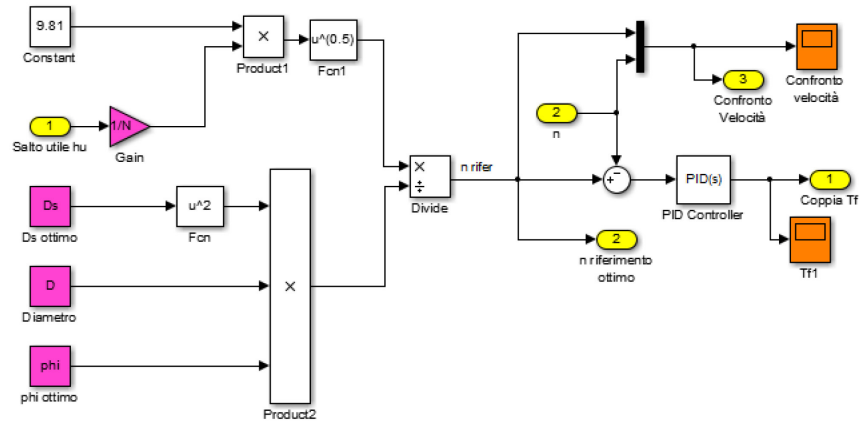


Fig. 3.44 – Modello Ridotto con φ_{ott} e D_{sott} .

Modello Ridotto con φ combinato con V_{sott} .

L'equazione da implementare nel modello è:
$$n_{rif} = \frac{V_{sott} \cdot \sqrt{h_u}}{\varphi_{ott} \cdot D}$$

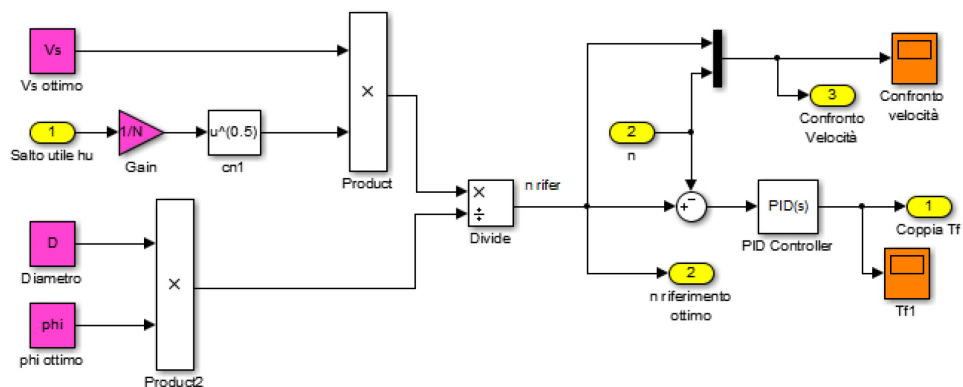


Fig. 3.45 – Blocco del Modello Ridotto con φ_{ott} e V_s .

Modello Ridotto con ω_{sott} e φ_{ott} .

L'equazione da implementare nel modello è:
$$n_{rif} = \left(\frac{\omega_{sott} \cdot (g \cdot h_u)^{0.75}}{2 \cdot \pi \cdot (\varphi_{ott} \cdot D^3)^{0.5}} \right)^{2/3}$$

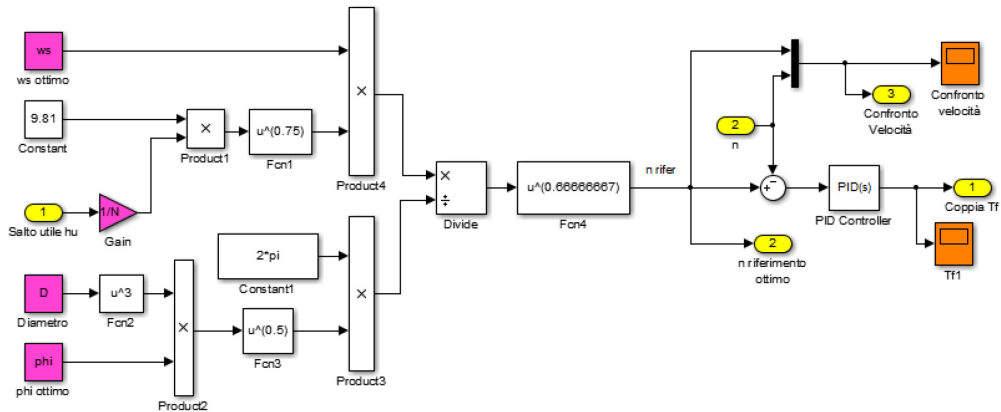


Fig. 3.46 – Modello Ridotto con ω_{sott} e φ_{ott} .

Modello Ridotto con ω_{sott} e D_{sott} .

L'equazione da implementare nel modello è:
$$n_{rif} = \frac{\omega_{sott} \cdot D_{sott} \cdot (g \cdot h_u)^{0.5}}{2 \cdot \pi \cdot D}$$

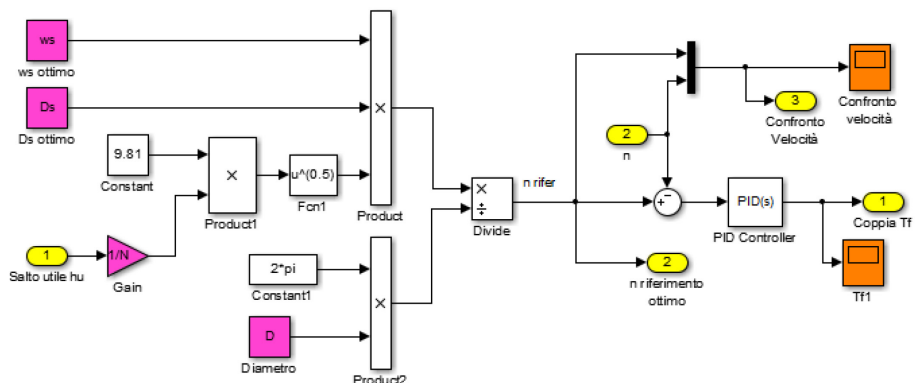


Fig. 3.47 – Modello Ridotto con ω_{sott} e D_{sott} .

Modello Ridotto con ω_{sott} e V_{sott} .

L'equazione da implementare nel modello è:
$$n_{rif} = \frac{\omega_{sott} \cdot g^{0.75} \cdot h_u^{0.5}}{2 \cdot \pi \cdot V_{sott}^{0.5} \cdot D}$$

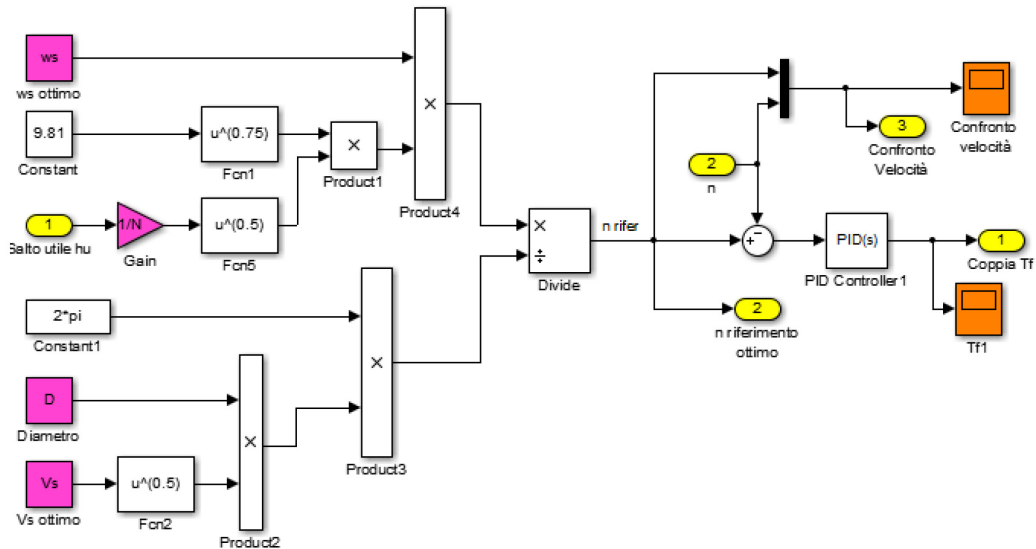


Fig. 3.48 – Modello Ridotto con ω_s combinato con V_s .

In ogni modello la velocità di riferimento trovata entra sempre nel blocco *PID* che fornisce il valore della coppia frenante T_f che entra nel blocco della *Swing equation*.

Dalla *mask* del blocco del controllo si possono impostare le seguenti grandezze:

- i valori ottimi dei parametri adimensionali usati nel modello;
- il numero di giranti in serie alla turbina N ;
- diametro della turbina D .

Tutte le formulazioni viste presentano un modello molto semplice e molto flessibile in caso di cambio della turbina. Attraverso la *mask* infatti si possono immettere i nuovi valori e adattare il controllo alla nuova macchina idraulica.

Considerazioni sui controlli Modelli Ridotti.

I *Modelli Ridotti* sono un'evoluzione della tecnica *MEPT Distanza Minima*. Si sono sviluppati dopo aver studiato la tecnica in questione, applicata alle altre coppie di parametri adimensionali. Si sono ottenuti dei modelli che forniscono gli stessi risultati della tecnica *MDM* (in alcuni casi si sono rivelati migliori). I *Modelli Ridotti* confrontati tra loro forniscono i medesimi risultati a meno di scostamenti trascurabili.

Essi presentano dunque le stesse prestazioni della tecnica *MEPT Distanza Minima* a fronte però di un'implementazione molto più semplice e veloce. Realizzare la *Lookup table* della velocità non è un'operazione complicata ma comporta numerosi calcoli per la determinazione dei valori da inserire nella sua matrice.

Si è vista la necessità di ricorrere ad un algoritmo esterno al controllo per risolvere l'equazione di terzo grado risultante. I valori della velocità così ricavati devono essere inseriti nella *Lookup table*. Questa procedura deve essere ripetuta ad ogni cambio di turbina a meno che non abbia gli stessi parametri adimensionali.

I Modelli Ridotti invece non hanno bisogno di nessuna modifica a parte l'inserimento dei nuovi valori ottimi, facilmente calcolabili ed inseribili dalla *mask* del controllo.

Alla luce di queste considerazioni possono tranquillamente soppiantare la tecnica *MEPT Distanza Minima* applicata ai parametri φ e ψ .

I *MR* sono dei buoni controlli ed offrono i vantaggi appena discussi. Tuttavia forniscono una prestazione minore rispetto al *MO*. Il *MEPT Ottimo* sollecita il regolatore *PID* e bisogna per ogni cambio di turbina ridefinire il *range* della velocità agendo sugli algoritmi. Si è pensato pertanto di combinare insieme le due tecniche al fine di ottenere una nuova tecnica priva dei difetti riscontrati conservandone i pregi.

3.5.5 Modelli Ridotti Ottimizzati (*MRO*).

I Modelli Ridotti Ottimizzati sono nati dopo aver studiato i Modelli Ridotti ed aver visto il loro buon funzionamento sia in condizioni statiche che dinamiche. I *MR* offrono un buon rendimento ma non quanto quello offerto dalla tecnica *MEPT Ottimo*.

La velocità di riferimento non permette alla turbina di raggiungere le stesse prestazioni. Il *MO* è la tecnica che richiede il maggior numero di dati da inserire nella *Lookup table* ed una migliore conoscenza della turbina, per calcolare il rendimento. Inoltre bisogna sempre impostare il *range* di velocità relativo alla turbina in uso, in tutti gli algoritmi che vengono richiamati nel modello e sollecita il regolatore *PID*.

Nel *MO* la velocità di riferimento è compresa tra i limiti imposti negli algoritmi e legata al passo utilizzato. Non si fa nessuna ipotesi sulla velocità n_{rif} , essa viene calcolata partendo dal valore minimo fino al valore massimo e viene scelta quella associata al rendimento migliore.

Se il limite di velocità massimo non viene scelto correttamente il controllo non può fornire una risposta corretta.

Si è pensato di “inizializzare” la velocità n_{rif} tramite un *MR* e successivamente di applicare una sorta di *MEPT Ottimo* intorno valore trovato.

In questo modo non si ha più la necessità di impostare il *range* di velocità cambiando la turbina. Si può affinare la *Lookup table* o ridurre la sua estensione all’intorno del valore n_{rif} .

La velocità che ottimizza il rendimento non sarà troppo lontana da questo valore. In *Fig. 3.49* seguente è mostrato lo schema di principio della tecnica.

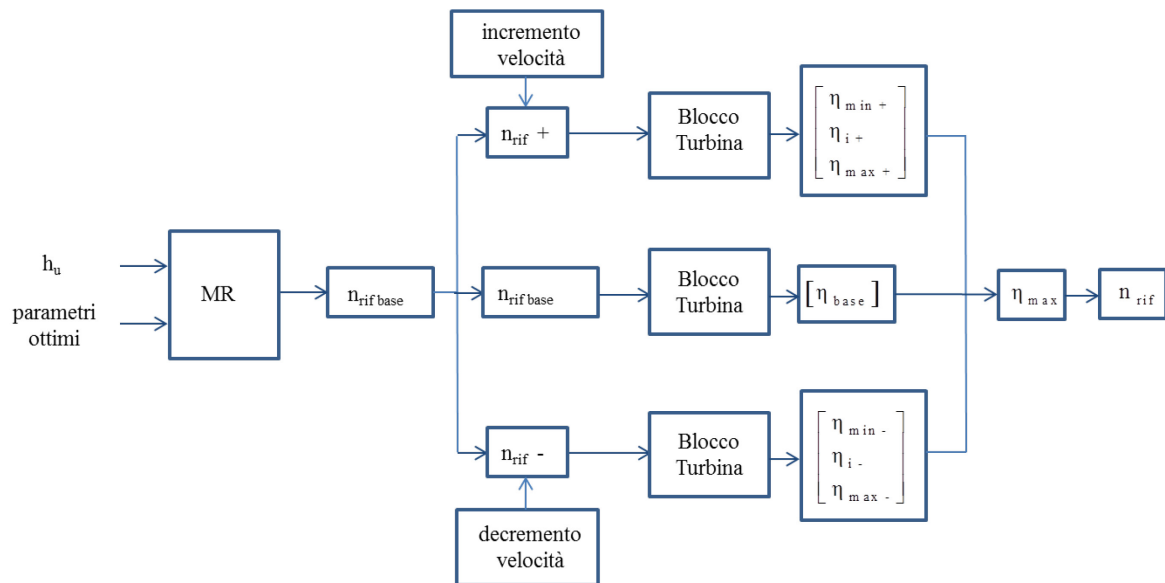


Fig. 3.49 – Principio di funzionamento dei Modelli Ridotti Ottimizzati.

La tecnica è molto semplice:

- si calcola la velocità $n_{rif\ base}$ usando un *MR* e si ricava il rendimento ad essa associato;
- si incrementa e decrementa la velocità con un certo passo n_p definendo un *range* che non dipende più dalla turbina in esame ma che risulta generico creando due vettori di

velocità contenenti m elementi e si verifica per ogni velocità il rendimento associato creando due vettori del rendimento di m elementi ciascuno;

- tramite un confronto si estrae il rendimento migliore e la velocità ad esso associata che diverrà la velocità di riferimento finale n_{rif} .

La nuova tecnica essendo un'ottimizzazione dei Modelli Ridotti può essere sviluppata per ogni formulazione vista nel precedente paragrafo.

Implementazione dei Modelli Ridotti ottimizzati.

Il modello del controllo viene inglobato nella relativa *mask* che permette la modifica immediata dei parametri di interesse e mostra gli ingressi e le uscite.

Gli ingressi e le uscite del blocco sono uguali per tutte le formulazioni.

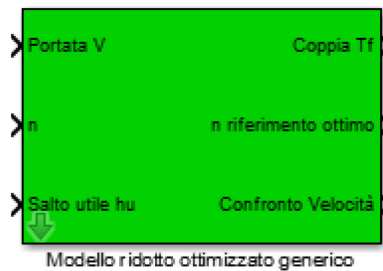


Fig. 3.50 – Blocco del Modello Ridotto Ottimizzato con relativi ingressi ed uscite.

All'interno vi è il modello completo che realizza la tecnica. Il modello è stato diviso in due parti per chiarezza di esposizione ma è da considerare come un modello unico.

Nella figura del modello completo si è visualizzato un blocco relativo al *Modello Ridotto* generico.

Il *Modello Ridotto* usato è indifferente in quanto l'evoluzione della tecnica agisce sulla $n_{rifbase}$ e quindi a valle del *MR*. Si ricorda che i modelli forniscono a fronte delle stesse condizioni fluidodinamiche in ingresso, lo stesso risultato a meno di scostamenti trascurabili.

