



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

A.a. 2020/2021

Sessione di Laurea Luglio 2021

Sviluppo di turbina Kaplan low cost per recupero di salti di entità modesta

Relatore:

Prof.ssa Raffaella Sesana

Candidato:

Giorgio Marchiaro

Correlatore:

Prof. Domenic D'ambrosio

Sommario

Parte Introduttiva.....	3
Premessa	3
Introduzione alle turbomacchine	4
Turbina Kaplan	5
Generalità sulle turbine	7
Tipologie di turbina Kaplan.....	10
Introduzione.....	10
Impianto in camera libera – KAPLAN mono-regolante	12
Impianto con camera in pressione– KAPLAN mono-regolante	13
Impianto con camera in pressione– KAPLAN bi-regolante	14
Impianto in camera aperta – KAPLAN bi-regolante	15
Considerazioni di confronto tra le varie tipologie di impianto	16
Reverse engineering	19
Validazione del modello	21
Verifica altezza di installazione della girante	29
Caso di studio: turbina biregolante	30
Caso di studio: turbina monoregolante	35
Problematica inerente alla cavitazione sulle pale della girante	40
Riprogettazione della turbina bi-regolante con quattro pale	43
Simulazione fluidodinamica computazionale	47
Distributore	50
Diffusore.....	51
Analisi qualitativa del modello a flusso libero	51
Risultati del modello base	55
Ottimizzazioni del modello	61
Diffusore ottimizzato	61
Conclusioni	64
Ringraziamenti	65
Bibliografia	66

Parte Introduttiva

Premessa

Questo lavoro di tesi è la naturale prosecuzione del tirocinio svolto presso l'azienda Pro.e.Pro Sas di Bra; si evidenzia inoltre che durante tutto il percorso di tirocinio e tesi vi è stata la totale collaborazione tra me ed il mio collega Marco Monge Pero.

Oggetto di studio è il mondo del micro-idroelettrico, con la finalità di rendere appetibile sul mercato l'impiego della turbina Kaplan per lo sfruttamento di salti di modesta entità.

Durante l'intero lavoro verrà dato peso alla semplificazione impiantistica volta ad ottimizzare l'installazione e la manutenzione e conseguentemente a minimizzarne i costi.

Dopo un'introduzione alle turbomacchine si passerà alla definizione dei parametri fondamentali delle turbine idrauliche necessari per il loro dimensionamento.

Le turbine Kaplan oggetto di studio sono due macchine preesistenti (una monoregolante, una biregolante), ormai prossime al fine vita meccanico, delle quali si conoscono le condizioni di funzionamento per cui sono state impiegate.

Si vogliono determinare i parametri ottimali di funzionamento di tali macchine andando a confrontare le dimensioni reali con quelle che si ricavano dal metodo di dimensionamento utilizzato in questa trattazione.

Per verificare la correttezza del metodo di dimensionamento si utilizza una ulteriore turbina di cui si conoscono e sono certe le condizioni di funzionamento.

La turbina biregolante sarà utilizzata come modello per la semplificazione impiantistica della macchina e verrà utilizzata per le simulazioni computazionali CFD. Inoltre, nell'ottica di minimizzare i costi, si cercherà di riprogettare la macchina con un numero di pale della girante inferiore.

La turbina monoregolante sarà oggetto prevalentemente di un dimensionamento analitico volto ad ottenere un profilo palare della girante da confrontare a quello preesistente ed un'integrale riprogettazione del distributore sul modello validato della biregolante. Inoltre, i vari componenti sono tutti progettati nell'ottica di facilitare il montaggio e minimizzare i costi.

Introduzione alle turbomacchine

La parola turbomacchina deriva dalla parola latina turbo, che significa vortice.

Il termine descrive vari tipi di macchine che comportano un salto di pressione, come compressori, pompe, turbine, e così via.

Una turbomacchina può essere definita come un dispositivo in cui il trasferimento di energia avviene tra un fluido in movimento e un albero rotante a causa di un'azione dinamica.

La caratteristica comune di tutte queste macchine è quella di avere un albero rotante sul quale vengono montate le palette che andranno a contatto con il fluido di lavoro. Tale contatto produce una variazione della quantità di moto del fluido, e questo si traduce in una coppia all'albero rotante per le macchine motrici o in un aumento della pressione sul fluido in quelle operatrici.

Lo sviluppo delle macchine idrauliche è riconducibile al matematico svizzero Leonhard Euler. Mentre lavorava all'Accademia delle Scienze di Berlino con suo figlio Albert, egli pubblicò l'ormai famosa "equazione di Eulero" nel 1754. Essa si basa sulla seconda legge di Newton ove la coppia è proporzionale alla variazione del momento angolare della corrente fluida.

Il termine stesso turbina non fu coniato fino al 1822, quando un francese di nome Claude Burdin usò la parola latina *turbo-turbinis* per descrivere "ciò che gira, come una trottola".

La prima turbina a flusso interno può essere attribuita a Poncelet, che la concettualizzò nel 1826. Il primo brevetto è stato ottenuto da Howd nel 1838. Tuttavia, fu James B. Francis ad analizzare e testare questa tipologia di macchina per diversi anni a partire dal 1849. Sebbene i progetti iniziali fossero puramente radiali, furono successivamente modificati per adattarsi a flussi misti. Così, tutte le moderne turbine a flusso misto interne possono essere ricondotte a James Francis, e sono generalmente chiamate turbine Francis. Sono altamente efficienti e rappresentano una parte importante dell'energia idroelettrica prodotta nel mondo di oggi.

L'altro tipo di turbina a reazione è stato concepito tra il 1910 e il 1924 da un professore ceco di nome Victor Kaplan da cui la macchina stessa prende il nome. Tale macchina, di tipo assiale, nasce dall'esigenza di sfruttare salti idrici di modesta entità avendo a disposizione portate consistenti di acqua.

A differenza delle turbine a gas e a vapore, le turbine idrauliche presentano efficienze molto più elevate. Considerando che le turbine idrauliche possono raggiungere rendimenti fino al 93%-94% e che sfruttano l'energia idrica gratuita presente in natura, risultano già appetibili al mercato senza la necessità di significative migliorie. Di conseguenza, il maggiore interesse di ricerca in questo tipo di macchine si è limitato a rendere i materiali più resistenti alla cavitazione e, in termini di considerazioni ambientali, vi è anche l'interesse a rendere le turbine idrauliche più "fish friendly".

Turbina Kaplan

Tali turbine si sono sviluppate dall'esigenza di sfruttare salti idrici di modesta entità avendo a disposizione elevati volumi d'acqua. Infatti, a parità di diametro esterno, una girante assiale elabora una portata maggiore di quella di una turbina Francis, con cadute idriche minori.

Le giranti delle turbine ad elica hanno le pale non orientabili, montate su mozzo cilindrico mentre le turbine Kaplan dispongono di giranti con pale orientabili in funzione del carico.

Le turbine ad elica, non avendo possibilità di regolare le pale della girante, sono caratterizzate da perdite per incidenza che ne fanno decadere il rendimento non appena ci si allontana dalla condizione di progetto.

Le Kaplan, si possono suddividere in due categorie:

- Kaplan mono-regolanti: caratterizzate dalla sola regolazione delle pale della girante
- Kaplan bi-regolanti: caratterizzate dalla regolazione delle pale della girante e del distributore.

Potendo regolare l'inclinazione delle pale della girante si riescono a limitare le perdite per incidenza del flusso e quindi, si riesce a mantenere un valore del rendimento elevato in un intervallo molto ampio del carico. La Kaplan ha però una peculiarità negativa, infatti all'aumentare della portata, aumentano le dimensioni della turbina e, di conseguenza, il costo per kW installato.

Questo è l'inconveniente che accompagna gli impianti aventi cadute idriche molto basse dove è sulla portata che si deve agire per aumentare la potenza da produrre.

In molti casi si tende, per mantenere bassi i costi della macchina, a installare Kaplan mono-regolanti o, se la stagionalità della portata lo consente, giranti ad elica.

L'eventuale scelta di una girante ad elica è molto critica nel caso in cui, nello studio preliminare, non si determinino in modo preciso le condizioni di efflusso della macchina; in quanto, al di fuori del range di progetto, la macchina risulterebbe caratterizzata da un rendimento insoddisfacente.

Gli impianti utilizzando turbine Kaplan sono normalmente privi di condotte forzate, e in alcuni casi il bacino di prelievo è collegato direttamente con una camera che circonda il distributore; da questa l'acqua passa nel distributore, che è a pale con inclinazione variabile (nel caso della bi-regolante).

Lo spazio libero fra distributore e girante permette all'acqua di compiere una deviazione di 90° prima di giungere alla girante, che ha l'aspetto di una ruota assiale con poche pale (da 3 ad 8). Dato il forte sviluppo radiale, la pala è svergolata e presenta quindi l'aspetto tipico di un'elica. La girante è sempre seguita da un diffusore, in quanto la velocità dell'acqua all'uscita di essa è elevata e se non recuperata in termini di energia di pressione comporterebbe un notevole spreco energetico.

Qui di seguito viene riportato uno schema indicativo del condotto meridiano di una turbina Kaplan in cui vengono posti in evidenza i principali elementi.

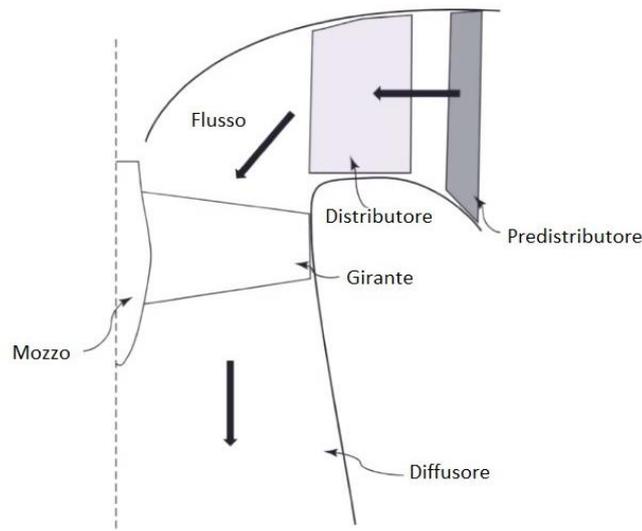


Figura 1 Sezione meridiana turbina Kaplan

Nel mondo del micro-idroelettrico, oltre alla tecnologia Kaplan, si sfruttano spesso anche le coclee idrauliche. Tale tecnologia alternativa è caratterizzata da punti di forza e di debolezza che devono essere tenuti in considerazione per fare un bilancio di convenienza rispetto alla tecnologia Kaplan. Le coclee idrauliche, a parità di potenza estratta sono caratterizzate da ingombri notevolmente superiori e ciò va spesso in conflitto con la morfologia del sito di installazione; nonostante ciò, spesso viene comunque preferita l'installazione di una coclea idraulica poiché caratterizzata da un minor costo d'investimento iniziale. In conseguenza a quanto detto, il trend di ricerca sta andando verso una standardizzazione delle turbine Kaplan per snellire i costi di realizzazione e renderle preferibili sotto tutti gli aspetti alle altre tecnologie applicabili nel mondo del micro-idroelettrico.

Generalità sulle turbine

Si tratta ora un'introduzione ai principali parametri caratterizzanti una turbina idraulica partendo dal seguente schema generale.

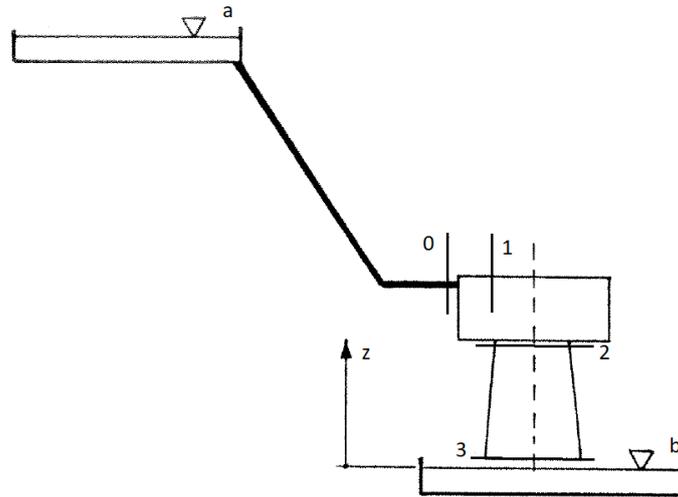


Figura 2 Schema generale di una turbina idraulica

Si identificano le seguenti sezioni notevoli:

- a: pelo libero del canale di alimentazione
- b: pelo libero del canale di scarico
- 0: ingresso distributore
- 1: ingresso girante
- 2: uscita girante
- 3: uscita diffusore

Consideriamo un tratto di condotto compreso tra la sezione 1 e la sezione 2 ed ammettiamo che in tale tratto sia inserita una macchina idraulica motrice che produce lavoro l_i estraendolo dalla corrente fluida che l'attraversa. Se in tale condotto il liquido è in moto stazionario, il primo principio della termodinamica, scritto in forma euleriana, nell'ipotesi di moto unidimensionale, permette di affermare che:

$$l_i = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + g \cdot (z_1 - z_2) - l_w \quad [1.1]$$

dove con p si indica la pressione statica, con ρ la densità del liquido, con c la sua velocità, con z la quota della sezione corrispondente (misurata lungo un asse verticale con verso positivo nel senso delle quote crescenti), con l_w il lavoro massico delle resistenze passive generate nel condotto.

A partire dall'equazione [1.1], è possibile isolare dei termini caratteristici riportandoli all'unità di misura del metro:

- $\frac{p_1 - p_2}{\rho g}$: differenza delle altezze piezometriche
- $\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$: differenza delle altezze cinetiche
- $(z_1 - z_2)$: dislivello geodetico

La somma della altezza geodetica, di quella piezometrica e dell'altezza cinetica prende il nome di carico totale H^0 :

$$H^0 = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{c^2}{2g} \quad [1.2]$$

E' possibile inoltre definire anche la pressione totale p^0 nel seguente modo:

$$p^0 = p + \frac{1}{2}\rho c^2 \quad [1.2.1]$$

Introducendo l'equazione [1.2] nella [1.1] si ricava:

$$l_i = g(H_1^0 - H_2^0) - l_w \quad [1.3]$$

Dalla [1.3] deriva che, in assenza di lavoro ricevuto e di resistenze passive, il carico totale rimane costante (Teorema di Bernoulli).

Si definisce caduta disponibile H_d la differenza tra i carichi totali corrispondenti ai peli liberi dei due serbatoi di monte e valle della turbina:

$$H_d = H_a^0 - H_b^0 = (z_a - z_b) + \frac{p_a - p_b}{\rho g} + \frac{c_a^2 - c_b^2}{2g} \quad [1.4]$$

Se, come accade solitamente, i serbatoi comunicano con l'ambiente, la differenza tra le pressioni statiche è trascurabile, coincidendo con la differenza tra le pressioni atmosferiche; di solito, inoltre, è trascurabile anche la differenza tra le altezze cinetiche; in tali condizioni dalla [1.4] si ottiene:

$$H_d = (z_a - z_b) \quad [1.5]$$

cioè la caduta disponibile si riduce al solo dislivello geodetico.

Si definisce caduta netta o utile H_u la differenza tra i carichi totali della sezione 0 e 3:

$$H_u = H_0^0 - H_3^0 = (z_0 - z_3) + \frac{p_0 - p_3}{\rho g} + \frac{c_0^2 - c_3^2}{2g} \quad [1.6]$$

Pertanto, non tutta la caduta disponibile è utilizzabile nella turbina, a causa delle perdite di carico nella condotta forzata o nel collegamento tra bacino e turbina quando non esista la condotta forzata e dell'eventuale altezza cinetica non recuperata allo scarico; indicando con Y_t l'altezza totale equivalente alle perdite di carico nella condotta forzata (sia quelle distribuite che quelle localizzate) e con Y la somma complessiva delle perdite di carico esterne alla macchina si ha:

$$H_u = H_d - Y_t - \frac{c_3^2}{2g} = H_d - Y \quad [1.7]$$

Non tutta la caduta utile viene trasformata in lavoro, a causa delle resistenze passive incontrate dal fluido nell'attraversamento della turbina; se tali perdite equivalgono ad un'altezza H_w dalla [1.1] e [1.6] si ottiene:

$$l_i = g(H_0^0 - H_3^0) - l_w = gH_u - l_w = g(H_u - H_w) \quad [1.8]$$

dove l_w sono le perdite per attrito nel distributore, girante e diffusore.

Si definisce inoltre rendimento idraulico della turbina il rapporto:

$$\eta_y = \frac{l_i}{l_{i,max}} = \frac{l_i}{gH_u} = \frac{l_i}{l_i + l_w} = \frac{H_u - H_w}{H_u} \quad [1.9]$$

Non tutta la portata che attraversa la turbina compie lavoro sugli organi mobili della macchina; una frazione $\Delta\dot{m}$, infatti, sfugge attraverso i giochi e quindi non agisce sugli organi mobili della macchina fornendo lavoro.

Si può quindi introdurre un rendimento volumetrico nella forma:

$$\eta_v = \frac{\dot{m} - \Delta\dot{m}}{\dot{m}} \quad [1.10]$$

Tenendo conto delle perdite associate alle fughe, la potenza interna è pari a:

$$P_i = \eta_v \cdot \dot{m} \cdot l_i = \eta_v \cdot \eta_y \cdot \rho \cdot Q \cdot g \cdot H_u = \eta_v \cdot \eta_y \cdot \gamma \cdot Q \cdot H_u \quad [1.11]$$

Dove Q è la portata volumetrica e γ è il peso specifico dell'acqua.

Non tutta la potenza interna della macchina è utilizzabile, a causa della potenza persa per attrito tra gli organi in moto relativo e della potenza spesa per azionare gli ausiliari; si definisce rendimento organico il rapporto tra la potenza utile e la potenza interna:

$$\eta_o = \frac{P_u}{P_i} \quad [1.12]$$

Il lavoro utile ottenuto, rapporto tra la potenza utile e la portata in massa che attraversa la turbina, risulta espresso da:

$$l_u = \frac{P_u}{\dot{m}} = \eta_o \cdot \eta_v \cdot \eta_y \cdot g \cdot H_u \quad [1.13]$$

Il rapporto tra il lavoro utile ottenuto e la caduta utile prende il nome di rendimento totale della turbina; dalla [1.13] risulta:

$$\eta_t = \eta_o \eta_v \eta_y \quad [1.14]$$

Il rendimento totale è generalmente compreso tra 0,85 e 0,90; la maggior parte delle perdite è normalmente di natura idraulica, poichè il rendimento organico e volumetrico sono dell'ordine dello 0,98÷0,92, riducendosi leggermente per turbine di piccola potenza.

Tipologie di turbina Kaplan

Introduzione

Come accennato nelle sezioni precedenti, l'intero studio è volto a cercare di capire quali possano essere gli eventuali accorgimenti in grado di produrre un vantaggio economico nella realizzazione di impianti Kaplan per lo sfruttamento di salti esigui generalmente classificabili come mini e micro-idroelettrico.

Questo studio fa quindi riferimento alla possibilità di recuperare tutta una serie di salti idraulici dismessi o in disuso, caratterizzati da portate che sono comprese tra i $0,8$ e $4 \text{ m}^3/\text{s}$ e da dei dislivelli geodetici (salto idraulico) compresi tra $1,5 \text{ m}$ e 10 m .

Ad onor del vero, questi siti, vedono la competizione con gli impianti a coclea o vite di Archimede, che presentano sicuramente dei vantaggi di gestione rispetto ad un impianto Kaplan, ma non possono essere certo classificati come impianti economici, dato l'elevato costo della girante e date le dimensioni anche alle opere edili che ne conseguono.

A titolo d'esempio e per meglio comprendere l'impatto dell'opera si possono riportare le caratteristiche tecniche della macchina installata sull'impianto Mustad a Pinerolo.

Il sito presenta un salto pari a 3 m ed una portata media pari a $2,5 \text{ m}^3/\text{s}$. La coclea che ne deriva, per potere elaborare tale portata necessita di un diametro della vite pari a $2,65 \text{ m}$ ed uno sviluppo in lunghezza pari a 11 m . Ovviamente, al netto delle difficoltà per installare una macchina di queste dimensioni, sono evidenti le opere edili che necessitano il suo contenimento e l'impatto conseguente.

La lunghezza della girante diventa poi un limite tecnico non facilmente superabile, in quanto se in letteratura viene citato che le coclee possono essere installate anche su salti da 10 m , la realtà pone un limite tecnico verso i $3,5 \text{ m}$ per evidente superamento dei limiti legati ai trasporti stradali.

Viceversa, se nello stesso sito fosse stata installata una turbina Kaplan, la macchina avrebbe avuto un diametro riconducibile ad 1 m , il distributore un diametro esterno circa pari a $1,8 \text{ m}$ ed una lunghezza complessiva di macchina ragionevolmente intorno a 4 m .

I vantaggi nello sviluppo delle opere edili sono subito evidenti. In questo ambito, si deve tenere in considerazione il fatto che, nel corso degli anni, l'urbanizzazione ha letteralmente inglobato i corsi d'acqua transitanti all'interno del tessuto cittadino; da questo ne consegue che, in alcuni punti, sebbene sia presente il salto idraulico, la possibilità di potere installare una coclea diventa impossibile a causa della dimensione della stessa.

A fronte delle dimensioni contenute delle turbine Kaplan, si contrappone un elevato costo della macchina ed è su questo aspetto che è necessario indirizzare la ricerca con lo scopo di abbattere i costi di produzione.

Dal punto di vista dimensionale, non esiste molta differenza tra una turbina Kaplan in grado di sviluppare 500 kW e una macchina in grado di sviluppare 50 kW , anzi, dal punto di vista costruttivo le macchine sono identiche; la conseguenza è che il costo della macchina sia lo stesso. E' altresì vero che, a parità di costo, i tempi di rientro economico siano decisamente differenti; pertanto allo stato attuale rimangono molti siti che potrebbero essere sfruttati ma che a causa del lungo tempo di rientro dell'investimento iniziale non risultano appetibili al mercato.



