

ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SECONDA FACOLTA' D'INGEGNERIA

CON SEDE A CESENA

CORSO DI LAUREA

IN INGEGNERIA MECCANICA

Sede di Forlì

ELABORATO FINALE DI LAUREA

In STRUMENTAZIONE E AUTOMAZIONE INDUSTRIALE L

**STUDIO DI FATTIBILITA' DI UN IMPIANTO IDROELETTRICO CON
MATLAB**

CANDIDATO

Marco Bartolini

RELATORE

prof. Augusto Bianchini

Anno Accademico 2010/2011

Sessione III_a

| | |
|--|----|
| Introduzione..... | 4 |
| 1 – Energia idroelettrica | 5 |
| 1.1 - Generalità | 5 |
| 1.2 - Classificazione..... | 5 |
| 1.3 – Impatto ambientale e DMV | 6 |
| 1.4 – Impiantistica | 7 |
| 1.4.1 - Edificio della centrale | 8 |
| 1.4.2 – Turbine idrauliche..... | 9 |
| 1.4.2 - Classificazione | 12 |
| 1.5 – La produzione di energia | 15 |
| 1.6 - Perdite di carico..... | 16 |
| 1.6.1 - Distribuite | 16 |
| 1.6.2 - Concentrate | 18 |
| 2 – Valutazione del sito | 20 |
| 2.1 – Progetti precedenti..... | 20 |
| 2.2 – Cartografia | 21 |
| 2.3 – Sopralluogo..... | 24 |
| 3 - L'invaso | 29 |
| 3.1 – Normativa di riferimento..... | 29 |
| 3.2 - Curva d'invaso..... | 31 |
| 3.3 – Portate in ingresso all'invaso | 33 |
| 3.4 - Foglio di calcolo vaso..... | 34 |
| 3.4.1 – Perdite di carico..... | 34 |
| 3.4.2 – Condizioni d'invaso | 35 |
| 4 – Curva caratteristica turbina..... | 36 |
| 4.1 – Generalità sulle turbine | 36 |
| 4.1.1 – Similitudine | 37 |
| 4.1.2 – Effetto di scala..... | 39 |
| 4.1.3 - Velocità specifica e diametro specifico..... | 40 |
| 4.2 - Scelta della turbina | 41 |
| 4.3 – Diagrammi caratteristici delle turbine idrauliche..... | 44 |
| 4.3.1 – Circuito prova per modelli..... | 44 |
| 4.3.2 – Parametri ridotti | 45 |

| | |
|---|----|
| 4.3.3 - Relazione tra i parametri $\Phi - \Psi$ e $\nu - q$ | 46 |
| 4.3.4 – Punti di funzionamento | 47 |
| 4.4 – Costruzione curva H – Q..... | 49 |
| 5 – Moto a pelo libero | 53 |
| 5.1 – Determinazione dell'altezza del pelo libero | 53 |
| 5.2 - Determinazione dell'altezza del pelo libero con Excel | 55 |
| 5.3 – Determinazione dell'altezza di pelo libero con Matlab..... | 57 |
| 6 - Simulazione di calcolo | 58 |
| 6.1 - Excel | 58 |
| 6.2 - Matlab | 60 |
| 6.2.1 - Interfaccia..... | 60 |
| 7 - Analisi economica..... | 64 |
| 7.1 - Incentivazione energie rinnovabili | 64 |
| 7.1.1 – Certificati verdi..... | 64 |
| 7.1.2 Tariffa onnicomprensiva | 65 |
| 7.2 - Investimento, costi e ricavi..... | 65 |
| 7.2.1- Investimento iniziale | 65 |
| 7.2.2 - Costi di esercizio | 66 |
| 7.2.2 – Ricavi..... | 66 |
| 7.2 – Indici di redditività: TIR e VAN..... | 66 |
| 7.2.1- Flussi di cassa..... | 66 |
| 7.2.2 – VAN e TIR | 67 |
| 8 – Considerazioni finali..... | 69 |
| Bibliografia..... | 70 |

Introduzione

Il seguente elaborato affronta lo studio di fattibilità di una centrale mini idroelettrica attraverso un software di calcolo realizzato in ambiente Matlab. Matlab è un linguaggio ad alto livello unito ad un ambiente interattivo che consente di risolvere problemi di calcolo tecnico intensivo più rapidamente rispetto ai linguaggi di programmazione tradizionali come C.

Il software è stato realizzato presso il settore ricerca e sviluppo di Hera s.p.a. di Forlì ed è il proseguo della mia attività di tirocinio svolta nella stessa struttura, nella quale ho avuto modo di approfondire le caratteristiche del progetto di centrale mini-hydro sul fiume Limentra, in località Castrola nel comune di Castel di Casio (BO). Progetto molto interessante in quanto riguarda la realizzazione di un mini-idroelettrico a circa 3.5 km a valle dalla centrale idroelettrica di Suviana, con circa 20 m³/s di portata massima. L'interesse per impianti idroelettrici di piccola taglia è in ascesa, spinto dal quadro economico e politico degli ultimi anni che agevola la loro realizzazione, motivo per cui quest'elaborato non si soffermerà solo per l'impianto di Castrola, ma cercherà di avere un'ampia visione per renderlo utilizzabile dall'azienda in altri impianti.

Saranno prese in esame: le caratteristiche dell'invaso, lo studio delle portate in afflusso e deflusso da esso, le tubazioni con particolare attenzione alle perdite di carico, lo studio del funzionamento della turbina idraulica e le performance economiche dell'investimento. Saranno confrontati dati ottenuti con fogli di calcolo Excel e dati elaborati da Matlab.

Al fine di agevolare l'utilizzo del software, ho utilizzato l'applicazione GUIDE di Matlab per la realizzazione di interfacce di immissione e comunicazione dati.

Prima di affrontare questi argomenti, esporrò alcune nozioni di base sugli impianti idroelettrici.

1 – Energia idroelettrica

1.1 - Generalità

Studi scientifici internazionali hanno dimostrato la relazione tra i recenti cambiamenti climatici e la concentrazione di anidride carbonica e gas serra nell'atmosfera. Nell'agosto 2010, la concentrazione di biossido di carbonio nell'atmosfera terrestre era di circa 388 ppm, mentre si stima che in epoca preindustriale fosse a 280 ppm. Tale aumento è causato principalmente da due fattori: la combustione dei combustibili fossili (petrolio, carbone e metano) e dalla continua deforestazione.

La teoria del *riscaldamento globale* afferma che l'aumento della quantità di anidride carbonica nell'atmosfera, va ad incrementare l'effetto serra contribuendo ad un aumento della temperatura media del pianeta. La diffusa convinzione che tale teoria abbia un serio fondamento, ha portato 160 paesi del mondo a siglare il protocollo di Kyōto l'11 dicembre 1997, un accordo in cui le nazioni si impegnano a limitare e ridurre le emissioni di biossido di carbonio, affinché la sua concentrazione resti al di sotto di 450 ppm. Il trattato prevede l'obbligo, in capo ai paesi industrializzati, di operare una riduzione delle emissioni gas serra attraverso meccanismi di mercato. In quest'ottica di sviluppo sostenibile, la Comunità Europea ed il nostro paese hanno attuato diverse iniziative atte allo sviluppo di energie "pulite" come: l'eolico, il solare, il recupero energetico e l'idroelettrico. Quest'ultima è la fonte rinnovabile più utilizzata secondo il Libro Bianco dell'energia in Europa. Il 13% dell'energia elettrica prodotta nel vecchio continente è idroelettrica e consente di evitare 67 milioni di tonnellate di CO₂.

1.2 - Classificazione

Mini - idraulica è il termine con cui la UNIDO (Organizzazione delle Nazioni Unite per lo Sviluppo Industriale) indica le centrali idroelettriche di potenza inferiore a 10 MW. In Italia, il legislatore ha preferito definire impianti mini idroelettrici quelli con potenza installata inferiore a 3 MW, garantendo a questi una tariffa di vendita agevolata.

1.3 – Impatto ambientale e DMV

I grandi impianti idroelettrici richiedono la sommersione di estese superfici o l'interruzione di grandi corsi d'acqua con notevoli costi ambientali e sociali. A loro favore vi è un minor costo di gestione in rapporto alla potenzialità. I piccoli impianti hanno la caratteristica di potersi integrare facilmente all'ecosistema ma non venivano realizzati in passato a causa del maggior costo di produzione dell'energia. Per questi motivi, il legislatore incentiva fortemente taglie più ridotte di centrali. L'aumento del prezzo dei combustibili fossili e la coscienza da parte degli stati d'incentivare questi impianti, con un costo di vendita dell'energia superiore a quelli tradizionali, hanno spinto molti soggetti economici a rivedere le proprie scelte d'investimento in questa realtà.

L'ecosistema fluviale, così come tutti i sistemi naturali, è il risultato dell'interazione di molteplici fattori che concorrono alla determinazione di un particolare habitat, in cui l'equilibrio delle caratteristiche ambientali è in continua evoluzione ed è particolarmente sensibile alle variazioni dei parametri idrologici e di qualità delle acque. Il fattore naturale che maggiormente caratterizza un corso fluviale è costituito dalla variazione delle portate lungo l'asta nel corso dell'anno, in particolare tra la stagione invernale e quella estiva, cosa che si riflette in un alto grado di diversità biologica. Ad alterare la naturale evoluzione e diversità degli ambienti fluviali, concorrono numerosi fattori antropici, tra cui, particolare importanza, assumono le opere di derivazione e ritenuta a scopi idroelettrici, irrigui e idropotabili, che modificano in modo radicale il deflusso delle acque.

Il concetto di **deflusso minimo vitale** (DMV) è stato introdotto nel quadro legislativo italiano dalla legge 183/1989 (art. 3 comma 1 , lettera i) e poi ripreso dal D. Lgs. 75/1993, dalla legge 36/1994 e dal D. Lgs. 152/1999.

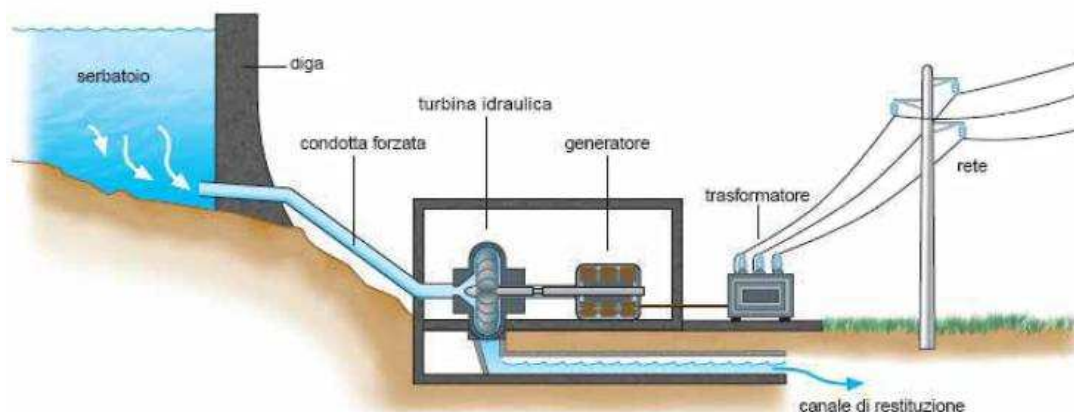
Con deflusso minimo vitale, si intende il rilascio, a valle della diga o dello sbarramento, della quantità di acqua necessaria per permettere al corpo idrico di mantenere vitale il proprio ecosistema per tutta la lunghezza del suo corso. In assenza di una normativa di carattere generale, sono in pratica gli organi competenti locali a stabilire le quantità minime di acqua di deflusso.

1.4 – Impiantistica

Una centrale idroelettrica è un complesso di opere e macchine che raccoglie e convoglia volumi d'acqua da una quota superiore ad un'altra inferiore della superficie terrestre, allo scopo di sfruttare l'energia potenziale idraulica di un corso d'acqua, che viene trasformata in energia elettrica da immettere nella rete.

Lo schema impiantistico generale di un impianto idroelettrico comprende:

- un'opera di sbarramento dell'alveo del corso d'acqua a monte dell'impianto, costituita da una traversa o una diga, che può determinare un volume d'invaso in alveo, tale da consentire o meno l'accumulo delle portate naturali; solitamente l'opera di presa è dotata di una o più paratoie di scarico per la pulizia del bacino;
- una o più paratoie di presa, che possono essere seguite da una vasca di calma per la sedimentazione della sabbia trasportata dalla corrente;
- un canale di derivazione, che può essere in tutto o in parte in galleria;
- una vasca di carico, solitamente dotata di organi di scarico;
- una o più condotte forzate, che convogliano l'acqua alle turbine idrauliche;
- un impianto di produzione dell'energia elettrica, in cui sono installate uno o più gruppi turbina-generatore;
- un canale di restituzione dell'acqua turbinata nell'alveo del corso d'acqua a valle dell'impianto.



Schema illustrativo di un generico impianto idroelettrico

1.4.1 - Edificio della centrale

In un impianto idroelettrico, la centrale ha il compito di proteggere l'equipaggiamento idraulico ed elettrico che converte l'energia potenziale dell'acqua in energia elettrica. Il numero, il tipo e la potenza delle turbine, la loro disposizione rispetto al canale di scarico, l'altezza del salto e la geomorfologia del luogo condizionano la tipologia dell'edificio. La vista in sezione dell'edificio della centrale (Figura 1.1), rappresenta schematicamente una configurazione molto usuale in impianti con condotta forzata. Nella sala macchine, sono installati i quadri di controllo e, eventualmente, la sottostazione di trasformazione. Talvolta, l'intera sovrastruttura si riduce ad una semplice protezione dei quadri elettrici e di controllo.

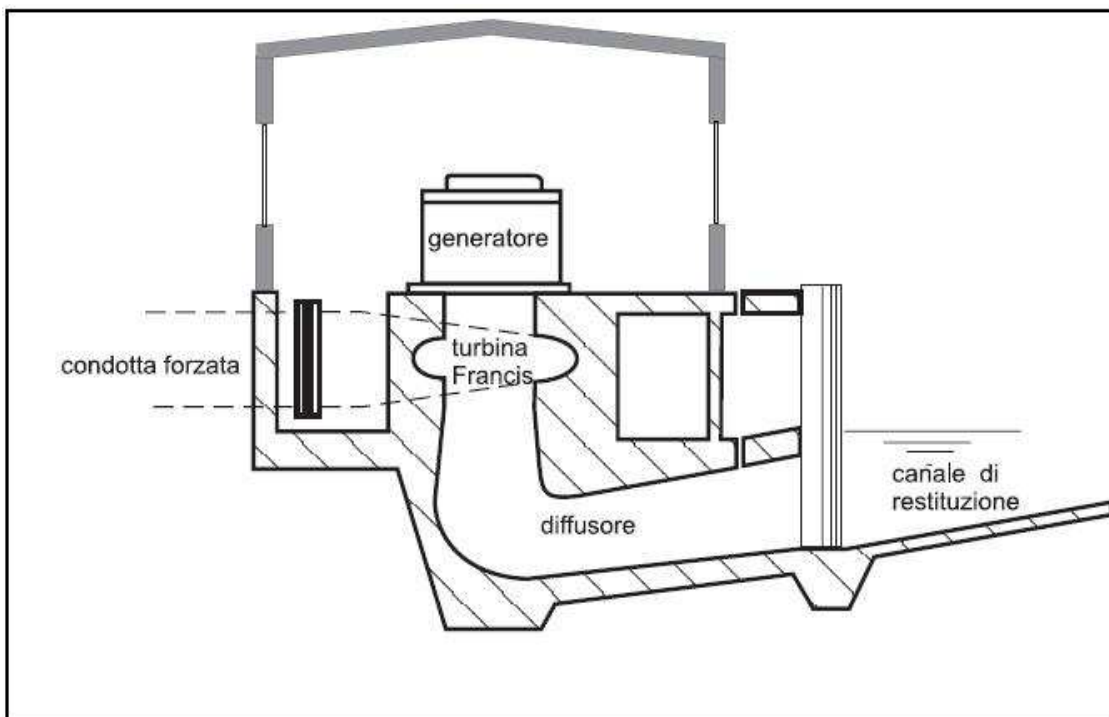


Figura 1.1

1.4.2 – Turbine idrauliche

Le turbine idrauliche hanno lo scopo di trasformare l'energia potenziale e cinetica dell'acqua in energia meccanica di rotazione. Si suddividono in turbine ad azione e in turbine a reazione. Nel primo caso, l'energia potenziale si trasforma totalmente in energia cinetica in un ugello, che proietta la vena liquida ad alta velocità contro le pale, montate sulla periferia della girante. Nel secondo, la pressione dell'acqua agisce direttamente sulla superficie delle pale, diminuendo di valore man mano che avanza. Di seguito descrivo sinteticamente le caratteristiche di alcune macchine motrici maggiormente diffuse.

Un esempio di turbina ad azione è la turbina **Pelton** (Figura 1.2). Sono turbine

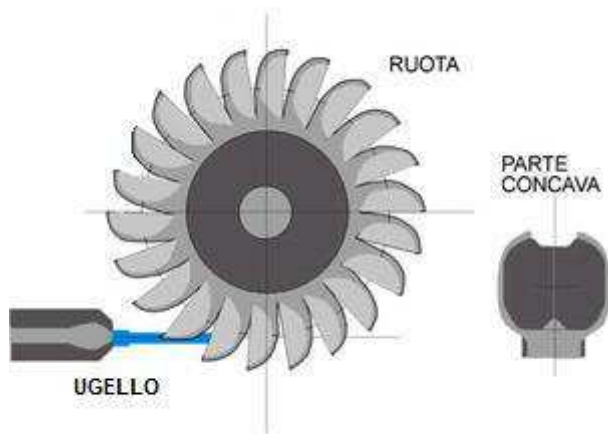


Figura 1.2

ad azione nelle quali uno o più ugelli trasformano totalmente la pressione dell'acqua in energia cinetica. Ogni ugello crea un getto, la cui portata è variabile da una valvola a spillo detto ago Double (Figura 1.3) per effettuare la regolazione della macchina. Quest'elemento è molto

importante, dato che ha un ulteriore scopo che è quello di trasformare l'energia potenziale del fluido in cinetica. Questa turbina ha la caratteristica di avere un buon rendimento (circa 90 %) ed è utilizzata per salti elevati.

Due turbine a reazione molto comuni sono la **Francis** e la **Kaplan**.

Le Francis sono a flusso radiale con distributore a pale regolabili (figura 1.3) e girante a pale fisse, molto utilizzate per i medi salti. Le Kaplan (figura 1.4) sono turbine a elica con la possibilità di doppia regolazione: distributore e inclinazione pale nella girante. Questa caratteristica permette di avere una curva di rendimento molto ampia. In figura 1.5 riassumo l'andamento del rendimento in funzione della percentuale di potenza prodotta. Non affronto nello specifico la teoria di funzionamento e i triangoli di velocità, ma nei capitoli successivi approfondirò alcuni parametri caratteristici delle turbine.

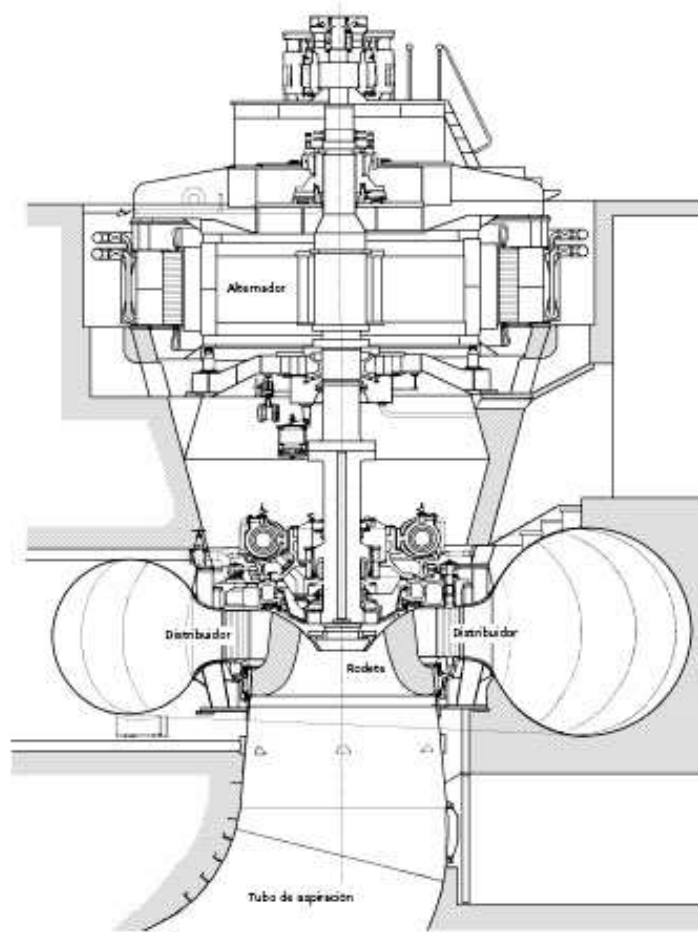


Figura 1.3

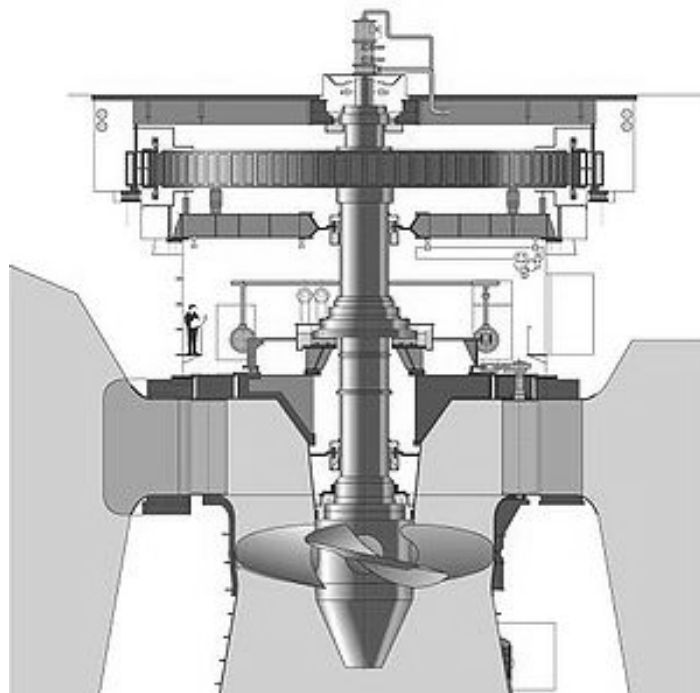


Figura 1.4

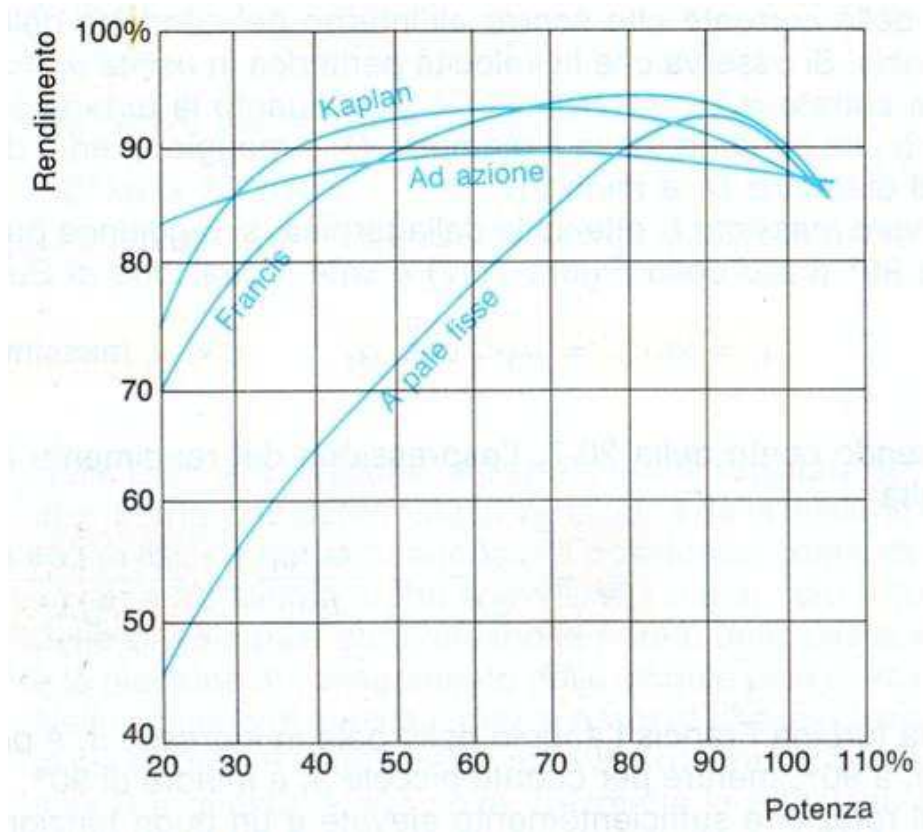


Figura 1.5

1.4.2 - Classificazione

In dipendenza del salto disponibile, gli impianti possono essere divisi in tre categorie:

- Alta caduta: al di sopra di 100 m.
- Media caduta: 30-100 m.
- Bassa caduta: 2-30 m.