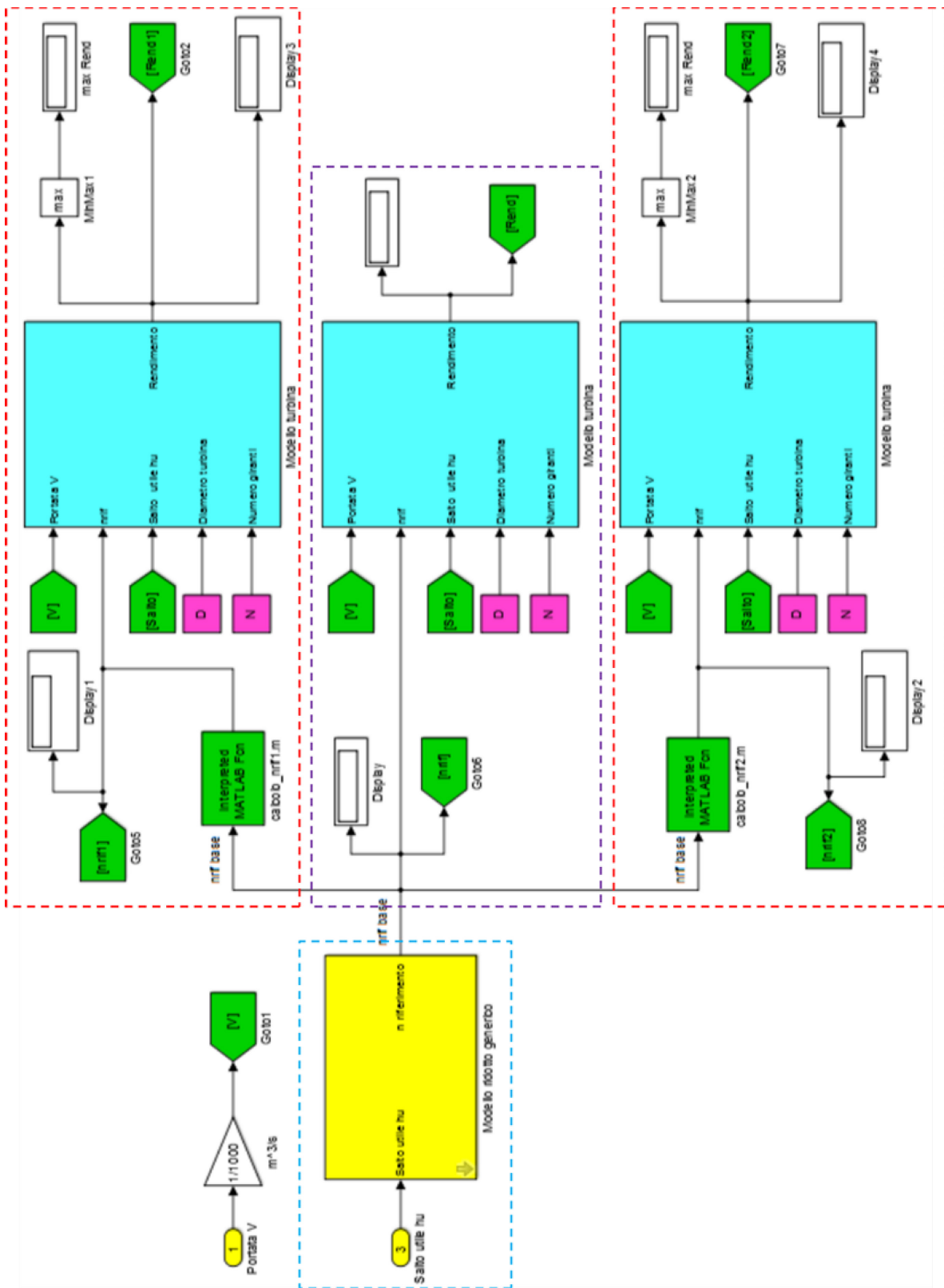


Fig. 3.51 – Modello completo parte prima.

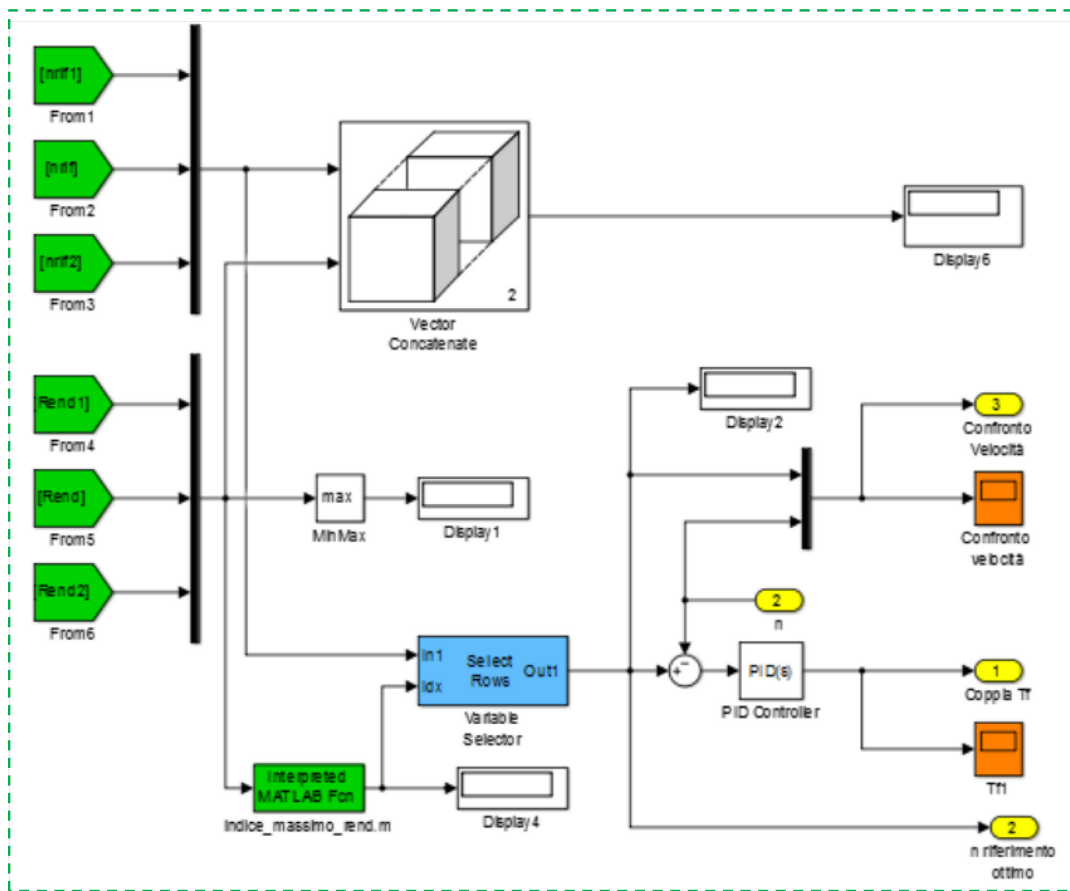


Fig. 3.52 – Modello completo parte seconda.

Il modello può essere suddiviso in quattro macro aree:

- il *Modello Ridotto* usato per il calcolo della velocità di riferimento di base;
- il blocco che crea i due vettori di velocità e i vettori del rendimento corrispondenti;
- il blocco che si occupa di calcolare il rendimento riferito alla velocità n_{rif} base;
- la parte che si occupa di confrontare i rendimenti trovati, di scegliere il migliore e di selezionare la velocità ad esso associata.

La parte sul Modello Ridotto non viene descritta, in quanto è stata discussa nel paragrafo precedente e non ci sono ulteriori osservazioni da fare.

Per semplificare si può scegliere un *MR* che impieghi l'uso di un solo parametro adimensionale ottimo.

- *Incremento e decremento della velocità e calcolo del rendimento.*

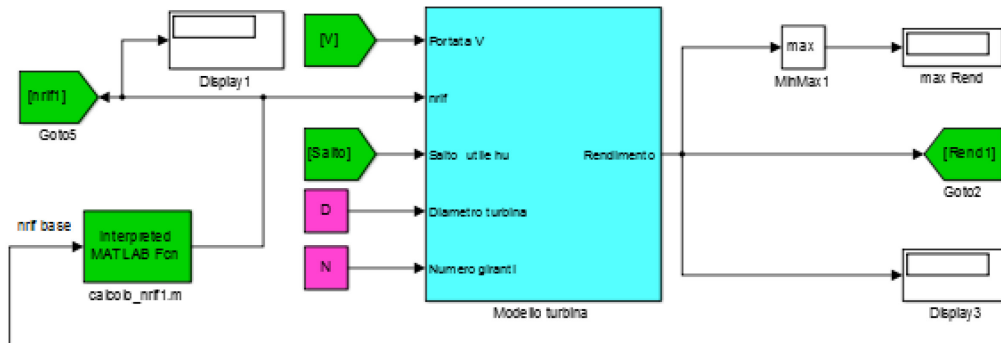


Fig. 3.53 – Incremento (decremento) della velocità e calcolo del rendimento.

Incremento della velocità.

La velocità $n_{rif\ base}$ proveniente dal *MR* tramite un algoritmo viene incrementata fino ad un certo valore massimo tramite un passo prefissato n_p , creando un vettore di m elementi. Con n_p si intende sia il valore minimo dell'incremento sia il passo mentre con max il valore massimo dell'incremento.

La velocità massima a cui la turbina potrà ruotare è pertanto:

$$n_{rif\ max} = n_{rif\ base} + max \tag{3.52}$$

Il valore dell'incremento massimo deve essere tale da non portare la turbina a ruotare ad una velocità pericolosa per il sistema.

Decremento della velocità.

Valgono le stesse considerazioni fatte per l'incremento di velocità. L'algoritmo è simile ma ora la velocità viene decrementata:

La velocità minima a cui la turbina potrà ruotare è pertanto:

$$n_{rif\ min} = n_{rif\ base} - min \tag{3.53}$$

Ogni algoritmo crea un vettore contenente m valori della velocità. Il vettore creato entra in un blocco che simula il comportamento della turbina. Il blocco è simile al blocco della turbina illustrato ad inizio capitolo. Il principio di funzionamento è identico per cui non si fanno ulteriori considerazioni. Tramite il vettore si crea un vettore di m elementi dei parametri φ e ψ che entrano nella *Lookup table*. Per ogni coppia di valori viene determinato un valore

del rendimento. In uscita dal blocco si ha pertanto un vettore del rendimento composto sempre da m elementi.

Il valore del passo scelto deve avere senso meccanicamente. Valgono le stesse considerazioni fatte per la tecnica *MEPT Ottimo*.

- *Calcolo del rendimento associato alla $n_{rif\ base}$.*

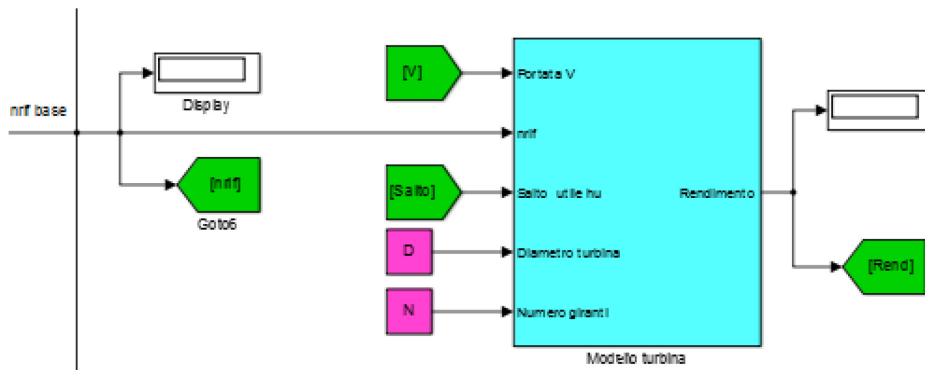


Fig. 3.54 – Determinazione del rendimento associato alla $n_{rif\ base}$.

Il calcolo del rendimento associato alla velocità $n_{rif\ base}$ è uguale a quanto visto precedentemente.

L'unica differenza è che in questo caso si lavora con il singolo valore e non più con vettori.

La turbina potrà quindi ruotare ad una velocità compresa nel seguente *range*:

$$n_{rif\ min} \leq n_{rif} \leq n_{rif\ max} \quad (3.54)$$

In questo *range* è compreso anche il valore $n_{rif\ base}$. Non è escluso che in determinate condizioni la velocità che garantisce il miglior rendimento coincida con il modello fornito dal *Modello Ridotto*.

Si ricorda nella scelta del *range* di prestare attenzione all'incremento *max* per non rischiare di danneggiare il sistema portando la turbina a ruotare a velocità pericolose.

La tecnica crea un intorno della velocità $n_{rif\ base}$. Rispetto alla tecnica *MEPT Ottimo*, si ha un valore di velocità da cui partire che permette di inizializzare la tecnica e di limitare il *range* in cui la tecnica cerca la velocità di riferimento per ottenere il rendimento migliore.

- *Determinazione del rendimento migliore assoluto e della n_{rif} associata.*

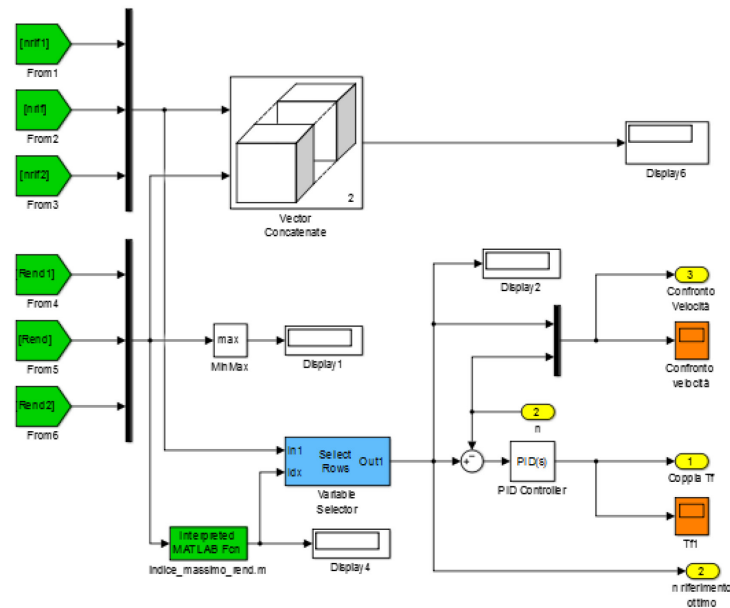


Fig. 3.55 – Determinazione del rendimento migliore e della n_{rif} .

Tramite un *Mux* di tre ingressi si costruisce un unico vettore contenente tutte le velocità prese in considerazione ed in modo analogo un vettore contenente tutti i relativi rendimenti. I due vettori devono essere costruiti nello stesso modo per far coincidere gli indici di riferimento delle grandezze. Tramite un algoritmo si rileva il valore di rendimento più alto e l'indice ad esso associato. Conoscendo l'indice si ricava il valore della velocità corrispondente. L'indice entra nel blocco *Select Rows* insieme al vettore delle velocità e fornisce in uscita la velocità n_{rif} cercata. La velocità viene mandata al *PID* che come sempre fornisce la coppia T_f da mandare alla *Swing equation*. Nel modello le uscite dei due *Mux* vengono mandate all'ingresso del blocco *Vector Concatenate* che permette di concatenare i due vettori tra loro e di visualizzarli contemporaneamente in un unico display rispettando il legame con le velocità per un rapido controllo di verifica.

Dalla *mask* del blocco del controllo si possono impostare le seguenti grandezze:

- il valori ottimi dei parametri adimensionali usati nel Modello Ridotto;
- il numero di giranti in serie alla turbina N ;
- diametro della turbina D .

Considerazioni sui controlli *Modelli Ridotti Ottimizzati*.

I *Modelli Ridotti Ottimizzati* rappresentano un'evoluzione dei *Modelli Ridotti* e permettono di raggiungere le stesse prestazioni della tecnica *MEPT Ottimo*. Quest'ultima tecnica si è visto nelle simulazioni sollecita il regolatore *PID*. I *MRO* invece non presentano questo problema. In tutte le simulazioni effettuate hanno fornito un risultato pari ed a volte migliore del *MO* e di conseguenza anche degli altri controlli. Un'altra caratteristica interessante è la velocità di rotazione n a cui la turbina ruota. Presenta la velocità di rotazione più bassa rispetto al *P&O*, *MDM* e *MR*. In alcuni casi persino del *MO*, nonostante presenti un rendimento pari o addirittura superiore a questa tecnica. I *MR* forniscono di per sé un buon risultato ma il loro rendimento era spesso inferiore al *MO*. Tramite l'unione delle due tecniche si è riusciti a sviluppare una tecnica che fornisce un'ottima risposta eliminando alcuni svantaggi delle tecniche prese singolarmente. I *MR* sono facilmente adattabili, basta conoscere i valori ottimi della macchina. Inoltre soffrono meno di eventuali errori nelle curve di rendimento della turbina, che sono determinate sperimentalmente e possono modificarsi anche nel corso degli anni. I *MRO* offrono un rendimento migliore dei *MR* ma impiegano la *Lookup table* della turbina con tutte le problematiche viste. Se a disposizione si hanno i dati completi della turbina sono sicuramente delle ottime tecniche di controllo. Se la conoscenza della turbina è parziale i *MR* costituiscono una valida alternativa anche se raggiungono rendimenti minori.

3.6 Considerazioni finali sui controlli sviluppati.

Si riportano in sintesi pregi e difetti delle tecniche di controllo esaminate.

Perturba & Osserva:

Pregi:

- nessuna conoscenza della turbina richiesta;
- buon rendimento in condizioni statiche o lentamente variabili;
- molto flessibile, in caso di cambio della turbina non richiede modifiche;
- nessun algoritmo esterno di supporto.

Difetti:

- in condizioni dinamiche fortemente variabili non fornisce un buon controllo;
- sollecita il regolatore *PID*;

- velocità di rotazione maggiore rispetto agli altri controlli, con andamento fortemente variabile e presenza di forti picchi.

MEPT Distanza Minima:

Pregi:

- richiede la conoscenza parziale della turbina, servono solo i parametri ottimi;
- buon rendimento sia in condizioni statiche che dinamiche con brusche variazioni;
- non sollecita il regolatore PID.

Difetti:

- poco flessibile a causa della Lookup table;
- necessita dell'uso di algoritmi di supporto esterni per il calcolo dei valori di velocità;
- velocità di rotazione più alta rispetto agli altri controlli (tranne nel caso del P&O).

MEPT Ottimo:

Pregi:

- rendimento migliore rispetto alle tecniche precedenti sia in condizioni statiche che dinamiche con brusche variazioni;
- nessun algoritmo esterno di supporto;
- velocità di rotazione variabile ma più bassa rispetto agli altri controlli senza la presenza di picchi elevati.

Difetti:

- richiede la conoscenza totale della turbina, l'impiego della tecnica è subordinato alla conoscenza delle curve caratteristiche;
- sollecita il regolatore PID;
- poco flessibile in caso di cambio della turbina.

Modelli Ridotti:

Pregi:

- conoscenza parziale della turbina, servono solo i parametri ottimi;

- rendimento pari (ed a volte migliore) alla tecnica MEPT Distanza Minima, sia in condizioni statiche che dinamiche con brusche variazioni;
- non sollecita il regolatore PID;
- molto flessibile in caso di cambio della turbina;
- nessun algoritmo esterno di supporto;
- velocità di rotazione senza picchi elevati.

Difetti:

- rendimento minore rispetto al MO.

Modelli Ridotti Ottimizzati:

Pregi:

- rendimento pari se non maggiore alla tecnica MEPT Ottimo sia in condizioni statiche che dinamiche anche con brusche variazioni;
- non sollecita il regolatore PID;
- facile modifica degli incrementi e decrementi della velocità negli algoritmi;
- nessun algoritmo esterno di supporto.