Figura 3 Fase di installazione della macchina sull'impianto "Mustad" a Pinerolo

I siti di interesse idonei al micro-idroelettrico fanno capo al recupero di salti presenti su canali artificiali, generalmente facenti parte di consorzi irrigui, che in passato hanno rappresentato la fonte di energia (la cosiddetta forza motrice) per movimentare i macchinari di mulini, opifici, e piccoli comparti industriali.

Questa caratteristica legata a salti relativamente piccoli con portate tutto sommato modeste, implica che lo schema tipologico degli impianti vada incontro ad una notevole semplificazione.

In modo conforme a questa ultima considerazione, si deve ritenere accettabile il fatto che una riduzione dei costi possa causare un peggioramento delle prestazioni della macchina stessa.

E' quindi necessario trovare un opportuno compromesso tra costi, prestazioni e tempo di rientro dell'investimento; è quindi giustificabile la scelta di ottenere delle prestazioni leggermente inferiori a fronte di una significativa riduzione del recupero temporale dell'investimento.

Nelle pagine seguenti verranno presentati una serie di impianti tipici.

Impianto in camera libera – KAPLAN mono-regolante

L'impianto in camera libera (o camera aperta) rappresenta l'impianto più semplice che possa essere realizzato in quanto il piano di fondo della vasca di carico coincide con il piano su cui viene inghiessata la corona della girante.

Dal punto di vista generale è la macchina più semplice che si possa installare.

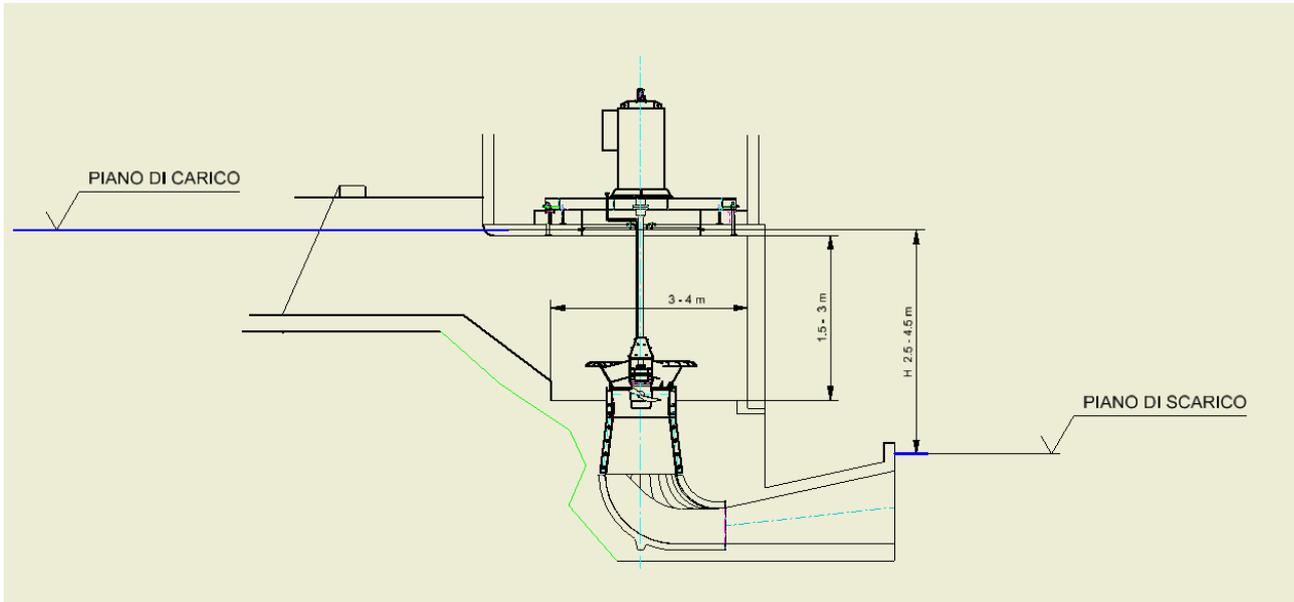


Figura 4 Impianto Kaplan mono-regolante ad asse verticale in camera libera

Nel caso rappresentato nella figura precedente, la macchina è posizionata con asse verticale. Laddove lo spazio disponibile del sito d'installazione sia compatibile con tale configurazione e la camera di carico consenta una buona presenza di acqua attorno all'ingresso (camera di dimensioni adeguate), tale disposizione risulta la migliore in quanto è evidente che il flusso sia bilanciato ed il campo di pressioni nella sezione di imbocco del distributore sia uniforme.

Il modesto salto permette la presenza dell'albero con disposizione verticale e con il generatore completamente in parte emersa.

E' ovvio che questa tipologia di macchina permetta delle regolazioni di modesta entità determinate principalmente dal fatto che il distributore non è regolabile.

Questa macchina si presta quindi ad essere installata in condizioni in cui la portata può variare, ma entro certi limiti.

Normalmente nei canali irrigui, avviene una modulazione della portata in funzione del periodo dell'anno in cui ci si trova. Pertanto, nel periodo invernale, le portate sono di norma ridotte al valore minimo allo scopo sia di mantenere in efficienza il canale sia di utilizzare lo stesso come sistema di scolo legato alle precipitazioni.

Nel periodo estivo invece, l'acqua serve per irrigare le coltivazioni, ed è questo il periodo di massima portata nel canale.

Nel caso in cui la variazione di portata sia relativamente limitata attorno ad un valore medio annuale, allora è possibile pensare di progettare una macchina a distributore fisso, posizionando le pale attorno ad una condizione media, oppure, attorno alla posizione che si reputa più conveniente nel momento in cui la si confronta con la produzione più redditizia.

Impianto con camera in pressione– KAPLAN mono-regolante

Lo stesso impianto che fa utilizzo di una turbina Kaplan mono-regolante, può essere poi proposto nella foggia con la camera in pressione.

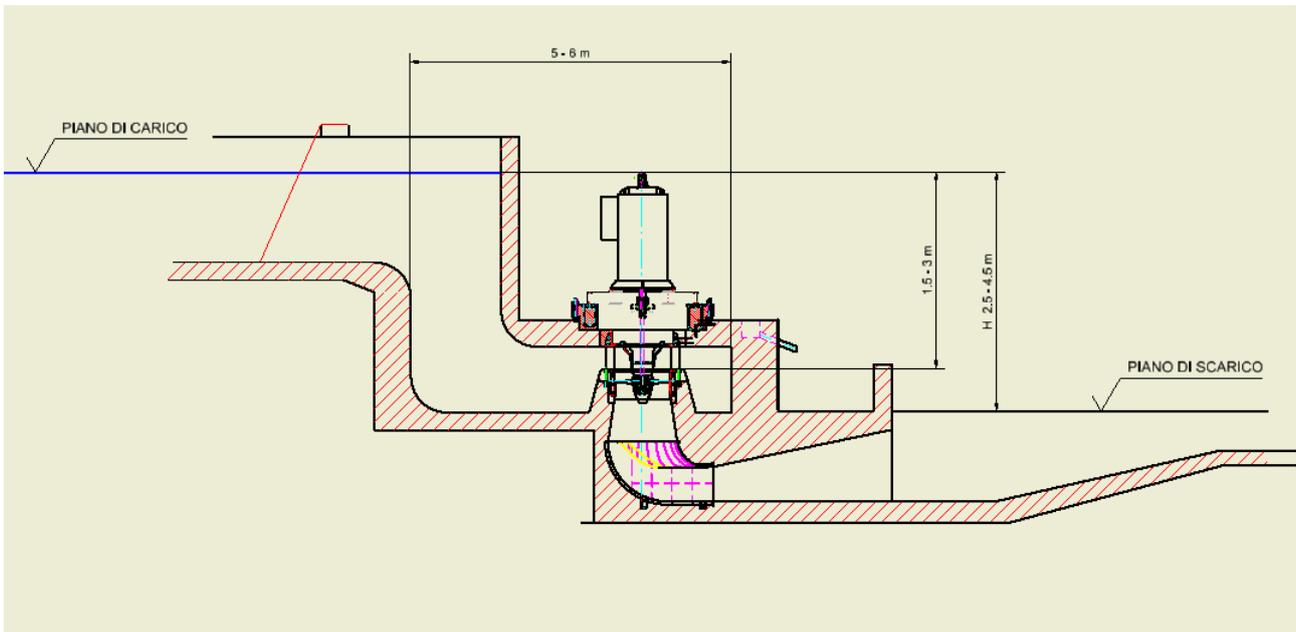


Figura 5 Impianto Kaplan mono-regolante ad asse verticale con camera in pressione

Nel caso della figura soprastante, la presenza della camera in pressione ha permesso di poter costruire la soletta subito al di sopra della macchina.

Questo layout garantisce la possibilità di installare la macchina in modo diretto, ovvero dopo aver allineato l'asse di rotazione alle varie parti della macchina già in officina, potendo quindi abbattere i tempi e gli errori di montaggio della macchina rispetto ad una installazione in loco.

Ne risulta quindi un impianto molto più appetibile al mercato nell'ottica di una standardizzazione della macchina in quanto la stessa può essere montata e collaudata direttamente in officina, senza dovere procedere alla sua installazione con personale estremamente qualificato in grado di ottemperare agli allineamenti necessari sul sito stesso.

Impianto con camera in pressione– KAPLAN bi-regolante

Il sistema che fa utilizzo di una Kaplan bi-regolante è il sistema Kaplan ad oggi più completo e nell'ambito del mini-idroelettrico, la foggia costruttiva che esso assume è quello di avere la camera in pressione.

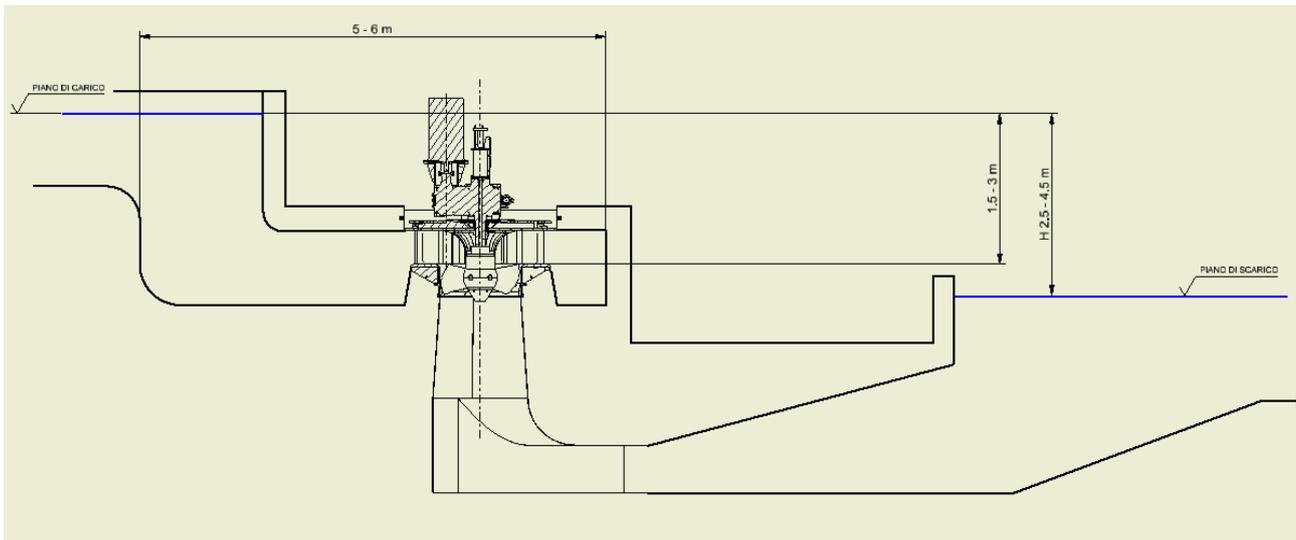


Figura 6 Impianto Kaplan bi-regolante ad asse verticale con camera in pressione

Se ci trovassimo in un ambito del tutto generale, questo sistema è di solito associato alla condotta forzata con l'ingresso nel distributore con la classica voluta a chiocciola.

Nel mondo del mini e micro-idroelettrico, di solito la realizzazione della chiocciola si evita per carenza di spazio nello sviluppo della condotta forzata.

In questi casi si preferisce ricavare delle sezioni di passaggio idonee ottenendole direttamente dalla muratura dell'impianto.

Le considerazioni di base sono le medesime di quelle dell'impianto mostrato in precedenza.

Nel caso in questione tra l'albero di rotazione della girante ed il generatore è stato interposto un moltiplicatore di velocità con lo scopo di adeguare convenientemente i giri a quelli del generatore.

Impianto in camera aperta – KAPLAN bi-regolante

Ovviamente la Kaplan bi-regolante è possibile montarla anche con l'asse della girante in orizzontale.

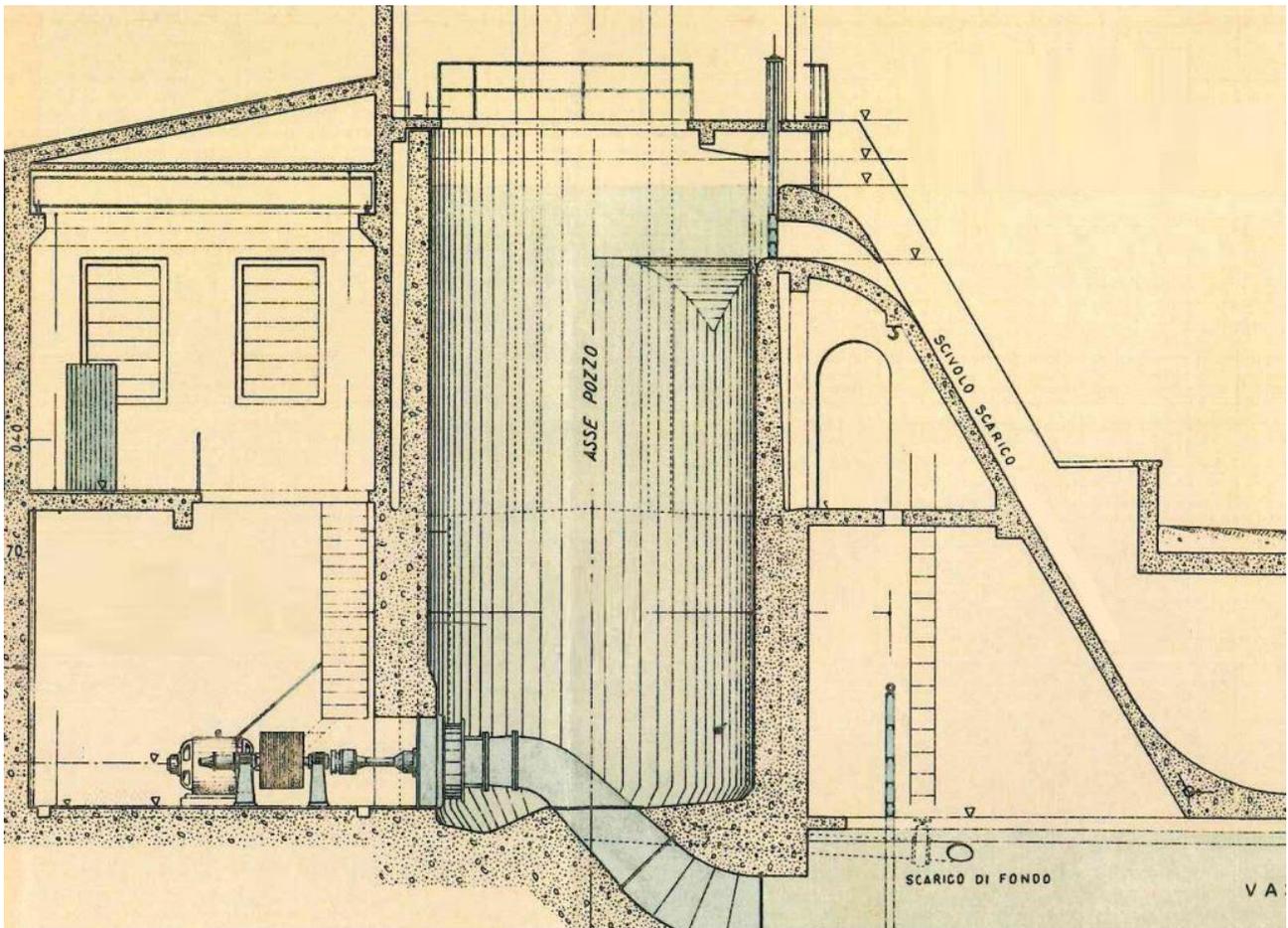


Figura 7 Impianto Kaplan bi-regolante ad asse orizzontale con camera aperta

Questo tipo di impianto era molto in uso fino a metà del secolo scorso, esso aveva il vantaggio sia di potere montare la macchina senza la necessità della chiocciola sia di mantenere la camera aperta in modo da potere compensare qualsiasi sbalzo di livello idrico senza problemi.

L'impianto della figura precedente risale ad un'installazione della ditta Riva del 1955. Questo tipo di impianto era concettualizzato sull'utilizzo della turbina Francis in camera aperta. Un ulteriore vantaggio derivante dalla disposizione orizzontale della girante è sicuramente quello di avere un'opera di scavo per l'alloggiamento del diffusore contenuta.

Considerazioni di confronto tra le varie tipologie di impianto

Nell'ambito del mini-idroelettrico gli impianti Kaplan sono generalmente riconducibili ai quattro modelli presentati nei paragrafi precedenti.

In senso più generale è anche importante considerare che la tecnologia Kaplan era nata come conseguenza della tecnologia Francis che mostrava i suoi limiti di applicazione in condizione di elevate portate e bassi salti.

Un'evoluzione che al tempo è apparsa abbastanza naturale è stata quella di passare dalle Francis veloci alle turbine ad Elica ed in seguito alle Kaplan.

Questo passaggio graduale nelle tecniche di realizzazione ha permesso da una parte di applicare una sorta di progresso continuo delle macchine, ma al tempo stesso ha generato una serie di retaggi progettuali e tecnici dai quali oggi è difficile sfuggire.

Per fare un esempio, l'impianto che utilizza la Kaplan disposta con asse di rotazione orizzontale, ricorda molto la tecnologia di installazione della turbina Francis di inizio secolo scorso. Sebbene la turbina Francis risenta relativamente poco della variazione del campo di pressioni attorno al distributore, la turbina Kaplan invece sotto questo punto di vista è più delicata e risente maggiormente della variazione del campo di pressioni attorno al distributore stesso.

Pertanto, se l'installazione di una Kaplan con asse orizzontale può avvenire senza troppi problemi nell'ambito di una colonna libera di circa 10 m come nel caso dell'impianto presentato nel paragrafo precedente in quanto la variazione di pressione tra il lato superiore ed il lato inferiore del distributore è meno del 10% del salto, lo stesso non si può dire nel caso in cui il dislivello fosse di pochi metri. In tal caso appare semplice constatare che la differenza delle pressioni e di conseguenza delle velocità del fluido tra la parte sopra e la parte sotto del distributore, può raggiungere facilmente valori dell'ordine del 30-35%.

La conseguenza di questo è che il campo di velocità affrontato dalla girante risulta molto disomogeneo, ed il risultato ovviamente si traduce in una riduzione del rendimento.

Tuttavia, nell'ambito di un'opera idraulica, un orientamento in orizzontale della girante, si traduce in un diffusore che non deve partire in verticale e di conseguenza si ha sia un vantaggio fluidodinamico nella riduzione delle perdite di carico dentro allo stesso (perché si evita la curva a 90°), e allo stesso modo, l'opera di scavo dentro al sedime del canale oppure del torrente si riduce molto.

Ad onor di cronaca, un ulteriore metodo che viene anche impiegato per ovviare allo sbilanciamento del campo di velocità ed ottenere una riduzione nell'opera di costruzione del diffusore, è quello di installare la macchina con l'asse di rotazione in obliquo; questa soluzione comporta solitamente che la macchina abbia come canale di ingresso non una vasca ma una condotta forzata.

Dal momento che l'impianto che impiega la condotta forzata implica dei salti non modesti, questa soluzione non verrà analizzata in questo lavoro.

Nello scenario di proposta tecnica offerto dal mercato, si segnala la presenza di macchine con disposizione orizzontale ed inclinata con rinvio a cinghia che in senso astratto permetterebbero l'installazione e l'utilizzo nell'ambito del mini e micro-idroelettrico.

Esse sono però soluzioni complicate e delicate, perciò si può asserire che queste soluzioni funzionino bene fino a quando non arriva il momento della manutenzione e per questa ragione non verranno trattate o analizzate.

La conseguenza delle considerazioni di cui sopra, porta a privilegiare una disposizione della macchina con asse verticale. Questa disposizione ha il vantaggio di avere il distributore che preleva da un ambiente con condizioni di pressione omogenea se si trascurano gli effetti della differenza nel campo di velocità.

E' ovvio che il concetto della camera libera, in questo caso sia di aiuto, in quanto, dimensionando la camera in modo ampio, si viene a garantire che l'acqua possa essere presente in quantità sufficiente ad organizzare l'alimentazione del distributore nel modo fluidodinamicamente più conveniente.

Nel caso della camera in pressione, si può ottenere lo stesso effetto, ma è importante dimensionare bene il volume di accesso alla macchina stessa.

Nel caso della condotta forzata, questo si può ovviare con una chiocciola di alimentazione in grado di garantire un campo di pressioni e velocità uniforme. Il fatto poi che la chiocciola di alimentazione implichi una condotta forzata e di conseguenza un salto e una portata non trascurabili, fornisce il grado di libertà di potere disporre la macchina con il senso di rotazione in modo conveniente alla geometria generale dell'opera.

Nell'ambito del mini-idroelettrico, è invece importante tenere in considerazione del senso naturale di rotazione di un flusso di acqua, pertanto è sicuramente meglio assecondare la forza di Coriolis (laddove sia possibile) ottenendo l'instaurazione naturale di un moto di circolazione in senso antiorario innescato dal senso di rotazione del pianeta.

E' ovvio che se non si utilizzasse questo accorgimento, si dovrebbe instaurare un moto contrario ad una forza, che seppur minima, fa risentire della propria presenza. Questo ragionamento vale nell'emisfero boreale e dovrà essere adeguato all'emisfero australe con rotazione opposta.

Il concetto della camera libera, seppur sia un metodo semplice e premiante, nel caso della macchina con asse di rotazione verticale, ha dei limiti di applicazione, e questo diventa subito evidente per via dell'albero di rotazione che deve essere lungo a sufficienza per potere installare il generatore in condizioni asciutte.

