



Università di Pisa  
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica  
*Anno accademico 2022/2023*

## *Conversione dell'energia*

*Analisi di un acceleratore di flusso idrocinetico*

*Candidati:*

Tommaso Bigazzi  
Andrea Recchia

*Docente:*

Stefania Zanforlin

# Contents

<b>1 Abstract</b>	<b>2</b>
<b>2 Introduzione</b>	<b>2</b>
2.1 Stato dell'arte . . . . .	2
2.2 Progetto di riferimento . . . . .	2
2.3 Obiettivi del progetto . . . . .	3
<b>3 Descrizione del modello</b>	<b>3</b>
3.1 Equazioni rilevanti . . . . .	3
3.2 Semplificazioni utilizzate . . . . .	4
<b>4 Valutazione dell'effetto del bluff body</b>	<b>4</b>
4.1 Meshing . . . . .	4
4.2 Setup di calcolo . . . . .	4
4.3 Risultati simulazione . . . . .	4
<b>5 Studio delle performance della turbina accoppiata con diffusore</b>	<b>5</b>
5.1 Ipotesi del modello . . . . .	6
5.2 Obiettivi della simulazione . . . . .	6
5.3 Dominio di calcolo . . . . .	6
5.4 Meshing . . . . .	6
5.5 Setup di calcolo . . . . .	8
5.6 Presentazione e analisi dei risultati . . . . .	8
5.6.1 Campo di velocità . . . . .	8
5.6.2 Valutazione della coppia . . . . .	8
5.6.3 Valutazione della potenza prodotta . . . . .	11
5.7 Simulazione rotazione in senso orario . . . . .	14
<b>6 Conclusioni</b>	<b>15</b>
<b>7 Bibliografia</b>	<b>15</b>

# 1 Abstract

Lo studio riguarda una turbina marina ad asse verticale, a due pale e accoppiata con un diffusore, con la funzione di acceleratore di flusso. Le analisi sono state effettuate mediante modellazione CFD confrontando vari regimi di rotazione della turbina. I risultati evidenziano quale è la condizione in cui la massima estrazione di potenza è consentita.

## 2 Introduzione

### 2.1 Stato dell'arte

L'energia dal flusso marino dato dalle maree è un'interessante fonte di energie rinnovabili. A causa del fatto che le maree sono controllate dai cicli lunari e solari, la disponibilità di energia dalle maree è molto più prevedibile di altre fonti rinnovabili come vento, onde e solare. Il settore dell'energia dalle maree è ancora in una fase iniziale di sviluppo con pochissimi convertitori di energia su scala industriale distribuiti fino ad oggi. La maggior parte dei convertitori di corrente da maree rientrano in una delle due categorie: turbine ad asse orizzontale o turbine ad asse verticale. Per entrambi i tipi, la corrente di marea genera forze di portanza e resistenza sul rotore della turbina che la fanno girare intorno al proprio asse orizzontale o verticale, generando potenza meccanica che poi può essere convertita in energia elettrica tramite alternatori. La maggior parte dei dispositivi sono prevalentemente basati sulla portanza, in quanto le turbine di tipo a resistenza come la Savonius hanno una bassa efficienza. Molti dispositivi sono ancora nelle fasi iniziali di ricerca e sviluppo, ma un certo numero di dispositivi e progetti di turbine principalmente ad asse orizzontale, sono in una fase avanzata di sviluppo. Ad esempio, la **Marine Current Turbine (MCT)** è una turbina gemella("SeaGen") ad asse orizzontale con potenza nominale di 1.2 MW, operante a Strangford Lough, Irlanda del Nord dal 2008, con un'efficienza meccanica di picco dimostrata del 48%. Anche la turbina ad asse orizzontale a tre pale '**Verdant Power**' è stata impiegata su vasta scala e ha raggiunto un'efficienza meccanica del 43%. Altre tecnologie leader del mercato includono **Andritz Hydro Hammerfest, Atlantis, Scotrenewables, Voith and OpenHydro...** tutti esempi di progetti di turbine ad asse orizzontale.

### 2.2 Progetto di riferimento

Il progetto che è stato sviluppato in questa relazione si basa su una pubblicazione del **'Institution of Mechanical Engineers'** e il **'Journal of Power and Energy'** degli autori B. Mannion, V. McCormack, C. Kennedy, S. B Leen e S. Nash dal titolo **'An experimental study of a flow-accelerating hydrokinetic device'** del 2018. Tale progetto riguarda l'analisi di un dispositivo composto di due turbine ad asse verticale a gabbia di scoiattolo montate sui lati di un 'bluff body' centrale dalla forma a goccia, che funge da diffusore per le turbine accelerando il flusso e incanalandolo verso di esse. L'analisi era finalizzata allo studio delle prestazioni del dispositivo installato in mare. Tale dispositivo comprende anche un meccanismo di **blade pitching** che permette piccole rotazioni delle pale attorno al proprio asse per aggiustare l'angolo di pitch durante la rotazione del rotore e garantire la massima coppia ad ogni istante e in ogni condizione di flusso. Nella figura 1 di seguito è riportata una vista grafica del dispositivo e anche una foto del dispositivo in utilizzo, e invece in figura 2 è riportato un disegno in scala 1:20 del dispositivo con le quote.

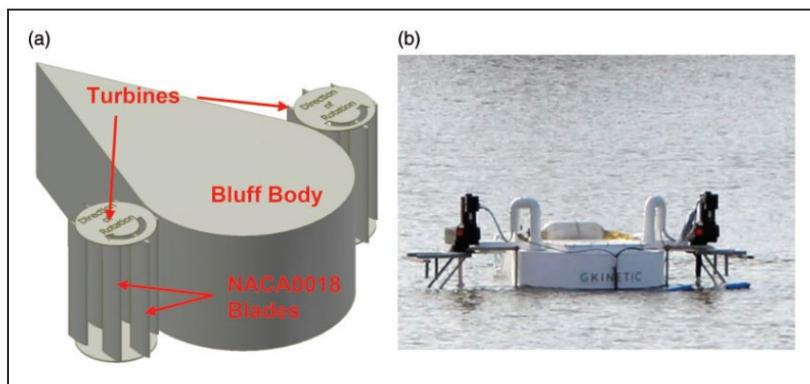


Figure 1: (a) Modello solido della GKINETIC tidal turbine e (b) fotografia del dispositivo distribuito

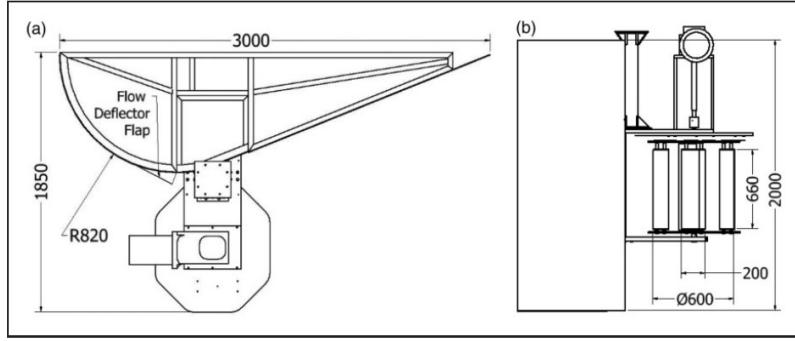


Figure 2: Dispositivo in scala 1:20 con dimensioni riportate

### 2.3 Obiettivi del progetto

Partendo dal caso di riferimento l'obiettivo del progetto è stato quello di indagare l'effetto del diffusore per quanto riguarda l'accelerazione del flusso e anche l'indirizzamento del flusso. Per l'analisi si è partiti dalla scelta di una opportuna solidità delle pale e un dato profilo di riferimento del diffusore. Scegliendo dei ragionevoli valori di  $\lambda$  l'obiettivo è stato confrontare vari regimi di rotazione e dedurre quale è la configurazione ottimale sia in termini di posizionamento del disco rotore sul diffusore, sia in termini di TSR.