Difetti:

- conoscenza totale della turbina;
- poco flessibile.

Ogni tecnica presenta pregi e difetti. Stabilire in modo assoluto quale sia la migliore non è possibile. L'efficienza della tecnica dipende dalle caratteristiche dell'impianto e dalle informazioni disponibili della macchina idraulica. Si può stabilire la tecnica migliore ragionando sul singolo impianto in esame una volta definite le condizioni dell'impianto, della turbina impiegata ed i dati a disposizione.

CAPITOLO 4 – ANALISI DEGLI ALGORITMI

4.1 Analisi delle tecniche in condizioni statiche e variabili.

Si analizza in questo capitolo il comportamento delle tecniche in condizioni statiche, in cui portata e salto sono fissi, ed in condizioni variabili, in cui le grandezze subiscono una variazione brusca dei loro valori. La simulazione statica permette di studiare come le tecniche si comportano quando le grandezze in ingresso alla turbina sono costanti, ed è la situazione più facile da gestire, inoltre permette di fare un confronto con il comportamento dinamico delle tecniche, quando sono chiamate a gestire variazioni più o meno brusche delle grandezze idrauliche. La simulazione dinamica permette di studiare la risposta delle varie tecniche a fronte di bruschi cambiamenti delle condizioni idrauliche in ingresso alla turbina. In questo modo si può valutare se le tecniche sono in grado di rispondere in modo adeguato ai cambiamenti che si verificano.

Le simulazioni prese in considerazione sono le seguenti:

- simulazione statica: si è presa una portata in ingresso pari a 100 [l/s].
- simulazione dinamica: si è partiti da una portata pari a 30 [l/s] e si è dato un incremento per portarla nel giro di 5 s, al valore di 150 [l/s] per simulare una brusca variazione di portata e salto.

Si ricorda che rispetto alla tesi precedente sono cambiati i valori delle costanti del regolatore, e nonostante si siano effettuate le simulazioni con le stesse condizioni iniziali, i risultati sono diversi, soprattutto per la tecnica del *P&O*. Nella tesi precedente questa tecnica in condizioni fortemente variabili presentava un calo di rendimento piuttosto marcato. Nello studio in condizioni dinamiche è emerso che le nuove costanti del regolatore permettono di ottenere un risultato migliore e perciò si è deciso di utilizzare questi valori. In condizioni statiche invece si trovano risultati concordanti

Si sono dunque aggiornate le tecniche del lavoro precedente [2] con i nuovi valori in modo da poter essere confrontate con le nuove tecniche sviluppate.

Si procede ora con le simulazione in condizione statica

Simulazione statica : portata 100 [l/s] salto 51,1 [m].

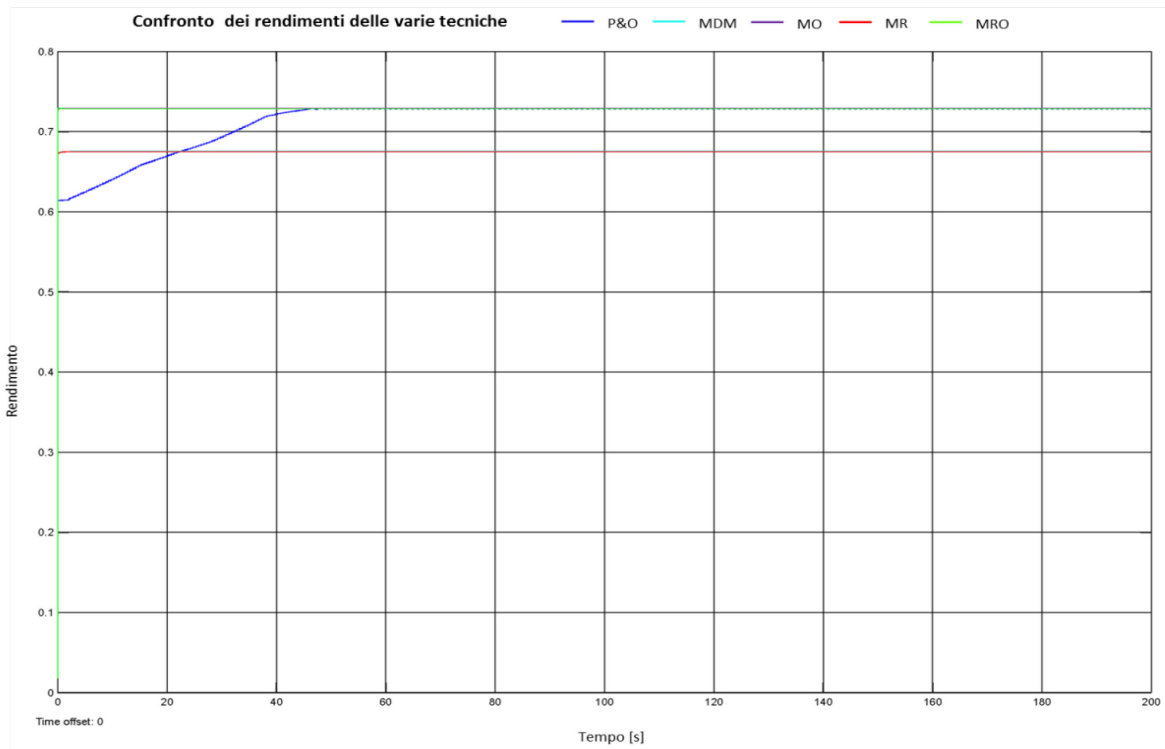


Fig. 4.1 – Confronto dei rendimenti delle varie tecniche.

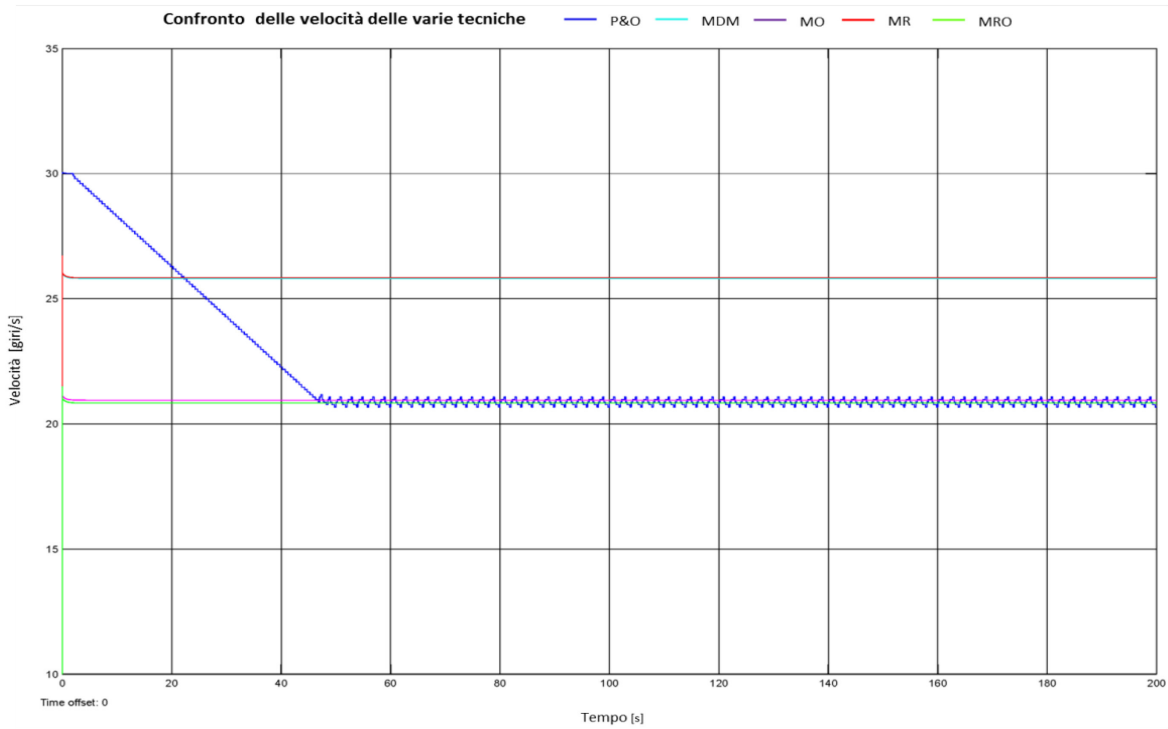


Fig. 4.2 – Confronto delle velocità delle varie tecniche.

Per quanto riguarda il rendimento le tecniche migliori sono il *MO* ed il *MRO* in quanto forniscono il valore migliore. Anche la tecnica del *P&O* alla fine raggiunge l'intorno di funzionamento delle tecniche appena menzionate ma nei primi istanti presenta il rendimento più basso tra tutte le tecniche viste. Da notare il comportamento oscillatorio attorno al valore di regime tipico della tecnica in esame ed il tempo che impiega per raggiungere il "regime".

Le tecniche *MDM* e *MR* sono perfettamente equivalenti. La nuova tecnica fornisce gli stessi risultati della tecnica implementata nella tesi precedente [2].

Discorso analogo per la tecnica *MO* e la tecnica *MRO*, forniscono le stesse prestazioni.

Analizzando la velocità, si vede come inizialmente il *P&O* parta con la velocità più alta. Questo dipende dalla condizione iniziale di partenza in cui si esclude il controllo imponendo alla macchina la velocità di 30 giri/s per superare eventuali punti critici. Successivamente la velocità inizia a calare mentre si avvicina al "regime" andando poi a raggiungere l'intorno delle velocità delle tecniche *MO* ed *MRO*.

Le altre tecniche invece raggiungono dopo alcuni secondi di funzionamento, il valore di regime.

Le tecniche *MDM* e *MR* presentano il valore di velocità di rotazione della turbina più alto, non considerando la prima parte di funzionamento del *P&O*.

Le tecniche *MO* e *MRO* presentano un valore di velocità praticamente uguale.

In condizioni statiche le tecniche migliori si rivelano essere il *MO* ed il *MRO*. Le due tecniche sono tra loro equiparabili sia per quanto riguarda il rendimento, sia per quanto riguarda la velocità.

Anche il *P&O* offre un buon controllo alla fine, ma è lento ad arrivare a regime inizialmente.

In condizioni dinamiche, il discorso cambia. La tecnica migliore sarà la tecnica in grado di rispondere più velocemente alle variazioni di portata e salto.

Di seguito si riportano i risultati della simulazione.

Portata e salto ora sono variabili presentando un picco che simula una brusca variazione delle condizioni in ingresso alla turbina. L'andamento è mostrato in *Fig. 4.3* e in *Fig. 4.4*.

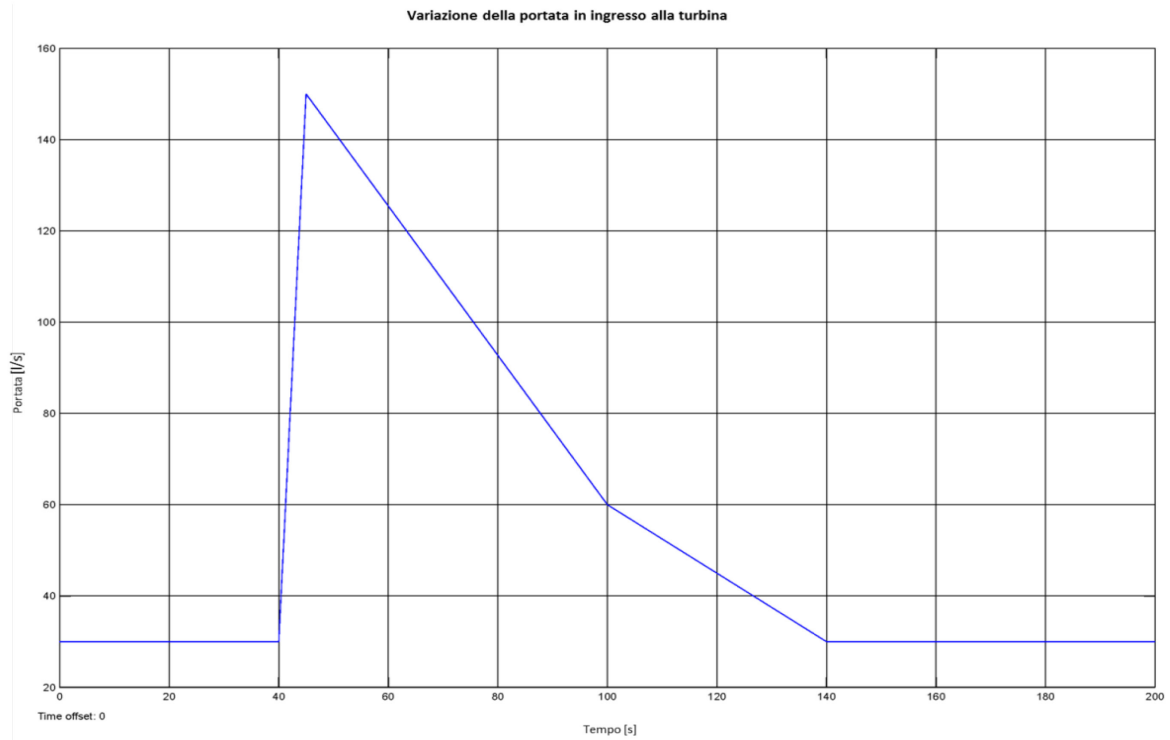


Fig. 4.3 – Variazione di portata.

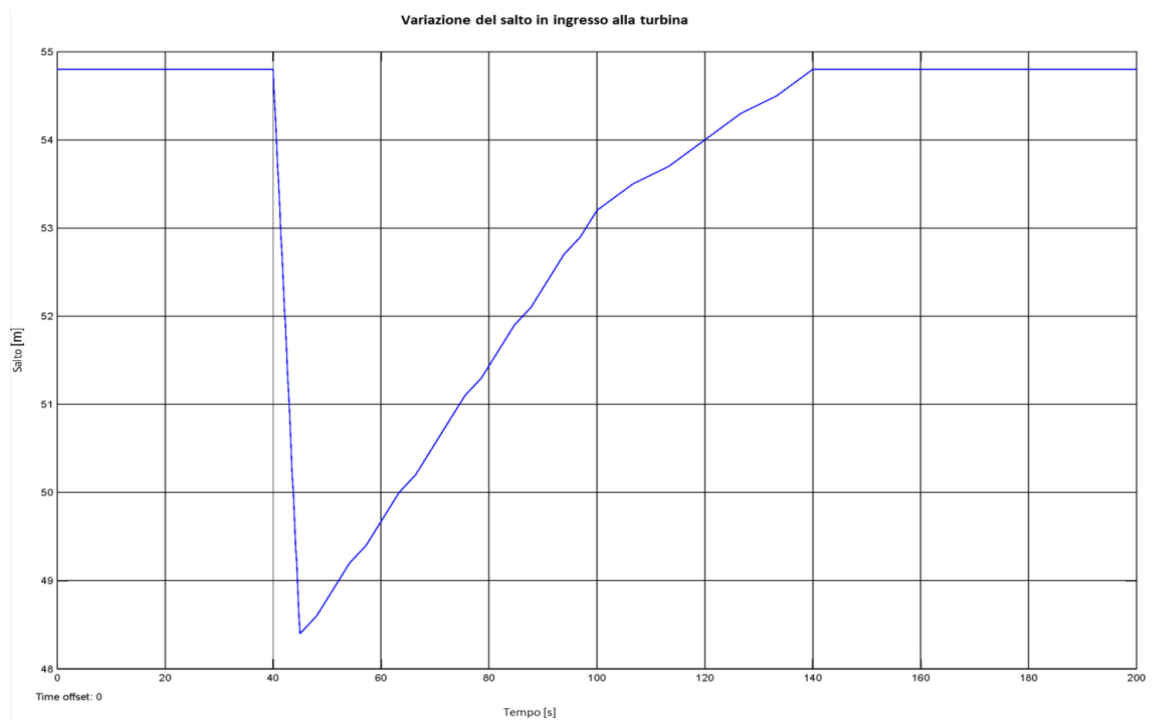


Fig. 4.4 – Variazione di salto.

Simulazione dinamica: portata variabile da 30 [l/s] a 150 [l/s] in un arco temporale di 5[s].

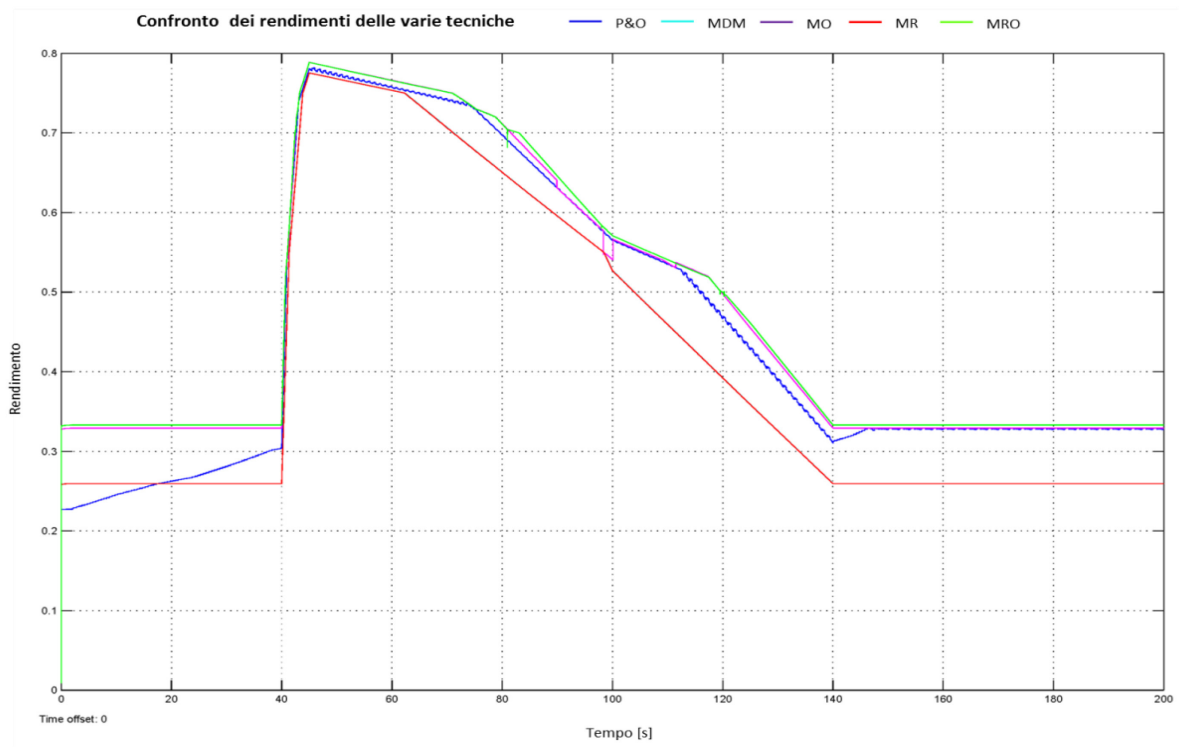


Fig. 4.5 – Confronto dei rendimenti delle varie tecniche.