Nel caso presentato nel paragrafo relativo alla Kaplan mono-regolante con camera libera, il distributore fisso della macchina è stato realizzato nella versione ad imbuto, anche se in linea di principio, l'impiego di un distributore classico (radiale/assiale), non comporta ne complicazioni e nemmeno perdite di carico di rilievo.

Questa affermazione è giustificata dal fatto che la portata che passa attraverso un generico foro ha un contributo prevalente da parte delle linee di flusso periferiche poiché le particelle fluide in tale zona riscontrano una minor opposizione al passaggio.

La conseguenza di queste considerazioni, è che l'impiego di una tipologia di distributore oppure l'altra non è un limite di applicazione per la camera libera.

Tuttavia, il concetto della camera libera con albero rotante transitante all'interno dell'acqua, è un concetto obsoleto e che pone dei limiti operativi non indifferenti.

Se ad esempio il salto fosse pari a 5 metri e la posizione della girante fosse al piano medio dello scarico, avremmo come risultato un albero con una lunghezza pari ad almeno 5,5 metri, per tenere in considerazione del fatto che si deve mantenere un certo franco tra il pelo libero dell'acqua e gli organi meccanici stessi.

Ne derivano una serie di complicazioni costruttive; la prima tra tutte è quella di avere un albero che non può essere certo costruito in un sol pezzo, ma bisognerà optare per dividere lo stesso in più spezzoni che possano essere lavorati alle macchine utensili.

Questo determina che sia necessario riportare il centraggio tra i vari spezzoni per poter montare la macchina in modo allineato.

Inoltre, la spina di comando dell'incidenza delle pale deve poi essere leggermente più lunga dell'albero stesso allo scopo di potere discendere dentro al mozzo della girante e fuoriuscire nella parte alta sopra al generatore oppure sopra al moltiplicatore; pertanto, la spina dovrà avere una lunghezza pari a circa 6 metri.

Per potere ovviare a questo problema, alcuni progettisti hanno pensato di inserire il cilindro di comando idraulico direttamente dentro all'albero, portando fuori i condotti idraulici stessi; il problema però è che nel caso di manutenzione ad una guarnizione si deve smontare tutto il sistema compreso il generatore ed il moltiplicatore.

Il fatto di avere la girante distante dal banco superiore impone la necessità di avere un cuscinetto oppure una boccola che mantenga centrata la girante dentro alla corona, in quanto in sua assenza i fenomeni di nutazione dell'albero dovuti a questo tipo di applicazione determinerebbe lo strisciamento delle pale sulla corona stessa.

Infine, tale tecnica impone che ci sia un riferimento all'altezza della girante ed un altro riferimento meccanico nella parte emersa al fine di centrare correttamente la macchina. Questo implica che a livello di installazione dovranno essere presi molteplici accorgimenti per l'allineamento della macchina e per garantire che il distanziamento verticale sia corretto.

In conclusione, la versione in camera libera con albero transitante dentro alla massa dell'acqua, mostra diversi limiti applicativi oltre ad essere un sistema molto delicato, tant'è vero che sia sufficiente un piccolo assestamento di una soletta per determinare la perdita dell'allineamento e conseguentemente danneggiare l'impianto.

Pertanto, questa tipologia di impianto è da ritenersi obsoleta.

La tipologia di impianto Kaplan da preferirsi è di conseguenza quella con turbina Kaplan bi-regolante con asse verticale e camera in pressione per i seguenti motivi:

- la turbina bi-regolante presenta una possibilità maggiore di regolazione rispetto alla mono-regolante e permette quindi rendimenti elevati per differenti condizioni di funzionamento.
- l'albero di collegamento tra la girante e il riduttore di velocità è corto e quindi è possibile realizzarlo in un unico pezzo e si evitano i problemi di nutazione
- la macchina viene realizzata e collaudata in officina e quindi si evita che l'allineamento e il centraggio della stessa debba essere eseguito in loco
- la spina di comando dell'incidenza delle pale della girante è corta e permette di avere il cilindro di comando idraulico al di fuori del riduttore di velocità rendendo più agevole la manutenzione dello stesso
- l'utilizzo del riduttore di velocità permette di utilizzare un generatore di dimensioni contenute e facilmente reperibile sul mercato standardizzato facilitando la ricerca della ricambistica.

Reverse engineering

In questo capitolo si affronterà il reverse engineering di una macchina preesistente, di cui sono noti tutti i dati di targa, allo scopo di validare il metodo di dimensionamento adottato. Tale metodo di dimensionamento si può ritrovare nella tesi del mio collega Marco Monge Pero, per questo nella trattazione ci si rifà alle procedure e formule presenti in tale capitolo e si rimanda ad esso per una completa comprensione del lavoro.

Dopo la validazione del metodo, lo si applicherà ad altre due macchine cercando di risalire ai dati di targa per cui esse sono state progettate ed eventualmente andando a rilevare la presenza di criticità nel progetto.

Questo tipo di approccio consiste nel ricavare sperimentalmente le dimensioni e le geometrie caratteristiche delle varie parti della macchina, con particolare importanza al profilo della pala della girante.

Per quanto riguarda l'ottenimento dei parametri caratteristici della pala della girante, sono state effettuate delle sezioni cilindriche equidistanziate, al fine di ottenere quattro sagome caratteristiche. Questo modo di procedere si basa sull'assunzione che, il moto vorticoso del fluido in ingresso alla girante e conferito dal distributore, sia un moto idealmente elicoidale; ciò comporta che ciascuna linea di flusso lambisca la pala su una superficie cilindrica.

Quindi il profilo alare effettivamente visto dal fluido risulta essere un profilo tridimensionale.

Dunque, dopo l'ottenimento dei profili palari tridimensionali, si procede a srotolarli ottenendo un profilo equivalente piano; tale profilo dovrà poi essere identificato sfruttando la serie dei profili NACA a quattro cifre.

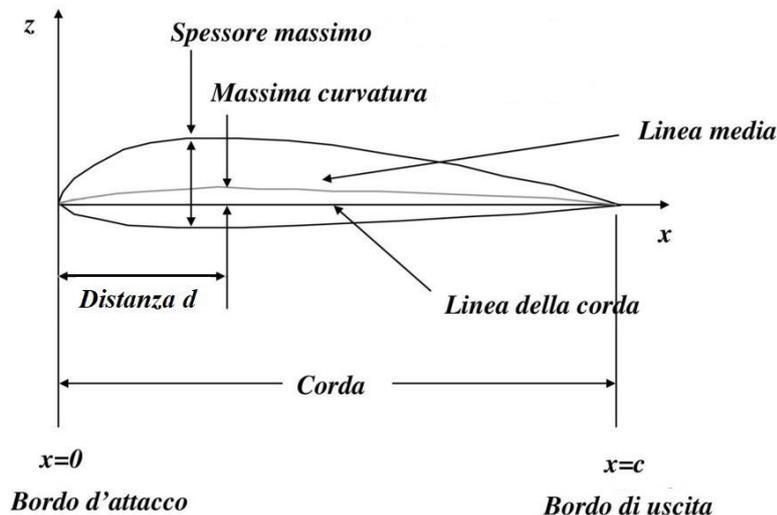


Figura 8 Parametri caratteristici profilo NACA

Nella figura precedente la distanza d è la distanza tra il bordo di attacco ed il punto in cui si ha la massima curvatura in termini di freccia massima.

Un generico profilo NACA a quattro cifre è identificato per mezzo di un codice del tipo $XYZZ$:

- X : è la curvatura massima normalizzata rispetto alla corda ed espressa in percentuale;
- Y : è il valore della distanza d espressa in decimi rispetto alla corda;
- ZZ : è il valore dello spessore massimo normalizzato rispetto alla corda ed espresso in percentuale;

Ad esempio il profilo NACA 2412 è caratterizzato da una curvatura massima del 2%, posizionata al 40%, con uno spessore del 12%, il tutto rispetto alla lunghezza della corda.

Risulta quindi agevole risalire al profilo alare corretto poiché con semplici misurazioni dei parametri caratteristici si ottiene la composizione della sigla.

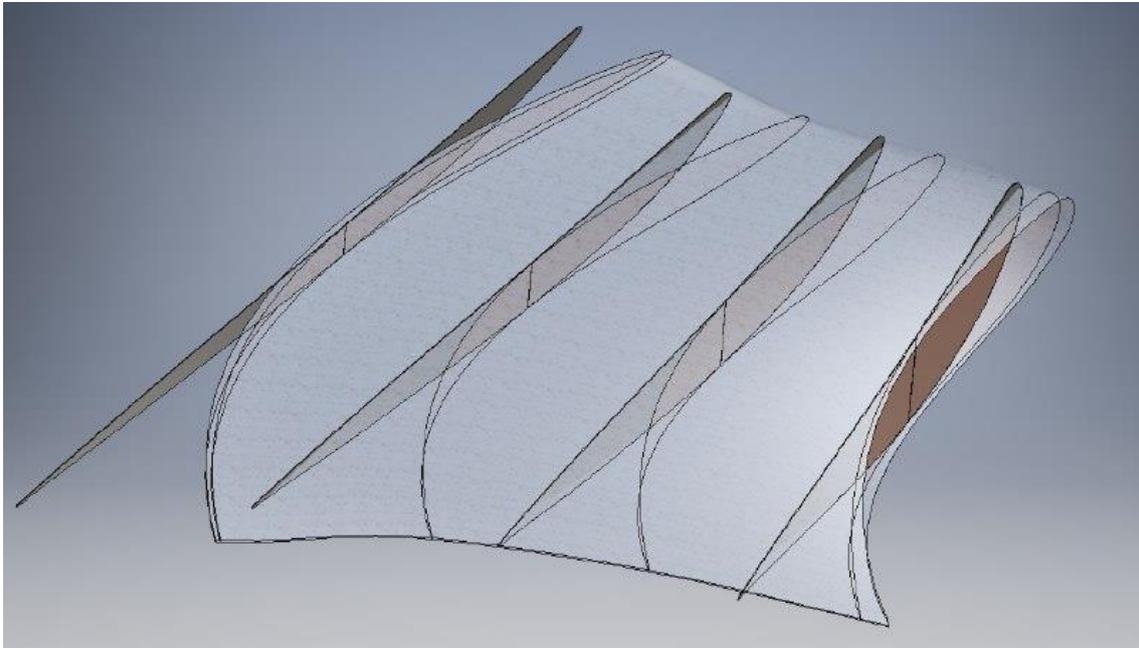


Figura 9 Reverse engineering della girante

Si è notato che il perno di calettamento delle pale della girante, per tutte le turbine analizzate, non coincide con il centro di spinta del profilo (che nei NACA si ricorda essere intorno al 25 % della lunghezza della corda) ma bensì è scostato verso una percentuale maggiore pari a circa il 40 %. In questo modo la pala risulta leggermente sbilanciata rispetto al perno ma tale comportamento fa sì che la presenza degli inevitabili giochi costruttivi non sia fonte di vibrazioni e danneggiamento delle parti durante il funzionamento; inoltre, in tale zona la pala risulta caratterizzata da uno spessore idoneo rispetto a quella che avrebbe nel suo centro di spinta.

Validazione del modello

Per la validazione del modello si utilizza una turbina di cui si conoscono in modo completo tutti i dati per cui è stata progettata:

- H_u : salto utile pari a 2.70 m;
- Q_n : portata nominale pari a 1200 l/s;
- n : velocità di rotazione albero della girante pari a 435 rpm;

Le dimensioni della macchina sono ricavabili da un modello CAD.

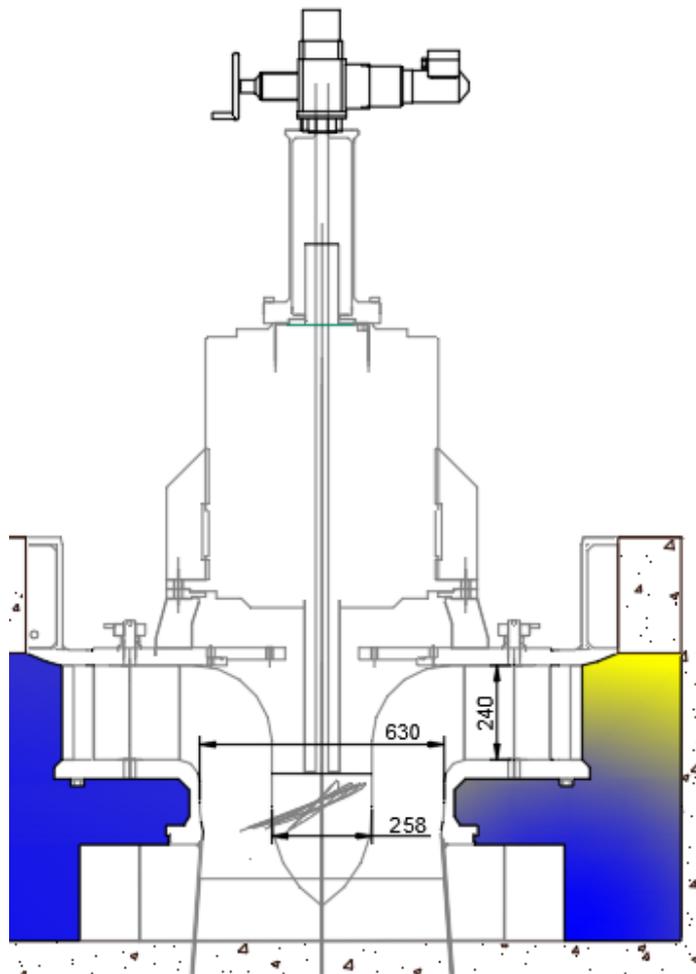


Figura 10 Dimensioni caratteristiche della macchina

Da tale figura si ricavano i parametri caratteristici del condotto meridiano:

- B: altezza del distributore pari a 240 mm;
- D: diametro della corona pari a 630 mm;
- d: diametro del mozzo pari a 258 mm;

Inoltre, le pale della girante di questa turbina Kaplan bi-regolante risultano essere cinque.

Partendo dai dati di progetto di tale turbina, utilizzando il processo analitico di dimensionamento citato precedentemente, si dimensiona la macchina e si confrontano i dati ottenuti con quelli della

macchina reale appena elencati.

Per quanto riguarda il progetto del distributore e del diffusore verranno ottimizzati con l'ausilio della simulazione CFD nel prosieguo del lavoro.

Per non appesantire la trattazione si è scelto di elencare i risultati salienti ottenuti nella tabella sottostante:

Grandezza	Procedimento analitico	Macchina reale
H_d [m]	2,700	2,700
Q_{max} [l/s]	2050	/
n [rpm]	435	435
$H_{loc} + H_{distr}$ [m]	0	/
H_u [m]	2,700	/
$K_{Q_{max}}$	5,6	/
$n_{s,Q_{max}}$	935	/
Q/Q_{max}	0,59	/
Q_n [l/s]	1209	1200
K_n	4,2	/
$n_{s,n}$	718	/
n_1^1	167	/
D [m]	0,631	0,630
d/D	0,410	/
d [m]	0,258	0,258
Z_g	5	5
B/D	0.380	/
B [m]	0,240	0,240

Tabella 1 Confronto parametri dimensionali della turbina

Come si può notare dalla tabella sovrastante i parametri dimensionali analitici coincidono con quelli reali.

Per proseguire con l'iter di validazione è necessario proseguire confrontando la girante.

Per analizzare la girante si parte con lo studio dei triangoli di velocità con le modalità descritte nel capitolo di dimensionamento; per fare ciò è necessario ricavare preliminarmente il rendimento idraulico nelle condizioni di progetto dal diagramma di Balje (fig. 6 del capitolo di dimensionamento) e valutare quindi il lavoro interno della turbina con la formula inversa alla [1.9 del capitolo del dimensionamento]. Essendo η_y pari a 0,85, si ricava un l_i di 22,51 J/Kg.

Di seguito viene presentata una tabella che racchiude i triangoli di velocità all'ingresso e all'uscita della girante in corrispondenza dei quattro layer cilindrici in cui è stata suddivisa la pala.

	<i>LAYER 1</i>	<i>LAYER 2</i>	<i>LAYER 3</i>	<i>LAYER 4</i>
r [m]	0,130	0,192	0,253	0,314
c_{1m} [m/s]	4,82	4,82	4,82	4,82
u [m/s]	5,97	8,75	11,52	14,30
c_{1u} [m/s]	3,77	2,57	1,95	1,57
c_1 [m/s]	6,12	5,47	5,20	5,07
α_1 [°]	51,97	61,92	67,95	71,93
w_{1u} [m/s]	-2,19	-6,17	-9,57	-12,73
w_{1m} [m/s]	4,82	4,82	4,82	4,82
w_1 [m/s]	5,30	7,83	10,72	13,61
β_1 [°]	65,54	38,01	26,75	20,76
c_{2u} [m/s]	0,00	0,00	0,00	0,00
c_{2m} [m/s]	4,82	4,82	4,82	4,82
c_2 [m/s]	4,82	4,82	4,82	4,82
α_2 [°]	90,00	90,00	90,00	90,00
w_{2u} [m/s]	-5,97	-8,75	-11,52	-14,30
w_{2m} [m/s]	4,82	4,82	4,82	4,82
w_2 [m/s]	7,67	9,99	12,49	15,10
β_2 [°]	38,95	28,88	22,71	18,64
w_∞ [m/s]	6,49	8,91	11,61	14,35
$w_{\infty m}$ [m/s]	4,82	4,82	4,82	4,82
$w_{\infty u}$ [m/s]	-4,08	-7,46	-10,55	-13,52
β_∞ [°]	49,77	32,89	24,58	19,64

Tabella 2 Triangoli di velocità a portata nominale

Si passa ora allo studio dei profili palari piani andando a ricavare i parametri caratteristici necessari per determinare il coefficiente di portanza $C_{p\infty}$ ad ogni layer.

In particolare si determinano:

- l : lunghezza della corda ricavata dal profilo reale;
- t : passo palare ricavato tramite la formula $t = \frac{2\pi r}{Z_g}$;
- λ : angolo d'attrito ipotizzato pari ad 1° ;
- $C_{ps} \cdot l/t$: ricavato tramite la formula [1.62];
- K : coefficiente correttivo effetto schiera imposto unitario;

	LAYER 1	LAYER 2	LAYER 3	LAYER 4
l [m]	0,178	0,239	0,285	0,356
t [m]	0,165	0,241	0,318	0,395
l/t	1,081	0,991	0,896	0,902
λ [°]	1,00	1,00	1,00	1,00
$C_{ps} \cdot l/t$	1,18	0,59	0,35	0,23
C_{ps}	1,0920	0,5995	0,3905	0,2556
K	1	1	1	1
$C_{p\infty}$	1,0920	0,5995	0,3905	0,2556

Tabella 3 Coefficienti di portanza a portata nominale

Successivamente si prosegue identificando i profili NACA che meglio approssimano lo sviluppo piano della pala reale ai vari layer e si cerca l'angolo di incidenza i ed il valore del coefficiente di resistenza C_d dai grafici delle polari dei rispettivi profili, avendo come target il $C_{p\infty}$ voluto.

E' necessario, per scegliere la polare corretta, valutare anche il numero di Reynolds ai vari layer utilizzando come lunghezza caratteristica l la lunghezza della corda e come velocità caratteristica la w_∞ . Per interpolare le curve polari dei vari profili NACA si è utilizzato il software XFOil.

Si verifica inoltre che il valore di λ sia ragionevolmente prossimo all'unità.

Infine ottenuto l'angolo di incidenza del profilo si può ottenere l'angolo γ di calettamento tra la direzione tangenziale e la corda come differenza tra β_∞ ed i (vedi fig. 13 del capitolo del dimensionamento).

Di seguito vengono presentati i risultati ottenuti:

	<i>LAYER 1</i>	<i>LAYER 2</i>	<i>LAYER 3</i>	<i>LAYER 4</i>
Profilo NACA	6413	4408	3406	2403
<i>Re</i>	$1,3 \cdot 10^6$	$2,39 \cdot 10^6$	$3,72 \cdot 10^6$	$5,74 \cdot 10^6$
<i>i</i> [°]	3,62	1,09	0,34	0,27
<i>C_d</i>	0,0075	0,0049	0,0047	0,0054
<i>λ verificato</i> [°]	0,39	0,47	0,69	1,20
<i>γ</i> [°]	46,15	31,80	24,23	19,37

Tabella 4 Profili alari e angoli di calettamento a portata nominale

Dai dati sovrastanti si può notare come il valore dell'angolo d'attrito effettivo λ sia sempre prossimo all'unità, perciò risulta validata la supposizione iniziale.

E' ora necessario confrontare gli angoli di calettamento γ ottenuti con quelli reali ed in particolare valutare lo svergolamento, ovvero la differenza angolare tra il layer 1 ed il layer 4.

	<i>LAYER 1</i>	<i>LAYER 2</i>	<i>LAYER 3</i>	<i>LAYER 4</i>	<i>Svergolamento TOT</i>
<i>γ teorico</i> [°]	46,15	31,80	24,23	19,37	26,78
<i>γ reale</i> [°]	46,10	28,20	22,90	21,70	24,40

Tabella 5 Confronto tra gli angoli di calettamento a portata nominale

Nella tabella sovrastante γ teorico è l'angolo di calettamento ottenuto dal metodo analitico, mentre γ reale è l'angolo di calettamento ricavato dalla pala preesistente tramite reverse engineering. Sebbene si abbia una buona corrispondenza dei valori, non si ha una completa sovrapposizione dei risultati, in particolare lo svergolamento totale teorico risulta maggiore di quello effettivo; ciò può essere ricondotto a due fattori principali:

- nella fase di identificazione dei profili, sebbene siano stati scelti i profili che garantissero il miglior fitting, permanevano comunque delle discrepanze tra le due geometrie (contenute al di sotto del millimetro); ciò può essere dovuto al fatto che i profili potrebbero non essere dei NACA ma bensì dei Gottingen.
- nel modello teorico, la teoria del vortice libero non tiene in conto degli effetti di viscosità del fluido; ciò potrebbe determinare una discrepanza sui triangoli delle velocità e conseguentemente sugli angoli di calettamento dei profili.