## 3 Descrizione del modello

### 3.1 Equazioni rilevanti

In questa sezione si riportano le equazioni utilizzate per la determinazione delle performance del dispositivo. Potenza totale disponibile sul dispositivo in un flusso libero con velocità  $U_\infty$ .

$$P_{disp} = \frac{1}{2} \rho A U_\infty^3 \quad (1)$$

In cui  $\rho$  è la densità del fluido e  $A$  l'area di riferimento (in questo caso, l'area del disco della turbina). Il coefficiente di momento risulta definito come

$$C_m = \frac{M}{\frac{1}{2} \rho A_{ref} R U_\infty^2} \quad (2)$$

In cui  $M$  è il momento rispetto al centro di rotazione della turbina,  $A_{ref}=D$  il diametro della turbina e  $R$  raggio della turbina. La potenza meccanica della turbina è

$$P_m = M \omega \quad (3)$$

Dove  $M$  è la coppia e  $\omega$  la velocità angolare. Il coefficiente di potenza

$$C_p = \frac{P_m}{P_{disp}} \quad (4)$$

Il coefficiente di potenza è funzione del tip speed ratio della turbina, che è definito come

$$\lambda = \frac{\omega R}{U_\infty} \quad (5)$$

$U_\infty$  la velocità del flusso libero.

Si riporta il coefficiente di drag

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho A U_\infty^2} \quad (6)$$

Con  $D$  la forza di resistenza esercitata sulle pale della turbina.

### 3.2 Semplificazioni utilizzate

Rispetto al progetto di riferimento è stata conservata la geometria del bluff body, mentre è stata variato il tipo di rotore usato, infatti non si è scelto un rotore composto da 6 pale come nella pubblicazione ma si sono poste due pale solamente e inoltre non è stata considerata la possibilità delle pale di ruotare attorno al proprio asse per semplicità.

## 4 Valutazione dell'effetto del bluff body

Il diffusore ha la forma di un semicerchio unito ad un triangolo, l'effetto che ha è di aumentare la velocità del flusso che investe la turbina, di conseguenza la coppia sul rotore e la potenza estratta. Per l'analisi del bluff body è stato considerato parallelo alla direzione del flusso d'acqua.

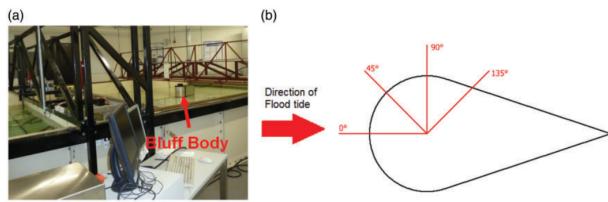


Figure 3: Esempio diffusore

Per prima cosa è stata fatta una analisi attraverso simulazione CFD con il software Ansys Fluent considerando solamente il diffusore nel modello per indagare il suo effetto di deviazione delle linee di flusso e accelerazione del flusso. Questa analisi ci permetterà di comprendere quale sia anche la posizione ottimale della turbina rispetto al diffusore. Le dimensioni del diffusore prese per la simulazione sono quelle riportate in figura 2 con la scala 1:20 del dispositivo reale.

### 4.1 Meshing

La mesh eseguita è di tipo strutturato, ed essendo il dispositivo simmetrico si è eseguita la simulazione solo su mezzo dominio per risparmiare tempo di calcolo. La mesh è stata infittita intorno al diffusore in modo da catturare in modo più preciso possibile il campo di velocità nello strato limite. In figura 4 si riporta la mesh fatta per la analisi.

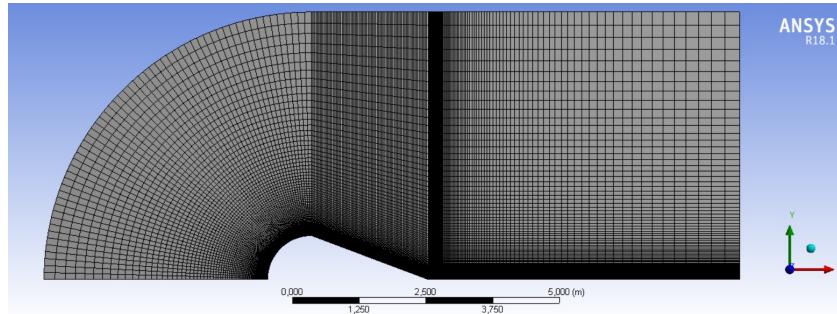


Figure 4: Mesh strutturata eseguita per la prima simulazione

### 4.2 Setup di calcolo

Per la simulazione abbiamo considerato un flusso in ingresso di intensità  $2m/s$  in direzione parallela al bluff body e con verso positivo con l'asse x del dominio. Tale velocità è stata scelta in concordanza con quella usata nell'articolo di riferimento. Come modello di turbolenza è stato preso un modello  $K - \omega - SST$ .

### 4.3 Risultati simulazione

Si riportano in figura 5 e 6 rispettivamente il campo di moto lungo la direzione del flusso iniziale e il campo di moto totale derivante dalla presenza del bluff body. Si può notare dai risultati grafici ottenuti come l'effetto di accelerazione

del flusso sia concentrato intorno alle estremità del bluff body come era prevedibile e si raggiunge in quelle condizioni un rapporto di amplificazione di circa 1.6 rispetto ad una velocità in ingresso scelta di  $2\text{m/s}$ .

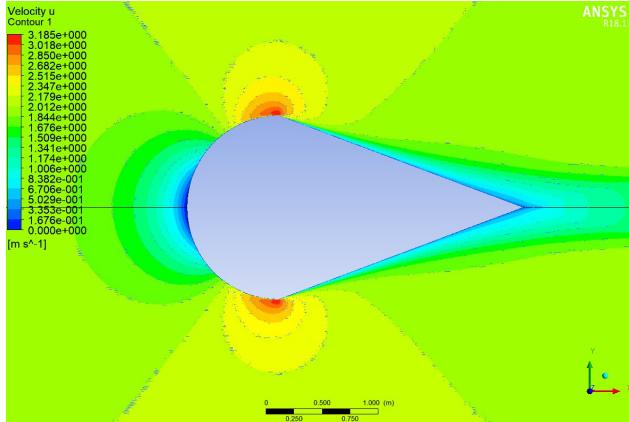


Figure 5: Campo di velocità longitudinale

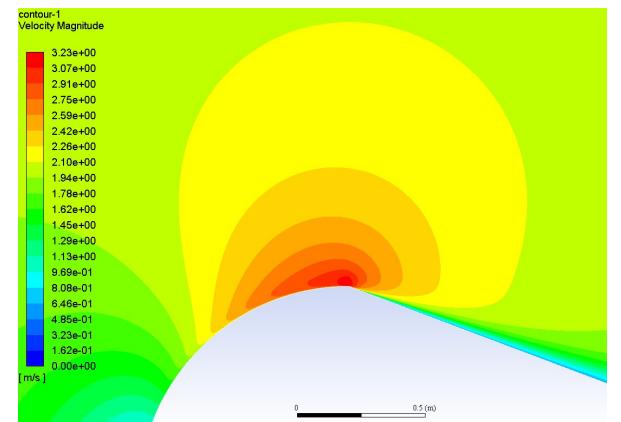


Figure 6: Particolare del campo di velocità totale

Si è anche andati a studiare quello che è l'effetto di deviazione che il bluff body impartisce al flusso in arrivo, si riportano di seguito in figura 7 le linee di flusso della corrente di fluido che investe il diffusore. E' chiaro dalla figura come il diffusore vada ad indirizzare il flusso e a concentrarlo verso la gola del tubo di flusso creando una accelerazione locale del flusso accompagnata anche da una variazione della direzione del vettore velocità che va a favorire la turbina, modificando l'angolo di incidenza sulle pale come vedremo nel seguito.