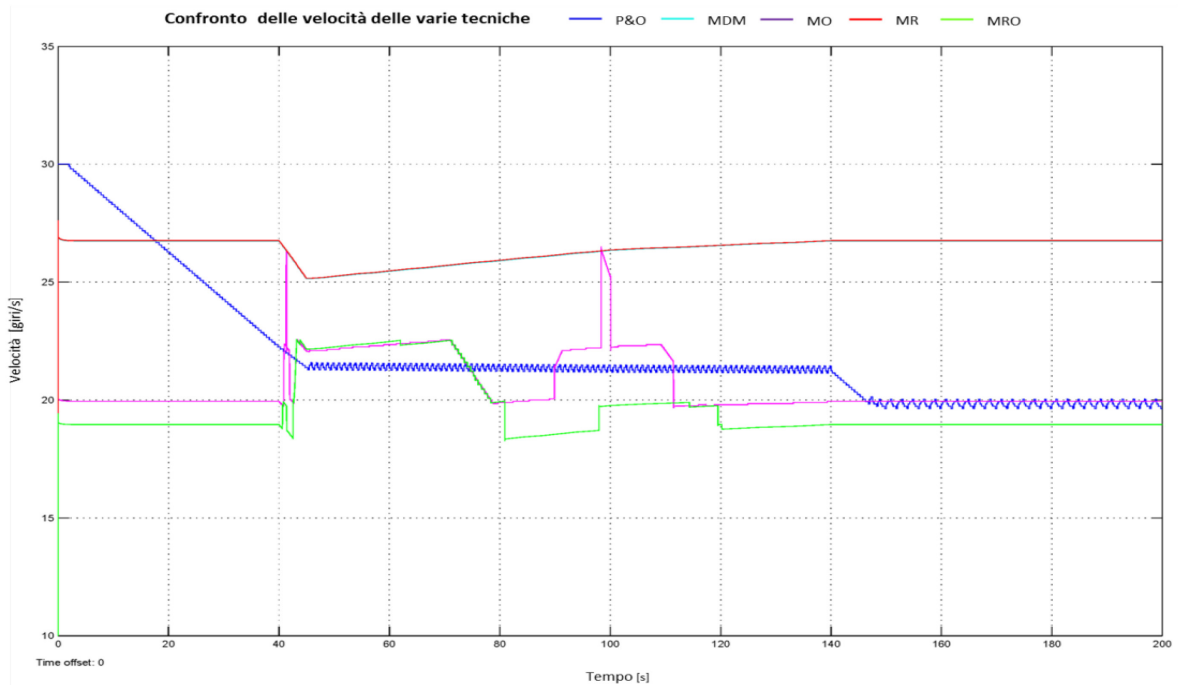


Fig. 4.6 – Confronto delle velocità delle varie tecniche.

Il *P&O* come sempre all'inizio è la tecnica più lenta ed infatti presenta il rendimento più basso per poi migliorare. Tuttavia non riesce a raggiungere le stesse prestazioni del *MO* e del *MRO* se non alla fine quando la perturbazione cessa e si ritorna a lavorare in condizioni statiche. Come detto nel capitolo 3, il *P&O* per via della sua natura non riesce sempre a mantenere il rendimento migliore possibile a fronte di brusche variazioni. Nello studio effettuato si è visto che più portata e salto subiscono variazioni brusche e più la tecnica fa fatica a fornire un buon controllo. Come sempre si nota il comportamento oscillatorio della tecnica *P&O*.

La tecnica *MDM* fornisce un controllo migliore rispetto al *P&O* negli istanti iniziali precedenti la perturbazione ed un comportamento simile durante il picco. Successivamente, la tecnica del *P&O* offre un andamento migliore ed è molto veloce nel raggiungere il regime anche durante le variazioni delle grandezze idrauliche. Nemmeno la tecnica *MDM* riesce ad avvicinarsi alle prestazioni della tecnica *MO* ed *MRO*.

Il funzionamento del *MR* coincide anche in condizioni dinamiche con il comportamento della tecnica *MDM*. La tecnica è veloce nel raggiungere il regime anche durante la fase dinamica.

La tecnica *MRO* fornisce un rendimento pari ed in alcuni frangenti migliore rispetto al *MO* anche del 5% circa. Il *MRO* risulta migliore del *MO* perché si costruisce una matrice più piccola nell'intorno della velocità di inizializzazione usata, e permette di ottenere un valore di velocità migliore rispetto al *MO*. In ogni caso, queste due tecniche forniscono un controllo superiore alle altre.

Per quanto riguarda la velocità, si nota che inizialmente è la tecnica del *P&O* ad avere la velocità maggiore per poi assestarsi su valori minori.

Le tecniche *MDM* ed *MR* portano la macchina a ruotare a velocità superiori rispetto agli altri controlli ma con andamento regolare.

La tecnica *MO* presenta una velocità inferiore ma con picchi e brusche variazioni di velocità. La tecnica *MRO* presenta le stesse prestazioni della tecnica *MO* e a volte superiori, presentando però in condizioni dinamiche un diverso profilo della velocità: ha un andamento più regolare senza picchi e brusche variazioni. La tecnica *MRO* porta la macchina a ruotare ad una velocità inferiore anche del 29% rispetto al *MO*.

In conclusione dei risultati mostrati e dello studio effettuato si ha la conferma che le nuove tecniche presentano le stesse prestazioni delle tecniche sviluppate nella tesi precedente [2] ed in alcuni casi dei comportamenti migliori. Far ruotare la turbina a velocità inferiori e con un andamento regolare è un vantaggio per la meccanica del sistema. Si può ora passare all'analisi di un caso reale di impianto *SHP* a velocità variabile.

Capitolo 5 – ANALISI DI UN CASO REALE

5.1 Descrizione del sito del Bucaccio Alto.

In questo capitolo si procederà al dimensionamento di un impianto *SHP* per il sito del Bucaccio Alto. Nella tesi precedente [2] si sono presi in considerazione diversi siti con i relativi dati idraulici rilevati dalla società Umbra Acque tramite misure dirette. Alla fine si è scelto il sito del Bucaccio Alto in quanto si sono rilevati i valori di portata e salto per un arco temporale abbastanza ampio da permettere uno studio statistico adeguato, ed i dati acquisiti hanno permesso di identificare in tale sito il migliore per l'installazione di un ipotetico impianto.

Lo studio di fattibilità prevede di inserire l'impianto *SHP*, per il recupero del salto idraulico, nella condotta proveniente dal Frontone ed impiegata per l'alimentazione dei serbatoi del Bucaccio Alto e Basso. Sono state prese in considerazione le portate della condotta in arrivo dal Frontone e della cosiddetta "rete gialla" presente in serbatoio. Il salto è stato rilevato sulla condotta in arrivo dal Frontone prima di ogni derivazione [2]. L'impianto sarà inserito nella rete idrica usata come acquedotto e perciò dovrà essere tale da non alterare in alcun modo la risorsa idrica. Il salto viene misurato nel punto in cui verrà inserito l'impianto *SHP* perciò è da considerarsi come salto utile, ovvero il salto che verrà effettivamente elaborato dalla turbina.

5.1.1 Caratteristiche del sito ed energia ideale annua.

Le grandezze fondamentali per la descrizione delle condizioni idriche del sito sono la portata, la frequenza per cui la portata è disponibile, ed il salto. La frequenza F indica il numero delle ore annue per cui un certo valore di portata è disponibile nel sito. Queste grandezze permettono di stimare l'energia annua posseduta dalla vena fluida in esame. La determinazione dell'energia potenzialmente estraibile dal sito è il primo indice che permette di valutare se la realizzazione dell'impianto ha ragione di essere presa in considerazione. Più è alto il valore dell'energia annua disponibile e maggiore sarà la convenienza dal punto di vista energetico della costruzione dell'impianto. Ovviamente si tratta di una indicazione di massima che riguarda il solo aspetto energetico.

Il primo passo consiste nella determinazione della curva portata-salto, che permette di trovare il legame tra le due grandezze. Per poter ricavare un legame che sia rappresentativo della realtà del sito, è necessario avere a disposizione un adeguato numero di rilevazioni. Per mezzo di un grafico a dispersione che riporta il valore della portata misurata dal flussometro, ed il relativo salto misurato dal manometro, sono stati riportati un certo numero di punti che hanno permesso di ricavare tramite una retta di regressione lineare il legame tra le due grandezze. Dalla retta è possibile ricavare l'equazione che esprime analiticamente il legame tra portata e salto. Tramite questa equazione, per qualsiasi valore di portata si è in grado di ricavare il salto associato.

Dalle rilevazioni effettuate si è ricavato il seguente legame portata-salto:

$$h_u = -0,0535 \cdot \dot{V} + 56,4 \quad [\text{m}] \quad (5.1)$$

Utilizzando tale equazione si possono ricavare tutti i valori di salto necessari.

I dati riportati nei grafici e nelle tabelle seguenti sono stati pre-filtrati in funzione di quello che può essere l'intervallo di funzionamento di una turbina idraulica classica o *VSO*. Il legame tra salto e portata è mostrato in *Fig. 5.1*.

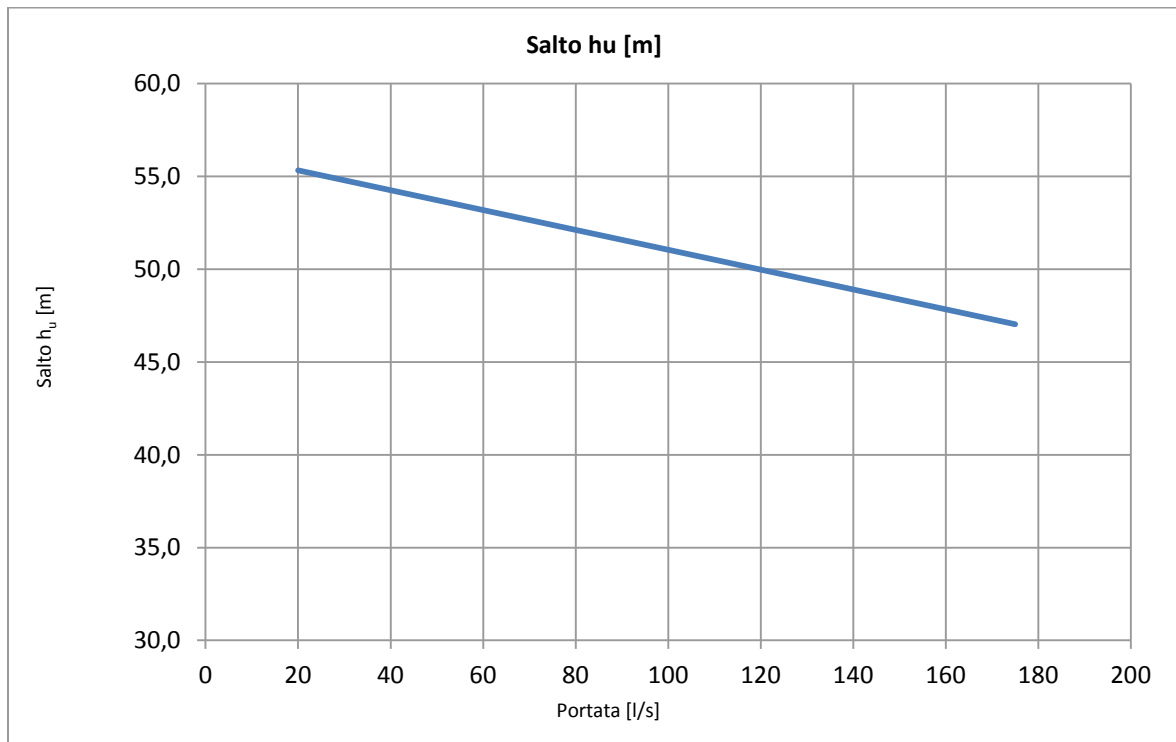


Fig. 5.1 – Salto in funzione della portata.

L'impianto, nell'intervallo di portata considerato prevede una variazione significativa di portata, ma non una altrettanto significativa variazione di salto. La massima variazione di

salto rilevata è di circa 8 m su un salto massimo di 55,3 m ovvero una variazione massima del 15%.

Conoscendo portata e salto si può calcolare come visto nel capitolo precedente la potenza ideale P_{id} posseduta dalla vena fluida.

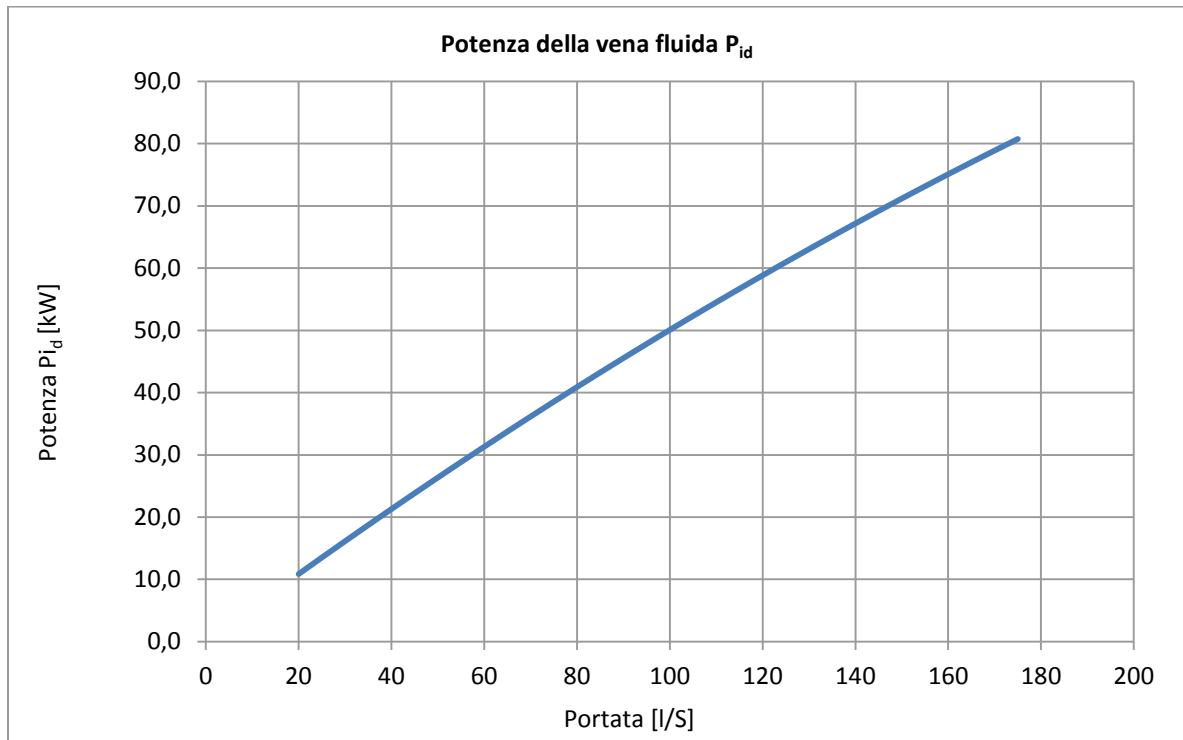


Fig. 5.2 – Potenza della vena fluida.

L'andamento della potenza è quasi lineare ed è sempre riferita al *range* scelto. La massima potenza estraibile dalla vena fluida è associata alla portata massima di 175 [l/s].

Ad ogni portata è associata una potenza ideale ben precisa. La distribuzione della frequenza in funzione della portata, mostra quindi anche per quante ore in un anno è disponibile un certo valore di potenza.

La distribuzione della frequenza è rappresentata in Fig. 5.3. La sommatoria totale delle ore è pari a 8760 [h/anno].

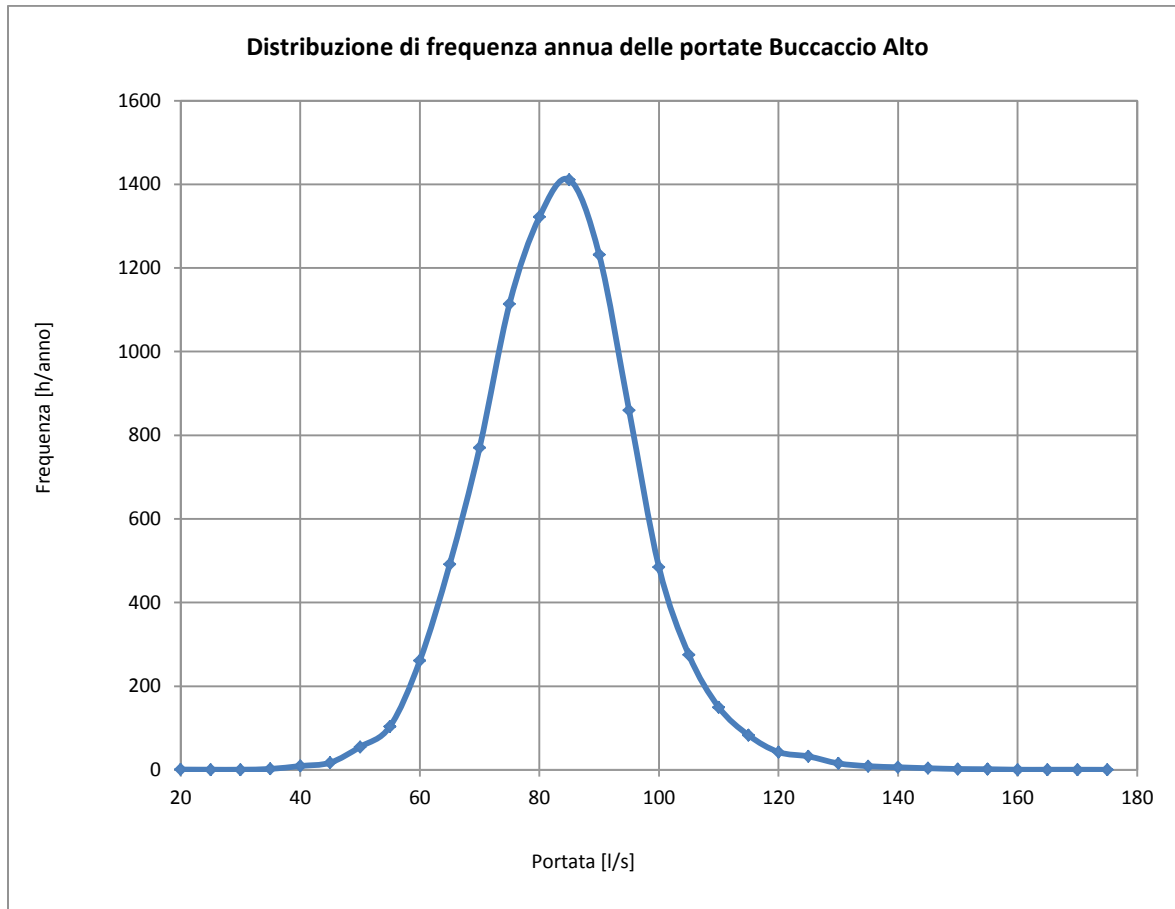


Fig. 5.3 – Distribuzione della frequenza annua delle portate.

