UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
FIRENZE

Scuola di Ingegneria

Corso di Laurea Magistrale in
Ingegneria Energetica

Sviluppo di strumenti per l'analisi di turbine a impulso bidirezionali per sistemi OWC

Development of analysis tools for self-rectifying impulse turbines for OWC systems.

Candidato:
Giovanni Cafaggi

Relatori:
Prof. Ing. Giampaolo Manfrida
Prof. Ing. Lorenzo Cappietti

Anno Accademico 2013/2014

La mer est tout! Elle couvre les sept dixièmes du globe terrestre. Son souffle est pur et sain.
C'est l'immense désert où l'homme n'est jamais seul, car il sent frémir la vie à ses côtés.
La mer n'est que le véhicule d'une surnaturelle et prodigieuse existence;
elle n'est que mouvement et amour.

Jules Verne, Vingt mille lieues sous les mers, 1870.

Alla mia famiglia e a coloro che
mi hanno accompagnato
in questo viaggio.

INDICE

Introduzione

L'interesse verso le fonti di energia rinnovabili è cresciuto notevolmene a seguito della presa di coscienza delle problematiche legate a un sistema di approvvigionamento energetico basato sui combustibili fossili. Alla luce di ciò una delle priorità della ricerca scientifica deve essere lo sviluppo delle tecnologie necessarie a una riconversione energetica. L'energia marina è ancora oggi tra quelle meno sfruttate e probabilmente con maggior margine di sviluppo.

Il lavoro presentato in questa tesi si inserisce in un panorama di ricerca su questo tema, in particolare sullo studio dei sistemi a colonna d'acqua oscillante (OWC), portato avanti in collaborazione da diversi centri di ricerca europei tra cui il Laboratorio di Ingegneria Marittima Coast Lab, presso il Dipartimento di Ingegneria Civile e Ambientale dell'Università degli Studi di Firenze. Tra le caratteristiche che rendono questo tipo di tecnologia particolarmente promettente si ha la relativa semplicità del sistema, il numero contenuto di componenti in movimento e la possibilità di integrazione in strutture come dighe foranee o piattaforme off-shore. La principale differenziazione tra i vari sistemi a colonna d'acqua oscillante può essere ricondotta al tipo di turbina impiegata. Seguendo gli ultimi sviluppi nella ricerca e per sulla scia dei lavori precedentemente svolti in collaborazione con il Dipartimento di Ingegneria Industriale, si è deciso di occuparsi dei sistemi che impiegano turbine a impulso. Questo lavoro si propone quindi di sviluppare degli strumenti che aiutino nella ricerca e progettazione di questo tipo di sistemi.

In molti dei modelli proposti in letteratura per questo tipo di applicazione le turbine sono state considerate come sistemi lineari molto semplificati. Nei casi in cui vengano invece studiate in modo più approfondito spesso la definizione delle geometrie e dei parametri ottimali viene fatta per tentativi attraverso campagne di studio su modelli sperimentali o CFD.

Gli strumenti che ci si propone di realizzare si basano sulle correlazioni sperimentali per le turbomacchine di uso comune in altre applicazioni. Oltre a fornire risultati immediati, l'utilizzo di queste correlazioni fornisce direttamente un'analisi qualitativa, oltre che quantitativa, delle perdite. La suddivisione di quest'ultime per causa o tipologia risulta spesso complicata nell'analisi CFD e sperimentale. Rispetto a quelli ottenibili con questi metodi, i risultati che ci si prefigge di trovare saranno più approssimativi, motivo per cui si ritiene che un tale sistema possa essere particolarmente adatto per l'analisi preliminare e per la prima definizione dei parametri di lavoro dell'OWC. Un'altro vantaggio dell'approccio scelto rispetto ad altri è che permette di realizzare un'analisi dell'intero sistema, considerando quindi le interazioni reciproche tra turbina e cassone, incorrendo in un aumento delle risorse computazionali e di tempo necessarie minimo.

Nel primo capitolo viene presentata una panoramica delle varie tipologie di energia marina, dei sistemi di estrazione dell'energia del moto ondoso e delle turbina adatte all'applicazione in sistemi a colonna d'acqua oscillante.

Successivamente si riporta l'apparato teorico necessario alla modellazione del sistema in oggetto, presentando e facendo un'analisi critica delle varie correlazioni e modelli considerati.

Nel terzo capitolo viene descritta la realizzazione degli strumenti di simulazione in ambiente Matlab e Simulink. Si è riportato anche un confronto tra due diversi modelli realizzati e uno tra alcuni risultati ottenuti da questi strumenti e una campagna di simulazioni CFD appositamente condotta.

Negli ultimi due capitoli si mostra le possibilità di utilizzo degli strumenti realizzati, riportando i risultati di campagne di simulazioni con essi condotte. Questi risultati sono analizzati sia per spiegare i comportamenti e le criticità dei simulatori sviluppati, sia per proporre metodologie di studio preliminare per questo tipo di sistemi.

1 Le energie rinnovabili e il problema energetico

Il problema dell'approvvigionamento energetico è senza dubbio uno dei temi più importanti e complicati in questo momento storico. I miglioramenti nei campi dell'efficienza energetica e dell'accumulo dell'energia sono senza dubbio determinanti, ma non sembra possibile raggiungere gli obbiettivi di riduzione delle emissioni prefissati soltanto con una migliore gestione del fabbisogno energetico [1].

Più del 20% della popolazione mondiale non ha ancora accesso all'energia elettrica [2] mentre la crescita demografica non accenna a fermarsi. Un ulteriore aumento della domanda energetica è inoltre necessario per una maggiore diffusione tecnologica e un miglioramento della qualità di vita nei paesi del Sud del mondo e in via di sviluppo. Anche nei paesi già sviluppati, dopo la diminuzione del fabbisogno energetico degli anni '70 e '80 causata da un più efficiente utilizzo delle risorse, il trend è cambiato e viene previsto un ulteriore aumento almeno per i prossimi 30 anni [3].

Per far fronte alla domanda crescente e allo stesso tempo limitare le emissioni di gas serra è necessario ampliare la conoscenza e l'utilizzo delle fonti di energia rinnovabile.

La ricerca sulle energie rinnovabili non ha avuto la priorità che le sarebbe spettata nell'agenda dei poteri forti del nostro pianeta in quanto si dispone già di altre tecnologie ampiamente collaudate e allo stato attuale economicamente più vantaggiose.

Inoltre gli avanzamenti tecnologici e un'economia di scala possono ridurre drasticamente i costi dell'utilizzo di fonti di energia rinnovabili. Si ricorda che negli anni '80 l'energia eolica aveva il costo proibitivo di 0.30 $/kW h, ma che già nel 1999 era diminuito fino a 0.05 $/kW h risultando economicamente vantaggiosa rispetto ai combustibili fossili [4], anche senza considerare i costi legati alle emissioni e altri impatti sull'ambiente di questi ultimi.

Negli ultimi decenni le tipologie di energia rinnovabile su cui ci si è concentrati di più sono state il solare, l'eolico, le biomasse e la geotermia. Grandi passi avanti sono stati fatti in ognuna e ad oggi sono tutte tecnologie disponibili sul mercato a prezzi competitivi. Nonostante ciò, per la realizzazione di una politica energetica sostenibile e di lungo termine, è necessario valorizzare qualunque fonte energetica rinnovabile. Per questo si ritiene che lo studio dell'energia marina nelle sue molteplici forme possa portare risultati utili nel panorama energetico.

1.1 L'energia marina

Sconfinati e possenti, gli oceani contengono abbastanza energia sotto forma di calore, correnti, onde e maree per soddisfare interamente la domanda di energia mondiale [6]. Ad oggi l'energia marina copre solo una minuscola frazione della produzione energetica. L'utilizzo di questa energia presenta sfide notevoli, ma fortunatamente molte infrastrutture e tecnologie sono state precedentemente sviluppate in altri campi tra cui l'industria di estrazione del petrolio offshore. Infatti i costi di sviluppo della tecnologia necessaria a rendere economicamente fruttuosa l'estrazione dell'energia marina non dovrebbero essere proibitivi [7]. A conferma di ciò negli ultimi anni stiamo assistendo alla commercializzazione dei primi sistemi di estrazione dell'energia marina.

L'energia marina comprende:

- l'energia talassotermica (*Ocean Thermal Energy*)
- l'energia delle maree
- l'energia delle correnti
- l'energia del moto ondoso

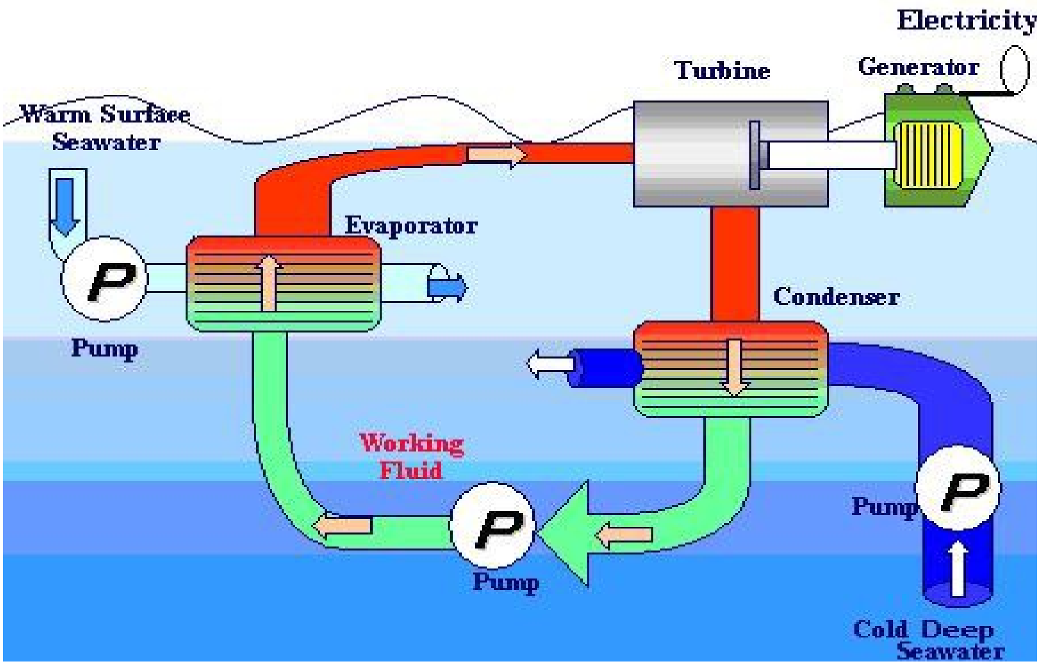


Figura 1.1: Schema di dispositivo OTEC [5].

L'energia talassotermica è l'energia che può essere estratta dal gradiente di temperatura presente tra la superficie e le profondità marine. L'energia solare infatti scalda la superficie del mare (raggiungendo anche 30°C) generando quindi una differenza di temperatura con gli strati d'acqua sottostanti (che generalmente rimangono a 6-7°C). Questa differenza può essere sufficiente ad azionare un ciclo Rankine chiuso che utilizzi un apposito *working fluid*. Le centrali di questo tipo possono essere realizzate sia *offshore* che *onshore*. La quantità totale di energia estraibile senza modificare sensibilmente la struttura termica degli oceani è stata stimata intorno ai 10 TW (circa l'attuale domanda energetica mondiale), purtroppo però questa tecnologia risulta essere abbastanza costosa e invasiva prevenendone quindi lo sviluppo e diffusione su larga scala. Ciononostante presenta grandi potenzialità di impiego per le realtà insulari della fascia tropicale, che dispongono di forti gradienti di temperatura a profondità minime e possono utilizzare al meglio le tecnologie facilmente integrabili con questa (acquacoltura, condizionamento dell'aria, approvvigionamento di acqua fresca).

Figura 1.2: Concept di una centrale che sfrutta le correnti generate dalle maree [24].

L'energia delle maree e delle correnti presentano il vantaggio di essere una risorsa prevedibile e avere potenziale energetico immenso. I primi sistemi che hanno sfruttato l'energia delle maree consistevano di dighe costruite sugli estuari di fiumi in zone con forti escursioni del livello del mare. La principale differenza con le normali dighe per la produzione di energia idroelettrica consiste nel fatto che l'acqua deve poter scorrere in entrambi i sensi. Più recentemente sono state sviluppate anche turbine in grado di catturare l'energia prodotta dalle correnti (generalmente generate dalle maree stesse). Queste turbine ricordano delle turbine

Figura 1.3: Dispositivo SeaGen da 1,2 MW installato nel 2008 a Strangford Lough, Irlanda [25].

eoliche installate sul fondale e richiedono una velocità della corrente marina di almeno 2 m/s. Il potenziale energetico mondiale di questa risorsa è stimato intorno ai 100 GW.
L'energia del moto ondoso verrà analizzata più approfonditamente nel prossimo capitolo, in quanto soggetto del presente lavoro di tesi.

1.2 L'energia del moto ondoso

Le onde del mare sono generate dal vento che passa sul pelo libero dell'acqua. Fintanto che la velocità superficiale dell'acqua è inferiore a quella del vento, dell'energia viene trasferita dal vento all'onda a causa della differenza di pressione tra il lato della cresta dell'onda a monte e quello a valle rispetto al vento e a causa dell'attrito all'interfaccia tra aria e acqua [12]. L'energia contenuta nelle onde quindi non è altro che parte dell'energia contenuta nei venti a loro volta generati dall'energia solare.
L'altezza di un onda marina è determinata dalla velocità del vento, il tempo per cui l'onda è stata sottoposta al vento e dalla profondità e topografia del fondale.

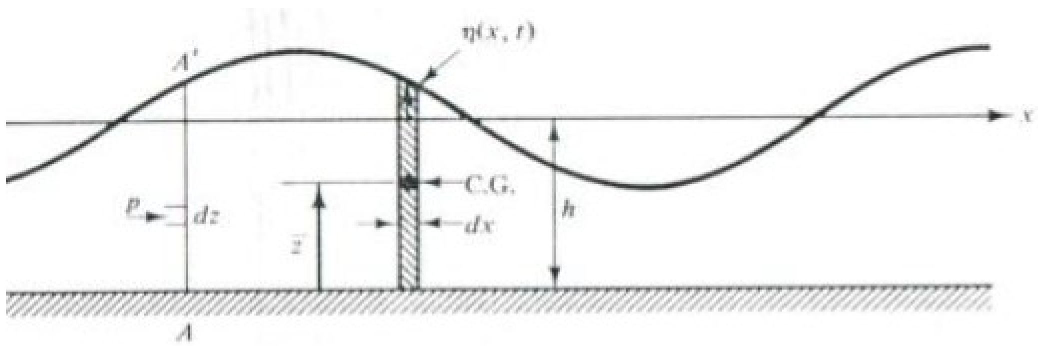


Figura 1.4: Schema di onda marina sinusoidale, [26].

Per ogni velocità del vento può essere identificata un'altezza limite dell'onda che ne può essere sviluppata. L'energia totale trasportata da un'onda marina è conservata in due diverse forme: l'energia potenziale dovuta al rialzamento della cresta dell'onda rispetto al livello medio del mare e l'energia cinetica del volume d'acqua spostato dall'onda. L'energia totale di un'onda e il modo in cui viene trasmessa sono di fondamentale importanza nel determinare l'energia potenzialmente estraibile da essa.
Per onde di piccola ampiezza rispetto alla profondità del fondale marino è considerata valida la teoria lineare per le onde. Considerando una singola onda sinusoidale di ampiezza H/2 si ha che l'energia totale mediate sulla lunghezza d'onda per unità di area orizzontale è:

$$\overline{E}=\overline{PE}+\overline{KE} \quad (1.1)$$

e che l'energia potenziale $\overline{PE}$ e cinetica $\overline{KE}$ sono pari a:

$$\overline{PE}=\overline{KE}=\frac{\rho g H^2}{16} \quad (1.2)$$

Si rimanda al quarto capitolo di [8] per la dimostrazione dettagliata.

L'energia totale di un'onda marina per unità di lunghezza del fronte d'onda risulta essere:

$$\overline{E_L}=\frac{\rho g H^2}{8} L \quad (1.3)$$

dove L è la lunghezza d'onda.

La potenza di un'onda è definita come l'energia trasportata per unità di lunghezza del fronte d'onda, è direttamente proporzionale alla velocità del gruppo di onde (C_g) che può essere espressa come:

$$C_g=nC \quad (1.4)$$

con:

$$C=\frac{L}{T}=\frac{gT}{2\pi}\tanh\frac{2\pi d}{L} \quad (1.5)$$

$$n=\frac{1}{2}+\frac{2\pi d/L}{\sinh(4\pi d/L)} \quad (1.6)$$

Nell'ipotesi di fondale profondo si ha che $C=\frac{gT}{2\pi}$ e $n=\frac{1}{2}$ quindi :

$$\bar{P}=C_g\bar{E}=\frac{\rho g^2}{32\pi} T H^2 \quad (1.7)$$

La potenza contenuta in un fronte d'onda è quindi determinata dall'ampiezza, dal periodo e dalla densità dell'acqua [8].

Per trasformare questa energia in energia elettrica è necessario adoperare una serie di processi ognuno caratterizzato da una propria efficienza e limitazioni.

Diversamente da tecnologie più collaudate esiste un elevato numero di soluzioni per sfruttare l'energia del moto ondoso, anche se considerando solo i dispositivi che hanno raggiunto lo stadio di prototipo a scala 1:1 operativi questo numero diminuisce drasticamente.

Diversi sono i modi di classificare questo tipo di dispositivi proposti negli ultimi anni, i principali dei quali si basano su:

- posizione del dispositivo rispetto al fronte d'onda [8]
- posizione rispetto alla costa [9]
- dimensioni [10]
- principio di funzionamento [11]

La classificazione per principio di conversione dell'energia è considerata la più dettagliata e per questo verrà seguita in questo lavoro.

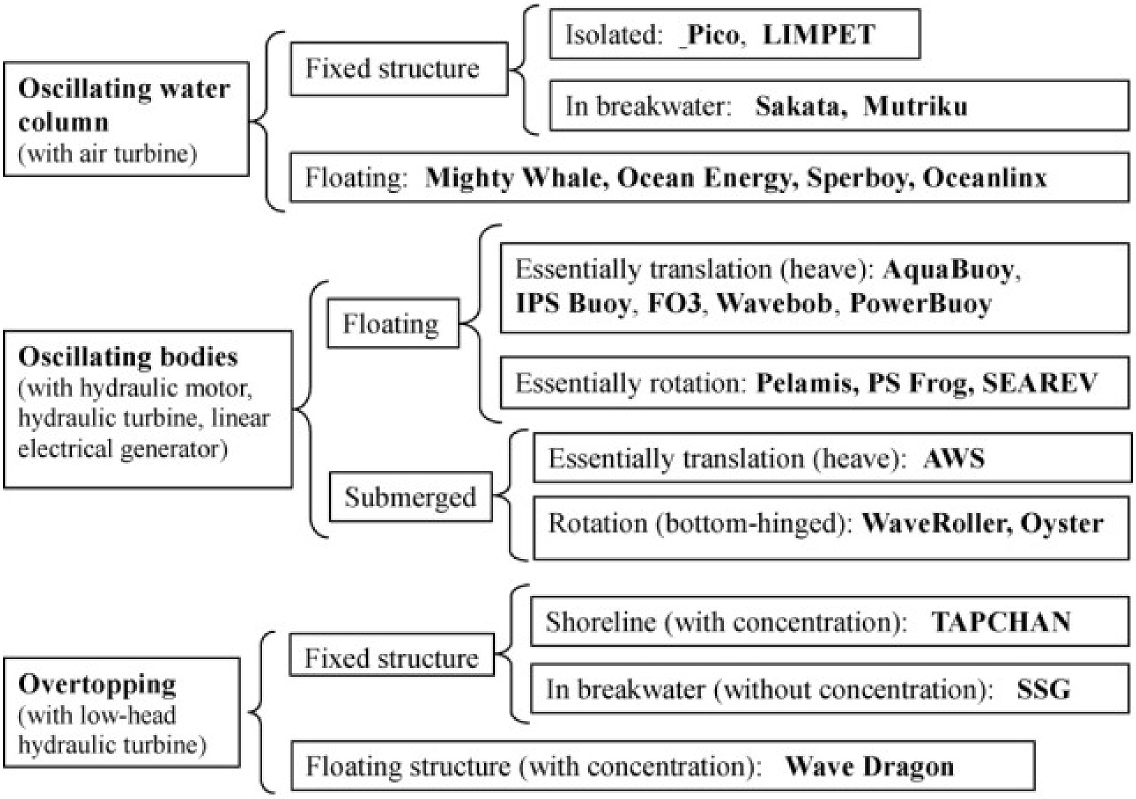


Figura 1.5: Classificazione dei dispositivi di cattura dell'energia del moto ondoso (WEC) [11]

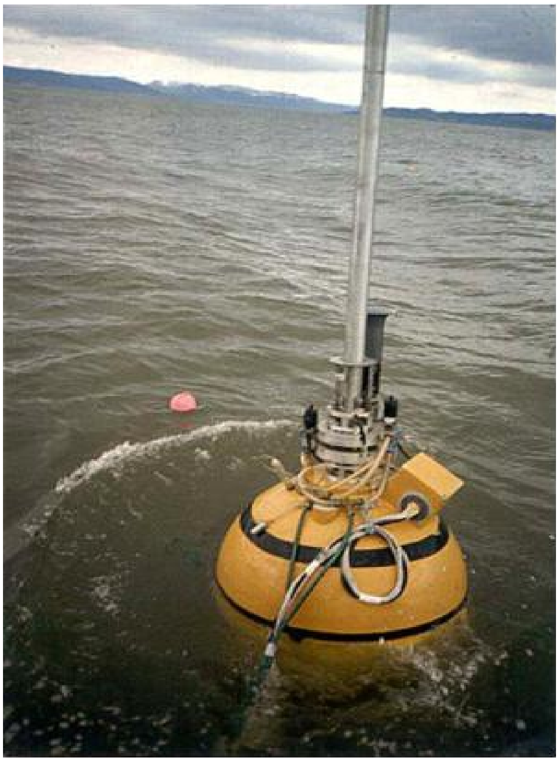
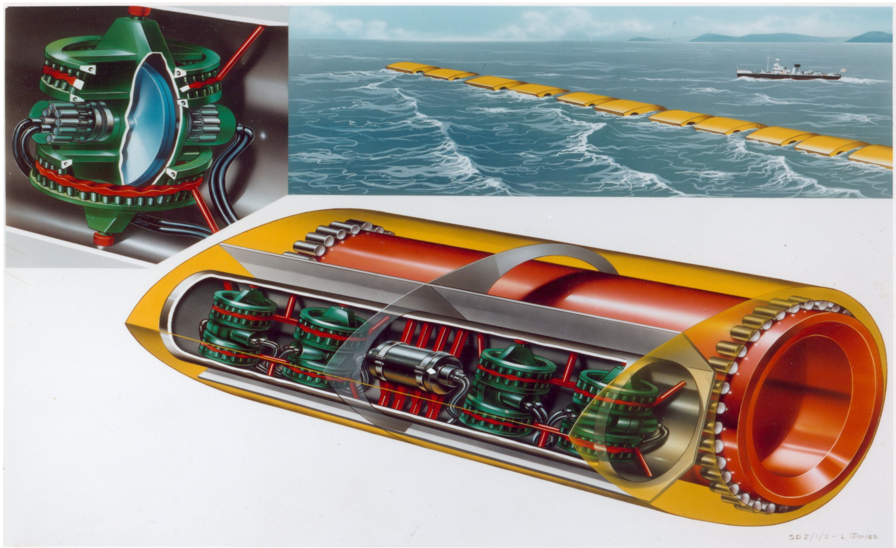


Figura 1.6: Boa norvegese per la produzione di energia, 1981 [11].

1.2.1 Sistemi a corpo oscillante

Questi sistemi consistono di un corpo galleggiante o sommerso che oscilla in risposta alle onde incidenti e tipicamente vengono installati in mare aperto su fondali di almeno 40 m. Possono essere suddivisi ulteriormente a seconda dei gradi di libertà non vincolati. Il sistema più semplice di questo tipo è una boa galleggiante che si muove verticalmente rispetto a un riferimento fisso (il fondale stesso o una struttura a esso fissata), uno dei primi dispositivi di questo tipo è stato ideato in Norvegia negli anni '80 (figura 6) e la conversione energetica avveniva con una turbina interna ad aria. Esempi più moderni sono lo *Wave-bob*, composto da due corpi flottanti e attualmente in stato di sviluppo in Irlanda, o l'*Archimede Wave Swing* (AWS), un dispositivo completamente sommerso fissato direttamente al fondale e sviluppato in Olanda.



Un sistema che invece impiega l'angolo di beccheggio come grado di libertà non vincolato è il *nodding duck* sviluppato durante gli anni '80 dall'università di Edimburgo (figura 1.7). Questo sistema non ha mai raggiunto lo stadio di prototipo a dimensioni reali, ma ha sicuramente rivestito un importante ruolo nello sviluppo della conversione dell'energia del

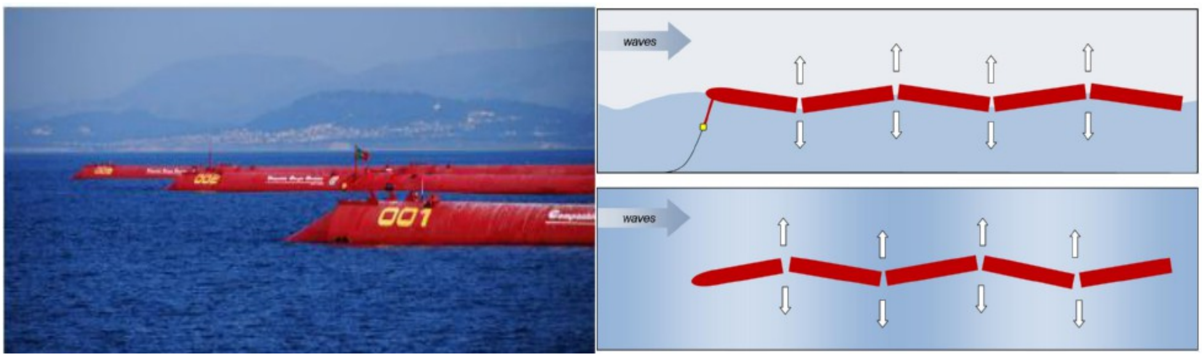


Figura 1.8: Pelamis tidal farm [14].

moto ondoso. Un sistema più recente è il *Pelamis*, sviluppato nel Regno Unito, che consiste di cinque corpi cilindrici semi-sommersi dal diametro di 4 metri e lunghi oltre 30 connessi con dei giunti cardanici. Con questo sistema è stata creata una delle prime "wave farm" connesse alla rete elettrica esistenti [14].

Uno degli sviluppi più interessanti della tecnologia a corpi oscillanti è stato il concetto di progettare sistemi completamente racchiusi in un involucro esterno, in modo da proteggere tutte le parti mobili dall'ambiente esterno ritardandone l'usura, diminuendo la possibilità di malfunzionamento e quindi riducendo i costi associati alla manutenzione e produzione dell'energia.

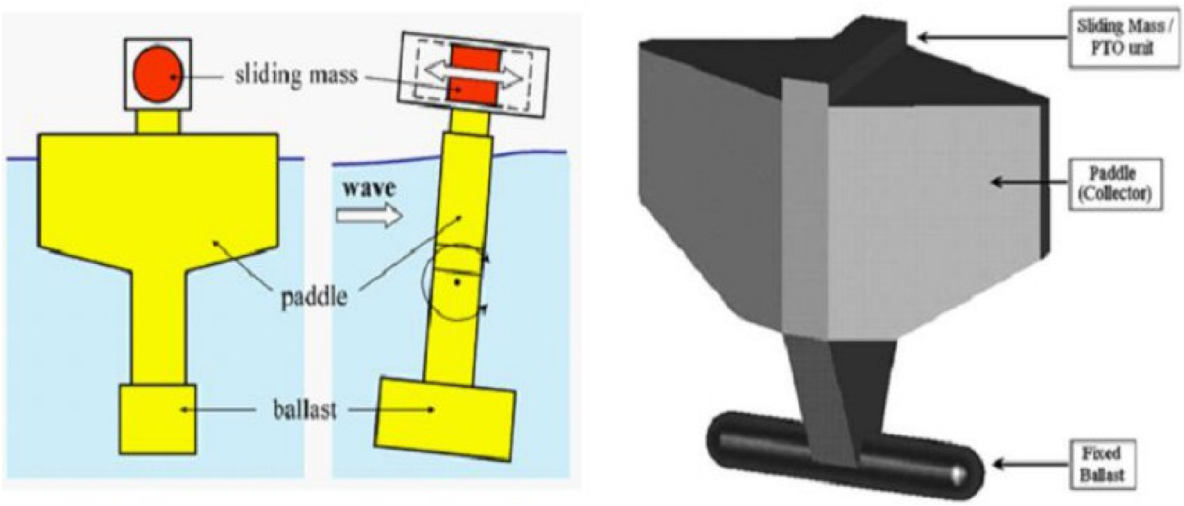
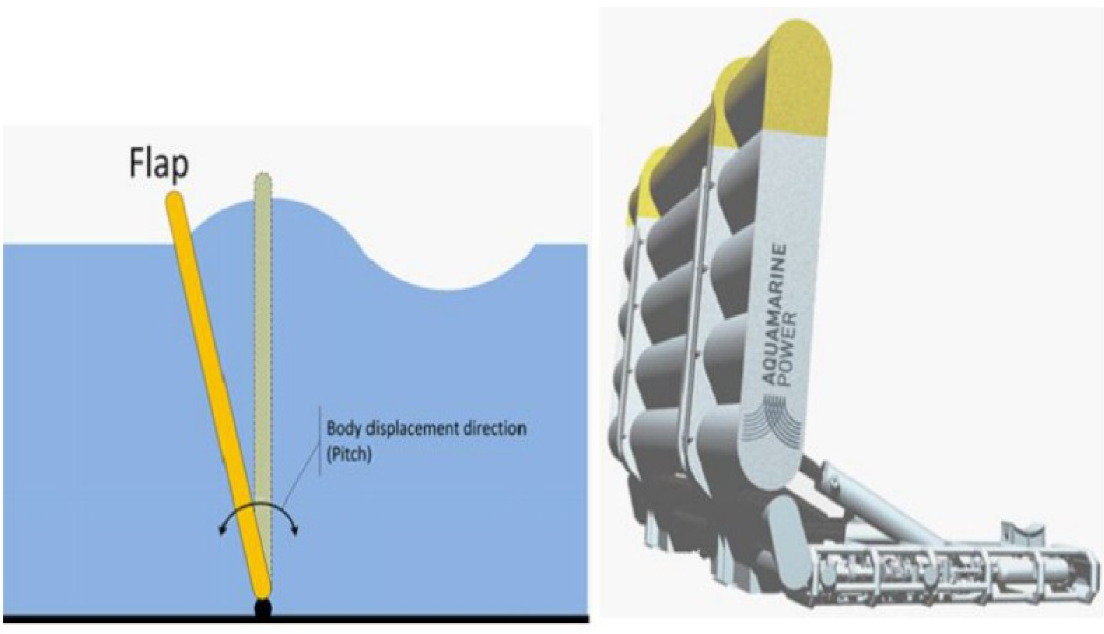


Figura 1.9: Schema del Frog MK-5, Lancaster University [15].

Uno dei sistemi che incarna questo concetto è il *Frog*, di cui l'università di Lancaster ha sviluppato numerosi modelli (figura 1.9).

Un'altra tipologia di dispositivi a corpo oscillante che utilizzano l'angolo di beccheggio come



grado di libertà non vincolato sono i sistemi a pendolo rovesciato. La caratteristica che li distingue dai sistemi precedentemente descritti è che si tratta di corpi rigidi incernierati direttamente al fondale. Una delle esperienze con questi dispositivi alla stadio più avanzato è il progetto *Oyster* sviluppato e testato in Scozia e già alla seconda generazione di prototipo a scala reale connesso alla rete elettrica [16]. (figura 1.10).
Questo dispositivo pensato per fondali bassi consiste di una parete galleggiante incernierata al fondale, libera di oscillare nella direzione di propagazione delle onde. Dei pistoni idraulici mettono in pressione un fluido che viene inviato tramite una tubazione a una centralina sulla riva.

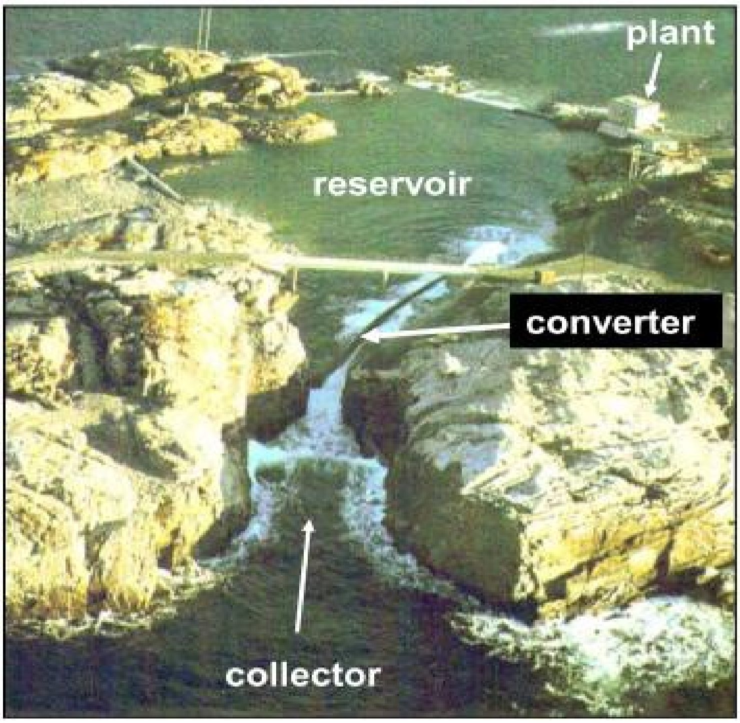


Figura 1.11: Sistema TapChan,Norvegia 1984.

1.2.2 Sistemi a *overtopping*

Questo genere di sistemi è strutturata in modo da raccogliere in un serbatoio l'acqua dalla cresta delle onde e trasformarne l'energia potenziale in energia meccanica attraverso l'utilizzo di turbine idrauliche. I sistemi a *overtopping* presentano elementi fortemente non-lineari e

Figura 1.12: Concept del dispositivo Wave Dragon [19].

non possono quindi essere analizzati con la teoria delle onde lineare.
Uno dei primi sistemi realizzati di questo tipo è il norvegese *Tapchan* (*Tapered Channel Wave Power Device*) del 1984. In questo sistema il fronte d'onda entrava in un canale convergente che amplificava l'altezza dell'onda, dal canale l'acqua veniva raccolta in un bacino profondo 7 metri e rialzato di 3 rispetto alla superficie del mare. L'acqua raccolta veniva poi rilasciata in mare da una centrale di conversione con turbine idrauliche. Purtroppo questa centrale è restata in funzionamento per soli tre anni a causa di cedimenti strutturali causati da una forte tempesta [18]. Altri esempi più recenti che sfruttano gli stessi principi di funzionamento sono il *Wave Dragon* di sviluppo danese e il *SSG* (*Seawave Slot-Cone Generator*). Il primo (figura 1.12) è un dispositivo *offshore* galleggiante composto da una rampa affiancata da due ampi bracci che concentrano il fronte d'onda in ingresso e un serbatoio dal quale l'acqua viene indirizzata a una turbina idraulica.
Il secondo è un progetto europeo per l'integrazione di questo tipo di tecnologia nelle dighe foranee e consiste di una rampa sovrastante tre serbatoi su altrettanti livelli dai quali l'acqua viene rilasciata passando attraverso una turbina a più stadi (figura 1.13).