Gli impianti possono anche essere definiti come:

- Impianti ad acqua fluente.
- Impianti con la centrale al piede di una diga.
- Impianti inseriti in un canale irriguo
- Impianti inseriti in una condotta per approvvigionamento idrico.

Negli impianti ad acqua fluente (Figura 1.2), la turbina produce con modi e tempi totalmente dipendenti dalla disponibilità nel corso d'acqua. Quando il corso d'acqua è in magra e la portata scende al di sotto di un certo valore predeterminato di portata minima della turbina installata sull'impianto, la produzione di energia cessa. Spesso sono realizzati presso sbarramenti fluviali e per aumentare il salto geodetico, è necessaria la realizzazione di una condotta forzata fino alla quota di progetto.

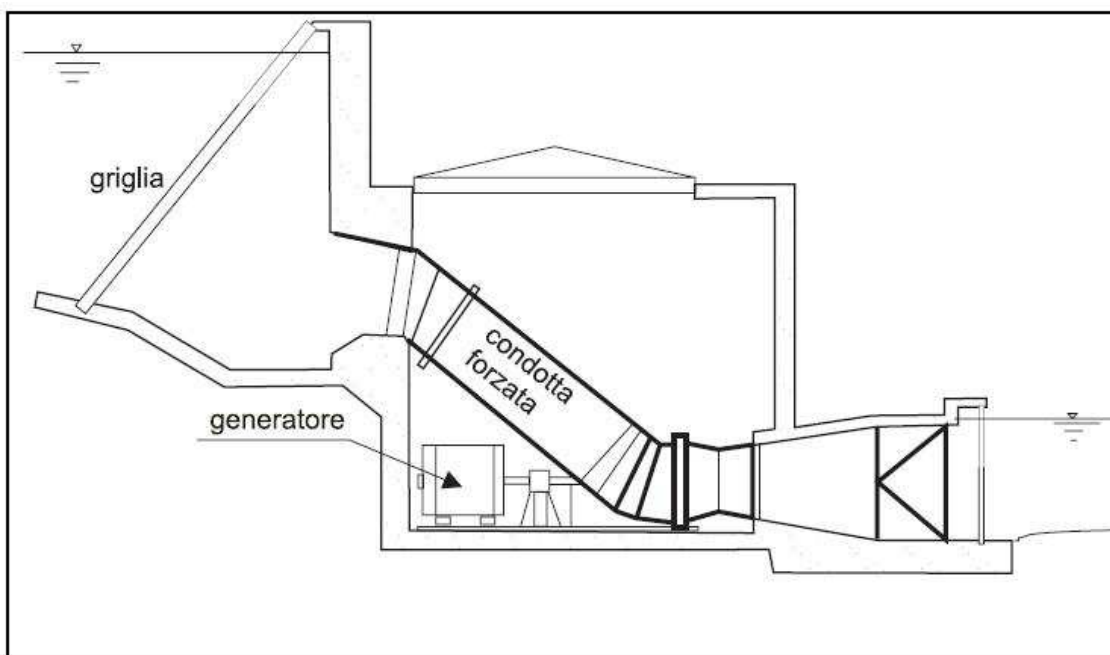


Figura 1.2

Negli impianti con centrale a piede di diga (Figura 1.2), è necessario uno sbarramento che formi un bacino di raccolta artificiale. Un piccolo impianto idroelettrico non può permettersi il lusso di un grande serbatoio, il costo di una diga relativamente grande e delle opere idrauliche connesse sarebbe troppo elevato per renderlo economicamente fattibile. Se, viceversa, il serbatoio è già stato costruito per altri scopi (controllo delle piene, irrigazione, approvvigionamento potabile di una popolosa città, turismo, etc.), può essere possibile produrre energia elettrica utilizzando le portate compatibili con l'uso prevalente del serbatoio o con i rilasci a fini ecologici.

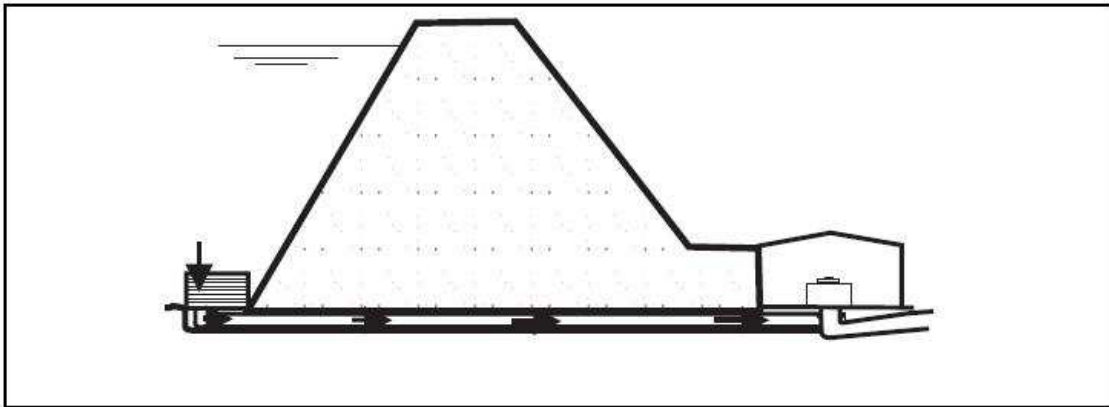


Figura 1.2

Negli impianti inseriti in un canale irriguo, una condotta forzata che corre lungo il canale convoglia l'acqua in pressione alla turbina, attraversata la quale, tramite un breve canale di restituzione, l'acqua è scaricata (figura 1.3). Poiché solitamente nei canali irrigui non è presente fauna ittica, non sono necessarie opere di mitigazione di impatto ambientale.

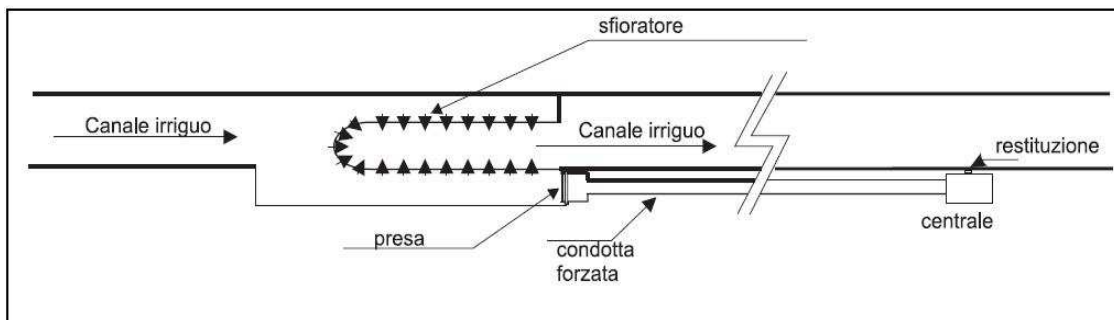


Figura 1.3

Negli impianti inseriti in una condotta per approvvigionamento idrico (Figura 1.4) è possibile recuperare parte dell'energia dell'acqua raccolta in un bacino in quota nei pressi dell'impianto di trattamento delle acque.

Per assicurare l'approvvigionamento idrico in ogni situazione, deve essere comunque previsto un sistema di valvole di by-pass. In alcuni sistemi d'approvvigionamento idrico, la turbina scarica in un serbatoio a pelo libero. Il sistema di regolazione mantiene il livello nel serbatoio automaticamente e senza l'intervento di personale. In caso di fuori servizio del gruppo o di distacco del carico, la turbina si chiude e la valvola di by-pass principale mantiene automaticamente il livello nel serbatoio.

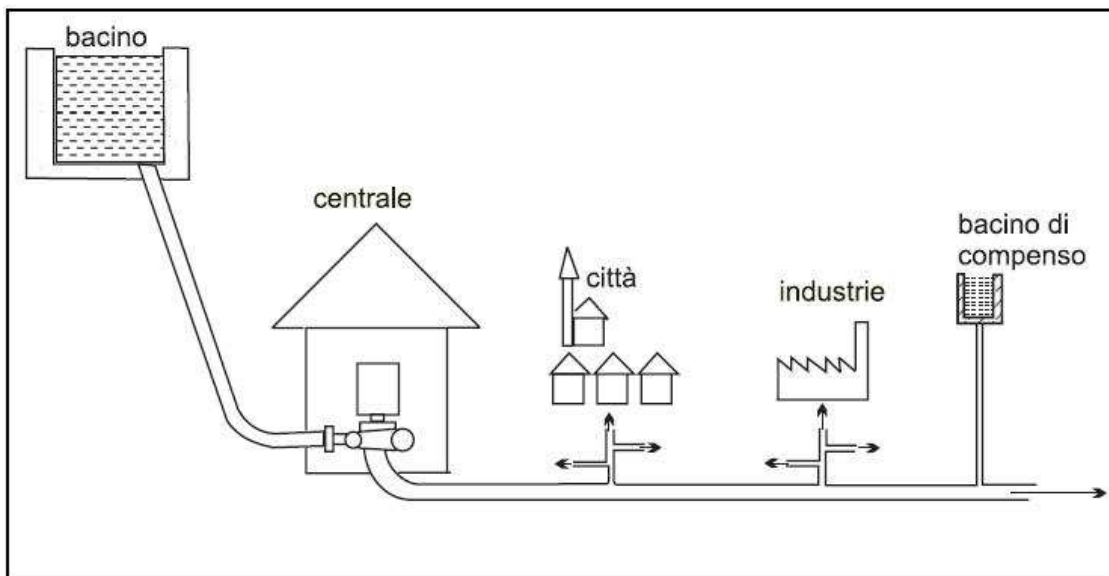


Figura 1.4

1.5 – La produzione di energia

Le turbine idrauliche utilizzano l'energia potenziale posseduta da una massa d'acqua tra un dislivello, detto salto, esistente tra le due sezioni di pelo libero superiore (a monte) ed inferiore (a valle). La trasformazione da energia potenziale in energia meccanica dell'acqua, avviene per mezzo di turbine, messe in rotazione dalla massa di acqua che transita al loro interno. A sua volta, la potenza meccanica all'asse della turbina può essere impiegata direttamente per compiere lavoro oppure per produrre energia elettrica, collegando l'asse della turbina, tramite opportuni riduttori, ad un alternatore.

La potenza ottenibile da una turbina idraulica è espressa dalla seguente equazione:

$$P = \eta g Q H$$

(1.1)

dove:

P = potenza espressa in kW

η = rendimento globale dell'impianto (*)

g = accelerazione di gravitazionale espressa in m/s^2 (circa $9,81 m/s^2$)

Q = portata d'acqua espressa in m^3/s

H = salto o dislivello espresso in m

(*) Per rendimento globale dell'impianto, si intende la percentuale di potenza che può essere effettivamente ottenuta rispetto al potenziale teorico, a causa delle inevitabili perdite di trasformazione. È il risultato del prodotto di quattro rendimenti parziali:

- rendimento idraulico;
- rendimento volumetrico della turbina;
- rendimento meccanico del gruppo turbina-generatore;
- rendimento elettrico del generatore;
- rendimento del trasformatore.

1.6 - Perdite di carico

1.6.1 - Distribuite

Darcy e Weisback, mediante l'applicazione del principio di conservazione della massa ad un volume di controllo, derivano la seguente relazione valida per un fluido incomprimibile in moto stazionario all'interno di un tubo:

$$\Delta P = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2}$$

(1.2)

dove ΔP è la perdita di carico [Pa], λ è il fattore d'attrito (numero adimensionale), L è la lunghezza del tubo [m], D il diametro del tubo [m], v la velocità media [m/s] e g l'accelerazione di gravità (9.81 [m/s²]).

Caso laminare

In condizioni di moto laminare λ può essere calcolato direttamente dall'espressione:

$$\lambda = \frac{64\mu}{\rho v D} = \frac{64}{Re}$$

(1.3)

Dove Re è il numero di Reynolds:

$$Re = \frac{\rho v D_i}{\mu} = \frac{v D_i}{\nu}$$

(1.4)

Con D_i diametro idraulico del condotto (in tubazioni circolari corrisponde al diametro del tubo), ρ massa volumica del fluido, ν viscosità cinematica e μ viscosità dinamica. Si nota che, in regime laminare, le perdite di carico per unità di lunghezza sono proporzionali a v ed inversamente proporzionali a D^2 .

Caso turbolento

Quando il moto è turbolento ($Re \gg 2000$), il fattore d'attrito viene a dipendere meno dal numero di Reynolds e più dalla scabrezza relativa ε/D dove ε

rappresenta l'altezza media della rugosità della superficie del tubo e D il diametro del tubo medesimo.

Riporto in tabella 1.1 alcuni valori generici di ε di materiali d'uso comune.

| Materiale | ε [μm] |
|--|---------------------------------|
| Tubi trafilati, ottone, piombo, vetro, rivestimento bituminoso | 1,5 |
| Acciaio commerciale o ferro battuto | 46 |
| Tubi in acciaio saldato | 46 |
| Ghisa asphaltata | 120 |
| Ferro zincato | 150 |
| Ghisa | 250 |
| Legno | 180 – 900 |
| Cemento | 300 – 3000 |
| Acciaio chiodato | 900 – 9000 |

Tabella 1.1

L'equazione di Colebrook (1.5) riassume l'andamento del coefficiente d'attrito ma notiamo che non è di facile risoluzione in quanto ha la variabile non direttamente determinabile:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} \right) \quad (1.5)$$

Un aiuto può essere il diagramma di Moody (Figura 1.5), che consente una risoluzione grafica dell'equazione di Colebrook. Il diagramma riporta in ascisse il numero di Reynolds e in ordinate il fattore d'attrito λ . A destra sono riportati i valori della rugosità relativa ε/D riferiti alle varie curve.

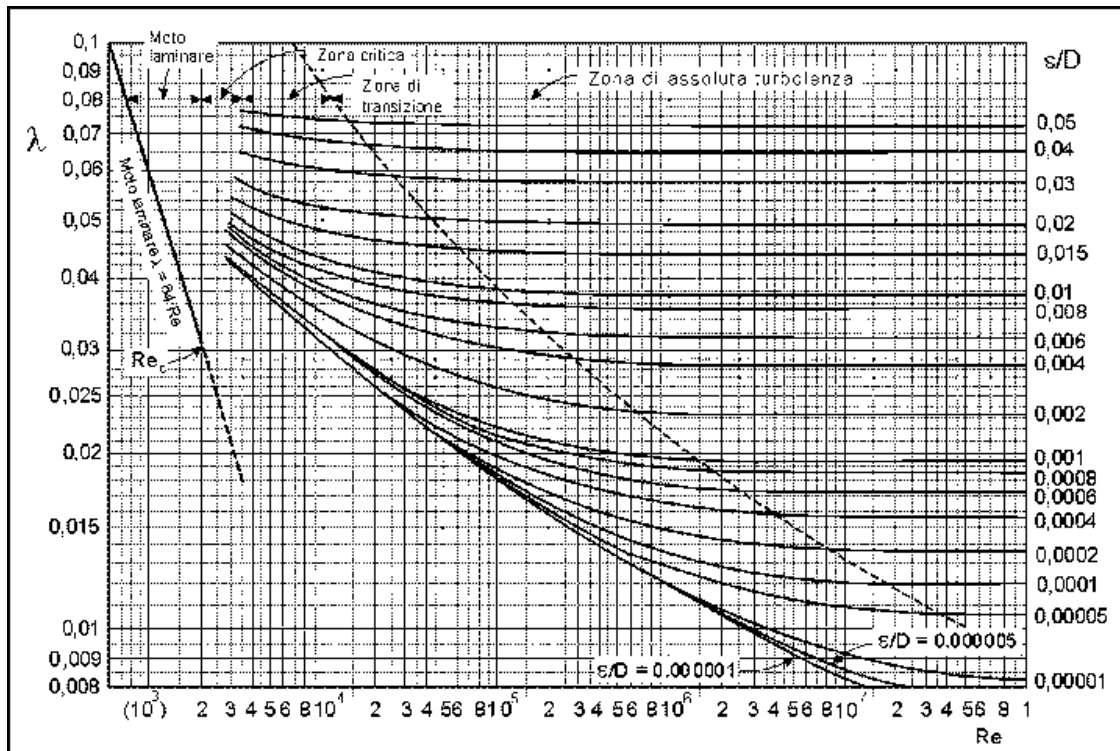


Figura 1.5

Ai fini del calcolo elettronico, è necessaria una formula approssimativa di Colebrook, in modo che il software possa continuamente effettuare il calcolo del coefficiente d'attrito al variare delle condizioni nelle tubazioni. Molto utile risulta l'approssimazione di Haaland:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1,8 \log_{10} \left(\left(\frac{\epsilon}{3,7D} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right) \quad (1.6)$$

1.6.2 - Concentrate

Nella categoria delle perdite di carico localizzate, ricadono tutte le perdite provocate da variazioni brusche di sezione, curve, gomiti, valvole, griglie, giunzioni oppure l'inserimento di strumenti di misura. Le perdite localizzate sono il risultato di variazioni brusche della velocità del fluido, in modulo o in direzione. In generale, un aumento di velocità causa piccole perdite, mentre una diminuzione causa più forti perdite di carico dovute alla formazione di vortici e alla conseguente maggiore turbolenza. Esperienze fatte con l'acqua in condizioni di

moto turbolento completamente sviluppato, indicano che le perdite di carico localizzate variano approssimativamente con il quadrato della velocità del fluido e portano alla seguente equazione:

$$\Delta P = \zeta \rho \frac{v^2}{2}$$

(1.7)

dove ζ è determinato per via sperimentale ed è detto coefficiente di resistenza localizzata. In figura 1.6 è rappresentato un grafico per l'individuazione del coefficiente ζ indicato con K. per un restringimento-allargamento di sezione.

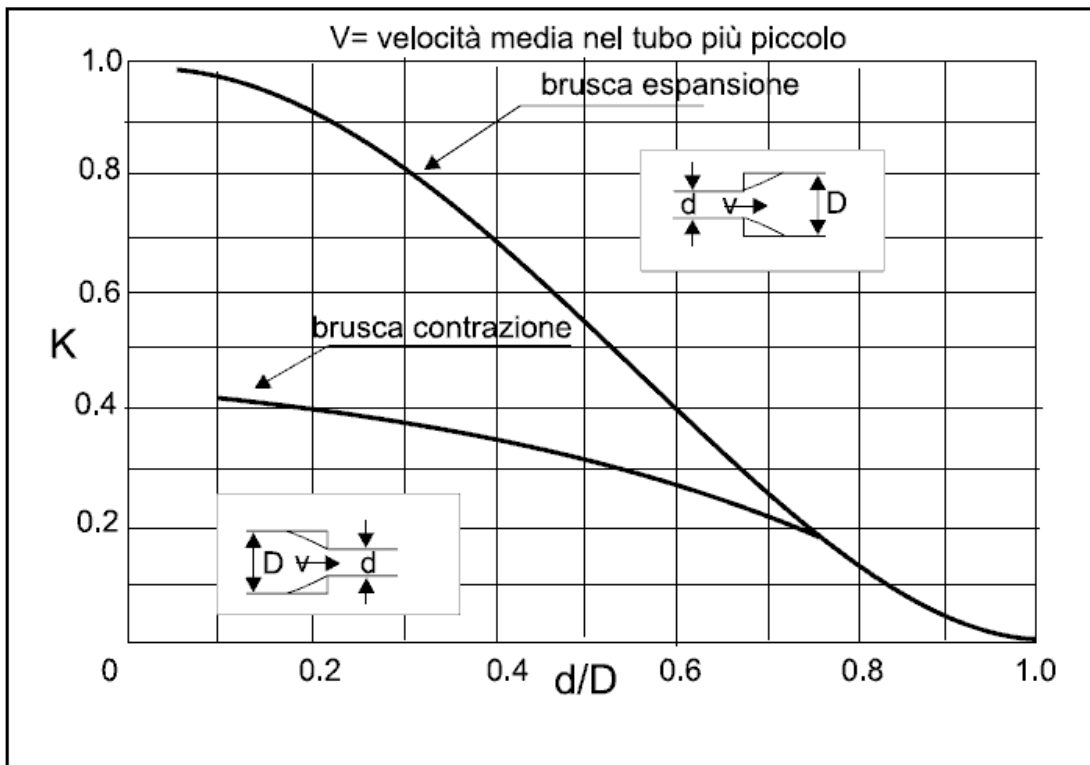


Figura 1.6

2 – Valutazione del sito

2.1 – Progetti precedenti

Il piano di sfruttamento idroelettrico dell'Alto Reno e delle Limentre, elaborato nel 1920 dalle Ferrovie dello Stato, prevedeva la costruzione della diga di Castrola, ma i lavori vennero sospesi nel 1924 per alcuni dubbi insorti sulla sicurezza delle fondazioni, questo dopo la costruzione di alcune opere preliminari di cui alcune tuttora presenti:

- la diga provvisoria per la deviazione dell'alveo del torrente costituita a solette e speroni in cemento armato;
- la galleria dello scarico di fondo in sponda destra;
- la galleria e il canale di scarico della centrale in sponda sinistra;
- la strada di accesso alla centrale e un fabbricato alloggi con 4 appartamenti;

Il successivo riesame indusse le ferrovie a elaborare un nuovo progetto della diga in una nuova posizione a valle della precedente approvato nel '33 e aggiornato nel '46, senza procedere nei lavori. Nel '69, il comune di Bologna ha presentato domanda per ottenere la concessione dell'uso delle acque dei torrenti Limentra di Treppio e Limentra di Sambuca nella misura di 5,0 m³/s continui per l'approvvigionamento di acqua potabile della città, 2,4 dei quali dovevano essere forniti da Castrola. Il progetto è stato poi abbandonato per motivazioni d'impatto ambientale. L'ultimo progetto in linea temporale è di Enel-Acoser ed è datato 1980: concerne uno sbarramento sul torrente Limentra per la creazione di un invaso della capacità di 20 milioni di m³, destinati alla fornitura di acqua potabile dell'area bolognese. Lo sbarramento sarebbe dovuto essere in calcestruzzo a gravità massiccia e alto 59 m. Nemmeno questo progetto fu portato a termine. Si nota che tutti i progetti in esame avevano come principio di progettazione grandi capacità di accumulo di acqua, per cui necessitavano di dighe di grandi dimensioni, difficilmente attuabili a causa del forte impatto ambientale. Diversamente per impianti mini idroelettrici, queste problematiche sono facilmente risolvibili.