Per ogni valore di potenza si può calcolare l'energia ideale annua *i-esima* ad essa associata tramite la sua frequenza:

$$E_{id_i} = P_{id_i} \cdot F_i \quad [\text{kWh/anno}] \quad (5.2)$$

In Tab. 5.1 sono riportati i valori delle grandezze idrauliche descrittive dell'impianto. Inoltre per ogni portata si è calcolata la potenza e l'energia idraulica corrispondente.

L'obiettivo è di stimare l'energia ideale totale posseduta dalla vena fluida e disponibile durante l'anno.

Portata \dot{V} [l/s]	Salto h_u [m]	Frequenza F [h/anno]	Potenza P_{id} [kW]	Energia E_{id} [kWh/anno]
20	55,3	0,92	10,9	10
25	55,1	0,58	13,5	7,9
30	54,8	0,58	16,1	9,4
35	54,5	2,33	18,7	43,7
40	54,3	9,33	21,3	198,7
45	54	17,33	23,8	413,1
50	53,7	55	26,4	1.449,30
55	53,5	103,75	28,8	2.992,40
60	53,2	261,17	31,3	8.176,50
65	52,9	491,67	33,7	16.591,80
70	52,7	770,42	36,2	27.856,80
75	52,4	1114,08	38,5	42.941,40
80	52,1	1321,83	40,9	54.068,00
85	51,9	1411,08	43,2	61.011,30
90	51,6	1231,75	45,5	56.099,30
95	51,3	859,83	47,8	41.121,80
100	51,1	485	50,1	24.288,80
105	50,8	275,08	52,3	14.389,20
110	50,5	150	54,5	8.176,60
115	50,2	82,75	56,7	4.690,80
120	50	42,67	58,8	2.510,40
125	49,7	32,33	61	1.971,10
130	49,4	15,58	63,1	982,7
135	49,2	8,92	65,1	580,7
140	48,9	6,33	67,2	425,4
145	48,6	4	69,2	276,8
150	48,4	2,17	71,2	154,2
155	48,1	1,67	73,1	121,8
160	47,8	0,5	75,1	37,5
165	47,6	0,5	77	38,4
170	47,3	0,5	78,9	39,4
175	47	0,33	80,8	26,9

Tab. 5.1 – Riepilogo dati sito Bucaccio Alto.

L'energia ideale annua totale estraibile dalla vena fluida è data dalla somma delle singole energie.

$$E_{id_tot} = \sum_{i=1}^n E_{id_i} = \sum_{i=1}^n (P_{id_i} \cdot F_i) \quad [\text{kWh/anno}] \quad (5.3)$$

L'energia producibile annualmente è la prima indicazione da considerare nello studio di fattibilità per la realizzazione di un impianto. Per il sito del Bucaccio Alto è stata stimata una energia ideale annua pari a 371.700 [kWh/anno]. Questo valore rappresenta la massima energia teorica estraibile dal sito.

Dai dati a disposizione e considerando il rendimento generico dei componenti del sistema si è stimata una potenza elettrica massima generabile di 60 kW. Il sistema elettrico dovrà perciò essere dimensionato per questo valore.

Per il sito del Bucaccio Alto si analizzano due possibili soluzioni impiantistiche:

- Impianto a velocità fissa. La turbina funziona a velocità costante pari alla sua velocità nominale.
- Impianto a velocità variabile. La velocità della turbina è variabile e determinata dalla tecnica di controllo implementata.

Le due soluzioni prevedono l'uso della medesima turbina. La configurazione della centrale poi varia a seconda della scelta impiantistica adottata.

Nel prossimo paragrafo si descriverà la turbina scelta.

5.2 Descrizione della turbina idraulica.

Dallo studio statistico effettuato si sono ricavate le grandezze caratteristiche del sito che hanno permesso di identificare il tipo di turbina da utilizzare nell'impianto. La turbina scelta deve rispondere alle seguenti esigenze:

- lavorare con variazione di portata e salto mantenendo un elevato rendimento;
- lavorare con un *range* di velocità di rotazione esteso in grado di ottimizzare il rendimento per tutto l'intervallo delle portate considerato;
- utilizzo di materiali compatibili che non alterino la risorsa idrica dell'acquedotto;

- avere un sistema di dimensioni compatte per avere una modalità di installazione semplice, limitando al minimo la costruzione di opere civili ed idrauliche.

In funzione dei requisiti si è identificata nella serie *AWT-MAS* della *Tesimag Srl* di Carrara la famiglia di turbine da impiegare [2].

Oltre alle caratteristiche citate la tipologia di turbina scelta presenta due ulteriori vantaggi:

- Possibilità di configurare la turbina in modalità “*boost*”, ovvero di avere turbine con un numero diverso di giranti connesse idraulicamente e meccanicamente in serie sullo stesso albero. In questo modo, si può adattare ulteriormente la turbina alle condizioni del sito in esame aumentando il salto elaborabile dalla macchina.
- Possibilità di lavorare su acque sporche, con presenza di materiali aggressivi. Pertanto si possono impiegare anche sulle acque nere dell’acquedotto.

Il dimensionamento della turbina e di conseguenza di tutto il macchinario elettrico viene effettuato partendo dalle curve caratteristiche del sito viste in precedenza.

Dall’analisi delle caratteristiche della turbina e del sistema idraulico, considerando la distribuzione della frequenza annua, si è deciso di limitare il *range* di funzionamento dell’impianto per valori di portata compresi tra i 30 ed i 175 [l/s].

Quando il valore della portata è al di fuori da questo intervallo la centrale sarà pilotata al fine di tenere il sistema in sicurezza ma senza eventualmente produrre energia elettrica [2].

Diminuendo il *range* delle portate di conseguenza diminuisce anche l’energia ideale annua estraibile dalla vena fluida.

Di seguito si riportano i valori delle grandezze usati per l’effettivo dimensionamento della centrale del Bucaccio Alto.

Portata \dot{V} [l/s]	Salto h_u [m]	Frequenza F [h/anno]	Potenza P_{id} [kW]	Energia E_{id} [kWh/anno]
30	54,8	0,58	16,1	9,4
35	54,5	2,33	18,7	43,7
40	54,3	9,33	21,3	198,7
45	54	17,33	23,8	413,1
50	53,7	55	26,4	1.449,30
55	53,5	103,75	28,8	2.992,40
60	53,2	261,17	31,3	8.176,50
65	52,9	491,67	33,7	16.591,80
70	52,7	770,42	36,2	27.856,80
75	52,4	1114,08	38,5	42.941,40
80	52,1	1321,83	40,9	54.068,00
85	51,9	1411,08	43,2	61.011,30
90	51,6	1231,75	45,5	56.099,30
95	51,3	859,83	47,8	41.121,80
100	51,1	485	50,1	24.288,80
105	50,8	275,08	52,3	14.389,20
110	50,5	150	54,5	8.176,60
115	50,2	82,75	56,7	4.690,80
120	50	42,67	58,8	2.510,40
125	49,7	32,33	61	1.971,10
130	49,4	15,58	63,1	982,7
135	49,2	8,92	65,1	580,7
140	48,9	6,33	67,2	425,4
145	48,6	4	69,2	276,8
150	48,4	2,17	71,2	154,2
155	48,1	1,67	73,1	121,8
160	47,8	0,5	75,1	37,5
165	47,6	0,5	77	38,4
170	47,3	0,5	78,9	39,4
175	47	0,33	80,8	26,9

Tab. 5.2 – Dati utilizzati per il dimensionamento dell'impianto SHP.

L'energia ideale annua totale estraibile è pari a 371.685 [kWh/anno].

Le turbine appartenenti alla serie *MAS* sono macchine ad immersione e a reazione in cui la variazione di salto viene trasformata in energia cinetica sia all'interno del distributore sia a livello della girante. Sono macchine a flusso assiale e a geometria fissa. L'unica possibilità di regolazione consiste nella variazione della velocità di rotazione. La turbina presenta dimensioni molto compatte ed inoltre sono di tipo "tubed". La girante, il distributore ed il generatore sono contenuti in unico tubo, come mostrato in figura.

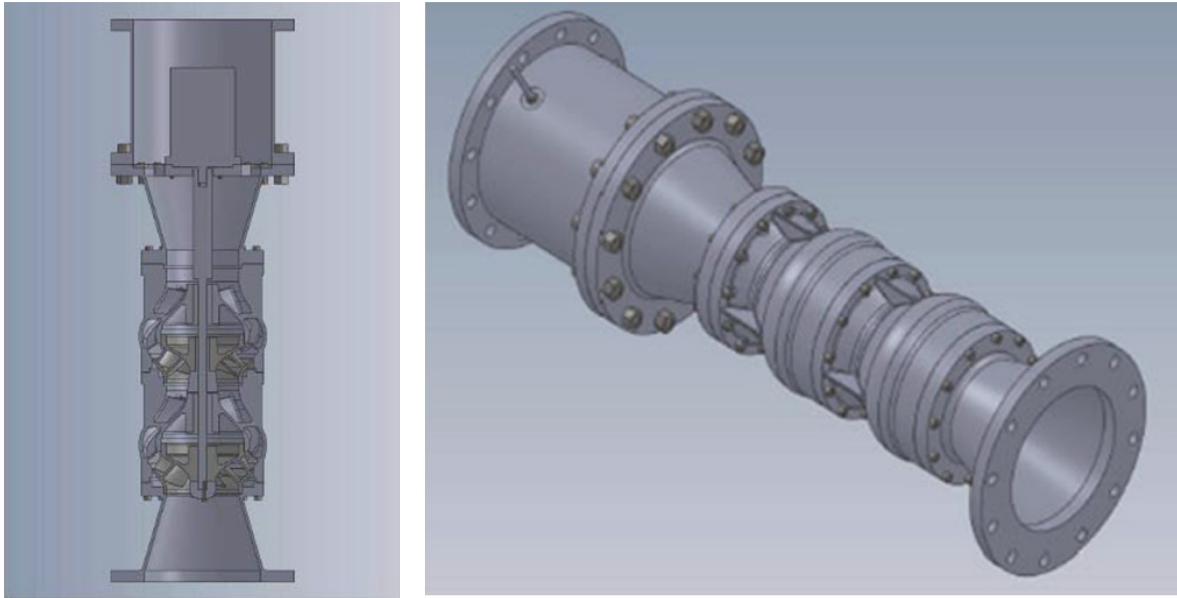


Fig. 5.4 – Esempio di turbina MAS.

Questa caratteristica permette di avere un sistema compatto e facilmente inseribile nelle condutture. Infatti le bocche di aspirazione e scarico sono in linea. Non necessitano di opere civili per il loro posizionamento perché sono macchine ad immersione e si inseriscono nella condotta in esame tramite flange di attacco. Sono macchine molto robuste e permettono l'installazione multipla permettendo di usare la configurazione "boost". La turbina grazie al particolare disegno della camera di alloggiamento galleggia nel flusso d'acqua che l'attraversa e non presenta cuscinetti. Il cuscinetto reggispinta ha un disegno particolare come lo è il materiale da cui è costituito [2]. Il materiale della girante è antiabrasivo, antiusura ed anticorrosivo aumentando, l'affidabilità del prodotto e permettendo l'installazione anche su acque reflue ed inquinate. Gli elementi a contatto con il fluido sono in ghisa di qualità e acciaio inox e, data l'assenza dei cuscinetti non è necessario l'uso di lubrificante che di solito è altamente inquinante. Le caratteristiche costruttive permettono di inserire nel tubo un generatore a tenuta stagna certificato a norma IP68. Usare un generatore sommergibile permette di risolvere il problema dell'impatto ambientale e sonoro del sistema di generazione.

Di seguito on *Tab. 5.3* sono mostrate le principali caratteristiche costruttive ed idrauliche della serie *MAS*, per vari valori di potenza nominale.

MODELLO	MAS 1	MAS 3	MAS 5	MAS 10	MAS 15	MAS 25	MAS 50	MAS 100	MAS 250
Potenza nominale [kW]	1	3	5	10	15	25	50	100	250
Portata nominale [l/min]	2000	6000	10000	20000	30000	50000	100000	200000	500000
Salto nominale [m]	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Rendimento idraulico nominale %	80	80	80	80	80	80	80	80	80
Velocità nominale [rpm]	1450	840	647	458	374	289	205	145	92
Produzione nominale annua [kWh]	9000	27000	45000	90000	135000	225000	450000	900000	2250000
Redditività nominale annua [kW]	1800	5400	9000	18000	27000	45000	90000	180000	450000
Salto minimo [m]	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Salto massimo [kW]	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Portata minima [kW]	500	3000	8000	15000	25000	40000	75000	150000	350000
Portata massima [kW]	3000	8000	15000	25000	40000	75000	150000	350000	700000
Dn flangia di aspirazione/scarico [mm]	250	250	500	500	800	800	1200	1600	2000

Tab. 5.3 – Caratteristiche principali della serie MAS.

Per il sito in esame si è scelto di impiegare la famiglia *MAS 3*.

In dettaglio si è scelta la turbina modello *MASV – 3/3/72kW*.

La macchina è progettata per funzionare in sovra velocità rispetto alla velocità nominale della famiglia a cui appartiene.

In generale nel funzionamento in sovra velocità, il modello della turbina scelto presenta una velocità nominale pari al doppio della velocità nominale della famiglia di appartenenza.

La famiglia *MAS 3* presenta una velocità di rotazione nominale di 840 rpm per cui il modello scelto di turbina presenta una velocità nominale di 1680 rpm come si può vedere dalla *Tab.4.4*, esattamente il doppio.

La macchina è realizzata in configurazione “*boost*” con 3 giranti poste in serie all’asse della macchina che permette di elaborare un salto nominale quattro volte maggiore rispetto al salto nominale della famiglia a cui appartiene.

La potenza nominale all’asse della turbina è pari a 72 [kW].

Nella seguente figura sono mostrate le caratteristiche principali della macchina scelta.

La macchina in esame presenta un diametro *D* di 0,25 [m].

MODELLO	Potenza nominale [kW]	Portata nominale [l/min]	Salto nominale [m]	Velocità nominale [rpm]	Salto minimo [m]	Salto massimo [m]	Portata minima [l/m]	Portata massima [l/m]	Dn Flangia	Dimensioni d'ingombro		Peso [kg]
										Diam. [mm]	Lungh. [mm]	
MAS-1/1/8kW	8	4000	20	3000	12	40	1000	6000	250	395	1370	260
MAS-1/2/16kW	16	4000	40	3000	24	80	1000	6000	250	395	1620	310
MAS-1/3/24kW	24	4000	60	3000	36	120	1000	6000	250	395	1870	360
MAS-1/4/32kW	32	4000	80	3000	48	160	1000	6000	250	395	2110	410
MAS-1/5/40kW	40	4000	100	3000	60	200	1000	6000	250	395	2360	460
MAS-1/6/48kW	48	4000	120	3000	72	240	1000	6000	250	395	2610	510
MAS-1/7/56kW	56	4000	140	3000	84	280	1000	6000	250	395	2860	560
MAS-1/8/64kW	64	4000	160	3000	96	320	1000	6000	250	395	3110	610
MAS-1/9/72kW	72	4000	180	3000	108	360	1000	6000	250	395	3350	660
MAS-1/10/80kW	80	4000	200	3000	120	400	1000	6000	250	395	3590	710
MAS-3/1/24kW	24	12000	20	1680	12	40	6000	16000	500	670	1795	660
MAS-3/2/48kW	48	12000	40	1680	24	80	6000	16000	500	670	2260	880
MAS-3/3/72kW	72	12000	60	1680	36	120	6000	16000	500	670	2710	1100
MAS-3/4/96kW	96	12000	80	1680	48	160	6000	16000	500	670	3160	1320
MAS-3/5/120kW	120	12000	100	1680	60	200	6000	16000	500	670	3610	1540
MAS-10/1/80kW	80	40000	20	916	12	40	30000	50000	500	670	1860	1220
MAS-10/2/160kW	160	40000	40	916	24	80	30000	50000	500	670	2510	1620
MAS-10/3/240kW	240	40000	60	916	36	120	30000	50000	500	670	3160	2020
MAS-10/4/320kW	320	40000	80	916	48	160	30000	50000	500	670	3810	2420
MAS-10/5/400kW	400	40000	100	916	60	200	30000	50000	500	670	4460	2820

Tab. 5.4 – Caratteristiche principali del modello MASV – 3/3/72kW.

Il costruttore ha fornito le curve di funzionamento della turbina generica MAS 3 raggruppate nel grafico di Fig. 5.5 creando una superficie del rendimento in funzione di portata e salto. Dai dati disponibili si possono ricavare i parametri adimensionali ottimi.