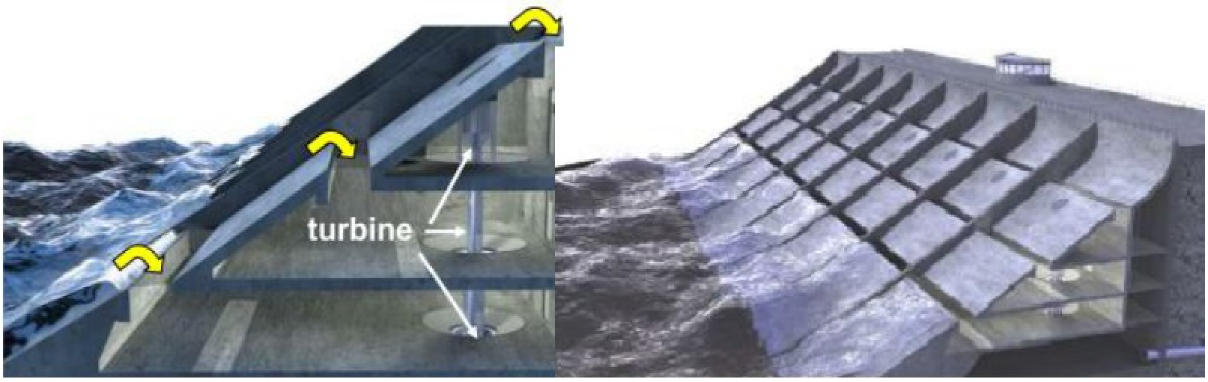


Figura 1.13: Concept del sistema SSG.

1.2.3 I sistemi a colonna d'acqua oscillante (*OWC*)

Questi sistemi consistono di un cassone semi-sommerso in acciaio o cemento, con un'apertura al di sotto del pelo dell'acqua, in modo che all'interno si trovi una colonna d'acqua e un certo volume di aria. L'impatto delle onde fa oscillare verticalmente la superficie dell'acqua interna che a sua volta spinge l'aria sovrastante attraverso una seconda apertura posta sopra al livello del mare, generando cosi un flusso di aria utilizzato per muovere una turbina collegata a un generatore elettrico (figura 1.14).
I primi sistemi a colonna d'acqua oscillante sono stati prodotti in Giappone a partire dal 1965 basandosi sul lavoro del pioniere dell'energia del moto ondoso Y. Masuda degli anni '40. Si trattava di boe ancorate al fondale con un sistema di valvole per rendere il flusso d'aria

unidirezionale in modo da poter usare una turbina ad aria convenzionale (figura 1.15). Sono state prodotte ed esportate più di 1000 boe di questo tipo ed alcune hanno superato i 30 anni di funzionamento [21].

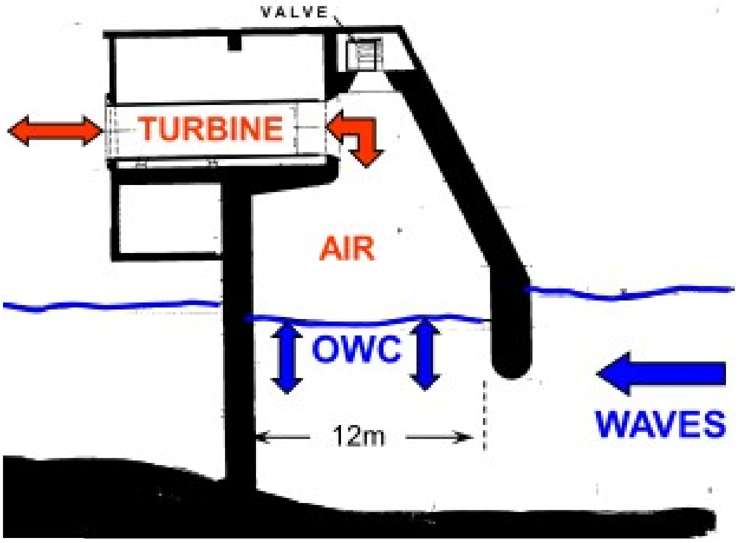


Figura 1.14: Schema di un sistema a colonna d'acqua oscillante [20].

Erano comunque di sistemi dalle dimensioni modeste in quanto lo scale up del sistema di valvole risulta essere molto complicato e richiederebbe costi di manutenzione eccessivi.
Altri prototipi di dispositivi OWC sono stati costruiti in Norvegia (Toften, vicina a Bergen, 1985), Giappone (Sakata,1990 e Niigata-Nishi 2007[21]), India (Vizhinjam, vicina a Trivandrum, 1990), Portogallo (Pico, Azores, 1999), Regno Unito (LIMPET a Islay Island, Scozia, 2000). In tutti i casi si tratta di strutture fissate rigidamente al fondale.

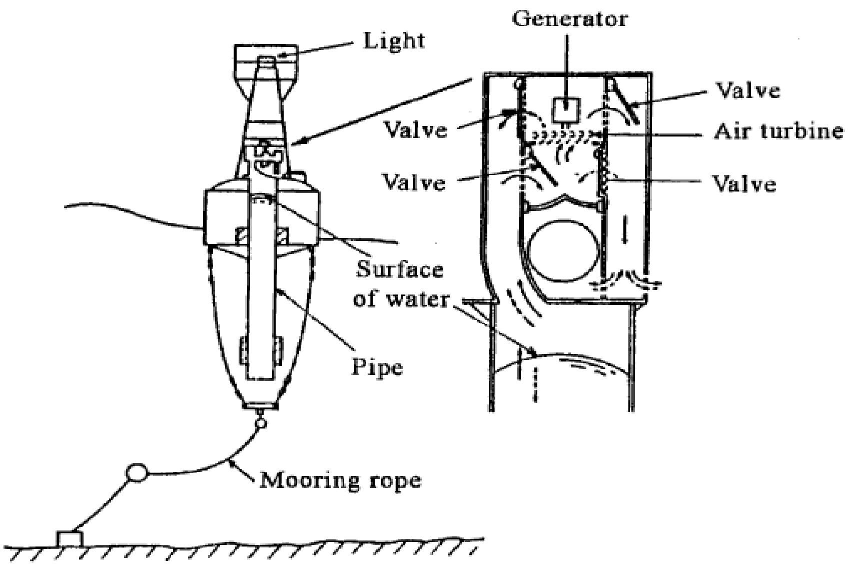


Figura 1.15: Sezione di una delle boe costruite negli anni '60 in Giappone [21].

Al momento il principale costo associato a questi dispositivi sembra essere dovuto alla costruzione della struttura, infatti l'integrazione in una diga foranea o molo porterebbe notevoli vantaggi dal punto di vista economico e logistico.

I due componenti principali nella progettazione di questo tipo di sistemi sono il cassone e la turbina ad aria, componenti secondari possono essere considerati l'impianto elettrico, l'eventuale sistema di valvole, l'ancoraggio per i sistemi offshore e i dispositivi di sicurezza.

Nei prossimi paragrafi vengono presentate le varie tipologie di turbine ad aria idonee ad essere impiegata nei sistemi a colonna d'acqua oscillante.

1.3 Tipologie di turbine adatte all'applicazione in sistemi OWC

La caratteristica principale del flusso d'aria che la turbina deve elaborare in un sistema OWC è l'alternarsi di un flusso entrante e uno uscente dal cassone e deve essere fornito al generatore un momento con direzione e verso costanti.

Non tutti i tipi di turbina ad aria possono soddisfare tali esigenze, di seguito se ne riporta la classificazione fatta da Setoguchi et Al. [22] secondo la tipologia di rotore che impiegano:

- Turbine Wells
- Turbine a impulso
- Turbine radiali
- Turbine a flusso incrociato
- Turbine Savonius
- Turbine a cascata

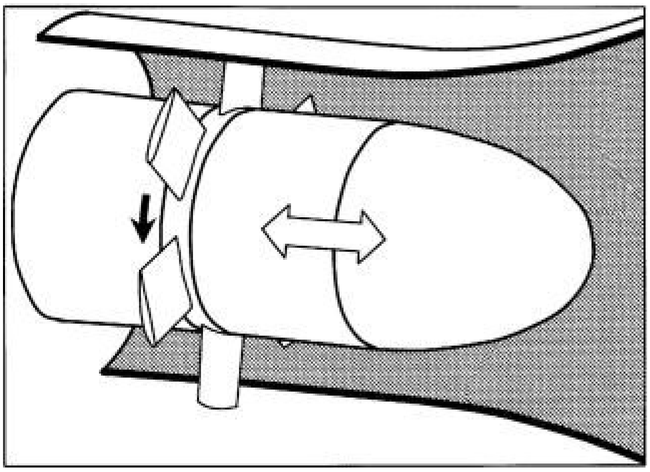


Figura 1.16: Turbina Wells monostadio [23].

1.3.1 Le turbine Wells e a cascata

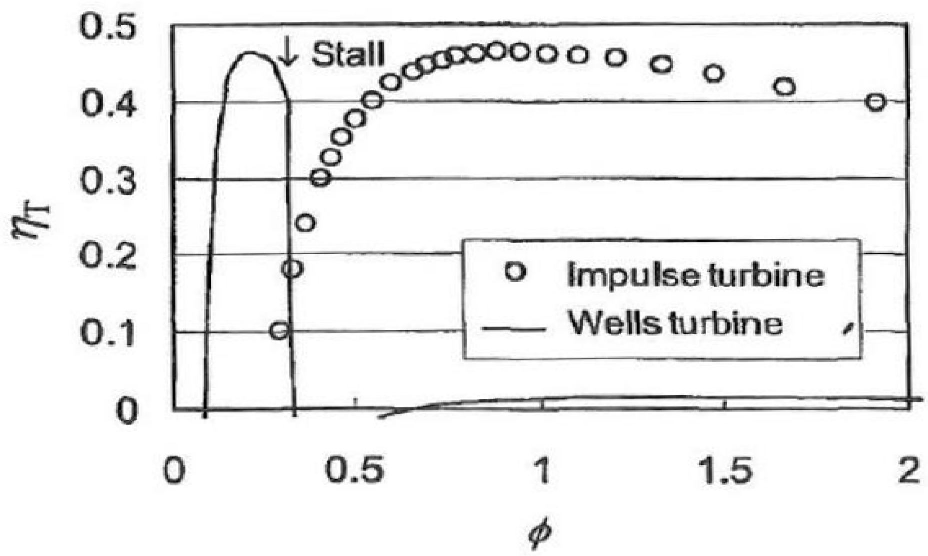


Figura 1.17: Tipico andamento del rendimento in funzione del coefficiente di flusso per turbine Wells e a impulso.

La turbina Wells è stata inventata dal Prof. A.A. Wells nel 1976 [22] ed è generalmente caratterizzata da un profilo del rotore simmetrico con *camber line* piatta e perpendicolare alle direzioni del flusso (figura 16). In figura 1.17 è possibile osservare le efficienze tipiche risultano inferiori a quelle di una convenzionale turbina con flusso monodirezionale. Fattori determinanti nelle prestazioni delle turbine Wells sono il limite di stallo e il fenomeno di stallo dinamico, per ottenere buone efficienze infatti è necessario un basso coefficiente di flusso (equazione 1.11) e quindi alte velocità di rotazione che possono dar luogo a eccessive emissioni acustiche.

Nelle turbine Wells possono essere presenti schiere statoriche per impartire una prerotazione al flusso in ingresso, può essere anche previsto un sistema di movimentazione dell*'IGV* (I*nlet*

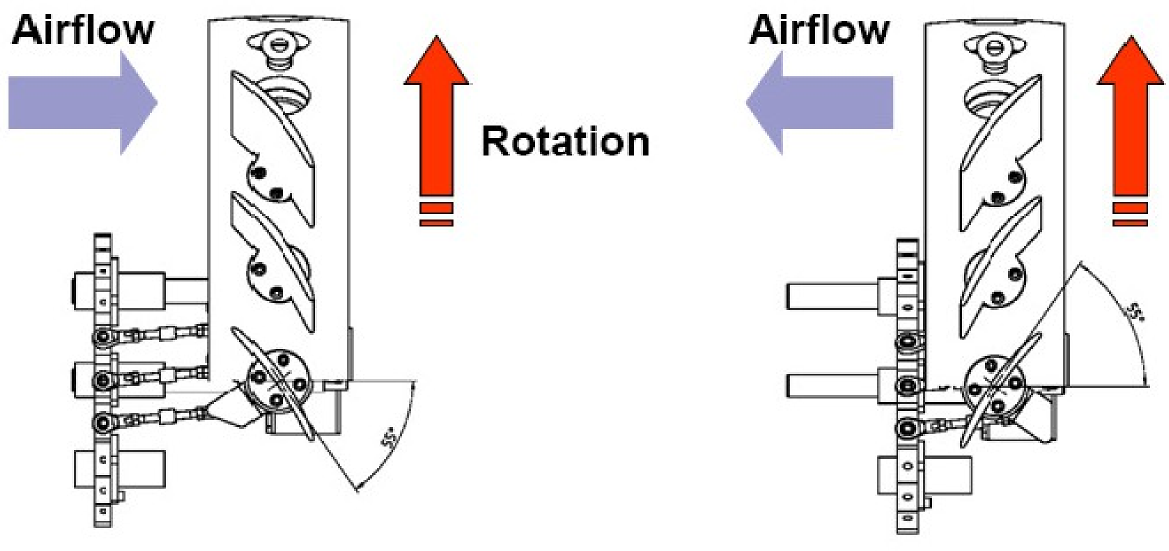


Figura 1.18: Sistema di pitch per le pale di una turbina Wells al variare del verso del flusso.

Guide Vane) in modo da migliorare i rendimenti limitando la zona di stallo. Un'altra possibilità è quella di cambiare l'incidenza modificando l'angolo di *camber* delle pale rotoriche (figura 1.18) a seconda del verso del flusso, soluzione che può anche essere completamente automatizzata sfruttando le caratteristiche aerodinamiche del profilo. Questi metodi non sono però molto adottati nell'applicazione in sistemi OWC in quanto presentano una complessità meccanica notevole e costi di manutenzione elevati.

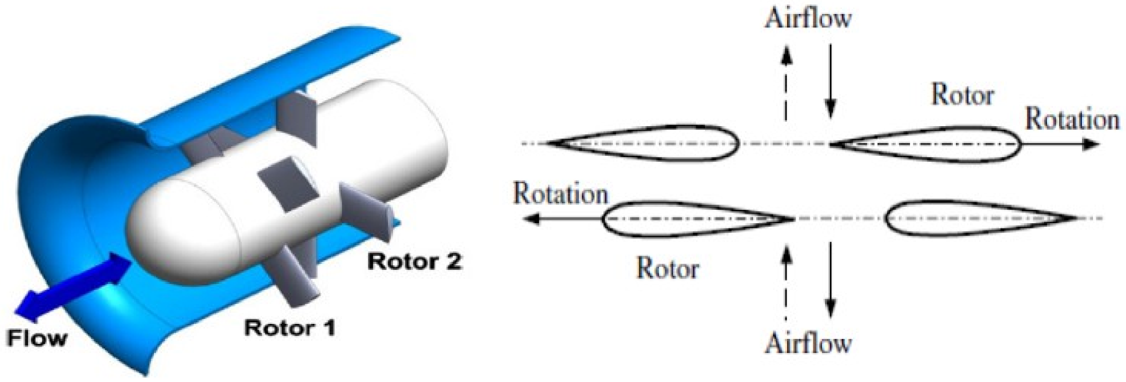


Figura 1.19: A sinistra: Esempio di turbina Wells con due schiere. A destra: turbina Wells con schiere controrotanti.

Sono state proposte anche turbine Wells con più schiere rotoriche., le quali possono essere contro-rotanti e non. In entrambi i casi si tratta di design più complessi, che seppur riuscendo a smaltire salti di pressione maggiori non sembrano portare a un miglioramento dei rendimenti.

Le turbine Wells più diffuse per l'applicazione in sistemi OWC infatti sono quelle con una sola schiera rotorica, profili simmetrici della serie NACA, senza nessun tipo di movimentazione delle schiere, presentando quindi la massima semplicità costruttiva, il minor numero di parti mobili e riducendo al minimo la necessità di manutenzione.

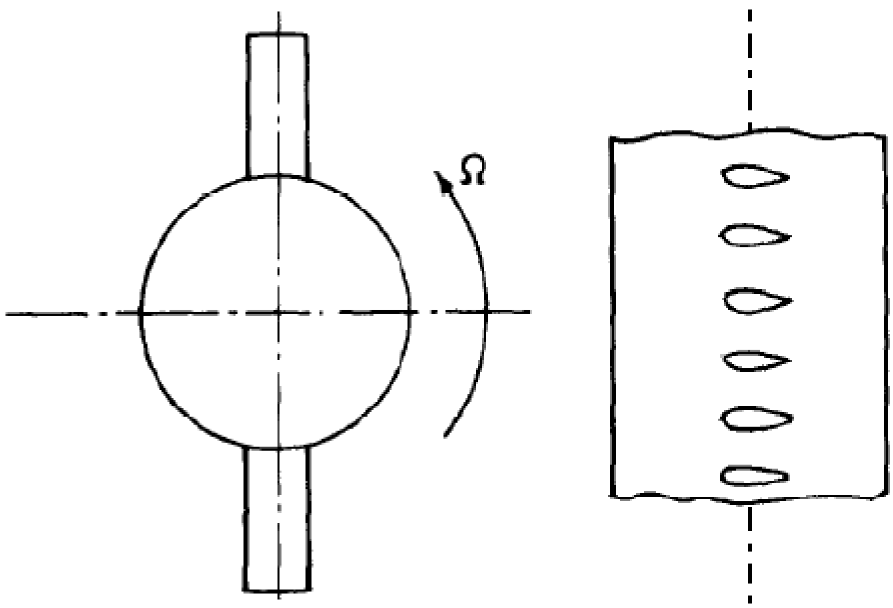


Figura 1.20: Turbina a cascata.

Le turbine a cascata presentano profili come quelli delle normali turbine Wells, ma le pale anziché essere disposte circonferenzialmente vengono allineate nella direzione del flusso come mostrato in figura 1.20.

1.3.2 Turbine Savonius e a flusso incrociato (Banki-Michell)

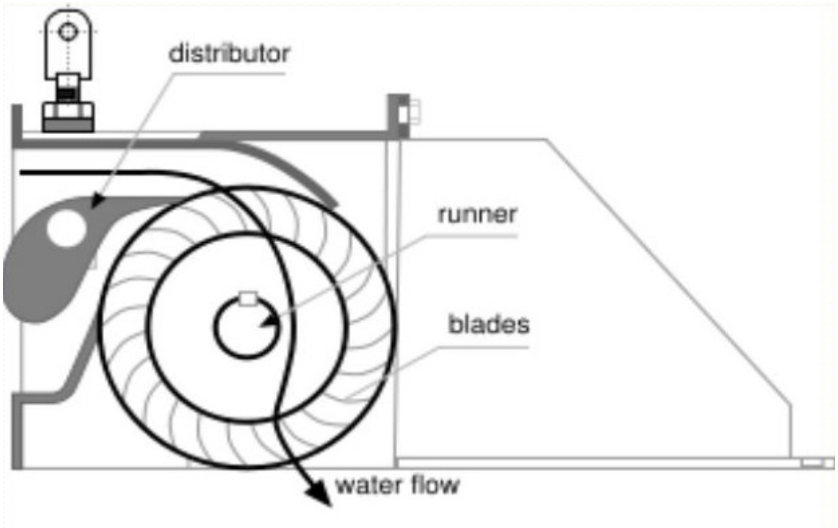


Figura 1.21: Schema di turbina a flusso incrociato [27].

Al contrario delle altre turbine considerate, l'asse di rotazione delle turbine Savonius e di quelle a flusso incrociato è perpendicolare alla direzione del flusso.

Le turbine Savonius sono turbine a drag e sono state ampiamente utilizzate nel campo dell'energia eolica, mentre le turbine Banki-Michell trovano impiego nella produzione idroelettrica su piccola scala. Entrambe le tipologie utilizzano profili laminari, presentano una semplicità costruttiva e di manutenzione notevoli e conseguentemente costi contenuti, un ampio campo di funzionamento, ma rendimenti inferiori alle turbine più convenzionali.

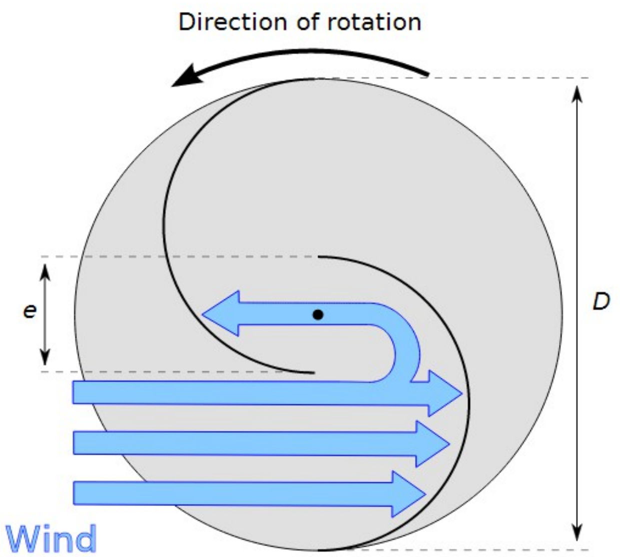


Figura 1.22: Turbina Savonius [28] e sezione sul piano orizzontale [29].

Queste caratteristiche le rendono interessanti per l'applicazione in sistemi in cui gli altri componenti e la fonte di energia abbiano costi molto inferiori a quelli della girante stessa.

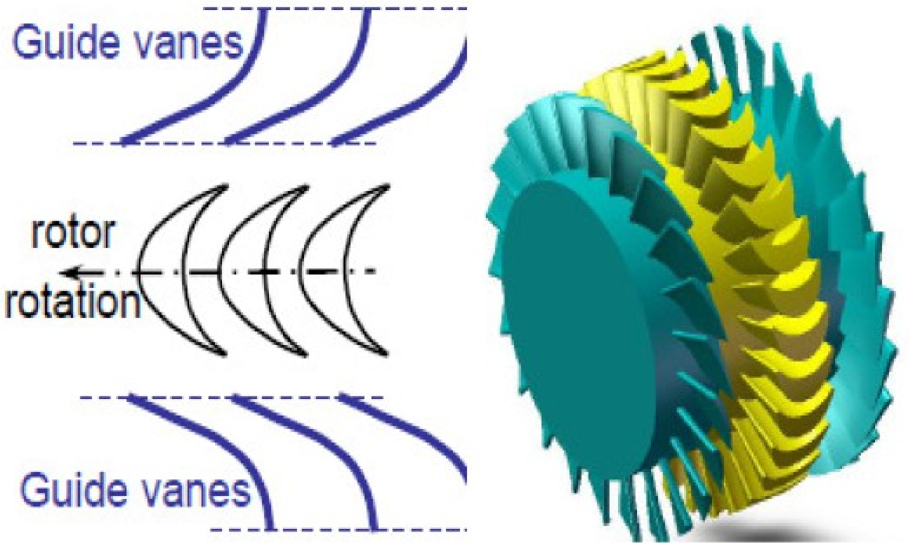


Figura 1.23: Turbina a impulso con guide vanes fissi.

1.3.3 Le turbine a impulso

Le turbine a impulso possono essere classificate secondo diverse caratteristiche:

- numero di schiere rotoriche
- direzione principale del flusso (assiale, radiale o mista)
- verso principale del flusso (unidirezionale o bidirezionale)
- profilo della schiera rotorica (circolare semplice o ellittico)
- profilo della schiera statorica (aerodinamico o piano)
- movimentazione della schiera statorica (fissa o mobile)

Di seguito si presentano le varie tipologie di turbine a impulso individuate con questa classificazione.

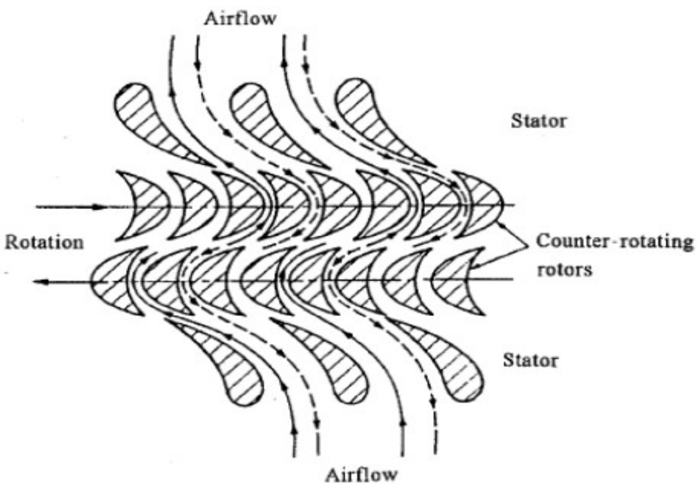


Figura 1.24: Turbina di McComick[22].

Turbina di McCormick

Si tratta di una turbina assiale con due schiere controrotanti che possono lavorare con flussi bidirezionali (figura 1.24). I profili rotorici sono formati da archi circolari semplici, i *guide vanes* sono fissi e aerodinamici. Le efficienze di questo tipo di turbina risultano essere quasi del 30% [30], ma le schiere controrotanti generano forti rumori e presentano costi eccessivi [22].

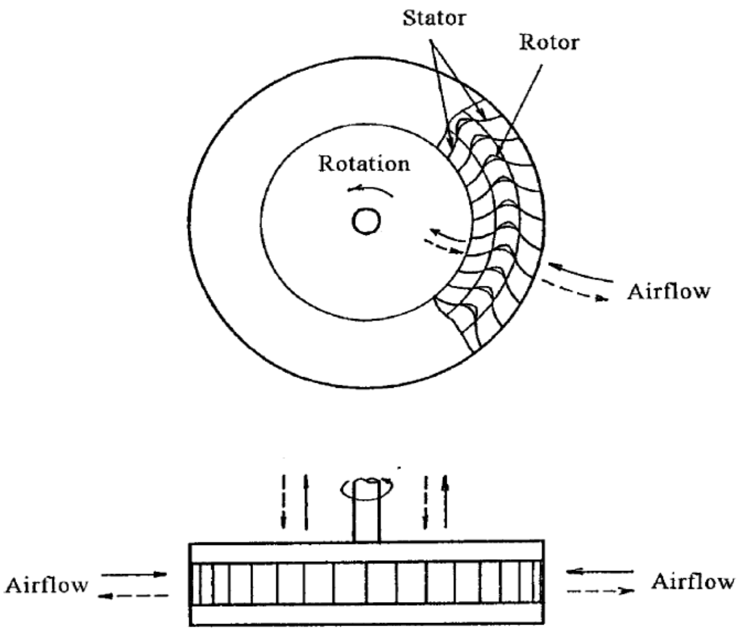


Figura 1.25: Turbina a impulso radiale [22].

Turbina a impulso radiale

Le turbine a impulso con sviluppo radiale (figura 1.25) non sono molto documentate in letteratura e le poche fonti portano risultati incompleti o contrastanti, in ogni caso le prestazioni di questo tipo di girante non sembrano essere particolarmente interessanti [22].

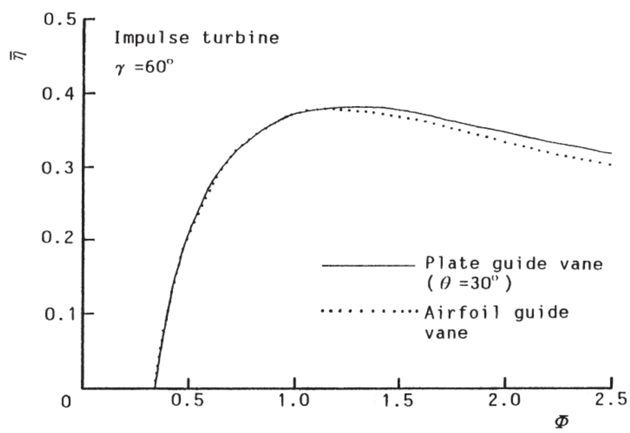
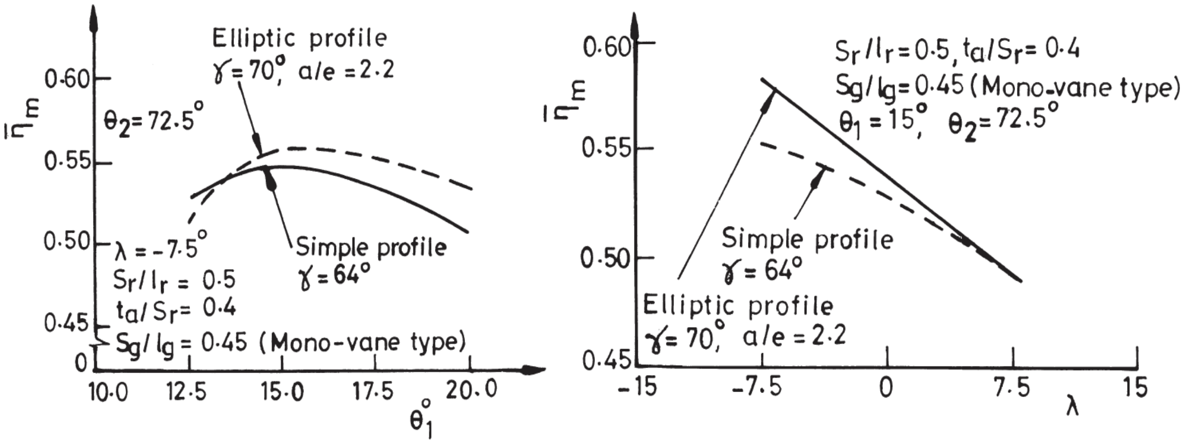


Figura 1.26: Confronto tra guide vanes piani o aerodinamici in una turbina a impulso bidirezionale [31].



Turbina a impulso assiale bidirezionale

Questo tipo di turbina (figura 1.23) può presentare diverse geometrie al variare delle caratteristiche del rotore e dello statore. I *guide vanes* possono essere piani o aerodinamici, un confronto sperimentale tra queste due possibilità è stato fatto da Setoguchi et Al. ottenendo prestazioni pressoché identiche (figura 1.26). In letteratura si trovano turbine con geometria della *suction side* della schiera rotorica semplice (composta da un arco di cerchio e due raccordi piani) o ellittica. Le prestazioni dei profili ellittici risultano migliori per angoli di *sweep* λ negativi (figura 1.28) grazie a una miglior gestione dello sviluppo dello strato limite (figura 1.27).

La principale scelta progettuale riguarda l'utilizzo di *guide vanes* fissi, liberi o controllati.

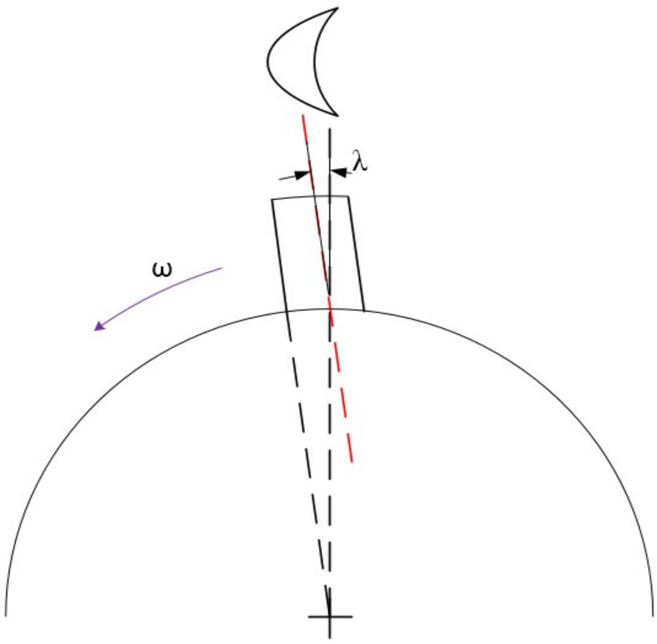


Figura 1.28: Angolo di sweep λ= -7.5° .

Le turbine con *guide vanes* fissi presentano efficienze minori a causa delle inevitabili incidenze molto elevate, necessarie per mantenere la simmetria tra *intake* e *exhaust*. In compenso il numero di parti mobili è minimo, portando quindi vantaggi da un punto di vista economico e di affidabilità. La curva di efficienza è caratterizzata da un andamento relativamente piatto, denotando un ampio campo di funzionamento.

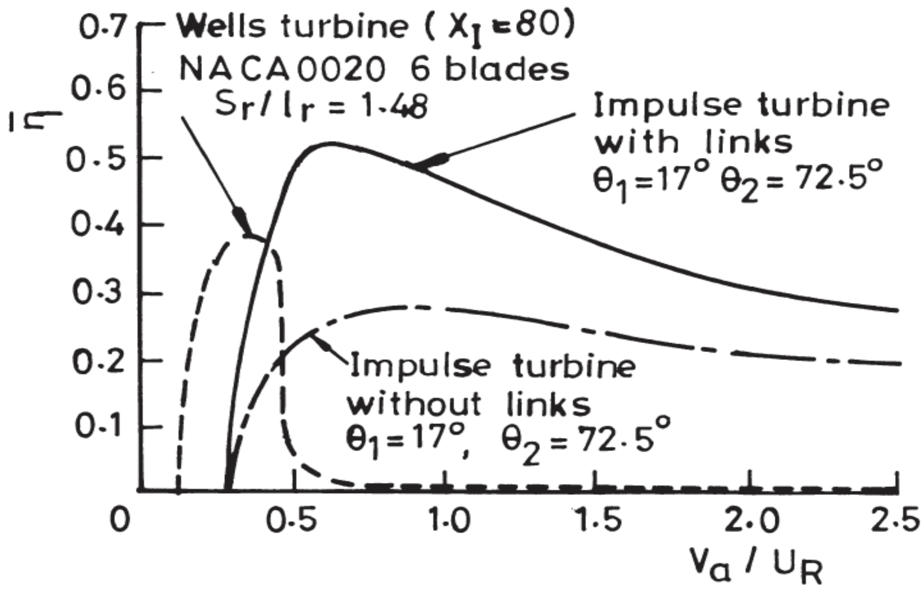


Figura 1.29: Confronto guide vanes liberi e collegati [31].

L'utilizzo di *guide vanes* mobili porta, a fronte di un design più complesso, efficienze maggiori e un miglioramento delle incidenze sopratutto per bassi coefficienti di flusso (vedi paragrafo 1.4).

Diverse tipologie di *guide vanes* mobili sono state proposte, ma la più promettente sembra essere quella dei *linked guide vanes* di Setoguchi et al. [31]. I *guide vanes* di tipo singolo liberi consistono di una lastra piana e una parte finale con curvatura ad arco di circonferenza, incernierata lungo un asse radiale con dei fermi meccanici per limitarne l'escursione. Se lasciati liberi dovrebbero spostarsi tra le due configurazioni scelte a causa degli effetti aerodinamici. Si è però riscontrato sperimentalmente delle anomalie nel funzionamento dei *guide vanes* a valle del rotore. Per superare questa difficoltà, nei *linked guide vanes*, la schiere di valle e di monte sono state collegate in modo da usare le forze agenti sulla schiera a monte per ruotare anche quella a valle. Con questo accorgimento sono state aumentate notevolmente le prestazioni rispetto alle macchine con *guide vanes* singoli liberi raggiungendo efficienze superiori al 50% (Figura 1.29). Si nota inoltre che l'ampio campo di funzionamento rende possibile lavorare a basse velocità di rotazione della girante e conseguentemente a una forte riduzione delle emissioni acustiche rispetto ad altri tipi di girante.

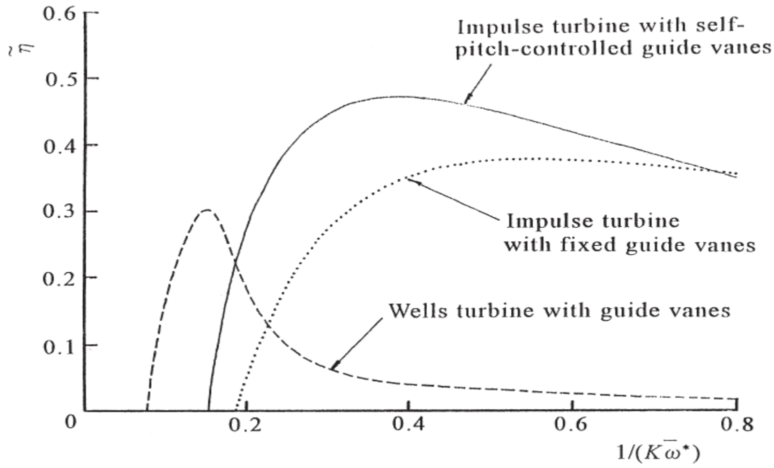


Figura 1.30: Efficienze dei sistemi OWC a seconda della turbina impiegata [31]

Inoltre per questo tipo di macchina si ha una differenza di pressione tra *intake* e *exhaust* molto bassa, quindi una maggiore escursione della colonna d'acqua rispetto rispetto ad altre macchine, questo effetto migliora il rendimento del cassone e porta a efficienze di sistema complessive migliori di quelle ottenute con turbine Wells (Figura 1.30) [31]. Nei paragrafi successivi verranno dati ulteriori dettagli sul funzionamento e sulle più promettenti geometri per questo tipo di turbine.