2.2 – Cartografia

La documentazione disponibile è di diversa natura: rilievi topografici della zona, un recente progetto di realizzazione di un invaso dedito alla produzione di energia elettrica ed acqua potabile sempre a Castrola (poi abbandonato) e foto satellitari da Google Maps.

Di seguito, è riportata la mappa dell'area (Figura 2.1). Nel cerchio rosso, è indicata la zona di realizzazione della centrale, e in basso è possibile notare il lago di Suviana di 43 milioni di m³ che è formato da una diga alta 91,5 metri ultimata nel 1935 dalle Ferrovie dello Stato, allo scopo di alimentare la centrale idroelettrica omonima, che possiede una potenza efficiente lorda di 27 MW. Attualmente a Bargi, è presente una seconda centrale di generazione e pompaggio con 330 MW di potenza installata, che collega i serbatoi di Suviana e quello di Brasimone. Si nota una forte presenza di impianti idroelettrici nell'area, in quanto la morfologia e la disponibilità di risorsa idrica sono favorevoli alla loro realizzazione.

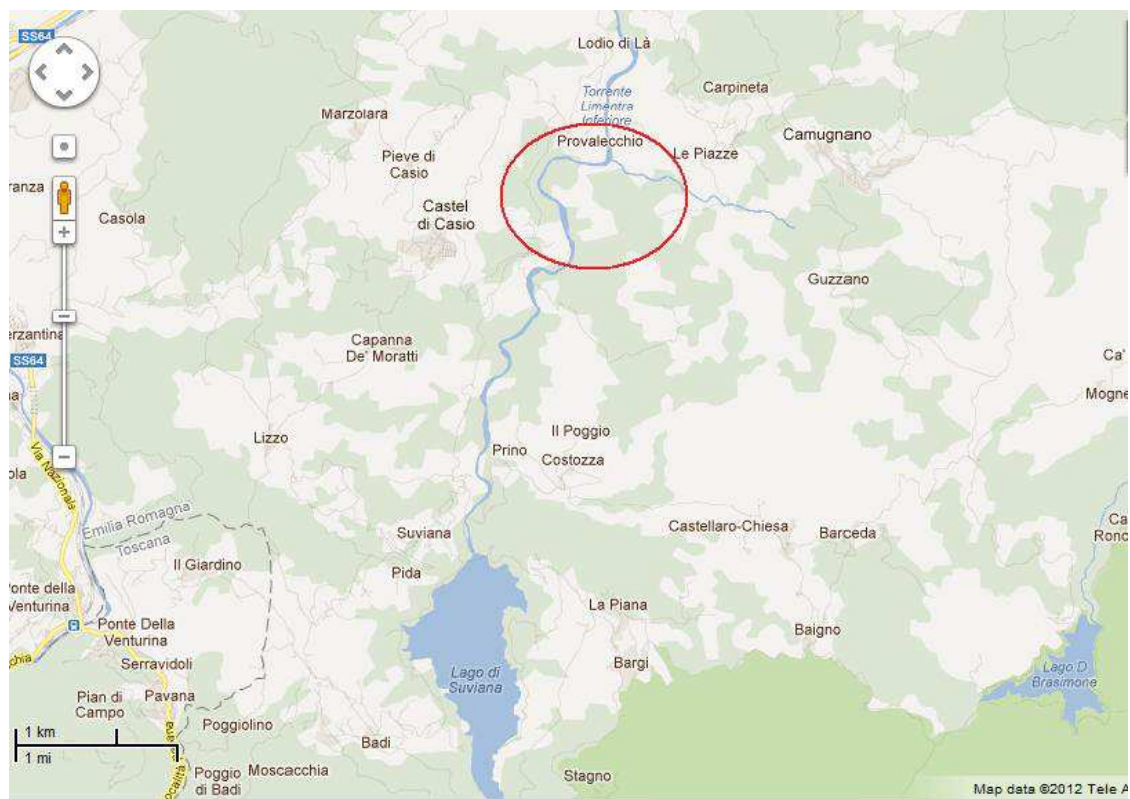


Figura 2.1

Sempre attraverso Google Maps, ho ricavato una vista aerea dell'area in esame (Figura 2.2) per individuare a priori le opere costruite dalle Ferrovie dello Stato negli anni '20. È facilmente individuabile l'avandiga a speroni e la posizione della galleria in cemento armato, rappresentata da una linea gialla.

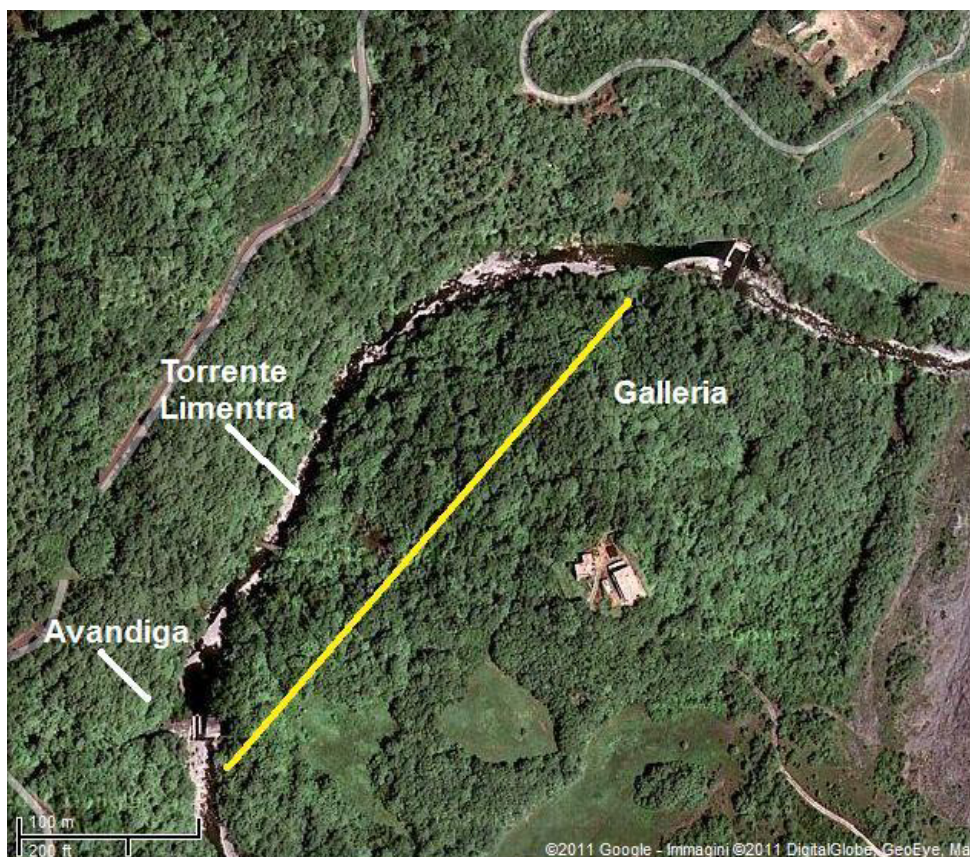


Figura 2.2

Nella pagina successiva, sono riportati due documenti allegati al progetto Enel-Acoser degli anni '80. In particolare, abbiamo la vista planimetrica dell'opera in formato CAD (Figura 2.3) con le curve di livello dell'area, lo sbarramento, gli impianti di produzione energia e depurazione. Se si confronta il documento con la figura 2.2, si nota che non è visibile l'area di posizionamento dell'avandiga, ma solo l'uscita della galleria. Tale zona è visionabile dal secondo documento (Figura 2.4), che illustra alcuni particolari, in cui è visibile l'area prima della realizzazione delle opere civili e dove è possibile individuare l'avandiga a speroni.

Con questi documenti, si ha una visione d'insieme dell'area e informazioni dettagliate della morfologia dell'alveo grazie alle curve di livello, basilari per l'individuazione dei salti di progetto dell'impianto.

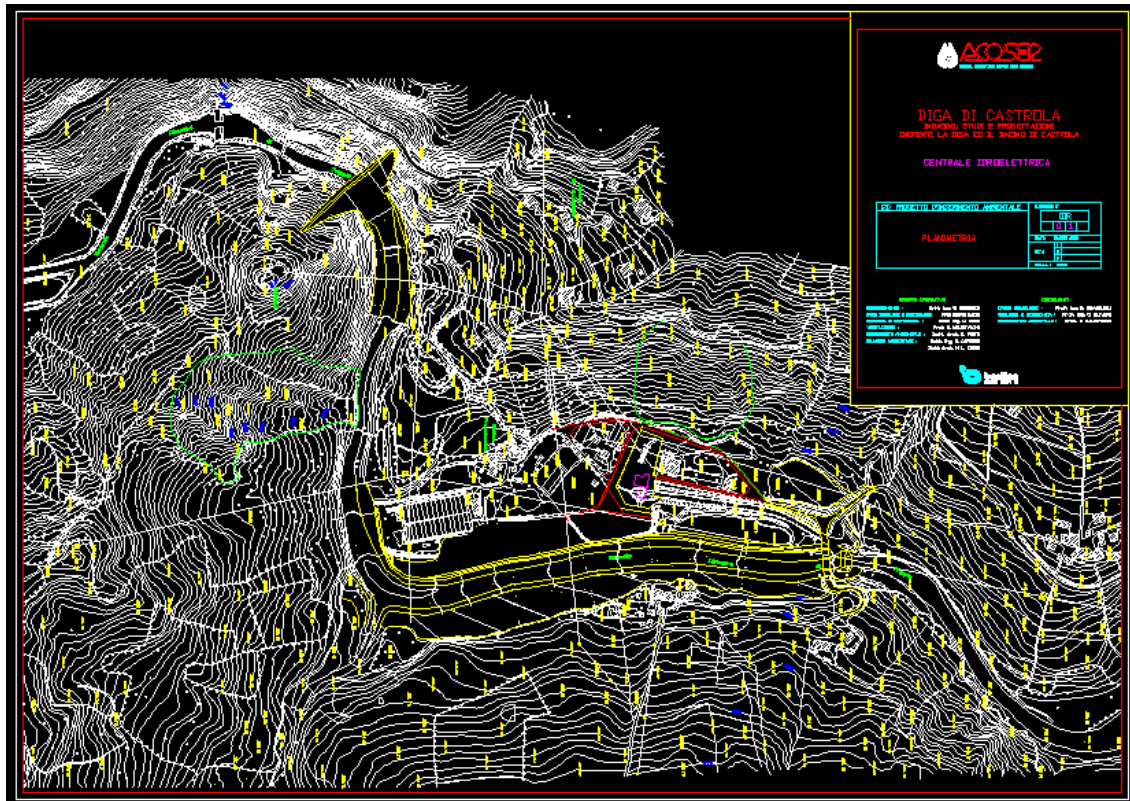


Figura 2.3

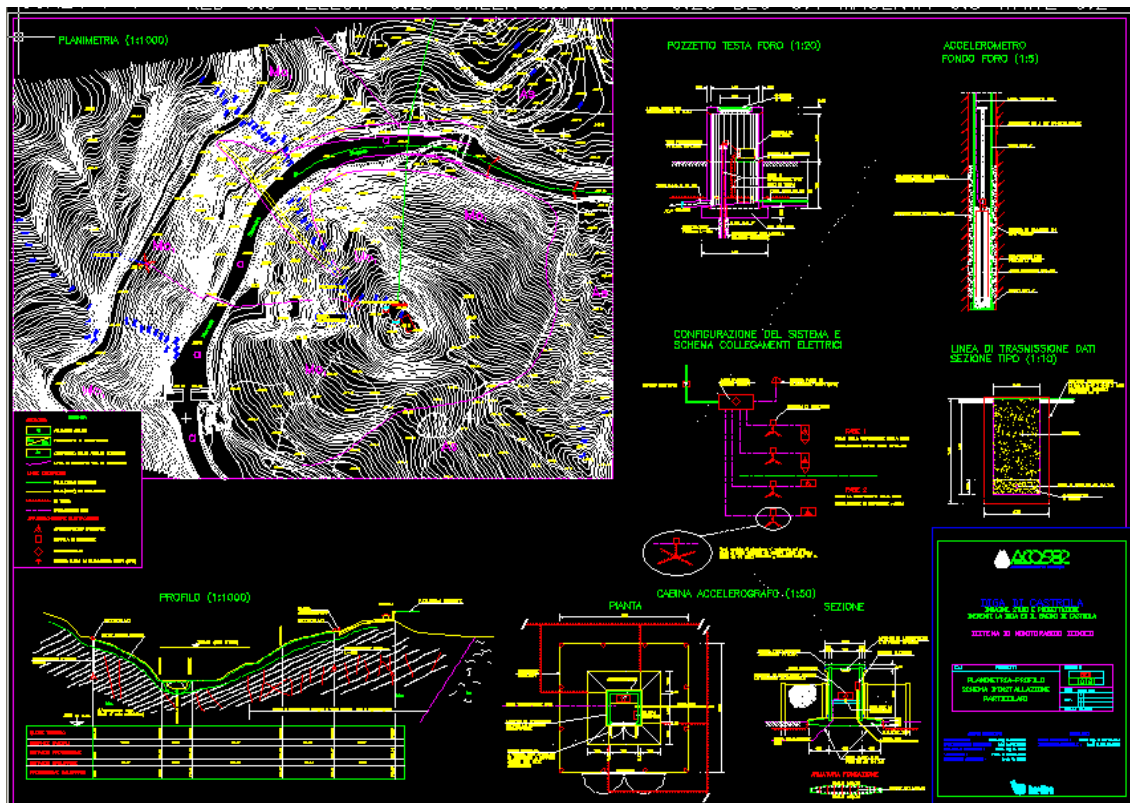


Figura 2.4

2.3 – Sopralluogo

A seguito dello studio della documentazione, si è scelto di effettuare un sopralluogo nell'area per verificare l'integrità delle opere realizzate dalle Ferrovie dello Stato negli anni '20 del secolo scorso ed effettuare diverse misurazioni, non riscontrabili dai documenti in nostro possesso. Le costruzioni utili alla realizzazione di un impianto idroelettrico sono sicuramente l'avandiga e la galleria di deviazione in sponda destra. La prima potrebbe essere utile, se in buone condizioni, per formare una diga nell'alveo, la seconda come sede di alloggiamento delle condotte forzate.

Le costruzioni sono conservate in discrete condizioni. Di seguito verranno esaminate nei particolari.

Avandiga

L'avandiga aveva il compito di interrompere il passaggio dell'acqua nell'alveo del torrente durante la realizzazione della diga vera e propria. Dalla foto (Figura 2.5), si può notare l'apertura al centro nella quale sarebbe stata inserita una paratoia a inizio lavori. La folta vegetazione ha reso difficile la misurazione diretta e accurata dell'altezza dal piede di diga, che è risultata, da riferimenti secondari, di circa 8 [m]. La struttura non presenta evidenti stati di cedimento strutturale e si può ritenere che sia utilizzabile come sbarramento per la centrale mini idroelettrica in progetto.

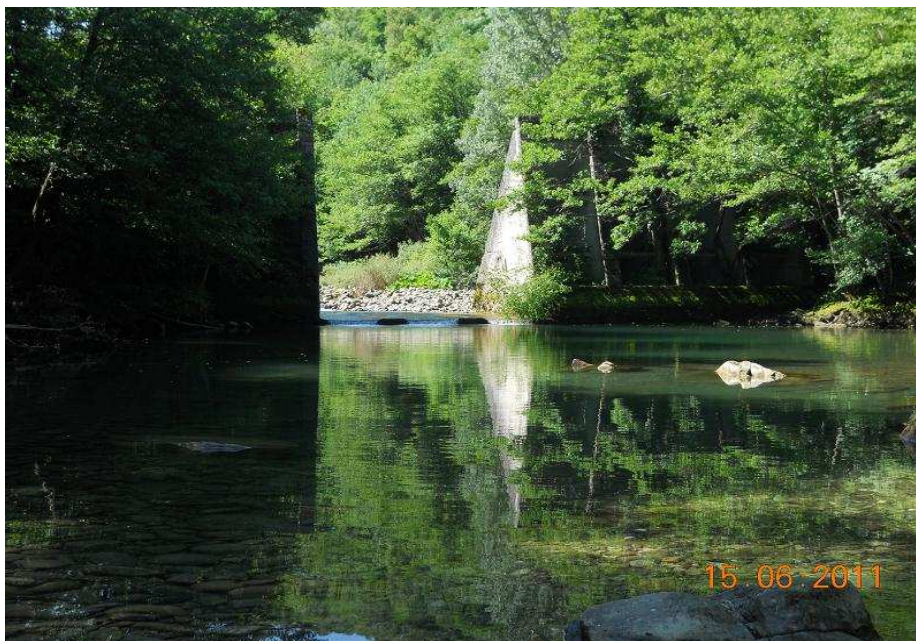


Figura 2.5

L'opera di presa

Nei pressi dello sbarramento, in particolare nella sponda destra, si trova l'ingresso della galleria (Figura 2.6) che avrebbe deviato il corso del torrente. L'ingresso probabilmente è stato chiuso per motivi di sicurezza, ma è indubbio affermare che anche questa costruzione sia in buono stato al fine di poterla sfruttare per il nuovo impianto.



Figura 2.6

La galleria

La galleria (Figura 2.7), si presenta in ottime condizioni, tali da poterla sfruttare come canale di trasporto dell'acqua anziché sede della condotta forzata. La sezione ha un diametro di circa 6.5 [m] e la lunghezza è di circa 320 [m]. Con un volume di circa 10'500 [m³], può contribuire al volume d'invaso in maniera considerevole. Proseguendo lungo l'alveo del torrente, in sponda destra, si trova l'uscita della galleria (Figura 2.8 e 2.9), anch'essa immersa nella vegetazione. Si nota l'impossibilità di collocare la centralina al termine del tunnel, in quanto la morfologia dell'area circostante ne preclude la costruzione di vie d'accesso.

Si rende necessario individuare una nuova sede per la centrale mini idroelettrica. Ciò comporta la costruzione di un serbatoio di carico al termine della galleria, dal quale si procederà con la condotta forza fino al locale turbina.



Vista interna
del tunnel

Figura 2.7



Uscita galleria dietro alla
vegetazione

Figura 2.8

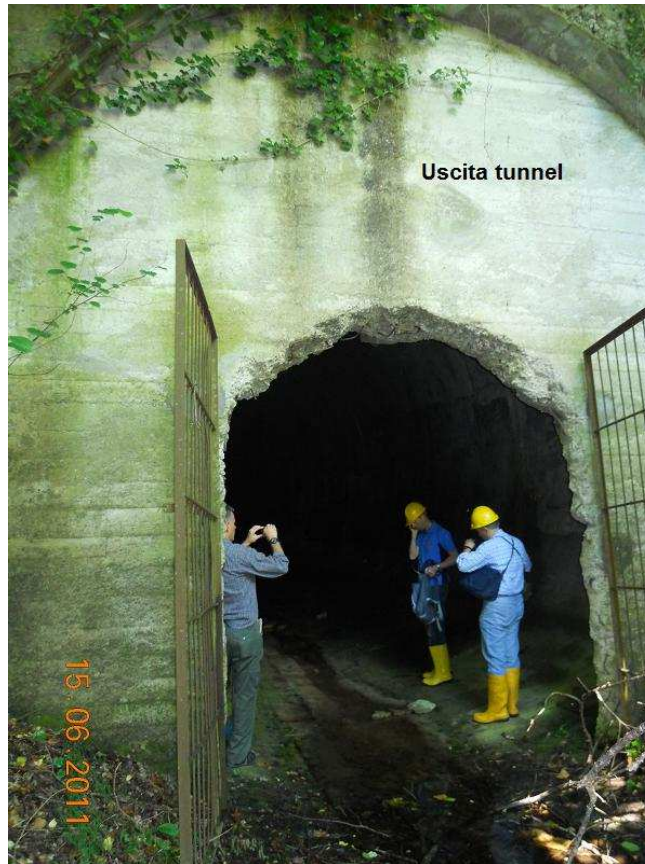


Figura 2.9

Sede centralina

L'area idonea ad ospitare la centralina (Figura 2.10) è ubicata sulla sponda sinistra dell'alveo, in quanto situata nei pressi della frazione di Provalecchio, che ha una arteria di collegamento con la vicina SP23. L'area è contenuta nel riquadro rosso.

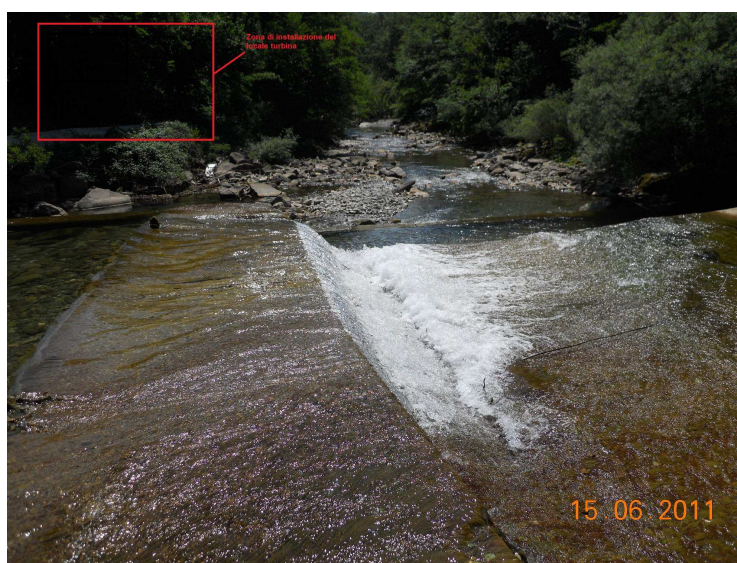


Figura 2.10

Infine, è riportata la foto aerea con elencate tutte le posizioni delle opere sopracitate (Figura 2.11). Il sopralluogo si è dimostrato positivo, in quanto ha permesso di reperire i dati utili allo studio di fattibilità, visionare l'area e individuare le posizioni più idonee alla realizzazione dell'impianto.