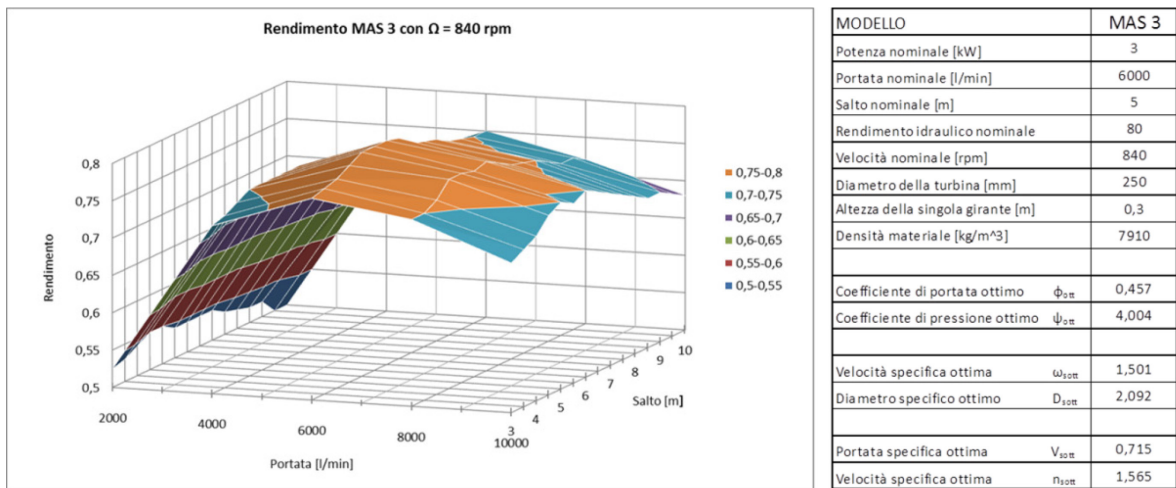


Fig. 5.5 – Curve caratteristiche e parametri adimensionali ottimi.

Da queste curve si possono ricavare i valori dei parametri adimensionali ed il rendimento a loro associato.

Si ricorda che ragionando in termini di coefficienti adimensionali tutti i modelli appartenenti alla stessa famiglia (in questo caso *MAS 3*) vengono descritti da questi valori.

Dall'analisi dei dati si sono ricavati i seguenti valori di funzionamento.

Rendimento	Coefficiente di pressione ψ																
	0	2,4	2,8	3,2	3,6	4	4,4	4,8	5,21	5,61	6,01	6,41	6,81	7,21	7,61	8,01	10
Coefficiente di portata ϕ																	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,152	0	0,525	0,53	0,54	0,55	0,55	0,54	0,54	0,54	0,54	0,53	0,525	0,52	0,52	0,5	0,5	0
0,305	0	0,725	0,73	0,74	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,74	0,73	0,725	0,72	0,7	0,7	0,7	0
0,457	0	0,77	0,775	0,78	0,79	0,8	0,8	0,8	0,795	0,78	0,775	0,77	0,76	0,755	0,75	0,75	0
0,61	0	0,75	0,75	0,76	0,78	0,78	0,775	0,78	0,77	0,76	0,775	0,75	0,74	0,73	0,73	0,72	0
0,762	0	0,7	0,71	0,72	0,74	0,75	0,74	0,75	0,74	0,73	0,72	0,71	0,7	0,7	0,69	0,68	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tab. 5.5 – Rendimenti e parametri adimensionali.

In Tab. 5.5 sono riportate le coppie ϕ - ψ ed il rendimento associato. Il rendimento massimo assoluto della macchina idraulica è pari all'80%. Dalla tabella sembrerebbe che ci siano più coppie associate al rendimento massimo. In realtà sono valori molto vicini tra loro che vengono approssimati per comodità. I valori ottimi dei parametri adimensionali per la turbina in esame sono mostrati in Fig. 5.7.

Per valori bassi o alti dei parametri si è imposto un rendimento nullo in modo da creare una superficie chiusa ed ottenere come già detto un comportamento più aderente ai risultati ottenuti sperimentalmente.

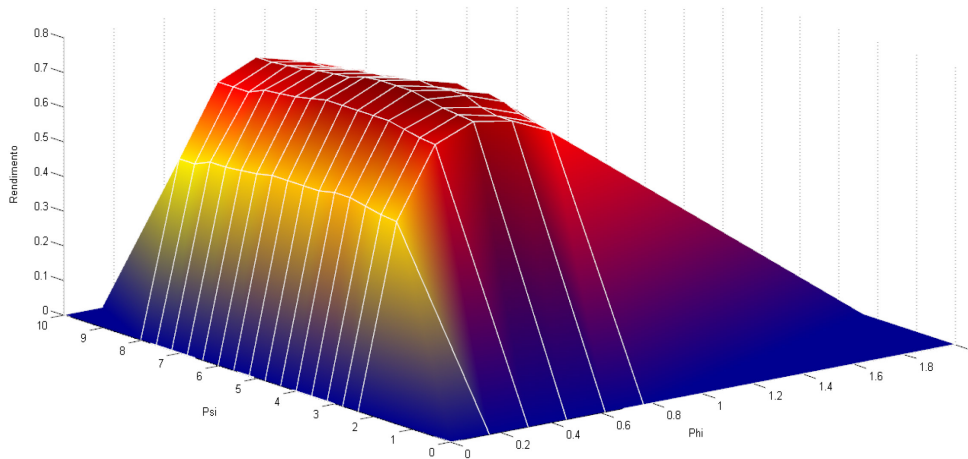


Fig. 5.6 – Rendimento in funzione di ϕ e ψ del modello della famiglia *MAS 3*.

Tramite il modello si potrà valutare il comportamento energetico della turbina al variare delle condizioni idrauliche del sito.

Si procede ora ad una breve descrizione delle due tipologie di impianto prese in considerazione.

5.3 Impianto SHP a velocità fissa e costi di investimento.

Questa tipologia di impianto viene presa in considerazione per poter effettuare un confronto con l'impianto a velocità variabile, al fine di valutare l'eventuale convenienza economica della velocità variabile.

Di seguito si riportano i componenti principali ed i relativi costi stimati per la realizzazione dell'impianto. I dati provengono dalla tesi precedente [2].

Impianto SHP a velocità fissa	
Componente:	Costo in [€]
Turbina MASV-3/3/72kW con generatore asincrono integrato e sistema di regolazione della velocità e del parallelo rete	65.000
Quadro elettrico con trasformatore in box, elettromeccanica, misure e controllo	12.000
Ingegneria, PLC con software di controllo e messa in servizio dell'impianto	18.000
Opere idrauliche ed installazione (stimate)	10.000
TOTALE INVESTIMENTO	105.000

Tab. 5.6 – Riepilogo costi velocità fissa.

La turbina nel caso di velocità fissa viene accoppiata ad un generatore asincrono integrato sempre nel tubo. Il sistema ha bisogno di una regolazione meccanica per garantire che il segnale in uscita abbia una frequenza di 50 Hz. Ciò comporta un costo maggiore della turbina.

Non si fanno ulteriori considerazioni sulla velocità fissa. Il comportamento energetico dei componenti sarà riportato di seguito e viene preso dallo studio effettuato nella tesi precedente [2].

5.4 Impianto *SHP* a velocità variabile e costi di investimento.

L'impianto a velocità variabile presenta la configurazione vista e discussa nel capitolo 2. Nella tesi precedente [2] si sono identificati i componenti della centrale ed i costi relativi dell'investimento.

Di seguito si riportano i componenti principali ed i costi relativi stimati.

Impianto SHP a velocità variabile	
Componente:	Costo in [€]
Turbina MASV-3/3/72kW con generatore PMSG integrato e customizzazione MCM	49.000
Quadro inverter QCC 60k AC in acciaio inox con trasformatore in box	28.000
Ingegneria, PLC con software di controllo e messa in servizio dell'impianto	18.000
Opere idrauliche ed installazione (stimate)	10.000
TOTALE INVESTIMENTO	105.000

Tab. 5.7 – Riepilogo costi velocità variabile.

Si nota che il sistema turbina-generatore per la velocità variabile è più economico rispetto alla velocità fissa. Tuttavia è presente il convertitore statico che fa aumentare il costo del progetto. In realtà si vede come ad un maggior costo dovuto alla presenza del convertitore corrisponda un minore costo della turbina per via del metodo con cui la centrale verrà controllata. Il risparmio che le turbine *VSO* introducono nei costi di realizzazione permettono di compensare il costo del sistema di conversione. In questo caso i due investimenti presentano un costo totale identico pari a 105.000 €.

La realizzazione dell'impianto *SHP* a velocità variabile è di interesse maggiore rispetto alla velocità fissa e pertanto di seguito si riportano le grandezze principali delle macchine elettriche usati per il modello energetico dei componenti che verrà discusso in seguito.

Dati Generatore				
Costruttore		Tesimag customizzato su indicazione di MCM		
Modello		PMSG		
Tipologia costruttiva		Sincrono a magneti permanenti superficiali		
Si considera il PMSG isotropo e controllato con $I_d=0$ e $I_q=I_n$				
Grandezza		Simbolo	Valore	Unità di misura
Potenza nominale		P_n	50	[kW]
Tensione nominale		V_n	460	[V]
Fattore di potenza nominale		$\cos\phi_n$	0,85	
Velocità nominale		n_n	1500	[rpm]
Numero di poli		2_p	4	
Perdite nel ferro nominali		P_{fen}	0,5	[kW]
Perdite rame nominali		P_{cu}	3,2	[kW]
Potenza Apparente nominale	$A_n = P_n / \cos\phi_n$	A_n	59	[kVA]
Corrente nominale	$I_n = A_n / (V_n \cdot (3 \cdot 0.5))$	$I_n = I_{qn}$	73,8	[A]
Numero coppie polari	$p = 2p/2$	p	2	
Frequenza nominale	$f = (n_n \cdot p) / 60$	f_n	50,0	[Hz]
Rendimento nominale	$\eta_n = P_n / (P_n + P_{fen} + P_{cu})$	η_n	93,11	%
Potenza meccanica nominale	$P_m = (P_n + P_{fen} + P_{cu})$	P_m	53,7	[kW]
Tensione di fase nominale	$V_{fn} = (V_n / (3 \cdot 0.5))$	U_{fn}	265,6	[V]
Resistenza statorica	$R_s = P_{cu} / (3 \cdot (I_n \cdot 2))$	R_s	0,1957	[Ω]
Cdt resistiva	$V_r = R_s \cdot I_n$	V_r	14,4	[V]
Cdt reattiva	$V_x = U_{fn} \cdot \sin(\arccos\phi_n)$	V_x	139,9	[V]
f.e.m. di fase	$E_n = (U_{fn} \cdot \cos\phi_n) + V_r$	E_n	240,2	[V]
Reattanza sincrona	$X_{sn} = V_x / I_n$	X_{sn}	1,895	[Ω]
Induttanza sincrona	$L = X_{sn} / (2 \cdot \pi \cdot f_n)$	L_s	0,006	[H]
Potenza utile	$P_u = P_m - P_{fe}$	P_u	53,2	[kW]
Coppia elettromagnetica	$T_e = P_u / (2 \cdot \pi \cdot (n_n / 60))$	T_e	0,34	[kNm]
Cost perdite ferro	$k_{fe} = P_{fen} / (f_n \cdot 1,68)$	K_{fe}	0,0007	[kW/Hz]
Cost f.e.m. di fase	$K_e = E_n / (2 \cdot \pi \cdot (n_n / 60))$	K_e	1,5291	[V/(rad/s)]
Cost di coppia	$K_c = T_e / I_{qn}$	K_c	0,0046	[kNm/A]

Tab.5.8 – Dati Generatore Sincrono.

Dati Quadro di conversione e Controllo QCC				
Costruttore		ELVI Elettrotecnica Vitali SpA		
Modello		QCC_60K_AC		
Tipologia costruttiva		Gamba di inverter		
Configurazione inverter		Back-to-Back		
Grandezza		Simbolo	Valore	Unità di misura
Numero IGBT contenuti			2	
Numero diodi contenuti			2	
Tensione nominale		V_{ces}	1200	[V]
Corrente nom ($T_c=100^\circ C, T_f=175^\circ$)		I_{cn}	300	[A]
Cdt V_{ce} IGBT a $I_c=0$		V_{ce0}	0,85	[V]
Resistenza IGBT		r_{cE}	3,833	[mΩ]
En persa Eon ($I_c=300 A, V_c=600 V$)		$E_{ON,n}$	25	[mJ]
En persa Eoff ($I_c=300 A, V_c=600 V$)		$E_{OFF,n}$	35	[mJ]
Cdt V_{fo} diodo a $I_c=0$		V_{f0}	0,7	[V]
Resistenza diodo		r_f	3,167	[mΩ]
E_{rr} ($I_f=300 A, V_f=600 V$)		$E_{RR,n}$	26	[mJ]
Tensione del DC BUS		V_{DC}	750	[V]
K_{on}	$K_{on}=E_{on}/(V_c \cdot I_c)$	K_{on}	1,38889E-07	[J/(V·A)]
K_{off}	$K_{off}=E_{off}/(I_c \cdot V_c)$	K_{off}	1,94444E-07	[J/(V·A)]
K_{RR}	$K_{RR}=E_{RR}/(I_f \cdot V_f)$	K_{RR}	1,44444E-07	[J/(V·A)]
Dati convertitore AC/DC lato generatore				
Tipo di assiemi di potenza		Inverter trifase VSI 2 Livelli		
Numero di assiemi in parallelo		n	1	
Potenza nominale		A_n	76,3	[kVA]
Tensione nominale		V_n	460,0	[V]
Corrente nominale		I_n	97	[A]
Frequenza di switching		f_{sw}	4000	[Hz]
Frequenza nominale		f_0	50	[Hz]
Indice di modulazione		$M_n=(2 \cdot (2^{0,5}) \cdot (V_n/(3^{0,5}))) / (V_{DC})$	M_n	-1,002
Dati convertitore AC/DC lato rete				
Tipo di assiemi di potenza		Inverter trifase VSI 2 Livelli		
Numero di assiemi in parallelo			1	
Potenza nominale		A_n	75,2	[kVA]
Tensione nominale		V_n	400	[V]
Corrente nominale		I_n	110	[A]
Frequenza di switching		f_{sw}	4000	[Hz]
Frequenza nominale		f_0	50	[Hz]
Indice di modulazione		$M_n=(2 \cdot (2^{0,5}) \cdot (V_n/(3^{0,5}))) / (V_{DC})$	M_n	0,871
Filtri + Ausiliari devo considerare il lato rete				
Perdite ferro + ausiliari %		$(P_{fe}+P_{aux})\%$	0,25	[%]
Perdite rame %		$(P_{cu})\%$	0,45	[%]
Perdite ferro + ausiliari		$P_{fe}+P_{aux}=A_n \cdot (P_{fe}+P_{aux})\%$	$P_{fe}+P_{aux}$	0,19 [kW]
Perdite rame nominali		$P_{cu}=A_n \cdot (P_{cu})\%$	P_{cu}	0,34 [kW]
Resistenza filtro equivalente		$R_{eq_fil}=(P_{cu} \cdot (V_n^2)) / (A_n^2)$	R_{eq_fil}	9,57 [mΩ]

Tab.5.9 – Dati Quadro di Conversione.

Dati Trasformatore				
Costruttore		Eurotrafo SpA		
Modello trasformatore		I-ET8882		
Tipologia costruttiva		Trasformatore a secco in box separato		
Grandezza		Simbolo	Valore	Unità di misura
Potenza Apparente nominale		A_n	55	[kVA]
Tensione nominale lato convertitore		V_{1n}	400	[V]
Tensione nominale lato rete		V_{2n}	400	[V]
Frequenza		f_n	50	[Hz]
Perdite nominali rame a 75°C		P_{cu}	0,83	[kW]
Perdite nominali a vuoto		P_{0n}	0,21	[kW]
Materiale conduttori			Alluminio	
Cdt in corto circuito %		$v_{cc\%}$	2,88	%
Corrente a vuoto %		$i_{0\%}$	4,84	%
Rendimento nominale	$\eta_n = (P_n - P_{cu} - P_{0n}) / A_n$	η_n	98,11	%
Perdite Pcc%	$P_{cc\%} = (P_{cu} \cdot 100) / A_n$	$p_{cc\%}$	1,51	%
Perdite a vuoto%	$P_{0\%} = (P_{0n} \cdot 100) / A_n$	$p_{0\%}$	0,38	%
Potenza di magnetizzazione	$Q_0 = ((I_{0n}/100)^2 \cdot (P_{0n}/100)^2 \cdot 0,5) \cdot A_n$	Q_m	2,65	[kVAr]
Resistenza equivalente lato secondario	$R_{c2} = ((P_{cc\%}/100) \cdot (V_{2n}^2 / A_n))$	R_{c2}	0,044	[Ω]
Reattanza equivalente lato secondario	$X_{c2} = (((V_{cc\%}/100)^2 - ((P_{cc\%}/100)^2) \cdot 0,5) \cdot (V_{2n}^2 / A_n))$	X_{c2}	0,0714	[Ω]

Tab.5.10 – Dati Trasformatore.

I dati riportati sono stati utilizzati per realizzare lo studio energetico del macchinario al fine di stabilirne il rendimento. Nei modelli sviluppati nel capitolo 3, non si è fatta nessuna ipotesi sulle altre componenti dell'impianto.

5.5 Energia annua producibile (*AEP*) e rendimento energetico annuo (*LCE*).

L'energia annua producibile (*AEP*) rappresenta l'energia che annualmente la centrale può produrre ai suoi morsetti. Nel caso dell'impianto *SHP* del Bucaccio Alto questa energia verrà ceduta dietro un corrispettivo da determinarsi al *GSE*. Stabilire quanta energia la centrale è in grado di produrre in un anno è indispensabile per poter effettuare l'analisi economica sulla convenienza dell'investimento. L'*AEP* dipende dalle condizioni della vena fluida all'ingresso della turbina e dal comportamento delle macchine scelte per la realizzazione dell'impianto.

Per ogni macchinario si può calcolare il rendimento energetico annuo o *Life Cycle Efficiency (LCE)*.

Il rendimento LCE è un indice che permette di analizzare il comportamento energetico del componente in esame:

$$\eta_{LCE} = \frac{E_{out}}{E_{in}} \quad (5.4)$$

Dove:

- E_{out} energia in uscita dal componente in [J]

- E_{in} energia in ingresso al componente in [J]

Il rendimento energetico annuo è diverso dal rendimento nominale perché fornisce informazioni su come la macchina si comporta nel funzionamento nell'arco dell'anno.