Doppia turbina a impulso assiale unidirezionale

Già nei primi sistemi OWC venivano impiegate turbine a impulso unidirezionali insieme a un sistema di valvole che rettificava il flusso da elaborare (paragrafo 1.2.3), per i motivi precedentemente citati questo genere di dispositivo è stato da tempo dismesso. Recentemente però è stato proposto l'impiego di due giranti a impulso unidirezionali distinte che elaborano separatamente il flusso in entrata e in uscita (figura 1.31), ottenendo quindi efficienze di

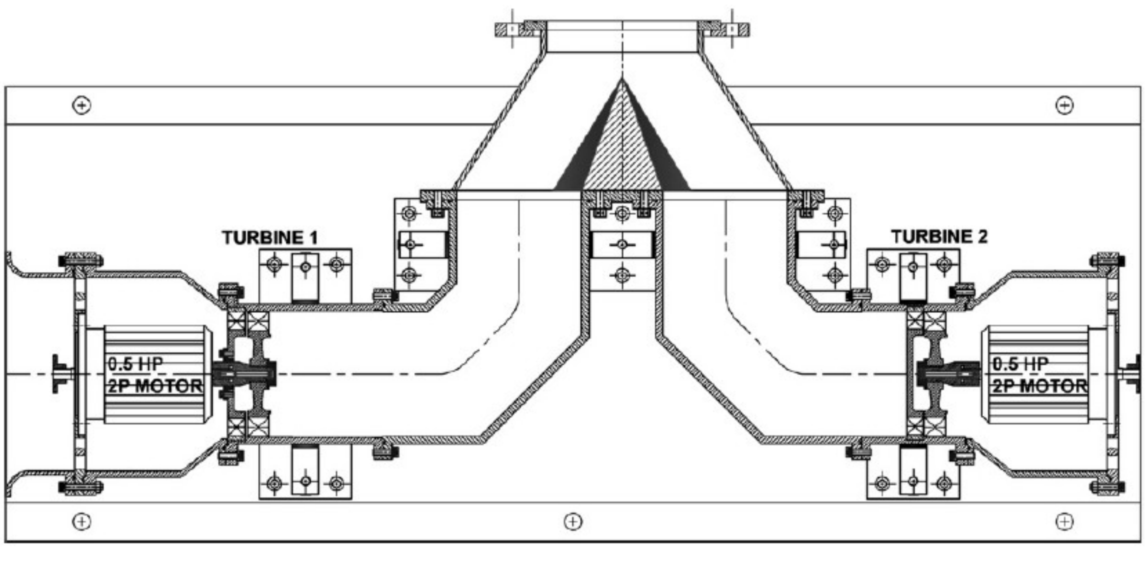


Figura 1.31: Schema di sistema con due giranti unidirezionali [32].

sistema paragonabili a quelle di giranti con flusso non alternato. Questo sistema non necessita di valvole, ma utilizza i generatori elettrici come motori nella fase in cui il flusso tenderebbe a invertirsi. Un modello di questo tipo è stato realizzato con l'utilizzo di due generatori a gabbia di scoiattolo connessi alla rete elettrica. I risultati sperimentali mostrano che la potenza usata per mantenere la velocità di rotazione delle giranti nella fase di flusso in cui non lavorano è circa il 3% della potenza generata. Le efficienze riportate sono intorno al 60%, quasi il doppio di quelle di una corrispondente turbina a impulso bidirezionale con *guide vanes* fissi [32]. Per quanto riguarda i dettagli sulla geometria delle turbine unidirezionali si rimanda agli studi di Takao et Al. [33].

Turbina a impulso biradiale

La turbina a impulso biradiale proposta da Falcao et Al. [34] presenta un flusso misto con ingresso e uscita dalla girante radiali e una zona intermedia assiale. Questa configurazione fa uso di *guide vanes* mobili che non interferiscono col flusso in uscita dalla girante grazie a un sistema di slittamento assiale. La geometria non è ancora stata studiata esaustivamente: il modello di laboratorio costruito è stato testato solo per flusso unidirezionale e l'efficienza in presenza di onde stocastiche in ingresso è stata calcolata solo in modo approssimativo, ma dai risultati ottenuti si ipotizzano efficienze intorno al 70% [34]. Questa turbina deve ancora essere sottoposta a un processo di ottimizzazione che potrebbe portare un ulteriore miglioramento nelle prestazioni. Infine si nota che l'ingombro assiale risulta molto limitato e

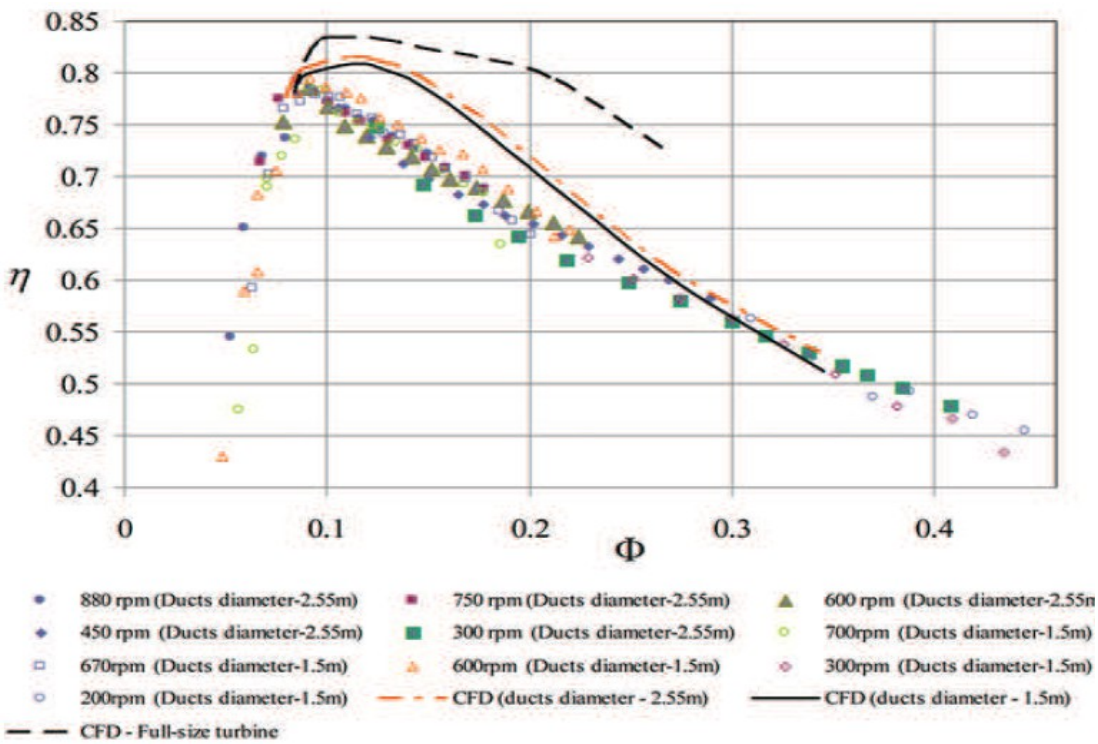


Figura 1.32: Risultati sperimentali e CFD per flusso stazionario unidirezionale [34].

lavora al meglio con coefficienti di flusso più bassi rispetto alle altre turbine a impulso presentate (figura 1.32).

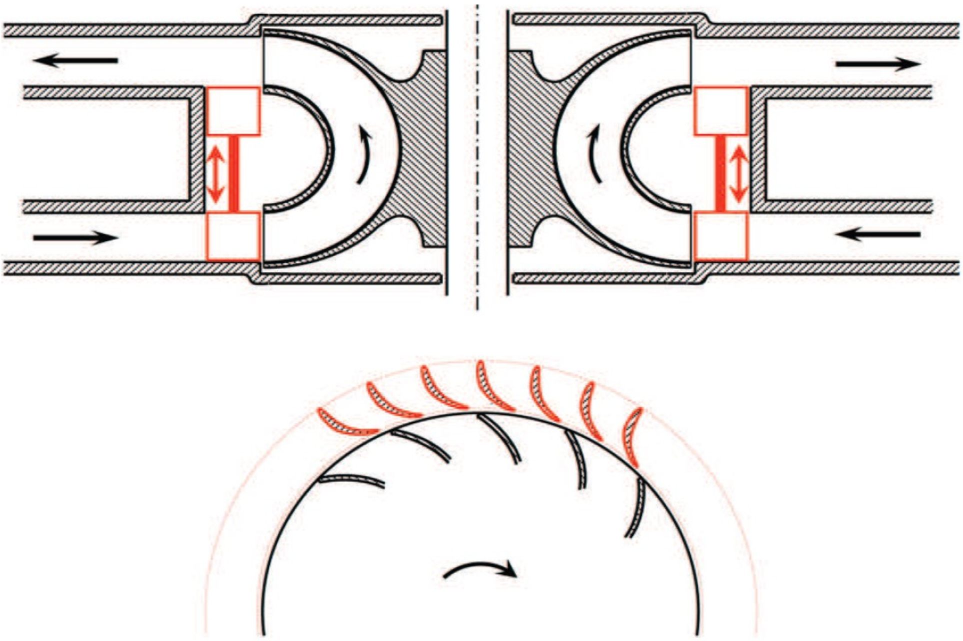


Figura 1.33: Schema di una turbina a impulso biradiale [34].

1.4 Geometrie promettenti per turbine a impulso bidirezionali

I principali parametri di progetto per le turbine bidirezionali sono stati studiati sperimentalmente e ne sono stati ipotizzati dei valori ottimali [31]. Questi valori per le turbine con *guide vanes* mobili collegati sono:

- Profilo delle pale rotoriche ellittico, $S_r/l_r \approx 0.5$, $t_a/S_r \approx 0.4$, $\gamma_2=\gamma_3 \approx 60°$, $a/e \approx 3$ e $\lambda = -7.5°$.
- Guide vane di tipo singolo, collegati, $S_g/l_g < 0.65$, $\theta_2 \approx 75°$ fino a 72.5°, $\theta_3 \approx 35°$ fino a 17.5°.

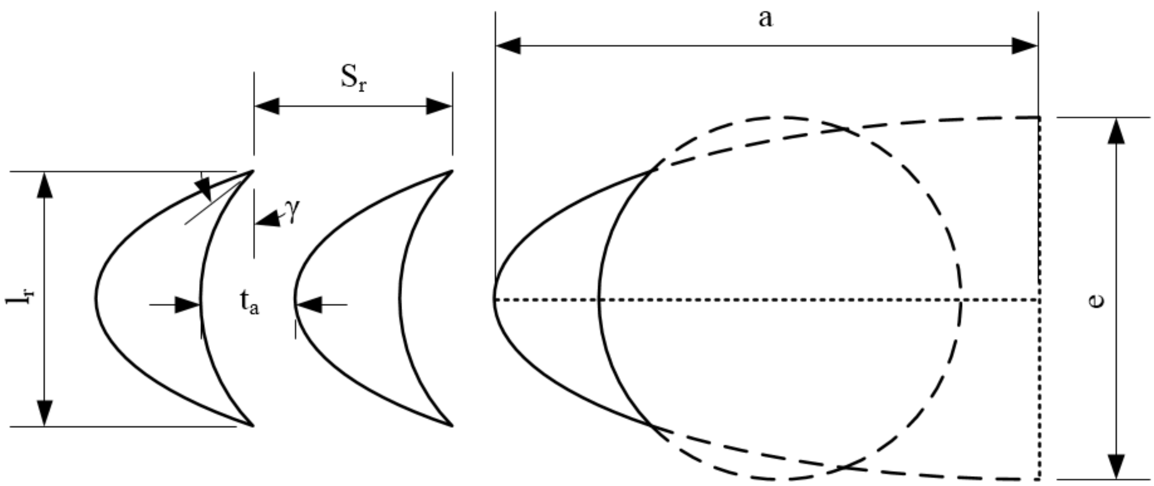


Figura 1.34: Schiera rotorica di una turbina a impulso assiale con profili ellittici.

Con λ angolo di *sweep* delle pale, θ_2 angolo che il guide vane a monte forma in uscita con la direzione tangenziale, θ_3 angolo che il guide vane a valle forma in entrata con la direzione assiale, S_g e l_g rispettivamente passo e corda dei *guide vanes* e gli altri parametri come da figura 1.34.

I parametri ottimali trovati per le turbine con *guide vanes* fissi sono:

- Profilo delle pale rotoriche ellittico, $S_r/l_r \approx 0.5$, $t_a/S_r \approx 0.4$, $\gamma_2=\gamma_3 \approx 60°$, $a/e \approx 3$ e λ=-7.5°.
- Il profilo dei *guide vanes* uguale alle turbine con *guide vanes* mobili, ma con $\theta_3=\theta_2=60°$.

In figura 1.35 si è riportato come esempio la geometria ottimale per le macchine con *guide vanes* mobili, le rispettive velocità e incidenze per coefficiente di flusso unitario nell'ipotesi di flusso perfettamente guidato. Si nota che in caso di *guide vanes* mobili il flusso a valle

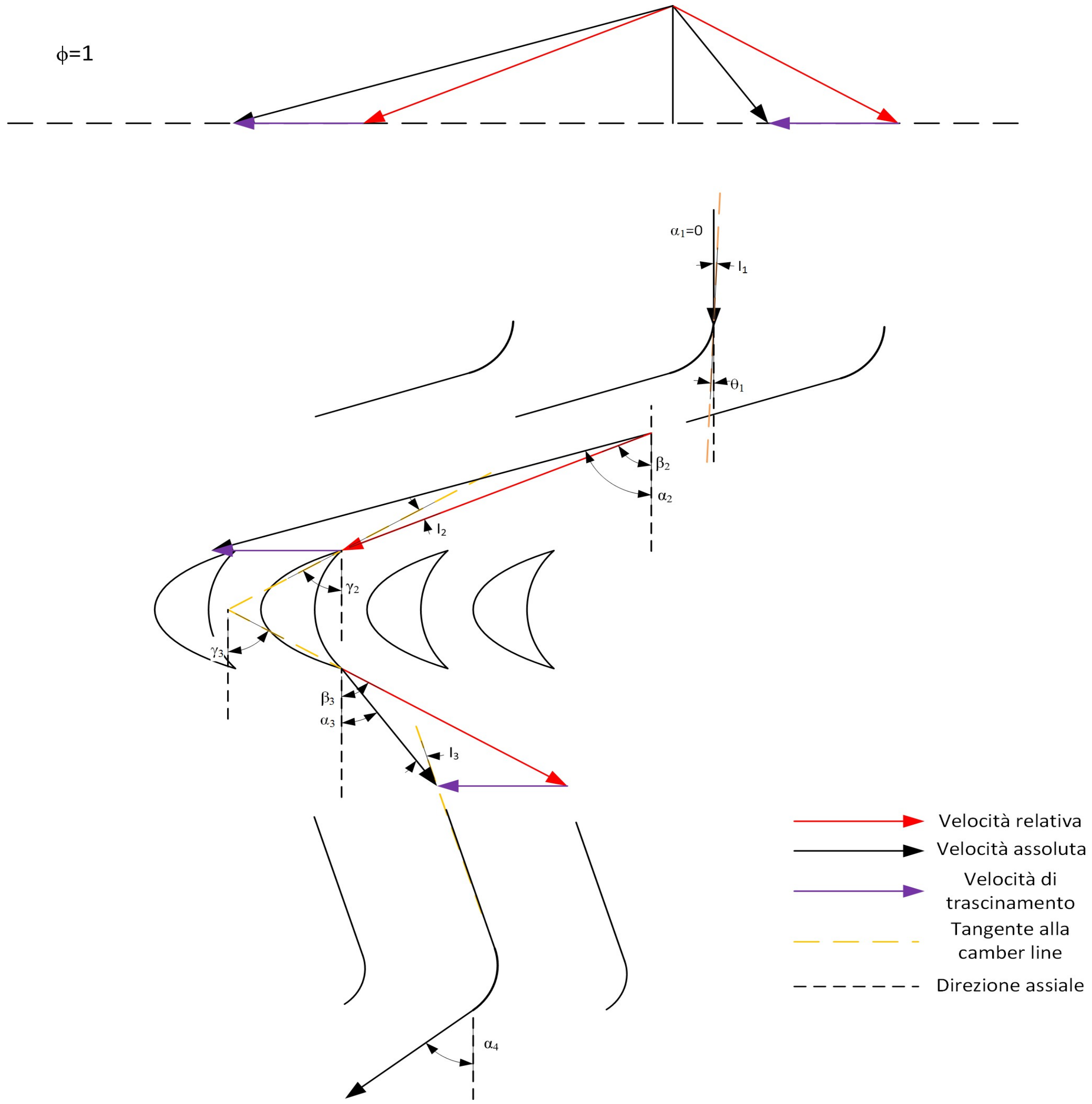


Figura 1.35: Triangoli di velocità e geometria ottimale per turbina con guide vanes mobili.

della turbina mantiene apparentemente una componente tangenziale considerevole.

Per i profili ottimali descritti vengono riportati i triangoli di velocità in funzione del coefficiente di flusso ϕ (Fig.1.36 e 1.37) , facendo le ipotesi di flusso incomprimibile e deviazione trascurabile. In letteratura questo tipo di turbine è principalmente accoppiato a generatori con numero di giri costante, quindi nella rappresentazione dei triangoli di velocità per variare il coefficiente di flusso si è mantenuta costante la velocità di trascinamento e si è modificata la velocità assiale (ove non comportasse problemi di chiarezza).

Si nota che nel caso di *guide vanes* mobili le incidenze minime vengono raggiunte per valori del coefficiente di flusso ϕ compresi tra 0,5 e 0,8, mentre per la macchina con *guide vanes*

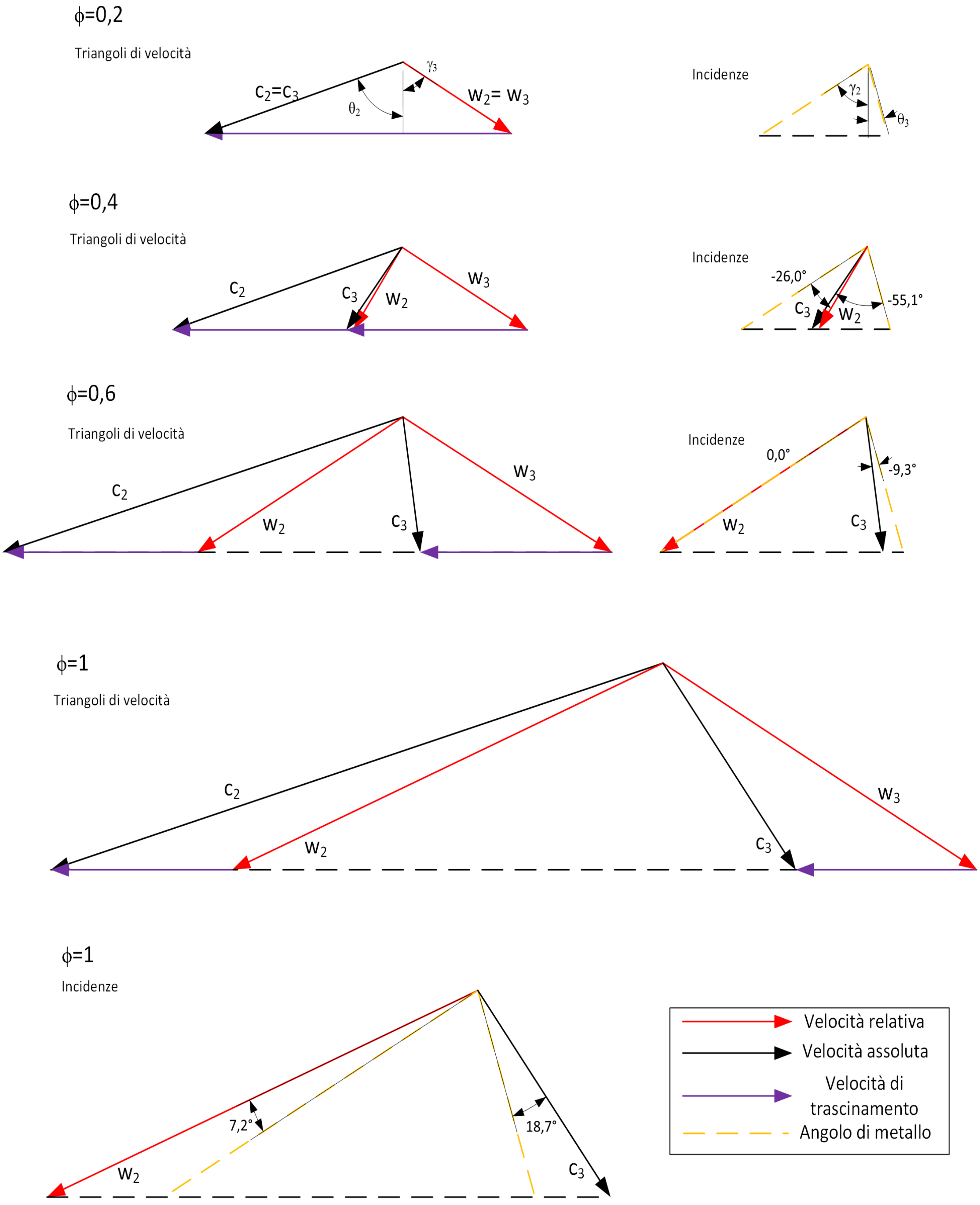


Figura 1.36: Triangoli di velocità girante con guide vanes mobili.

fissi le incidenze diminuiscono all'aumentare del coefficiente di flusso, fino ad annullarsi per $\phi \rightarrow \infty$, cioè per velocità di trascinamento nulla o $c_x \rightarrow \infty$. Si può affermare che per questo tipo di geometria, lavorando con velocità di rotazione non nulla, le incidenze sono sempre negative.

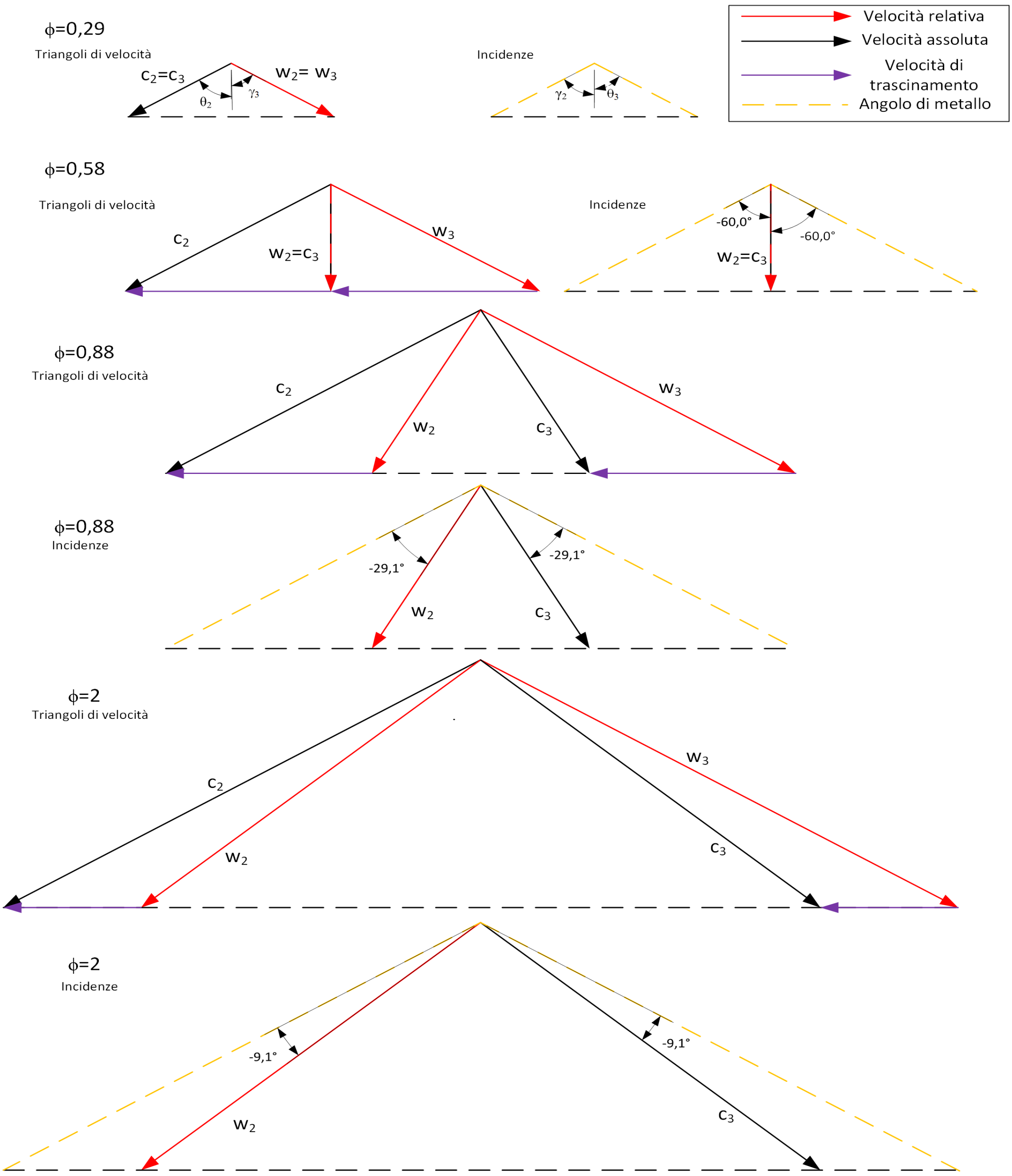


Figura 1.37: Triangoli di velocità girante con guide vanes fissi.

1.5 Caratteristiche di funzionamento

Il rendimento in questo tipo di applicazione è definito come [31]:

$$\eta=\frac{T\,\omega}{\Delta p\,\dot{V}}=\frac{C_T}{C_A\phi} \quad (1.8)$$

dove:

$$C_A=\frac{2\Delta p\dot{V}}{\rho\left(c_x^2+U_m^2\right)H\,l_r\,z\,c_x} \quad (1.9)$$

$$C_T=\frac{2T}{\rho\left(c_x^2+U_m^2\right)H\,l_r\,z\,r_m} \quad (1.10)$$

$$\phi=\frac{c_x}{U_m} \quad (1.11)$$

Con T momento generato (N m), ω velocità di rotazione (rad/s), $\dot{V}$ portata in volume (m^3/s), C_T coefficiente del momento (adimensionale), C_A coefficiente di input (adimensionale), ϕ coefficiente di flusso (adimensionale), ρ densità del fluido elaborato (kg/m^3), c_x velocità assiale (m/s), r_m raggio medio (m), U_m velocità di trascinamento al raggio medio(m/s), H altezza della pala, z numero di pale (adimensionale), l_r corda del rotore (m). I coefficienti adimensionali usati possono essere considerati equivalenti ai più comuni coefficienti di spinta e di momento, con la differenza che l'area considerata per l'adimensionalizzazione è quella della superficie palare anziché quella di passaggio e la velocità del flusso è considerata nel sistema di riferimento relativo. Quindi il C_T e il C_A sono il rapporto tra la forza tangenziale o assiale agente sulle schiere e quella che sarebbe

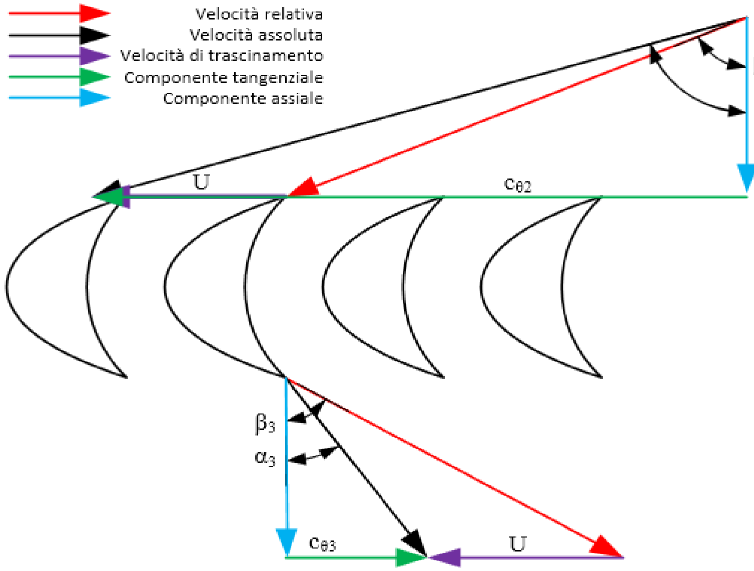


Figura 1.38: Esempio di triangoli di velocità di una schiera rotorica con in evidenza le componenti assiali (c_x) e tangenziali (c_θ) delle velocità assolute.

esercitata dalla pressione dinamica nel sistema di riferimento relativo se applicata alla schiera rotorica in direzione tangenziale.

In figura 1.39 [31] possono essere osservati gli andamenti tipici del rendimento e dei coefficienti adimensionali di momento e input in funzione del coefficiente di flusso per una turbina a impulso bidirezionale con *guide vanes* fissi al variare del rapporto tra raggio di hub e di tip. Si nota che il rendimento è considerato nullo quando il momento generato ha verso opposto alla rotazione della turbina. L'andamento caratteristico del coefficiente di momento presenta una zona in cui risulta negativo e che può essere spiegata osservando i triangoli di velocità.

Si esprime inizialmente la potenza generata P e il lavoro specifico L_{sp} come:

$$P=L_{sp}\dot{m}=T\,\omega \quad (1.12)$$

dove $\dot{m}$ è la portata in massa (kg/s). Ricordando poi l'equazione di Eulero per le turbine [36]:

$$L_{sp}=U_m(c_{\theta 2}-c_{\theta 3})=U_m c_x(\tan\alpha_2-\tan\alpha_3) \quad (1.13)$$

con α_2 e α_3 angoli di flusso all'ingresso e all'uscita del rotore, $c_{\theta 2}$ e $c_{\theta 3}$ componenti tangenziali rispettivamente della velocità in ingresso e uscita dal rotore (figura 1.38). Risulta che il segno del momento generato è lo stesso di U_m per:

$$c_{\theta 2}-c_{\theta 3}=c_x(\tan\alpha_2-\tan\alpha_3)\geqslant 0 \quad (1.14)$$

Dai triangoli di velocità di figura 1.37 si nota che per la geometria considerata ($c_{\theta 1}-c_{\theta 2}$) risulta nullo fino a un coefficiente di flusso di circa 0,3 nonostante sia stato ipotizzato un flusso perfettamente guidato. Superata questa zona di funzionamento il rendimento raggiunge un picco e poi inizia a decrescere senza mai presentare diminuzioni repentine e fenomeni di stallo in quanto, come già spiegato nel paragrafo 1.4, gli angoli di flusso hanno un andamento asintotico all'aumentare del coefficiente di flusso, portando quindi a una continua diminuzione dell'incidenza.

Per quanto riguarda la potenza generata al variare del coefficiente di flusso con velocità di rotazione costante si nota che ricavando il momento da (1.10), sostituendolo in (1.12) e definendo la costante:

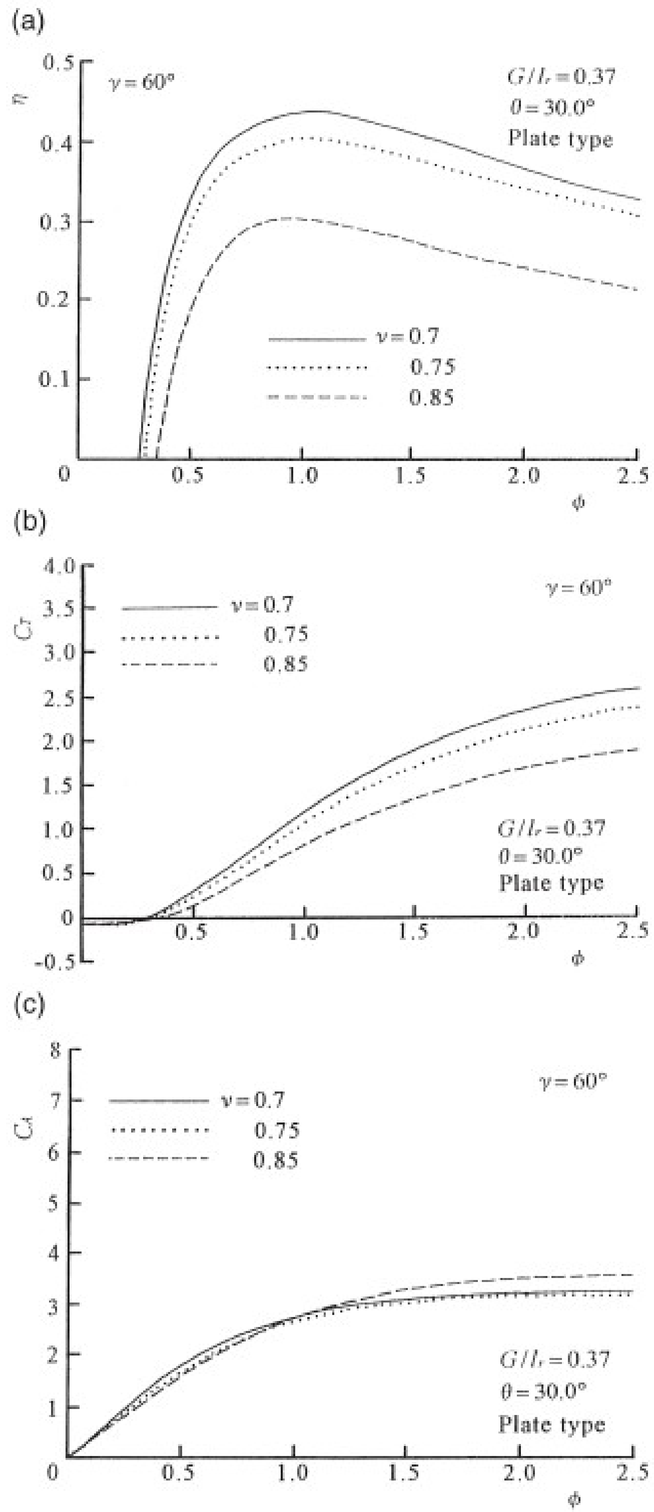
$$K=\frac{1}{2}\rho\,U_m^3 H\,l_r z \quad (1.15)$$

si ottiene:

$$P=K\,C_T(\phi^2+1) \quad (1.16)$$

Rendendo quindi superflua la definizione di ulteriori coefficienti o grafici per osservarne l'andamento.

Un'altra caratteristica degli approcci attualmente considerati è che le schiere sono perfettamente simmetriche rispetto alla gola del rotore, in modo che il flusso in entrambi sensi incontri le stesse geometrie. Per questo motivo il cambiamento di un angolo di metallo a monte della gola porta necessariamente al cambiamento del corrispettivo a valle, introducendo quindi forti limitazioni progettuali.



2 Modellazione di una turbina a impulso

In questo capitolo verranno esposti i passi fatti per arrivare alla definizione di uno strumento capace di simulare le caratteristiche di funzionamento di una turbina a impulso bidirezionale installata in un sistema OWC. L'oggetto principale di questa analisi è il comportamento della turbina; si è quindi deciso di adottare alcune semplificazioni nella modellazione del comportamento idrodinamico del cassone a monte, concentrandosi sulla conversione dell'energia marina in energia meccanica tralasciando quindi i rendimenti e le problematiche legate alla trasformazione di questa energia in energia elettrica.

Il primo passo nella studio delle turbine è la determinazione dei parametri di progetto. In questo caso caso si è scelto di definire i principali fattori geometrici in modo da poterne osservare gli effetti sulle prestazioni della macchina:

- Gli angoli di metallo delle schiere
- Il raggio di tip, il rapporto tra raggio di *hub* e di tip
- La tip *clearance* (t_{clear})
- Il numero di pale del rotore e degli statori (Z_r e Z_s)
- Il rapporto tra spessore massimo della pala (t) e la corda (l)
- La velocità assiale (c_x) e di rotazione di progetto della turbina (ω)

Da tali fattori sono facilmente ricavabili il raggio di hub, il raggio medio r_m ,il passo s e la velocità di trascinamento al raggio medio U_m:

$$r_m=\frac{r_{tip}+t_{clear}+r_{hub}}{2} \quad (2.1)$$

$$s=\frac{2\pi r_m}{Z} \quad (2.2)$$

$$U_m=\omega r_m \quad (2.3)$$

2.1 Calcolo della geometria e dei triangoli di velocità

Per completare la definizione geometrica della palettatura si deve stabilire la forma della *camber line*, la distribuzione dello spessore e la corda di ogni schiera.