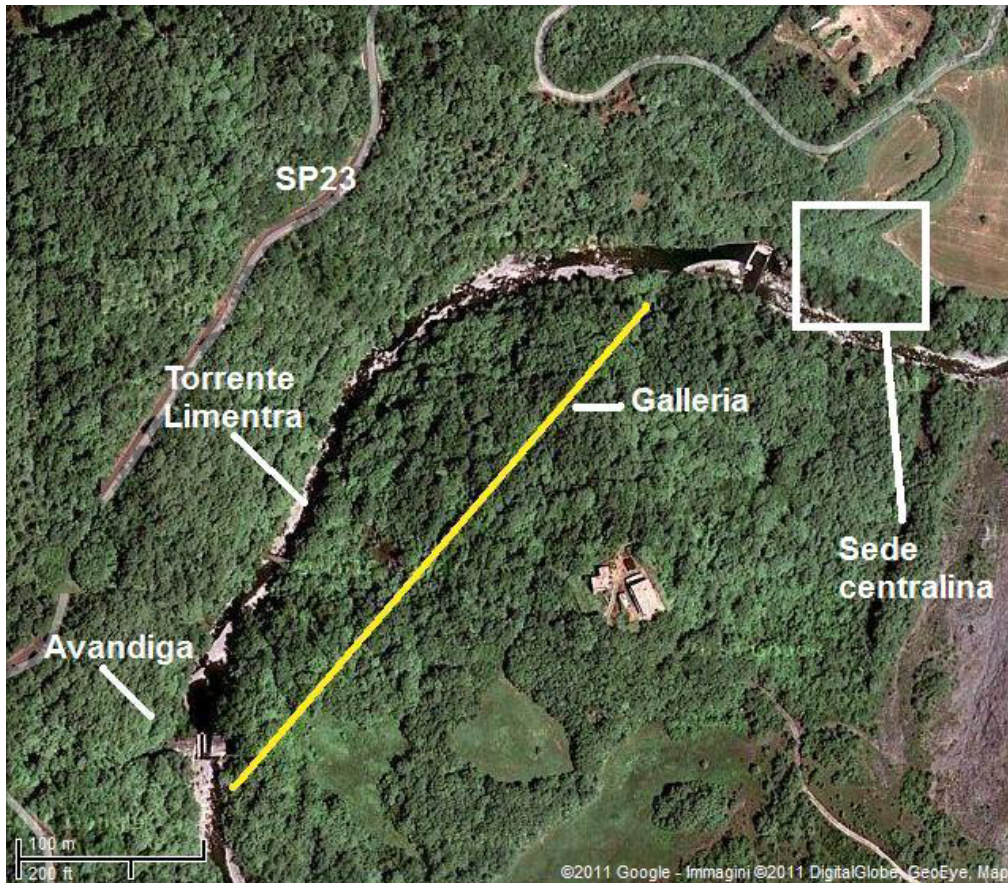


Figura 2.11

Dati rilevati

- Galleria di lunghezza 322 [m] e diametro 6.2 [m];
- Il dislivello tra piede di diga e centrale è di 9 [m];
- L'altezza della diga è di 8 [m]

3 - L'invaso

3.1 – Normativa di riferimento

Il legislatore ha previsto una classificazione degli invasi, definendo “dighe” solo taluni che soddisfano determinati requisiti. Di seguito è riportato il decreto legge che ha definito tali parametri.

Ripubblicazione del testo del decreto - legge 8 agosto 1994, n.507 (in *Gazzetta Ufficiale - serie generale - n. 195 del 22 agosto 1994*), coordinato con la legge di conversione 21 ottobre 1994, n.584 (in *Gazzetta Ufficiale - serie generale - n. 247 del 21 ottobre 1994*), recante: «Misure urgenti in materia di dighe».

Riporto parte dell'art.1, in quanto è molto importante ai fini di studio dell'impianto:

Art. 1

1. La realizzazione di opere di sbarramento, dighe di ritenuta o traverse, che superano i 15 metri di altezza o che determinano un volume d'invaso superiore a 1.000.000 di metri cubi, di seguito denominate dighe, è soggetta, ai fini della tutela della pubblica incolumità, in particolare delle popolazioni e dei territori a valle delle opere stesse, all'approvazione tecnica del progetto da parte del Servizio nazionale dighe.

Ne consegue che, un'opera avente tali requisiti è soggetta ad un lungo iter di approvazione e a costi di gestione superiori per il presidio, la sicurezza e il monitoraggio costante. Nel caso non si raggiungessero le caratteristiche richieste, lo sbarramento rientrerebbe nella categoria degli “sbarramenti fluviali”, di più semplice approvazione e gestione. Nel calcolo del volume d'invaso, terrò presente queste considerazioni.

Nel D. Min. LL.PP. 24 marzo 1982, riguardante le norme tecniche per la progettazione e la costruzione delle dighe di sbarramento, vengono definite le principali caratteristiche di dighe o sbarramenti (Figura 3.1).

- Altezza della diga: è il dislivello tra la quota del piano di coronamento (esclusi parapetti ed eventuali muri frangionde) e quella del punto più

basso della superficie di fondazione (escluse eventuali sottostrutture di tenuta).

- Quota di massimo invaso: è la quota massima a cui può giungere il livello dell' acqua dell' invaso, ove si verifichi il più gravoso evento di piena previsto, escluso la sopraelevazione da moto ondoso.
- Quota massima di regolazione: è la quota del livello d' acqua al quale ha inizio, automaticamente, lo sfioro dagli appositi dispositivi.
- Altezza di massima ritenuta: è il dislivello tra la quota di massimo invaso e quella del punto più depresso dell' alveo naturale in corrispondenza del paramento di monte.
- Franco: è il dislivello tra la quota del piano di coronamento e quella di massimo invaso.
- Franco netto: è il dislivello tra la quota del piano di coronamento e quella di massimo invaso aggiunta a questa la semiampiezza della massima onda prevedibile nel serbatoio.
- Volume totale di invaso: è la capacità del serbatoio compresa tra la quota di massimo invaso e la quota minima di fondazione; per le traverse fluviali è il volume compreso tra il profilo di rigurgito più elevato indotto dalla traversa ed il profilo di magra del corso d' acqua sbarrato.
- Volume di regolazione: è il volume compreso fra la quota massima di regolazione e la quota minima del livello d' acqua alla quale può essere derivata, per l' utilizzazione prevista, l' acqua invasata.
- Volume di laminazione: è il volume compreso fra la quota di massimo invaso e la quota massima di regolazione.
- Volume morto: è il volume compreso tra la quota di minima regolazione e la quota di alveo.

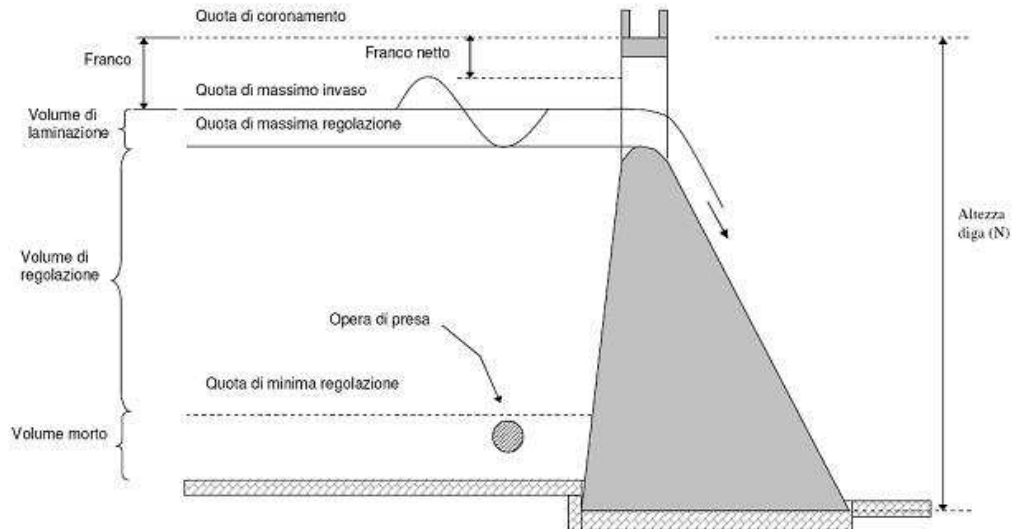


Figura 3.1

3.2 - Curva d'invaso

Il calcolo del volume dell'invaso è stato effettuato con programma AutoCAD, attraverso le carte della vallata in mio possesso. Ho proceduto a calcolare le aree delle superfici racchiuse dalle isoipse, moltiplicandole per l'unità di riferimento, 2 metri. Attraverso un foglio di calcolo in Excel (Figura 3.2), ho calcolato le aree reali e di conseguenza il volume dell'invaso. Avendo a disposizione altezze di riferimento e volumi relativi ad esse, ho calcolato il volume totale dell'invaso, che è di circa 10^6 [m³], con una quota di 10 [m]. Il calcolo si è fermato a tale risultato a seguito delle considerazioni precedentemente esposte riguardo la categoria di appartenenza dello sbarramento e di conseguenza del bacino. Ci troviamo al di sotto dei 15 [m] e nei pressi dei 10^6 [m³] di volume. La curva d'invaso segue la legge esponenziale $V = a \times h^n$ dove V è il volume del bacino, h è l'altezza del pelo libero rispetto al piede di diga, a ed n sono parametri che racchiude le caratteristiche morfologiche dell'alveo. Le incognite a ed n sono state ricavate attraverso Matlab ed Excel per essere utilizzate nei fogli di calcolo seguenti. I risultati di calcolo sono stati i medesimi. Come procedimento approssimante, ho utilizzato la curva di regressione lineare. Con $i = 1, \dots, n$:

$$Y_i = \beta_0 + \beta_1 X_i + u_i$$

$$(3.1)$$

Dove:

- Y_i è la variabile dipendente;
- $\beta_0 + \beta_1 X_i$ è la retta di regressione o funzione di regressione;
- X_i è la variabile indipendente;
- β_0 è l'intercetta della retta;
- β_1 è il coefficiente angolare della retta di regressione;
- u_i l'errore statistico

Prima, portando i dati in scala logaritmica, poi calcolando la retta d'approssimazione di tali dati, quindi i parametri n e $\ln(a)$ e infine eseguendo l'esponenziale di $\ln(a)$. Ho calcolato la correlazione tra i dati reali e quelli ottenuti dai due coefficienti ricavati ottenendo un valore prossimo a 1. Infine la curva d'invaso risulta essere $V = axh^n$ con:

$$a = 18161;$$

$$n = 1.74$$

Grazie a questa curva posso sapere il volume dell'invaso ad una determinata altezza del pelo libero e viceversa.

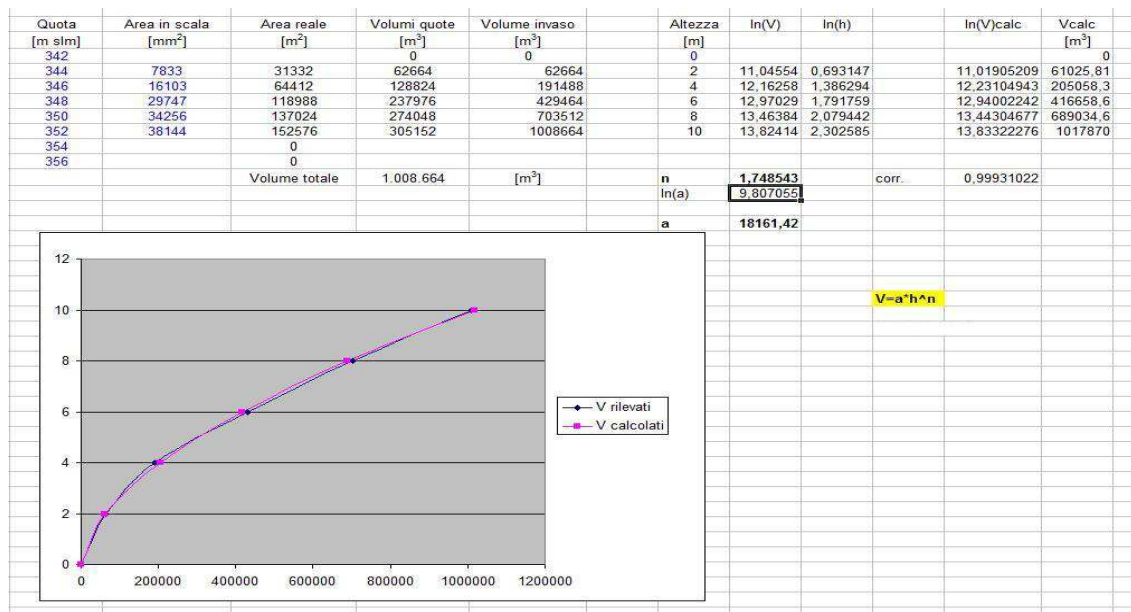


Figura 3.2

In Matlab (Figura 3.3), ho eseguito lo stesso procedimento e, naturalmente, sono stati ottenuti gli stessi risultati.

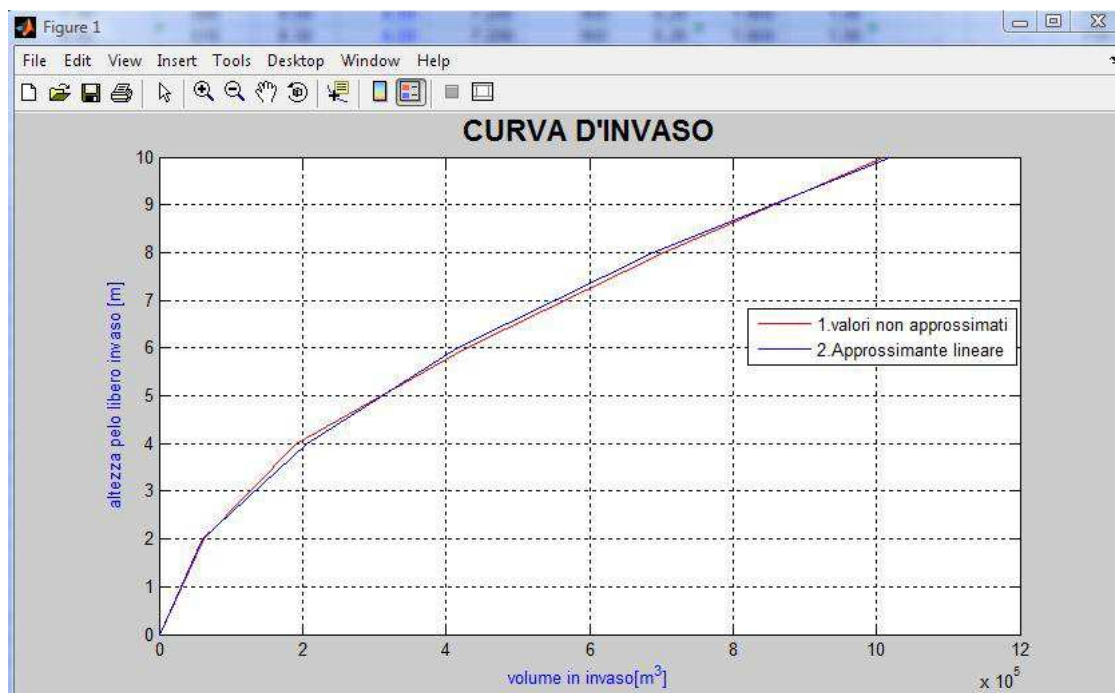


Figura 3.3

3.3 – Portate in ingresso all'invaso

Come accennato nel capitolo 2, lungo l'alveo del torrente Limentra è presente la centrale idroelettrica di Suviana. L'impianto è di proprietà di Enel s.p.a., per cui non è stato possibile ottenere i dati di scarico con orari e portate. La portata massima di progetto è di 20 [m³/s] mentre quella minima è di 4 [m³/s]. L'autorità di bacino fornisce solo dati di volumi mensili di scarico, per cui risulta molto difficile supporre le portate reali. Vista l'impossibilità di effettuare un monitoraggio delle portate tramite rilevamento diretto con strumentazione, si è provveduto a costruire una curva verosimile di portata che simulasse l'azione dello scarico a Suviana. Con Excel è stata costruita una onda quadra di portate nel tempo che avesse come media circa 3.7 [m³/s] che è un dato ricavato dallo studio dei dati di scarico.

La funzione a onda quadra ottenuta soddisfa tale requisito, avendo una media pari a 3.68 [m³/s]. Si è scelto di interporre a periodi con portata pari al DMV rilasciato da Suviana, periodi con portate di 20 [m³/s], in quanto abbiamo ritenuto che sia negli interessi di Enel fare in modo che l'impianto lavori a portata di progetto, quindi di rendimento massimo. Sono presenti anche piccoli periodi di tempo con portate pari a 4 [m³/s].

Definisco con Q_{IN} la portata del torrente Limentra che si immette nell'invaso, con Q_{dmv} il deflusso minimo vitale a valle dello sbarramento, che deve essere sempre garantito ed è stabilito dall'autorità di bacino, con Q_{turb} la portata turbinata e con Q_{sf} la portata di sfioro dell'invaso. In figura 3.4, è possibile vedere lo sviluppo di queste portate in un arco di tempo di 96 ore.

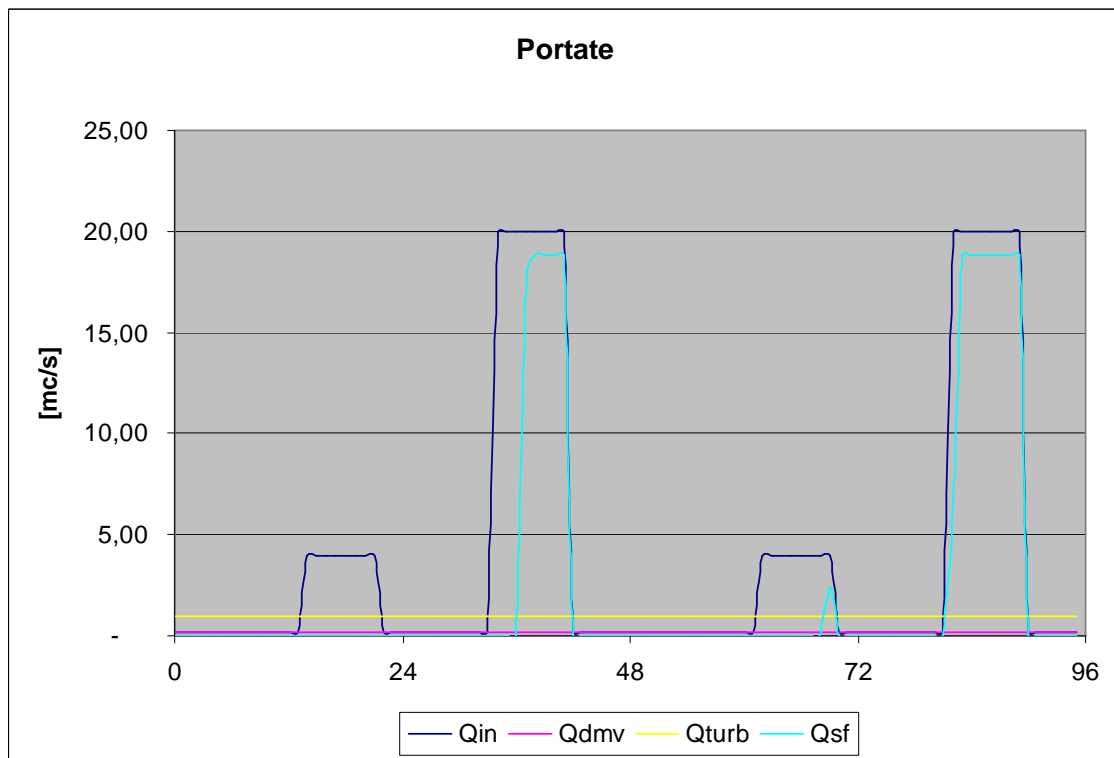


Figura 3.4

3.4 - Foglio di calcolo invaso

3.4.1 – Perdite di carico

Nel foglio di calcolo, sono state prese in considerazione: le perdite di carico distribuite nella galleria e nella condotta finale, le perdite di carico concentrate e il rigurgito a cui è soggetta la turbina in caso di piena del torrente.

Per le perdite distribuite, ho usato la 1.2 in unità di misura [m] anziché [Pa]:

$$\Delta H = \lambda * \frac{v}{2g} * \frac{L}{D}$$

(3.2)

Dove v è la velocità del fluido nel condotto [m/s], g è il modulo dell'accelerazione gravitazionale [m/s²], L è la lunghezza del condotto [m], D il

diametro di quest'ultimo [m], λ è il fattore d'attrito, adimensionale, che dipende dal numero di Reynolds (1.4).

Per il calcolo di λ , ho utilizzato l'approssimazione di Haaland. Nel foglio di calcolo, sono stati presi in esame sia il caso di moto laminare sia un eventuale moto turbolento attraverso i comandi "SE" di Excel.

Per quanto riguarda la turbina, ho scelto una portata di 1 [m³/s], con un rendimento totale dell' 85% e una seconda soluzione parzializzata, con portata 0.5 [m³/s], con 80% di rendimento. In pratica, questa regolazione entra in campo quando la portata massima causerebbe una discesa del livello dell'invaso al disotto del livello della presa nel tempo di riferimento (30min).

3.4.2 – Condizioni d'invaso

Attraverso il foglio di calcolo, ho ottenuto il grafico delle condizioni d'invaso (Figura 3.5), che ha in ascissa il tempo, nell'unità fissata di 30 min, e in ordinata l'altezza del livello di bacino "h" e il volume di quest'ultimo "V". Da questo, è possibile avere il quadro completo della situazione idrologica settimanale.