Per una visione più completa del caso fisico e considerando che la macchina possa essere alimentata a portata variabile fino a raggiungere teoricamente la portata massima di 2050 l/s, si è scelto di effettuare il calcolo degli angoli di calettamento ottimali per tale condizione e confrontarli con quelli a portata nominale.

Per ricavare i triangoli di velocità a portata massima è necessario tener conto di alcune accortezze; in particolare il rendimento idraulico viene supposto minore rispetto a quello con portata ottimale e pari a 0,8, ne consegue quindi un lavoro interno pari a $21,19 J/Kg$.

Inoltre, al fine di ottimizzare il funzionamento della turbina anche in queste condizioni, si è scelto di utilizzare la stessa procedura per il tracciamento dei triangoli di velocità seguita nel caso a portata nominale; ciò comporta l'aver imposto la velocità tangenziale allo scarico c_{2u} nulla.

Qui di seguito vengono riportati i triangoli di velocità ottenuti.

	<i>LAYER 1</i>	<i>LAYER 2</i>	<i>LAYER 3</i>	<i>LAYER 4</i>
r [m]	0,130	0,192	0,253	0,314
c_{1m} [m/s]	8,18	8,18	8,18	8,18
u [m/s]	5,97	8,75	11,52	14,30
c_{1u} [m/s]	3,55	2,42	1,84	1,48
c_1 [m/s]	8,91	8,53	8,38	8,31
α_1 [°]	66,53	73,50	77,33	79,73
w_{1u} [m/s]	-2,42	-6,32	-9,69	-12,82
w_{1m} [m/s]	8,18	8,18	8,18	8,18
w_1 [m/s]	8,53	10,34	12,68	15,21
β_1 [°]	73,53	52,28	40,17	32,52
c_{2u} [m/s]	0,00	0,00	0,00	0,00
c_{2m} [m/s]	8,18	8,18	8,18	8,18
c_2 [m/s]	8,18	8,18	8,18	8,18
α_2 [°]	90,00	90,00	90,00	90,00
w_{2u} [m/s]	-5,97	-8,75	-11,52	-14,30
w_{2m} [m/s]	8,18	8,18	8,18	8,18
w_2 [m/s]	10,12	11,97	14,13	16,48
β_2 [°]	53,88	43,07	35,35	29,75
w_∞ [m/s]	9,32	11,15	13,40	15,84
$w_{\infty m}$ [m/s]	8,18	8,18	8,18	8,18
$w_{\infty u}$ [m/s]	-4,19	-7,53	-10,61	-13,56
β_∞ [°]	62,86	47,34	37,63	31,08

Tabella 6 Triangoli di velocità a portata massima

Per il calcolo degli angoli di calettamento si è utilizzata la stessa procedura del caso a portata nominale, avendo però l'accortezza di utilizzare gli stessi profili palari in termini di codice identificativo e dimensioni.

	<i>LAYER 1</i>	<i>LAYER 2</i>	<i>LAYER 3</i>	<i>LAYER 4</i>
<i>l</i> [m]	0,178	0,239	0,285	0,356
<i>t</i> [m]	0,165	0,241	0,318	0,395
<i>l/t</i>	1,081	0,991	0,896	0,902
λ [°]	1,00	1,00	1,00	1,00
$C_{ps} \cdot l/t$	0,77	0,44	0,28	0,19
C_{ps}	0,7108	0,4458	0,3132	0,2135
<i>K</i>	1	1	1	1
$C_{p\infty}$	0,7108	0,4457	0,3132	0,2135
Profilo NACA	6413	4408	3406	2403
<i>Re</i>	$1,86 \cdot 10^6$	$3,00 \cdot 10^6$	$4,29 \cdot 10^6$	$6,34 \cdot 10^6$
<i>i</i> [°]	0,06	-0,24	-0,35	-0,17
<i>C_d</i>	0,0073	0,0054	0,0048	0,0044
<i>λ verificato</i> [°]	0,59	0,69	0,87	1,17
γ [°]	62,80	47,58	37,98	31,25

Tabella 7 Angoli di calettamento a portata massima

Come previsto, si può notare un aumento degli angoli di calettamento per ciascun layer, poiché è necessaria una maggior apertura della schiera palare al fine di consentire il passaggio di una maggior portata.

Inoltre lo svergolamento totale della pala a portata massima risulta pari a 31.55°, sensibilmente superiore a quello ottenuto a portata nominale di 26.78°.

Poiché la pala è un corpo solido indeformabile, non è possibile ottenere uno svergolamento variabile con le diverse condizioni di funzionamento; appare quindi evidente che la pala possa lavorare in condizioni fluidodinamicamente ottimali soltanto in una specifica condizione di funzionamento. Di seguito viene riportata una tabella con il confronto tra gli angoli di calettamento a portata nominale e portata massima.

	<i>LAYER 1</i>	<i>LAYER 2</i>	<i>LAYER 3</i>	<i>LAYER 4</i>	<i>Svergolamento TOT</i>
γ_{Q_n} [°]	46,15	31,80	24,23	19,37	26,78
$\gamma_{Q_{max}}$ [°]	62,80	47,58	37,98	31,25	31,55
$\gamma_{Q_{max}} - \gamma_{Q_n}$	16,65	15,77	13,75	11,88	

Tabella 8 Confronto angoli di calettamento

Utilizzando la pala ottenuta a portata nominale, per determinare l'angolo di rotazione della pala a portata massima, ci si può riferire ai due layer più esterni e quindi ruotare la pala di circa 12° . In questo modo si hanno le condizioni ottimali a portata massima sui layer esterni della pala; ciò è preferibile in quanto in tale zona si riesce ad estrarre la maggior parte del lavoro poiché le velocità in gioco sono maggiori e le linee di corrente impattano su una maggiore superficie alare rispetto ai layer più interni.

A conclusione del lavoro si inserisce un grafico che mette in evidenza l'evoluzione degli angoli di calettamento dal mozzo alla corona esterna nelle diverse condizioni di portata.

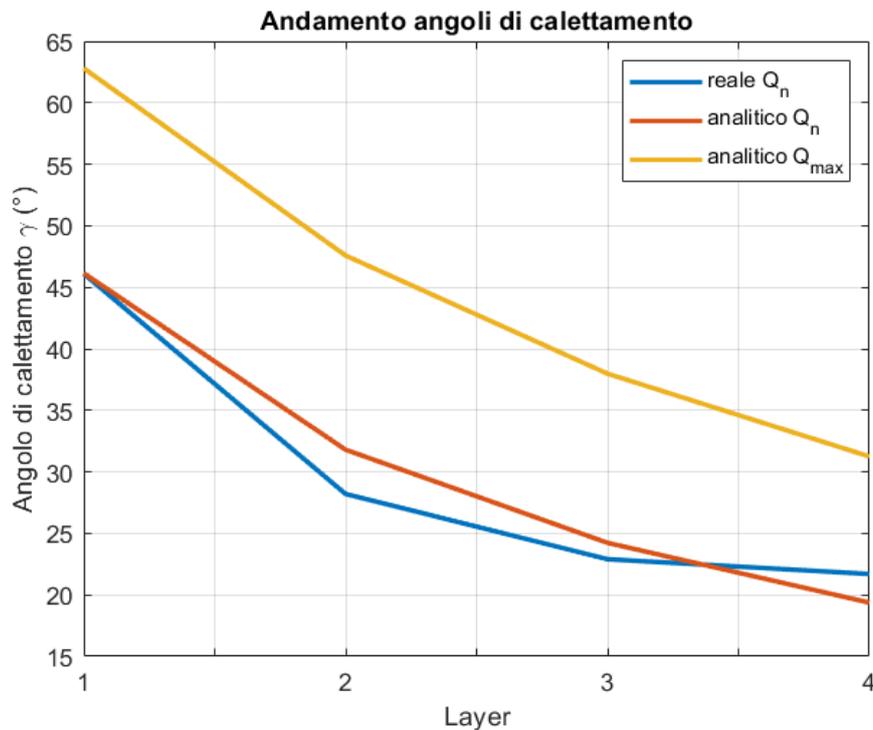


Figura 11 Andamento angoli di calettamento

Si può notare che lo svergolamento ottenuto analiticamente nel caso con portata nominale sia maggiore di quello della pala reale ottenuto con il reverse engineering.

Siccome abbiamo verificato che a portate differenti lo svergolamento cambia ed in particolare aumentando la portata aumenta lo svergolamento, si può ragionevolmente concludere che un'ulteriore concausa della differenza di svergolamento tra il caso analitico e quello reale a portata nominale possa essere il fatto che la turbina in questione sia stata progettata per prediligere il funzionamento anche con portate più basse di quella nominale.

In questo modo si riesce ad ottenere una situazione di compromesso complessivamente favorevole per un range di portate e non solamente un rendimento superiore per un'unica portata.

Verifica altezza di installazione della girante

Si verifica ora che l'altezza di installazione della girante rispetto al pelo libero di scarico sia tale da prevenire il fenomeno della cavitazione.

Si valuta ora l'altezza di installazione utilizzando il procedimento già esplicito nel capitolo del dimensionamento e si riportano i risultati numerici ottenuti a fronte di una ragionevole supposizione sul rendimento del diffusore, sulla temperatura dell'acqua pari a 10°C e sulla quota di installazione della macchina rispetto al livello del mare pari a 0 m .

λ	0,20
c_3 [m/s]	1,00
η_d	0,7
p_t [Pa]	1226
p_a [Pa]	$1,01 \cdot 10^5$
h_a [m]	5,78

Tabella 9 Valutazione dell'altezza d'installazione della girante

Si ricorda che p_t è la tensione di vapore dell'acqua alla temperatura di 10°C e p_a è la pressione ambiente a livello del mare.

Si determina un'altezza di installazione della girante massima pari a $5,78\text{ m}$, di molto superiore a quella reale di circa $0,7\text{ m}$; si conclude che tale altezza previene il fenomeno della cavitazione causata da una depressione locale troppo elevata.

Caso di studio: turbina biregolante

Avendo dimostrato la bontà del metodo analitico di dimensionamento con la turbina presentata precedentemente si può utilizzare tale metodo per indagare le condizioni di funzionamento ottimali di una turbina biregolante preesistente che si presuppone non essere propriamente idonea al sito di installazione cui è stata destinata.

Si procede ora a ricavare dal modello CAD a nostra disposizione, di cui si riporta un'immagine, i parametri geometrici del condotto meridiano.

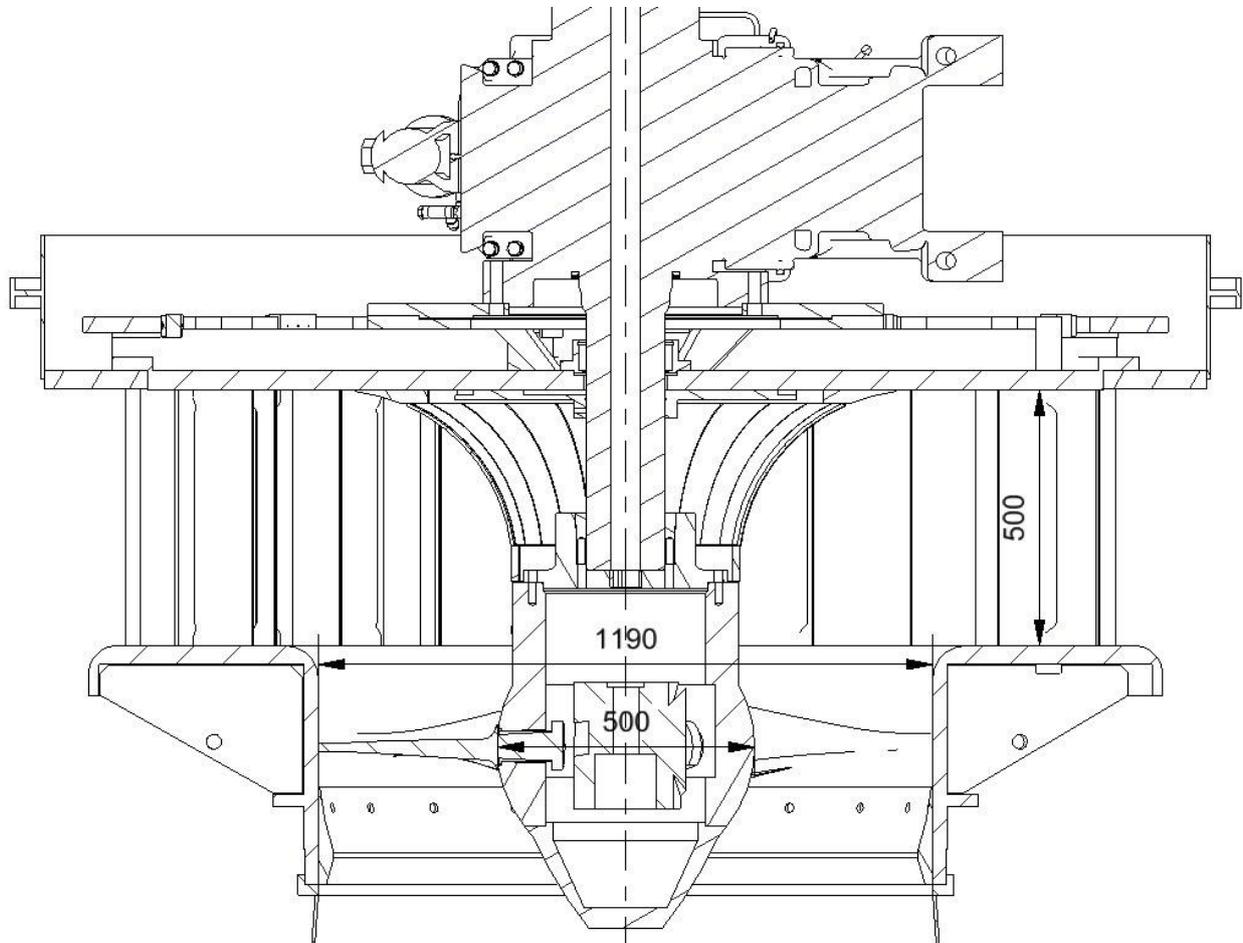


Figura 12 Condotto meridiano turbina biregolante

Da tale figura si ricavano i parametri caratteristici del condotto meridiano:

- B: altezza del distributore pari a 500 mm;
- D: diametro della corona pari a 1190 mm;
- d: diametro del mozzo pari a 500 mm;

Inoltre, le pale della girante di questa turbina Kaplan bi-regolante risultano essere cinque.

Partendo dai parametri dimensionali di tale turbina, utilizzando il processo analitico di dimensionamento, si ricavano iterativamente i dati di progetto e li si confronta con quelli del sito di installazione attuale della macchina.

Di seguito vengono elencati i risultati ottenuti:

Grandezza	Procedimento analitico	Macchina reale
H_d [m]	3,200	3,200
Q_{max} [l/s]	6200	/
n [rpm]	240	235
$H_{loc} + H_{distr}$ [m]	0	/
H_u [m]	3,200	/
K_{Qmax}	4,72	/
$n_{s,Qmax}$	790	/
Q/Q_{max}	0,61	/
Q_n [l/s]	3780	1750
K_n	3,69	/
$n_{s,n}$	617	/
n_1^1	160	/
D [m]	1,190	1,190
d/D	0,420	/
d [m]	0,500	0,500
Z_g	5	5
B/D	0,400	/
B [m]	0,490	0,500

Tabella 10 Confronto parametri dimensionali della turbina

Come si può notare dalla tabella sovrastante, i valori di salto utile e velocità di rotazione coincidono ma la portata risulta sensibilmente differente; si conclude che la turbina oggetto di studio è stata utilizzata con delle condizioni di funzionamento non appropriate.

Si procede quindi alla riprogettazione della macchina con il valore di portata nominale, mantenendo i profili palari della turbina reale ma riorientandoli rispetto alle nuove condizioni di funzionamento. Inoltre si effettueranno i calcoli anche considerando differenti portate al fine di confermare la tendenza alla variazione nella stessa direzione di portata e svergolamento della pala.

Si parte ora con la progettazione della turbina a portata nominale, sfruttando nuovamente i triangoli di velocità con le modalità della turbina precedente; per fare ciò è necessario ricavare preliminarmente il rendimento idraulico nelle condizioni di progetto dal diagramma di Balje (fig. 6 del capitolo sul dimensionamento) e valutare quindi il lavoro interno della turbina con la formula inversa alla [1.9 del capitolo sul dimensionamento].

Essendo η_y pari a 0,85, si ricava un l_i di 26,68 J/Kg.

Di seguito viene presentata una tabella che racchiude i triangoli di velocità all'ingresso e all'uscita della girante in corrispondenza dei quattro layer cilindrici in cui è stata suddivisa la pala.

	<i>LAYER 1</i>	<i>LAYER 2</i>	<i>LAYER 3</i>	<i>LAYER 4</i>
r [m]	0,250	0,366	0,481	0,596
c_{1m} [m/s]	4,19	4,19	4,19	4,19
u [m/s]	6,29	9,19	12,09	14,99
c_{1u} [m/s]	4,24	2,90	2,21	1,78
c_1 [m/s]	5,96	5,10	4,74	4,56
α_1 [°]	44,70	55,32	62,25	67,00
w_{1u} [m/s]	-2,05	-6,29	-9,88	-13,21
w_{1m} [m/s]	4,19	4,19	4,19	4,19
w_1 [m/s]	4,67	7,56	10,74	13,86
β_1 [°]	63,90	33,71	23,00	17,62
c_{2u} [m/s]	0,00	0,00	0,00	0,00
c_{2m} [m/s]	4,19	4,19	4,19	4,19
c_2 [m/s]	4,19	4,19	4,19	4,19
α_2 [°]	90,00	90,00	90,00	90,00
w_{2u} [m/s]	-6,29	-9,19	-12,09	-14,99
w_{2m} [m/s]	4,19	4,19	4,19	4,19
w_2 [m/s]	7,56	10,10	12,80	15,56
β_2 [°]	33,68	24,53	19,14	15,64
w_∞ [m/s]	6,12	8,83	11,77	14,71
$w_{\infty m}$ [m/s]	4,19	4,19	4,19	4,19
$w_{\infty u}$ [m/s]	-4,17	-7,74	-10,99	-14,10
β_∞ [°]	45,14	28,46	20,90	16,57

Tabella 11 Triangoli di velocità a portata nominale

Si passa ora allo studio dei profili alari piani andando a ricavare i parametri caratteristici necessari per determinare il coefficiente di portanza $C_{p\infty}$ ad ogni layer.

In particolare si determinano:

- l : lunghezza della corda ricavata dal profilo reale;
- t : passo alare ricavato tramite la formula $t = \frac{2\pi r}{Z_g}$;
- λ : angolo d'attrito ipotizzato pari ad 1° ;
- $C_{ps} \cdot l/t$: ricavato tramite la formula [1.62];
- K : coefficiente correttivo effetto schiera imposto unitario;

	<i>LAYER 1</i>	<i>LAYER 2</i>	<i>LAYER 3</i>	<i>LAYER 4</i>
l [m]	0,330	0,435	0,538	0,635
t [m]	0,315	0,460	0,604	0,749
l/t	1,049	0,947	0,890	0,847
λ [°]	1,00	1,00	1,00	1,00
$C_{ps} \cdot l/t$	1,41	0,68	0,39	0,26
C_{ps}	1,3453	0,7178	0,4418	0,3035
K	1	1	1	1
$C_{p\infty}$	1,3453	0,7178	0,4418	0,3035

Tabella 12 Coefficienti di portanza a portata nominale

Successivamente si ricava l'angolo γ di calettamento ai diversi layer seguendo l'iter già proposto per la turbina precedente.

Di seguito vengono presentati i risultati ottenuti.

	<i>LAYER 1</i>	<i>LAYER 2</i>	<i>LAYER 3</i>	<i>LAYER 4</i>
Profilo NACA	7414	4309	2305	2403
Re	$2,27 \cdot 10^6$	$4,32 \cdot 10^6$	$7,11 \cdot 10^6$	$1,05 \cdot 10^7$
i [°]	4,89	2,36	2,11	0,68
C_d	0,0077	0,0047	0,0041	0,0051
λ verificato [°]	0,33	0,38	0,53	0,97
γ [°]	40,25	26,10	18,79	15,89

Tabella 13 Profili alari e angoli di calettamento a portata nominale

Dai dati sovrastanti si può notare come il valore dell'angolo d'attrito effettivo λ sia sempre minore all'unità, perciò risulta validata la supposizione iniziale.

Si esegue ora il procedimento per determinare gli angoli di calettamento γ e quindi lo svergolamento che la pala dovrebbe avere a differenti portate. Per non appesantire la trattazione si riportano solamente i risultati finali nella tabella sottostante.

Angoli γ [°]	Layer 1	Layer 2	Layer 3	Layer 4	Svergolamento TOT
$\gamma (Q_n = 3780 \text{ l/s})$	40,25	26,10	18,79	15,89	24,37
$\gamma (Q_{max} = 6200 \text{ l/s})$	57,04	40,22	30,52	25,74	31,30
$\gamma (Q = 1750 \text{ l/s})$	16,08	10,97	7,70	7,05	9,02

Tabella 14 Confronto degli angoli di calettamento

Come ci si aspettava, gli angoli di calettamento γ aumentano all'aumentare della portata per favorire il passaggio della stessa. Inoltre, per ottimizzare fluidodinamicamente la macchina, lo svergolamento della pala dovrebbe aumentare con l'aumento della portata; siccome ciò non è possibile bisogna determinare uno svergolamento di compromesso che sia compatibile con i livelli di portata registrati nel corso di un anno solare.

Si inserisce infine un grafico che mette in evidenza l'evoluzione degli angoli di calettamento che le pale dovrebbero avere dal mozzo alla corona esterna al variare della portata.