Le correlazioni sperimentali usate prevedono l'utilizzo delle condizioni del flusso a un raggio di riferimento definito come media aritmetica dei raggi di hub e tip dei rotori e degli statori, la geometria delle pale e il calcolo dei triangoli di velocità sono quindi riferiti alla superficie cilindrica concentrica all'asse di rotazione e avente raggio pari al raggio medio.

La *camber line* deve essere simmetrica rispetto al punto medio come spiegato nel capitolo 1.

Pertanto, tra le geometrie collaudate e descritte in letteratura, le alternative possibili sono le *camber* paraboliche e circolari. Si sono scelte le prime per le minori deviazioni del flusso in uscita, caratteristica fondamentale per una schiera rotorica con deflessione elevata come quella di una turbina a impulso.

Anche la distribuzione di spessore deve risultare simmetrica rispetto alla sezione di gola, questo parametro però non viene considerato nelle correlazioni sperimentali e per poterne valutare gli effetti è necessaria una simulazione almeno bi- o tridimensionale del flusso nel vano interpalare.

La corda assiale di ogni schiera è stata determinata usando il criterio di Zweifel che stabilisce il rapporto ottimale tra carico palare tangenziale reale Y e ideale Y_{id}.

Il carico palare può essere calcolato come:

$$Y=\rho\, s\, c_x(c_{\theta 1}+c_{\theta 2})=\rho\, s\, c_x^2(\tan\alpha_1+\tan\alpha_2) \quad (2.4)$$

Il carico palare ideale invece è definito come:

$$Y_{id}=(p_{01}-p_2)b=\frac{1}{2}\rho\, s\, c_2^2 b=\frac{1}{2}\rho\, s\, c_x^2\cos^2(\alpha_2)b \quad (2.5)$$

L'espressione del criterio di Zweifel quindi è:

$$\frac{Y}{Y_{id}}=2\frac{s}{b}\cos^2\alpha_2(\tan\alpha_1+\tan\alpha_2)\simeq 0{,}8 \quad (2.6)$$

Da cui noti gli angoli di flusso in ingresso e uscita da una schiera e il passo *s*, può essere ricavata la corda assiale *b*, legata alla corda *l* da semplici relazioni geometriche.

Supponendo che il flusso in ingresso alla turbina sia perfettamente assiale, quindi senza prerotazione, si ha che l'unico angolo di flusso noto è quello al bordo d'attacco dell'*IGV*, in quanto l'angolo in uscita è funzione della deviazione e a sua volta determina gli angoli in ingresso e uscita delle schiere successive.

La deviazione δ di una schiera di turbina è stata descritta da diverse correlazioni, tra cui quella di Carter e Hughes, nella quale viene data in funzione del rapporto passo-corda e dell'angolo di *camber* θ_c secondo la formula:

$$\delta=m\,\theta_c\sqrt{s/l} \quad (2.7)$$

dove m è un coefficiente funzione dell'angolo di *stagger* (figura 2.1).

Note le deviazioni del flusso il calcolo dei triangoli di velocità risulta immediato. Di seguito si riportano le relazioni tra i vari angoli di flusso e velocità, facendo riferimento alla nomenclatura in figura 1.35.

$$\alpha_2=\theta_2-\delta_{IGV} \quad (2.8)$$

$$c_2=\frac{c_x}{\cos(\alpha_2)} \quad (2.9)$$

$$c_{\theta 2}=c_x \tan(\alpha_2) \quad (2.10)$$

$$w_{\theta 2}=c_{\theta 2}-U_m \quad (2.11)$$

$$\beta_2=\arctan(w_{\theta 2}/c_x)=\arctan[\tan(\alpha_2)-\Phi^{-1}] \quad (2.12)$$

$$w_2=\frac{c_x}{\cos(\beta_2)} \quad (2.13)$$

$$\beta_3=\gamma_3-\delta_{ROT} \quad (2.14)$$

$$w_3=\frac{c_x}{\cos(\beta_3)} \quad (2.15)$$

$$w_{\theta 3}=c_x \tan(\beta_3) \quad (2.16)$$

$$c_{\theta 3}=w_{\theta 3}-U_m \quad (2.17)$$

$$\alpha_3=\arctan(c_{\theta 3}/c_x)=\arctan[\tan(\beta_3)-\Phi^{-1}] \quad (2.18)$$

$$c_3=\frac{c_x}{\cos(\alpha_3)} \quad (2.19)$$

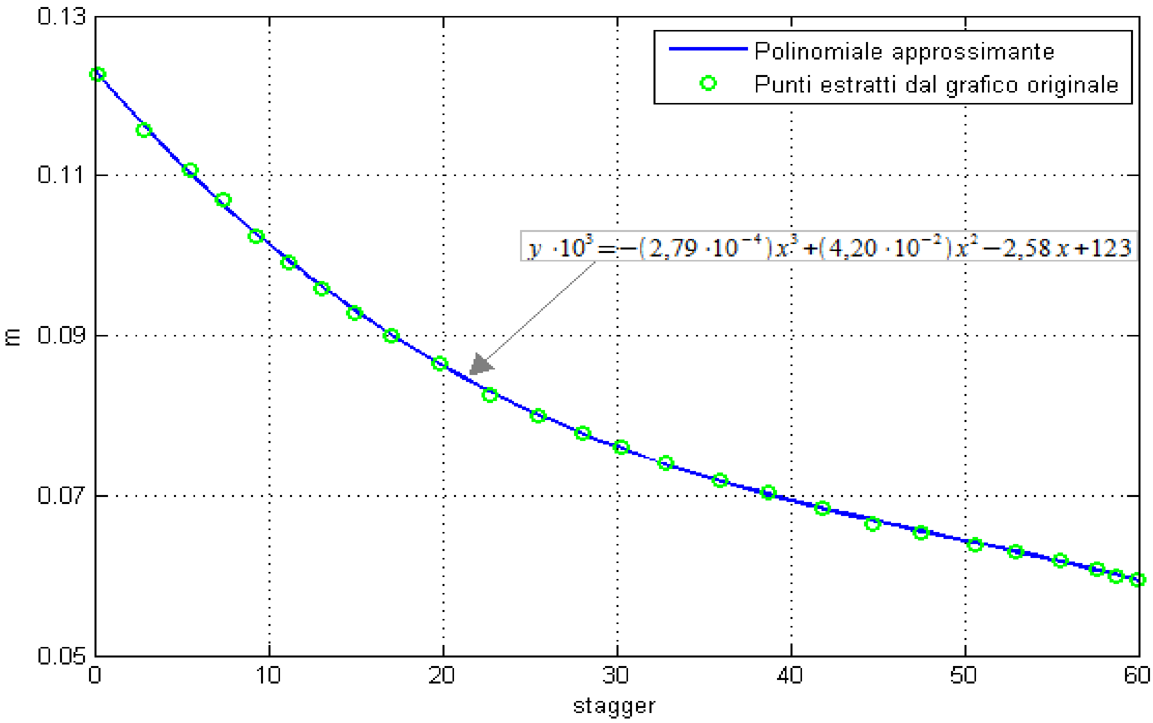


Figura 2.1: Coefficiente di correlazione di Carter e Hughes per camber line parabolica.

2.2 Correlazioni per le schiere acceleranti

Data la geometria particolare della palettatura in esame, originata dalla necessità di rispettare la simmetria rispetto alla sezione di gola, si è deciso di studiare le perdite e le prestazioni di ogni schiera ricorrendo a correlazioni sperimentali. Per le schiere acceleranti (OGV e rotore) sono state considerate le correlazioni di Soderberg, di Ainley-Mathieson e alcune loro varianti.

Queste correlazioni, basandosi su un elevato numero di dati sperimentali, esprimono le perdite attraverso la schiera in funzione di un numero limitato di parametri. I coefficienti utilizzati per descrivere queste perdite possono essere di diverso tipo, nel caso della correlazione di Soderberg viene usato il coefficiente di perdita entalpica:

$$\xi_{IGV}=\frac{h_2-h_{2s}}{\frac{1}{2}c_2^2}=\frac{h_2-h_{2s}}{h_{01}-h_2} \quad (2.20)$$

$$\xi_{ROT}=\frac{h_3-h_{3s}}{\frac{1}{2}w_3^2}=\frac{h_3-h_{3s}}{h_{02rel}-h_3} \quad (2.21)$$

con *h* entalpia, il pedice *s* riferito allo stato in cui si troverebbe il fluido dopo una trasformazione isentropica e il pedice *rel* allo stato nel sistema di riferimento relativo del rotore.

La correlazione di Ainley-Mathieson utilizza i coefficienti di perdita di pressione totale p_0 definiti come:

$$Y_{IGV}=\frac{p_{01}-p_{02}}{p_{02}-p_2} \quad (2.22)$$

$$Y_{ROT}=\frac{p_{02rel}-p_{03rel}}{p_{03rel}-p_3} \quad (2.23)$$

che, trascurando gli effetti di comprimibilità, possono essere riscritti:

$$Y_{IGV}=\frac{p_{01}-p_{02}}{\frac{1}{2}\rho c_2^2} \quad (2.24)$$

$$Y_{ROT}=\frac{p_{02rel}-p_{03rel}}{\frac{1}{2}\rho c w_3^2} \quad (2.25)$$

2.2.1 Correlazione di Soderberg

I parametri in funzione dei quali vengono espresse le perdite in questa correlazione sono:

- la deflessione del flusso attraverso la schiera (∈)
- l'*aspect ratio* (*H/b*)
- il rapporto tra spessore massimo della pala e corda (*t/l*)
- il numero di Reynolds (*Re*)
- l'incidenza (*i*)

La correlazione è valida per turbine che hanno il rapporto passo/corda ottimale secondo il criterio di Zweifel.

Soderberg definisce un coefficiente di perdita nominale ξ^* che rappresenta le perdite per una schiera equivalente a quella in esame, ma con *aspect ratio* pari a 3, incidenza nulla e che lavora con $Re=10^5$. ξ^* è funzione unicamente della deflessione e del rapporto tra spessore massimo della pala e corda secondo la relazione data dal grafico di figura 2.2.

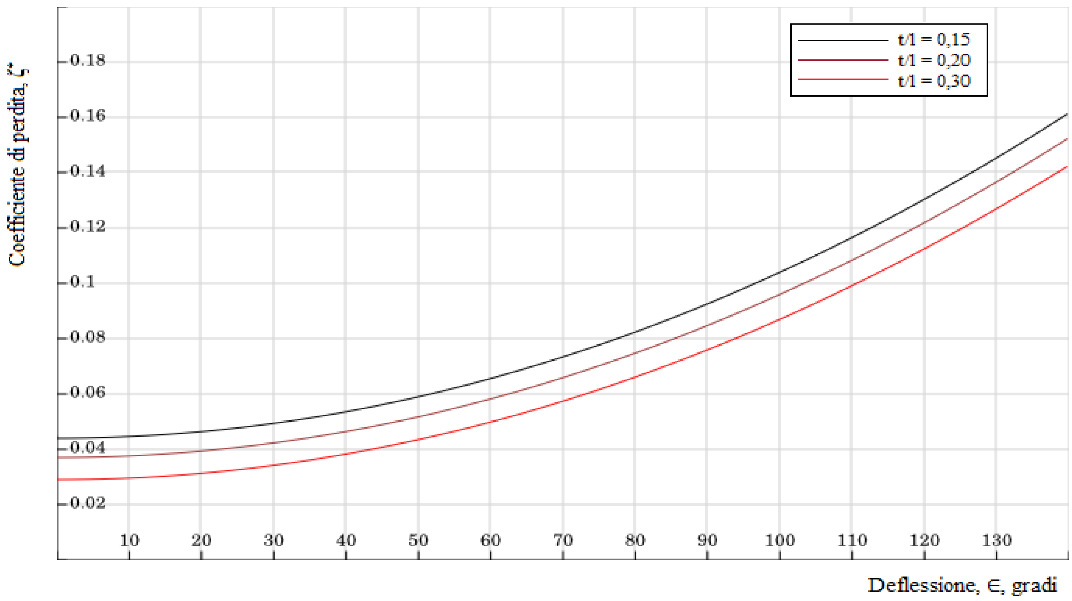


Figura 2.2: Grafico principale della correlazione di Soderberg.

Successivamente viene applicata una correzione per pale con *aspect ratio* diverso da 3, per le schiere statoriche:

$$\xi_1+1=(\xi^*+1)(0{,}993+0{,}021\, b/H) \quad (2.26)$$

e per schiere rotoriche:

$$\xi_1+1=(\xi^*+1)(0{,}975+0{,}075\, b/H) \quad (2.27)$$

Un'ulteriore correzione viene adoperata per considerare il *Re* effettivo:

$$\xi_2=\xi_1(10^5/Re)^{1/4} \quad (2.28)$$

Si ricorda che il numero di Reynolds impiegato da Soderberg è calcolato come (riferendosi a uno statore con sezione di uscita indicata dal pedice $_2$):

$$Re=\frac{\rho_2 c_2 D_h}{\mu} \quad (2.29)$$

con μ viscosità dinamica e il diametro idraulico D_h calcolato come:

$$D_h=\frac{2sH\cos(\alpha_2)}{s\cos(\alpha_2)+H} \quad (2.30)$$

Infine un coefficiente moltiplicativo delle perdite per incidenze non nulle è fornito in figura 2.3.

Hawthorne [3] dà una semplificazione analitica della correlazione di Soderberg:

$$\xi_p = 0{,}025\left[1+(\epsilon/90)^2\right] \quad (2.31)$$

$$\xi = \xi_p\left[1+3{,}2\, b/H\right] \quad (2.32)$$

dove ξ_p sono le perdite di profilo.

L'espressione analitica rappresenta bene le curve date da Soderberg per basse deflessioni del flusso, ma risulta inaccurata per palettature con alte deflessioni come quelle tipiche delle turbina a impulso.

Una correzione approssimativa per includere l'effetto della *tip clearance* consiste nel moltiplicare le perdite finali per il quadrato del rapporto tra altezza del canale meridiano e altezza della pala [35].

Soderberg implica che la forma dei profili impiegati abbia un effetto limitato sulle prestazioni della schiera e che il grado di reazione o l'angolo di *stagger* non siano rilevanti fintanto che viene scelto il rapporto passo corda ottimale [36], infatti nella correlazione non compare nessun termine influenzato da queste caratteristiche.

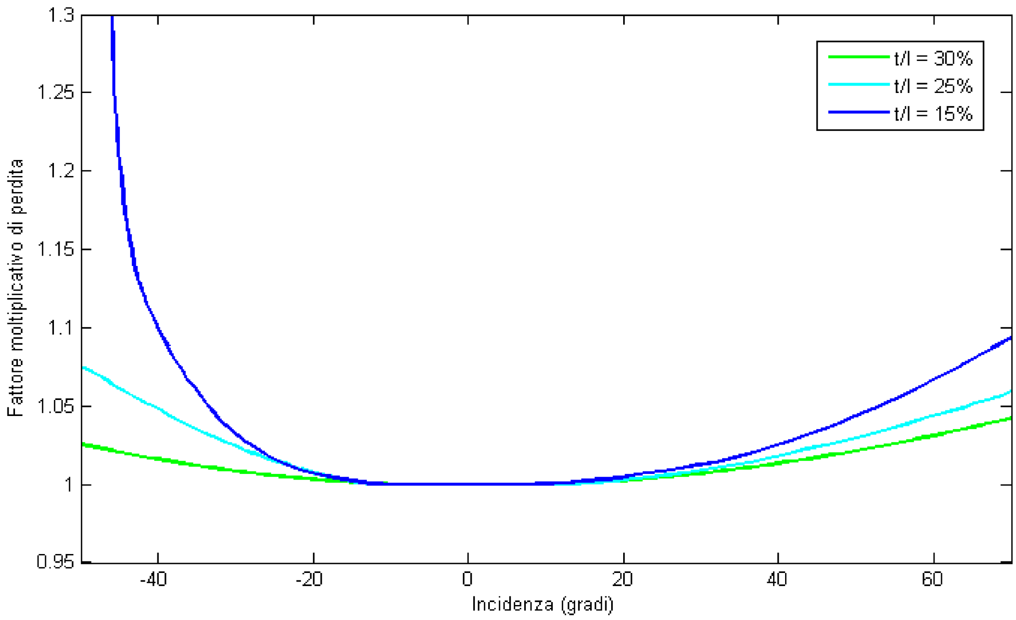


Figura 2.3: Correzione per incidenza non nulla della correlazione di Soderberg.

2.2.2 Correlazione di Ainley-Mathieson

Il metodo per stimare le prestazioni di turbine assiali che ha avuto la maggiore diffusione nell'ultimo secolo fu pubblicato nel 1951 da Ainley e Mathieson.

In questa correlazione il numero di parametri considerati risulta abbastanza elevato. Le perdite vengono espresse infatti, oltre che in relazione alle condizioni del flusso nel vano interpalare e ai coefficienti aerodinamici, anche in funzione di:

- grado di reazione
- rapporto tra spessore massimo della pala e corda (*t/l*)
- tipo e dimensione della *tip clearance* (t_c)
- rapporto passo corda (s/l)
- numero di Reynolds (*Re*)
- *aspect ratio* (*H/b*)
- incidenza (*i*)

A differenza della correlazione di Soderberg, dove non viene fatta nessuna differenziazione tra le varie tipologie di perdite, Ainley e Mathieson calcolano separatamente le perdite di profilo, le perdite secondarie e le perdite al *tip*.

Le perdite di profilo sono le perdite dovute allo sviluppo e alle separazioni dello strato limite sul profilo palare che avrebbero luogo anche in un flusso uniforme e bidimensionale attraverso una schiera [38].

Ainley e Mathieson esprimono il coefficiente di perdita di profilo a incidenza nulla con la formula:

$$Y_{p(i=0)}=[Y_{p(\alpha_1=0)}+(\alpha_1/\alpha_2)^2(Y_{p(\alpha_1=\alpha_2)}-Y_{p(\alpha_1=0)})](t/0{,}2\,l)^{\alpha_1/\alpha_2} \quad (2.33)$$

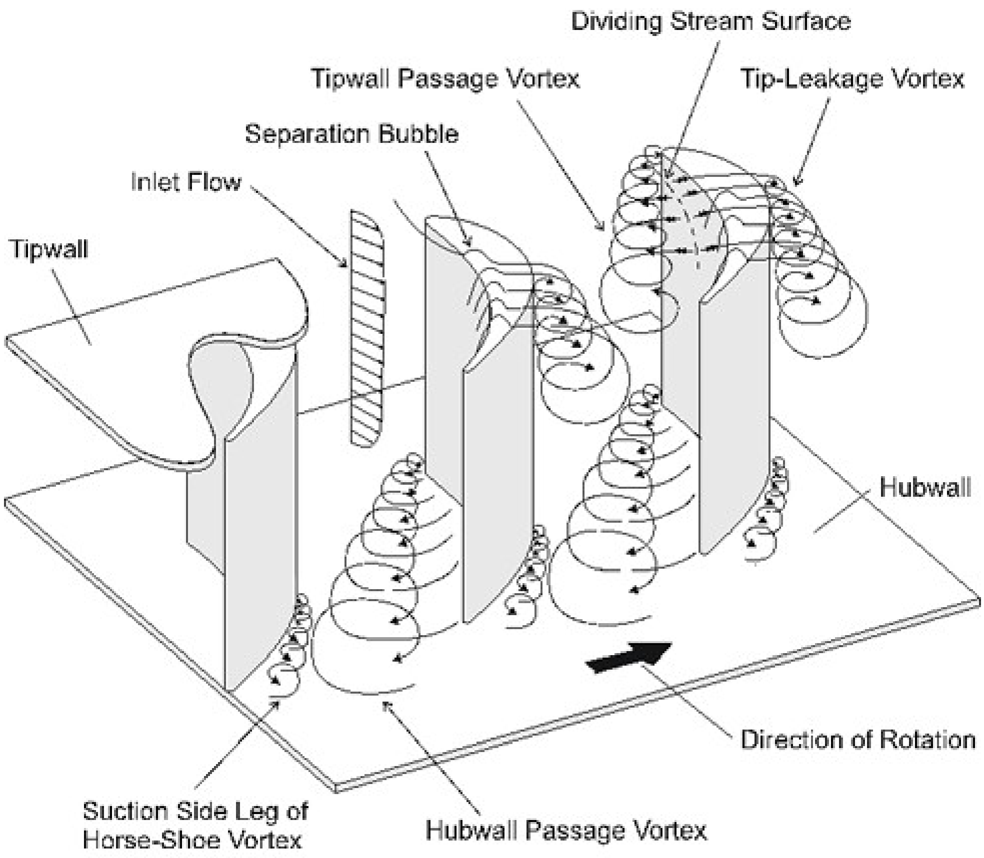


Figura 2.4: Flussi secondari tipici di una schiera di turbina assiale.

dove α_1 e α_2 sono gli angoli di flusso in ingresso e uscita dalla schiera (relativi nel caso di schiera rotorica), *t* è lo spessore massimo della pala, *l* è la corda, $Y_{p(\alpha_1=0)}$ e $Y_{p(\alpha_1=\alpha_2)}$ sono rispettivamente i coefficienti di perdita di profilo di schiere equivalenti con flusso in ingresso assiale ($Y_{p(\alpha1=0)}$) e flusso perfettamente specchiato ($Y_{p(\alpha1=\alpha1)}$), dati in funzione dell'angolo di flusso in uscita e del rapporto passo corda secondo la relazione in figura 2.5.

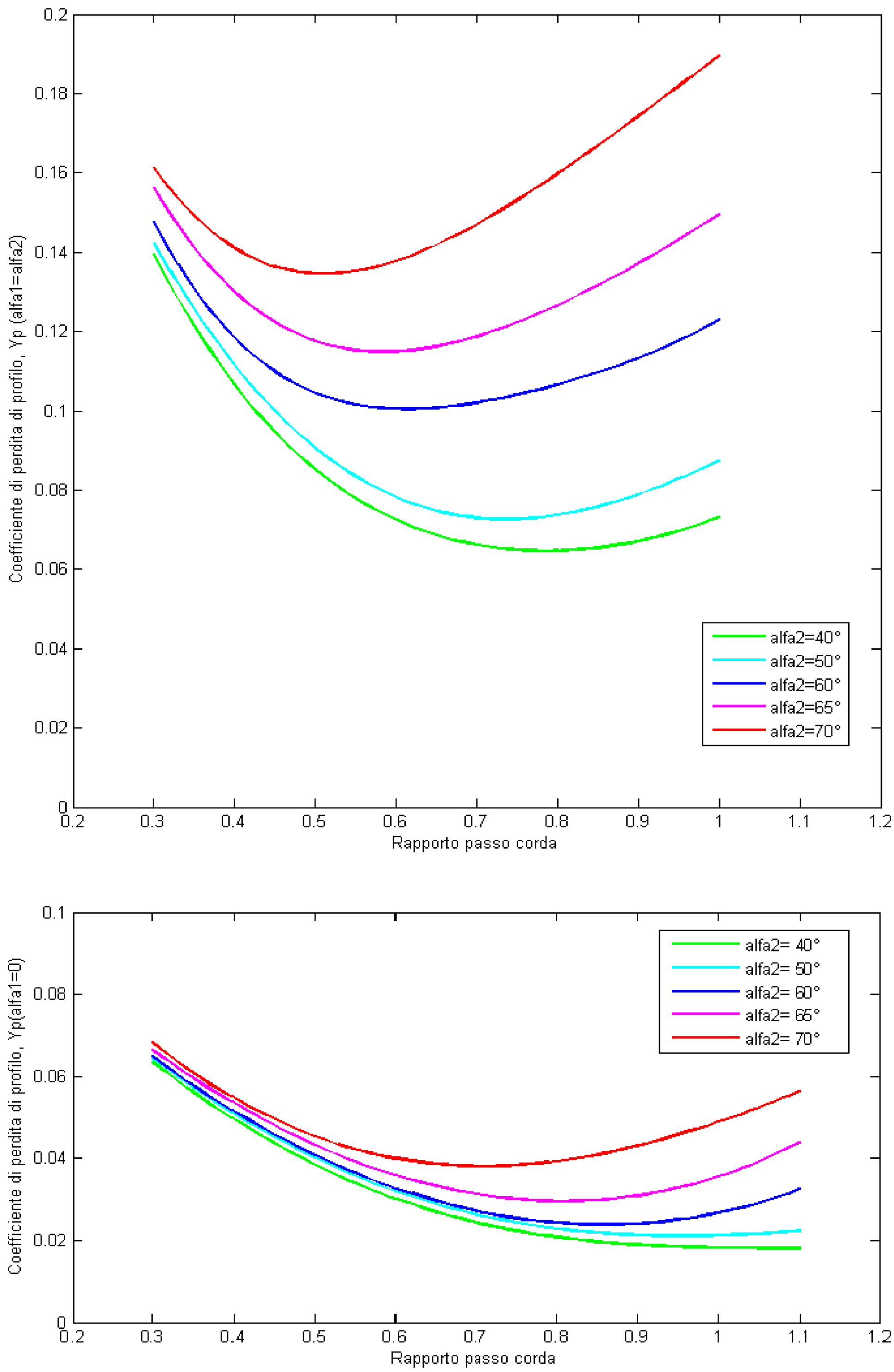


Figura 2.5: Grafici principali della correlazione di Ainley-Mathieson.

Le perdite secondarie sono risultato delle disuniformità del flusso tridimensionale nel vano palare, in particolare sono dovute all'interazione degli strati limite di cassa e mozzo con le pale e i gradienti di pressione del vano interpalare[38]. I principali fenomeni causati da questa interazione sono i vortici di passaggio e il vortice a ferro di cavallo (figura 2.4 [58]).

Il coefficiente di perdita secondaria Y_s viene dato come :

$$Y_s = \lambda C_L^2 (l/s)^2 \frac{\cos^2(\alpha_2)}{\cos^3(\alpha_m)} \quad (2.34)$$

dove C_L è il coefficiente di lift, α_m è l'angolo di flusso medio e λ (figura 2.6)è un coefficiente funzione di:

$$C_g = \frac{(A_2/A_1)^2}{1+(r_{hub}/r_{tip})} \quad (2.35)$$

Si ricorda anche che:

$$\alpha_m = \arctan(c_{\theta m}/c_{xm}) \quad (2.36)$$

$$C_L = 2\frac{s}{l}(\tan\alpha_2 + \tan\alpha_1)\cos\alpha_m + C_D \tan\alpha_m \quad (2.37)$$

$$C_D = (s/l)\frac{p_{01}-p_{02}}{\frac{1}{2}\rho_m c_m^2}\cos\alpha_m \quad (2.38)$$

con $c_{\theta m}$ e c_{xm} rispettivamente componenti tangenziale e assiale della velocità media c_m tra la sezione di ingresso e quella di uscita [36].

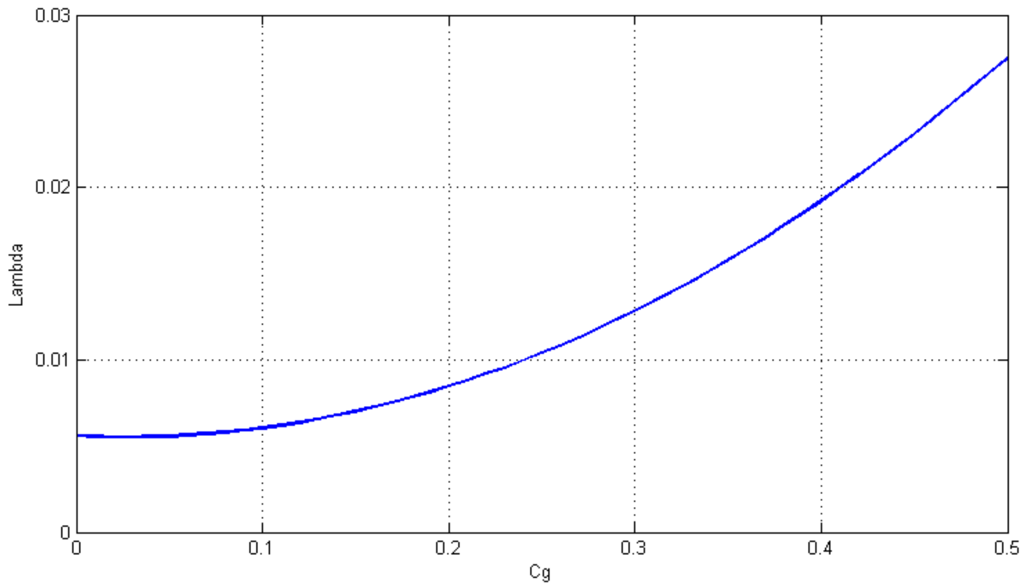


Figura 2.6: Andamento del coefficiente λ.

Le perdite al tip sono le perdite associate al trafilamento del flusso al tip della pala causato dalla differenza di pressione tra *suction side* e *pressure side*. Anche in questo caso vengono generati dei vortici tridimensionali visibili in figura 2.5.

Vengono rappresentate nella correlazione dal coefficiente Y_c:

$$Y_c = B \frac{t_c}{H} C_L^{\ 2} (l/s)^2 \frac{\cos^2(\alpha_2)}{\cos^3(\alpha_m)} \quad (2.39)$$

dove il coefficiente B è pari a 0,5 per palette senza tettuccio e 0,25 altrimenti.

Nonostante le perdite al tip e le perdite secondarie siano strettamente legate da un punto di vista teorico [39] gli autori della correlazione sottolineano la convenienza di mantenerle separate per scopi di analisi delle fonti di perdita nello stadio. Nelle perdite espresse da Y_s sono incluse invece, le perdite dovute agli attriti sul mozzo e sulla cassa oltre alle perdite secondarie propriamente dette. Questa scelta viene giustificata dal fatto che lo studio di queste perdite risulterebbe rilevante solo nel caso in cui lo spazio tra una schiera e la successiva fosse molto grande [38].

Rispetto a quella di Soderberg la correzione per incidenza non nulla di Ainley risulta più accurata, ma anche più complessa.

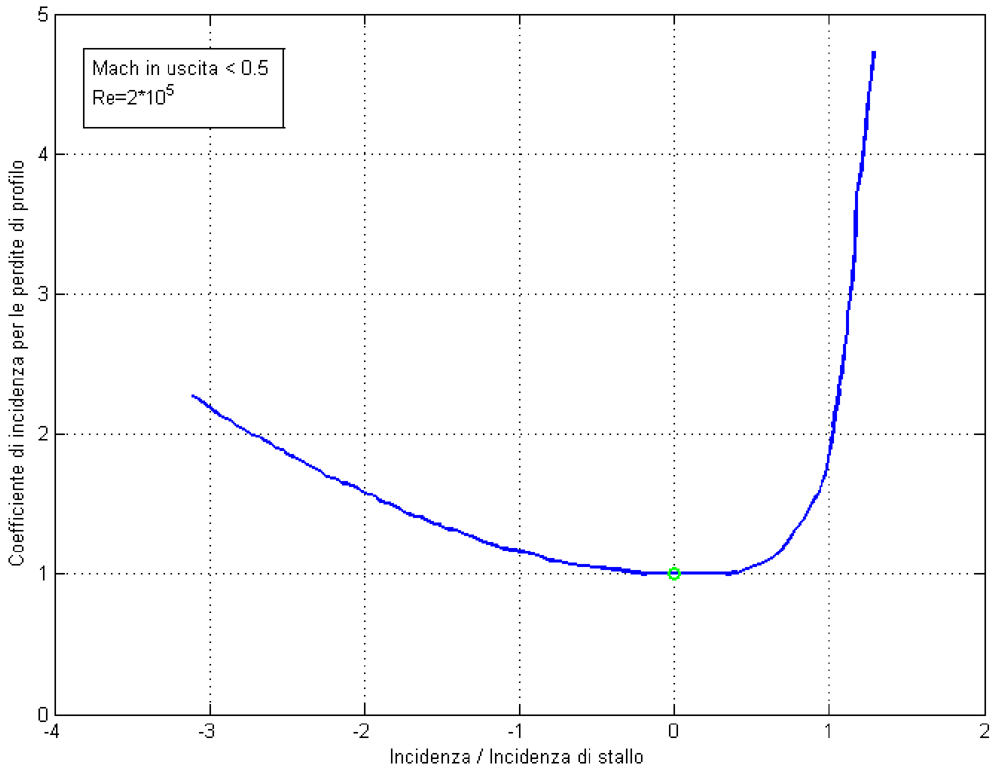


Figura 2.7: Correzione per incidenza non nulla.

Il primo passo consiste nel determinare l'incidenza di stallo per una schiera equivalente,ma con rapporto passo corda *s/l*=0,75. Il rapporto tra l'angolo di flusso in uscita reale e l'angolo di flusso della schiera equivalente è dato dal grafico di figura 2.8b. L'incidenza di stallo per

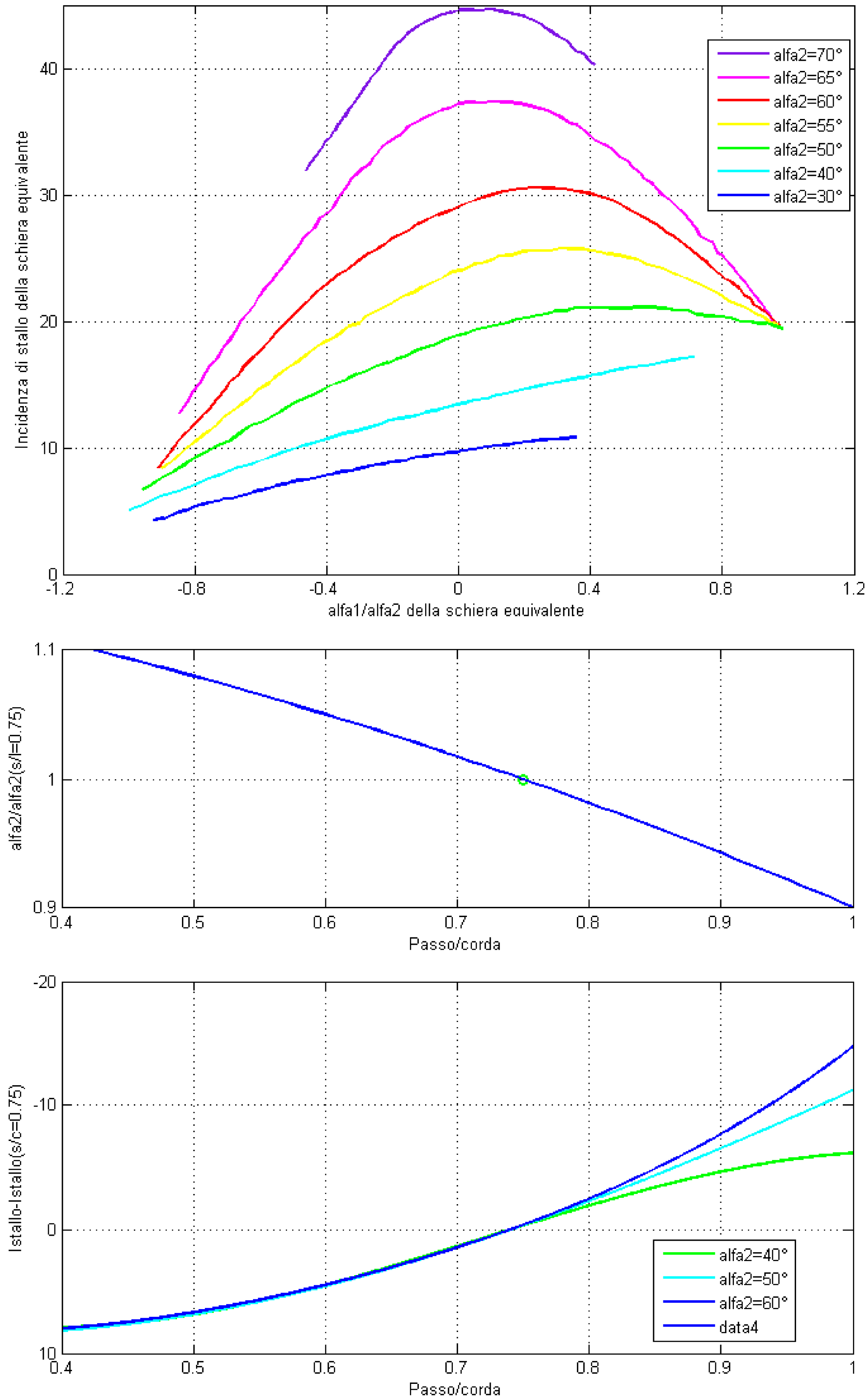


Figura 2.8: Grafici per il calcolo dell'incidenza di stallo.

la schiera equivalente può essere ricavata dal rapporto tra gli angoli di flusso in ingresso e uscita dalla schiera equivalente(figura2.8a).