Per la velocità variabile si è sviluppato un modello che analizza il comportamento della turbina in funzione di portata e salto.

Per ogni coppia di questi valori si può determinare la velocità di rotazione ed il rendimento "istantaneo" associato. Ciò non è però sufficiente: è fondamentale conoscere come la macchina si comporta globalmente durante l'anno ricavando appunto il rendimento LCE .

Dai dati ottenuto dal modello implementato si ricava il rendimento energetico annuo della turbina.

Conoscendo il rendimento energetico annuo dei singoli componenti si può determinare il rendimento LCE dell'intera centrale:

$$\eta_{LCE_centrale} = \prod_{i=1}^n \eta_{LCE_i} \quad (5.5)$$

Il rendimento della centrale è dato dalla produttoria dei rendimenti energetici dei singoli componenti dell'impianto.

Per la velocità fissa si riportano i valori di energia e dei rendimenti energetici dei singoli componenti ricavati dalla tesi precedenti [2].

Per la velocità variabile, si sono realizzati i modelli energetici e si sono calcolati i rendimenti e le energie in gioco per i singoli componenti e le diverse tecniche di velocità impiegate. Il rendimento è stato calcolato in condizioni statiche per i valori di portata stabiliti per il *range* di funzionamento della turbina.

Per ogni tecnica di controllo, si è ricavato per ogni valore di portata, la velocità di rotazione ed il rendimento associato alla turbina. I valori determinati sono stati inseriti nei

modelli energetici per il calcolo dei rendimenti *LCE* dei singoli componenti e della centrale.

Di seguito si riportano i valori utilizzati nei modelli per eseguire la simulazione.

Si è deciso di non tener conto dell'inerzia del generatore ma solo della turbina per mantenere le stesse condizioni di calcolo utilizzate in [2].

La taratura delle costanti del regolatore *PID* è stata eseguita in modo automatico per mezzo dell'*autotune* del blocco utilizzato per modellizzare il regolatore. I valori di taratura differiscono da quelli della tesi precedenti [2].

Si sono scelti i nuovi valori perché durante lo studio in condizioni fortemente variabili di portata e salto hanno dimostrato un comportamento migliore in termini di inseguimento della velocità di riferimento. In alcuni casi, i nuovi valori hanno permesso alla turbina di inseguire meglio il valore della velocità di riferimento in uscita dal controllo. In condizioni statiche invece forniscono lo stesso risultato. Si è svolto dunque un nuovo studio del caso in esame sia dal punto di vista statico che dinamico.

Lo scopo è di confrontare le tecniche sviluppate nella tesi precedente [2] con le nuove tecniche. Tutte le tecniche utilizzate nella tesi corrente sono state sviluppate in modo congruo per poter essere confrontate tra loro.

Insieme alla velocità fissa ed alla velocità variabile con le varie tecniche, si riportano i dati energetici di un controllo a velocità variabile con tecnica di controllo di *MEPT* in cui si ipotizza di avere sempre il massimo rendimento possibile nelle condizioni idrauliche in cui si trova a funzionare la turbina [2].

In questo modo si avrà il valore massimo dell'*AEP* che sarà usata come riferimento per i risultati ottenuti con gli altri metodi di funzionamento. Si indica tale tecnica con la dicitura "*Rif. Ottimo*".

Di seguito si riporta la tabella contenete i valori delle grandezze usate nelle simulazioni ed i risultati ottenuti dallo studio del modello energetico. I risultati trovati sono congruenti con i risultati della tesi precedente [2], a meno di scostamenti dovuti alle approssimazioni introdotte dai programmi di calcolo.

Turbina			
Grandezza	Simbolo	Valore	Unità di misura
Numero giranti in serie	N	3	
Diametro della turbina	D	250	[mm]
Altezza della singola girante	h	0,3	[m]
Densità materiale	ρ_o	7910	[kg/m ³]
Coefficiente di smorzamento	B	0,045	[N m/s]
Generatore			
Grandezza	Simbolo	Valore	Unità di misura
Momento di inerzia del generatore	J_e	0	[kg m ²]
Costanti di regolazione PID			
Grandezza	Simbolo	Valore	
Costante proporzionale	P	-3500,4665	
Costante integrale	I	-5678,3642	
Costante Derivativa	D	8,661	
Coefficiente filtro	Nf	391,986	
Coefficienti adimensionali ottimi			
Grandezza	Simbolo	Valore	
Coefficiente di portata ottimo	ϕ_{ott}	0,457	
Coefficiente di pressione ottimo	ψ_{ott}	4,004	
Velocità specifica ottima	ω_{sott}	1,501	
Diametro specifico ottimo	D_{sott}	2,092	
Portata specifica ottima	V_{sott}	0,715	
Velocità specifica ottima	n_{sott}	1,565	
Condizioni di inizializzazione del P&O			
Grandezza	Simbolo	Valore	Unità di misura
Costante di perturbazione	k	0,1	[giri/s]
Velocità di inizializzazione	n_o	30	[giri/s]
Range di velocità e passo del MO			
Grandezza	Simbolo	Valore	Unità di misura
Velocità minima	n_{min}	15	[giri/s]
Velocità massima	n_{max}	30	[giri/s]
Passo	n_p	0,05	[giri/s]
Range di velocità e passo del MRO			
Grandezza	Simbolo	Valore	Unità di misura
Incremento minimo e passo	n_p	0,2	[giri/s]
Incremento massimo	max	10	[giri/s]

Tab.5.11 – Dati usati per la simulazione.

	Rif. Ottimo	Velocità fissa	P&O	MDM	MO	MR	MRO
Energia idraulica in ingresso [kWh/anno]	371.685	371.685	371.685	371.685	371.685	371.685	371.685
Energia in uscita dalla turbina [kWh/anno]	252.452	223.353	249.871	232.277	249.831	232.225	252.250
LCE Turbina	67,92	60,00	67,23	62,49	67,22	62,48	67,87
Energia in uscita dal generatore asincrono [kWh/anno]		187.973					
LCE Asincrono		84,16					
Energia in uscita dal generatore sincrono [kWh/anno]	236.675		234.541	221.056	234.503	221.011	235.315
LCE Sincrono	93,75		93,86	95,17	93,86	95,17	93,29
Energia in uscita dal QCC [kWh/anno]	229.480		227.517	215.432	227.493	215.391	227.873
LCE QCC	96,96		97,01	97,46	97,01	97,46	96,84
Energia in uscita dal trasformatore [kWh/anno]	225.927	184.956	223.992	212.075	223.967	212.035	224.343
LCE Trasformatore	98,45	98,40	98,45	98,44	98,45	98,44	98,45
Energia prodotta dalla centrale [kWh/anno]	225.927	184.956	223.992	212.075	223.967	212.035	224.343
LCE Centrale	60,79	49,69	60,26	57,06	60,26	57,05	60,36

Tab.5.12 – Riepilogo rendimenti LCE ed energia AEP producibile.

Di seguito si mostra come le varie tecniche implementate nella tesi si sono comportate durante lo studio in condizioni statiche per il calcolo dell'energia annua *AEP*. Si riporta anche l'andamento del *Rif. Ottimo* nonostante non sia una tecnica di controllo.

La variazione del rendimento in funzione della portata è mostrata in figura.

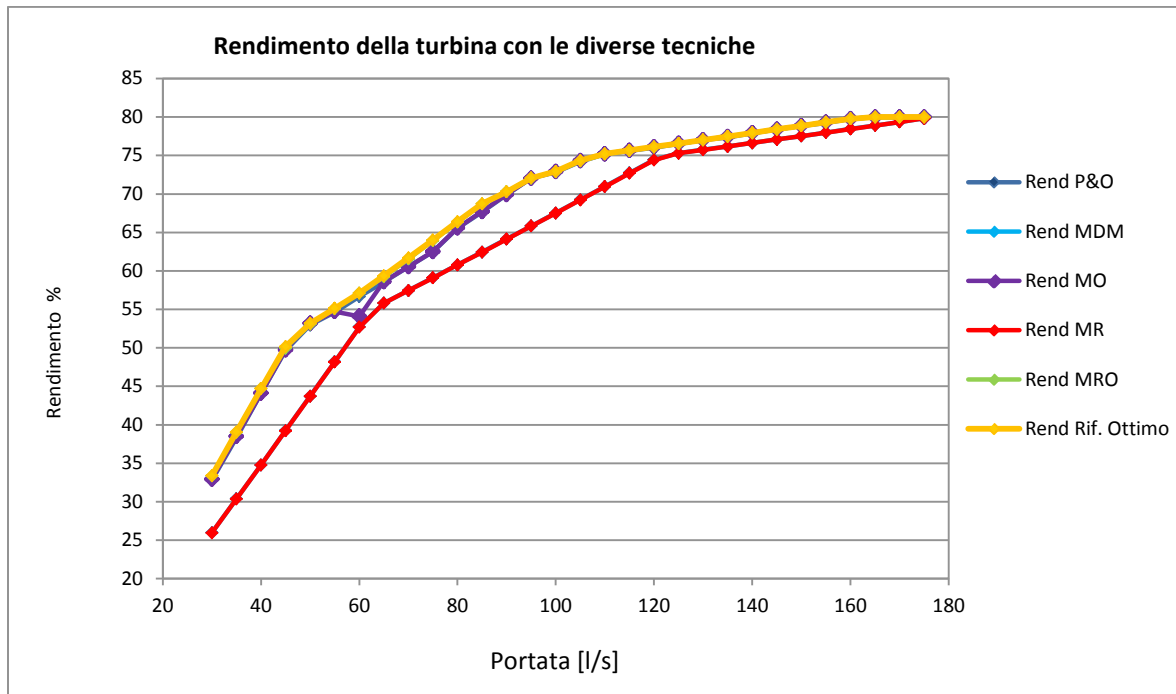


Fig. 5.7 – Andamento dei rendimenti per le varie tecniche.

La tecnica *MR* fornisce lo stesso risultato della *MDM*, gli andamenti sono tra loro sovrapposti. La nuova tecnica permette di ottenere lo stesso rendimento a fronte di una realizzazione molto più semplice. Tuttavia il rendimento è minore rispetto alle altre tecniche.

La tecnica *MRO* fornisce il risultato migliore in quanto presenta un rendimento leggermente superiore rispetto al *P&O* ed al *MO* nella fascia tra i 55 ed i 95 [l/s].

Il *P&O* ed il *MO* forniscono lo stesso andamento a parte per le portate di 60 [l/s] in cui la tecnica *MO* ha un cedimento.

Le tre tecniche forniscono comunque un buon controllo e sono nettamente superiori rispetto al *MDM* e *MR*. L'ottimizzazione della tecnica *MR* permette di avere un controllo dalle prestazioni migliori rispetto alla sua versione base.

Il *P&O* mostra un ottimo comportamento come ci si aspettava in condizioni statiche.

Si analizza ora il comportamento della velocità di rotazione della turbina.

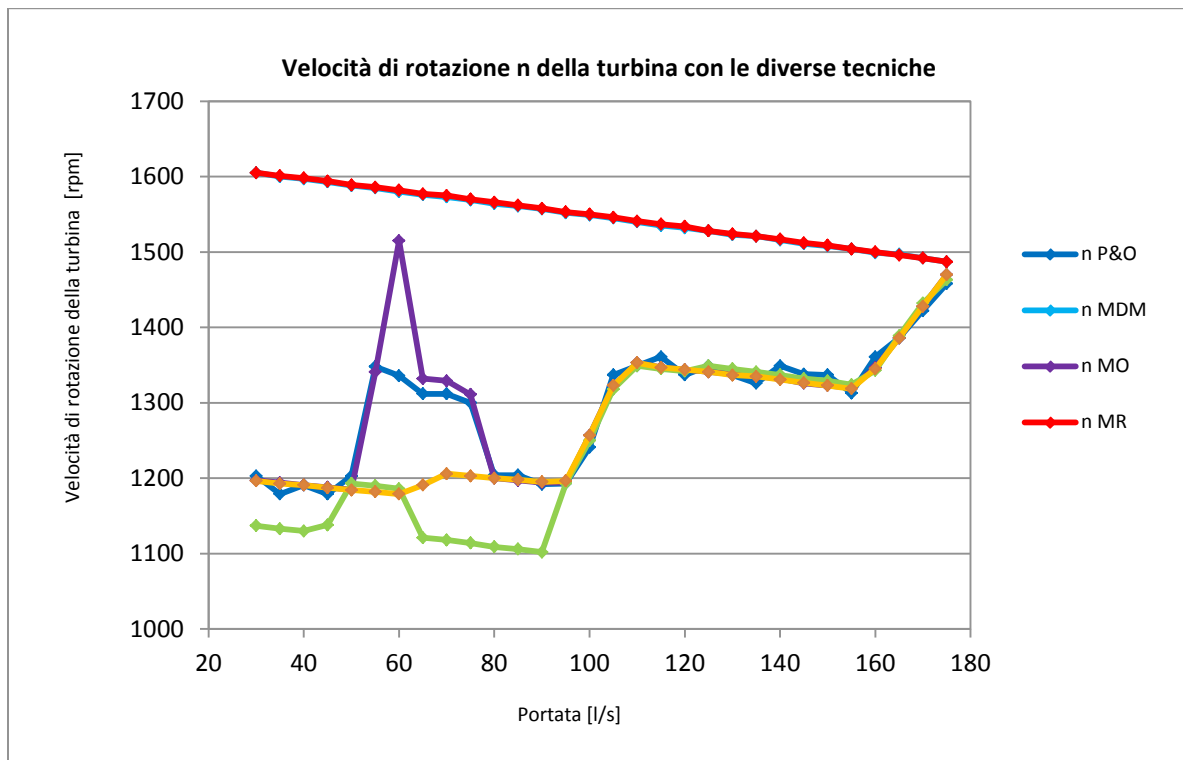


Fig. 5.8 – Andamento della velocità della turbina per le varie tecniche.

La tecniche *MR* ed *MDM* portano la turbina a ruotare ad una velocità maggiore rispetto agli altri controlli. La velocità presenta un andamento regolare.

La tecnica del *P&O* presenta un andamento simile al *MO* salvo il picco menzionato prima.

Interessante è l'andamento della velocità del *MRO* che fino a 95 [l/s] presenta la velocità più bassa di tutti gli altri controlli fornendo comunque un rendimento paragonabile alla tecnica *MO*. Rispetto alla tecnica *MDM* e *MR* presenta un valore di velocità inferiore anche del 29%. Successivamente la tecnica *MRO* presenta una velocità simili al *P&O* ed al *MO*.

Per il calcolo dell'energia annua producibile, si sono considerate condizioni statiche all'ingresso della turbina. Salvo nei primi istanti di funzionamento tutte le tecniche sono in grado di fornire una risposta adeguata alle condizioni idrauliche in ingresso permettendo alla turbina di inseguire la velocità di riferimento n_{rif} e di raggiungere il regime di funzionamento. Ovviamente il *P&O* non riuscirà a raggiungere il regime perché data la sua natura continuerà ad oscillare intorno ad esso.

Ricapitolando si ottengono i seguenti valori *AEP*.

	Rif. Ottimo	Velocità fissa	P&O	MDM	MO	MR	MRO
Energia prodotta [kWh/anno]	226.000	185.000	224.000	212.000	224.000	212.000	224.000
Percentuale rispetto all'ottimo	100%	81,85%	99,11%	93,80%	99,11%	93,80%	99,11%

Tab.5.13 – Energia annuale producibile.

Nel migliore dei casi considerando il *MRO* la centrale presenta un rendimento *LCE* di circa il 60% producendo un'energia annua pari a circa 224.300 [kWh/anno] che per un impianto *SHP* è decisamente un buon valore.

La velocità fissa invece porta l'impianto ad avere un rendimento energetico annuo inferiore al 50% arrivando a produrre circa 185.000 [kWh/anno], ovvero circa l'82% dell'energia presa come riferimento.

La velocità variabile invece può arrivare a valori decisamente più alti.

Si è dimostrato come le nuove tecniche siano in grado di dare un risultato pari e a volte superiore alle tecniche implementate nella tesi precedente [2].

Si procede ora con l'analisi economica dell'impianto.

Capitolo 6 – ANALISI ECONOMICA DEGLI IMPIANTI

6.1 Confronto del VAN e del PAYBACK.

L'analisi economica dell'investimento è fondamentale per determinare la bontà del progetto. Gli strumenti economici utilizzati in questa tesi per valutare la remuneratività dell'investimento sono il VAN ed il Payback time. L'impianto è realizzato con lo scopo di immettere energia in rete e non per l'autoconsumo. Per calcolare il valore degli indici finanziari oltre all'investimento iniziale da sostenere bisogna determinare anche i ricavi legati alla vendita dell'energia elettrica prodotta e stimare i costi annuali della centrale per il suo funzionamento. L'energia annua producibile dall'impianto per le diverse condizioni di lavoro è riportato in figura:

	Rif. Ottimo	Velocità fissa	P&O	MDM	MO	MR	MRO
Energia prodotta [kWh/anno]	226.000	185.000	224.000	212.000	224.000	212.000	224.000

Tab. 6.1 – Valori AEP dell'impianto.

Questi valori sono stati calcolati ipotizzando che la centrale sia in grado di funzionare per 8760 h/anno. Nella realtà bisogna tener conto dei possibili guasti e disservizi a cui l'impianto può andare in contro. A livello cautelativo perciò si stima in base all'esperienza, che l'impianto possa funzionare per circa 8600 h/anno ipotizzando una perdita di energia del 4%.

	Rif. Ottimo	Velocità fissa	P&O	MDM	MO	MR	MRO
Energia prodotta [kWh/anno]	217.000	178.000	215.000	204.000	215.000	204.000	215.000

Tab. 6.2 – Valori AEP per il calcolo degli indici finanziari.

Questi sono i valori dell'energia annua usati per valutare la parte economica dell'investimento.

Si è visto nel capitolo 5 il costo degli investimenti per le due tipologie di centrale.

Oltre ai costi iniziali, si devono stimare per il calcolo degli indici finanziari anche i relativi costi annuali della centrale. Per costi annuali si intendono i costi di esercizio e di manutenzione che si devono sostenere ogni anno per mantenere l'impianto in funzione in modo efficiente.