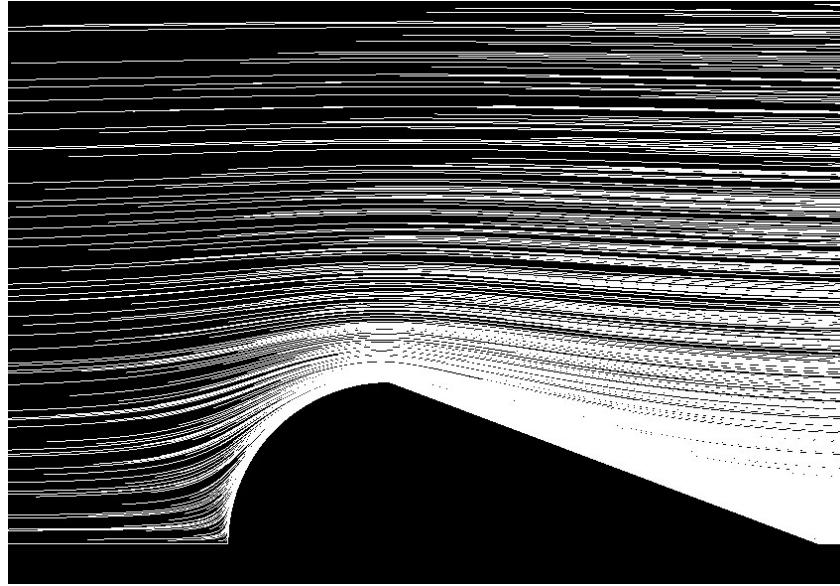


Figure 7: Visualizzazione delle linee di flusso intorno al bluff body

## 5 Studio delle performance della turbina accoppiata con diffusore

Dopo avere valutato l'effetto che il solo diffusore ha sul campo di moto è chiaro come la posizione che permette di sfruttare a pieno l'accelerazione del flusso data dal diffusore sia nel punto di estremità del bluff body dove il tubo di flusso ha una gola e il flusso risulta di conseguenza maggiormente accelerato.

## 5.1 Ipotesi del modello

Per la costruzione del rotore essendosi distaccati da quello che era la geometria presentata nella pubblicazione di riferimento si è assunto un diametro del rotore di  $D = 1m$  e imponendo una solidità del rotore di  $\sigma = 0.159$ , considerando quindi che nel nostro modello abbiamo solo due pale, si è calcolato la corda del profilo alare risultante. Il profilo alare usato è lo stesso usato nella pubblicazione, ovvero un NACA0018. La distanza tra bluff body e rotore è stata assunta essere di  $0.22m$  scelta in modo da poter andare a sfruttare al massimo l'effetto di accelerazione del bluff body, mantenendo comunque una distanza ragionevole tra i due corpi. Avendo cambiato le dimensioni del rotore si è scalato anche la geometria del bluff body di conseguenza in modo da non perdere di consistenza con il caso di riferimento.

## 5.2 Obiettivi della simulazione

Si è quindi andati ad eseguire una simulazione sul dispositivo totale considerando turbina e diffusore accoppiati. Lo scopo della analisi in primis è stato quello di determinare il TSR ottimale della turbina per tenere conto appieno del diffusore. Sono state fatte quindi 5 prove differenti, i valori di  $\lambda$  e di  $\omega$  provati sono riportati nella tabella 1 di seguito. Per ogni caso in esame verranno calcolati i coefficienti di momento su una singola pala e su entrambe le pale in modo poi da determinare la potenza media prodotta dalla turbina e quindi il caso ottimo.

$\lambda$	$\omega(rad/s)$
1.5	6
2	8
2.5	10
3	12
3.5	14

Table 1: Valori di TSR provati e rispettiva omega della turbina

## 5.3 Dominio di calcolo

In figura 8 si riporta un disegno del dominio simulato con le varie quote utilizzate nel calcolo. Come per la prima simulazione effettuata si è considerato solo la metà superiore del dominio essendo il dispositivo simmetrico.

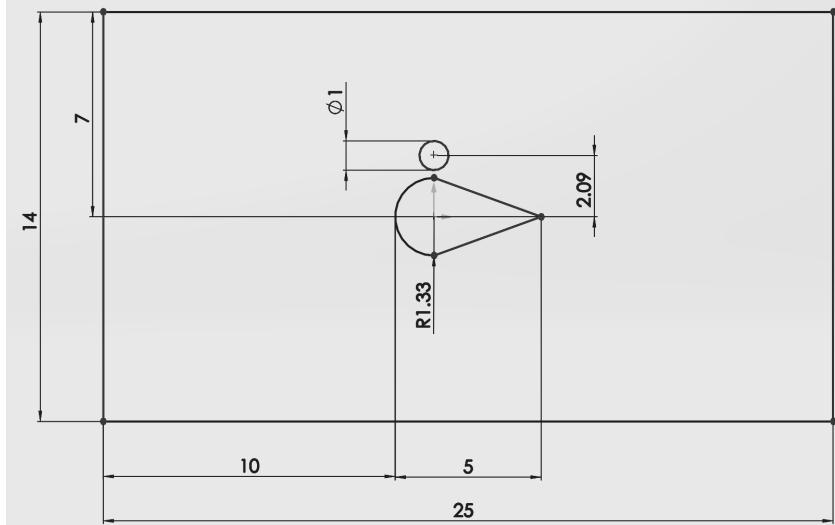


Figure 8: Dimensioni in metri del dominio.

## 5.4 Meshing

Per quanto riguarda la mesh utilizzata si è optato per una non strutturato rettangolare visto il tipo di dominio di calcolo complesso da meshare in modo strutturato, in figura 9 si riporta la mesh prodotta e in figura 10 un particolare del rotore.