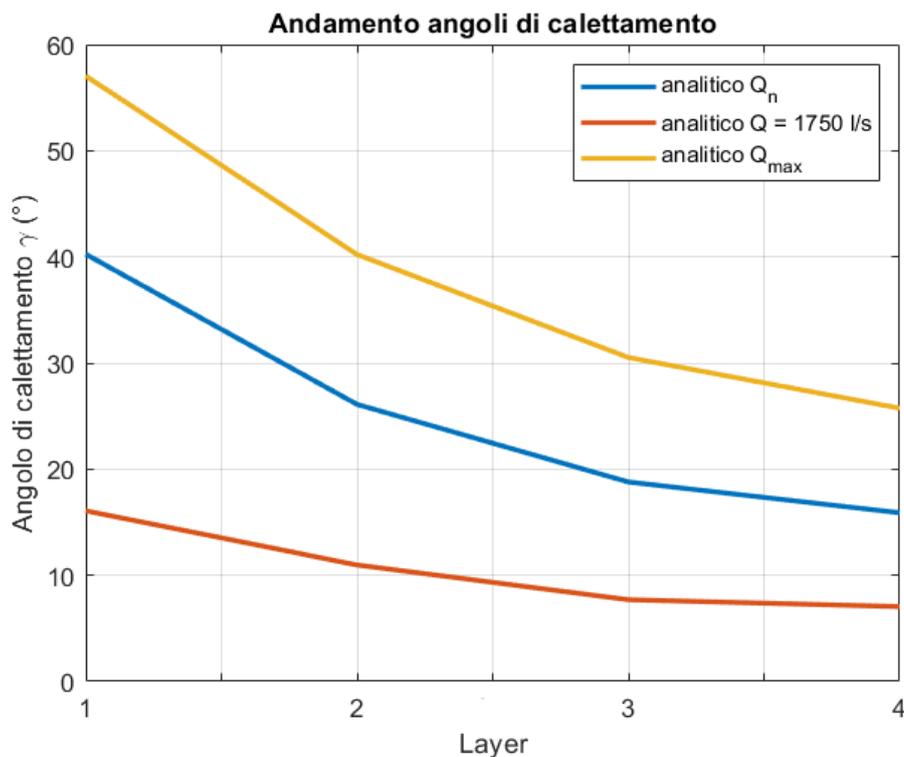


Figura 13 Andamento degli angoli di calettamento per la turbina biregolante

Caso di studio: turbina monoregolante

Analogamente a quanto svolto per il caso di studio precedente, si procede ad indagare i dati ottimali per cui tale turbina è stata progettata.

Si procede ora a ricavare dal modello CAD preesistente, di cui si riporta un'immagine, i parametri geometrici del condotto meridiano.

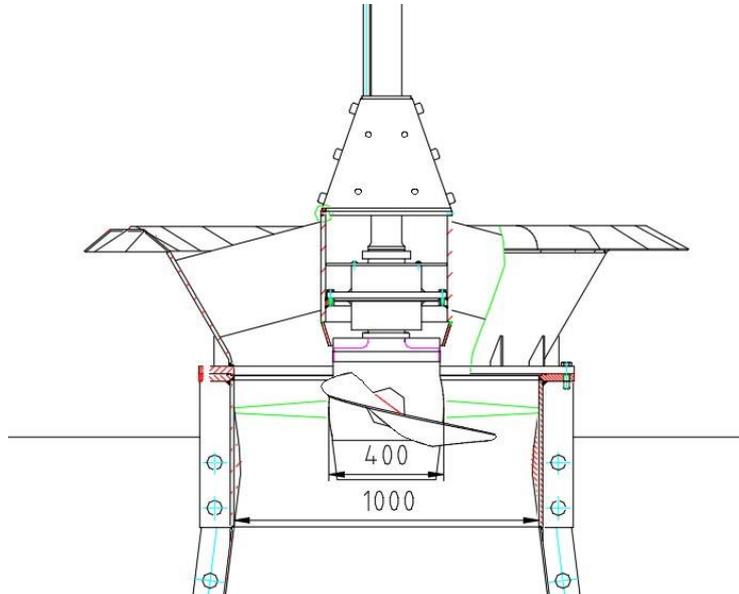


Figura 14 Condotto meridiano turbina monoregolante

Da tale figura si ricavano i parametri caratteristici del condotto meridiano:

- D: diametro della corona pari a 1000 mm;
- d: diametro del mozzo pari a 400 mm;

L'altezza del distributore B non è identificabile poiché tale tipologia di distributore verrà sostituita con un modello radiale analogo a quello della turbina biregolante; ciò va nella direzione di standardizzare la macchina e conseguentemente di abbattere i costi.

Inoltre, le pale della girante di questa turbina Kaplan monoregolante risultano essere quattro.

Partendo dai parametri dimensionali di tale turbina, utilizzando il processo analitico di dimensionamento, si ricavano iterativamente i dati di progetto e li si confronta con quelli del sito di installazione attuale della macchina.

Di seguito vengono elencati i risultati ottenuti:

Grandezza	Procedimento analitico	Macchina reale
H_d [m]	2,800	4,000
Q_{max} [l/s]	4700	/
n [rpm]	310	375
$H_{loc} + H_{distr}$ [m]	0	/
H_u [m]	2,800	/
K_{Qmax}	5,87	/
$n_{s,Qmax}$	982	/
Q/Q_{max}	0,58	/
Q_n [l/s]	2730	2500
K_n	4,5	/
$n_{s,n}$	748	/
n_1^1	185	/
D [m]	1,000	1,000
d/D	0.400	/
d [m]	0,400	0,400
Z_g	4	4
B/D	0,380	/
B [m]	0,380	/

Tabella 15 Confronto parametri dimensionali della turbina

Come si può notare dalla tabella sovrastante, i valori di salto utile, velocità di rotazione e portata nominale si discostano sensibilmente da quelli del sito di installazione; si conclude che la turbina oggetto di studio è stata utilizzata con delle condizioni di funzionamento non appropriate.

Si procede quindi alla riprogettazione della macchina con il valore di portata nominale, mantenendo i profili palari della turbina reale ma riorientandoli rispetto alle nuove condizioni di funzionamento. Inoltre si effettueranno i calcoli anche considerando la portata massima teorica al fine di confermare ulteriormente la tendenza alla variazione nella stessa direzione di portata e svergolamento della pala.

Si inizia ora con la progettazione della turbina a portata nominale, sfruttando nuovamente i triangoli di velocità; per fare ciò è necessario ricavare preliminarmente il rendimento idraulico nelle condizioni di progetto dal diagramma di Balje (fig. 6 del capitolo sul dimensionamento) e valutare quindi il lavoro interno della turbina con la formula inversa alla [1.9 del capitolo sul dimensionamento].

Essendo η_y pari a 0,85, si ricava un l_i di 23,35 J/Kg.

Di seguito viene presentata una tabella che racchiude i triangoli di velocità all'ingresso e all'uscita della girante in corrispondenza dei quattro layer cilindrici in cui è stata suddivisa la pala.

	<i>LAYER 1</i>	<i>LAYER 2</i>	<i>LAYER 3</i>	<i>LAYER 4</i>
r [m]	0,210	0,294	0,378	0,462
c_{1m} [m/s]	4,23	4,23	4,23	4,23
u [m/s]	6,82	9,54	12,27	15,00
c_{1u} [m/s]	3,42	2,45	1,90	1,56
c_1 [m/s]	5,44	4,88	4,64	4,51
α_1 [°]	50,99	59,95	65,77	69,79
w_{1u} [m/s]	-3,39	-7,10	-10,37	-13,44
w_{1m} [m/s]	4,23	4,23	4,23	4,23
w_1 [m/s]	5,42	8,26	11,20	14,09
β_1 [°]	51,26	30,78	22,19	17,46
c_{2u} [m/s]	0,00	0,00	0,00	0,00
c_{2m} [m/s]	4,23	4,23	4,23	4,23
c_2 [m/s]	4,23	4,23	4,23	4,23
α_2 [°]	90,00	90,00	90,00	90,00
w_{2u} [m/s]	-6,82	-9,54	-12,27	-15,00
w_{2m} [m/s]	4,23	4,23	4,23	4,23
w_2 [m/s]	8,02	10,44	12,98	15,58
β_2 [°]	31,81	23,89	19,01	15,74
w_∞ [m/s]	6,72	9,35	12,09	14,84
$w_{\infty m}$ [m/s]	4,23	4,23	4,23	4,23
$w_{\infty u}$ [m/s]	-5,10	-8,32	-11,32	-14,22
β_∞ [°]	39,63	26,94	20,48	16,56

Tabella 16 Triangoli di velocità a portata nominale

Si passa ora allo studio dei profili palari piani andando a ricavare i parametri caratteristici necessari per determinare il coefficiente di portanza $C_{p\infty}$ ad ogni layer.

In particolare si determinano:

- l : lunghezza della corda ricavata dal profilo reale;
- t : passo palare ricavato tramite la formula $t = \frac{2\pi r}{Z_g}$;
- λ : angolo d'attrito ipotizzato pari ad 1° ;
- $C_{ps} \cdot l/t$: ricavato tramite la formula [1.62];
- K : coefficiente correttivo effetto schiera imposto unitario;

	LAYER 1	LAYER 2	LAYER 3	LAYER 4
l [m]	0,434	0,512	0,568	0,564
t [m]	0,330	0,462	0,594	0,726
l/t	1,316	1,108	0,957	0,777
λ [°]	1,00	1,00	1,00	1,00
$C_{ps} \cdot l/t$	1,04	0,54	0,33	0,22
C_{ps}	0,7914	0,4888	0,3453	0,2869
K	1	1	1	1
$C_{p\infty}$	0,7914	0,4888	0,3453	0,2869

Tabella 17 Coefficienti di portanza a portata nominale

Successivamente si ricava l'angolo γ di calettamento ai diversi layer seguendo l'iter già proposto per la turbina precedente.

Di seguito vengono presentati i risultati ottenuti.

	LAYER 1	LAYER 2	LAYER 3	LAYER 4
Profilo NACA	5310	3405	2404	1403
Re	$3,28 \cdot 10^6$	$5,38 \cdot 10^6$	$7,71 \cdot 10^6$	$9,40 \cdot 10^6$
i [°]	2,12	1,26	1,07	1,58
C_d	0,0063	0,0042	0,0058	0,0059
λ verificato [°]	0,46	0,49	0,96	1,18
γ [°]	37,51	25,67	19,41	14,98

Tabella 18 Profili alari e angoli di calettamento a portata nominale

Dai dati sovrastanti si può notare come il valore dell'angolo d'attrito effettivo λ sia sempre minore all'unità, perciò risulta validata la supposizione iniziale.

Si esegue ora il procedimento per determinare gli angoli di calettamento γ e quindi lo svergolamento che la pala dovrebbe avere a portata massima. Per non appesantire la trattazione si riportano solamente i risultati finali nella tabella sottostante.

Angoli γ [°]	Layer 1	Layer 2	Layer 3	Layer 4	Svergolamento TOT
$\gamma (Q_n = 2730 \text{ l/s})$	37,51	25,67	19,41	14,98	22,53
$\gamma (Q_{max} = 4700 \text{ l/s})$	54,47	40,70	32,16	25,81	28,67

Tabella 19 Confronto degli angoli di calettamento

Tali andamenti confermano quanto già detto per le turbine precedenti.

Si inserisce infine un grafico che mette in evidenza l'evoluzione degli angoli di calettamento che le pale dovrebbero avere dal mozzo alla corona esterna al variare della portata.

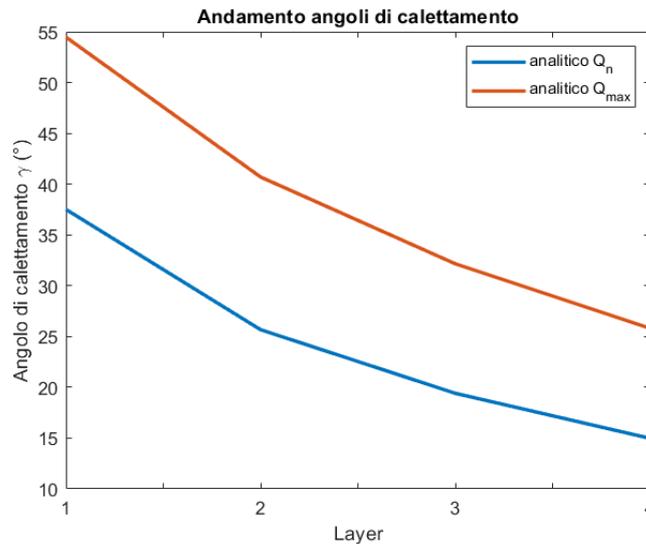


Figura 15 Confronto angoli di calettamento

Problematica inerente alla cavitazione sulle pale della girante

Siccome la turbina in questione è risultata soggetta a corrosione sulle pale della girante a causa del fenomeno della cavitazione, si è voluto indagare ulteriormente l'aspetto costruttivo della pala simulando le esatte condizioni di funzionamento della stessa.

In particolare si utilizzano gli stessi parametri dimensionali del condotto meridiano ma con salto utile, portata e numero di giri caratteristici dell'impianto reale; consapevoli del fatto che non siano quelli ottimizzati per quelle determinate dimensioni.

Tali dati sono racchiusi nella tabella seguente:

Q_n [l/s]	2500
H_u [m]	4
n [rpm]	375

Tabella 20 Dati effettivi dell'impianto

Da tali dati si ricava, allo stesso modo delle turbine precedenti, un rendimento idraulico di 0.85 che implica un lavoro interno $l_i = 33,35$ J/Kg.

Per snellire la trattazione si omettono i passaggi relativi alla determinazione dei triangoli di velocità e si passa subito alla parte inerente ai profili palari.

	LAYER 1	LAYER 2	LAYER 3	LAYER 4
β_∞ [°]	31,92	21,00	15,78	12,69
$C_{p\infty}$	0,8531	0,5041	0,3511	0,2905
Profilo NACA	5310	3405	2404	1403
Re	$3,62 \cdot 10^6$	$6,23 \cdot 10^6$	$9,10 \cdot 10^6$	$1,12 \cdot 10^7$
i [°]	2,64	1,40	1,12	∅
C_d	0,0063	0,0042	0,0058	/
λ verificato [°]	0,38	0,50	0,94	/
γ [°]	29,29	19,60	14,66	/

Tabella 21 Profili palari e angolo di calettamento

Da questa tabella emerge il problema che al layer più esterno (layer 4) il profilo NACA 1403 non riesce a raggiungere il $C_{p\infty}$ voluto per nessun valore dell'angolo di incidenza.

Tale profilo non risulta idoneo allo scopo e conseguentemente il suo bordo d'attacco è possibile sede di un distacco di vena fluida.

Qui di seguito viene presentato il risultato ottenuto tramite il software XFOils:

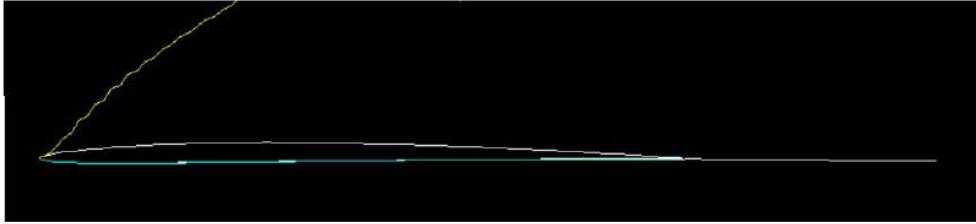


Figura 16 Simulazione distacco vena fluida

Il software, nel suo processo iterativo, non trovando nessun angolo di incidenza che sia in grado di generare la portanza voluta, segnala un messaggio di errore associato al conseguente distacco di vena.

Per verificare che effettivamente ci sia il distacco della vena fluida, si è ipotizzato l'angolo di calettamento dell'ultimo layer confrontando lo svergolamento della pala reale con quello teorico. Siccome lo svergolamento tra i primi tre layer risulta circa uguale, si è determinato l'angolo di calettamento della pala al layer 4 imponendo lo svergolamento tra i layer 3 e 4 della pala analitica pari a quello della pala reale.

Si fa notare che i singoli angoli di calettamento differiscono tra pala reale e pala analitica semplicemente poiché i dati estrapolati per la pala reale derivano da una fotogrammetria ottenuta con la girante non in posizione di lavoro.

Di seguito vengono riportati i risultati ottenuti:

	<i>LAYER</i> <i>1</i>	<i>LAYER</i> <i>2</i>	<i>LAYER</i> <i>3</i>	<i>Svergolamento</i> <i>1-3</i>	<i>LAYER</i> <i>4</i>	<i>Svergolamento</i> <i>3-4</i>
γ reale [°]	49,50	40,70	34,80	14,70	31,00	3,80
γ analitico [°]	29,29	19,60	14,66	14,63	10,86	3,80

Tabella 22 Confronto angoli di svergolamento

Si ottiene quindi a ritroso un'angolo di incidenza del profilo quattro pari a: $i = \beta_{\infty} - \gamma = 1.83^{\circ}$. Tramite il software XFOils si è voluto determinare il coefficiente di portanza che tale profilo genererebbe con un'incidenza pari a 1.83° ; il risultato è che anche in questo caso non si ottiene una convergenza e quindi è plausibile che il flusso si distacchi provocando il fenomeno della cavitazione.

A riprova di ciò si presenta una foto della girante preesistente in cui è possibile osservare un marcato deterioramento superficiale delle lame in corrispondenza del bordo d'attacco al raggio esterno.



Figura 17 Pala della girante soggetta a cavitazione

Tale problema è risolvibile grazie ad una scelta oculata del profilo palare al layer 4; ad esempio scegliendo il profilo NACA 2403, dai conti effettuati non si riscontra più il distacco di vena fluida dalla simulazione del software.

Riprogettazione della turbina bi-regolante con quattro pale

Terminata l'attività di reverse engineering, si passa alla riprogettazione della girante della turbina bi-regolante riducendo il numero delle pale della girante con lo scopo di ridurre le seguenti voci di costo:

- costo totale della palettatura: ciascuna pala incide notevolmente nel costo complessivo d'impianto;
- costo sistema di regolazione: il meccanismo che permette di ruotare in sincronia le pale della girante risulta meno complicato da realizzare;
- costo di manutenzione: la manutenzione su quattro pale risulta meno gravosa a bilancio.

Inoltre, oltre all'aspetto economico ci sono dei vantaggi operativi quali:

- Utilizzando un numero pari di pale, la realizzazione attraverso centro di lavoro risulta più agevole.
- Avendo un minor numero di pale si riducono gli ingombri ed è possibile utilizzare guarnizioni più grandi e quindi a miglior tenuta.

Il criterio di progettazione della macchina si basa sull'assunzione di mantenere gli stessi parametri dimensionali del condotto meridiano e quindi di ricercare i dati di targa che comportano tali dimensioni, considerando di avere una girante a quattro pale.

Si ricordano i parametri caratteristici del condotto meridiano per la turbina bi-regolante:

- B: altezza del distributore pari a 500 *mm*;
- D: diametro della corona pari a 1190 *mm*;
- d: diametro del mozzo pari a 500 *mm*;

Si procede quindi con la ricerca iterativa dei dati di targa che comportano gli ingombri geometrici sopra elencati.

Di seguito vengono elencati i risultati ottenuti:

Grandezza	Procedimento analitico
H_d [m]	2,600
Q_{max} [l/s]	7000
n [rpm]	240
$H_{loc} + H_{distr}$ [m]	0
H_u [m]	2,600
K_{Qmax}	5,86
$n_{s,Qmax}$	981
Q/Q_{max}	0,58
Q_n [l/s]	4060
K_n	4,5
$n_{s,n}$	747
n_1^1	177
D [m]	1,190
d/D	0,420
d [m]	0,500
Z_g	4
B/D	0,400
B [m]	0,490

Tabella 23 Confronto parametri dimensionali della turbina

Si inizia ora con la progettazione della turbina a portata nominale, sfruttando nuovamente i triangoli di velocità.

E' quindi necessario ricavare preliminarmente il rendimento idraulico nelle condizioni di progetto dal diagramma di Balje (fig. 6 del metodo di dimensionamento) e valutare quindi il lavoro interno della turbina con la formula inversa alla [1.9 del metodo di dimensionamento].

Essendo η_y pari a 0,85, si ricava un l_i di 21.68 J/Kg.

Di seguito viene presentata una tabella che racchiude i triangoli di velocità all'ingresso e all'uscita della girante in corrispondenza dei quattro layer cilindrici in cui è stata suddivisa la pala.

	<i>LAYER 1</i>	<i>LAYER 2</i>	<i>LAYER 3</i>	<i>LAYER 4</i>
r [m]	0,250	0,365	0,480	0,595
c_{1m} [m/s]	4,53	4,53	4,53	4,53
u [m/s]	6,28	9,17	12,05	14,94
c_{1u} [m/s]	3,45	2,37	1,80	1,45
c_1 [m/s]	5,70	5,11	4,87	4,76
α_1 [°]	52,67	62,42	68,34	72,24
w_{1u} [m/s]	-2,82	-6,80	-10,26	-13,49
w_{1m} [m/s]	4,53	4,53	4,53	4,53
w_1 [m/s]	5,34	8,17	11,21	14,23
β_1 [°]	58,07	33,66	23,83	18,55
c_{2u} [m/s]	0,00	0,00	0,00	0,00
c_{2m} [m/s]	4,53	4,53	4,53	4,53
c_2 [m/s]	4,53	4,53	4,53	4,53
α_2 [°]	90,00	90,00	90,00	90,00
w_{2u} [m/s]	-6,28	-9,17	-12,05	-14,94
w_{2m} [m/s]	4,53	4,53	4,53	4,53
w_2 [m/s]	7,74	10,22	12,88	15,61
β_2 [°]	35,81	26,30	20,59	16,86
w_∞ [m/s]	6,54	9,20	12,04	14,92
$w_{\infty m}$ [m/s]	4,53	4,53	4,53	4,53
$w_{\infty u}$ [m/s]	-4,55	-7,98	-11,16	-14,22
β_∞ [°]	44,87	29,57	22,10	17,67

Tabella 24 Triangoli di velocità a portata nominale

Si procede ora allo studio dei profili palari piani andando a ricavare i parametri caratteristici necessari per determinare il coefficiente di portanza $C_{p\infty}$ ad ogni layer.