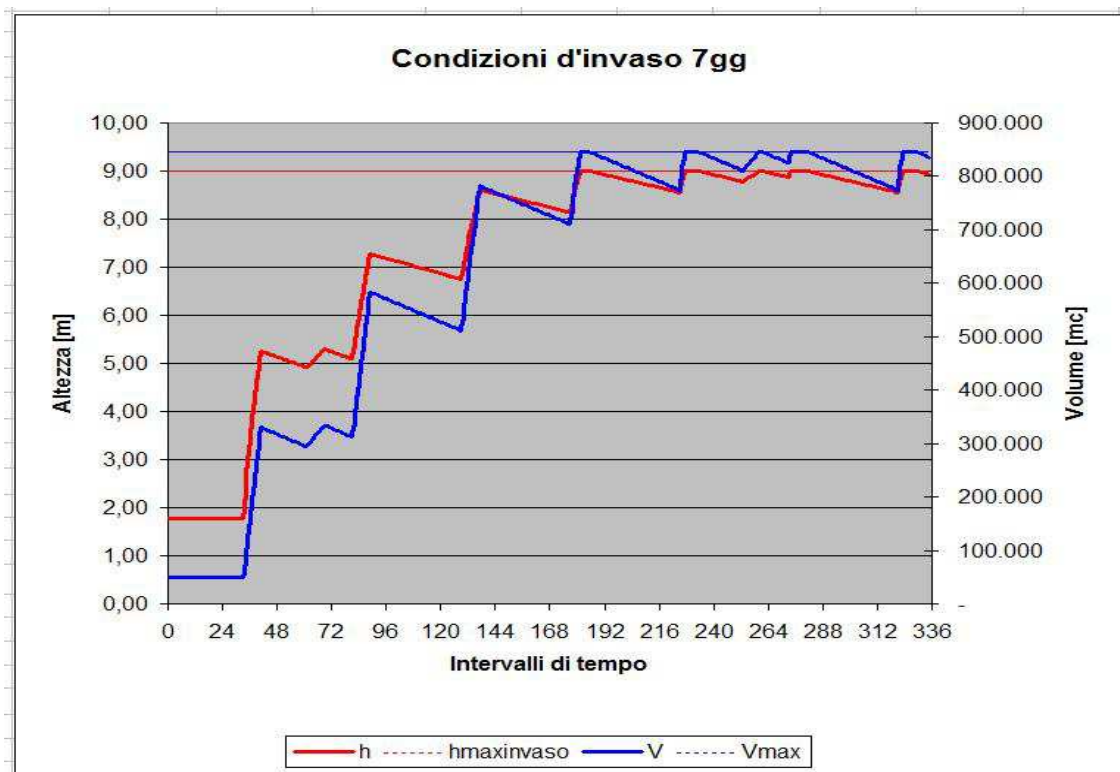


Figura 3.5

4 – Curva caratteristica turbina

4.1 – Generalità sulle turbine

Una turbina idraulica è una macchina che estrae energia da un fluido in possesso di un carico idraulico sufficientemente elevato. Tale carico è generato dal dislivello esistente tra la quota a cui opera la turbina e la quota a cui viene prelevato il fluido che deve lavorare nella turbina.

Elementi essenziali di una turbina sono il distributore e la girante. Il distributore, che si trova nella parte fissa della macchina (statore), è costituito da condotti in cui l'acqua, proveniente dall'impianto motore a monte, assume una velocità prestabilita adatta per entrare nella girante. Se i condotti fissi del distributore sono costruiti in forma di uno o più ugelli in modo da generare uno o più getti di acqua che colpiscono la girante, abbiamo il distributore a getto tipico delle turbine Pelton. Se i condotti fissi del distributore sono generati da pale di adatto profilo (pale direttrici), abbiamo la turbina Francis, in cui il distributore consiste in una camera a spirale.

La girante è la parte mobile della turbina (rotore): è una ruota sulla cui periferia, sono riportate delle pale che, percorse dall'acqua inviata dal distributore, permettono di trasformare l'energia posseduta dall'acqua in energia meccanica disponibile all'albero della girante. Le pale della girante generano condotti che assumono forma diversa a seconda del tipo di turbina.

In base a come viene convertito il carico idraulico disponibile, risultato della variazione di quota piezometrica $H = z + \frac{P}{\rho \cdot g}$, distinguiamo due tipi di turbine: ad

azione ed a reazione. Nelle turbine ad azione la variazione di quota piezometrica viene trasformata completamente in energia cinetica all'interno del distributore; nelle turbine a reazione, la variazione di quota piezometrica viene trasformata solo in parte in energia cinetica nel distributore, mentre la parte rimanente viene utilizzata nella girante.

Nelle turbine ad azione, il getto d'acqua che esce dagli ugelli del distributore e che investe solo parte della periferia della girante, colpisce le pale, trasformando l'energia cinetica in lavoro. Le pale, quindi, non sono riempite completamente dal liquido e la pressione sulle pale è essenzialmente quella atmosferica dell'aria che circonda il getto.

Nelle turbine a reazione, quando il liquido entra nella girante, è dotato sia di energia cinetica sia di energia di pressione. Durante il passaggio attraverso la girante, la pressione del liquido diminuisce e di conseguenza aumenta la sua velocità relativa. Nelle turbine a reazione, la girante è generalmente seguita dal diffusore, un condotto divergente che ha lo scopo di recuperare parte dell'energia cinetica posseduta dal fluido all'uscita. Le turbine a reazione, al contrario di quelle ad azione, sono adatte a bassi dislivelli geodetici ed alte portate. La prima turbina centripeta ad alto rendimento fu costruita nel 1849 da James B. Francis e da allora tutte le macchine radiali oppure a flusso misto sono chiamate turbine Francis. Per salti molto bassi si usano turbine con flusso completamente assiale, sono chiamate turbine a elica: queste possono essere a pale fisse o regolabili (Kaplan). Le seconde sono meccanicamente più complesse, ma hanno il vantaggio di potere conservare rendimenti elevati a carichi inferiori rispetto a quello massimo.

In tutte le macchine idrauliche le grandezze fisiche direttamente collegate al fluido sono la portata volumetrica Q [m^3/s] e il lavoro specifico (per unità di massa di fluido) L [J/kg], mentre le grandezze meccaniche associate alla macchina sono rappresentate dalla potenza P [W], dalla velocità di rotazione n e dalle sue dimensioni più significative (ad esempio il diametro massimo della girante D). Un altro parametro essenziale è il rendimento della macchina. Nel caso specifico di una turbina idraulica i dati di maggiore interesse sono gli andamenti di potenza erogata P , rendimento e portata volumetrica Q al variare della velocità di rotazione n della macchina. Queste relazioni in forma grafica prendono il nome di curve caratteristiche. La determinazione delle curve caratteristiche di una turbina per via sperimentale, è un'operazione che richiede molte misure, molto tempo e macchine di prova molto costose e, visto che esistono numerosissime macchine molto diverse tra di loro, diventa praticamente impossibile caratterizzarle tutte.

4.1.1 – Similitudine

Questo problema viene risolto introducendo il concetto di similitudine fluidodinamica, concetto che permette di estendere, a tutte le macchine di una determinata famiglia, quanto ricavato sperimentalmente su una macchina appartenente a quella stessa famiglia. Se infatti due macchine :

- sono geometricamente simili;
- hanno simili triangoli di velocità;
- presentano uguale regime di moto del fluido;

avranno le stesse caratteristiche fluidodinamiche e in particolare gli stessi rendimenti. Oltre al rendimento η che come abbiamo visto è un numero puro, cioè senza dimensioni, esistono altri numeri puri che definiscono le caratteristiche fluidodinamiche del sistema: si tratta di coefficienti adimensionali che si sostituiscono alle grandezze con dimensioni come portata Q , lavoro specifico l , e potenza P e che prendono il nome rispettivamente di coefficiente di portata ϕ , coefficiente di lavoro ψ e coefficiente di potenza λ .

La portata in volume è proporzionale al prodotto della velocità orientata secondo il flusso c_m per l'area di passaggio A . L'area di passaggio è proporzionale al quadrato del diametro, mentre la velocità di flusso è proporzionale alla velocità periferica u . Infine la velocità periferica u è proporzionale a $n \cdot D$.

$$\dot{V} \propto c_m A \propto u D^2 \propto n D^3$$

Il coefficiente di portata ϕ viene ottenuto facendo il rapporto tra Q e $n \cdot D^3$.

$$\phi = \frac{Q}{n D^3} \quad (4.1)$$

Il lavoro per unità di massa scambiato tra macchina e fluido è, per l'equazione di Eulero, proporzionale al quadrato di una velocità. Prendiamo come velocità di riferimento la velocità periferica u^2 e, visto che u è proporzionale a $n \cdot D$, si ha:

$$l \propto u^2 \propto n^2 D^2$$

Di conseguenza il coefficiente di lavoro, ottenuto come rapporto tra l e $n^2 \cdot D^2$ diventa così un numero puro:

$$\psi = \frac{l}{n^2 D^2} = \frac{gh}{n^2 D^2} \quad (4.2)$$

Infine:

$$P \propto \dot{V} \rho g h \propto n D^3 \rho n^2 D^2 \propto \rho n^3 D^5$$

quindi il coefficiente di potenza è definito

$$A = \frac{P}{\rho n^3 D^5}$$

(4.3)

Le relazioni che legano questi numeri sono determinabili sperimentalmente e, a differenza delle relazioni precedenti tra numeri non adimensionali, rappresentano un'intera famiglia di macchine geometricamente simili.

4.1.2 – Effetto di scala

Il rapporto di scala è il rapporto tra una dimensione caratteristica della turbomacchina in considerazione e la dimensione equivalente del modello. Tipicamente, questa dimensione caratteristica viene espressa dal diametro D della girante; perciò il rapporto di scala tra la turbomacchina e il suo modello è uguale a D/D_{modello} . Naturalmente, la turbomacchina e il suo modello appartengono alla stessa famiglia e quindi devono soddisfare le condizioni richieste per l'applicazione delle regole di similitudine. In particolare si richiede che numero di Reynolds e rugosità relativa si mantengano invariati per tutte le macchine della stessa famiglia. La variazione della velocità di rotazione n oppure del diametro della girante D , che si può verificare nel passaggio da una macchina all'altra della stessa famiglia, alterano sensibilmente il numero di Reynolds, che quindi non può essere considerato costante nella maggior parte dei casi. Tuttavia, visto che il fluido trattato è l'acqua, il numero di Reynolds è, in ogni caso, molto elevato dato che nella zona di funzionamento della macchina il regime di moto turbolento è completamente sviluppato.

Anche la rugosità relativa varia da una macchina all'altra della stessa famiglia. Infatti, la rugosità assoluta ε dipende dal tipo di materiale e dalla lavorazione ed è indipendente dalle dimensioni della macchina. Ogni variazione delle dimensioni della turbina, quindi del diametro della girante, causa una variazione del rapporto

ε / D . Ne segue che macchine più grandi avranno minore rugosità relativa e, di conseguenza, minori perdite per attrito.

Tutto ciò che interviene ad allontanare il comportamento della macchina dalle leggi di similitudine, prende il nome di effetto di scala. Generalmente questo effetto tende a migliorare i rendimenti delle macchine di dimensioni maggiori. Al fine di tenere conto di questa differenza, si sostituisce la relazione di uguaglianza di rendimenti tra due macchine appartenenti alla stessa famiglia con la seguente proposta da Moody:

$$\frac{1-\eta_A}{1-\eta_B} = \left(\frac{D_B}{D_A} \right)^{0,25}$$

(4.4)

4.1.3 - Velocità specifica e diametro specifico

E' pratica normale, da parte dei costruttori di turbomacchine, quella di confrontare le prestazioni di macchine appartenenti a famiglie diverse attraverso la rappresentazione grafica delle relative caratteristiche adimensionali. Di solito si utilizzano il coefficiente di lavoro ψ e il coefficiente di portata ϕ . Recentemente si è diffuso l'utilizzo di due diversi coefficienti adimensionali si tratta della velocità specifica ω_s e del diametro specifico D_s .

La velocità specifica ω_s identifica la capacità della turbina di sviluppare un determinato lavoro $g h$ relativamente alle portate più o meno grandi di fluido che l'attraversano in funzione della velocità di rotazione ma non del diametro della macchina ed è così definita:

$$\omega_s = 2\pi n \frac{\sqrt{Q}}{(gh)^{0,75}}$$

(4.5)

Il diametro specifico D_s è definito dalla relazione:

$$D_s = D \frac{(gh)^{0,25}}{\sqrt{Q}}$$

(4.6)

ed esprime la capacità di una turbina di sviluppare più o meno lavoro $g \cdot h$ in corrispondenza di una determinata portata Q in funzione del suo diametro D , ma indipendentemente dalla velocità di rotazione n .

I coefficienti ω_s e D_s sono rispettivamente le ascisse e le ordinate del diagramma di Balje (Figura 4.1), su cui sono riportate le linee a ugual rendimento idraulico caratteristiche dei diversi tipi di turbine idrauliche. A ogni coppia di valori, corrisponde un determinato valore del rendimento idraulico conseguibile con il tipo di turbina che risulta più adatto. Questo diagramma permette perciò di prevedere il rendimento idraulico che potrà essere ottenuto col tipo di turbina scelto.

Sul diagramma di Balje sono rappresentate le zone in cui lavorano le varie tipologie di turbine idrauliche.

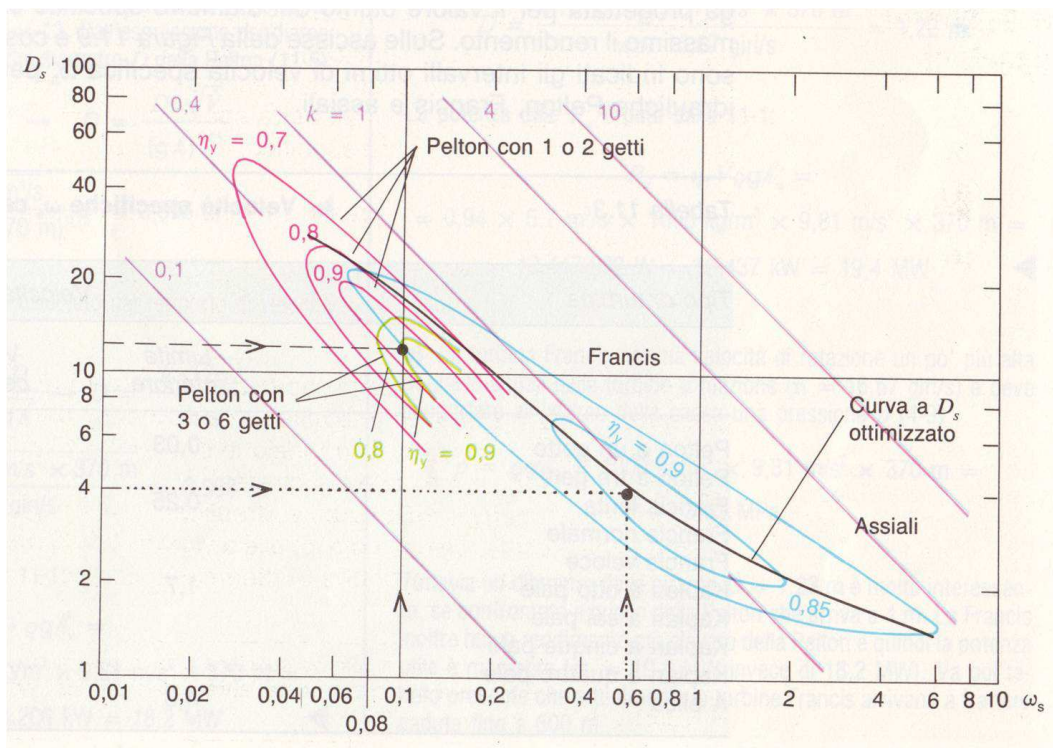


Figura 4.1

4.2 - Scelta della turbina

Alle turbine idrauliche è possibile applicare il concetto di similitudine fluidodinamica. Un buon criterio di scelta delle turbine può essere svolto con il numero di giri caratteristico ω_s .

$$\omega_s = \frac{\omega_{GEN} \sqrt{Q}}{(g * \Delta h)^{0.75}} = \frac{78.53 * \sqrt{1}}{(9.81 * 16)^{0.75}} = 1.8 \left[\frac{RAD}{s} \right]$$

(4.1)

$$n_{GEN} = \frac{60 * f}{N_{COPPIE}} = \frac{60 * 50}{4} = 750 \frac{giri}{min}$$

(4.2)

$$\omega_{GEN} = \frac{n_{GEN} * 2\pi}{60} = \frac{750 * 2\pi}{60} = 78.53 \left[\frac{RAD}{s} \right]$$

(4.3)

dove n_{GEN} è il numero di giri dell'alternatore in giri/min (ho ipotizzato quattro coppie di poli per frequenza di rete 50Hz), Q è la portata massima della turbina [m^3/s] e Δh è il salto netto massimo [m] (salto netto a meno delle perdite di carico).

Di seguito, è riportata la tabella 4.1 con gli intervalli di ω_s [rad/s] ricavati dal diagramma di Balje (Figura 4.1) nel caso di massimizzazione del rendimento idraulico.

| Tipo di turbina | Limite inferiore ω_s | Valore centrale ω_s | Limite superiore ω_s |
|------------------------|---|--|---|
| Pelton a un getto | 0,03 | 0,07 | |
| Pelton a tre getti | | 0,1 | 0,35 |
| Francis lenta | 0,25 | 0,6 | |
| Francis normale | | 1,1 | |
| Francis veloce | | 1,6 | 2,5 |
| Kaplan a otto pale | 1,7 | 2,5 | |
| Kaplan a sei pale | | 3,2 | |
| Kaplan a cinque pale | | 3,8 | |
| Kaplan a quattro pale | | 4,3 | 6 |
| Elica | 4,6 | | 10 |

Tabella 4.1

La nostra girante dovrà essere del tipo Francis veloce. Ora vado a ricavare il D_s cioè il diametro specifico. Esso rappresenta la capacità di una turbina di sviluppare più o meno lavoro in funzione di una determinata portata.

Dal diagramma di Balje, entro con ω_s e incrocio la curva di Cordier che identifica un D_s "ottimizzato" al raggiungimento di rendimenti prossimi al 90%. Tale valore risulta essere di 2,75[m] (Figura 4.2), mentre il diametro reale della turbina è di 0,78[m].

$$D_s = D \frac{(gh)^{0,25}}{\sqrt{Q}} \Rightarrow D = \frac{D_s \sqrt{Q}}{(gh)^{0,25}} = \frac{2,75 * \sqrt{1}}{(9,81 * 16)^{0,25}} = 0,78[m]$$

(4.4)

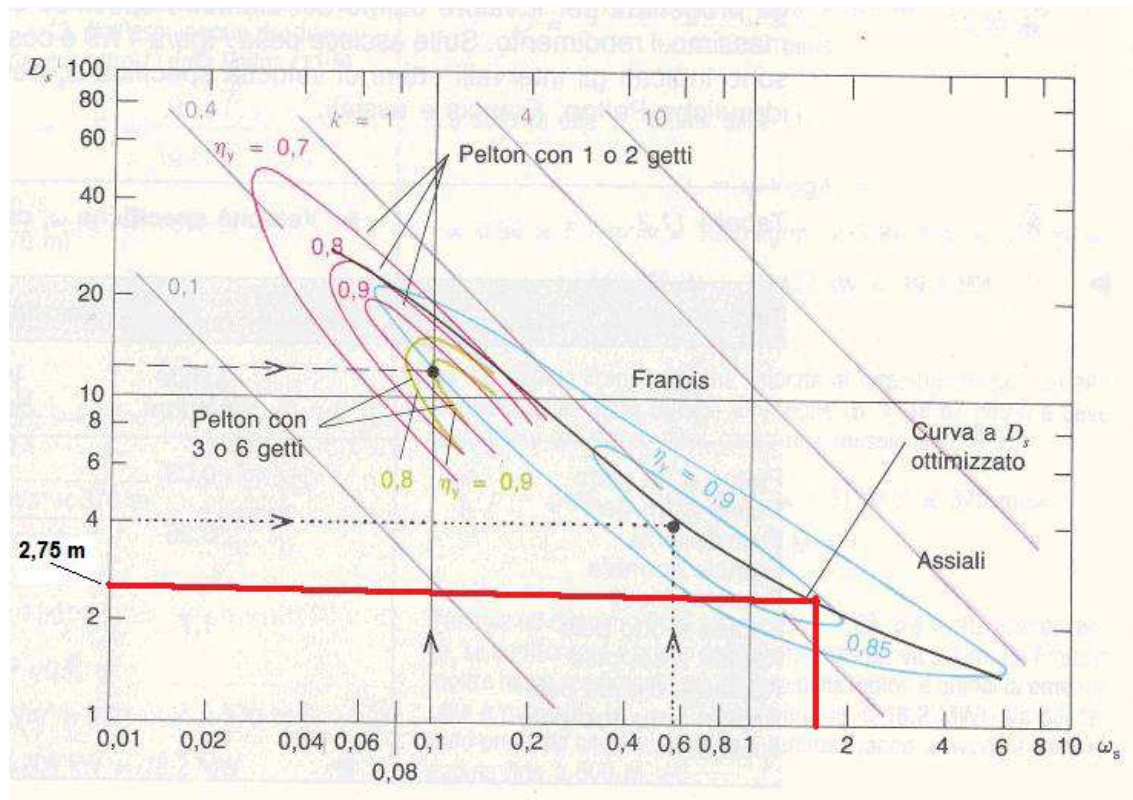


Figura 4.2

4.3 – Diagrammi caratteristici delle turbine idrauliche

4.3.1 – Circuito prova per modelli

Le prove su modelli in scala sono di fondamentale importanza per le grandi macchine idrauliche non solo in fase di messa a punto di nuovi modelli, ma anche per il collaudo di accettazione da parte del committente.

In figura 4.3 è rappresentato in due viste un circuito di prova per modelli di turbine. L'energia al fluido che alimenta il modello in prova **A** è fornita da una pompa centrifuga, **B**, regolabile con saracinesca di by-pass, **C**, in modo da poter variare a piacere la portata alla turbina. Il boccaglio **D** misura la portata e la coppia è misurata con freno a correnti parassite **E**. Il circuito può effettuare anche prove su diversi tubi diffusori su una stessa macchina. Variando il numero di giri della pompa e azionando la saracinesca, è possibile effettuare la variazione della velocità della turbina, da zero a quella di fuga.

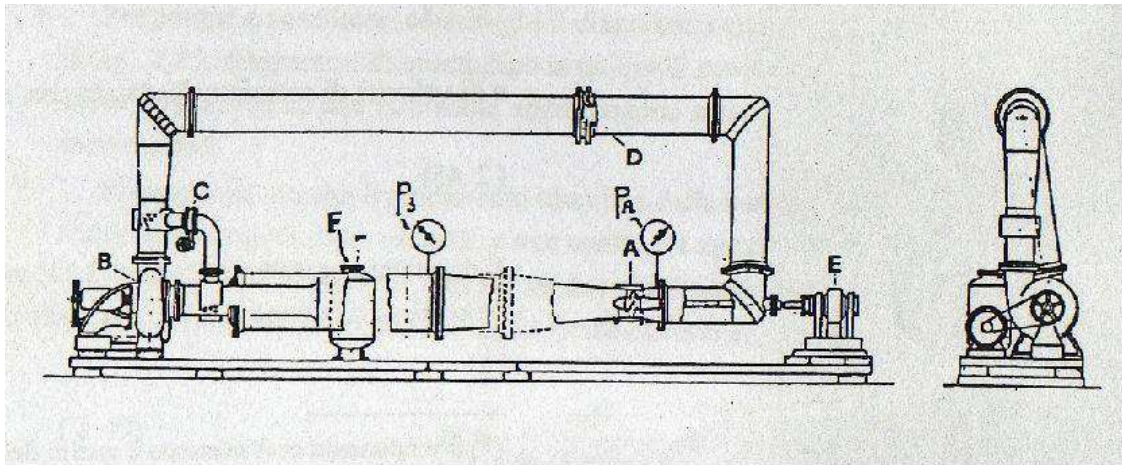


Figura 4.3

Il salto energetico disponibile è dato da:

$$gH_d = \frac{P_A^0 - P_3}{\rho} = \left(\frac{P_A}{\rho} + \frac{c_A^2}{2} \right) - \frac{P_3}{\rho}$$

(4.5)

Per un punto di funzionamento si ha:

$$\eta_t = \frac{P}{\rho g H_d Q}$$

(4.6)

con P la potenza misurata al freno e $\rho g H_d Q$ la potenza idraulica disponibile. Il rendimento è totale, in quanto sto effettuando un misurazione di potenza all'albero.