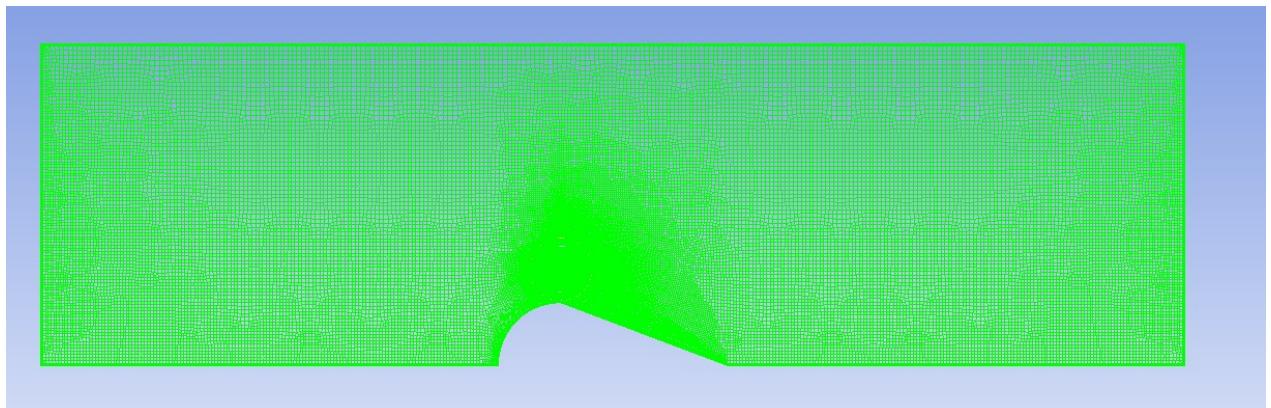


Figure 9: Dominio meshato

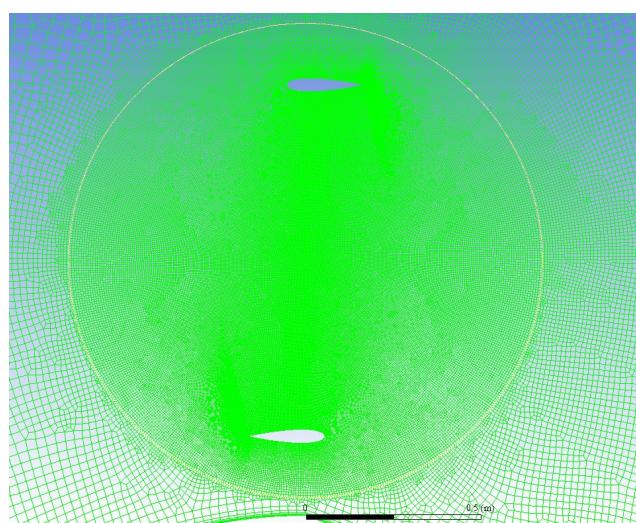


Figure 10: Particolare del rotore

Si riporta inoltre di seguito in figura 11 un particolare del tipo di mesh utilizzata per le pale della turbina. Per descrivere al meglio la distribuzione nello strato limite sono stati creati una serie di piccoli strati di mesh rettangolare strutturata tutto attorno alle pale dell'ordine di  $1\mu m$ , inoltre la coda della pala è stata tagliata e sostituita con un piccolo arco di circonferenza di raggio circa lo 0.5% della corda dell'airfoil. La stessa procedura di creazione di piccoli strati di mesh strutturata tutto attorno al corpo è stata fatta per il bluff body.

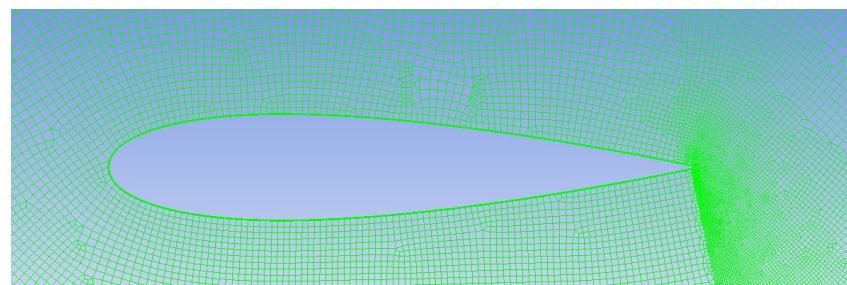


Figure 11: Particolare della mesh sulla pala

## 5.5 Setup di calcolo

Per la simulazione si utilizza un modello di turbolenza  $K - \omega - SST$ , si considera una velocità in ingresso del flusso  $2m/s$  tipica per moti marini di intensità sfruttabile, direzione del flusso parallela al bluff body e verso del flusso tale da impattare per primo la parte arrotondata del diffusore. Vengono simulati 10 giri della turbina per ogni caso fatto, considerando inizialmente che la turbina ruoti in senso antiorario. Il timestep della simulazione è stato scelto in modo da catturare la rotazione di  $1^\circ$  delle pale del rotore, quindi in totale sono stati calcolati 3600 timestep per ogni simulazione fatta.

## 5.6 Presentazione e analisi dei risultati

### 5.6.1 Campo di velocità

Nelle 4 figure di seguito è riportato un esempio del campo di moto simulato per  $\lambda = 2.5$  e 4 posizioni diverse delle pale della turbina. Dai grafici risulta evidente l'effetto del diffusore di accelerare il flusso tra la turbina e il diffusore stesso, infatti i valori di velocità che si hanno in quella zona sono sempre intorno i  $5m/s$  quindi flusso sempre ben accelerato rispetto alle condizioni di ingresso.

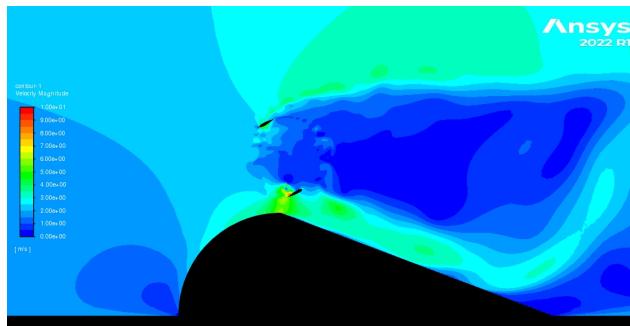


Figure 12: Campo di velocità per  $\lambda = 2.5$  e  $\theta = 30^\circ$

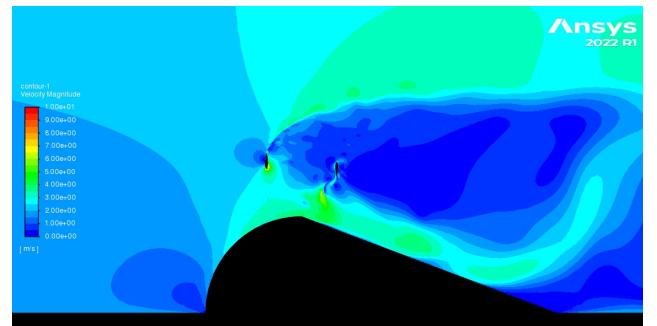


Figure 13: Campo di velocità per  $\lambda = 2.5$  e  $\theta = 90^\circ$

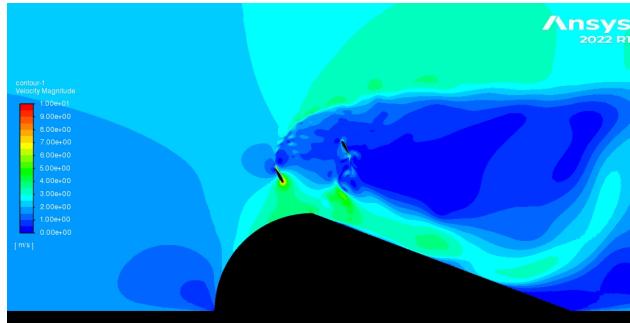


Figure 14: Campo di velocità per  $\lambda = 2.5$  e  $\theta = 120^\circ$

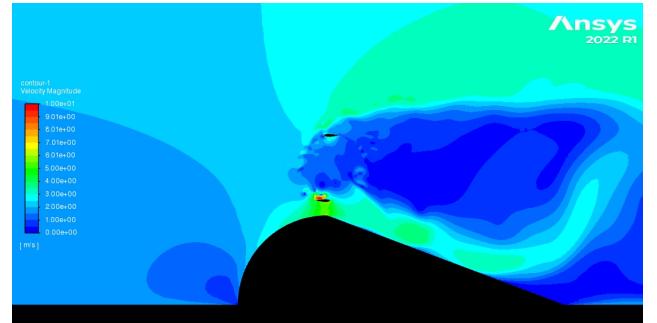


Figure 15: Campo di velocità per  $\lambda = 2.5$  e  $\theta = 180^\circ$

### 5.6.2 Valutazione della coppia

Di seguito in figura 17 è riportato il grafico dell'andamento del coefficiente di coppia  $C_m$  sulla pala che parte più distante dal bluff body, e su entrambe le pale. Si fa notare quindi per quanto riguarda il momento sulla singola che i primi  $180^\circ$  si riferiscono al percorso upwind. Per chiarezza si riporta in figura 16 lo schema del percorso che fa la singola pala su cui si calcola il coefficiente di momento.