In particolare si determinano:

- l : lunghezza della corda ipotizzata crescente dal mozzo alla corona, in modo da avere dei valori del parametro l/t confrontabili con i casi precedenti;
- t : passo palare ricavato tramite la formula $t = \frac{2\pi r}{Z_g}$;
- λ : angolo d'attrito ipotizzato pari ad 1° ;
- $C_{ps} \cdot l/t$: ricavato tramite la formula [1.62];
- K : coefficiente correttivo effetto schiera imposto unitario;

	<i>LAYER 1</i>	<i>LAYER 2</i>	<i>LAYER 3</i>	<i>LAYER 4</i>
l [m]	0,412	0,505	0,624	0,752
t [m]	0,392	0,573	0,753	0,934
l/t	1,050	0,882	0,828	0,805
λ [°]	1,00	1,00	1,00	1,00
$C_{ps} \cdot l/t$	1,08	0,53	0,31	0,21
C_{ps}	1,0245	0,6019	0,3770	0,2556
K	1	1	1	1
$C_{p\infty}$	1,0245	0,6019	0,3770	0,2556

Tabella 25 Coefficienti di portanza a portata nominale

Successivamente si ricava l'angolo γ di calettamento ai diversi layer seguendo l'iter già proposto per la turbina precedente utilizzando gli stessi profili NACA della turbina preesistente caratterizzata dall'avere cinque pale della girante.

Di seguito vengono presentati i risultati ottenuti.

	<i>LAYER 1</i>	<i>LAYER 2</i>	<i>LAYER 3</i>	<i>LAYER 4</i>
Profilo NACA	7414	4309	2305	2403
Re	$3,03 \cdot 10^6$	$5,22 \cdot 10^6$	$8,44 \cdot 10^6$	$1,26 \cdot 10^7$
i [°]	4,80	1,43	1,45	0,28
C_d	0,0074	0,0060	0,0044	0,0058
λ verificato [°]	0,41	0,58	0,66	1,31
γ [°]	43,07	28,14	20,64	17,39

Tabella 26 Profili alari e angoli di calettamento a portata nominale

Dai dati sovrastanti si può notare come il valore dell'angolo d'attrito effettivo λ sia sempre minore all'unità, perciò risulta validata la supposizione iniziale.

Simulazione fluidodinamica computazionale

La fluidodinamica computazionale (CFD) è l'analisi dei sistemi che riguardano il movimento di fluidi, scambi di calore ed i fenomeni annessi attraverso la simulazione sfruttando appositi software.

Il mondo CFD ingloba il modello fisico alle equazioni matematiche che lo governano e, poiché tali equazioni non sono risolvibili in forma chiusa, la simulazione risulta andare a convergenza solamente dopo svariati step iterativi.

Le equazioni utilizzate per la convergenza del modello necessitano di essere applicate ad un sistema precedentemente discretizzato nello spazio attraverso la tecnica dei volumi finiti; il modello in esame viene pertanto discretizzato nello spazio per mezzo di un'opportuna meshatura.

Tale approccio progettuale garantisce vantaggi considerevoli quali:

- riduzione dei tempi di progettazione;
- analisi e valutazioni preliminari di condizioni difficili da replicare sperimentalmente;
- valutazione di grandezze del sistema difficili da misurare direttamente;

I principali campi di applicazione per le simulazioni CFD sono:

- ingegneria industriale: profili di flusso attorno ad aerei/auto/navi, scambiatori di calore, reattori chimici, ecc;
- ingegneria ambientale: meteorologia, correnti oceaniche, dispersione di inquinanti in atmosfera;
- ingegneria biomedica: protesi vascolari/valvolari, sistemi di dialisi;
- biologia: flusso sanguigno in arterie/vene, flusso d'aria nei polmoni, ecc.

L'analisi CFD effettuata in questa trattazione è volta ad indagare aspetti costruttivi inerenti al distributore e al diffusore poiché nella letteratura disponibile vi era una forte propensione a demandare all'esperienza del progettista la loro modellazione.

Si ritiene ora opportuno fornire uno schema generale relativo ad una sessione CFD; è possibile suddividere tale iter procedurale in tre macroblocchi:

- **PRE-PROCESSING:**
 - (1) Identificazione del dominio di simulazione;
 - (2) Modellazione geometrica;
 - (3) Generazione della mesh;
- **CALCOLO:**
 - (4) Settaggio dei parametri per la soluzione;
 - (5) Definizione delle condizioni al contorno;
 - (6) Calcolo iterativo e salvataggio dei risultati;
- **POST-PROCESSING:**
 - (7) Analisi dei risultati.

Si ricorda che l'analisi CFD interesserà la turbina biregolante a cinque pale; tale turbina è stata modellata utilizzando il software Inventor in modo tale da risultare idonea ad una simulazione CFD.

La modellizzazione della macchina, per essere compatibile con il software di simulazione CFD, è necessario che tenga conto di alcune accortezze:

- l'intera macchina deve essere concepita come un unico volume chiuso attraversato dal fluido stesso e delimitato non da corpi solidi ma bensì da superfici;
- è necessario eliminare superfici comuni che potrebbero generare ulteriori volumi chiusi, ciò risulterebbe critico poiché il software potrebbe non riconoscere correttamente il volume in cui fisicamente scorre il fluido;
- sempre nell'ottica di avere un unico volume, è necessario eliminare la presenza dei giochi meccanici fisicamente necessari nella realtà, ad esempio ciò comporta la completa adesione delle pale della girante su mozzo e corona;
- è opportuno unire tra loro le superfici appartenenti allo stesso macro-componente della macchina in modo da indirizzare il software a riconoscere le diverse parti della stessa;
- è necessario aggiungere superfici ausiliarie tali da permettere l'identificazione univoca di sotto-volumi in cui le pareti siano mobili o fisse;
- per simulare l'interazione tra mondo esterno e macchina è necessario modellare un'interfaccia tra canale di alimentazione e predistributore ed analogamente tra diffusore e canale di scarico.

Per meglio comprendere quanto spiegato, si ritiene opportuno inserire qui di seguito alcune immagini catturate da tale modello CAD:

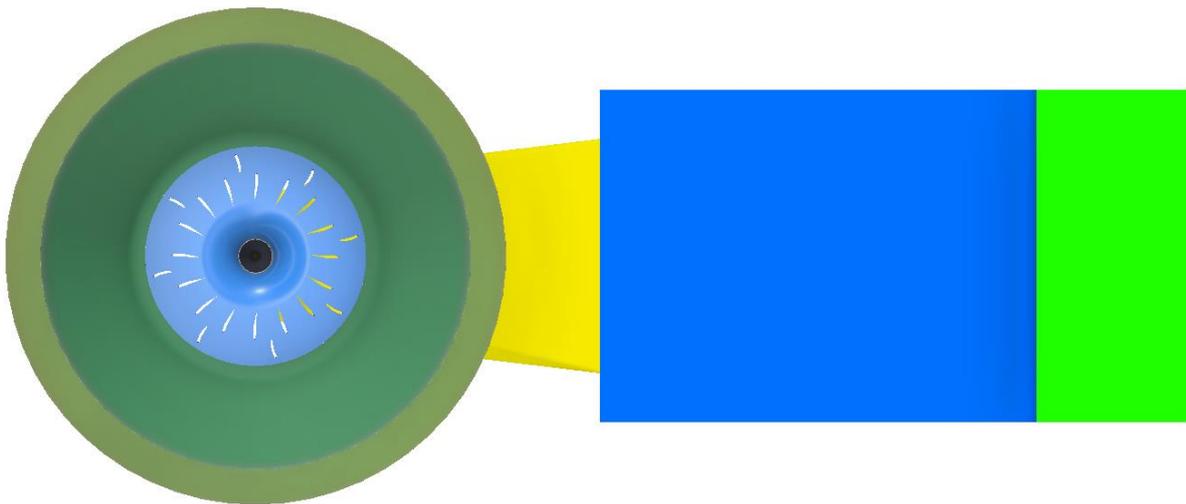


Figura 18 Vista superiore della macchina



Figura 19 Vista frontale in sezione della macchina

Distributore

Si eseguono ora i calcoli per la definizione della geometria del distributore utilizzando le formule spiegate nel capitolo introduttivo a riguardo del distributore.

Il calcolo risulta iterativo e può essere così riassunto:

- determinazione del diametro D_0 tramite la formula [1.63];
- valutazione del range ottimale per il numero delle pale utilizzando la formula [1.64];
- calcolo dell'angolo di calettamento α_0 a portata massima utilizzando la formula [1.68];
- calcolo della lunghezza minima della pala al fine di ottenere una completa chiusura del flusso tramite la formula [1.65];
- ottenimento del diametro di uscita delle pale del distributore D_s con la formula [1.68.1];
- verifica che il diametro D_s ottenuto sia superiore al diametro per cui inizia il raccordo del canale meridiano tra la parte radiale e quella assiale D_r ;
- aumentare il diametro D_0 finché non viene verificata la condizione precedente.

I risultati ottenuti al termine del processo iterativo sono riassunti nella tabella seguente:

D_0 [m]	1,690
α_0 [°]	64,67
$Z_{D,min}$	14
$Z_{D,max}$	16
Z_D	16
l_{min} [m]	0,332
l [m]	0,34
D_s [m]	1,321
D_r [m]	1,320

Tabella 27 Geometria del distributore a portata massima

Si valuta ora l'apertura angolare che il distributore deve avere a portata nominale utilizzando i dati inerenti ai triangoli di velocità a portata nominale con la formula [1.68]; l'angolo risultante è pari a 50,5°.

Come attendibile, dai calcoli risulta che a portata minore corrisponde una direzione della pala del distributore più tangenziale in modo da occludere parzialmente il canale; tale comportamento è analogo a quello della palettatura della girante.

Il profilo scelto per il distributore è un NACA 3410, poiché in prima battuta risulta idoneo a prevenire un distacco di vena fluida.

Diffusore

Per quanto riguarda la morfologia del diffusore si è già discusso delle scelte effettuate nel capitolo relativo al dimensionamento della macchina; risulta ora opportuno riassumere le dimensioni del diffusore ottenuto, suddividendolo nelle tre parti caratteristiche:

- **Porzione verticale**

La lunghezza del tratto assiale è stata scelta pari a 0.8 m poiché risulta un buon compromesso tra l'aver un graduale passaggio dalla sezione circolare all'uscita della corona a quella quadrata del gomito e tra dover effettuare uno scavo eccessivamente profondo.

Il valore costante dell'area è pari a 0.709 m^2 , che coincide con la sezione netta (epurata dalla sezione dell'ogiva) di uscita dalla corona.

La sezione quadrata al termine del tratto assiale risulta quindi essere di lato pari a 0.842 m .

- **Gomito**

Si ricorda che il gomito è caratterizzato dall'aver una sezione quadrata costante con curvatura di 95° ; inoltre, poiché il raggio di curvatura è stato scelto pari a 1.5 volte il diametro della sezione circolare equivalente, risulta pari a 1265 mm .

- **Porzione orizzontale divergente**

La sezione finale di tale tratto, avendo imposto una velocità di scarico pari ad 1 m/s , risulta pari a 3.782 m^2 .

Cercando di evitare una profondità eccessiva dello scavo, si è imposto che il fondo del diffusore fosse orizzontale; avendo scelto una divergenza pari a 7° , la lunghezza del tratto divergente calcolata con la formula [1.69] risulta essere pari a 4.9 m .

La geometria della sezione d'uscita, tenendo in conto di quanto appena detto, risulta caratterizzata da una base di 2.226 m ed un'altezza pari a 1.699 m .

Analisi qualitativa del modello a flusso libero

Dopo aver ottenuto una modellizzazione completa della macchina solamente attraverso passaggi analitici, risulta ora opportuno indagare la bontà di tale dimensionamento attraverso delle simulazioni CFD.

Innanzitutto, come prima simulazione propedeutica, è necessario valutare l'efflusso d'acqua attraverso la macchina elidendo la palettatura della girante e orientando la palettatura del distributore puramente radiale; in questo modo l'intera macchina è equivalente ad un condotto in cui si ha una portata tra monte e valle a causa di un delta di pressione.

Per valutare l'idoneità della macchina si opera un confronto tra la portata ottenuta dalla simulazione e quella teorica.

La portata teorica viene calcolata come prodotto tra la sezione netta di passaggio nella sezione ristretta della macchina e la velocità di efflusso libero, ricavata semplicemente dal teorema di Bernoulli come $v = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$ (dove con h si intende il dislivello geodetico tra il pelo libero di monte e la sezione ristretta).

Imponendo il piano di scarico alla stessa quota della sezione ristretta della girante, il valore di h coincide con il carico disponibile pari a $3,2\text{ m}$.

Effettuando il calcolo della portata teorica di efflusso libero si ottiene un valore pari a $Q = 7.3\text{ m}^3/\text{s}$.

Mentre invece la portata simulata è frutto dell'aver imposto sul software le pressioni al pelo libero di monte e di valle; essa è risultata sensibilmente minore a quella teorica a causa della presenza di vorticosità innescatesi nel tratto terminale del diffusore.

E' stato quindi necessario apportare delle modifiche al diffusore per cercare di ottenere la portata teorica desiderata.

Dopo vari tentativi di modellazione, si è riusciti ad ottenere una geometria che soddisfacesse tali requisiti.

Di seguito viene riportata un'immagine del diffusore ottenuto:

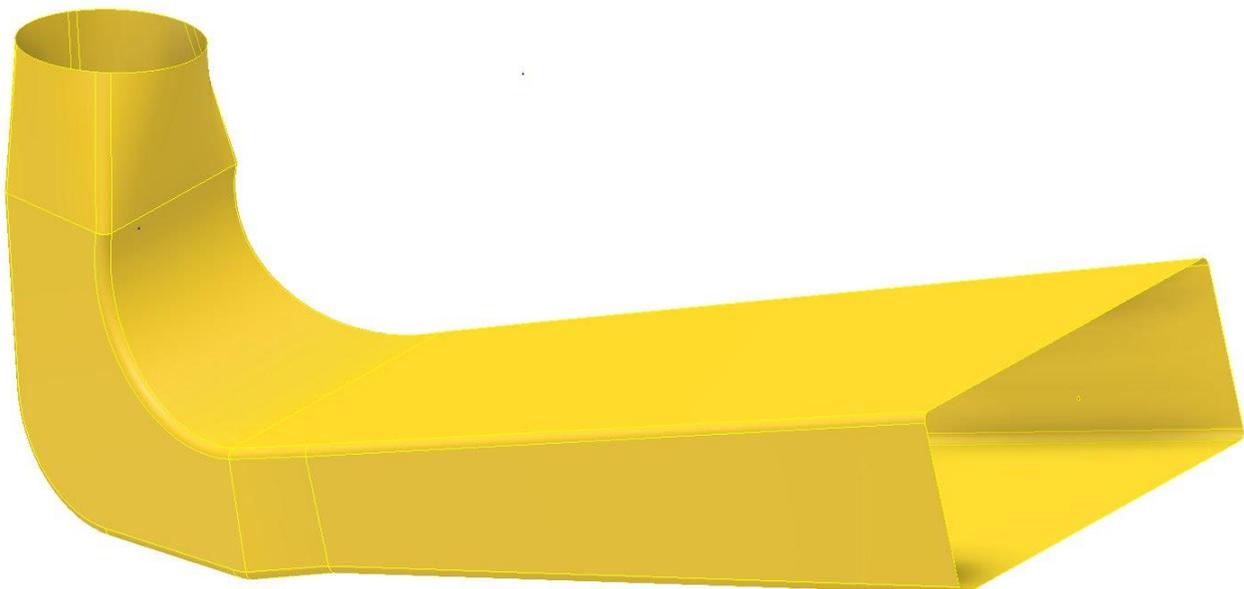


Figura 20 Diffusore rimodellato

Come si può notare dall'immagine sovrastante, sono state applicate svariate modifiche che vengono qui di seguito elencate:

- Il cambiamento di sezione nel tratto verticale avviene da una sezione circolare ad una trapezia;
- la curva ricalca il tradizionale gomito Kaplan ma con l'accortezza di applicare opportuni raccordi alla curva interna e a quella esterna;
- sia durante la curva che durante il tratto divergente finale si è cercato di ottenere un'altezza contenuta privilegiando l'allargamento laterale in modo da contrastare la formazione di turbolenze.

Anche con il nuovo diffusore non si riusciva a raggiungere la portata voluta ed in particolare veniva smaltita una portata pari a circa l'82% della portata nominale. Tale risultato si è ritenuto accettabile in quanto nella metodologia analitica di dimensionamento del vortice libero non si teneva in conto degli effetti viscosi del fluido. Si è deciso quindi, al fine di raggiungere la portata nominale, di progettare la turbina sovradimensionandola per una nuova portata pari a $1.18Q_n$ ipotizzando, in prima battuta, un andamento lineare della portata smaltibile.

Si è effettuato lo stesso procedimento analitico già spiegato nei capitoli precedenti ed in particolare si sono ricavati il nuovo angolo di incidenza del distributore, il nuovo svergolamento della pala della girante, nonché gli angoli di calettamento relativi ai diversi layer.

I risultati ottenuti sono riassunti qui di seguito:

- angolo di incidenza delle pale del distributore: $\alpha_0 = 55^\circ$
- angoli di calettamento delle pale della girante con $Q = 1.18Q_n$:

	LAYER 1	LAYER 2	LAYER 3	LAYER 4	Svergolamento TOT
γ [°]	47,04	30,52	23,83	18,71	28,33

Tabella 28 Angoli di calettamento a $1.18Q_n$

Di seguito vengono riportati gli angoli sopra riportati e quelli a portata nominale per effettuare un confronto.

Angoli γ [°]	Layer 1	Layer 2	Layer 3	Layer 4	Svergolamento TOT
$\gamma (Q_n = 3780 \text{ l/s})$	40,25	26,10	18,79	15,89	24,37
$\gamma (Q = 1.18Q_n \text{ l/s})$	47,04	30,52	23,83	18,71	28,33
$\Delta\gamma$	6,78	4,42	5,04	2,82	3,96

Tabella 29 Confronto tra gli angoli di calettamento

Si nota come previsto che lo svergolamento aumenta quando la portata aumenta e quindi la differenza degli angoli di calettamento dei profili ai vari layer è differente. Si è scelto di utilizzare per la simulazione la pala con svergolamento pari a quello della portata nominale ma ruotando la pala di 4° , ovvero un angolo medio tra i due layer più esterni che si ricorda essere quelli dove si estrae la maggior potenza. Gli angoli di calettamento ottenuti sono:

	LAYER 1	LAYER 2	LAYER 3	LAYER 4	Svergolamento TOT
γ [°]	44,25	30,10	22,79	19,89	24,37

Tabella 30 Nuovi angoli di calettamento

A valle della simulazione fluidodinamica la portata era incrementata fino a poco più di quella nominale ma si aveva un problema nella pala della girante in quanto nella parte esterna vicino alla corona essa funzionava da pompa, sintomo che lo svergolamento della pala non era quello corretto.

Di seguito viene presentata un'immagine che evidenzia la problematica appena descritta.

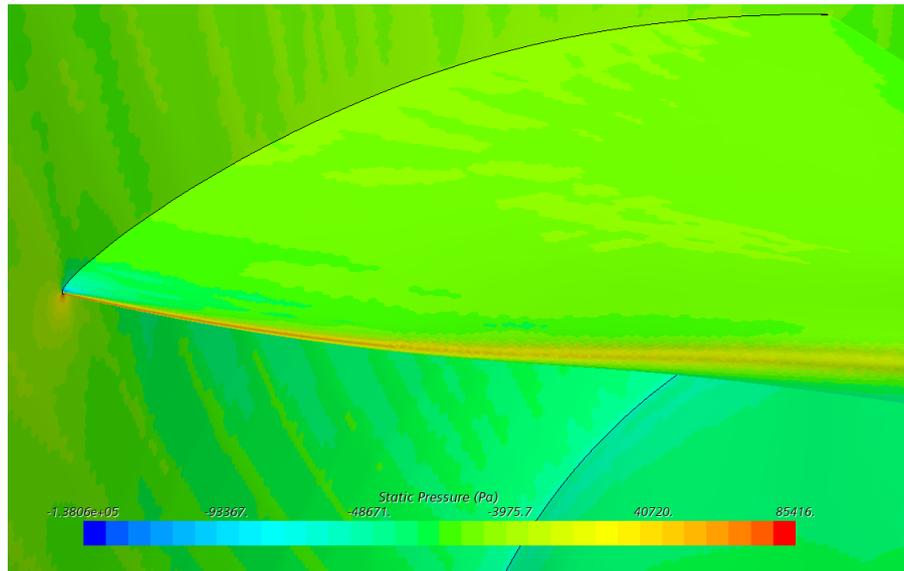


Figura 21 Andamento pressioni statiche sull'intradosso della girante

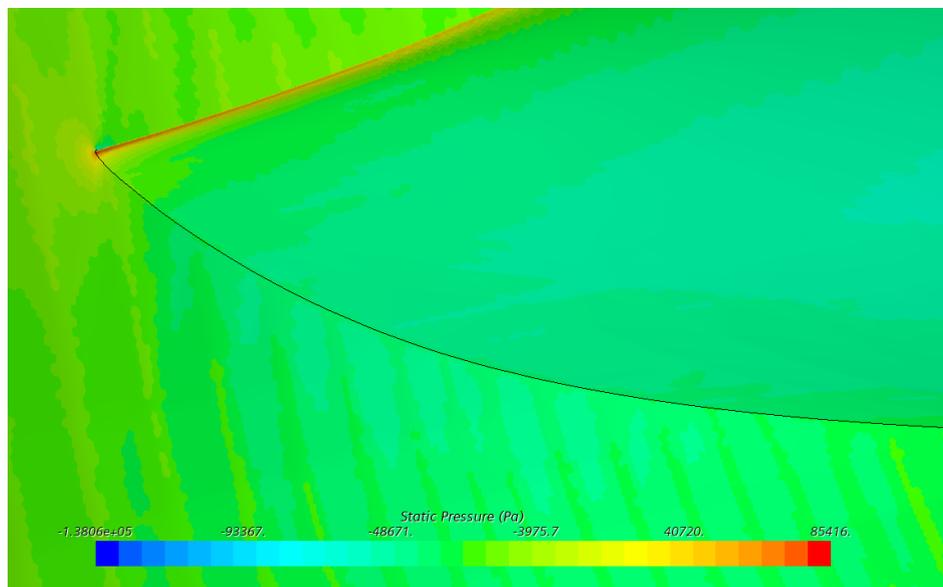


Figura 22 Andamento pressioni statiche sull'estradosso della girante

Nelle due immagini si può notare come i campi di pressione nella parte esterna della girante in prossimità del bordo d'attacco, siano invertiti rispetto a come dovrebbero essere nel funzionamento da turbina.