Sulla base dell'esperienza su impianti idroelettrici, si stimano i costi di esercizio e manutenzione (*O&M*) pari a 5.000 [€/anno]

6.1.1 Determinazione degli incentivi erogati dal GSE.

Per determinare i ricavi conseguiti dalla vendita dell'energia elettrica si devono stabilire le tariffe incentivanti a cui l'impianto in esame può accedere.

L'impianto in esame è un impianto che utilizza una fonte rinnovabile per la produzione di energia elettrica, con potenza pari a 60 [kW]. Il *GSE* per l'impianto in esame propone le seguenti tariffe incentivanti.

Ad oggi le forme incentivanti per gli impianti idroelettrici di piccola taglia sono due:

- accesso diretto o prenotazione di una tariffa incentivante *Onnicomprensiva* della durata di 20 anni, di cui al *D.M. 6 Luglio 2012*;
- vendita dell'energia prodotta al *GSE* tramite il Ritiro Dedicato.

Se un impianto accede alla forma incentivante *Onnicomprensiva* non può godere del ritiro dedicato e viceversa.

Normativa sulle tariffe incentivanti onnicomprensive.

Il *D.M. 6 Luglio 2012* disciplina l'accesso alle tariffe incentivanti onnicomprensive per gli impianti alimentati da fonti rinnovabili.

Le modalità di accesso agli incentivi per i nuovi impianti sono due:

- tramite iscrizione ad un registro preliminare, attraverso il quale si prenota l'incentivo per la propria quota di energia stimata.

- accesso diretto alle tariffe incentivanti senza iscrizione ai registri: condizione per la richiesta d'incentivo con accesso diretto: potenza nominale di concessione inferiore a 50 kW, elevata a 100 kW per impianti realizzati con procedure ad evidenza pubblica da Amministrazioni Pubbliche.

La presente iniziativa avendo una potenza di concessione inferiore ai 50 kW ha la possibilità di accedere direttamente alle tariffe incentivanti onnicomprensive.

Alla *Tariffa Onnicomprensiva* potevano accedere gli impianti entrati in funzione entro il 31 dicembre 2012. Riguardava gli impianti che avevano ottenuto la qualifica *IAFR* e quindi potevano accedere a questa forma incentivante per un arco di tempo stabilito di 15 anni. Nell'ipotesi che nel 2016 possa essere riattivato il meccanismo dei registri e delle forme incentivanti onnicomprensive di cui sopra, di seguito si da evidenza del valore dell'energia prodotta in base alla *Tariffa Onnicomprensiva* ad oggi in vigore che fissa il contributo a 219 €/MWh.

Normativa sul *Ritiro Dedicato*.

L'articolo 13, commi 3 e 4, del decreto legislativo 387/03 e il comma 41 della legge 239/04 hanno previsto, per alcune tipologie di impianti, la possibilità di richiedere, al gestore di rete cui l'impianto è connesso, il ritiro a prezzo amministrato dell'energia elettrica prodotta e immessa in rete (di seguito *Ritiro Dedicato*).

Il regime di *Ritiro Dedicato* si pone quale alternativa al normale regime di vendita dell'energia elettrica ed è riservato:

- all'energia elettrica prodotta dagli impianti di potenza inferiore a 10 MVA, qualunque sia la fonte;
- all'energia elettrica prodotta dagli impianti, di potenza qualsiasi, alimentati dalle fonti rinnovabili eolica, solare, geotermica, del moto ondoso, mareomotrice ed idraulica, limitatamente, per quest'ultima fonte, agli impianti ad acqua fluente;
- all'energia elettrica di cui all'articolo 3, comma 12, secondo periodo, del decreto legislativo 79/99 (eccedenze di cui all'articolo 22, comma 3, della legge 9/91 da fonti rinnovabili) purché nella titolarità di un autoproduttore, come definito dall'articolo 2, comma 2, del decreto legislativo 79/99;

I prezzi minimi vengono aggiornati (ovvero aumentati rispetto al minimo garantito) annualmente dall'*AEEG*.

Le tariffe prese in considerazione per l'impianto in esame sono le seguenti:

- *Tariffa onnicomprensiva*: 0,219 €/kWh
- *Ritiro Dedicato* tariffa 2014: 0,1532 €/kWh

I valori indicati sono i valori forniti dal *GSE* per l'anno corrente.

Nell'ottica di un suo nuovo rientro per l'anno 2016 si è deciso di considerare anche la *Tariffa Onnicomprensiva* nel calcolo attuale della valutazione dell'investimento con il valore che avrebbe attualmente.

La tariffa migliore a cui l'impianto potrebbe accedere è la *Tariffa Onnicomprensiva* che offrirebbe una retribuzione dell'energia più alta rispetto al *Ritiro Dedicato*.

La differenza tra le due tariffe è consistente pari a circa il 30%.

I diversi valori delle tariffe di vendita dell'energia, determinano la redditività economica dell'impianto definito dal *VAN* ed il tempo di ritorno dell'investimento stabilito dal *Payback time*.

Ovviamente le tecniche di controllo rivestono un ruolo fondamentale perché determinano il valore dell'energia annua disponibile erogata alla rete.

6.1.2 Calcolo del *VAN* e del *Payback time*.

Nella tabella seguente *Tab.6.4* è riportato il riepilogo degli investimenti, dei costi annuali *O&M* e delle tariffe incentivanti prese in esame per il calcolo degli indici finanziari.

Si è supposto una durata di vita dell'impianto di 20 anni, che è la durata temporale per cui la centrale può avvalersi della *Tariffa Onnicomprensiva*. L'investimento sarà pertanto valutato per questo arco temporale.

Si suppone che all'anno 0 sia effettuato l'investimento e che la centrale entri in produzione dall'anno 1 compreso, per un periodo di 20 anni.

Durata della vita dell'impianto 20 anni	
Impianto SHP a velocità fissa	
Componente:	Costo in [€]
Turbina MASV-3/3/72kW con generatore asincrono integrato e sistema di regolazione della velocità e del parallelo rete	65.000
Quadro elettrico con trasformatore in box, elettromeccanica, misure e controllo	12.000
Ingegneria, PLC con software di controllo e messa in servizio dell'impianto	18.000
Opere idrauliche ed installazione (stimate)	10.000
TOTALE INVESTIMENTO	105.000
Impianto SHP a velocità variabile	
Componente:	Costo in [€]
Turbina MASV-3/3/72kW con generatore PMSG integrato e customizzazione MCM	49.000
Quadro inverter QCC 60k AC in acciaio inox con trasformatore in box	28.000
Ingegneria, PLC con software di controllo e messa in servizio dell'impianto	18.000
Opere idrauliche ed installazione (stimate)	10.000
TOTALE INVESTIMENTO	105.000
Costo di esercizio e manutenzione (uguale per le due tipologie di centrale)	5000
Tariffa incentivante stabilita dal GSE	Prezzo [€/kWh]
Ritiro dedicato	0,1532
Tariffa Onnicomprensiva (TO)	0,219

Tab. 6.3 – Riepilogo costi e tariffe incentivanti.

Per il calcolo del VAN si è utilizzata la seguente formula:

$$VAN = -C_0 + \sum_{k=1}^n \frac{R_k - C_k}{(1+i)^k} \quad [€] \quad (6.1)$$

Dove:

- C_0 investimento iniziale all'anno zero in [€]
- R_k ricavi riferiti all'anno k-esimo derivanti dall'energia venduta in [€]
- C_k costi riferiti all'anno k-esimo dovuti a O&M in [€]
- i tasso di attualizzazione dei flussi di cassa

La differenza annuale tra i ricavi ed i costi rappresenta il flusso di cassa. Per poter essere confrontati con l'investimento all'anno zero, i flussi riferiti agli anni successivi devono essere attualizzati tramite il tasso di attualizzazione i .

Si è scelto un tasso di attualizzazione del 4%.

Di seguito sono riportati i valori ottenuti dall'analisi economica dell'impianto.

		Rif. Ottimo	Velocità fissa	P&O	MDM	MO	MR	MRO
Tariffa Onnicomprensiva	VAN [€]	472.901	356.826	466.949	434.210	466.949	434.210	466.949
	PAYBACK [anni]	2,5	3,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Ritiro dedicato	VAN [€]	209.032	142.602	205.626	186.889	205.626	186.889	205.626
	PAYBACK [anni]	4,5	5,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5

Tab. 6.4 – Riepilogo costi e tariffe incentivanti.

6.2 Commenti.

La convenienza economica dell'impianto dipende dall'energia prodotta annualmente resa disponibile alla rete e dalla tariffa applicata. Maggiore è il valore dell' AEP e migliore sarà l'investimento in termini di redditività e di tempo di ritorno a pari tariffa. La gestione del funzionamento della turbina è fondamentale e quindi le tecniche di controllo assumono un ruolo decisivo anche nella valutazione economica. Migliore sarà la capacità del controllo di avvicinarsi al punto di funzionamento ottimo e maggiore sarà la remuneratività dell'impianto.

La velocità fissa non può in alcun modo competere con la velocità variabile. Ipotizzando un impianto *SHP* con turbina a velocità fissa si ottiene l'investimento peggiore sotto ogni aspetto. Nel caso di *Ritiro Dedicato*, che rappresenta la tariffa minore applicabile, il ritorno dell'investimento avviene dopo 5,5 anni su un arco di tempo di 20 anni con un ricavo di 142.602 €. Con tecniche più raffinate a pari tariffa, l'investimento ha un tempo di ritorno di 4,5 anni con un corrispettivo di 205.626 € circa il 31% in più.

Variando le tariffe ovviamente la situazione non cambia, la velocità fissa non riesce ad eguagliare la velocità variabile come convenienza.

La velocità variabile permette un ricavo ed un tempo di ritorno dell'investimento decisamente migliore. Per la *Tariffa Onnicomprensiva* si ha un ricavo massimo di 467.000 € ed un tempo di ritorno dell'investimento di circa 2,5 anni. A fronte di un investimento di 105.000 € il guadagno è decisamente interessante.

Le tecniche che garantiscono l'investimento migliore sono il *P&O*, il *MO* ed il *MRO*. Sicuramente le ultime due tecniche sono in grado di gestire in modo efficace ed efficiente l'impianto in ogni condizione di lavoro. Il *P&O* in condizioni statiche offre un comportamento pari a queste tecniche ma in condizioni fortemente variabili inizia ad avere problemi non riuscendo a gestire in modo ottimale il funzionamento della turbina. Il *MDM* ed il *MR* forniscono un buon controllo ma non quanto le altre tecniche *MEPT*.

Alla luce di tutte queste considerazioni, si identificano nelle tecniche *MO* e *MRO* le tecniche migliori per gestire l'impianto del Bucaccio Alto. Tenendo presente anche il fattore della velocità di rotazione della turbina la scelta si sposta verso il controllo *MRO* che permette di raggiungere le stesse prestazioni del *MO* imponendo alla turbina velocità di rotazione minori con un andamento più lineare, contribuendo a sollecitare di meno il sistema ed è anche più semplice da implementare perché consente di avere una matrice più piccola rispetto al *MO*.

CONCLUSIONI

In questa tesi si è voluto rimarcare come la velocità variabile sia una risorsa importante nell'ottica dello sviluppo sostenibile per la produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili. Grazie alla maggiore efficienza permette di rendere gli impianti *SHP* economicamente convenienti e ne favorisce la diffusione. La velocità variabile accoppiata alle tecniche di controllo può contribuire al raggiungimento del 20% di energia da fonti rinnovabili imposto dal piano 20-20-20 a cui l'Italia ha aderito.

Oltre al problema dell'inquinamento, gli impianti *SHP* permettono il recupero ambientale ed urbanistico dei siti dismessi con indubbi vantaggi di tipo paesaggistico oltre che energetico. Possono utilizzare salti non presi in considerazione dall'idroelettrico tradizionale con un impatto ambientale minimo visto la compattezza dei sistemi in uso. Grazie al sistema di conversione possono essere collegati alla rete senza grandi problematiche e contribuire alla generazione di energia elettrica. Sono inoltre ideali per l'alimentazione delle piccole utenze in luoghi isolati in cui la rete nazionale non può arrivare. La diffusione degli impianti *SHP* permette inoltre un controllo idrogeologico del territorio.

La velocità fissa come è emerso dallo studio non è in grado di essere competitiva per la realizzazione degli impianti *SHP*.

Le applicazioni della velocità variabile come visto nel capitolo 2 sono molteplici, permettendo un'ampia gamma di impiego e conferendo a questa tipologia di impianti un grande potenziale di diffusione.

Gli impianti *SHP* a velocità variabile stanno permettendo alla generazione idroelettrica di vivere una seconda giovinezza ed in futuro avranno via via una sempre maggior diffusione ed un ruolo sempre più importante per lo sviluppo sostenibile a cui si auspica di arrivare.

Lo studio descritto nella presente tesi ha avuto come obiettivo lo sviluppo di nuove tecniche di controllo della velocità di una turbina idroelettrica a velocità variabile e la verifica del loro funzionamento. Le nuove tecniche proposte hanno dimostrato di avere le stesse prestazioni delle vecchie a fronte di alcuni vantaggi.

A partire dai lavori sviluppati precedentemente, come il *Perturba ed Osserva*, il *MEPT Distanza Minima* ed il *MEPT Ottimo* si sono sviluppate le nuove tecniche *Modello Ridotto* e *Modello Ridotto Ottimizzato*. Il *MO* è stato denominato in questo modo perché all'inizio era la tecnica che garantiva il risultato migliore. La tecnica del *P&O* non richiede la

conoscenza di alcun dato della turbina e si basa su misure dirette. Le tecniche *MEPT* invece richiedono rispettivamente la conoscenza parziale e totale della macchina idraulica, con tutte le problematiche discusse. La tecnica *MR* richiede la conoscenza dei soli parametri adimensionali ottimi, mentre la tecnica *MRO* richiede la conoscenza totale della macchina idraulica.

Dagli studi effettuati, in ambito statico la tecnica *MR* fornisce le stesse prestazioni del controllo *MDM* mentre in ambito dinamico con brusche variazioni offre un comportamento a volte superiore. La nuova tecnica inoltre risulta molto più flessibile nel caso di cambio del macchinario idraulico. E' sufficiente conoscere il parametro adimensionale ottimo su cui si basa la tecnica, il diametro ed il numero di giranti in serie della nuova turbina per adattare facilmente il controllo, senza dover costruire una nuova *Lookup table*. La flessibilità rende il controllo molto utile nella fase di scelta della macchina, in cui si possono eseguire simulazioni con diversi modelli di turbina, perché permette di testare varie soluzioni risparmiando tempo. Una volta scelta la macchina, nell'impianto reale è un vantaggio dover conoscere solo pochi parametri della turbina, perché non servono tante prove per trovarli e perché il valore dei parametri può essere impreciso o variare nel tempo.

Discorso analogo per la tecnica *MRO* che presenta le stesse prestazioni della tecnica *MO* in ambito statico. In condizioni dinamiche con brusche variazioni a volte è in grado di fornire anche un controllo migliore. Dal punto di vista della flessibilità le due tecniche sono perfettamente equivalenti in quanto entrambe richiedono la stessa *Lookup table*. Il vantaggio in questo caso risiede nel profilo di velocità. In media la nuova tecnica presenta in condizioni dinamiche una velocità di rotazione inferiore ed un andamento più regolare senza grossi picchi di velocità. Ciò può essere un vantaggio dal punto di vista meccanico perché sollecita di meno il sistema. La tecnica *MRO* consente una regolazione più fine dell'intervallo intorno al punto di ottimo, grazie all'utilizzo di una velocità iniziale.

Le nuove tecniche rappresentano dunque una valida alternativa, si comportano bene sia in condizioni statiche che dinamiche. La tecnica *MRO* fornisce il risultato migliore rispetto al controllo *MR* ma richiede la conoscenza completa della macchina idraulica ed una mole notevole di dati non sempre disponibili. La tecnica *MR* presenta un rendimento minore (sempre comunque accettabile e decisamente superiore rispetto alla velocità fissa) ma richiede una conoscenza minima della turbina.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Dossier Micro-idroelettrico Progetto RES & RUE Dissemination realizzato da A.P.E.R.
- [2] Tecniche di controllo per micro-centrale idroelettrica funzionante a velocità variabile. Agnese Meliande Albergo.
- [3] www.treccani.it
- [4] Wikipedia
- [5] G. Cornetti, “Macchine idrauliche”, edizioni Il Capitello
- [6] www.who.int
- [7] Fonte Eurostat 2009
- [8] Direttiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio del 23 aprile 2009 sulla promozione dell’uso dell’energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE
- [9] Ministero dello Sviluppo Economico
- [10] www.energoclub.it
- [11] Dossier idroelettrico 9/12/2010 Enel.
- [12] Enel Greenpower Magazine, articolo di Anna Simone 10 Maggio 2012
- [13] http://europa.eu/pol/ener/flipbook/it/energy_it.pdf
- [14] http://europa.eu/pol/ener/index_it.htm
- [15] Guida alla realizzazione di un piccolo impianto idroelettrico, ESHA
- [16] www.small-hydro.com/About/small-scale-hydrpower.aspx
- [17] www.energoclub.it/doceboCms/page/188/Energia_elettrica_Idroelettrica.html
- [18] www.enel.com/it-IT/innovation/smart_grids
- [19] Status report on variable speed operation in small hydropower”, ENERGIE – progetto

Thermie

[20] www.ceiweb.it/doc/norme/13455.pdf

[21] www.restor-hydro.eu/it/unleash-microhydro-potential-in-europe

[22] www.restor-hydro.eu/documents/2013/10/rh-pres-it.pdf

[23] http://ec.europa.eu/regional_policy/the_funds/regional/index_it.cfm

[24] <http://www.eib.org/products/elena>

[25] <http://ec.europa.eu/energy/intelligent>

[26] www.gse.it/it/Ritiro%20e%20scambio/Scambio%20sul%20posto/Pages/default.aspx

[27] www.gse.it/it/Ritiro%20e%20scambio/Ritiro%20dedicato/Pages/default.aspx

[28] www.gse.it/it/Qualifiche%20e%20certificati/Tariffa%20omnicomprensiva

[29] www.gse.it/it/qualifiche%20e%20certificati/incentivi_dm_06_07_2012