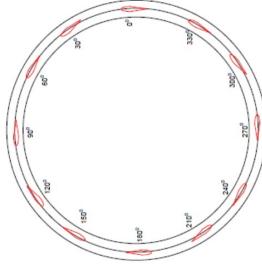


Figure 16: Percorso pala con angolo azimutale evidenziato

Dai grafici in figura 17 si può vedere come dopo pochi giri si sia raggiunto il regime e l'andamento dei coefficienti diventi quasi perfettamente periodico. Dalla analisi grafica si nota anche l'effetto del diffusore sul coefficiente di momento, infatti la derivata positiva per  $\theta < 90^\circ$  risulta minore della derivata con cui il coefficiente si riduce intorno a  $\theta = 180^\circ$  quando la pala è più vicina al diffusore. Questo trend risulta evidente soprattutto per alti valori di  $\lambda$  2.5, 3 e 3.5.

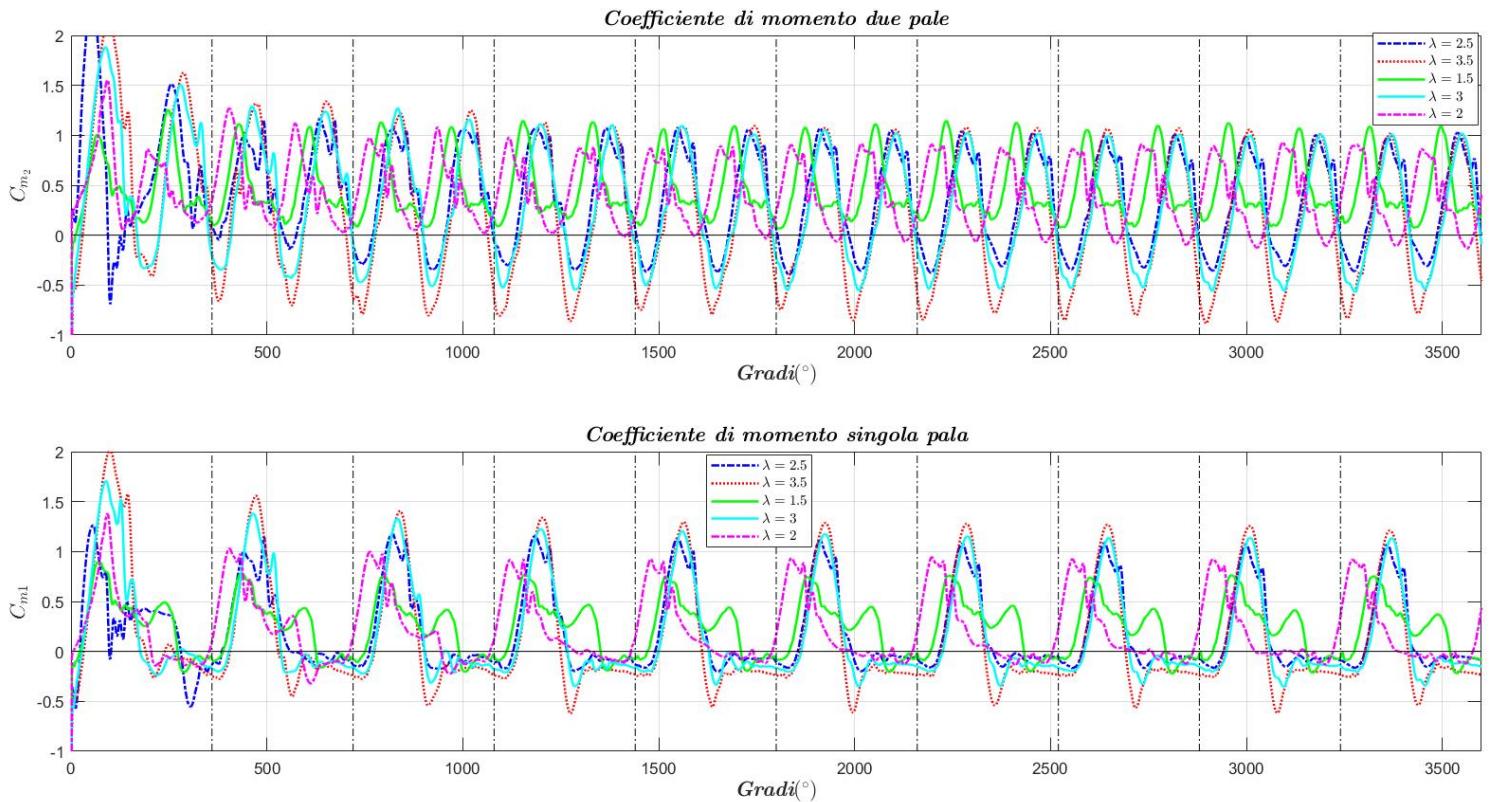


Figure 17: Coefficienti di momento sui 10 giri

Si riporta in figura 18 un particolare del grafico soprastante per concentrarsi sull'andamento sul singolo giro finale dei coefficienti.