Infine si applica una correzione basata sul rapporto passo corda e l'angolo di flusso in uscita per trovare l'incidenza di stallo reale (figura 2.8c) dalla quale è possibile determinare il coefficiente moltiplicativo per correggere le perdite di profilo (figura 2.7).

Per numeri di *Re* diversi da quello di riferimento Ainley e Mathieson operano una correzione sul rendimento totale a totale (η_{tt}) di stadio, basandosi sul numero di Reynolds in uscita dallo stadio:

$$(1-\eta_{tt}) \propto Re^{-1/5} \quad (2.40)$$

Un'altra possibilità è rappresentata dalla correzione data da Dunham e Came [40] che si applica invece direttamente ai coefficienti di perdita Y_p e Y_s per la singola schiera:

$$(Y_p + Y_s) \propto Re^{-1/5} \quad (2.41)$$

Molti adattamenti di questa correlazione sono stati presentati dalla sua pubblicazione ad oggi (Dunham-Came [40], Kacker-Okapuu [41], Moustapha-Kacker [42]). Queste modifiche tendono ad aggiustare i risultati considerando il progresso tecnologico nel campo delle turbine a gas: sono ad esempio proposte perdite per urti in uscita, correzioni per turbine transoniche, per le tecnologie di raffreddamento impiegate e coefficienti riduttivi delle perdite per i miglioramenti delle caratteristiche aerodinamiche degli ultimi decenni.

2.3 Correlazione per l'*OGV* (schiera decelerante)

Lo statore che il flusso incontra a valle del rotore è una schiera decelerante e funziona quindi da diffusore. Si è pertanto deciso di proporre per questa schiera l'applicazione delle correlazioni di perdita e prestazioni normalmente utilizzate per i compressori. La presenza di questa schiera potrebbe essere evitata in una turbina progettata per una velocità assiale fissa regolando l'angolo di metallo in uscita del rotore. Nel caso delle turbine a impulso bidirezionali per applicazione in sistemi OWC risulta invece importante a causa della forte variazione della componente di velocità tangenziale in uscita dal rotore e indispensabile al funzionamento nel caso di flusso invertito. Si può dire infatti che quando il flusso risulta invertito anche le schiere statoriche cambiano la propria funzione da IGV a OGV e viceversa. Le perdite in questo tipo di applicazione sono espresse generalmente da coefficienti di perdita di pressione totale ($\overline{\omega}_{IGV}$ e ζ_{IGV}) o dal coefficiente di drag equivalente C_{Deq}:

$$\overline{\omega}_{IGV} = \frac{p_{01} - p_{02}}{\frac{1}{2}\rho c_1^2} \quad (2.42)$$

$$\zeta_{IGV}=\frac{p_{01}-p_{02}}{\frac{1}{2}\rho c_x^2} \quad (2.43)$$

$$C_{Deq}=\frac{s(p_{01}-p_{02})\cos\alpha_m}{l\frac{1}{2}\rho c_m^2} \quad (2.44)$$

2.3.1 Correlazione di Lieblein

La correlazione di Lieblein si basa sullo studio dell'ispessimento dello strato limite, dell'eventuale separazione di quest'ultimo e degli effetti sullo spessore della scia in un elevato numero di test sperimentali. Lieblein esprime l'ipotesi generale che lo spessore della scia e le perdite di pressione totale siano proporzionali alla magnitudine della diffusione che ha luogo sul lato in depressione della pala. Quest'ipotesi è basata sulla considerazione che le lo strato limite della *suction side* apporta il contributo maggiore allo spessore della scia.

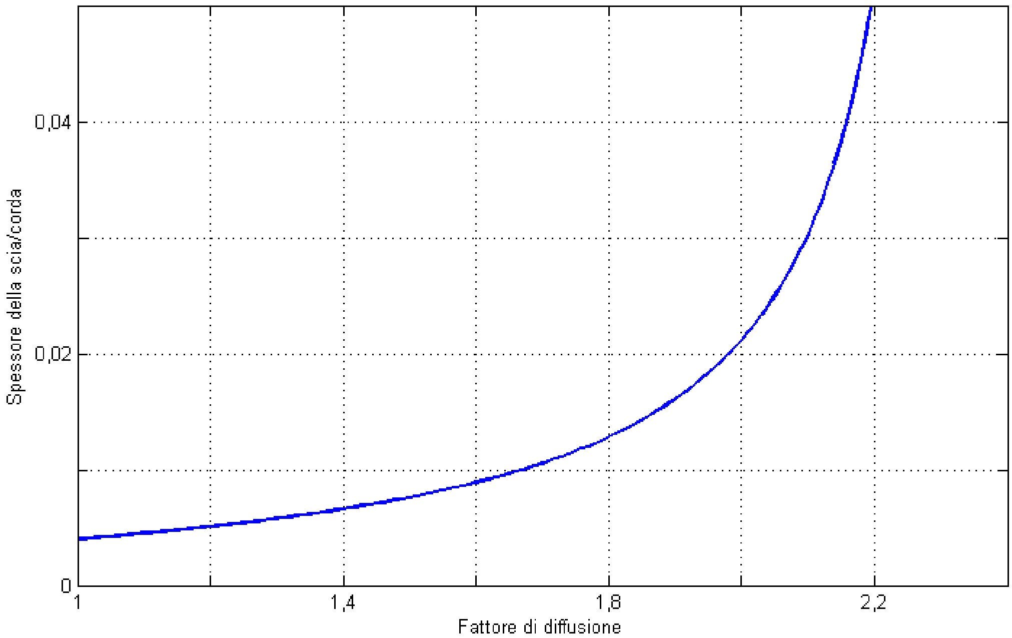


Figura 2.9: Relazione tra spessore relativo della scia e fattore di diffusione.

Il fattore di diffusione D è definito come il rapporto tra velocità massima raggiunta sul lato in depressione della pala $c_{max,s}$ e la velocità in uscita c_2 ed è legato allo spessore della scia θ_2 dal grafico in figura 2.9 o dalla relazione analitica:

$$\frac{\theta_2}{l}=\frac{0{,}004}{1-1{,}17\ln(c_{max,s}/c_2)} \quad (2.45)$$

Da questa relazione si nota che per il caso limite $\theta_2/l\to\infty$ il fattore di diffusione tenderebbe a $e^{\frac{1}{1,17}} \simeq 2,35$ mentre il limite pratico risulta tra 1,9 e 2 [35].

Infine la relazione semplificata tra θ_2/l e coefficiente di perdita di pressione totale è data come:

$$\overline{\omega} = 2(\theta_2/l)(l/s)\frac{\cos^2\alpha_1}{\cos^3\alpha_2} \quad (2.46)$$

per la dimostrazione dettagliata si rimanda a [43].

Nel caso non sia noto l'andamento della velocità sulla *suction side*, viene definito un fattore di diffusione equivalente D_{eq} per approssimare D. D_{eq} viene calcolato soltanto dalle condizioni all'imbocco e all'uscita della schiera. Lieblein stabilì anche una correlazione analitica per calcolare questo fattore in condizioni di incidenza nominale espressa dall'equazione:

$$D_{eq} = \frac{\cos\alpha_2}{\cos\alpha_1}[1,12 + 0,61(s/l)\cos^2\alpha_1(\tan\alpha_1 - \tan\alpha_2)] \quad (2.47)$$

A incidenze maggiori di quelle nominali invece può essere usata l'espressione:

$$D_{eq} = \frac{\cos\alpha_2}{\cos\alpha_1}[1,12 + k_l(i - i_{ref})^{1,43} + 0,61(s/l)\cos^2\alpha_1(\tan\alpha_1 - \tan\alpha_2)] \quad (2.48)$$

dove k_l è specifico per il tipo di palettatura, ad esempio per palette C.4 ad arco circolare è pari a 0,007 o per le NACA 65-(A_{10}) è 0,0117.

Questa correlazione è ancora oggi molto diffusa nell'analisi preliminare delle perdite di pressione totale e il limite di stallo nei compressori assiali subsonici. Per essere utilizzata nello studio di stadi transonici è necessario impiegare anche le modifiche proposte da Swann [44] per includere le perdite dovute agli urti.

2.3.2 Correlazione di Howell

La correlazione di Howell [45] si basa sull'assunzione che la deflessione del flusso attraverso una schiera alla quale si incorre nel fenomeno di stallo (ϵ_s) dipenda unicamente dalla deflessione nominale ϵ^* secondo la relazione:

$$\epsilon_s = 1,25\,\epsilon^* \quad (2.49)$$

Questa assunzione è considerata un buon compromesso tra alternative eccessivamente ottimistiche o pessimistiche [35].

Il primo passo nell'applicazione della correlazione consiste nel ricavare l'angolo di flusso in uscita dalla schiera in condizioni nominali α_2^*, noti gli angoli di metallo della schiera, dalla seguente relazione:

$$\delta^* = m\theta(s/l)^n \quad (2.50)$$

con δ^* deviazione in uscita dalla schiera in condizioni nominali, n =1 per flusso in

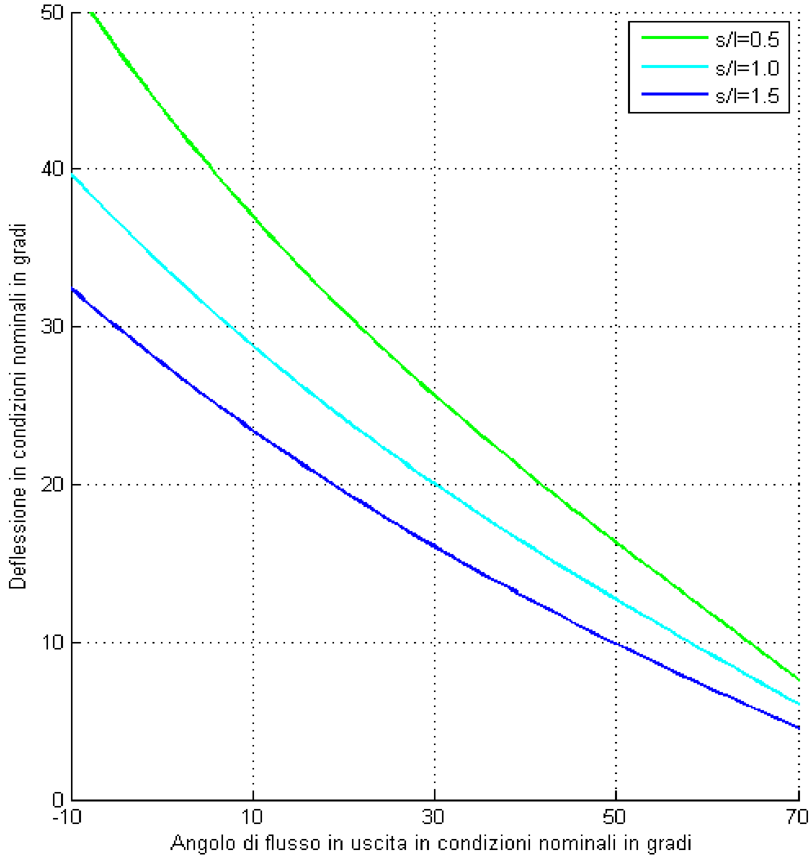


Figura 2.10: Funzione per il calcolo della della deflessione nominale.

ingresso assiale e n =0,5 altrimenti, θ angolo di *camber* e m dato dall'espressione:

$$m = 0{,}23(2a/l)^2 + \alpha_2^*/500 \quad (2.51)$$

dove a è la distanza dal *leading edge* a cui la linea di *camber* si discosta maggiormente dalla corda [35]. Nel caso l'angolo α_2^* risulti compreso tra nel range tra 0° e 40° è possibile usare l'espressione analitica:

$$\tan\alpha_1^* - \tan\alpha_2^* = \frac{1{,}55}{1 + 1{,}5\, s/l} \quad (2.52)$$

In caso contrario viene descritto come funzione dell'angolo di flusso in uscita in condizioni nominali α_2^* e del rapporto passo/corda dal grafico di figura 2.10 [46].

Dall'angolo in uscita e dalla deflessione è facile ricavare l'angolo di flusso in ingresso e l'incidenza nelle condizioni nominali.

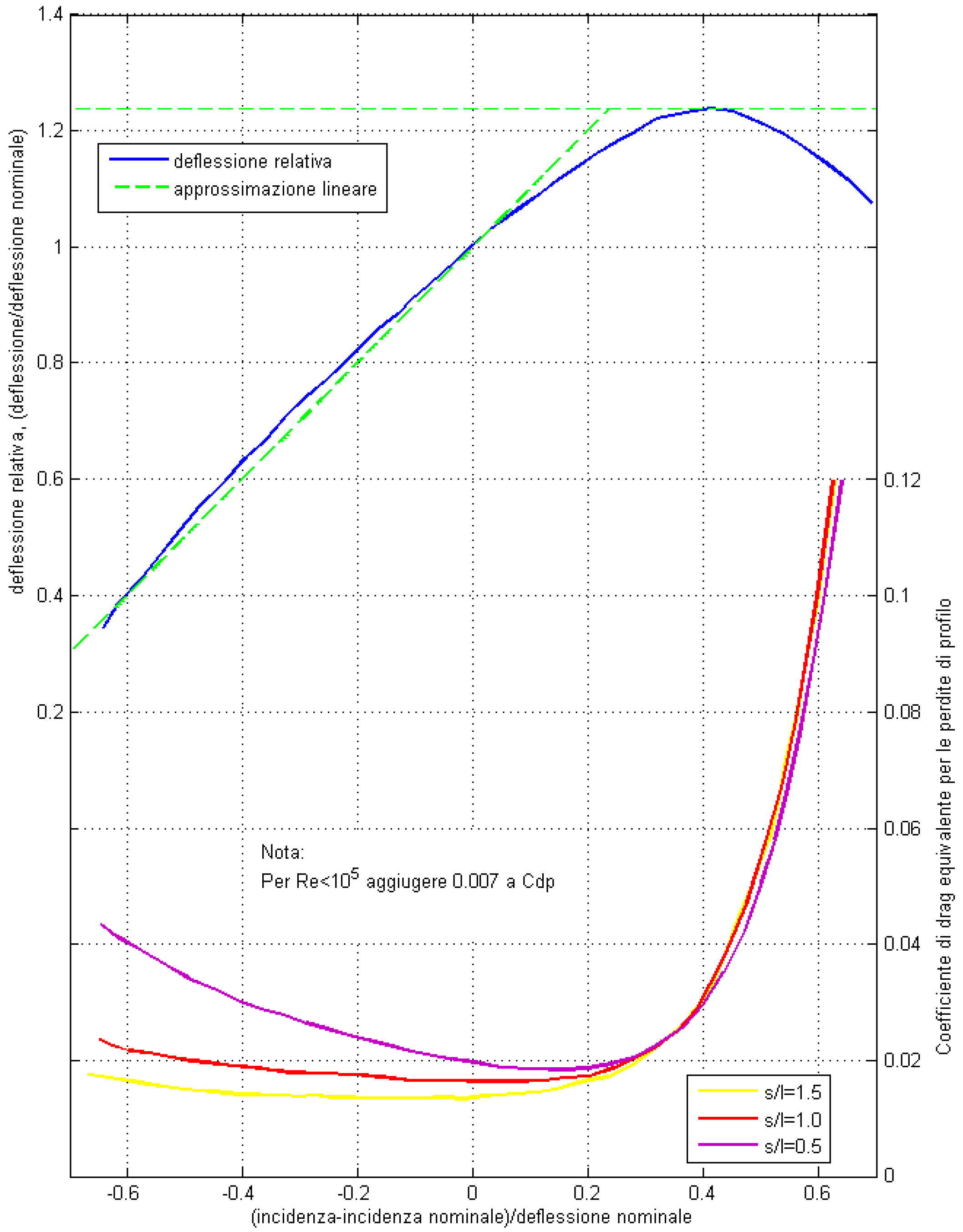


Figura 2.11: Grafico principale della correlazione di Howell.

La deviazione reale e il coefficiente di drag equivalente per le perdite di profilo C_{Dp} vengono espresse in funzione del rapporto tra deflessione nominale e la differenza tra incidenza reale, determinata dalle condizioni del flusso a monte, e l'incidenza nominale (figura2.11).

I coefficienti di *drag* equivalenti per le perdite secondarie C_{Ds} e per le perdite per attrito con il mozzo e la cassa C_{Da} vengono dati analiticamente dalle espressioni:

$$C_{Ds}=0{,}018\,C_L \quad (2.53)$$

$$C_{Da}=0{,}02\,s/H \quad (2.54)$$

2.4 Equazioni descrittive del moto ondoso e del sistema OWC

Come osservato nei paragrafi precedenti attraverso correlazioni sperimentali, noti i triangoli di velocità, è possibile prevedere le prestazioni di una turbina a impulso. Nei sistemi OWC è chiaro che la velocità del flusso elaborato dalla turbina sia determinata dal moto della colonna d'acqua interna e quindi dalle onde incidenti. Meno evidente è che il moto della colonna d'acqua interna è a sua volta funzione delle prestazioni della turbina, in quanto la pressione interna alla camera è uno dei termini che appaiono nella sua equazione di moto. Questa relazione può essere visualizzata con un semplice esperimento mentale: basti immaginare la differenza tra il comportamento di un bicchiere capovolto e immerso nell'acqua e uno con un buco sul fondo. Nel primo il livello di acqua interno salirà leggermente in funzione della profondità a causa dell'aumento di pressione e quindi della densità dell'aria intrappolata. Nel secondo il livello salirà di pari passo con la profondità, senza causare un aumento tangibile della pressione dell'aria nel bicchiere. Quindi, per

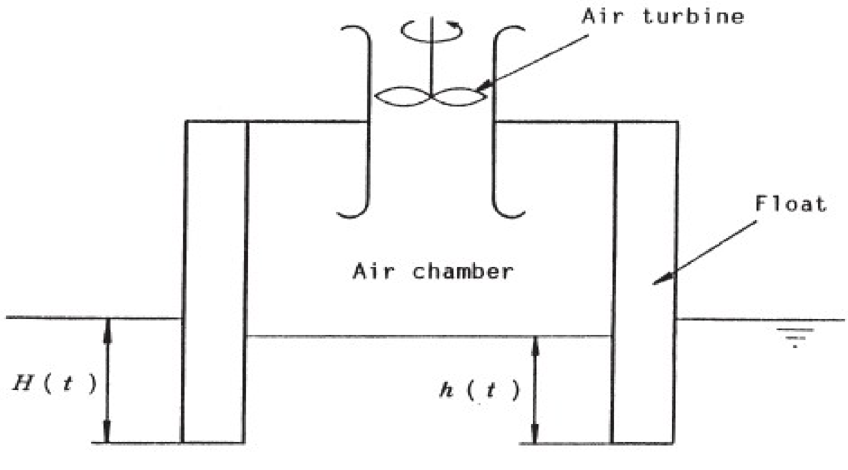


Figura 2.12: Schema di sistema OWC [31].

turbine che provocano un'elevata resistenza al passaggio del flusso (in altre parole caratterizzate da alte differenze di pressione tra aspirazione e scarico), l'escursione della colonna d'acqua interna risulterà minore.

Diversi sono i modelli proposti per esprimere analiticamente il comportamento dei sistemi OWC e in particolare l'equazione di moto della superficie della colonna d'acqua.

Il più diretto è probabilmente quello utilizzato da Setoguchi et Al. [31], che riferendosi a figura 2.12 e applicando il secondo principio della dinamica alla colonna d'acqua interna ottiene l'equazione:

$$\frac{d}{dt}\left(\rho h A_c \frac{dh}{dt}\right)=[\rho g(H-h)-\Delta p]A_c \quad (2.55)$$

con A_c superficie trasversale del cassone e Δp differenza di pressione a cavallo della turbina.
Si considera poi Δp come funzione della velocità all'imbocco della turbina v_t, a sua volta legata alla velocità del pelo libero interno dalla relazione:

$$v_t = (A_c / A_t) \frac{dh}{dt} \quad (2.56)$$

con A_t area all'imbocco della turbina. Si conclude quindi che:

$$\frac{\Delta p}{\rho} \equiv f\left(\frac{dh}{dt}\right) \quad (2.57)$$

La funzione f viene ricavata dalla curva caratteristica della turbina. Infine l'equazione 2.55 può essere riscritta come:

$$h \frac{d^2 h}{dt^2} + \left(\frac{dh}{dt}\right)^2 + f\left(\frac{dh}{dt}\right) - g(H-h) = 0 \quad (2.58)$$

Si ottiene così l'equazione di moto del pelo libero in funzione dell'altezza delle onde incidenti. Si nota però che tale equazione risulta essere del tipo differenziale non lineare sia nel termine dell'accelerazione che in quello della velocità.
In questo approccio non vengono considerate né l'attenuarsi delle onde di pressione alla profondità considerata, né la quantità di moto della massa entrante e uscente dal sistema. Inoltre l'aria nel cassone viene considerata come un fluido incomprimibile nella relazione tra v_t e v_c e non viene espressa la legge che lega H all'effettiva altezza della superficie marina nel caso di struttura galleggiante.
Un altro approccio è quello del pistone o piatto rigido che applica il secondo principio della dinamica solo alla parte superiore della colonna d'acqua [47].
Il cassone è fisso rispetto al fondale marino e quindi all'altezza del mare in quiete. L'acqua è

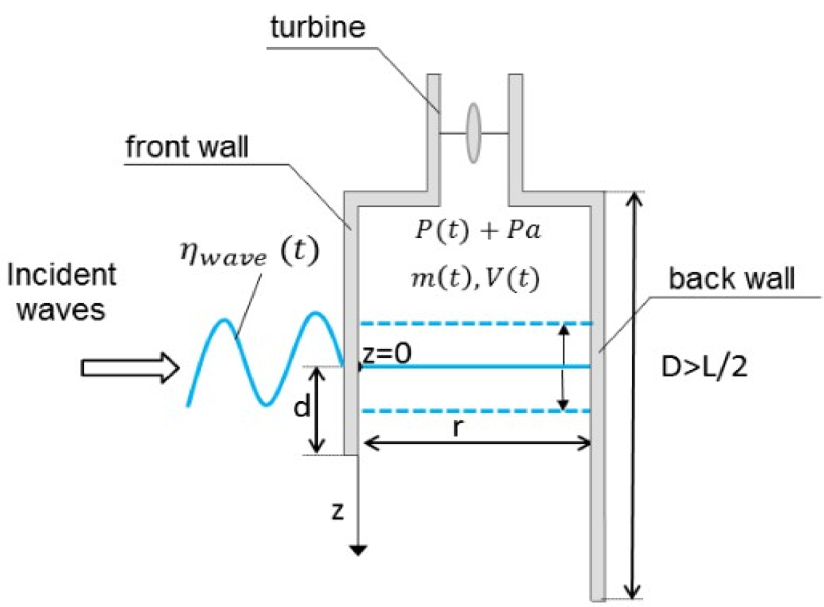


Figura 2.13: Schema di un sistema a colonna d'acqua oscillante.

considerata come un fluido incomprimibile e le dimensioni dell'OWC come piccole rispetto alla lunghezza d'onda incidente, rendendo quindi possibile applicare la teoria lineare per le onde. Le dimensioni della parete posteriore del cassone sono considerati sufficienti a provocare una completa riflessione dell'onda.

Scelta l'altezza del volume di controllo h_a, le forze agenti su di esso possono essere divise in:

- forza di eccitazione f_e , dovuta alla pressione idrodinamica causata dall'onda incidente
- forza idrostatica f_{hstat} , dovuta alla pressione idrostatica
- forza idrodinamica f_{rad}, causata dalle onde radianti prodotte dall'oscillazione del pelo libero interno [48]
- forza f_p , dovuta alla pressione interna al cassone

L'equazione del secondo principio risulta quindi:

$$m\ddot{z}=f_e+f_{rad}+f_{hstat}-f_p \quad (2.59)$$

Considerando un'onda incidente con altezza rispetto al livello del mare in quiete descritta dell'equazione:

$$\eta_{onda}=\frac{H}{2}\cos(kx-\omega t) \quad (2.60)$$

con x coordinata nella direzione di propagazione dell'onda e k numero d'onda, per la teoria lineare delle onde la componente dinamica del campo di pressione associato diminuisce allontanandosi verticalmente dal pelo libero in funzione della profondità del fondale h secondo la relazione:

$$p_{wave}=\rho g\eta_{onda}\frac{\cosh k(h+z)}{\cosh(kh)} \quad (2.61)$$

La forza eccitante f_e alla profondità dell'imbocco del cassone e considerando l'ipotesi di completa riflessione dell'onda può quindi essere scritta facendo riferimento a figura 2.13 [47] come:

$$f_e=A_c\rho g H\cos(\omega t+\varphi)\frac{\cosh k(h-d)}{\cosh(kh)} \quad (2.62)$$

La forza idrostatica può essere calcolata come:

$$f_{hstat}=A_c\rho g(d-z) \quad (2.63)$$

Si nota che la formula è indipendente dallo spessore del volume di controllo scelto, infatti nel caso di spessore non infinitesimo si ha che:

$$f\grave{}_{hstat}=A_c\rho g[d-(z-h_a)]=f_{hstat}+A_c\rho g h_a \quad (2.64)$$

Si dovrebbe considerare anche la forza peso (equazione 2.65) che ha però verso opposto rispetto alla forza idrostatica, rendendo quindi la somma $f_{peso}+f_{hstat}$ indipendente da h_a .

$$f_{peso} = A_c h_a \rho g \quad (2.65)$$

La forza f_{rad} è esprimibile come:

$$f_{rad} = m_a \ddot{z} + B_r \dot{z} \quad (2.66)$$

dove m_a e B_r sono i coefficienti di massa aggiunta e di smorzamento.

La forza esercitata dall'aria sovrastante f_p può essere scritta semplicemente come:

$$f_p = A_c \Delta p \quad (2.67)$$

con Δp differenza di pressione a cavallo della turbina. Per la precisione la forza agente sulla superficie superiore del volume di controllo è data dalla pressione interna al cassone per la superficie dell'acqua, ma scrivendo la pressione come somma di Δp e pressione atmosferica si nota che anche nelle forze agenti sulla superficie inferiore del volume di controllo si avrebbe un contributo uguale e opposto. La pressione interna p viene espressa, supponendo una curva caratteristica della turbina lineare, in funzione della portata elaborata come:

$$\dot{m}_t = \frac{K D}{N} p \quad (2.68)$$

con N numero di giri, D diametro della turbina, K costante per la particolare turbina in esame.

A sua volta la portata in massa elaborata dalla turbina può essere scritta come:

$$\dot{m} = \frac{d(\rho_{aria} V)}{dt} = \rho_{aria} A_c \frac{d z}{d t} - (V_0 - z A_c) \frac{d \rho_{aria}}{d t} \quad (2.69)$$

con il volume d'aria interna $V = V_0 - z A_c$ e V_0 volume d'aria in condizioni di quiete. Considerando l'aria come un gas perfetto, le trasformazioni di compressione ed espansione isentropche [49] e supponendo che $V_0 >> z A_c$ si può quindi scrivere l'equazione differenziale che lega la pressione interna alla velocità del pelo libero interno:

$$\frac{K D}{N} p + \frac{V_0}{c^2} \frac{dp}{dt} = \rho_{aria} \frac{d z}{dt} \quad (2.70)$$

Una volta espresse tutte le forze dell'equazione 2.59 in funzione della posizione del pelo libero interno e delle sue derivate si ottiene l'equazione di moto.

La principale limitazione di questo modello è che per ottenere i coefficienti m_a e B_r sono necessari studi sperimentali per ogni geometria del cassone, frequenza dell'onda incidente e spessore del volume di controllo considerato. Inoltre la semplificazione della turbina a un sistema lineare impedisce uno studio approfondito di quest'ultima e risulta non applicabile nel caso di turbine con rilevanti comportamenti non lineari (turbine a impulso o turbine Wells con modello di stallo dinamico).

2.5 Modello di stallo dinamico

I primi studi e modelli di questo fenomeno risalgono agli anni '70 (Gormont, 1973) ed erano principalmente pensati per le pale di elicottero, successivamente è stato studiato anche nelle turbine eoliche ad asse verticale (Noll e Ham, 1980 e Strickland et Al., 1981).

I profili aerodinamici soggetti a un cambiamento dell'angolo di attacco del flusso mostrano un comportamento di stallo diverso da quello che si osserverebbe nella stessa situazione mantenendo fisso l'angolo di attacco. Infatti nel caso in cui si verifichi un repentino cambiamento dell'angolo di attacco si ha inizialmente la formazione di un vortice al *leading edge* della *suction side* che una volta sviluppatosi viene trasportato dal flusso. Questo vortice migliora le caratteristiche aerodinamiche del profilo, contribuendo alla forza di lift e ritardando lo stallo [50]. Presto però il vortice diventa instabile e si stacca dal profilo alare, portando a un immediato cambiamento delle caratteristiche del flusso sulla pala e allo stallo. Questa instabilità risulta particolarmente pericolosa e può portare se trascurata a carichi e

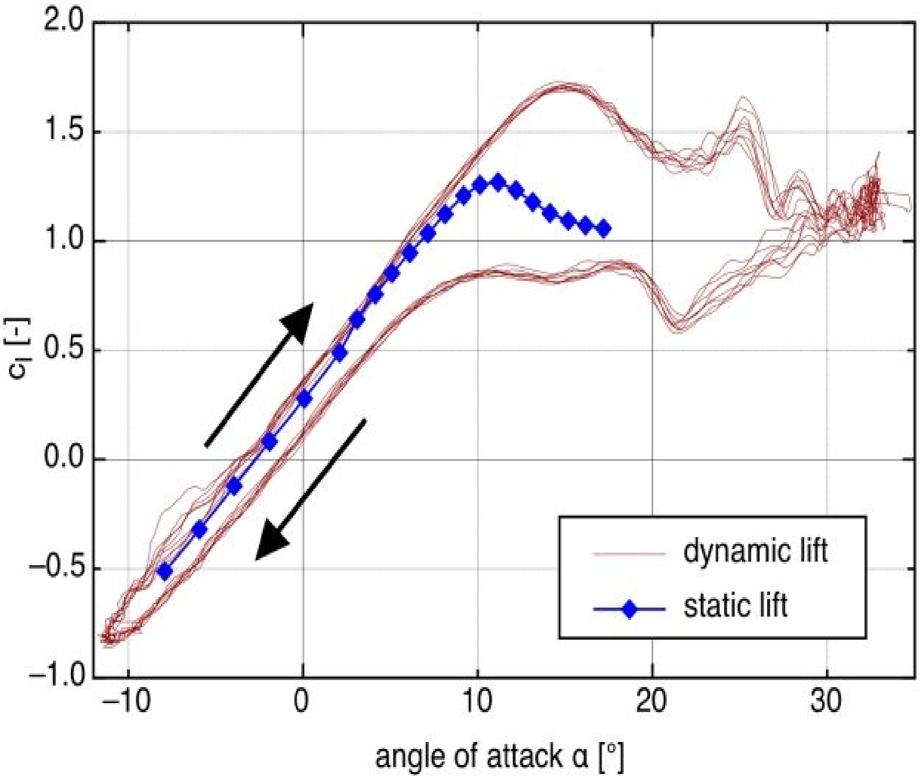


Figura 2.14: Confronto tra coefficiente di lift in un flusso stazionario e uno con angolo con direzione variabile.

vibrazioni non previsti. Il fenomeno di stallo dinamico risulta più accentuato per cambiamenti dell'angolo di attacco maggiori e riveste infatti un ruolo fondamentale nello studio di pale per elicotteri, turbine eoliche ad asse verticale, turbine Wells e nel volo degli insetti.

Il modello per rappresentare questo fenomeno può essere espresso da una correzione dell'angolo di attacco per la determinazione dei coefficienti aerodinamici. Di seguito si riporta il modello come implementato da Strickland et Al. [52]

Si definisce un angolo di attacco equivalente α_m espresso come :

$$\alpha_m = \alpha - \gamma K_1 S_{\dot{\alpha}} \sqrt{\left| \frac{C \dot{\alpha}}{2W} \right|} \quad (2.71)$$

dove α è l'angolo di attacco reale, $S_{\dot{\alpha}}$ è il segno della derivata rispetto al tempo dell'angolo di attacco, K1 e γ sono dei coefficienti definiti come:

$$K_1 = 0{,}75 + 0{,}25 S_{\dot{\alpha}} \quad (2.72)$$

$$\gamma = 1{,}4 - 6(0{,}06 - t/C) \quad (2.73)$$

In pratica il modello cerca di rappresentare in modo semplificato l'isteresi nel comportamento aerodinamico visibile in figura 2.14 [51].

3. Sviluppo di *PATIOS*

In questo capitolo viene riportato il processo di implementazione in ambiente Matlab delle correlazioni e modelli precedentemente descritti. Il primo strumento elaborato è stato un simulatore stazionario per la turbina a impulso bidirezionale. Successivamente si è costruito un modello Simulink che considerasse anche le interazioni tra cassone, turbina e onde incidenti. Infine è stato fatto uno studio CFD della schiera rotorica in modo da poterne confrontare i risultati con quelli ottenuti dagli strumenti sviluppati. L'insieme degli strumenti realizzati è stato denominato *PATIOS* (*Performance Analysis Tools for Impulse-turbines in OWC Systems*).

3.1 Realizzazione del codice stazionario

Il primo strumento di simulazione realizzato è un programma scritto in codice Matlab, nel quale sono state integrati i calcoli e le correlazioni dati nei paragrafi dal 2.1 al 2.3 (codice in

Angoli di metallo	[°]
Statori	
θ 1	0
θ 2	60
θ 3	60
θ 4	0
Rotore	
γ 2	60
γ 3	60

Caratteristiche geometriche		
Raggio di tip(m):	0,5	
Rtip/Rhub:	0,8	
tip clearance (m):	0,001	
Numero di pale del rotore:	30	
Numero di pale dello statore:	26	
Frazione piana dello statore:	0	esterna
	0	interna
Spessore max/corda:	0,2	rotore
	0,15	statore

Velocità	
Velocità di rotazione (rpm):	300
Velocità assiale (m/s):	15

Tabella 3.1: Esempio di input del codice stazionario.

appendice I).

Il programma è pensato per calcolare le prestazioni di una turbina a impulso bidirezionale per una velocità assiale prefissata in ingresso.

I principali input delle simulazioni sono impostabili da un foglio di calcolo (esempio in tabella 3.1). Si è scelto di avere la possibilità di impostare gli angoli di metallo, in quanto risultano essere uno dei parametri di maggiore importanza nella progettazione delle turbomacchine e una opportuna variazione potrà in futuro permettere di utilizzare il modello anche per turbine con guide vanes controllati o liberi. Nelle caratteristiche geometriche non viene impostata la corda delle schiere in quanto il programma calcola automaticamente e fornisce in output il valore ottimale secondo il criterio di Zweifel (paragrafo 2.1). Si è scelto invece di poter decidere il numero di pale, in quanto risulta essere un parametro fondamentale delle caratteristiche dinamiche del sistema, quindi determinato a seguito di studi aeroelastici e aeroacustici in modo da ridurre al minimo i problemi legati a eventuali risonanze e vibrazioni.