Si è scelto pertanto di modificare ulteriormente il modello andando ad utilizzare lo svergolamento della pala a portata $Q = 1.18Q_n$ e mantenendo però l'angolo di calettamento della pala della girante nel layer più interno pari a $44,25^\circ$ perché in tale zona la pala è caratterizzata da un comportamento soddisfacente. Tale nuovo modello verrà appellato come modello base, in quanto utilizzato come punto di partenza per sviluppare dei modelli ottimizzati.

I nuovi angoli di calettamento della pala risultano come segue:

	LAYER 1	LAYER 2	LAYER 3	LAYER 4	Svergolamento TOT
γ [°]	44,25	27,70	21,01	15,89	28,33

Tabella 31 Angoli di calettamento del modello base

Risultati del modello base

La simulazione è stata eseguita imponendo le pressioni nelle sezioni di inlet ed outlet e verificando al termine la portata circolante nella macchina.

I risultati in termini di potenza estratta e portata sono descritti nella tabella seguente e confrontati con i valori massimi teorici derivanti dal metodo di dimensionamento analitico. Si ricorda che la potenza analitica viene calcolata come $P = \eta_y \cdot Q \cdot \rho \cdot g \cdot H_u$

	Analitico	Simulato
Q [l/s]	3780	3657
P [kW]	100	89,7

Tabella 32 Confronto tra i risultati analitici e simulati

Si nota che i parametri portata e potenza simulati sono confrontabili ma minori di quelli teorici; le cause di tali prestazioni inferiori sono da indagare nelle irreversibilità che si generano nell'attraversamento della macchina.

La presenza di tali fenomeni è visibile dai risultati della simulazione CFD effettuata che verranno esplicitati di seguito.

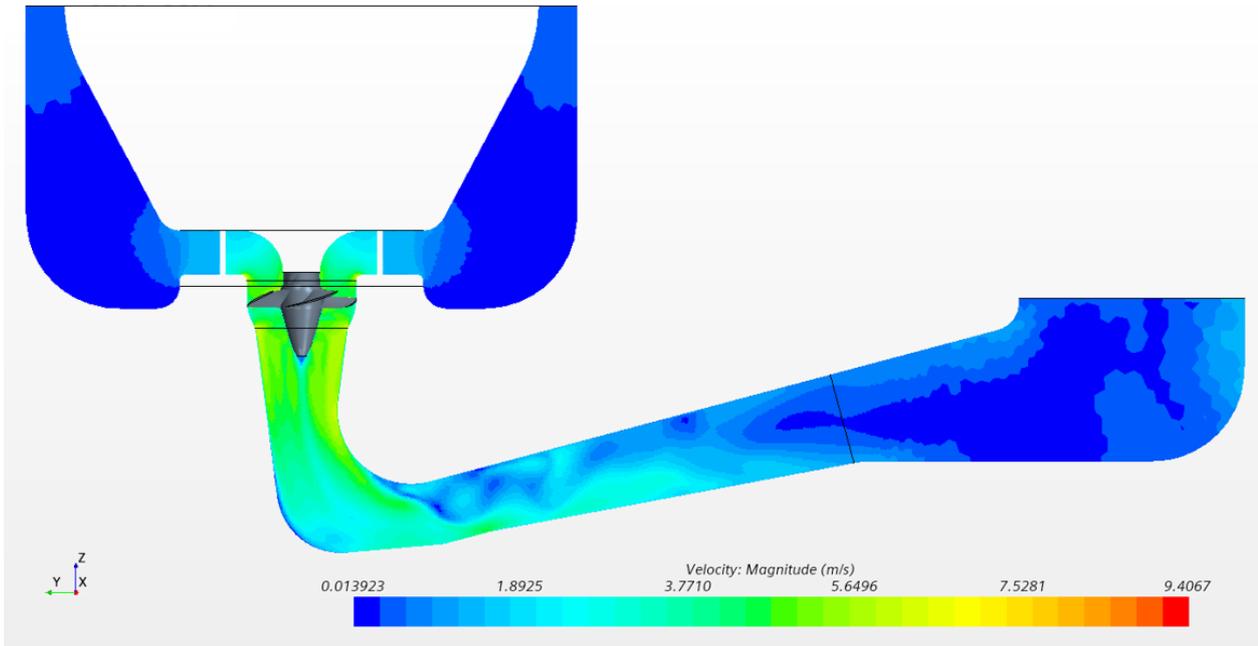


Figura 23 Campo di velocità attraverso la macchina (vista laterale)

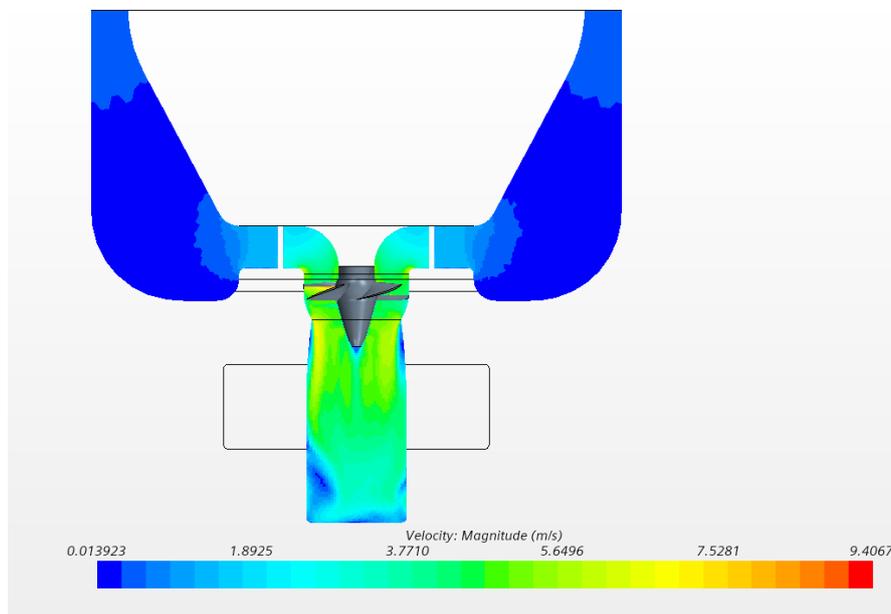


Figura 24 Campo di velocità attraverso la macchina (vista frontale)

Si può affermare che l'andamento delle velocità rispecchia quello atteso ovvero che la velocità incrementa dall'ingresso nella macchina alla girante e poi decresce fino all'uscita. Sono però riscontrabili delle zone di stazionamento del fluido sedi di vorticosità e perdita conseguente di energia. Tali vorticosità sono presenti nella parte superiore del diffusore dopo il gomito, sulla curvatura esterna del gomito e sulla parte sinistra del gomito nella vista frontale, sulla terminazione dell'ogiva e tra l'uscita della corona e l'ingresso nel diffusore; in tali situazioni il fluido non rimane attaccato alle pareti ma si distacca creando i vortici.

Il vortice che si crea a valle del gomito nel diffusore può essere visibile anche nell'immagine seguente dove vengono riportati i vettori velocità.

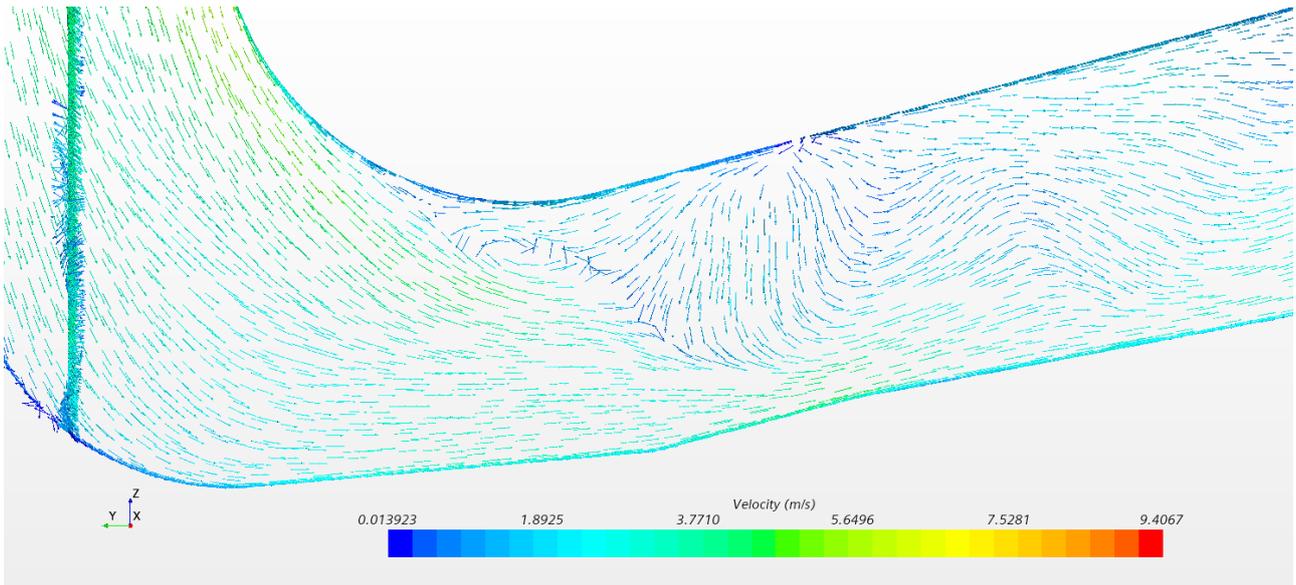


Figura 25 Vettori velocità nel diffusore

Un'ulteriore riprova della presenza dei vortici è visibile nell'immagine seguente dove vengono riportate le linee di flusso della corrente all'interno della macchina.

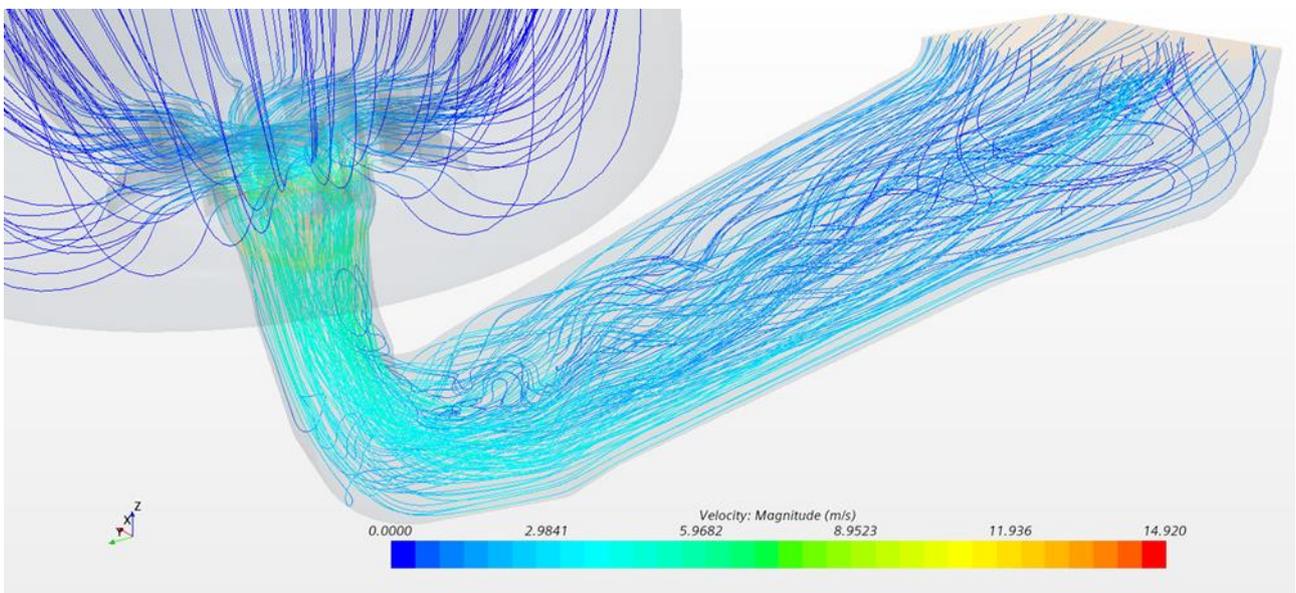


Figura 26 Linee di flusso della corrente

Gli output della simulazione sono risultati comunque adeguati in quanto l'andamento delle pressioni statiche sulle pale della girante è consono a quello di una turbina ed inoltre la velocità assoluta del flusso in uscita dalla girante è pressochè assiale come ci si aspettava dalle ipotesi teoriche. Tali comportamenti sono visibili nelle immagini seguenti.

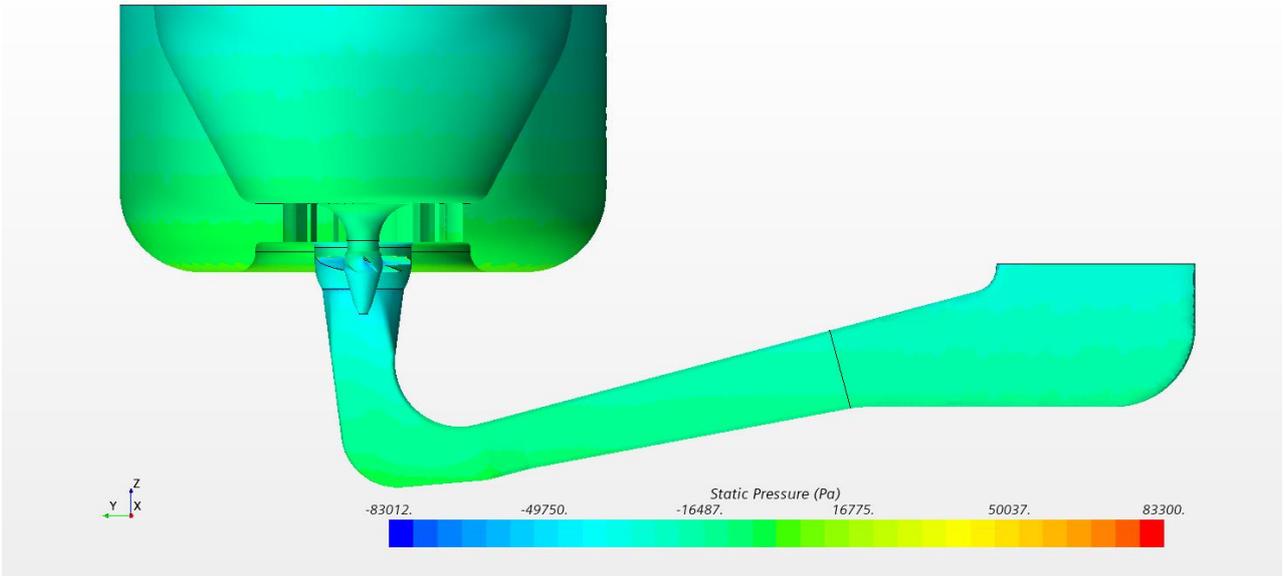


Figura 27 Andamento delle pressioni statiche

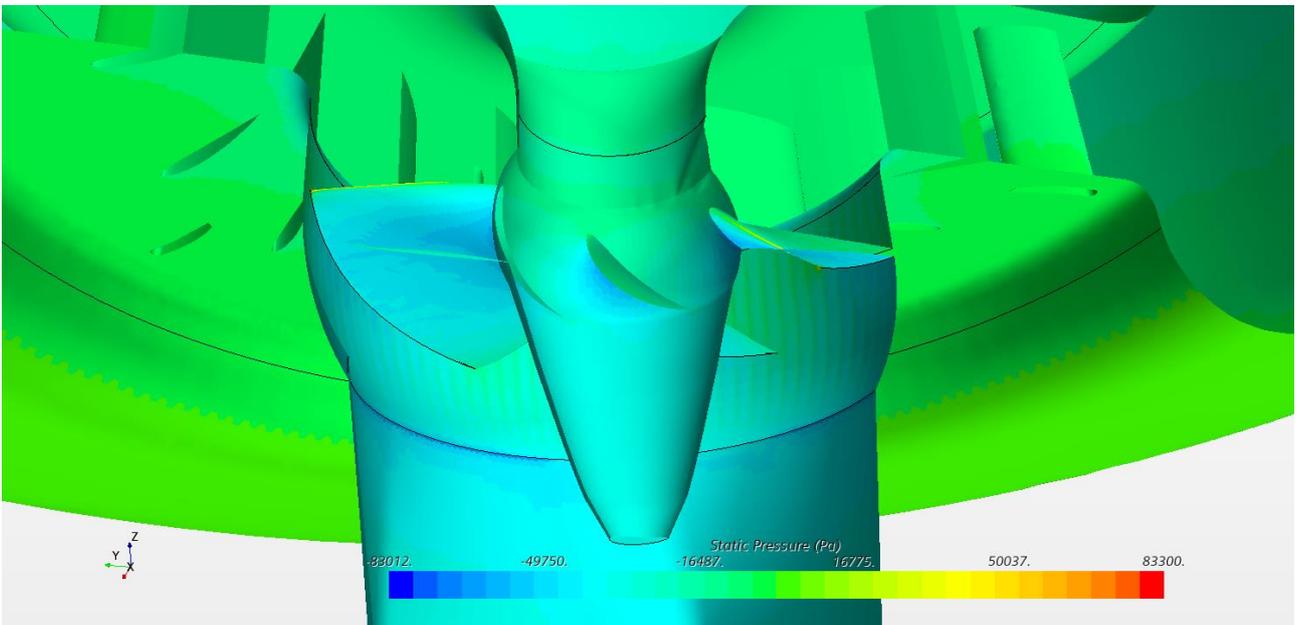


Figura 28 Andamento delle pressioni statiche sulla girante (estradosso)

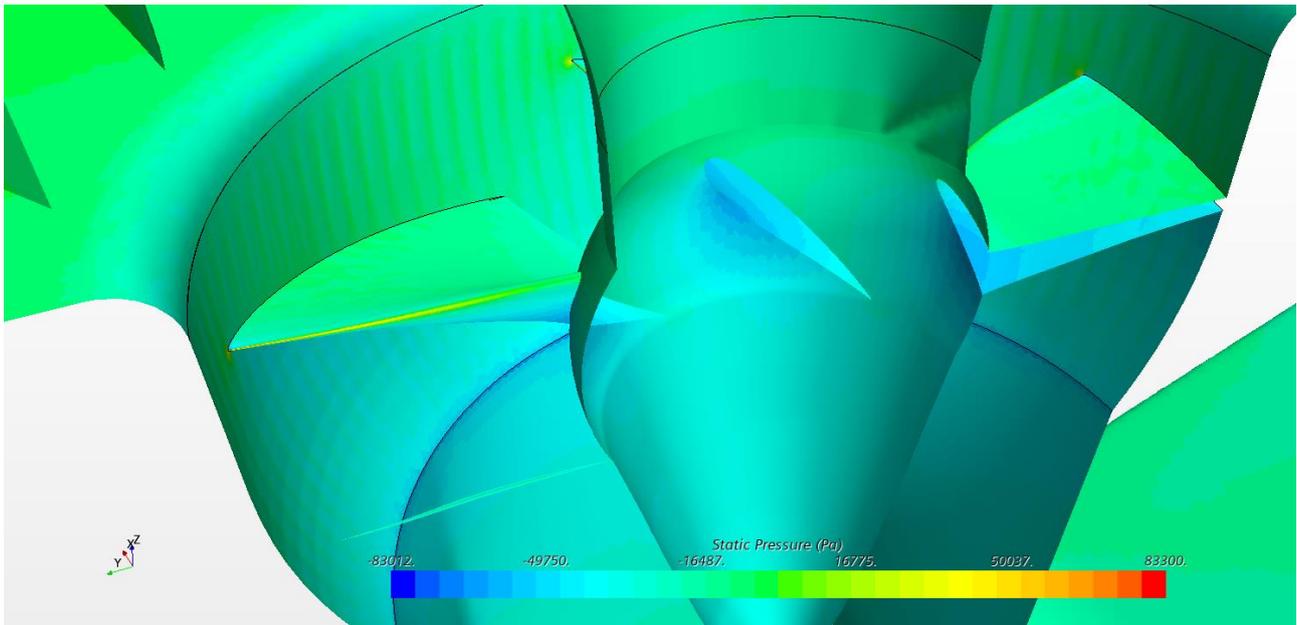


Figura 29 Andamento delle pressioni statiche sulla girante (intradosso)

Si può notare che, come ci si aspettava dalla teoria, la pressione minima la si ha sull'estradosso della pala della girante ed all'interno del profilo palare e non in prossimità del bordo d'uscita.

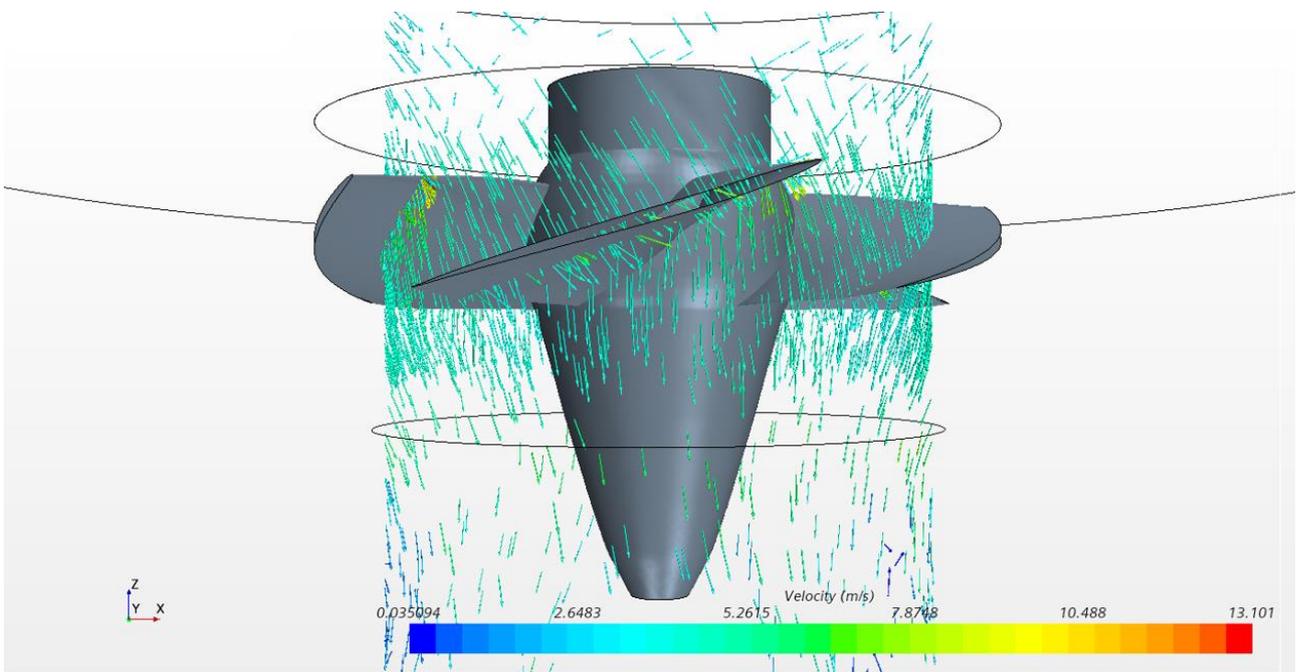


Figura 30 Vettori velocità a cavallo della girante

Si nota che i vettori velocità all'uscita dalla girante sono verticali, tale comportamento è sintomo di un corretto moto vorticoso donato al fluido dal distributore la cui inclinazione risulta corretta. Nella seguente immagine è visibile il moto vorticoso del fluido imposto dal distributore.