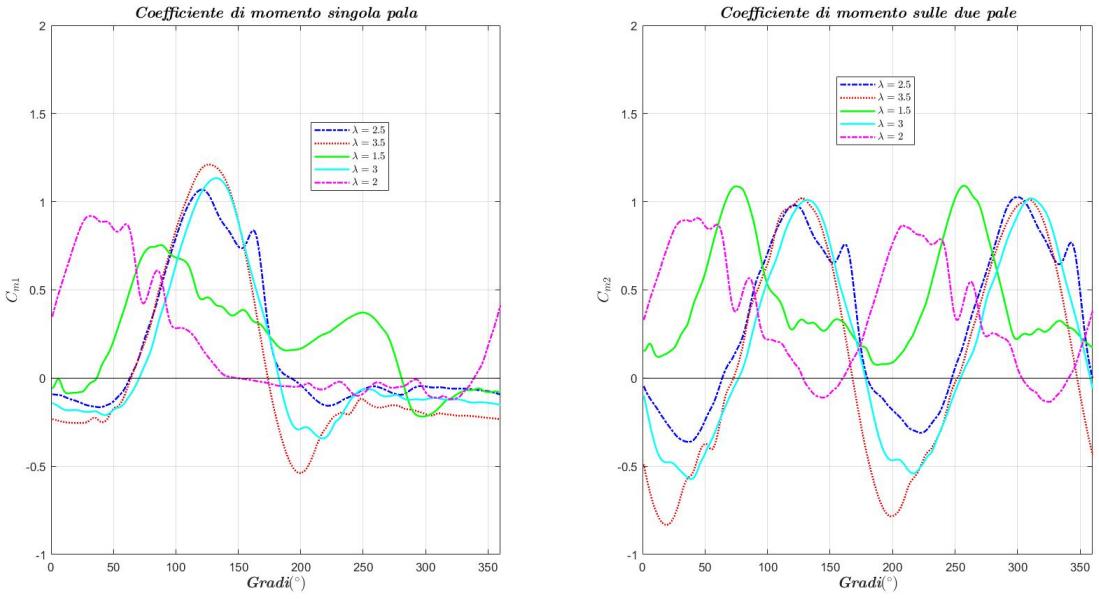


Figure 18: Coefficienti di momento durante l'ultimo giro simulato

Dai risultati ottenuti sui coefficienti di momento è interessante notare come la variazione del lambda non interessa solo il valore del picco del momento, come è ovvio che accada in quanto varia la  $\omega$  della turbina, ma interessa in modo marcato quanto questo picco avvenga anticipatamente o meno rispetto a quando la pala raggiunge metà del percorso upwind. Si nota quindi che per quanto riguarda il modulo del picco di coppia questo aumenta all'aumentare del  $\lambda$  utilizzato, mentre per l'angolo azimutale per cui questo picco si raggiunge i casi simulati si dividono in 3 casi:

- Per  $\lambda = 2$  il picco avviene per  $\theta < 90^\circ$ .
- Per  $\lambda = 1.5$  il picco avviene quasi esattamente per  $\theta = 90^\circ$ .
- Per tutti gli altri valori di lambda il picco avviene per  $\theta > 90^\circ$  precisamente intorno ai  $120 - 130^\circ$ .

Questo andamento del picco di coppia è ben evidenziato anche dalla analisi delle linee di flusso intorno ad una pala per  $\theta = 120^\circ$  come viene riportato nelle figure 12,13,14 e 15 di seguito, dove si confronta l'andamento delle linee di flusso rispettivamente per  $\lambda = 2.5$ ,  $\lambda = 3.5$ ,  $\lambda = 2$  e  $\lambda = 1.5$ .

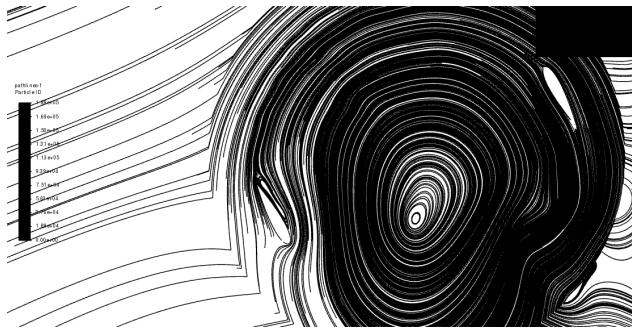


Figure 19: Linee di flusso sulla turbina per  $\lambda = 2.5$

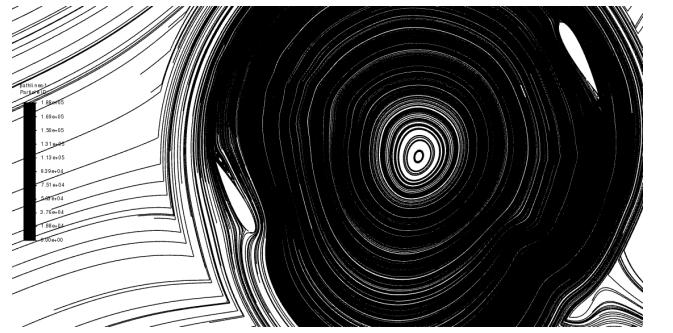


Figure 20: Linee di flusso sulla turbina per  $\lambda = 3.5$

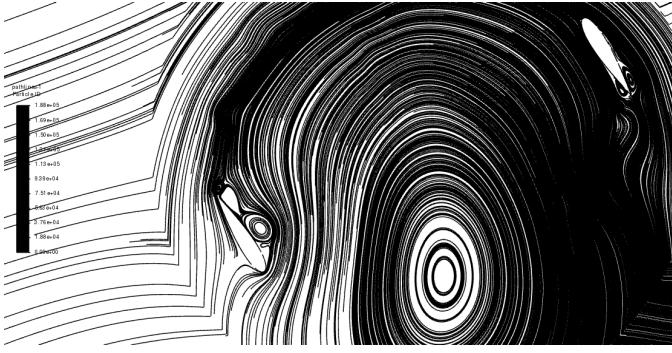


Figure 21: Linee di flusso sulla turbina per  $\lambda = 2$

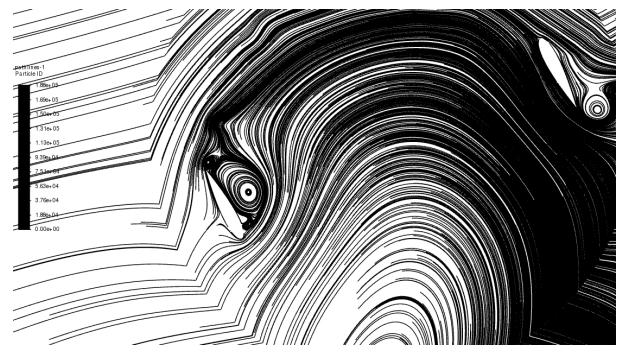


Figure 22: Linee di flusso sulla turbina per  $\lambda = 1.5$

Dal confronto grafico risulta ben evidente quello che è stato detto in precedenza sul picco del momento, nei casi di  $\lambda = 1.5$  e  $\lambda = 2$  il flusso intorno alle pale risulta separato con formazione ben evidente di vortici sul dorso della pala, infatti per questi due valori di tip speed ratio il picco di momento avveniva prima di  $\theta = 120^\circ$ , valore per cui il momento sulle pale diminuisce a causa del distacco dello strato limite. Invece per i casi  $\lambda = 2.5$  e  $\lambda = 3.5$  il picco di momento risulta spostato intorno al valore di  $\theta = 120^\circ$  e infatti il flusso risulta ben aderente alle pale in queste due simulazioni. Riferendosi sempre all'ultimo giro delle simulazioni fatte è stato calcolato il **Torque Ripple Factor**, parametro definito come  $TRF = (C_{m_{max}} - C_{m_{min}})$  lungo un giro completo. Questo indicatore quantifica e confronta quanto è marcata la variazione della coppia con l'angolo azimutale. In figura 23 si riporta l'andamento del TRF con  $\lambda$ . E' chiaro dal plot grafico come all'aumentare di  $\lambda$  l'oscillazione della coppia diventi sempre maggiore comportando un peggioramento nelle prestazioni della turbina e dei carichi meccanici a cui è soggetto il dispositivo.