3.1.1 Digitalizzazione dei grafici

La maggior parte delle correlazioni esaminate sono ricavate da un'enorme mole di dati misurati durante test sperimentali per i quali viene data una funzione correlante. Tale funzione spesso non viene data sotto forma di sole espressioni analitiche, ma facendo ampio uso di grafici. Per poter utilizzare queste correlazioni nel codice Matlab si è quindi dovuto ricorrere a un sistema di digitalizzazione dei grafici. La procedura impiegata consiste nell'utilizzare il codice dato in appendice II sulle immagini scannerizzate dei grafici in modo da estrarre le coordinate di un numero elevato di punti rappresentanti la funzione. Per ogni grafico si è poi realizzato un file Matlab che confrontasse varie funzioni interpolanti o approssimanti delle coppie di coordinate così ottenute, ne calcolasse gli errori e le rappresentasse graficamente, fornendo quindi tutti i dati necessari per poter scegliere il miglior metodo di approssimazione. La funzione scelta è quella che poi è stata usata nel codice principale per esprimere analiticamente la correlazione e nei grafici mostrati in questo capitolo. Per le correlazioni che forniscono funzioni diverse al variare di dati parametri si è effettuata un'interpolazione lineare dei valori più prossimi a quello in esame, ad esempio in figura 2.11 per un rapporto s/c di 0,7 si calcola i valori che si avrebbero per s/c=0.5 e s/c=1 e interpolando linearmente si trova il valore desiderato. Il codice impiegato, i grafici di riferimento e i dati estratti possono essere trovate in appendice II.

3.1.2 Procedure iterative

Si può facilmente osservare dai paragrafi 2.1 e 2.2 che l'applicazione del criterio di Zweifel richiede la conoscenza degli angoli di flusso alle sezioni in ingresso e uscita dalla schiera analizzata. Il calcolo dei triangoli di velocità a sua volta presuppone la conoscenza delle deviazioni in uscita da ogni schiera, che è trovata in funzione del rapporto passo/corda con la correlazione di Carter e Hughes. Per risolvere questo problema è stata implementata nel codice una procedura iterativa, inizializzata con il calcolo del triangoli di velocità nel caso di flusso perfettamente guidato e quindi con deviazione nulla. Come criterio per interrompere il ciclo iterativo si è impostato un errore relativo massimo sulla lunghezza della corda dello 0,1% .

Un'altra procedura iterativa è stata inserita per il calcolo dell'angolo nominale in uscita dall'*OGV* della correlazione di Howell (equazioni 2.50 e 2.51), nella quale l'angolo può essere trovato dalla deviazione nominale nella cui espressione appare il coefficiente m a sua volta funzione dell'angolo. Anche qui si è impostato un errore relativo dello 0,1% sull'ampiezza dell'angolo nominale in uscita dalla schiera.

3.1.3 Correlazioni impiegate

Nel codice stazionario sono state implementate tutte le correlazioni descritte fino al paragrafo 2.3. Da questa prima applicazione se ne sono valutati concretamente i limiti di applicazione.

Uno dei primi problemi incontrati riguarda l'applicazione della correlazione di Ainley-Mathieson per il calcolo dei coefficienti aerodinamici C_L e C_D dalle equazioni 2.37 e 2.38. Trovare la differenza di pressione necessaria per il calcolo di C_D è lo scopo ultimo della simulazione e quindi non può essere un dato disponibile per lo svolgimento della stessa. Usando l'approssimazione di Dixon [35] si trascura il termine funzione di C_D in 2.37, rendendo quindi la correlazione utilizzabile per il calcolo delle perdite di pressione totale.

Una seconda osservazione riguarda le correlazioni impiegate per lo studio dell'*OGV*. La correlazione di Lieblein è espressa in una forma che non può essere adattata ad angoli di incidenza negativi e, come mostrato alla fine del capitolo 1, le incidenze negative sono caratterizzanti delle geometrie al momento in uso per questo tipo di macchina. Prevedendo la possibilità di adattare il codice a geometrie innovative, la correlazione di Lieblein è stata comunque implementata, ma viene utilizzata solo nel caso in cui l'incidenza sulla schiera a valle del rotore risulti positiva con lo scopo di fornire un paragone con la correlazione di Howell che invece viene usata per il calcolo effettivo delle deviazioni e delle prestazioni dell'*OGV*.

Per quanto riguarda le schiere acceleranti inizialmente si è valutato quale tra le varianti della correlazione di Ainley-Mathieson impiegare e successivamente si è paragonata con i risultati ottenuti dalla correlazione di Soderberg. In generale ogni variante è stata adattata a nuovi dati sperimentali trovati da test su turbine diverse da quelle studiate da Ainley, ad esempio la correlazione di Kacker-Okapuu prevede correzioni per urti, flussi transonici, profili aerodinamici di recente sviluppo e nuove tecnologie di raffreddamento delle palette. Considerando che l'applicazione ai sistemi OWC prevede delle turbine a impulso con forti limitazioni geometriche, condizioni ambientali tutt'altro che ideali e velocità del flusso contenute la maggior parte di queste correzioni risultano non fondate. Si ritiene che il campione di dati usato da Ainley possa essere più rappresentativo, anche perché nel suo lavoro viene fatto specificatamente riferimento a schiere di turbine con basso grado di reazione ed alte deflessioni [38]. Come emerge poi dal paragone fatto con la correlazione di Soderberg [36], il numero di Mach in uscita dalle schiere usate come campione da Ainley sono inferiori a 0,6, rispecchiando quindi le condizioni di lavoro delle turbine a impulso nei sistemi OWC. Dallo stesso paragone emerge che la correlazione di Soderberg si basa su turbine con numeri di Mach in uscita elevati e, non considerandone l'effetto in nessuna forma, risulta eccessivamente ottimista nella stima delle perdite per bassi gradi di reazione (come può essere osservato da figura 2.4). L'unica modifica alla correlazione di Ainley-Mathieson che è stata adottata riguarda la correzione al variare del *Re*. Si è infatti adottata la formula di Dunham e Came, equivalente a quella di Ainley, ma presenta il vantaggio di poter essere utilizzata sulla singola schiera anziché sull'intero stadio, permettendo quindi una divisione delle perdite più dettagliata e uniforme per i vari contributi.

Una volta applicate le correlazioni e ottenuti i coefficienti di perdita si deve utilizzare questi ultimi per ottenere le perdite effettive.

Per semplicità si è riportato il C_{deq} trovato con la correlazione di Howell per l'*OGV* nella forma di perdita entalpica definita dall'equazione 2.20 [35]:

$$\xi=\frac{C_D}{(s/l)\cos^3\alpha_m} \quad (3.1)$$

Successivamente si è riportato questi coefficienti di perdita a differenze di pressione totale. Data l'equazione 2.20 è facile dimostrare che:

$$\frac{\xi c_2^2}{2T_2}=\frac{h_2-h_{2s}}{T_2} \quad (3.2)$$

da cui tenendo presente la definizione del numero di Mach:

$$M = \frac{c}{\sqrt{kRT}} \quad (3.3)$$

si ottiene che:

$$\frac{h_2 - h_{2s}}{T_2} = \frac{\xi k R M_2^{\,2}}{2} \quad (3.4)$$

Il rapporto tra la pressione totale a monte e a valle della schiera può essere espresso come:

$$\frac{p_{01}}{p_{02}} \simeq \frac{1}{1-[(h_2 - h_{2s}) k / C_p T_2 (k-1)]} \quad (3.5)$$

quindi sostituendo la 3.4 nella 3.5 si ha:

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} \simeq 1-[\xi k^2 R M_2^2 / 2 C_p (k-1)] = 1-[\xi k M_2^2/2] \quad (3.6)$$

ricordando che $k=C_p/C_v$ e $R=C_p$-C_v per la relazione di Mayer. Le stesse equazioni sono state applicate ai risultati della correlazione di Soderberg.

Per i coefficienti di perdita di pressione totale (equazione 2.24 e 2.25) il procedimento risulta molto più semplice:

$$p_{01} = p_{02} + \frac{1}{2} Y \rho c_2^2 \quad (3.7)$$

Nota la pressione ambiente e la velocità del flusso nella sezione di scarico della turbina, si calcola la pressione totale e successivamente si possono ricavare le pressioni statiche e totali all'ingresso e all'uscita di ogni schiera arrivando a determinare la pressione statica all'imbocco della turbina. A questo punto è possibile calcolare il rendimento della turbina in quanto tutti i termini delle equazioni 1.8, 1.12 e 1.13 sono stati determinati.

I risultati salienti della simulazione vengono infine esportati in un foglio di calcolo (tabella 3.2) per semplificarne la visualizzazione.

Geometria		
Corda (m):	0,088	rotore
	0,067	statore
Aspect ratio:	0,520	rotore
	0,686	statore

Angoli		
Deviazione	3,95	statore
	10,37	rotore
	-2,30	statore
Incidenza	0,00	statore
	-38,0	rotore
	-54,6	statore

Soderberg

Coefficienti di perdita IGV	
Iniziale	0,0668
corretto per AR	0,0208
corretto per Re	0,0240
corretto per incidenza	0,0240

Coefficienti di perdita del rotore	
Iniziale	0,1161
corretto per AR	0,1331
corretto per Re	0,1720
corretto per incidenza	0,1826
Rendimento	0,735

Ainley-Mathiesson

Coefficienti di perdita IGV	
Perdite di profilo	0,0419
Perdite secondarie	0,0326
Coefficiente per incidenza	1,0000
Perdite al tip	0,0384

Coefficienti di perdita del rotore	
Perdite di profilo	0,1784
Perdite secondarie	0,0619
Coefficiente per incidenza	1,3200
Perdite al tip	0,0510
Rendimento	0,609

Howell

Perdite OGV		
Coefficiente di perdita totale	0,1790	
Componente perdite di profilo	78,0	%
Componente perdite di attrito	21,6	%
Componente perdite secondarie	0,4	%

Tabella 3.2: Esempio di risultati del codice stazionario.

3.2 Realizzazione dei simulatori non-stazionari

Il secondo strumento realizzato è un simulatore realizzato in ambiente Simulink. Il quale, date frequenza e ampiezza di un'onda in ingresso e le dimensioni del cassone (oltre ovviamente ai dati riguardanti la turbina necessari anche per il codice stazionario) calcola il comportamento del sistema OWC.

Entrambi i metodi di modellazione descritti nel paragrafo 2.4 sono stati implementati, ma per i motivi precedentemente elencati si sono reputati più attendibili i risultati del metodo rappresentato dall'equazione 2.59.

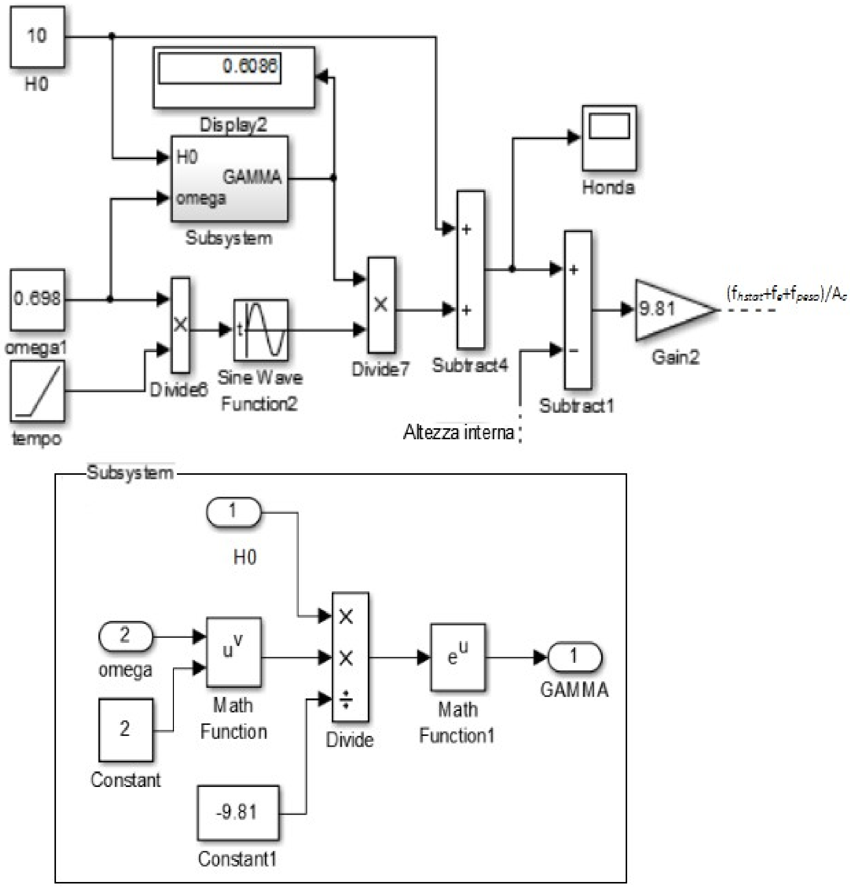


Figura 3.1: Blocco di calcolo della forza idrostatica, peso e eccitante.

Il primo blocco di calcolo del sistema Simulink (figura 3.1), date l'altezza del mare in quiete rispetto al fondo del cassone (pari alla sommergenza dell'imbocco), la frequenza e l'ampiezza dell'onda incidente, calcola l'entità delle forze idrostatica, peso ed eccitante per unità di superficie del pelo libero interno. Si è impiegata la relazione semplificata per profondità del fondale maggiore della metà della lunghezza d'onda, per cui lo smorzamento delle onde di pressione Γ all'imbocco del cassone è dato da [54] :

$$\Gamma = e^{-\frac{\omega^2}{g} d} \quad (3.8)$$

Segue la parte centrale del sistema dove viene calcolata l'accelerazione del pelo libero interno come ricavata dall'equazione 2.59 e successivamente integrata per calcolare velocità e posizione istantanee.

La velocità e la posizione vengono passate a un blocco che da queste e dalla pressione interna del cassone P_{in}, impiegando l'equazione 2.69 calcola la velocità assiale in ingresso alla turbina v_t. Si è evitato le semplificazioni fatte nell'equazione 2.70, quindi il volume d'aria interno al cassone considerato è quello effettivo e non quello medio.

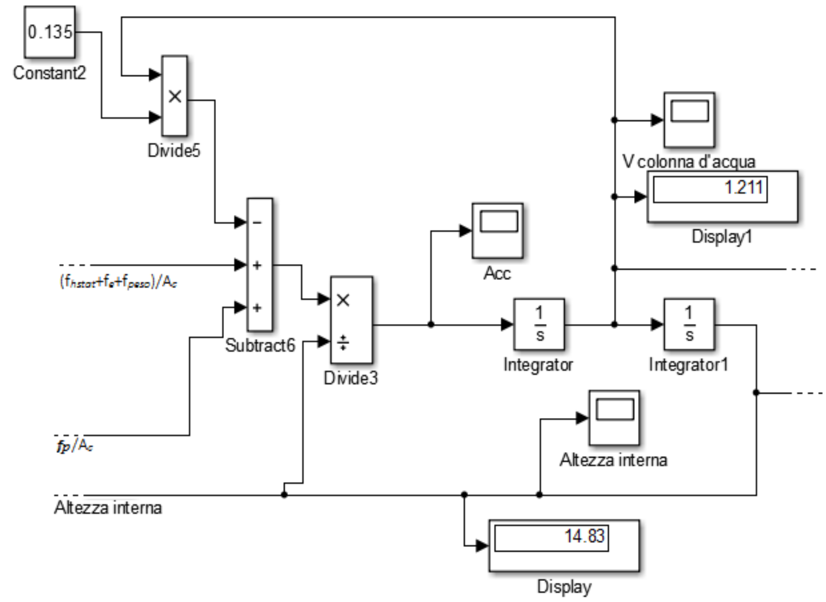


Figura 3.2: Blocco di calcolo della posizione del pelo libero interno e delle sue derivate.

Per il calcolo delle prestazioni della turbina si è realizzato un modello semplificato nel quale non sono state impiegate le equazioni descrittive dello stallo dinamico (paragrafo 2.5) e uno nel quale fossero considerate. Questa scelta è stata fatta considerando che l'implementazione del modello di stallo dinamico porta a una maggior complessità del simulatore, aumentando quindi i tempi di calcolo. Inoltre l'effetto del modello di stallo dinamico sull'angolo di attacco è particolarmente forte per alti valori della derivata di quest'ultimo, situazione che si verifica in questo tipo di applicazione in un intorno dell'inversione del flusso, zona caratterizzata da una potenza prodotta molto limitata (figura 3.4).

Più avanti verrà riportato un confronto tra i due modelli realizzati in cui si è valutato

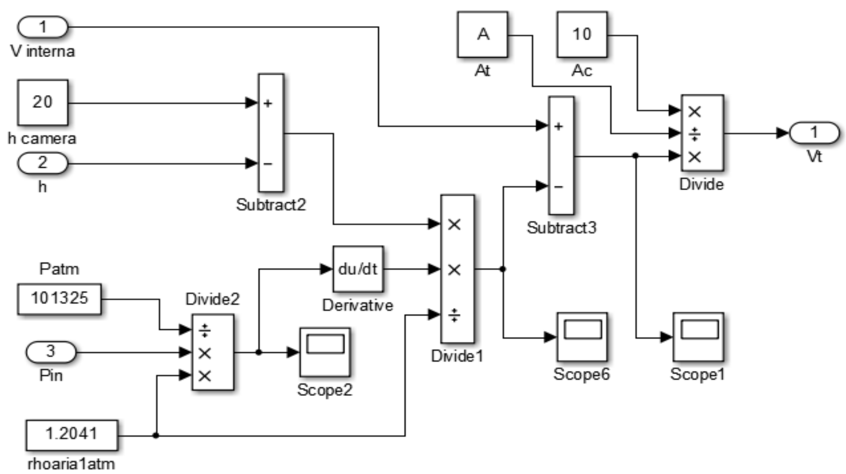


Figura 3.3: Blocco di calcolo della velocità in ingresso alla turbina.

quantitativamente l'impatto dello stallo dinamico per condizioni al contorno tipiche del Mar Tirreno.

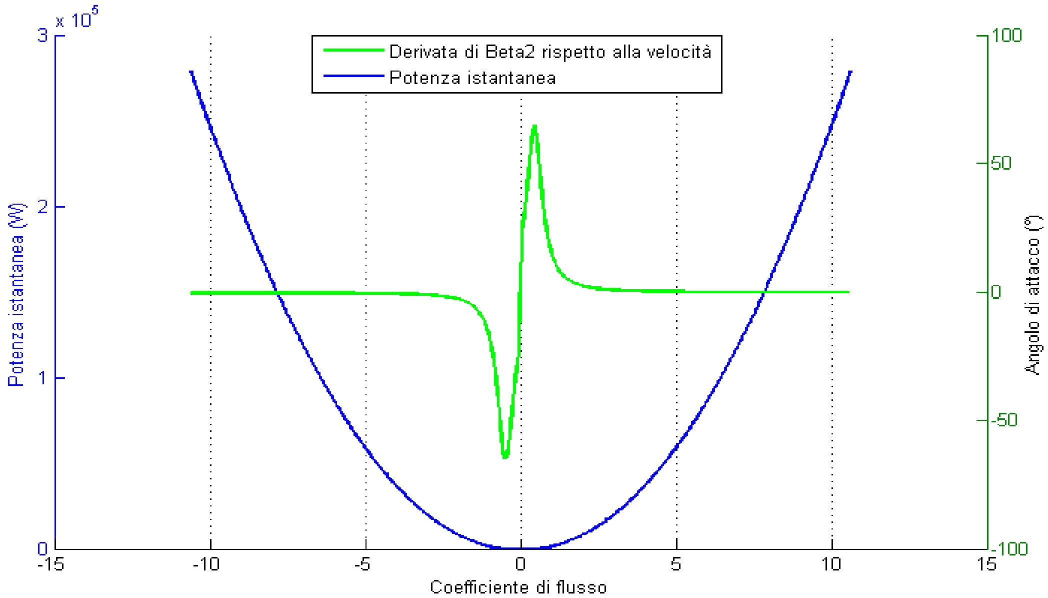


Figura 3.4: Andamento dell'angolo di attacco sul rotore e della potenza generata rispetto al coefficiente di flusso.

In entrambi i modelli si utilizza un codice Matlab derivato dal simulatore stazionario per calcolare la curva di funzionamento della turbina.

Nel modello semplificato il codice Matlab fornisce al sistema Simulink l'andamento delle pressioni a monte e valle della turbina e della potenza generata in funzione della velocità in ingresso, questi dati vengono interpolati per la velocità istantanea all'imbocco, ottenendo così i valori di pressione interna e potenza istantanea generata.

Nel modello con stallo dinamico la procedura risulta più complessa: dal codice Matlab si passa al modello Simulink i valori degli angoli di attacco unici per ogni velocità in ingresso dai quali, con un'apposita funzione, se ne ricava il valore istantaneo. Successivamente se ne calcola la derivata, che viene fornita a un'altra funzione (in appendice III) insieme ai

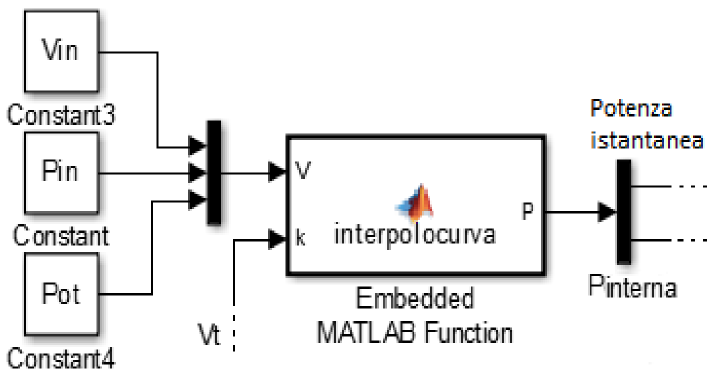


Figura 3.5: Blocco di calcolo della pressione e potenza istantanea del modello semplificato.

coefficienti di perdita, gli angoli di flusso, la potenza generate e la differenza di pressione a cavallo della turbina al variare della velocità in ingresso. Questa funzione ricalcola le perdite per l'angolo di incidenza modificato con il modello di stallo dinamico presentato nel paragrafo 2.5.

L'intero sistema viene risolto in modo iterativo, utilizzando il metodo di Bogacki-Shampine per la risoluzione delle equazioni differenziali integrato nel solutore di Simulink [59].

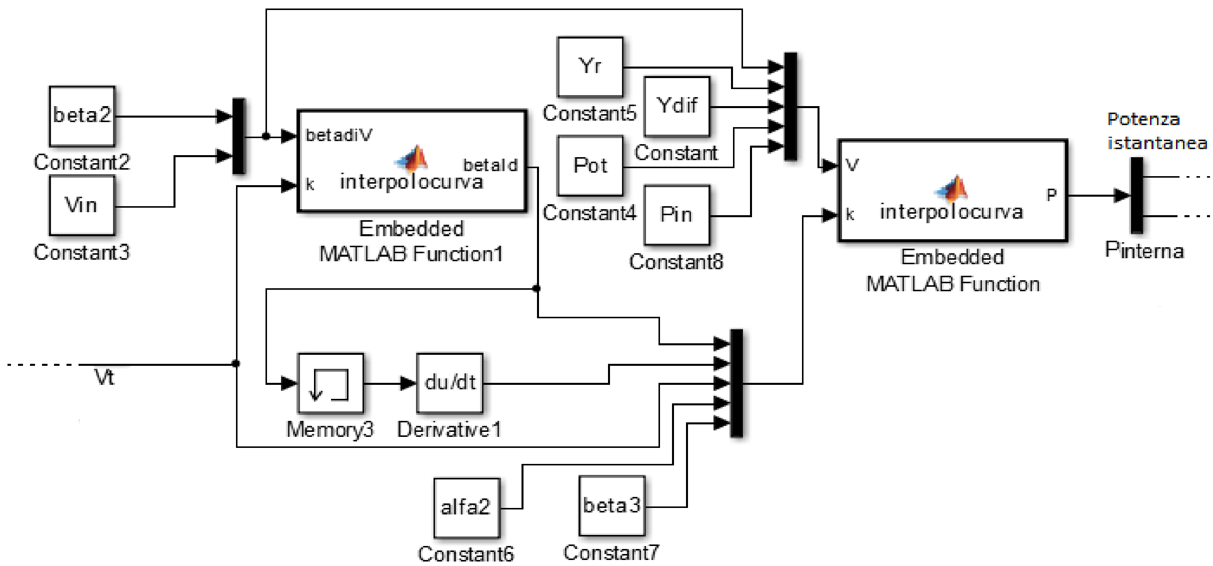


Figura 3.6: Blocco di calcolo della pressione e potenza istantanea con modello di stallo dinamico.

3.3 Analisi di sensibilità sullo stallo dinamico

Per valutare l'impatto del fenomeno dello stallo dinamico si sono utilizzati i due simulatori con le stesse condizioni al contorno per la geometria con *guide vanes* fissi descritta nel paragrafo 1.4. Si è preso come campione di coppie frequenza-ampiezza delle onde incidenti quelle riportate come caratterizzanti [55] per la costa della Toscana settentrionale nei pressi del porto di Livorno e quelle della Sardegna settentrionale riportate nelle *scatter matrix* di tabella 3.3.

Il fenomeno dello stallo dinamico risulta più accentuato all'aumentare della derivata dell'angolo di attacco che può essere riscritta come:

$$\frac{d\beta}{dt} = \frac{d\beta}{dc_x}\frac{dc_x}{dt} \quad (3.9)$$

(a)

Te [s]	H_{m0} [m] < 0.5	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	>= 6.5
< 1.5	1.38	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.5	10.86	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	25.44	4.10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4.5	12.59	9.04	3.57	0.30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	4.33	5.82	3.23	2.91	1.71	0.25	0	0	0	0	0	0	0	0
7.5	1.16	3.74	3.26	1.97	0.88	0.65	0.51	0.20	0.05	0	0	0	0	0
9	0.14	0.11	0.46	0.47	0.31	0.17	0.11	0.07	0.09	0.02	0.05	0	0	0
10.5	0	0	0.01	0	0	0.01	0	0	0	0	0	0	0	0
12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
13.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
>= 16.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

(b)

Te [s]	H_{m0} [m] < 0.5	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	>= 6.5
< 1.5	0.10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.5	5.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	18.82	4.50	0.04	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4.5	7.60	15.83	5.42	0.71	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0.46	3.92	8.35	5.97	2.70	0.65	0.02	0	0	0	0	0	0	0
7.5	0.02	0.17	1.22	3.09	3.46	2.86	1.68	1.07	0.29	0.01	0	0	0	0
9	0	0	0.05	0.07	0.30	0.71	0.85	1.17	0.85	0.55	0.34	0.12	0.01	0
10.5	0	0	0	0	0	0	0.07	0.02	0	0.02	0.02	0.07	0.06	0.04
12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
13.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
>= 16.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabella 3.3: Distribuzione annua delle onde: a) Costa della Toscana settentrionale. b) Costa della Sardegna settentrionale.

L'andamento della derivata dell'angolo rispetto alla variazione di velocità assiale può essere osservato in figura 3.4 ed è determinato unicamente dalla geometria scelta, mentre l'accelerazione del flusso assiale è funzione dello spostamento della colonna d'acqua interna.

		Pmedia (kW) risultante dai modelli		Differenza	
Periodo	Ampiezza	con stallo dinamico	semplificato	Assoluta	%
3	0,5	-0,0703	-0,071	0,0007	-1,00
4,5	0,75	0,188	0,187	0,001	0,53
5,5	1,1	19,16	19,18	-0,02	-0,10
6	1,5	54,58	54,5	0,08	0,15
7,5	2,25	77,2	76,9	0,3	0,39
9	3	84,99	85,06	-0,07	-0,08
tot.	-	236,05	235,76	0,29	0,12

Tabella 3.4: Effetto del modello di stallo dinamico.

Risulta evidente, che per una data geometria, a parità di frequenza, per maggiori escursioni del pelo libero interno al cassone, si avrà una maggiore influenza del modello di stallo dinamico sull'angolo di attacco.

Il confronto tra i due modelli è stato quindi portato avanti considerando per ogni frequenza l'ampiezza maggiore registrata, studiando quindi la condizione in cui gli effetti del modello di stallo dinamico dovrebbero risultare più rilevanti. Si è simulato un intervallo di tempo di 1000 secondi per ogni coppia ed è stata calcolata la potenza media prodotta. I risultati sono visibili in tabella 3.4.

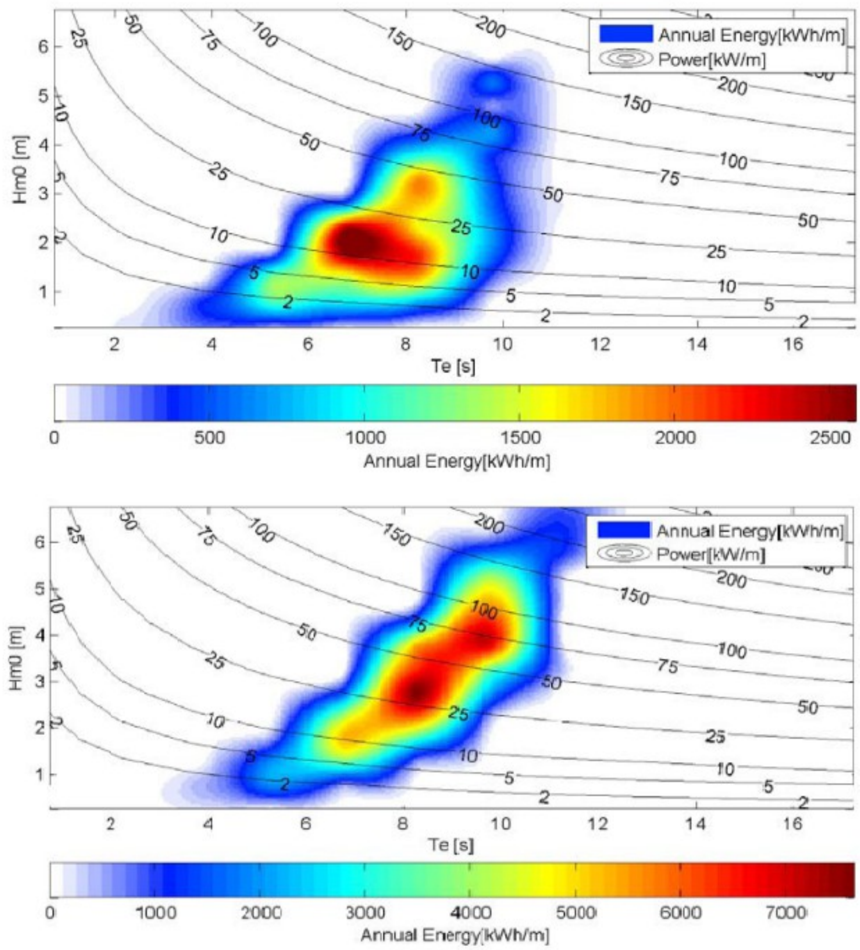


Figura 3.7: Mappa dell'energia annua del moto ondoso in funzione di periodo e altezza dell'onda. In alto per la Toscana e in basso per la Sardegna.

Si è inoltre considerato le onde agli estremi dell'intervallo in cui l'energia cumulata annuale risulta massima per entrambe le basi di misurazione (figura 3.7), ottenendo risultati simili (tabella 3.5). I risultati ottenuti confermano l'ipotesi che il fenomeno dello stallo dinamico abbia un'influenza trascurabile nelle condizioni esaminate, quindi i risultati mostrati nei prossimi capitoli saranno ottenuti con il modello semplice. Si nota però che presentando un comportamento fortemente influenzato dalle derivate della posizione del pelo libero interno al sistema OWC, nel caso si volesse studiare moti ondosi di altri luoghi geografici si renderebbe necessario un nuovo confronto tra i risultati dei due modelli utilizzando le ampiezze e le frequenze caratterizzanti del luogo scelto.

Sardegna			Pmedia (kW) risultante dai modelli		Differenza	
Periodo	Frequenza	Ampiezza	con stallo dinamico	semplificato	Assoluta	%
8	0,79	1	20,73	20,76	0,03	0,14
10	0,63	2,5	58,9	58,7	0,2	0,34
Toscana						
6	1,05	0,75	21,8	21,74	0,06	0,28
9	0,70	1,5	29,8	29,82	0,02	0,07

Tabella 3.5: Effetto del modello di stallo dinamico sulle onde agli estremi dell'intervallo di maggior potenza annua.

3.4 Simulazione CFD del rotore e confronto dei risultati

Per ottenere un riscontro dei risultati ottenuti con gli strumenti realizzati sono state svolte delle simulazioni CFD. Nonostante per ottenere una validazione reale delle codici realizzati sarebbe necessaria una campagna sperimentale appositamente studiata, la conferma dei risultati ottenuta con un metodo investigativo completamente indipendente, seppur ancora teorico, fornisce una buona indicazione dell'affidabilità dello strumento.

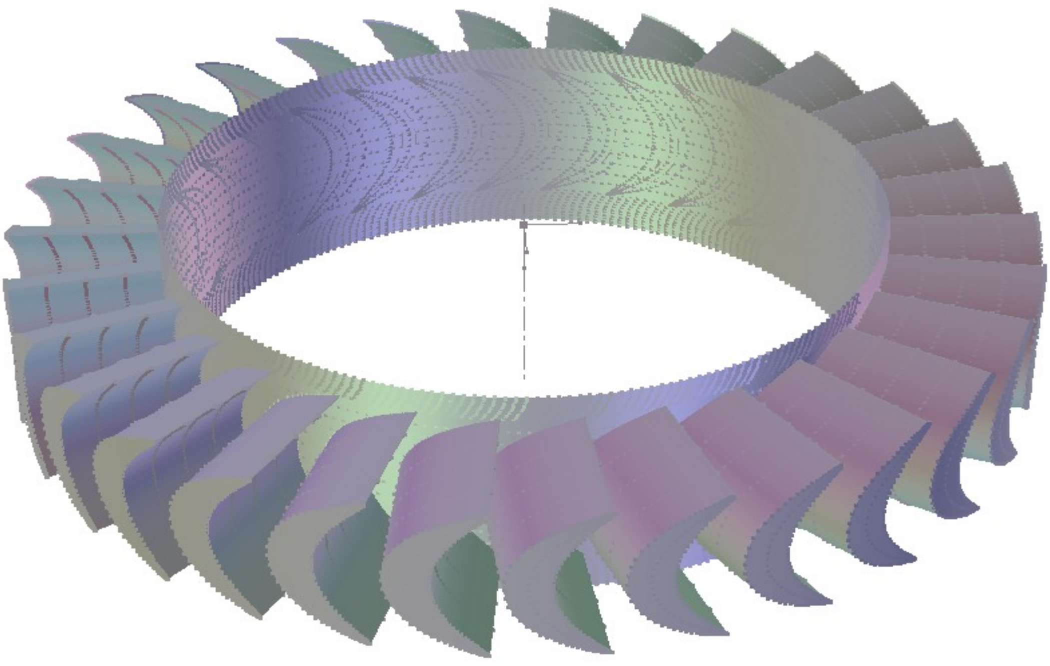


Figura 3.8: Modello tridimensionale del rotore.

Le simulazioni CFD sono state svolte su una schiera rotorica con le caratteristiche geometriche date nel paragrafo 1.4 per le turbine a impulso bidirezionali con guide vanes fissi. Il modello tridimensionale della geometria è stato realizzato con il software Bladegen (figura 3.8).

La geometria è stata poi importata nel programma Turbogrid per realizzare la discretizzazione in volumi finiti. Sono state realizzate tre griglie computazionali con rispettivamente 30000, 200 000 e 690 000 nodi, in modo da poter verificare l'indipendenza dei risultati ottenuti dalla discretizzazione spaziale impiegata. Per la realizzazione della griglia è stato impiegato il metodo ATM ottimizzato integrato nel software.