4.3.2 – Parametri ridotti

Non essendo possibile, in sede di prove, mantenere rigorosamente costante gH_d , conviene calcolare per ogni punto di prova i parametri ridotti di portata q :

$$q = \frac{Q}{D_0^2 \sqrt{H_d}} \quad (4.7)$$

e di velocità di rotazione ν :

$$\nu = \frac{n D_0}{\sqrt{H_d}} \quad (4.8)$$

Questi parametri vanno ad aggiungersi ai parametri adimensionali precedentemente trattati Φ , Ψ e ω_s .

Il diagramma caratteristico (figura 4.4), presenta curve di portata ridotta in funzione della velocità di rotazione ridotta e a grado di apertura del distributore costante. Si definisce grado di apertura del distributore il rapporto tra l'area della sezione di uscita del palettamento nelle condizioni di prova e quella di massima apertura. Il rapporto è espresso in percentuale. Si noti, inoltre, che per ogni assegnata posizione delle pale del distributore, si ha una macchina "geometricamente" diversa.

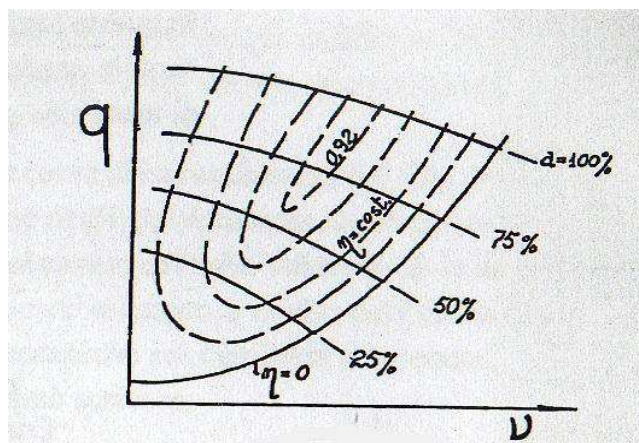


Figura 4.4

4.3.3 - Relazione tra i parametri Φ - Ψ e ν - q

Riprendendo la 4.1 e 4.2 e sostituendo la variabile n [min^{-1}] con ω [rad/s], si ottengono:

$$\Phi = \frac{Q}{\pi \frac{D_0}{2} \omega \frac{D_0^2}{4}} \quad (4.9)$$

$$\psi = \frac{gh}{\omega^2 \frac{D_0^2}{4}} \quad (4.10)$$

D_0 si riferisce al diametro massimo della sezione di uscita del palettamento mobile. È possibile, partendo da un diagramma collinare tracciato per un sistema di coordinate Φ e Ψ , ottenere un diagramma ν - q . Si ha:

$$\Phi = \frac{Q}{\pi \frac{D_0}{2} \omega \frac{D_0^2}{4}} = \frac{240 \cdot Q}{\pi^2 D_0^3 n} = \frac{240}{\pi^2} \frac{Q}{D_0^2 \sqrt{H_d}} \frac{\sqrt{H_d}}{n D_0} = 24.34 \frac{q}{\nu} \quad (4.11)$$

$$\psi = \frac{gH_d}{\omega^2 \frac{D_0^2}{4}} = \frac{gH_d}{\left(n\pi \frac{D_0}{60}\right)^2} = \left(\frac{60}{\pi}\right)^2 \frac{gH_d}{n^2 D_0^2} = \left(\frac{60}{\pi}\right)^2 \frac{1}{\nu^2} \quad (4.12)$$

Dalla 4.12 si ottiene:

$$\nu = \frac{60}{\pi \sqrt{\psi}} = 19.11 \frac{1}{\sqrt{\psi}} \quad (4.13)$$

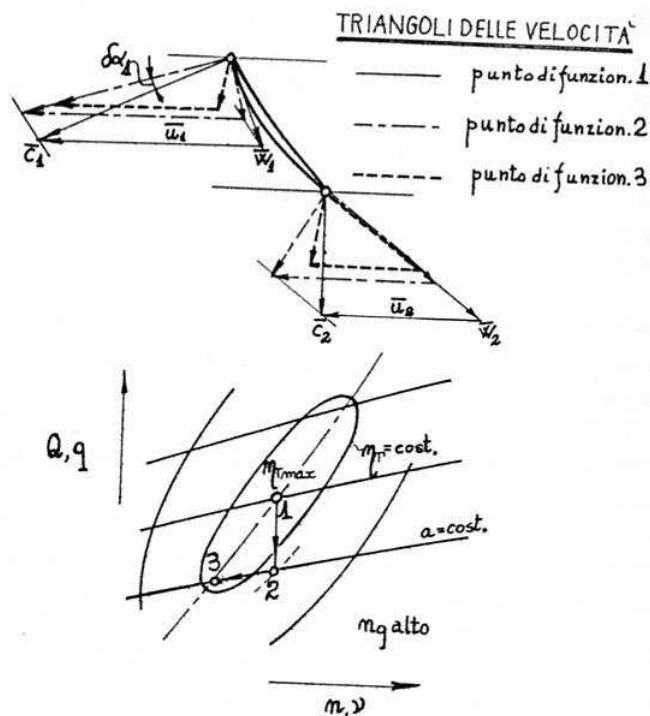
E dalla 4.11:

$$q = \frac{\pi\Phi}{4\sqrt{\Psi}} = 0.785 \frac{\Phi}{\sqrt{\Psi}} \quad (4.14)$$

Con la 4.13 e la 4.14 ogni punto appartenente a linee ad apertura costante del distributore o a linee di isorendimento, avente coordinate Φ e Ψ , può essere “trasferito” sul piano $\nu - q$. Dalle relazioni trovate tra le diverse coordinate, si possono facilmente ottenere quelle per la trasformazione di punti del piano $\nu - q$, in punti del piano $\Phi - \Psi$.

4.3.4 – Punti di funzionamento

Si consideri una generica turbina di tipo Francis, funzionante nel punto 1 (Figura 4.5) di massimo rendimento, e si supponga di effettuare una manovra del distributore, mantenendo costante la velocità, si raggiunge il punto 2. I triangoli di velocità si modificano come indicato nella stessa figura, e il rendimento non può che diminuire a causa dell'urto all'imbocco della girante e dell'insorgere di una componente tangenziale allo scarico, impossibile da recuperare per il tubo diffusore.



(Figura 4.5)

Se si rallenta la macchina frenandola, si modificano ancora i triangoli di velocità rispetto a quelli ottenuti, agendo sul distributore, e si aumenta la componente d'urto all'imbocco, ma si riporta la velocità c_2 in direzione assiale. Ne consegue che il rendimento deve avere un incremento rispetto al valore raggiunto dopo la chiusura del distributore. Se ciò è verificato, le elissi di equal rendimento devono essere inclinate rispetto all'asse verticale come in figura 4.5. Il fatto che l'energia cinetica allo scarico delle giranti aumenti all'aumentare dell'indice caratteristico (tanto più aumenta, tanto più si inclinano le curve di equal rendimento) causa un aumento della lunghezza del tubo diffusore affinché rallenti il flusso. La quota h_a dell'altezza di aspirazione aumenta sensibilmente rientrando in problemi di cavitazione (Figura 4.6).

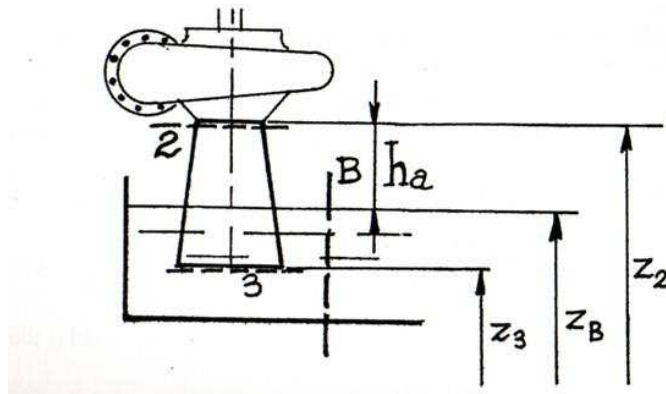


Figura 4.6

Nel caso di macchine molto veloci, si usa un diffusore a gomito (Figura 4.7) ed una quota h_a negativa. Non avendo a disposizione dati di macchine, ho supposto h_a nulla nella simulazione di calcolo.

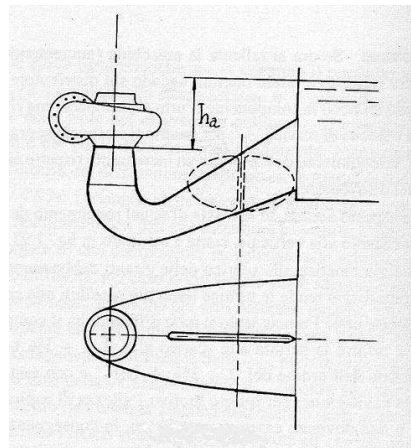


Figura 4.7

4.4 – Costruzione curva H – Q

Il nostro impianto può considerarsi un “ibrido” tra uno ad acqua fluente e uno con centrale a piede di diga. Questo perché le caratteristiche di funzionamento sono fortemente influenzate dalla portata del torrente, ma allo stesso tempo, grazie alla diga, è possibile avere un salto costante. Nel primo caso il salto è solitamente costante e la regolazione deve avvenire sulla portata, mentre nel secondo è l'esatto contrario, si agisce sulla portata per mantenere il salto più alto possibile e massimizzare la produzione di energia per unità di fluido. Nel capitolo 4.2 è stata scelta la turbina, ma è necessario tracciare il suo comportamento al di fuori dei parametri di progetto. Non avendo diagrammi di turbine in commercio, ho utilizzato una curva in parametri $\nu - q$ specifici, cioè con in ascissa q/q_{Max} e in ordinata ν/ν_{Max} . (figura 4.8; dispense prof. Naldi)

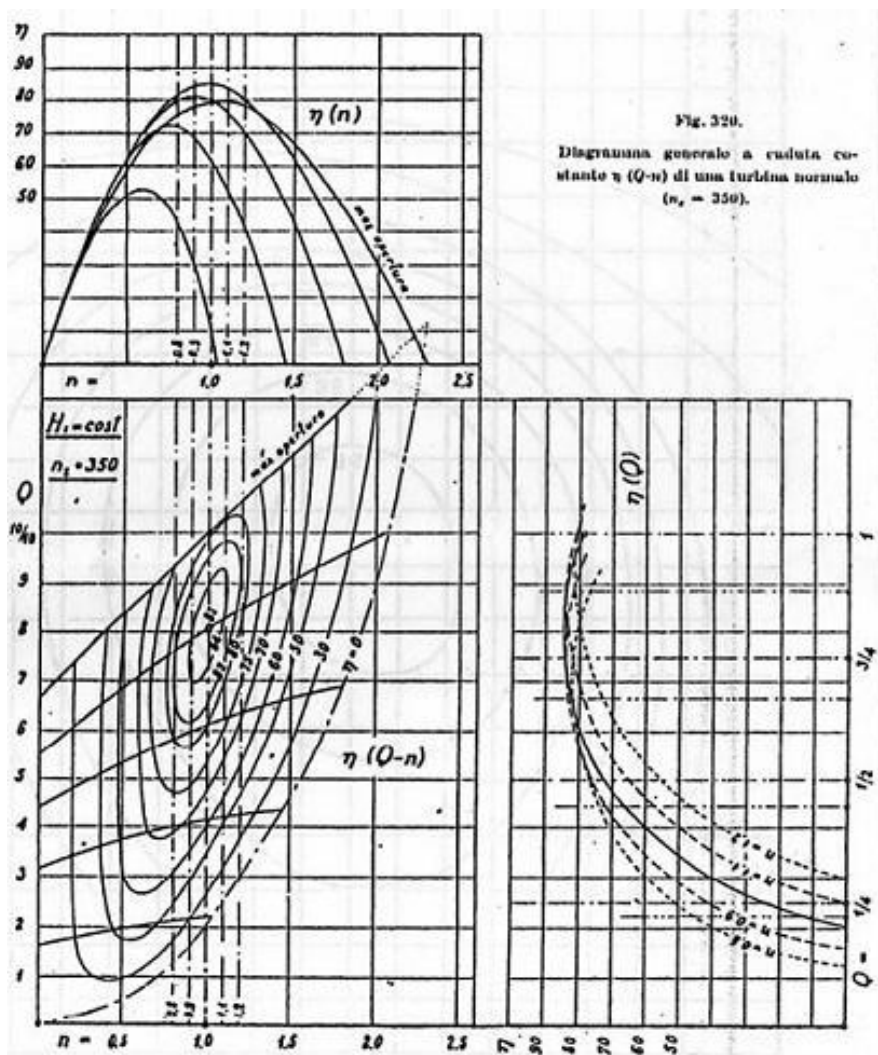


Figura 4.8

Ho riportato, prendendo alcuni punti, la curva su Matlab e, con i comandi “meshgrid”, “griddata” e “contour”, ho interpolato i valori. Ottenendo le figure 4.8 e 4.10 e il “piano caratteristico” della macchina.

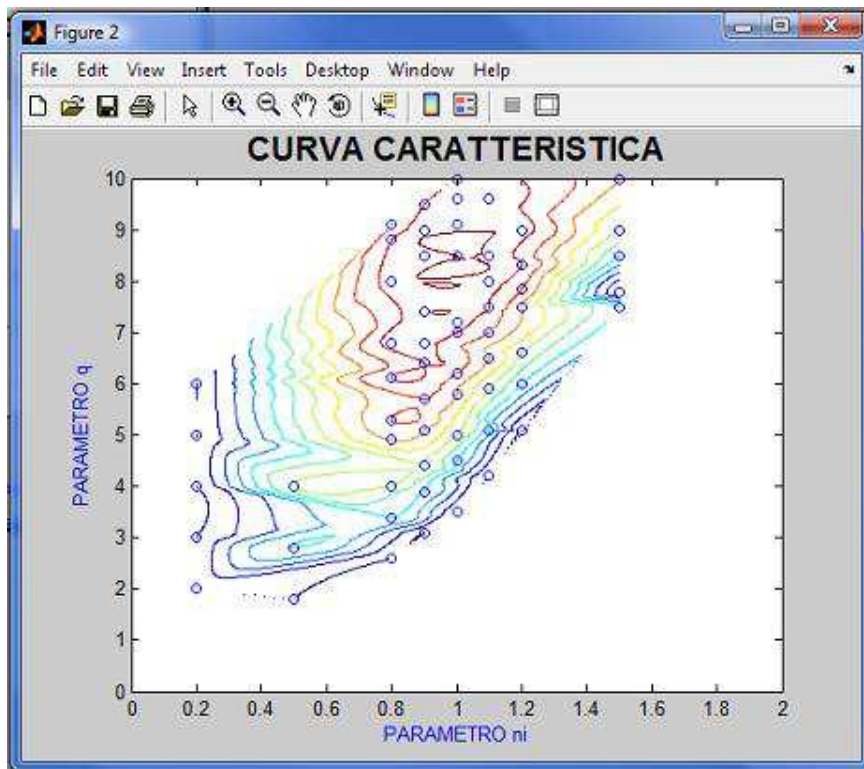


Figura 4.9

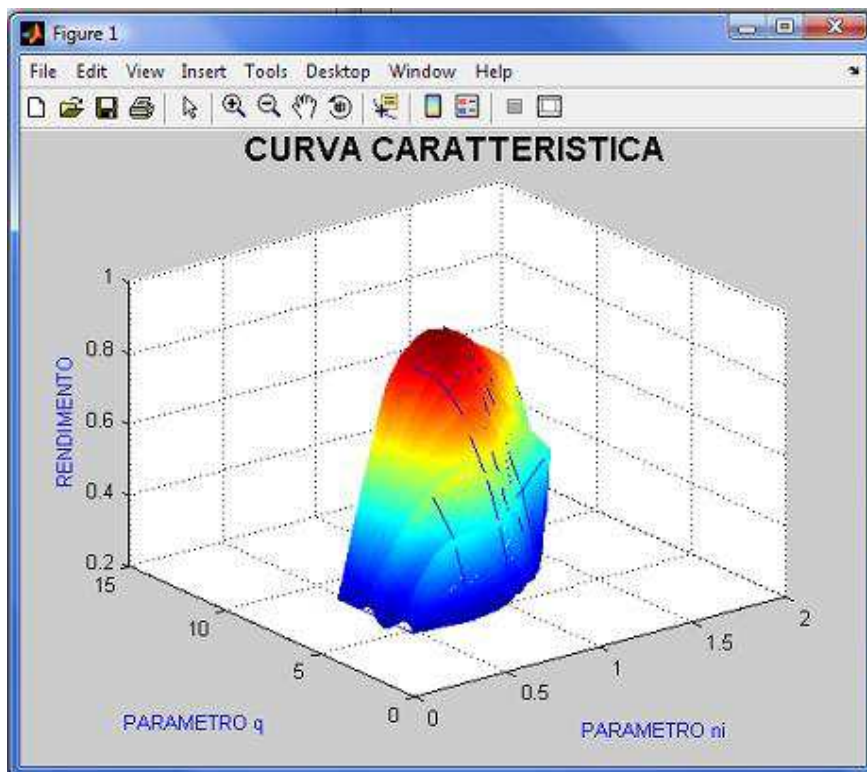


Figura 4.10

L'interpolazione non risulta a vista ottima soprattutto si nota nel diagramma collinare, ma per motivi di tempo non è stato possibile migliorarla maggiormente. Con il comando "interp2" e partendo da ν e q prossimi a quelli di progetto, ho trovato le altre coppie di lavoro al variare di H_d . Questo è stato possibile perché ho fissato il numero di giri costante (4.7 - 4.8). Con Excel (Tabella 4.2), ho impostato un foglio di calcolo per il passaggio dai parametri ai valori di Q reali, ottenendo una curva Q/H e una η/Q (η è il simbolo del rendimento) (Figura 4.11). Si notano delle irregolarità nell'andamento del rendimento, ma si ritiene comunque accettabile la curva ottenuta.

| H | $H^{0.5}$ | ν | ν/ν_{nomin} | q/q_{max} | q | Q | η |
|-----|-----------|-------|-------------------|-------------|------|--------|--------|
| [m] | | | | | | [mc/s] | |
| 18 | 4,24 | 9,63 | 0,91 | 8,6 | 0,41 | 1,06 | 0,84 |
| 17 | 4,12 | 9,91 | 0,94 | 8,6 | 0,41 | 1,03 | 0,85 |
| 16 | 4,00 | 10,21 | 0,97 | 8,6 | 0,41 | 1,00 | 0,85 |
| 15 | 3,87 | 10,55 | 1,00 | 8,6 | 0,41 | 0,97 | 0,85 |
| 14 | 3,74 | 10,92 | 1,03 | 8,6 | 0,41 | 0,94 | 0,85 |
| 13 | 3,61 | 11,33 | 1,07 | 8,6 | 0,41 | 0,90 | 0,84 |
| 12 | 3,46 | 11,79 | 1,12 | 8,6 | 0,41 | 0,87 | 0,83 |
| 11 | 3,32 | 12,31 | 1,17 | 8,6 | 0,41 | 0,83 | 0,82 |
| 10 | 3,16 | 12,91 | 1,22 | 8,6 | 0,41 | 0,79 | 0,8 |
| 9 | 3,00 | 13,61 | 1,29 | 8,6 | 0,41 | 0,75 | 0,75 |
| 8 | 2,83 | 14,44 | 1,37 | 8,6 | 0,41 | 0,71 | 0,7 |
| 7 | 2,65 | 15,44 | 1,46 | 8,6 | 0,41 | 0,66 | 0,6 |
| 6 | 2,45 | 16,67 | 1,58 | 8,6 | 0,41 | 0,61 | 0,3 |

Tabella 4.2

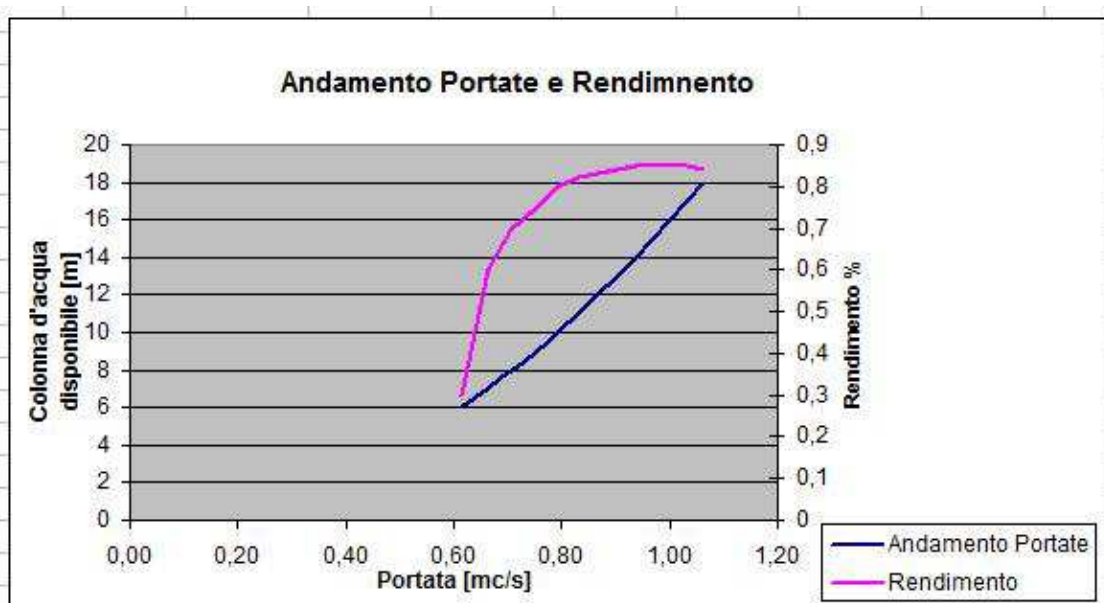


Figura 4.11

Infine, le curve sono state inserite in Matlab con l'approssimazione polinomiale del comando "polyfit", ottenendo i rispettivi grafici in figura 4.12 e 4.13.