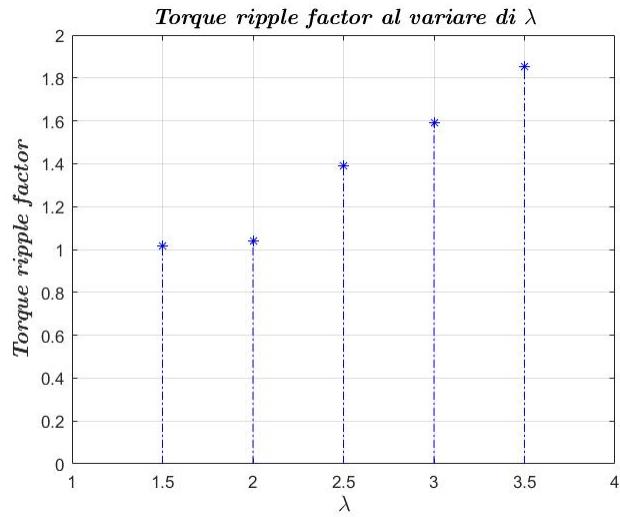


Figure 23: TRF in funzione dei  $\lambda$  simulati

### 5.6.3 Valutazione della potenza prodotta

Noto l'andamento del coefficiente di momento sulle due pale è possibile determinare in primis il valore medio di quest'ultimo su un giro per poi determinare da questo la potenza media prodotta. In tabella 2 di seguito si riportano i valori medi della coppia sulle due pale per i vari TSR simulati.

$\lambda$	$C_m$
1.5	0.447
2	0.375
2.5	0.312
3	0.185
3.5	0.113

Table 2: Valori di  $C_m$  sulle due pale mediati su un giro della turbina

Confrontando il picco del coefficiente di momento sulla singola pala e il valore medio del coefficiente di momento delle due pale sul singolo giro, si nota come i due abbiano un trend opposto rispetto a  $\lambda$  cioè per valori crescenti di  $\lambda$  il picco di coppia aumenta e presenta un valore massimo in  $\lambda = 3.5$ , mentre il valore medio massimo risulta avere l'andamento opposto con un massimo per  $\lambda = 1.5$ .

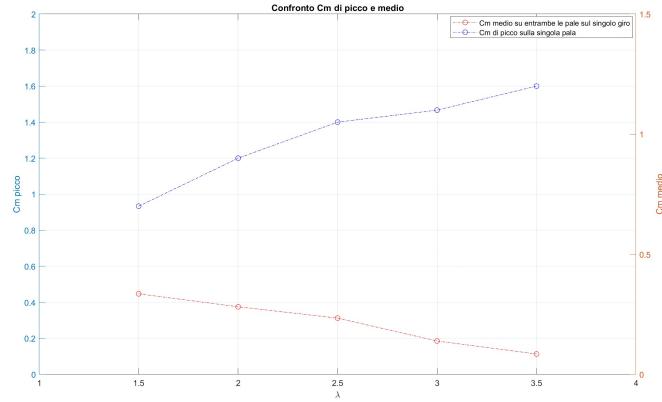


Figure 24: Confronto tra i coefficienti di coppia

Si calcolano quindi la potenza meccanica prodotta istantaneamente e la potenza media prodotta dalla turbina lungo un giro completo per ogni tip speed ratio simulato per capire quale è la migliore configurazione per cui far lavorare il dispositivo. In figura 27 viene riportato l'andamento della potenza prodotta lungo un giro della turbina, mentre in figura 26 è riportata la potenza media prodotta dalla turbina in funzione del  $\lambda$  utilizzato. Come è visibile dalla figura 26 il caso ottimo di velocità delle pale è per  $\lambda = 2.5$  quindi  $\omega = 10\text{rad/s}$ .

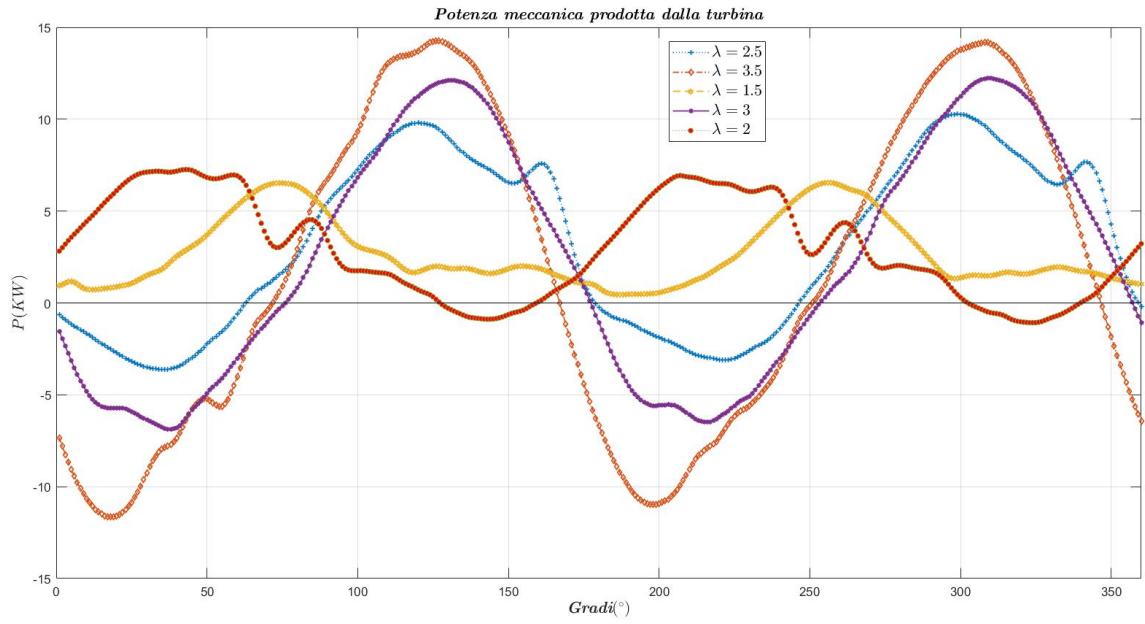


Figure 25: Potenza prodotta istantaneamente lungo un giro

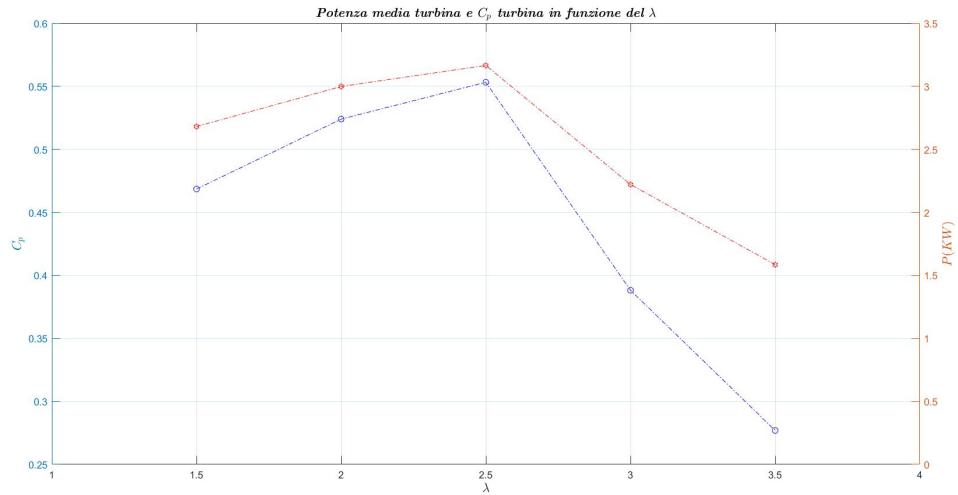


Figure 26: Potenza media prodotta e  $C_p$  medio su un giro in funzione del  $\lambda$  simulato

Si riporta in seguito in figura 26 il grafico dei coefficienti di resistenza nei vari casi simulati lungo l'ultimo giro fatto. Si può notare che i valori maggiori di resistenza si hanno per i valori massimi di  $\lambda$  provati. Si nota inoltre come questo picco di resistenza si abbia in quasi tutti i casi intorno a metà del percorso upwind, tranne per il caso simulato con  $\lambda = 2$  in cui risulta anticipato.