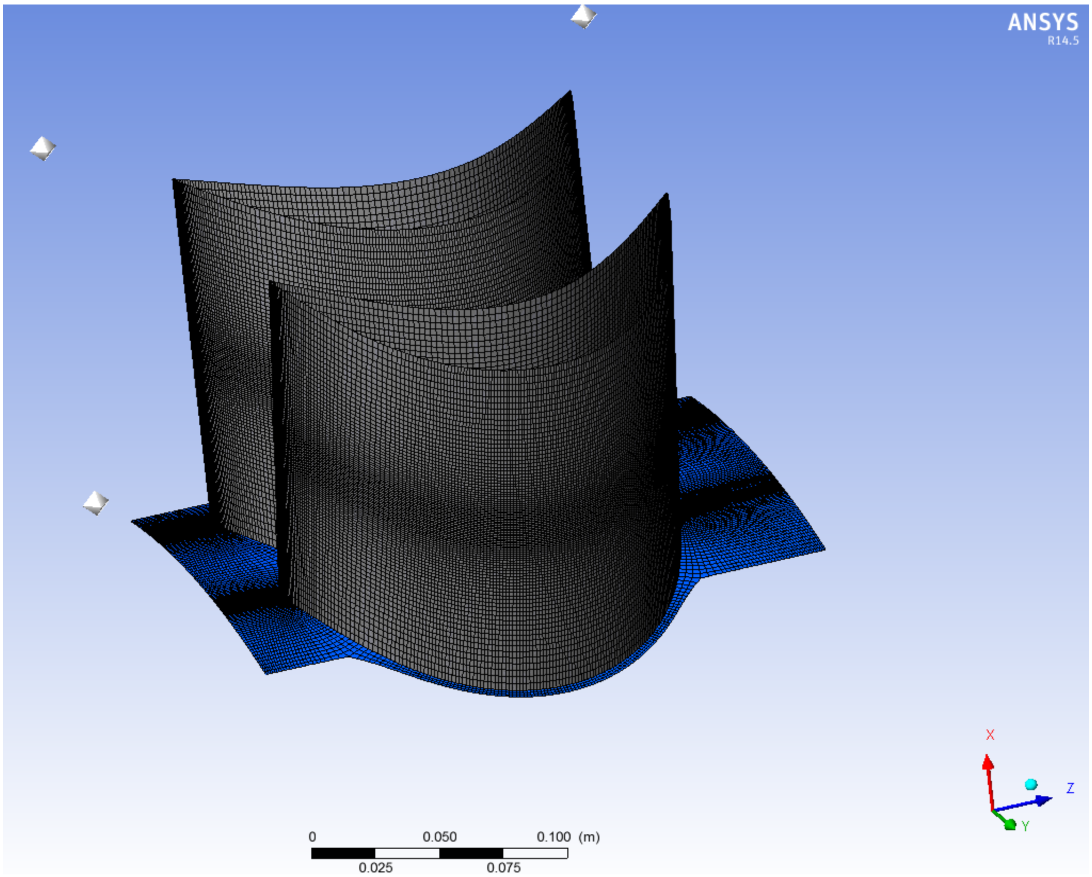


Figura 3.9: Discretizzazione della superficie del mozzo e della pala.

Successivamente la griglia computazionale è stata importata nel software ANSYS Fluent. Le simulazioni realizzate impiegano un solutore *density-based*, mantenendone le impostazioni standard [56] e il metodo di inizializzazione ibrido [57].

Per effettuare il paragone si è estratto dal simulatore in codice Matlab le pressioni e velocità alle sezioni di ingresso e uscita dal rotore per diverse velocità assiali e sono state impostate in ANSYS Fluent per realizzare una simulazione tridimensionale del flusso.

φ	C_x [m/s]	Δp_{tot} Matlab [Pa]	Δp_{tot} CFD [Pa]	Perdita CFD (%)	Perdita Matlab (%)	Differenza	ξ_{CFD}	ξ_{Matlab}
0,7	10,00	51,42	79,04	0,08	0,05	0,03	0,56	0,37
1,1	15,00	97,05	153,51	0,15	0,10	0,06	0,48	0,31
1,5	20,10	187,80	271,43	0,27	0,18	0,08	0,47	0,33
3,0	40,10	988,60	992,49	0,95	0,95	0,00	0,43	0,43
4,5	60,10	2475,90	2840,96	2,63	2,31	0,32	0,52	0,46
6,0	80,10	4601,30	5628,51	4,95	4,12	0,84	0,56	0,46
7,5	100,10	7329,40	9352,11	7,75	6,24	1,50	0,56	0,45

Tabella 3.6: Confronto tra le perdite di pressione totale ottenute dall'analisi CFD e con lo strumento sviluppato.

Dalla simulazione CFD si è calcolato la differenza tra l'integrale mediato sulla massa della pressione totale del flusso in ingresso e quello della pressione totale del flusso in uscita dalla schiera, ottenendo quindi le perdite di pressione totale. Si è poi utilizzato il codice descritto nel paragrafo 3.1 per calcolare i valori delle suddette perdite e poter quindi confrontare i risultati ottenuti. Il confronto è stato fatto sia sulla perdita percentuale di pressione totale, sia ricavando i coefficienti di perdita entalpica equivalenti ξ_{CFD} e ξ_{Matlab} dall'equazione 3.6 (tabella 3.6). Si nota che il divario tra i risultati aumenta all'aumentare del coefficiente di flusso (figura 3.10), questo è probabilmente dovuto alla presenza di fenomeni tridimensionali che non risultano considerati dalle correlazioni sperimentali, inoltre si ricorda che le correlazioni sono pensate per turbine con geometria adeguata alla velocità del flusso studiata (paragrafo 2.2), quindi è normale che allontanandosi da questo punto di funzionamento le previsioni risultino meno accurate. Si ricorda inoltre che all'aumentare delle velocità del flusso si ha un incremento del livello di turbolenza, mantenendo invariata la discretizzazione spaziale nelle simulazioni CFD c'è il rischio che l'accuratezza della simulazione diminuisca [57].

In ogni caso la differenza tra le perdite di pressione totale calcolate con i due metodi risulta al di sotto dell'incertezza dichiarata nelle correlazioni impiegate (±2% sull'efficienza, ±15% sulla perdita di pressione totale [38]) per tutte le velocità di flusso studiate.

In conclusione si ritiene che il confronto tra i risultati dati dal metodo CFD e dallo strumento sviluppato in ambiente Matlab abbia dato esito positivo.

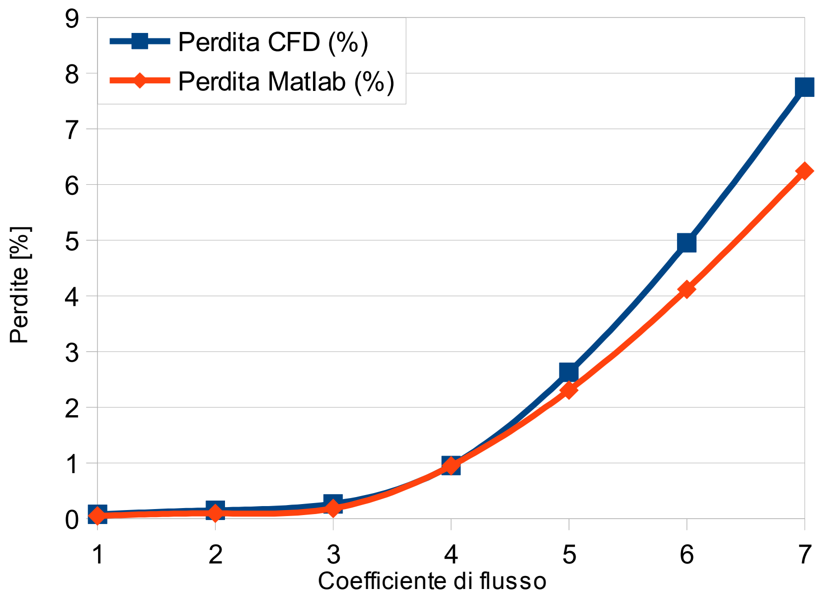


Figura 3.10: Andamento delle perdite in funzione del coefficiente di flusso e del metodo usato.

3.4.1 Ulteriori risultati delle simulazioni CFD

Nelle simulazioni CFD si è studiato l'andamento della pressione totale nel vano interpalare in modo da visualizzare eventuali criticità nella forma del profilo impiegato. Sono state considerate sei sezioni equidistanti del vano interpalare perpendicolari all'asse di rotazione. Si riporta di seguito le distribuzioni nelle sezioni di pressione totale e di portata uscente (sotto forma di velocità perpendicolare alla sezione).

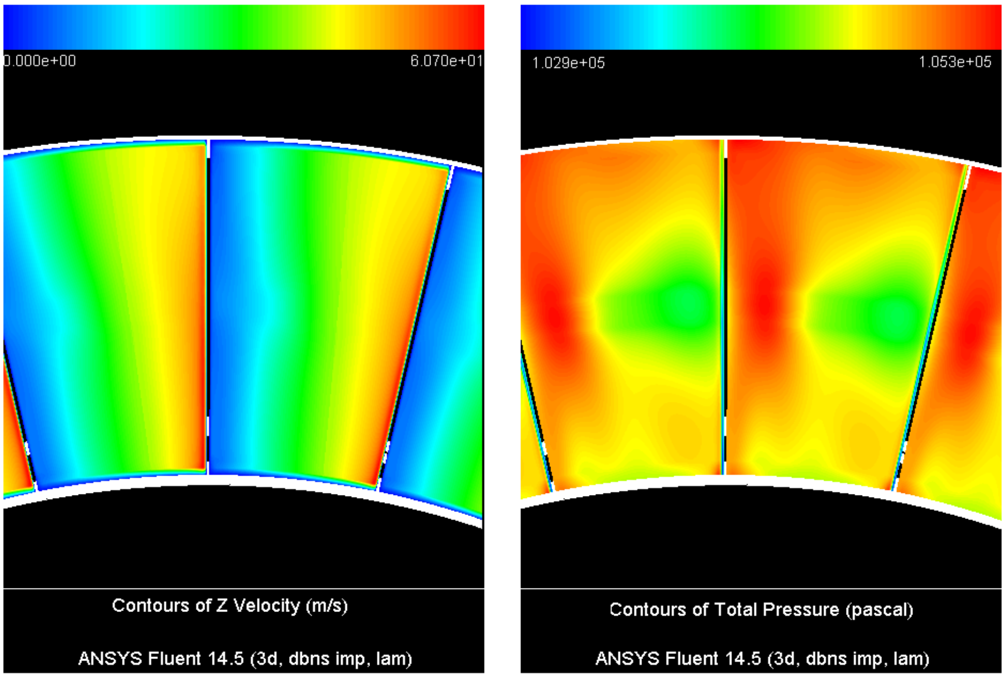


Figura 3.11: Sezione di ingresso.

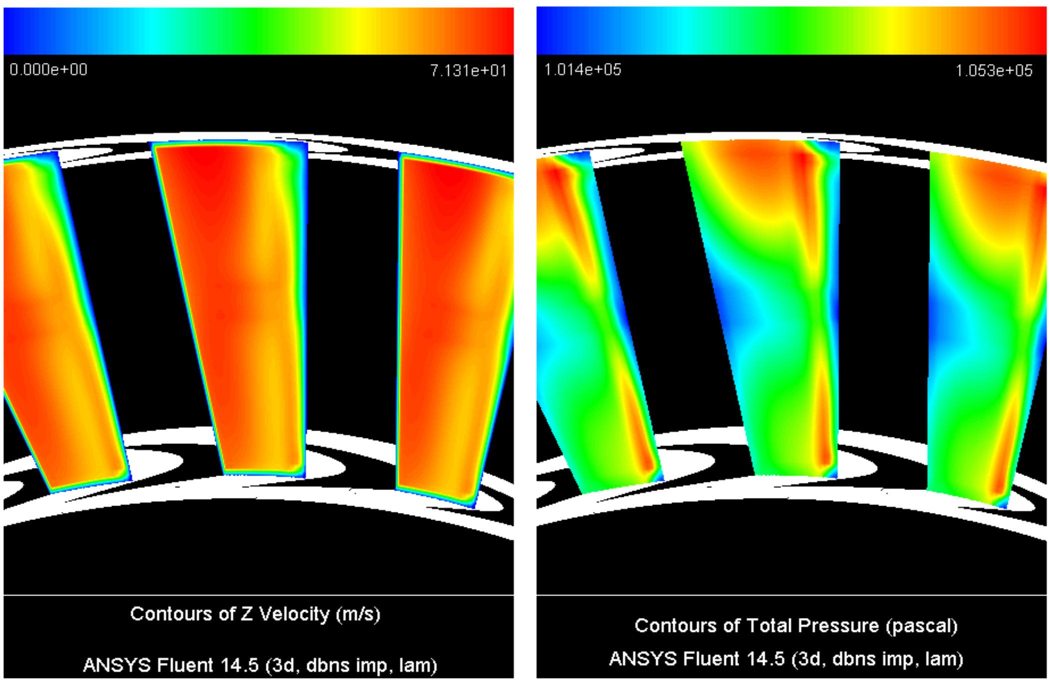


Figura 3.12: Sezione al 20% della corda.

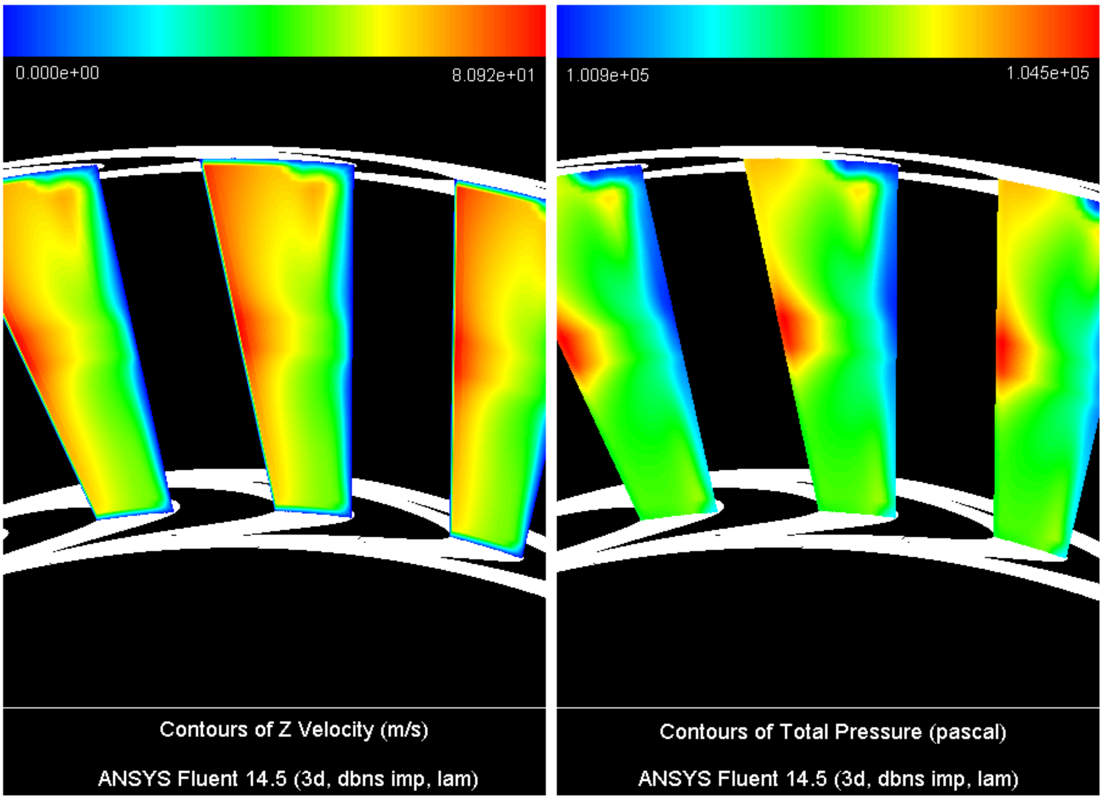


Figura 3.13: Sezione al 40% della corda.

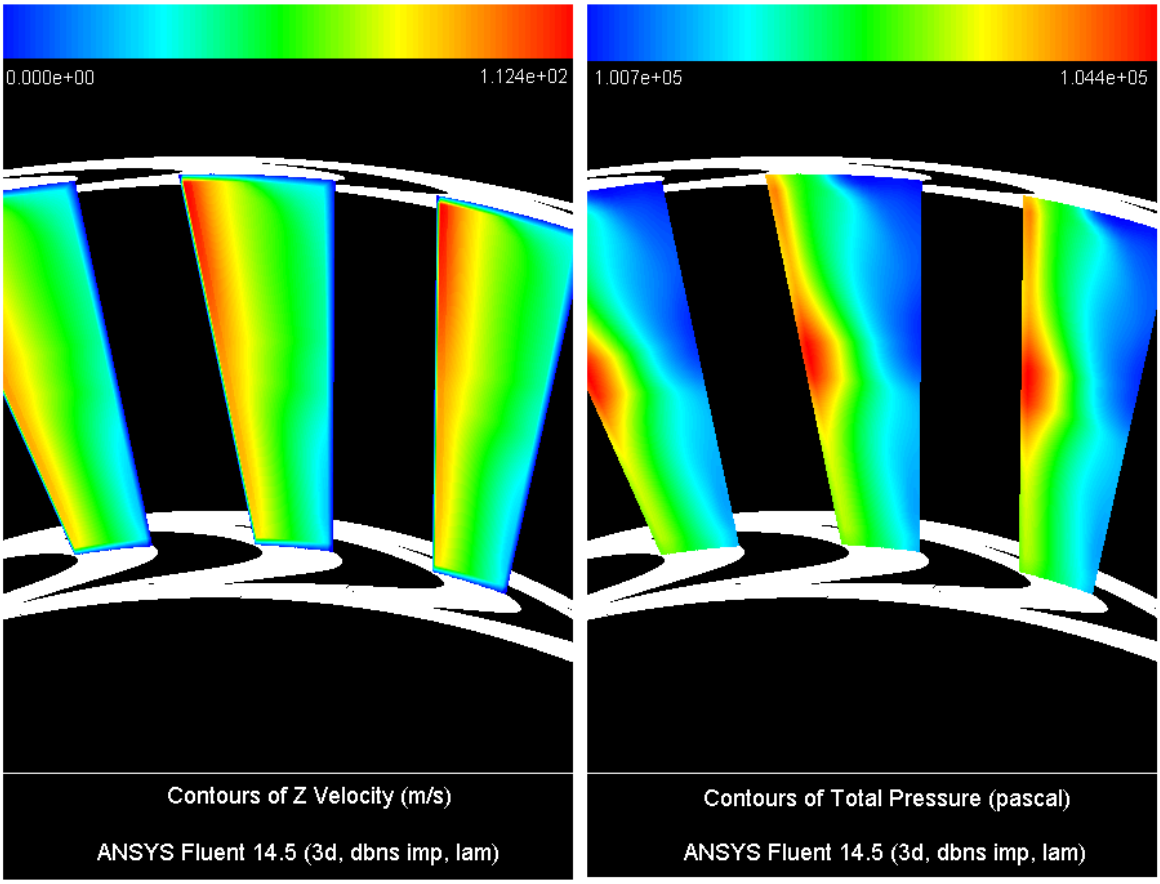


Figura 3.14: Sezione al 60% della corda.

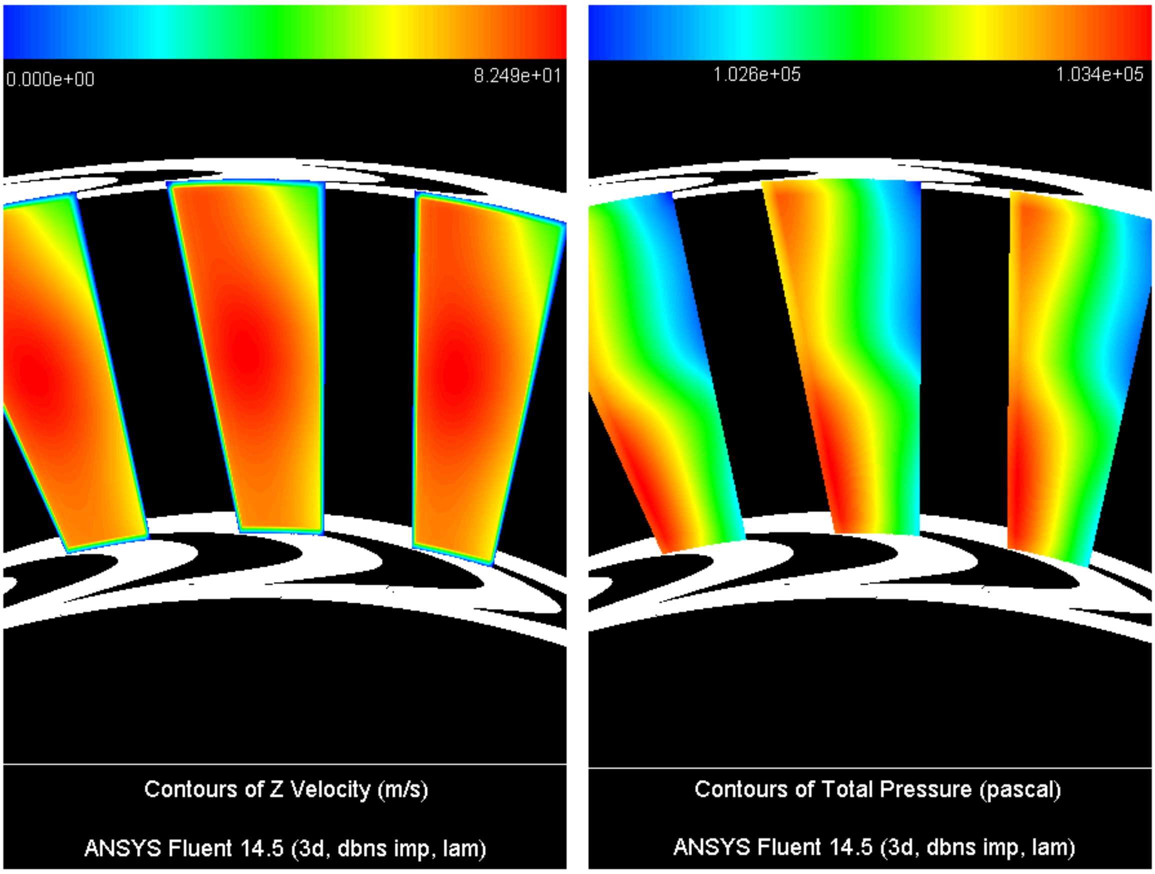


Figura 3.16: Sezione al 80% della corda.

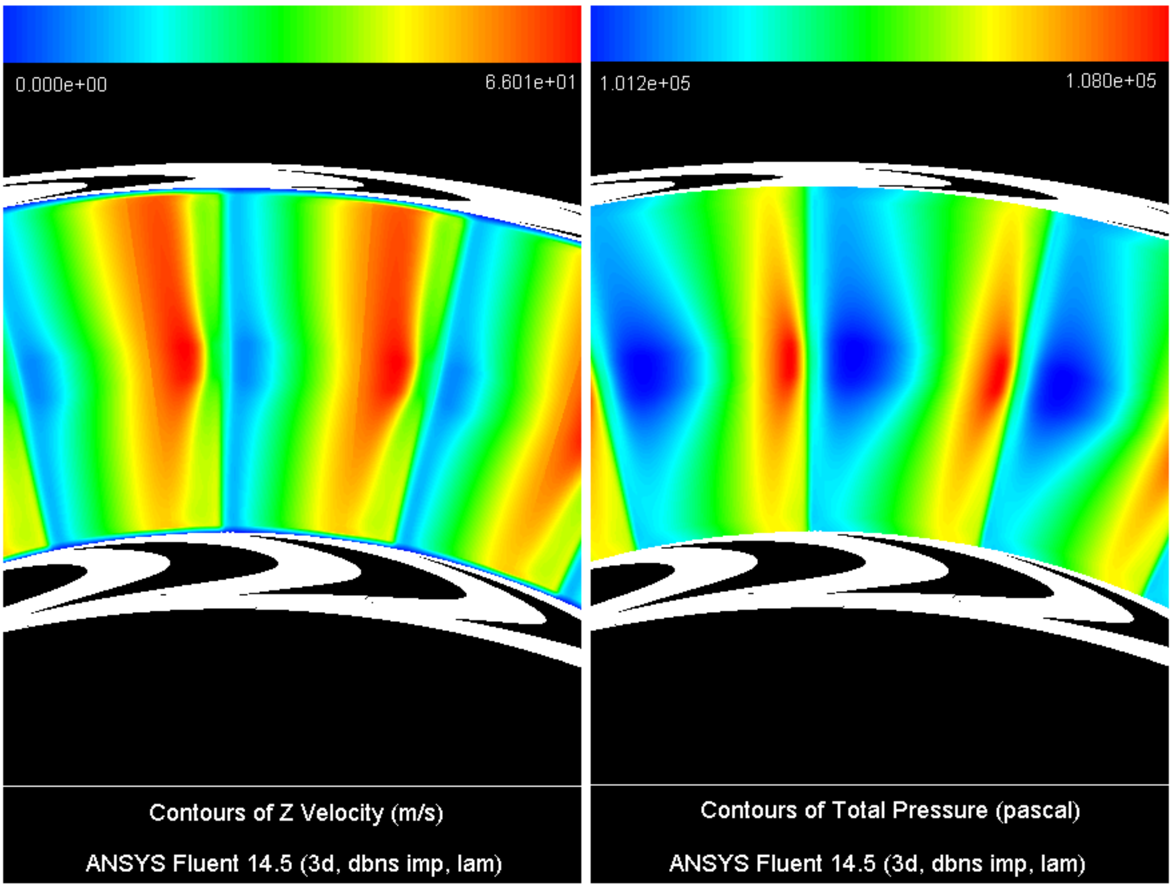


Figura 3.15: Sezione al trailing edge.

Dalle immagini sovrastanti l'unica zona in cui risultano sovrapporsi una bassa pressione totale e un elevata portata è all'imbocco del vano interpalare sulla *pressure side* . Risulta infatti evidente che, a causa della forte diffusione, in questa zona lo strato limite di inspessisca fino a separare, formando un vortice (figura 3.17 e 3.18). Per ovviare a questo problema si dovrebbe ricorrere a uno studio CFD approfondito sulla relazione tra la formazione di questo vortice, la distribuzione dello spessore della pala lungo la *camber line* e le ripercussioni di eventuali modifiche sul flusso al *trailing edge*. Questo studio dovrebbe anche considerare le condizioni di flusso invertito e di transitorio con angoli di attacco fortemente negativi, risultando quindi un lavoro di portata notevole. Il risultato di tale studio sarebbe però innovativo e potrebbe fornire un miglioramento tangibile delle prestazioni di questa tipologia di turbine.

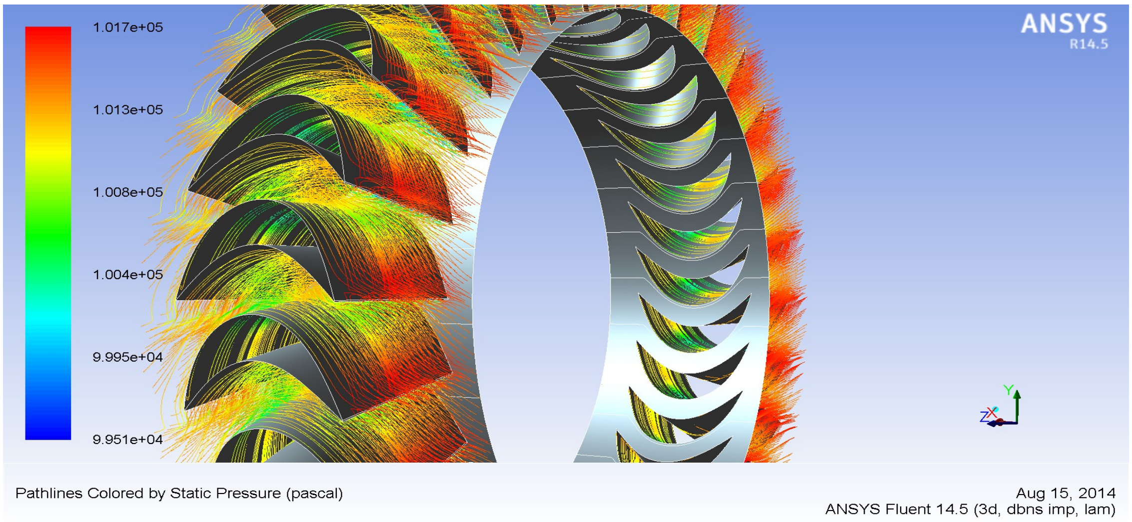


Figura 3.17: Pathlines attraverso il rotore.

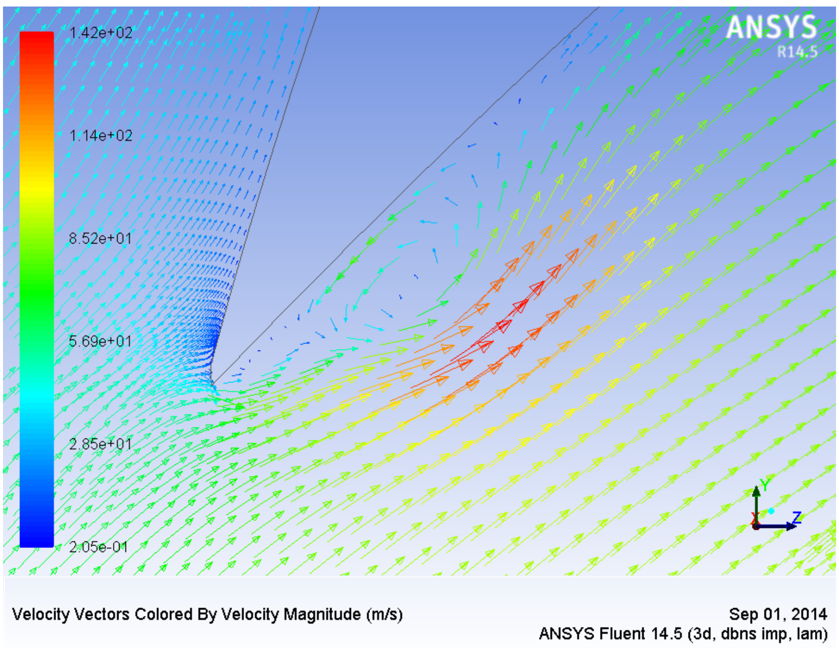


Figura 3.18: Particolare del leading edge sul piano medio.

4 Risultati per il modello stazionario

In questo capitolo sono riportati i risultati ottenuti usando il modello stazionario discusso nel paragrafo 3.1. Il modello è stato modificato in modo da ricavare il funzionamento per diverse velocità assiali, di fatto trovando la curva di funzionamento per la geometria impostata. Per completezza si è scelto di simulare tre turbine di diverse taglie: i diametri utilizzati sono 0,30 m, 1 m e 2,6 m. Il più piccolo è stato scelto pari a quello delle turbine da laboratorio usate in diversi centri di ricerca a livello mondiale ([31] e [60]), il maggiore invece è ripreso dalle dimensioni individuate per lo *scale-up* di un sistema OWC presentato da Mala et Al. [32] nel contesto della *Saltire Challenge 2003* e il diametro intermedio è stato scelto di dimensione unitaria in modo da avere un terzo punto che permetta di osservare eventuali andamenti non lineari rispetto alle dimensioni.

Non avendo a disposizione una campagna di studi sperimentali con cui paragonare i risultati ottenuti, ove possibile, si osserva invece l'andamento qualitativo dei parametri rispetto a quelli trovati in letteratura.

Per tutti i diametri è stata definita una geometria di riferimento (tabella 4.1), in accordo con quella per turbine a impulso con *guide vanes* fissi descritta nel paragrafo 1.4.

Angoli di metallo (°)		
Statori		
	Θ 1	0
	θ 2	60
	θ 3	60
	θ 4	0
Rotore		
	γ 2	60
	γ 3	60

Caratteristiche geometriche	
Rtip/Rhub:	0,7
tip clearance (m):	0,001
Numero di pale del rotore:	30
Numero di pale dello statore:	26
Spessore max/corda (rotore):	0,3
(statore):	0,15

Tabella 4.1: Caratteristiche della geometria di riferimento.

Per ogni diametro si è poi impostato delle velocità di riferimento utilizzate nel calcolo per completare la definizione della geometria. In mancanza di altre indicazioni o restrizioni le velocità di rotazione sono state scelte, partendo dai valori suggeriti in letteratura [60], seguendo due criteri:

- Mantenere la velocità di trascinamento al tip delle pale rotoriche in un certo intorno per le diverse geometrie (20-30 m/s).
- Ottenere frequenze di rotazione sottomultiple della frequenza di rete italiana (50 Hz), in modo da semplificare l'allacciamento elettrico.

Il primo criterio deriva dalla teoria delle turbine eoliche, dove il *tip speed ratio* ($TSR=\omega r_{tip}/c_x$) è considerato come indice delle condizioni di funzionamento [35]. Per ottenere valori simili di questo parametro nelle varie turbine, indipendentemente dalla velocità assiale (che nei sistemi OWC varia continuamente al contrario dell'applicazione eolica), si è impostato ωr_{tip} in un certo range per le tre turbine, compatibilmente con il secondo criterio. In ogni caso l'effetto della velocità di rotazione sulle prestazioni verrà approfondito nel paragrafo 4.4.1 con un'analisi quantitativa dettagliata.

	Diametro (m)		
Velocità di progetto	0,3	1	2,6
Velocità di rotazione (rpm):	1500	600	180
Velocità del vento (m/s):	45	45	45

Tabella 3.2: Velocità di progetto per le varie geometrie

Come verrà visto nei risultati presentati, la velocità assiale in ingresso alla turbina è stata fatta variare tra 0 e 100 m/s, in modo da osservare l'andamento delle caratteristiche di funzionamento in un intervallo maggiore di quello generalmente necessario in questo tipo di applicazione. Per osservare i valori effettivi della velocità del flusso in ingresso alle turbina si rimanda al prossimo capitolo dove sono ricavati dal modello Simulink non-stazionario.

Le caratteristiche di ogni turbina sono date utilizzando i parametri tipici per questo tipo di applicazione: rendimento, C_A e C_T verranno riportati in funzione del coefficiente di flusso, potenza prodotta e differenza di pressione invece in funzione della portata.

Infine si è ritenuta particolarmente interessante per lo studio delle turbine a impulso la divisione delle perdite tra le varie schiere e quella tra tipologie di perdita. Si è quindi riportato le perdite di pressione totale in ogni singola schiera sotto forma di perdita di rendimento e si sono inserite, sotto forma di curve cumulate, nei grafici dell'efficienza (quindi in funzione del coefficiente di flusso). Per fornire una caratterizzazione completa si è poi calcolato l'apporto percentuale delle varie tipologie di perdita, secondo le definizioni delle correlazioni date nei paragrafi 2.2.2 e 2.3.2, per ogni schiera in relazione al coefficiente di flusso. Questa caratterizzazione delle perdite viene proposta per permettere in un'eventuale fase di progetto di distinguere le fonti principali di perdita. La corretta interpretazione dei risultati richiede però una conoscenza approfondita delle correlazioni e dei metodi usati, oltre che delle limitazioni del simulatore realizzato, in particolare dei limiti di estrapolazione e dei metodi numerici usati. Si ritiene comunque che risulti un metodo soddisfacente per lo studio degli andamenti delle caratteristiche di funzionamento e adatto all'analisi preliminare della geometria in fase di progetto.

4.1 Prestazioni della turbina con diametro 0,3 m

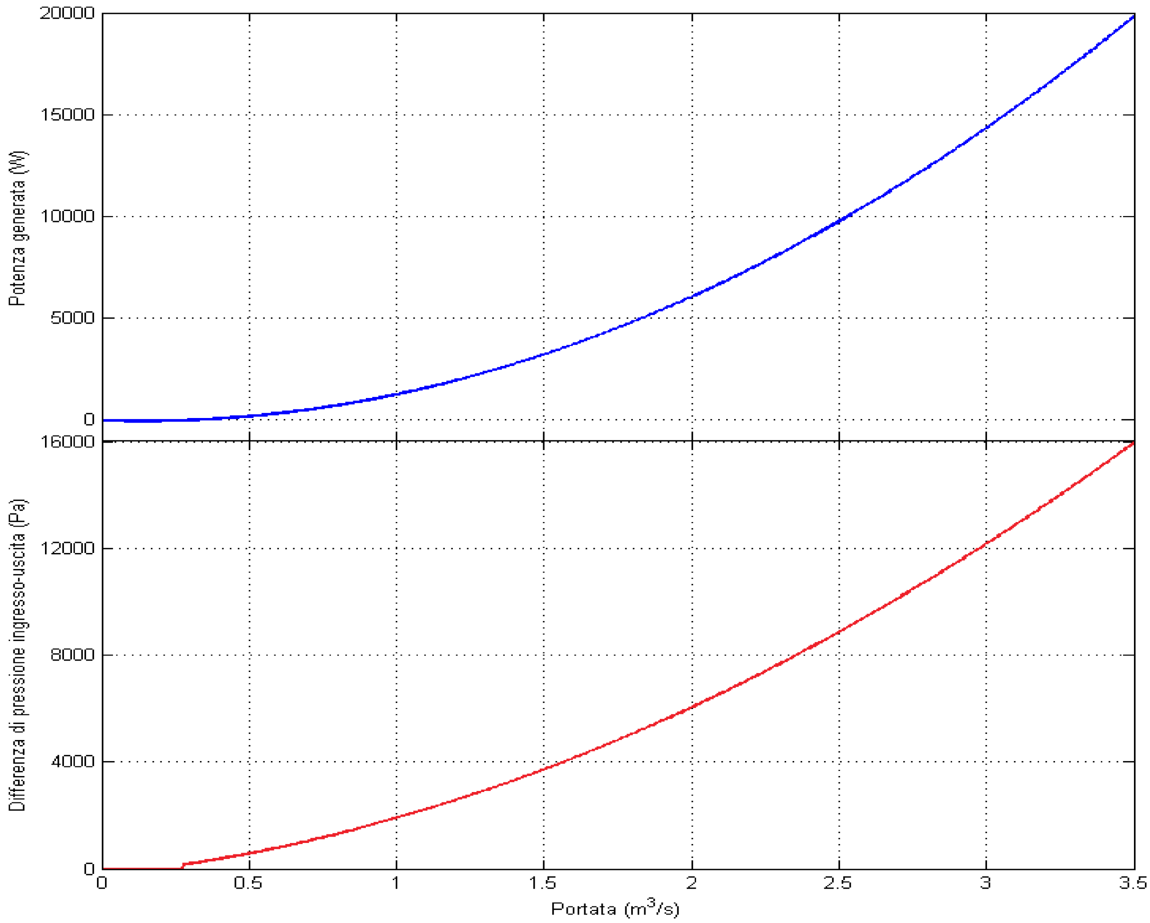


Figura 4.1: Potenza generata e differenza di pressione statica tra monte e a valle della turbina con diametro 0,3 m.