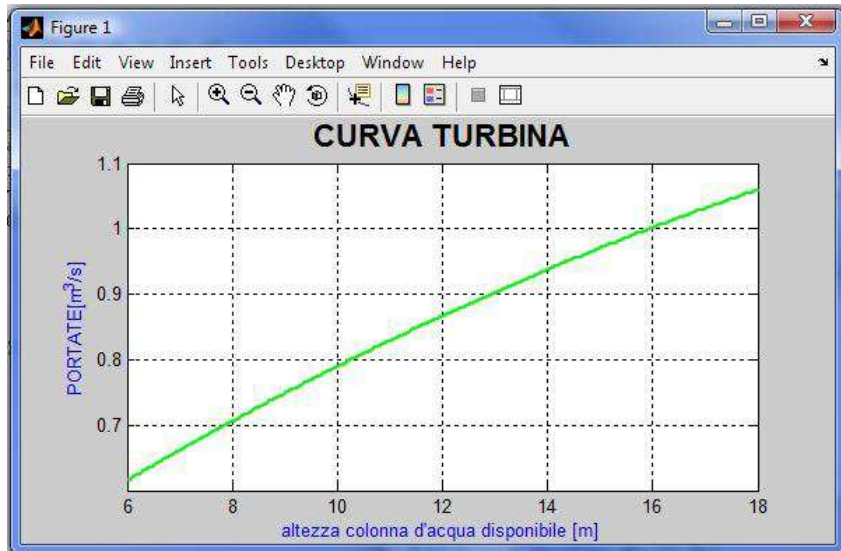


Figura 4.12

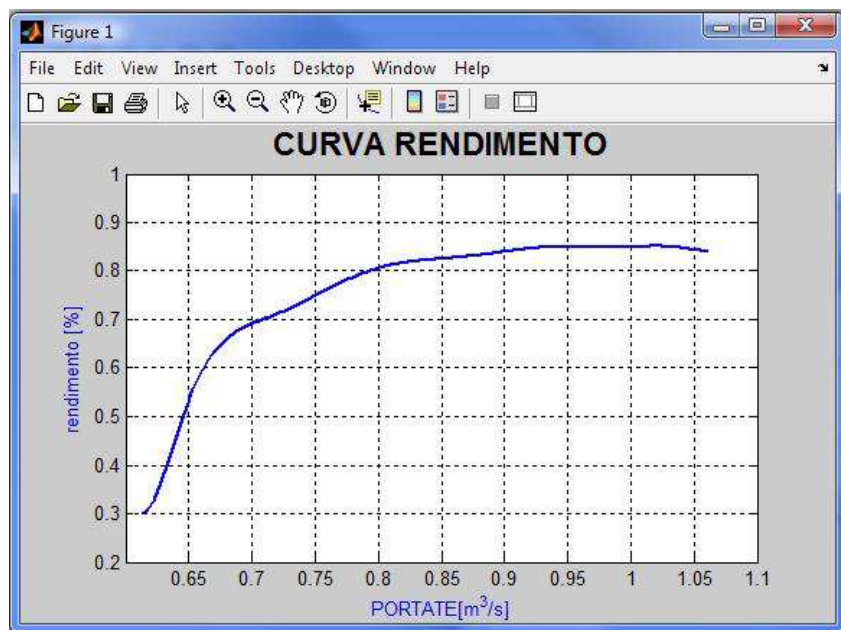


Figura 4.13

La curva della Q in funzione di H è soddisfacente, mentre le irregolarità nella curva del rendimento sono dovute ad una approssimazione non ottimale, ma accettabile. Abbiamo così ottenuto le curve del funzionamento della turbina inserita nell'impianto necessarie alla simulazione.

5 – Moto a pelo libero

Le correnti liquide che hanno parte del contorno a contatto con l'atmosfera si dicono correnti a pelo libero. Queste correnti defluiscono in canali e alvei naturali. Lo studio di questi moti è importante per quanto riguarda l'altezza del pelo libero nel torrente. La centralina sarà posizionata, al fine di massimizzare il salto netto, con la quota di scarico della turbina prossima al livello del torrente. In caso di piena eccezionale per forti precipitazioni o scarico da Suviana, il bacino artificiale tracimerà oltre lo sbarramento. Questa portata di diversi metri cubi farà aumentare il livello del torrente nei pressi della centralina, causando un rigurgito della turbina e una conseguente perdita di salto.

5.1 – Determinazione dell'altezza del pelo libero

Per la determinazione dell'altezza del pelo libero in torrenti, è possibile utilizzare un'approssimazione di calcolo a "canale trapezoidale" (Figura 5.1).

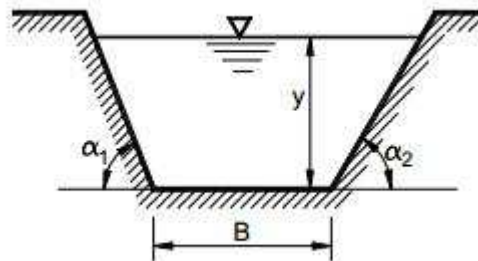


Figura 5.1

Definisco Q come la portata nel torrente [m^3/s], B è la larghezza del fondo del canale [m], K_s è il coefficiente di scabrezza di Gauckler [$m^{1/3}/s$], i_f è l'inclinazione del fondo del torrente [rad] e α l'inclinazione delle scarpate [rad]. Definisco, inoltre, i parametri n_1 e n_2 come le scarpe del canale trapezoidale in particolare:

$$n_1 = \frac{1}{\tan(\alpha_1)} \quad n_2 = \frac{1}{\tan(\alpha_2)}$$

(5.1)

Un procedimento di calcolo utile è il seguente che utilizza la legge di Gauckler-Strickler. Ipotizzo moto uniforme nel canale. Si sviluppa in queste fasi:

1. calcolo di un profondità di tentativo y_0 [m]

$$y_0 = \left(\frac{Q}{B \cdot K_s \cdot \sqrt{if}} \right)^{\frac{3}{5}} \quad (5.2)$$

2. Calcolo del raggio idraulico riconducibile a Q definito dall'altezza y_0

$$Rh_0 = \frac{B \cdot y_0 + 0.5 \cdot y_0^2 \cdot (n_1 + n_2)}{B + y_0 \cdot (\sqrt{1 + n_1^2} + \sqrt{1 + n_2^2})} \quad (5.3)$$

3. Calcolo della profondità y_1 definita dalla formula di Gauckler-Strickler:

$$y_1 = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot (0.5 \cdot (n_1 + n_2)) \cdot \left(Q / \left(K_s \cdot Rh_0^{\frac{2}{3}} \cdot if^{0.5} \right) \right)}}{2 \cdot (0.5 \cdot (n_1 + n_2))} \quad (5.4)$$

4. Calcolo dell'errore percentuale rispetto al calcolo di profondità precedente:

$$e_{\%} = \frac{|y_1 - y_0|}{y_0} \cdot 100 \quad (5.5)$$

5. Se l'errore è inferiore al 2%, il valore della profondità di moto uniforme è y_1 , altrimenti si riparte dal punto 2 e si trova un y_2 e così via finché non viene identificato un errore inferiore a quello richiesto.

5.2 - Determinazione dell'altezza del pelo libero con Excel

Ho impostato nel foglio di calcolo una funzione iterativa che segue il procedimento di Gauckler-Strickler. Sotto riporto il foglio di calcolo (tabella5.1).

CANALE TRAPEZOIDALE

| | | | |
|-------------------------|----------|-------|---------------------|
| Larghezza canale | B | 10 | metri |
| scarpata1 | n1 | 0,85 | |
| scarpata2 | n2 | 0,27 | |
| scabrezza | Ks | 30 | m ^{1/3} /s |
| inclinazione fondo | if | 0,015 | |
| portata | Q | 40 | m ³ /s |
| | | | |
| profondità di tentativo | y0 | 1,052 | metri |
| raggio idraulico | Rh0 | 0,894 | metri |

| y tent | Rh | y calc | diff perc (%) |
|--------|-------|--------|---------------|
| 1,052 | 0,894 | 1,105 | 4,8 |
| 1,105 | 0,932 | 1,076 | 2,7 |
| 1,076 | 0,911 | 1,092 | 1,4 |
| 1,092 | 0,922 | 1,083 | 0,8 |
| 1,083 | 0,916 | 1,088 | 0,4 |
| 1,088 | 0,919 | 1,085 | 0,2 |
| 1,085 | 0,918 | 1,087 | 0,1 |
| 1,087 | 0,919 | 1,086 | 0,1 |
| 1,086 | 0,918 | 1,086 | 0,0 |
| 1,086 | 0,918 | 1,086 | 0,0 |
| 1,086 | 0,918 | 1,086 | 0,0 |
| 1,086 | 0,918 | 1,086 | 0,0 |
| 1,086 | 0,918 | 1,086 | 0,0 |
| 1,086 | 0,918 | 1,086 | 0,0 |

(Tabella 5.1)

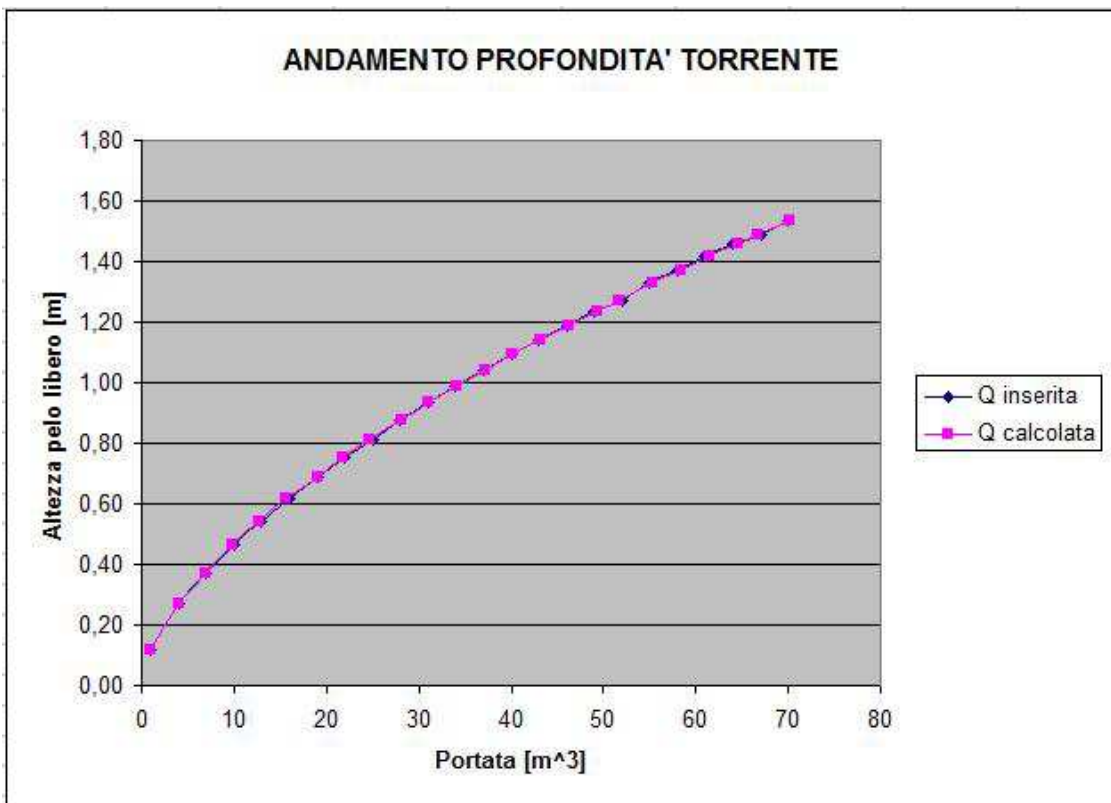
Il foglio di calcolo esegue i passaggi sopraindicati diverse volte (qui riporto 15 tentativi). La colorazione della casella dell'errore è inattiva fino a quando

questo supera il 2%. Nel momento in cui il valore scende sotto il 2% la colorazione passa a gialla grazie al comando “*formattazione condizionale*” di Excel. Gli angoli di inclinazione delle scarpate sono stati ricavati dai progetti in formato CAD (Figura 2.3).

Si inseriscono i dati manualmente, così da ottenere un'altezza y_n . Se inserisco diversi valori di Q in particolare da 1 a 70 [m³/s] posso costruire un profilo di comportamento del torrente al variare della portata che lo attraversa. Ho utilizzato un' approssimazione esponenziale per la curva del tipo:

$$Q = k \cdot y^a$$

Sempre con il foglio di calcolo, è stata costruita utilizzando la regressione lineare (3.1) la curva esponenziale (Figura 5.2).



(Figura 5.2)

La determinazione di y è basilare, dato che è previsto nel foglio di calcolo, la determinazione del salto netto. Questo si ricava sottraendo al salto teorico le perdite di carico (3.2) e, appunto, il rigurgito della turbina causato dal pelo libero del torrente che cresce nei pressi della turbina quando la diga tracima.

5.3 – Determinazione dell'altezza di pelo libero con Matlab

Le funzioni iterative con Matlab possono essere realizzate con un ciclo di tipologia “while”, che ripete un comando finché la condizione imposta, nel nostro caso il valore dell'errore, non viene raggiunta. Riporto parte del codice necessario all'individuazione dell'altezza del pelo libero nei pressi della centrale. Confrontando i risultati non si notano differenze con Excel, a parte il fatto che questi calcoli vengono effettuati automaticamente dal software durante la simulazione e non manualmente come in Excel.

```
ytent=(Q/(L*ks*in^0.5))^(3/5);
rh=(L*ytent+0.5*ytent^2*(n1+n2))/(L+ytent*((1+(n1^2))^0.5+(1+n2^2)^0.5));
y1=(-
L+(L^2+4*(0.5*(n1+n2))*(Q/(ks*rh^(2/3)*in^0.5)))^0.5)/(2*(0.5*(n1+n2)));
delta = abs(y1-ytent)/ytent;
    while delta > 0.02
        ytent=y1;

rh=(L*ytent+0.5*ytent^2*(n1+n2))/(L+ytent*((1+n1^2)^0.5+(1+n2^2)^0.5));
    y1=(-
L+(L^2+4*(0.5*(n1+n2))*(Q/(ks*rh^(2/3)*in^0.5)))^0.5)/(2*(0.5*(n1+n2)));
    delta=abs(y1-ytent)/ytent;
end
```

6 - Simulazione di calcolo

6.1 - Excel

I risultati del foglio di calcolo, effettuando una simulazione settimanale partendo da invaso pieno (figura 6.1), sono:

| | | |
|--------------------|---------------------|-----------|
| Passi | | 336 |
| Giorni | | 7 |
| Vturb | [m ³] | 604.800 |
| Qturbmed | [m ³ /s] | 1,00 |
| Vsf | [m ³] | 1.510.670 |
| EE prodotta | [kWh] | 22.267 |
| PMEDIA | [kW] | 133 |
| EE 7gg | [kWh] | 22.267,39 |
| Ricavi | [€] | 4.898,83 |
| PMAX | [kW] | 135 |
| PMIN | [kW] | 129 |
| ΔhMAX | [m] | 16,14 |
| ΔhMIN | [m] | 15,46 |
| Δhmedio | [m] | 15,90 |

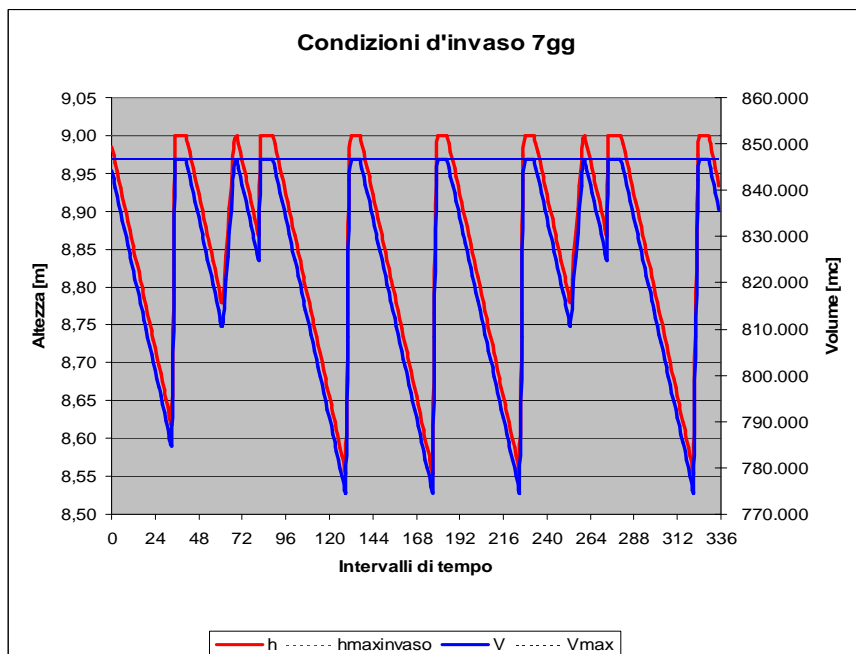


Figura 6.1

Partendo da invaso vuoto:

| | | |
|----------------------------|---------------------|-----------|
| Passi | | 336 |
| Giorni | | 7 |
| V_{turb} | [m ³] | 532.800 |
| Q_{turbmed} | [m ³ /s] | 0,88 |
| V_{sf} | [m ³] | 855.141 |
| EE prodotta | [kWh] | 18.474 |
| P_{MEDIA} | [kW] | 110 |
| EE 7gg | [kWh] | 18.473,76 |
| Ricavi | [€] | 4.064,23 |
| P_{MAX} | [kW] | 135 |
| P_{MIN} | [kW] | - |
| Δh_{MAX} | [m] | 16,14 |
| Δh_{MIN} | [m] | 11,75 |
| Δh_{medio} | [m] | 14,97 |

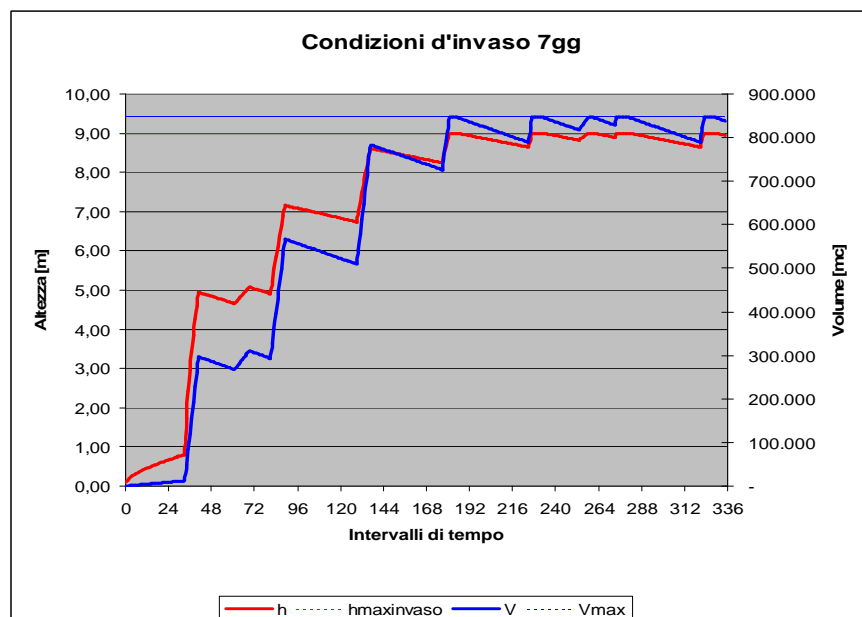


Figura 6.2

Gli intervalli di tempo sono di 30 minuti. La simulazione annuale può essere effettuata moltiplicando i risultati giornalieri medi per 365 giorni, ma questo calcolo ha validità solo per partenza a invaso pieno. Infatti, non riuscendo a inserire vettori portata di grande dimensione, la partenza da invaso vuoto ripeterebbe la situazione settimanale in figura 6.2. Ogni settimana l'invaso si

svuoterebbe senza che quel volume avesse prodotto energia. A queste problematiche, si vanno ad aggiungere quelle dovute all'individuazione del punto di funzionamento dell'impianto. Nel foglio di calcolo, infatti, la portata della turbina è impostata costante, situazione difficilmente riscontrabile nella realtà con gruppi turbo-generatori tradizionali a velocità di rotazione costante, come illustrato nel capitolo 4.

6.2 - Matlab

Le caratteristiche di Matlab permettono di ovviare i problemi sopracitati. In primo luogo grazie all'importazione di dati di grandi dimensioni, in secondo luogo grazie all'utilizzo del calcolo vettoriale e della programmazione a cicli.

La volontà di sviluppare un software che potesse essere utilizzato anche in altre soluzioni impiantistiche, ha reso necessario l'utilizzo di una GUI (graphics user interface).

6.2.1 - Interfaccia

L'interfaccia è stata realizzata con l'applicazione "GUIDE" di Matlab, strumento per legare il codice di calcolo ad una finestra grafica di immissione e comunicazione dati. Le caratteristiche richieste sono: semplice comprensione, possibilità di "graficare" i dati immessi come le curve di turbina e avere dei dati di preimmissione salvati. Il risultato è in figura 6.3. Dai "togglebutton" è possibile caricare dati da fonti esterne, in particolare da file .txt che contengono valori. Ogni file è, in pratica, un vettore. Le portate in ingresso devono avere una cadenza temporale pari al passo di simulazione. Si nota che la finestra è suddivisa in aree dai "panel". In "INVASO" sono contenuti: altezza di sfioro (quota di massima regolazione figura 3.1), DMV, altezza iniziale, passo della simulazione, differenza di quota tra turbina e piede di diga e l'altezza della presa (quota che identifica il volume morto). Una volta caricate le portate in ingresso e curva d'invaso, le caratteristiche d'invaso sono esaurite. Nel pannello "CONDOTTE" ho la possibilità di impostare diametro, lunghezza e scabrezza di due condotte in serie (se è presente solo una è sufficiente immettere zero negli edit dell'altra). Le perdite di carico concentrate sono presenti con tre coefficienti, in particolare i primi due dall'alto sono riferiti

alla velocità nella tubazione 2 e il terzo alla tre. Così facendo chiudo il quadro delle perdite di carico (i dati mancanti sono inseriti di default).