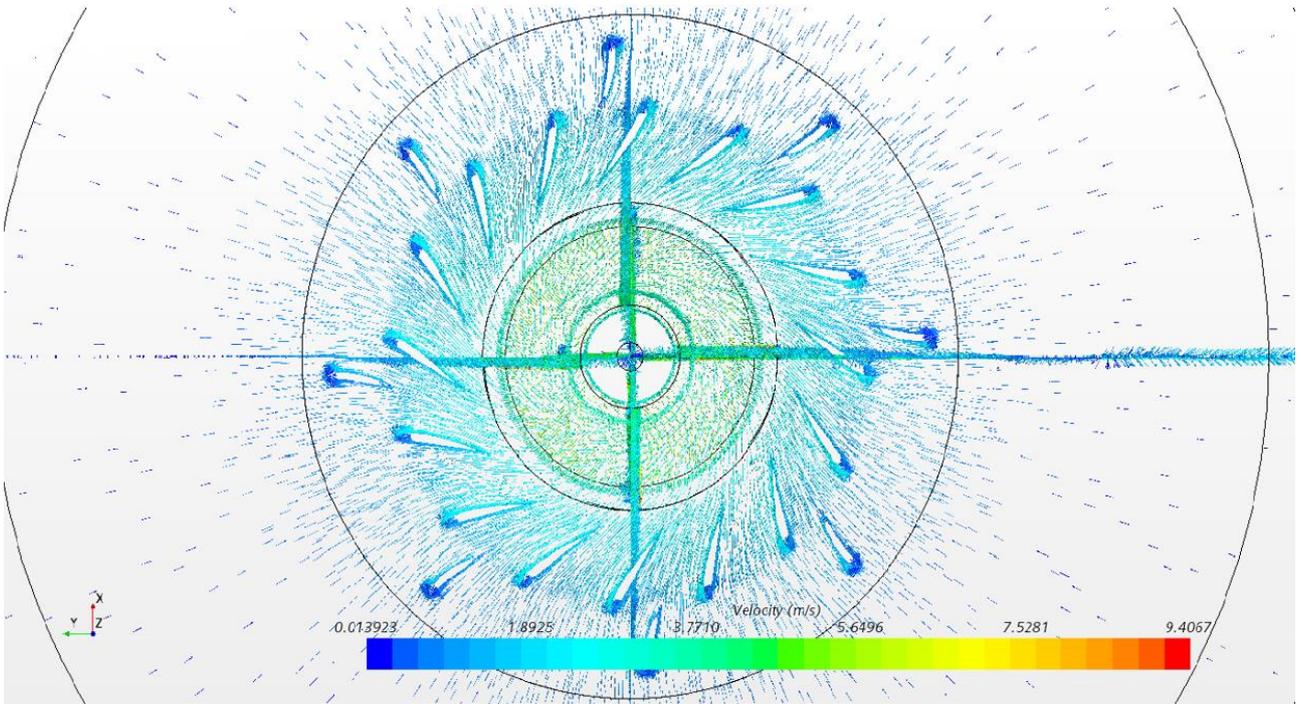


Figura 31 Vista di predistributore e distributore

Ottimizzazioni del modello

Dopo aver ottenuto un primo modello base, si è proceduto con l'intento di migliorare le prestazioni della macchina. I parametri oggetto di confronto sono la portata smaltita, la potenza estratta e la presenza di vorticosità soprattutto nel diffusore.

Sono quindi stati realizzati due ulteriori modelli CAD caratterizzati rispettivamente da modifiche sul condotto meridiano e sul diffusore.

In questa trattazione si porrà l'attenzione sulla modifica inerente al diffusore, mentre per i risultati inerenti alle modifiche sul condotto meridiano, si rimanda all'elaborato del mio collega Marco Monge Pero.

Diffusore ottimizzato

Dopo aver appurato la presenza di irreversibilità significative nel diffusore, si è cercato di realizzare una geometria ottimizzata per tale organo.

Rispetto al caso base si è realizzato il gomito con due circonferenze aventi differente centro, in modo da minimizzare l'altezza e massimizzare la dimensione trasversale rendendo la sezione di passaggio un rettangolo schiacciato.

Inoltre, a causa della presenza di una sovrappressione sul fondo del gomito, si è adottata una divergenza di 7° anche alle pareti laterali del gomito in modo da aumentare la sezione netta di passaggio.

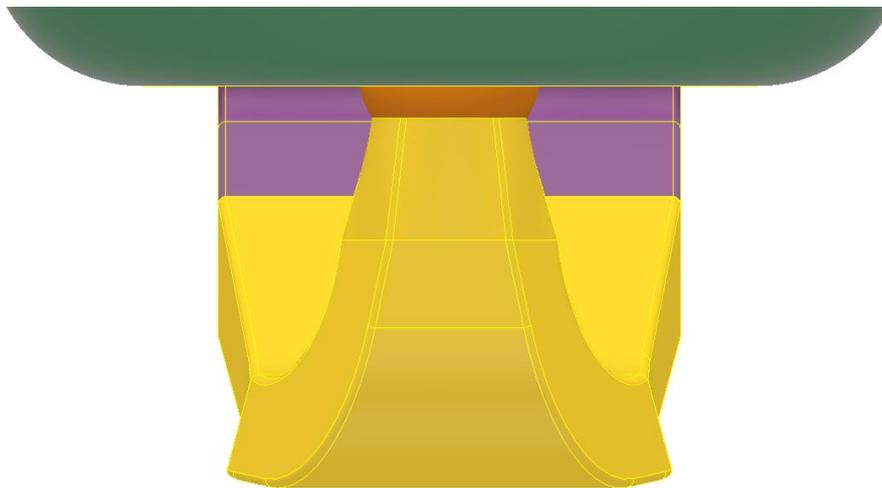


Figura 32 Diffusore modificato

Per quantificare le prestazioni della macchina a seguito di queste modifiche si riportano di seguito i parametri discriminanti di portata smaltita e potenza estratta.

	analitico	Simulato base	Simulato diffusore
Q [l/s]	3780	3657	3576
P [kW]	100	89,7	81,6

Tabella 33 Confronto risultati analitici e simulati

A differenza di quanto atteso, si può notare che le prestazioni della macchina sono globalmente diminuite.

Per giustificare le cause di questa perdita di prestazioni si riportano una serie di immagine tratte dalle simulazioni CFD effettuate sul modello base e su quello modificato.

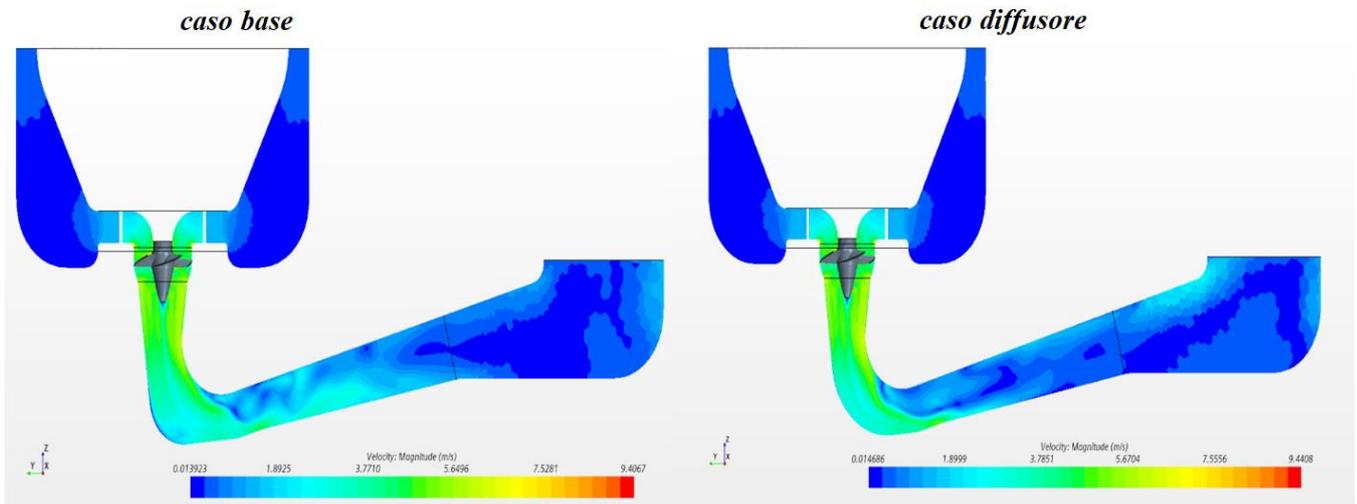


Figura 33 Confronto del campo di velocità attraverso la macchina (vista laterale)

Si nota che la zona di ristagno sul fondo del gomito è pressochè scomparsa ma di contro si ha un significativo aumento della zona vorticoso a valle del gomito; in particolare si manifesta un distacco di vena fluida già durante la curvatura. E' pertanto lecito l'utilizzo di un gomito simile a quello Kaplan che genera una vorticosità nel gomito stesso, per poi controintuitivamente facilitare a valle lo smaltimento della portata.

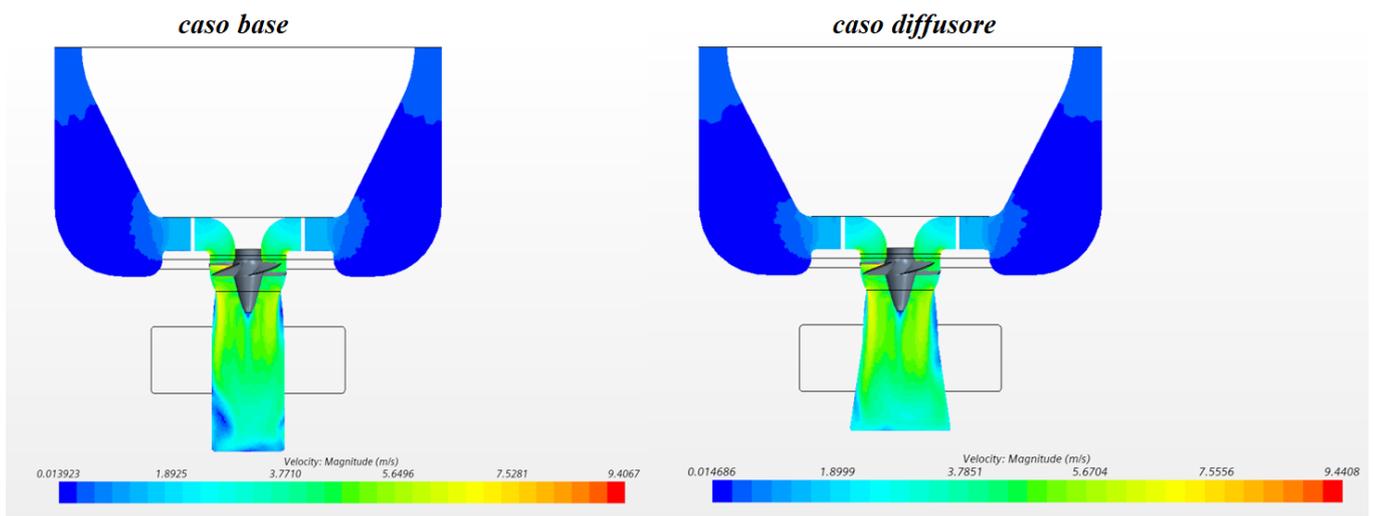


Figura 34 Confronto del campo di velocità attraverso la macchina (vista frontale)

Da tale vista si può osservare come sia svanito il vortice presente a sinistra nel gomito.

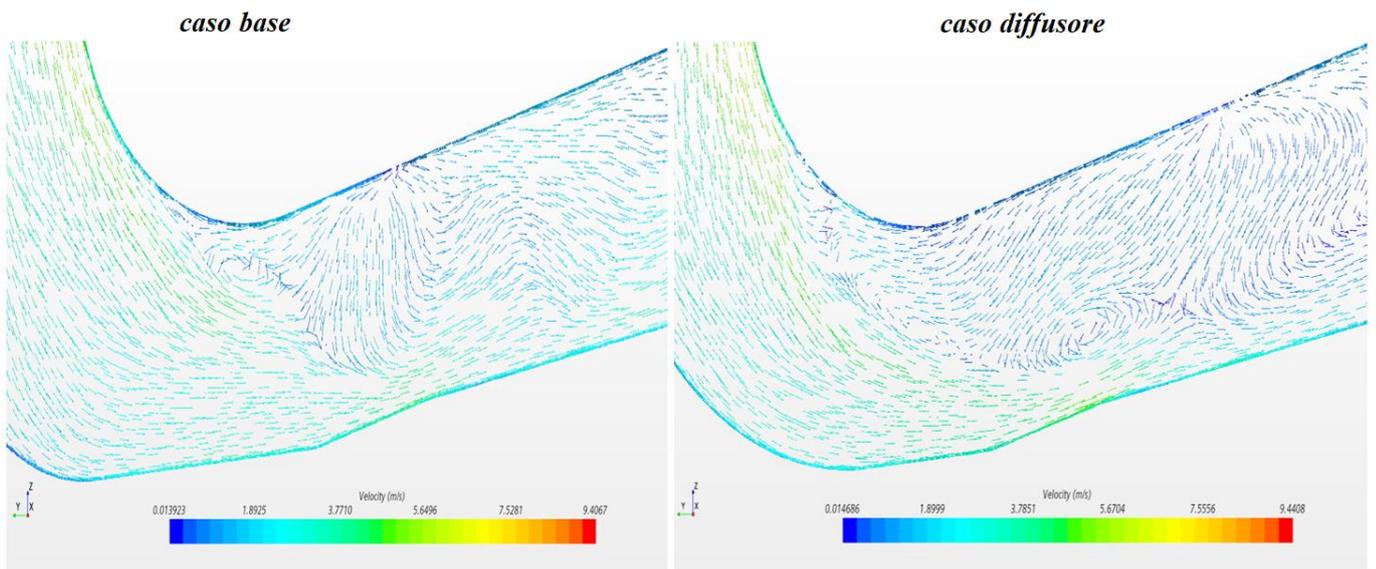


Figura 35 Confronto tra i vettori velocità nel diffusore

Anche da questa vista, si può notare che la zona di ricircolo nel caso del modello modificato è più estesa.

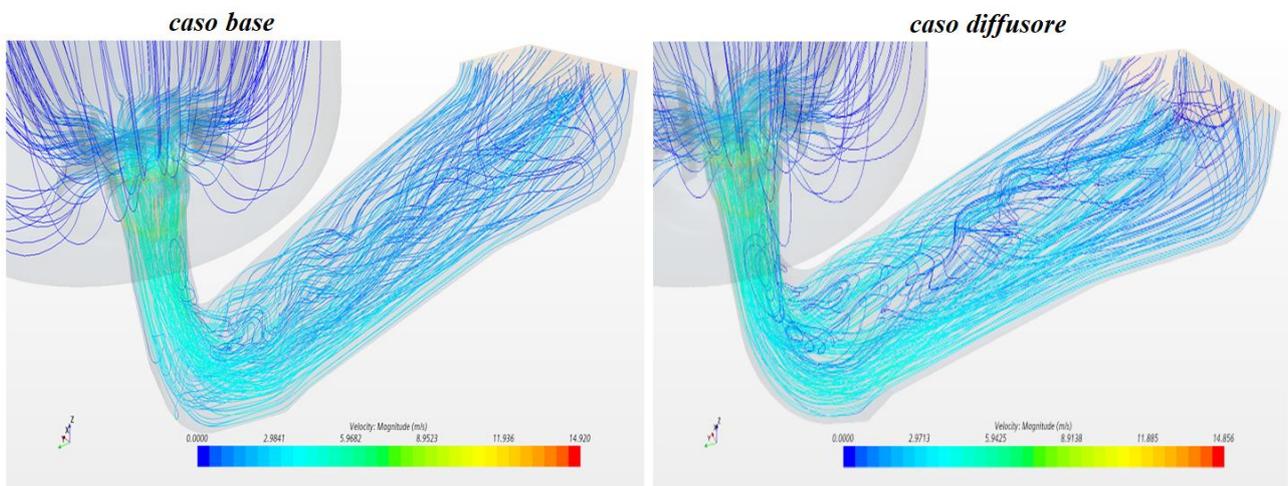


Figura 36 Confronto tra le linee di flusso

Per ultimo, si riporta l'andamento delle linee di corrente dell'acqua attraverso la macchina in ambedue le casistiche.

Conclusioni

E' opportuno riassumere i tratti salienti dell'intero lavoro svolto in collaborazione con il mio collega.

Questo lavoro si è proposto di ottemperare i seguenti obiettivi:

- valutare quale, tra i vari layout di impianto preesistenti, sia il più adatto per applicazioni nel microidroelettrico;
- elaborare un metodo di dimensionamento per le turbine Kaplan che renda l'iter standardizzato rendendo tale macchina appetibile sul mercato;
- sfruttando lo strumento della simulazione CFD, migliorare la geometria del modello per ottenere delle prestazioni superiori della macchina.

Per l'elaborazione del metodo di dimensionamento analitico si è proceduto consultando diversi manuali e cercando una linea guida comune.

Tale metodo parte con tre parametri di input (salto disponibile, portata massima e velocità di rotazione dell'albero della girante) e definisce completamente la geometria delle varie parti della macchina.

Al fine di validare tale metodo si è applicato un confronto tra i risultati analitici ed una macchina preesistente correttamente funzionante.

I risultati ottenuti sono stati ingegneristicamente soddisfacenti, perciò si è potuto considerare tale iter progettuale come un effettivo metodo di dimensionamento da applicare per la progettazione di impianti analoghi.

Di conseguenza si è applicato tale metodo a due impianti soggetti a significativi problemi di funzionamento nell'ottica di ottenere una corretta riprogettazione delle macchine.

Come attendibile, è effettivamente emerso che tali macchine lavoravano in siti non idonei alle loro caratteristiche.

Nell'ottica della riduzione dei costi si è effettuata una riprogettazione di una della due macchine passando da cinque a quattro pale per la girante.

La stessa macchina è stata poi analizzata al CFD per valutare se effettivamente la portata smaltita e la potenza estratta erano affini alle valutazioni teoriche.

Dopo una serie di tentativi volti a migliorare il layout della macchina si sono ottenuti risultati soddisfacenti.

Gli sviluppi futuri di codesto lavoro prevedono un'analisi al CFD più accurata per poter ottenere una validazione effettiva del modello fluidodinamico impostato.

Infine, al termine dell'iter progettuale e simulativo si potrà effettivamente passare alla fase realizzativa degli impianti trattati in questo lavoro di tesi.

Ringraziamenti

Innanzitutto, un doveroso ringraziamento alla Prof.ssa Raffaella Sesana e al Prof. Domenic D'Ambrosio per la loro disponibilità e cortesia durante tutto lo svolgimento del lavoro.

Inoltre, un sentito ringraziamento all'organico dell'azienda Pro.e.Pro Sas, in particolare gli ingegneri Angelo Costamagna e Luca Cavaglià, per il clima instauratosi durante il percorso di formazione e per essere stato risorsa valorizzata a pieno all'interno dell'azienda.

Nondimeno, un sincero grazie al mio collega Marco con cui ho svolto l'intero lavoro in perfetta sintonia, in un clima di rispetto reciproco e confronto continuo.

Ringrazio anche tutti i miei colleghi di corso con cui ho condiviso la vita universitaria, indispensabili per la buona riuscita del percorso intrapreso e per aver reso le lezioni meno noiose.

Un ringraziamento va ai miei amici che, in un modo o nell'altro, hanno condiviso con me tutti questi anni di gioie e sacrifici.

Un doveroso ringraziamento va ovviamente ai miei genitori, per tutto ciò che mi hanno insegnato e messo a disposizione nel corso della vita, permettendomi di arrivare fin qui oggi.

Un ringraziamento speciale va poi alle mie sorelle che mi hanno sempre sostenuto e mi hanno reso il percorso universitario più lieve.

Infine, un ultimo ringraziamento va ai miei nonni Aldo e Gabriele che purtroppo oggi non sono qui con me, consegno a voi virtualmente questa mia ultima fatica, in segno di riconoscimento per gli sforzi da voi sostenuti.

Bibliografia

- Turbomachinery, Concepts, Applications, and Design, V. Dakshina Murty, Taylor & Francis 2018
- Procedure per la progettazione standardizzata delle turbine delle piccole centrali idroelettriche, Santolin Alberto, Università di Padova, 2009
- Turbine idrauliche, Andrea Emilio Catania, Appunti dai corsi seminariali di Vercelli, Anno accademico 1991/1992
- Hydraulic turbines-Their Design and Equipment, Miroslav Nechleba, ARTIA Prague, 1957
- Le moderne turbine idrauliche ed i regolatori di velocità-Teoria e pratica, Giacomo Büchi, Editore Ulrico Hoepli Milano, 1957
- Diseño Hidráulico y Mecánico de una Pico Turbina de Flujo Axial para Muy Bajos Saltos, Rojas Néstor Fabián, Universidad Nacional del Comahue, 2015
- XFOIL, version 6.91, Subsonic Airfoil Development System, Mark Drela
- <http://airfoiltools.com>
- Low Head Hydro Market Assessment, Volume 1 - Main Report, Hatch energy, March 2008