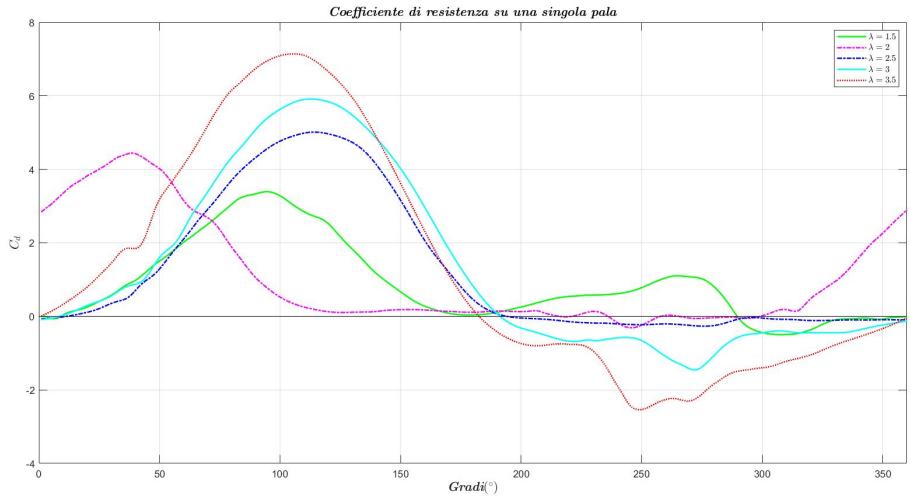


Figure 27: Andamento coefficienti di resistenza

### 5.7 Simulazione rotazione in senso orario

Per indagare sull'effetto del diffusore più nel dettaglio si è deciso di simulare la turbina con  $\omega$  di rotazione oraria, nel caso ottimo che abbiamo trovato in precedenza di  $\lambda = 2.5$ . Il setup di calcolo è rimasto invariato mentre la mesh è stata cambiata, si è andati a modificare l'orientazione delle pale della turbina, specchiandole rispetto al piano X; inoltre sono stati modificati il verso di rotazione della turbina e il segno dei coefficienti di momento in modo da mantenerli corretti. In figura 28 è riportato il confronto tra l'andamento dei coefficienti di coppia su una singola pala e su entrambe durante un giro di rotazione nel caso di rotazione oraria e antioraria.

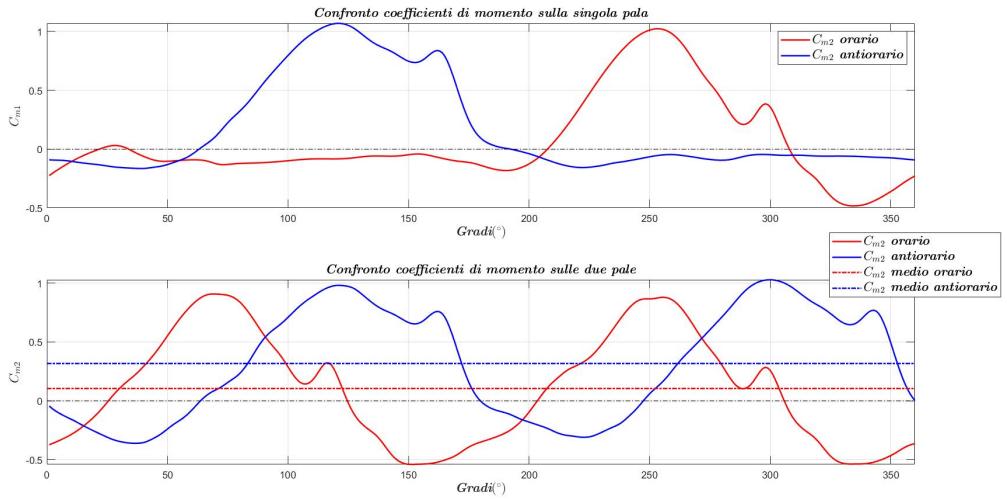


Figure 28: Confronto andamento coefficienti di coppia

Dal confronto risulta come le due configurazioni presentino degli andamenti della coppia agente sulla singola pala pressoché speculari, ma nel caso di rotazione oraria il picco è ritardato di circa  $130^\circ$ . Analizzando il coefficiente di potenza in questa configurazione risulta evidente come questa comporti una perdita di prestazioni a causa del basso valore del coefficiente che risulta essere pari a  $C_p = 0.182$ . Si nota comunque che l'incontro con il diffusore della pala nel caso orario, verso  $\theta = 180^\circ$ , causa un miglioramento della coppia apprezzabile, infatti la derivata aumenta all'inizio del percorso upwind in modo più vigoroso rispetto al caso antiorario dove il diffusore è incontrato solo alla fine del percorso upwind, come è visibile del grafico guardando la pendenza delle due curve nella fase crescente. Questo miglioramento nella crescita

del coefficiente di coppia nel caso orario comunque non si concretizza in un miglioramento delle prestazioni come detto in precedenza, anche a causa del picco di coppia negativa che si ha verso la fine del percorso upwind. Perciò si conclude che il caso migliore resti quello inizialmente simulato di rotazione antioraria.

## 6 Conclusioni

La turbina ad asse verticali con acceleratore di flusso è stata testata per i seguenti casi di TSR: 1.5/2/2.5/3/3.5. A seguito delle analisi si è arrivati alle seguenti conclusioni:

- L'uso del solo bluff body riesce ad accelerare il flusso libero di un fattore 1.6 rispetto ai 2 m/s iniziali.
- Il posizionamento migliore del disco rotore sul diffusore è pari al 26% della corda rispetto al bordo di attacco(dopo 1.33 m) in questa zona l'accelerazione del flusso risulta massima.
- Analizzando l'andamento della potenza media estratta si può concludere che il regime ottimale di funzionamento sia quello con  $\lambda = 2.5$ , corrispondente a 3.2 KW circa oppure  $\lambda = 2$  corrispondente a 3KW. Tuttavia, questi regimi di funzionamento presentano dei Torque Ripple Factor diversi, pari rispettivamente a 1.4 e 1; a fronte di una piccola diminuzione di potenza estratta potrebbe essere più vantaggioso preferire un regime di funzionamento che presenta un andamento della coppia più costante.
- Confrontando i casi di funzionamento con  $\lambda = 2.5$  e con velocità di rotazione invertita emerge come la configurazione ottimale sia quella con verso di rotazione antiorario, che in quanto questo permette uno sfruttamento migliore dell'energia che arriva alla turbina.
- Visti i risultati positivi dell'analisi, si può affermare che l'utilizzo di un acceleratore di flusso aumenta il numero di possibili siti in cui può essere installata una turbina ad asse verticale, in quanto c'è un numero limitato di siti di installazione che soddisfano il requisito di una corrente avente una velocità di almeno 2 m/s. In questo modo l'installazione in un sito con una corrente meno intensa potrebbe comunque portare a una generazione adeguata tale da poter recuperare l'investimento iniziale fatto.

## 7 Bibliografia

- *An experimental study of a flow-accelerating hydrokinetic device* Autori B. Mannion, V. McCormack, C. Kennedy, S. B Leen e S. Nash
- Dispense di Stefania Zanforlin