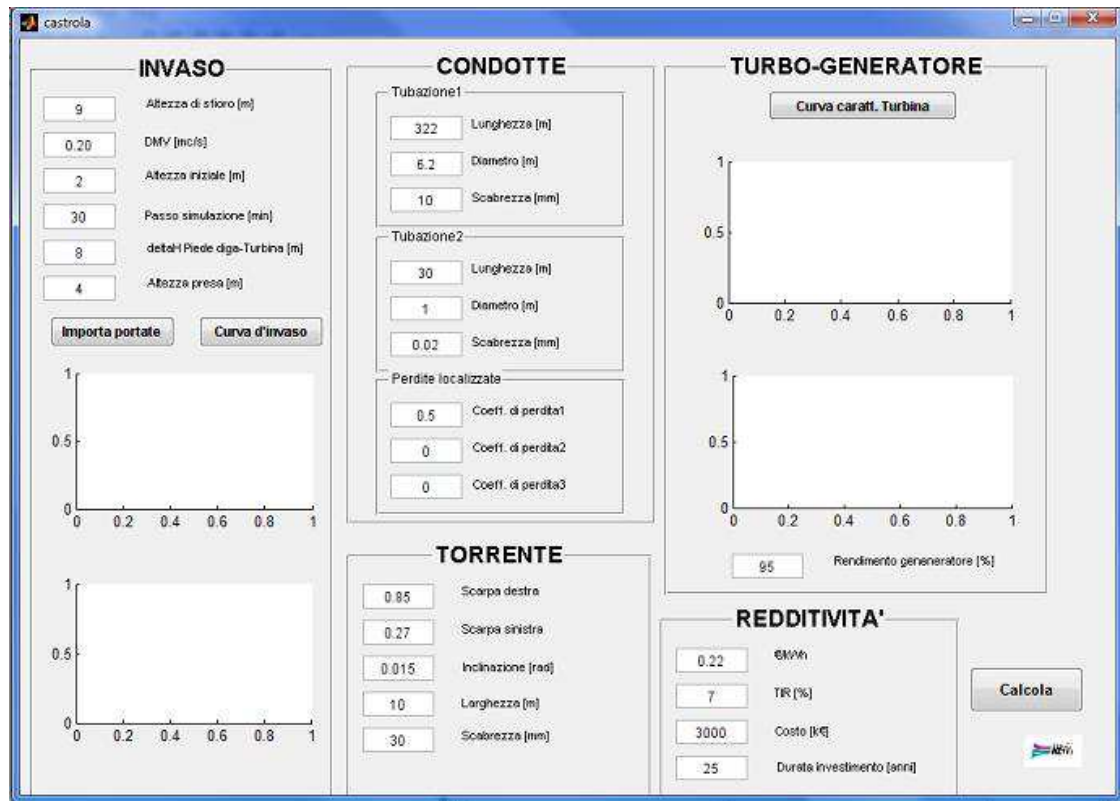


Figura 6.3

Nel pannello torrente vanno immesse le caratteristiche morfologiche del torrente nella zona di scarico della turbina per poter calcolare la quota del pelo libero del torrente (5.1). In "TURBO-GENERATORE" è possibile caricare le curve caratteristiche di macchina e impostare il rendimento dell'alternatore (si richiede un parametro fisso). Nel riquadro "REDDITIVITA'" si inserisce il prezzo di vendita dell'energia il TIR richiesto, il costo dell'opera e la durata dell'investimento. Terminata l'immissione, la finestra si presenta come in figura 6.4. Infine, il pulsante "CALCOLA" esegue il ciclo e apre l'interfaccia di comunicazione dati (figura 6.5), dove possiamo trovare i risultati più importanti come il TIR ottenuto, i volumi processati, l'energia prodotta, l'altezza e la portata della turbina medie. Ovviamente, se fossero necessari dati non presenti in quest'ultima finestra, è possibile visionarli nel "workspace" di Matlab. L'ultima interfaccia è quella per i grafici (figura 6.6). Un "listbox" permette di scegliere quali dati rappresentare nell'area di grafico. Si possono

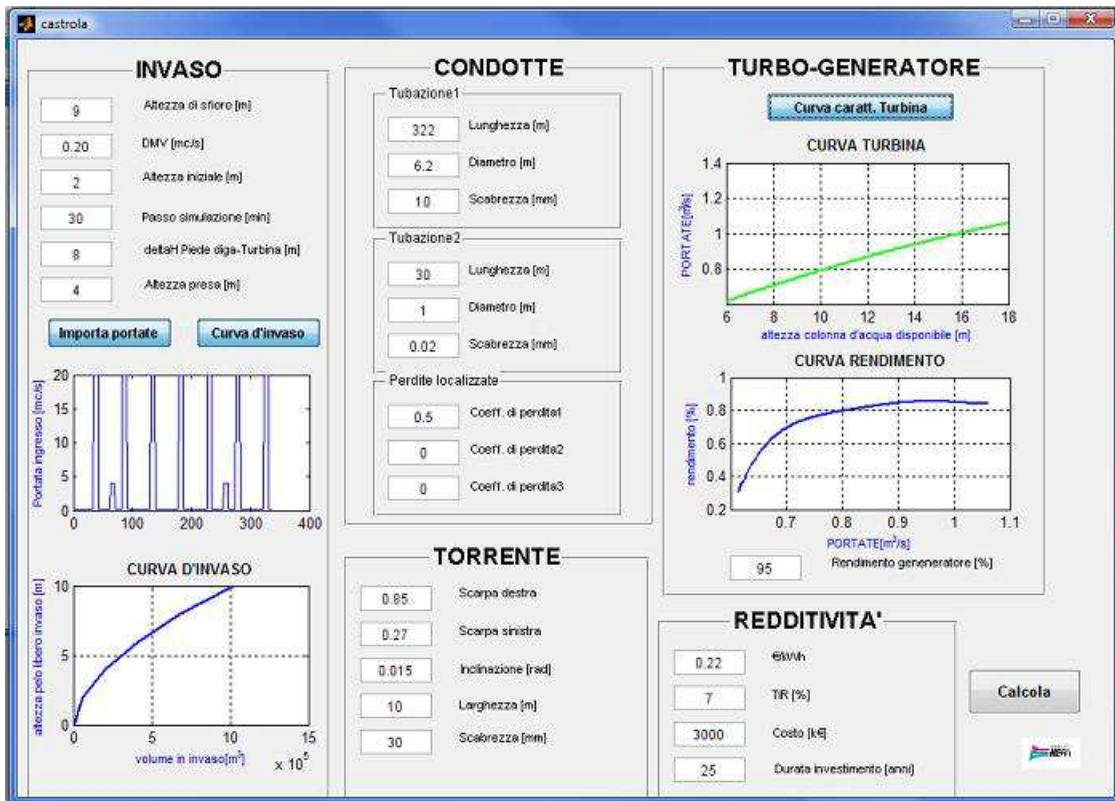


Figura 6.4

visionare: andamento portate settimanale, livello invaso settimanale, potenza turbina settimanale, flussi di cassa e VAN. Riporto alcuni grafici ottenuti nella simulazione. In figura 6.5 abbiamo le condizioni d'invaso e in 6.6 l'andamento delle portate "turbinate" (blu) e "sfiorate" (verde). Quest'ultime sono in scala diversa, da 0 a 20 [m³/s].

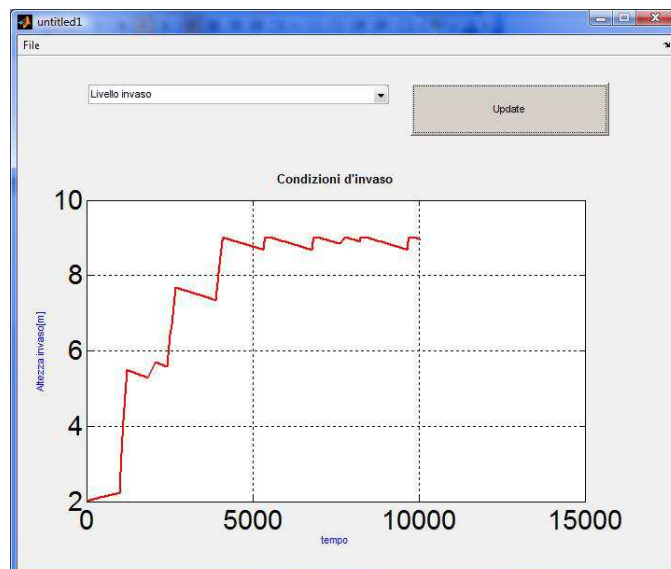


Figura 6.5

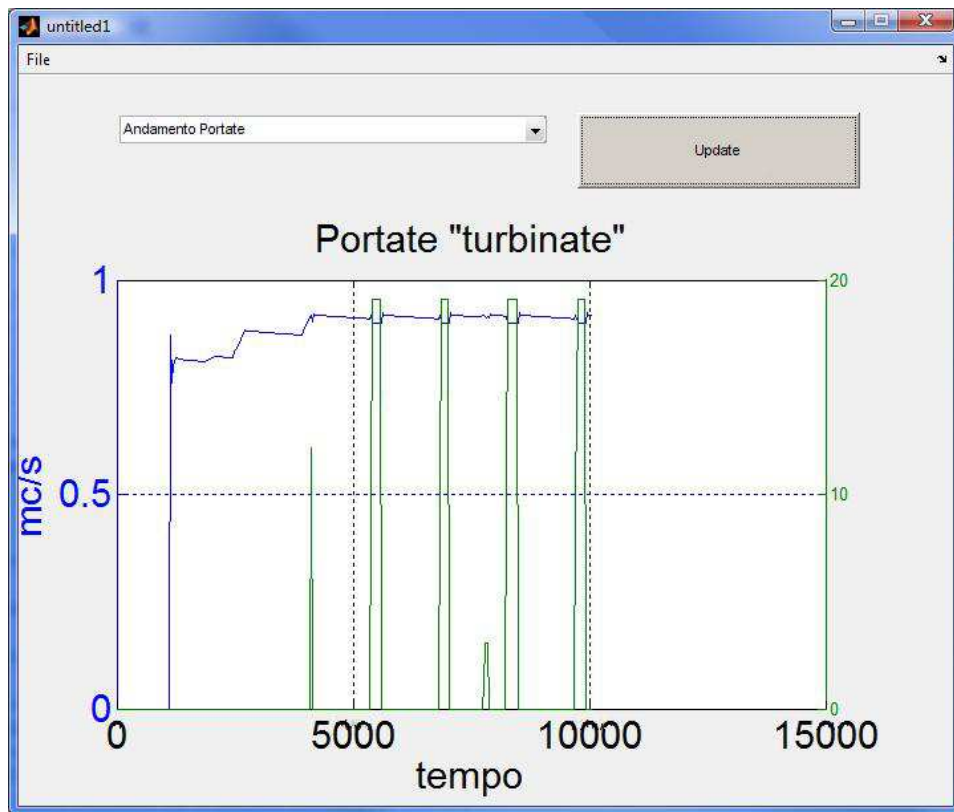


Figura 6.6

Nella figura 6.6 si nota che, in concomitanza della tracimazione della diga, ho alte portate di sfioro dovute al fatto che le portate in ingresso hanno caratteristica ad onda quadra (in turbina circa $1 \text{ [m}^3/\text{s}]$ a fronte di $20 \text{ [m}^3/\text{s}]$). In questi istanti si ha un abbassamento della portata in turbina dovuta alla riduzione del salto netto.

Il salto netto minimo, con questa configurazione è di 9.9 [m] e il massimo è 16.7 [m]

7 - Analisi economica

7.1 - Incentivazione energie rinnovabili

L'energia idroelettrica è considerata dal decreto Bersani (D.lgs. n. 79 del 16/03/99) fonte rinnovabile e quindi ha diritto agli incentivi statali.

7.1.1 – Certificati verdi

I Certificati verdi (CV) sono un meccanismo di incentivazione dell'energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili (escluso il fotovoltaico, che invece attinge al Conto energia). I CV attestano che un determinato quantitativo di energia è stato prodotto attraverso impianti da fonti rinnovabili e sono rilasciati dal GSE (ente gestore servizi elettrici di proprietà del ministero delle finanze) per un periodo di 15 anni (durate minori sono relative agli impianti entrati in funzione dopo il 31 dicembre 2007). I CV hanno validità triennale. La legge italiana impone che i produttori e gli importatori di energia da fonti non rinnovabili siano obbligati all'acquisto di un certo quantitativo di CV. La quota d'obbligo, stabilita all'art.11 del D.lgs.79/99, è per il 2011 del 6,80% e per il 2012 del 7,55%. Per gli anni successivi, la quota sarà stabilita da appositi decreti del Ministero dello Sviluppo.

I CV possono essere richiesti al GSE secondo due modalità:

- a consuntivo, in base all'energia netta effettivamente prodotta dall'impianto nell'anno precedente rispetto a quello di emissione;
- a preventivo, in base alla producibilità netta attesa dell'impianto.

Prezzo di offerta dei certificati verdi

Il Gestore dei Servizi Energetici, ai sensi di quanto previsto all'articolo 2, comma 148 della Legge n. 244 del 24 dicembre 2007 (Finanziaria 2008), rende noto agli operatori il prezzo di offerta dei propri Certificati Verdi (CV) per l'anno 2011. Tale prezzo è pari a 113,1 €/MWh, al netto di IVA, calcolato come differenza tra:

- il valore di riferimento, dall'articolo 2, comma 148 della Legge n. 244 del 24 dicembre 2007, pari a 180,00 €/MWh;

- il valore medio annuo registrato nel 2010 del prezzo di cessione dell'energia elettrica di cui all'articolo 13, comma 3, del D.Lgs. 387/03, pari a 66,90 €/MWh.

7.1.2 Tariffa onnicomprensiva

Per l'energia da eolico e da altre fonti rinnovabili (tranne il fotovoltaico), l'Autorità per l'Energia elettrica e il gas ha introdotto un nuovo regime semplificato che prevede un unico prezzo fisso incentivante detto tariffa onnicomprensiva. Si tratta di un incentivo monetario che viene concesso solo per l'energia elettrica netta immessa in rete, e non per tutta l'energia prodotta e l'utilizzo di un unico interlocutore con cui stipulare le convenzioni, il GSE. Su richiesta del produttore, per gli impianti idroelettrici entrati in esercizio in data successiva al 31 dicembre 2007, di potenza nominale media annua non superiore ad 1 MW, l'energia netta riconosciuta all'intervento effettuato immessa nel sistema elettrico può essere incentivata, in alternativa ai certificati verdi, per un valore di 0,22 € / KWh, per un periodo di 15 anni. Al termine di questo periodo, l'energia elettrica è remunerata, con le medesime modalità, alle condizioni economiche previste dall'articolo 13 del D.lgs. 387/03.

7.2 - Investimento, costi e ricavi

7.2.1- Investimento iniziale

In base a opere simili realizzate dall'azienda, si può indicare un costo per il rifacimento dello sbarramento e le opere annesse (derivazione, scarico, opere di mitigazione d'impatto, protezione spondale e piping fino alla centrale) di circa 3 M€. A questa cifra va aggiunto il costo di costruzione della centrale (opere civili, elettromeccaniche e sottostazione), che per impianti di questa taglia è di circa 5000 €/kW_{installato}. Per un totale di circa 3.7 M€.

Questi valori di investimento derivano da stime speditive, che devono, pertanto, essere attentamente verificate in sede di progetto.

7.2.2 - Costi di esercizio

I costi di esercizio possono essere suddivisi in due componenti:

- costi per manutenzione ordinaria (pulizia griglie, telecontrollo, ecc.);
- costi per manutenzione straordinaria (sostituzione elementi soggetti a usura nel gruppo turbo generatore, opere di ripristino delle costruzioni annesse all'impianto come la diga e le vie d'accesso, ecc.).

Per la prima tipologia considero un costo annuo pari all' 1% del totale dell'investimento. Per la seconda prevedo un costo del 10% dell'investimento ogni 10 anni.

7.2.2 – Ricavi

I ricavi sono calcolati moltiplicando l'energia prodotta dal generatore annualmente per la tariffa omnicomprensiva di vendita di 0.22 €/kWh.

7.2 – Indici di redditività: TIR e VAN

La scelta di affrontare una tipologia d'investimento a lungo periodo piuttosto che un'altra è soggetta allo studio di diversi fattori. I più comunemente utilizzati sono il VAN (valore attuale netto) e il TIR (tasso interno di rendimento).

7.2.1- Flussi di cassa

Il flusso di cassa è la ricostruzione dei flussi monetari (differenza tra tutte le entrate e le uscite monetarie) di un progetto nell'arco del periodo di analisi. Scegliendo una durata dell'investimento di 25 anni e le considerazioni dei costi ed entrate precedentemente esposte, con Excel si ottiene il grafico in figura 7.1. Si nota l'esborso iniziale seguito dalle entrate nette, cioè i ricavi dalla vendita dell'energia sottratti dei costi d'esercizio, ipotizzati all'1% annuo. La normativa, come illustrato precedentemente, prevede una ricontrattazione della tariffa di vendita ogni 15 anni, per cui ho ipotizzato un incremento del 25% del prezzo di vendita. In prossimità di 10 e 20 anni, ho previsto il costo delle opere di manutenzione straordinaria pari al 5% dell'ammontare dell'esborso iniziale. Non ho preso in esame eventuali costi di interesse verso società di prestito.

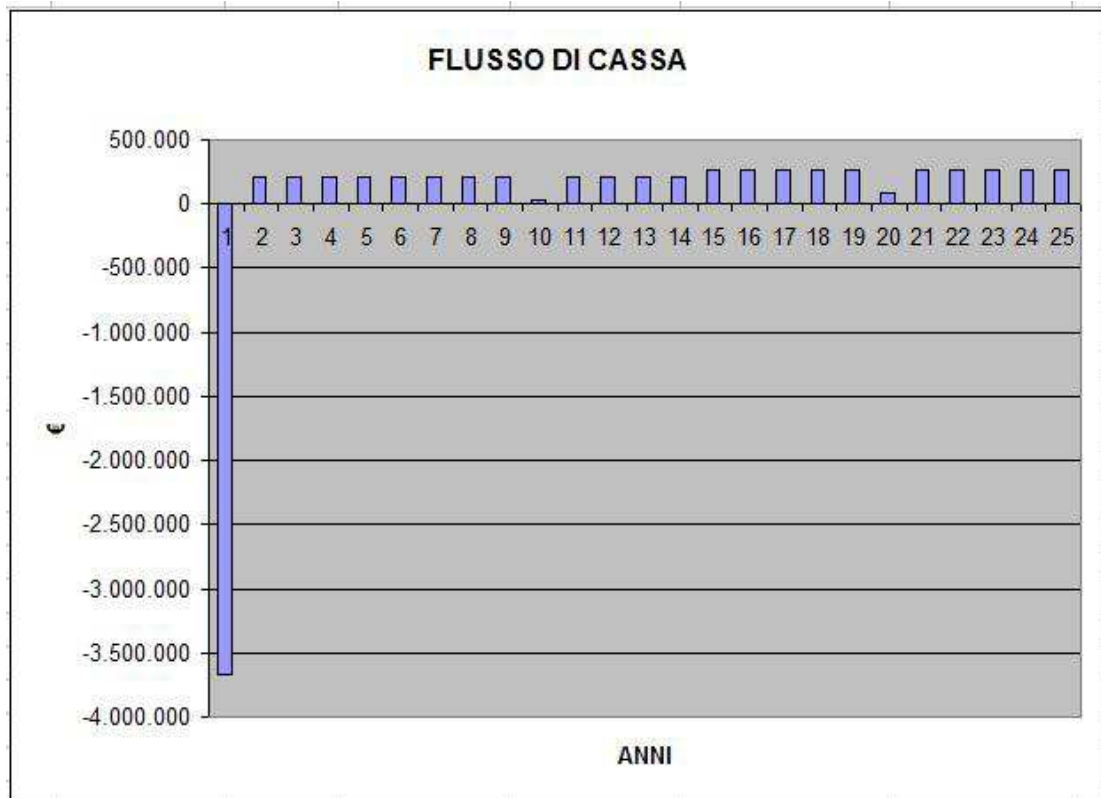


Figura 6.1

7.2.2 – VAN e TIR

Sono due parametri correlati che si ricavano da:

$$VAN = I_0 - \sum_{k=1}^n \frac{F_k}{(1+r)^k} \quad (6.1)$$

Dove I_0 è la somma di investimento iniziale pari a 3.7 [M€], F_k è il valore dell'entrata netta nel k-esimo anno, k è l'anno, n è la durata dell'investimento (25 anni) e r è il tasso di sconto.

Si definisce TIR il valore di r che, nella durata dell'investimento, annulla il VAN:

$$I_0 - \sum_{k=1}^n \frac{F_k}{(1+r)^k} = 0 \quad (6.2)$$

Nel foglio Excel, impostando un tasso di sconto pari al 7%, ottengo nella tabella 6.1, dati pessimi di performance finanziarie. Ricordo che nel foglio di calcolo la portata della turbina non era variabile ma fissa a 1 [m³/s]

| | |
|--------------------------|--------------|
| Tempo di pareggio [anni] | 16,8 |
| VAN 25 anni | -€ 1.116.341 |
| VAN 50 anni | -€ 358.695 |
| TIR | 6,3% |

Tabella 6.1

In Matlab si ottengono:

| | |
|--------------------------|--------------|
| Tempo di pareggio [anni] | 16,9 |
| VAN 25 anni | -€ 1.134.337 |
| VAN 50 anni | -€ 381.534 |
| TIR | 6,3% |

Tabella 6.2

253975

In particolare nella simulazione a portata costante ottengo 255.4 [k€/anno], mentre in Matlab 253.9 [k€/anno]. La differenza non è molta, anche se in Matlab la turbina aveva portata di rendimento massimo pari a 1 [m³/s] e portata a salto netto massimo pari 1.03 [m³/s], valori molto prossimi a quelli del foglio di calcolo.

L'azienda richiedeva valori di TIR superiori al 7%, che non sono stati raggiunti.

8 – Considerazioni finali

Lo studio di fattibilità ha dato parere negativo all'investimento, ma l'approssimazione dei dati inseriti ne riduce fortemente il giudizio. Non è stata tenuta in considerazione la portata, che confluisce nell'invaso grazie alle precipitazioni nella vallata del Limentra e le portate in uscita dalla centrale idroelettrica di Suviana non hanno sicuramente un andamento identico a quello ipotizzato.

Tuttavia, l'interfaccia Matlab per il calcolo della produzione dell'energia elettrica e redditività dell'impianto può essere utilizzata, qualora l'azienda entrasse in possesso dei dati mancanti, per l'impianto di Castrola e per studi di fattibilità di altre centrali idroelettriche.

Non ho preso in esame, per motivi di tempo, varianti all'ubicazione scelta della centrale, per poter eventualmente aumentare il salto netto e diversi intervalli di rilevazione portata per studiare la variazione dei dati di calcolo.

In definitiva, il software sviluppato, seppur semplice, è molto versatile e può essere implementato con ulteriori blocchi di codice di programmazione per migliorarlo sotto gli aspetti economici e di regolazione della turbina.

Bibliografia

- G.Cornetti 1993. Macchine a Fluido. Torino, Il Capitello
- Robert N.Anthony, David F.Hawkins, Diego Macrè, Kenneth A.Merchant 2008. Sistemi di controllo, McGraw-Hill
- A.Pareschi 2009. Impianti Meccanici. Progetto Leonardo, Bologna
- A.Pareschi .Impianti Industriali.
- H.Moore 2008. Matlab per l'Ingegneria. Pearson
- G.Naldi, L.Pareschi 2007. Matlab Concetti e Progetti
- G.Minelli 1981. Macchine Idrauliche. Pitagora editrice Bologna
- E.Marchi, A.Rubatta 1981. Meccanica dei Fluidi. UTET
- Il Nuovo Manuale di Meccanica 1994. Zanichelli, Bologna
- Sandro Sandolini, GiovanniNaldi 1996. Macchine vol.1 e vol.2
- C.Planchè,1998. Guida all'idroelettrico minore.
- Dossier Micro-Idroelettrico. A.Brusa,E.Guarnone,E.Smedile
- Ministero dell'Ambiente www.minambiente.it
- Registro Italiano dighe www.registroitalianodighe.it
- www.fontirinnovabili.it
- www.gse.it