La turbina di dimensioni ridotte è stata analizzata utilizzando i parametri dati nel paragrafo precedente al variare della velocità assiale in ingresso tra 0 e 100 m/s.

L'andamento della differenza di pressione e della potenza generata risultano monotoni crescenti, ad eccezione della zona con coefficiente di flusso inferiore a 0,3. In questo campo di funzionamento la potenza risulta infatti negativa, comportamento giustificato dalle osservazioni fatte nel paragrafo 1.5 a proposito del momento generato. Ricordando l'equazione 1.12 si può facilmente dedurre che nelle zone in cui quest'ultimo sia opposto alla velocità di rotazione la potenza prodotta abbia segno negativo (risultando quindi potenza assorbita per mantenere la velocità di rotazione). A conferma di ciò si nota che il coefficiente di flusso per il quale la potenza generata risulta nulla è vicino a quello in cui non c'è deflessione del flusso attraverso il rotore, osservabile dai triangoli di velocità di figura 1.37 (si ricorda che in figura è usata l'ipotesi di flusso perfettamente guidato). La differenza di pressione e il rendimento sono considerati nulli, anche perchè la turbina lavora come una macchina operatrice, rendendo le correlazioni e le definizioni impiegate inapplicabili. Infine l'andamento risultante è una buona approssimazione delle tipiche curve di funzionamento delle turbine.

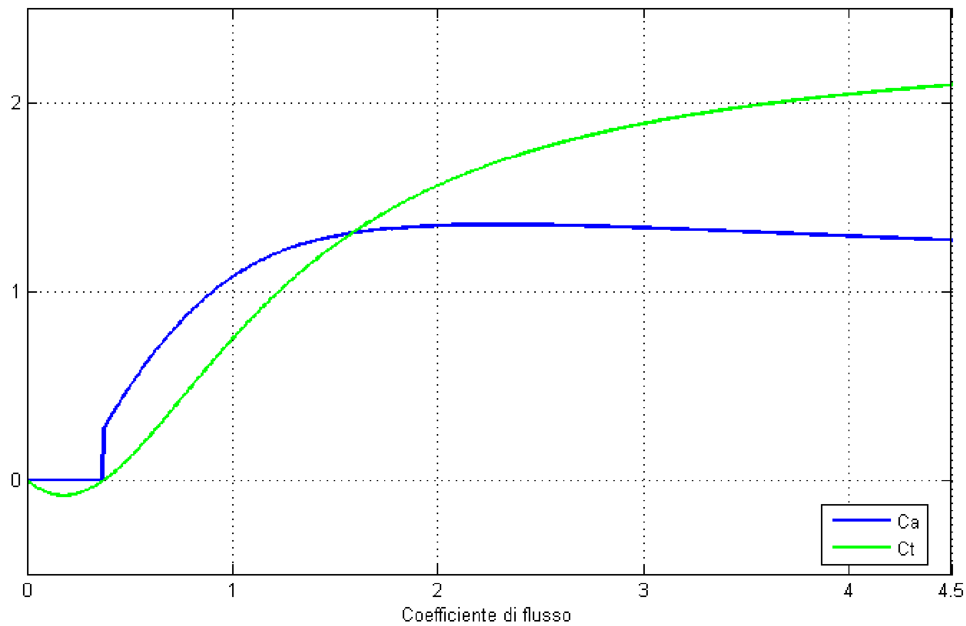


Figura 4.2: Andamento di C_A e C_T in funzione del coefficiente di flusso.

Nel modello non stazionario nella zona in questione risulterà una perdita di potenza e il flusso non sarà ostruito, dando quindi una buona approssimazione del comportamento reale, considerato che si tratta della zona con velocità prossime allo zero e potenza prodotta negativa.

L'andamento dei coefficienti C_A e C_T (figura 4.2) risulta in linea con quelli ottenuti sperimentalmente in letteratura (figura 1.39). Il C_A presenta una discontinuità in corrispondenza della zona discussa precedentemente e nella quale il C_T risulta negativo (a causa della loro dipendenza rispettivamente dalla pressione e dal momento, equazione 1.10 e 1.11).

L'andamento del rendimento (figura 4.3) rispecchia qualitativamente quelli trovati in letteratura [22][31][32][33][60], i valori ottenuti risultano però maggiori. Le cause potrebbero essere molteplici:

- I profili impiegati negli studi in letteratura risultano molto semplici (paragrafo 1.3.3) mentre le correlazioni usate considerano profili più ottimizzati.
- Nello studio sperimentale di Setoguchi et Al. [31] rilevanza particolare è data alle perdite funzione della distanza tra rotore e statori, queste perdite vengono incluse da Ainley in quelle secondarie, dando per scontato che siano di scarsa entità (paragrafo 2.2.2).
- Nel simulatore realizzato non è presente nessuna correlazione per eventuali perdite nei condotti di aspirazione e scarico. In un apparato sperimentale non risulta possibile evitarle e nei lavori osservati non è presente alcun metodo di separazione per questo tipo di perdita.

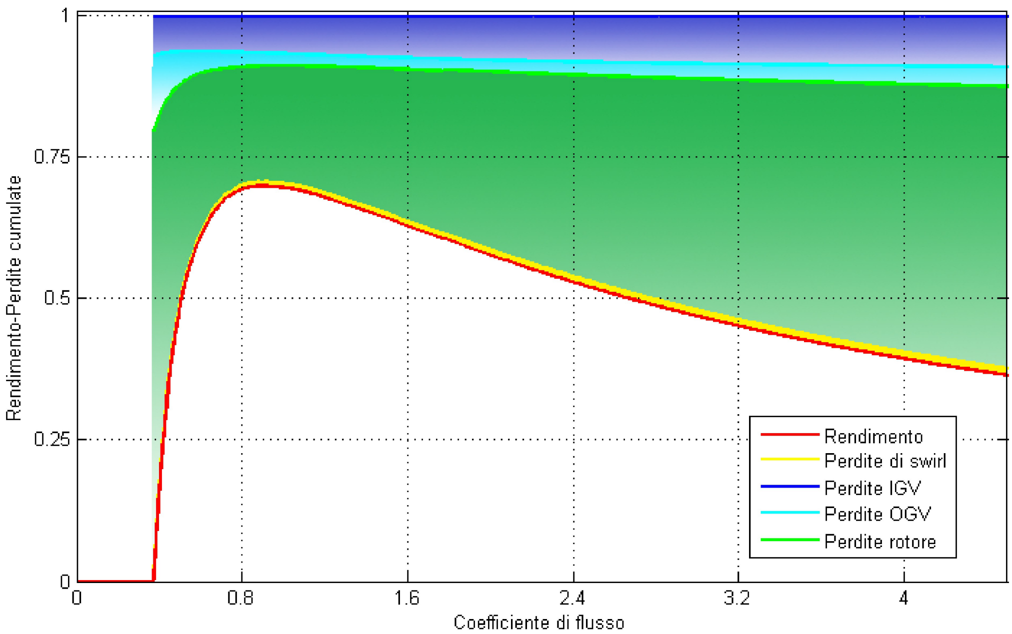


Figura 4.3: Rendimento e divisione delle perdite per ogni schiera e in uscita.

L'unica altra fonte di perdita, oltre a quelle nelle varie schiere, è dovuta alla rotazione del flusso in uscita, che seppur risultando di scarsa entità vengono riportate in figura 4.3 in quanto permettono di completare la mappatura dell'utilizzo della potenza disponibile. Queste perdite rimangono pressoché costanti al variare del coefficiente di flusso e in pratica sono calcolate con la correlazione per la deviazione in uscita data da Howell (paragrafo 2.3.2). Si nota inoltre che gli altri contributi di perdita, in particolare le perdite secondarie, aumentano con il coefficiente di flusso dopo il picco dell'efficienza e che prima di questo le perdite nel rotore e nell'*OGV* risultano le cause principali del deterioramento delle prestazioni.

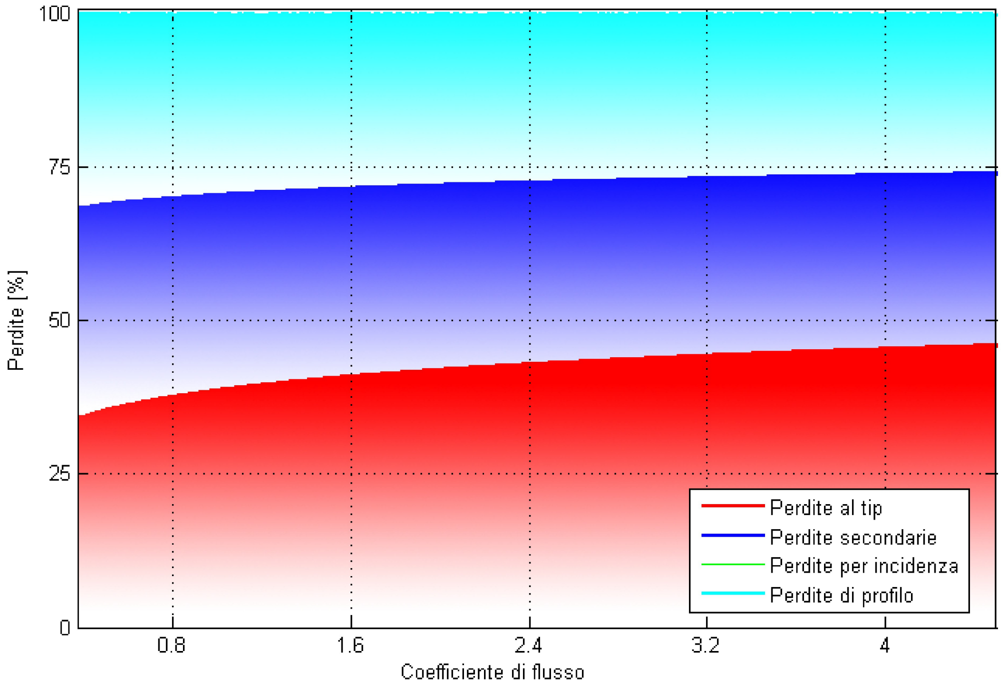


Figura 4.4: Contributi di perdita nell'IGV in funzione del coefficiente di flusso.

Per osservare in modo più dettagliato questi fenomeni si riporta la divisione percentuale delle perdite per tipologia in ogni schiera (figura 4.4, 4.5 e 4.6).

Si ricorda che nella correlazione di Ainley-Mathieson le perdite per incidenza sono date come contributo moltiplicativo delle perdite di profilo, quindi quelle che in questo lavoro e

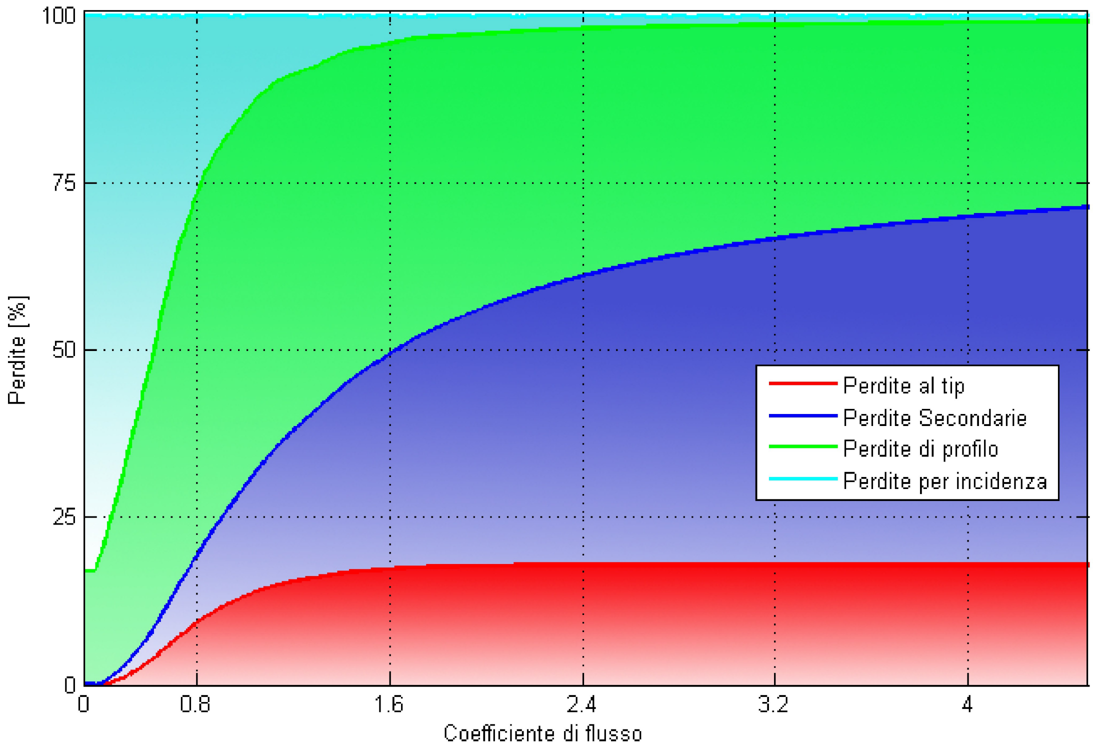


Figura 4.5: Contributi di perdita nel rotore in funzione del coefficiente di flusso.

generalmente in letteratura vengono trattate come tali, sarebbero considerate come la parte delle perdite di profilo dovuta all'incidenza.
L'unico fatto che può essere reputato triviale della divisione di perdite dell'*IGV* (figura 4.4) è l'assenza di perdite per incidenza, che però può essere facilmente spiegata dall'assenza di prerotazione del flusso in ingresso e dall'angolo di metallo in ingresso della schiera nullo.

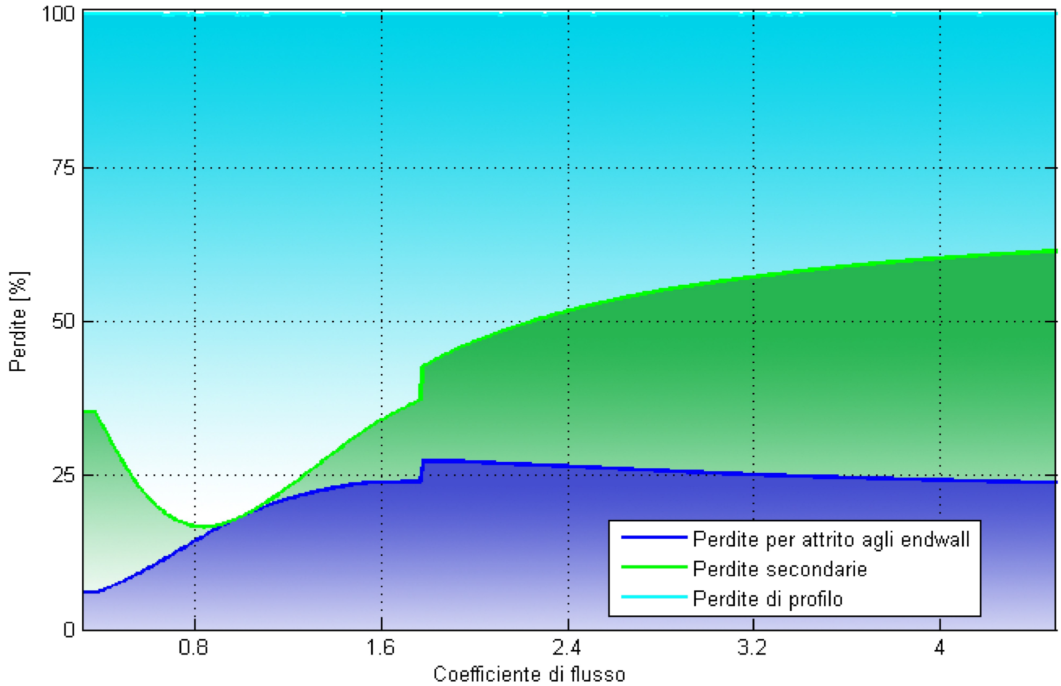


Figura 4.6: Contributi di perdita nell'OGV in funzione del coefficiente di flusso.

Da figura 4.5 può essere ricavata la natura dell'aumento delle perdite nel rotore al diminuire del coefficiente di flusso prima del picco dell'efficienza. Si nota infatti il forte aumento delle perdite per incidenza in questa zona, dovuto agli angoli di incidenza fortemente negativi tipici delle basse velocità assiali (figura 1.37). La principale fonte dell'aumento di perdita per alti coefficienti di flusso sono invece le perdite secondarie. Anche questo dato è in linea con la teoria delle turbomacchine e dei flussi secondari [35] [58].
Si considera infine la suddivisione delle perdite nell'*OGV* (figura 4.6). La caratteristica più appariscente risulta essere la discontinuità nell'andamento delle curve. Questo comportamento è dovuto alla correzione apportata per $Re<10^5$ (figura 2.11), che porta a un brusco aumento delle perdite di profilo al di sotto di una certa velocità assiale, cioè di un certo coefficiente di flusso nel caso di ω costante. Si nota da figura 4.3 che questa discontinuità ha luogo nella zona di minimo delle perdite causate dall'*OGV*, risultando praticamente inosservabile nell'andamento generale della curva del rendimento. Infine si osserva un contributo meno importante delle perdite di profilo per alti coefficienti di flusso, causato dalla diminuzione dell'incidenza in modo diretto e indiretto. Infatti una minore

incidenza causa l'aumento della deflessione del flusso attraverso la schiera e quindi delle perdite secondarie.

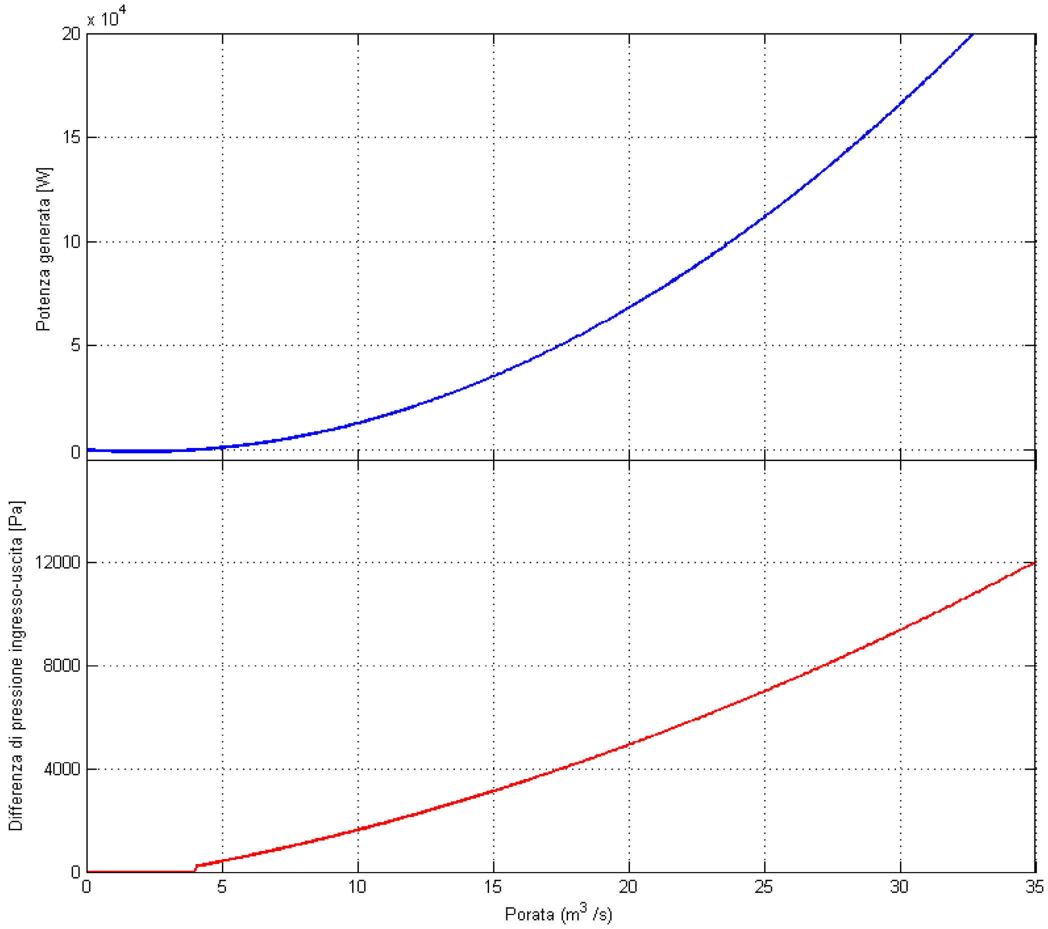


Figura 4.7: Potenza generata e differenza di pressione statica tra monte e a valle della turbina con diametro 1 m.

4.2 Prestazioni della turbina con diametro 1 m

Per l'andamento della differenza di pressione e potenza generata nella turbina di medie dimensioni (figura 4.7) si riscontrano gli stessi andamenti discussi nel paragrafo precedente. Ovviamente la portata in ascissa risulta maggiore di quella riportata in figura 4.1, si ricorda infatti che le simulazioni vengono condotte su un range predefinito della velocità assiale (0-100 m/s, paragrafo 4), quindi l'intervallo di portata in volume esaminato risulterà proporzionale all'area di ingresso della turbina (0,036 m^2 per la turbina di piccole dimensioni, 0,40 m^2 per quella di dimensioni medie). Si osserva una proporzione corrispondente anche nella potenza generata, mentre la differenza di pressione mantiene valori simili tra le due turbine.

I coefficienti di input e momento (figura 4.8) mostrano un andamento simile a quello osservato in figura 4.2 e spiegato nel paragrafo precedente. Quantitativamente l'unico cambiamento sensibile si ha nei valori di C_A che risultano leggermente inferiori rispetto alla simulazione precedente. Ciò può essere spiegato dal confronto tra figura 4.1 e 4.7 e ricordando la definizione di questo coefficiente (equazione 1.9): il C_A è proporzionale alla differenza di pressione tra imbocco e uscita e nella turbina di dimensioni inferiori

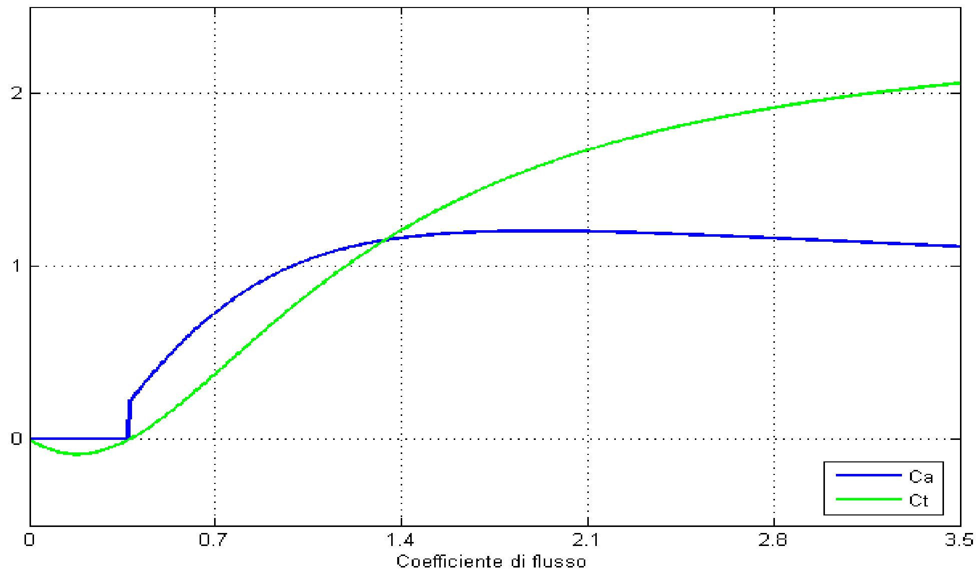


Figura 4.8: Andamento di C_A e C_T in funzione del coefficiente di flusso.

l'andamento di questa risulta più ripido. Inoltre, sempre dalla definizione di C_T e C_A, si ha che il loro segno è uguale a quelli rispettivamente della potenza generata e della differenza di pressione tra aspirazione e scarico. Si osserva che l'intervallo di coefficienti di flusso in cui il C_T è negativo e il C_A nullo corrisponde esattamente a quello osservato nel paragrafo precedente, confermando che ciò sia imputabile a fattori puramente geometrici indipendenti dalla scala del modello.

Il rendimento (figura 4.9) presenta una curva più alta e un deterioramento minore allontanandosi dal picco rispetto al caso precedente. La suddivisione delle perdite tra le varie schiere non subisce variazioni degne di nota, rendendo le osservazioni fatte per la turbina di piccole dimensioni valide anche per questa geometria.

Le perdite nello statore in ingresso (figura 4.10) subiscono una modifica considerevole: si nota infatti una forte diminuzione delle perdite al tip con l'aumento del raggio della turbina,.

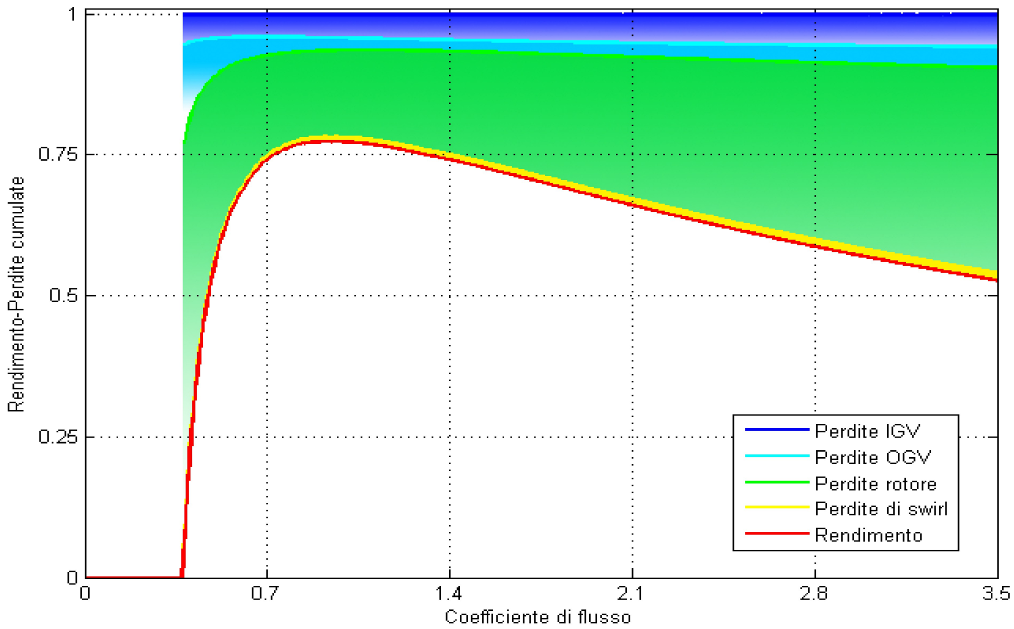


Figura 4.9: Rendimento e divisione delle perdite per ogni schiera e in uscita.

Ciò è rappresentativo del fatto che la *tip clearance* è stata impostata di dimensione costante indipendentemente dal diametro della turbina, quindi per turbine di dimensioni maggiori gli effetti che provoca (paragrafo 2.2.2) hanno una rilevanza minore.

Anche in questa simulazione le perdite per incidenza su questa schiera risultano nulle, in quanto all'ingresso il flusso è perfettamente allineato con la linea di *camber* dello statore.

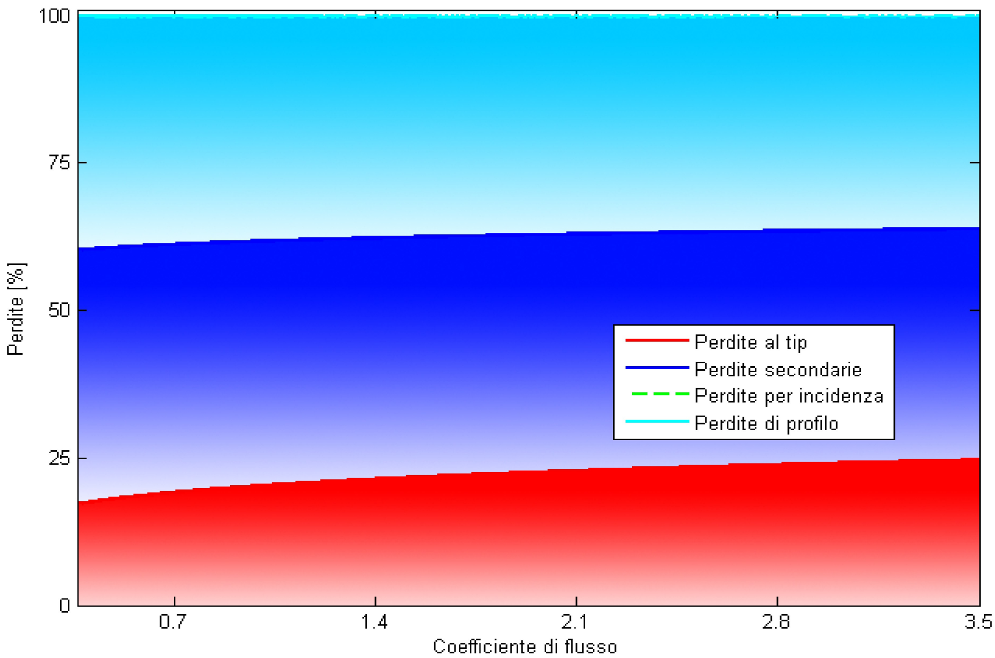


Figura 4.10: Contributi di perdita nell'IGV in funzione del coefficiente di flusso.

Nei contributi di perdita per la schiera rotorica (figura 4.11) si ritrova l'effetto della misura costante della *tip clearance*, che come nell'*IGV*, risulta avere un effetto minore rispetto a quello osservato per la turbina di dimensioni più piccole.

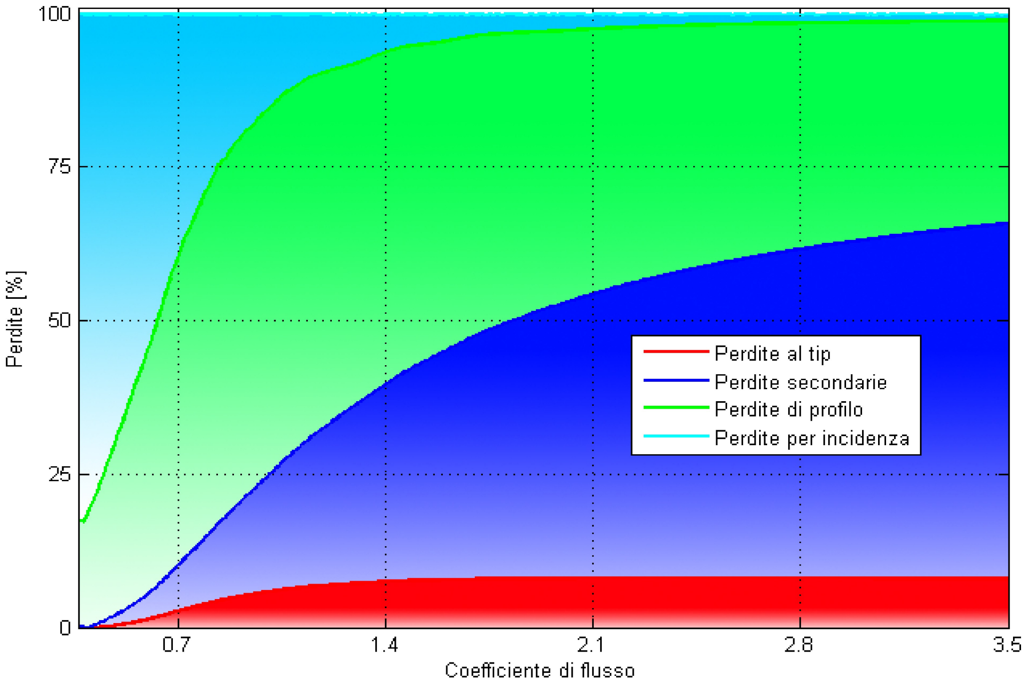


Figura 4.11: Contributi di perdita nel rotore in funzione del coefficiente di flusso.

Si riporta infine la suddivisione delle perdite nella schiera diffusoria (figura 4.12): anche in questo caso gli andamenti e le considerazioni fatte nel paragrafo 4.1 risultano valide. L'unica

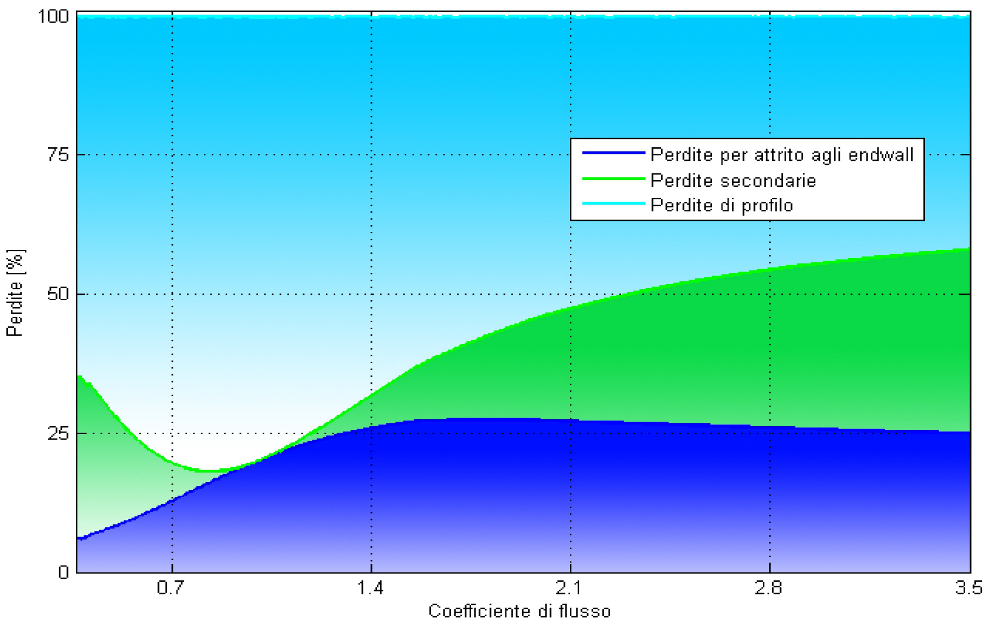


Figura 4.12: Contributi di perdita nell'OGV in funzione del coefficiente di flusso.

eccezione riguarda la correzione per numeri di *Re* particolarmente bassi che provocava la discontinuità nelle perdite di profilo in figura 4.6. Questa discontinuità non è presente nella turbina di dimensioni medie, in quanto i *Re* caratteristici dell'*OGV* nel range di funzionamento analizzato risultano superiori al limite per cui la correzione viene effettuata. Infatti il numero di *Re* è proporzionale a una lunghezza caratteristica della geometria, in questo caso la corda della pala che risulta crescente con il diametro della turbina (mantenendo costanti gli altri parametri rilevanti).

4.3 Prestazioni della turbina con diametro 2,6 m

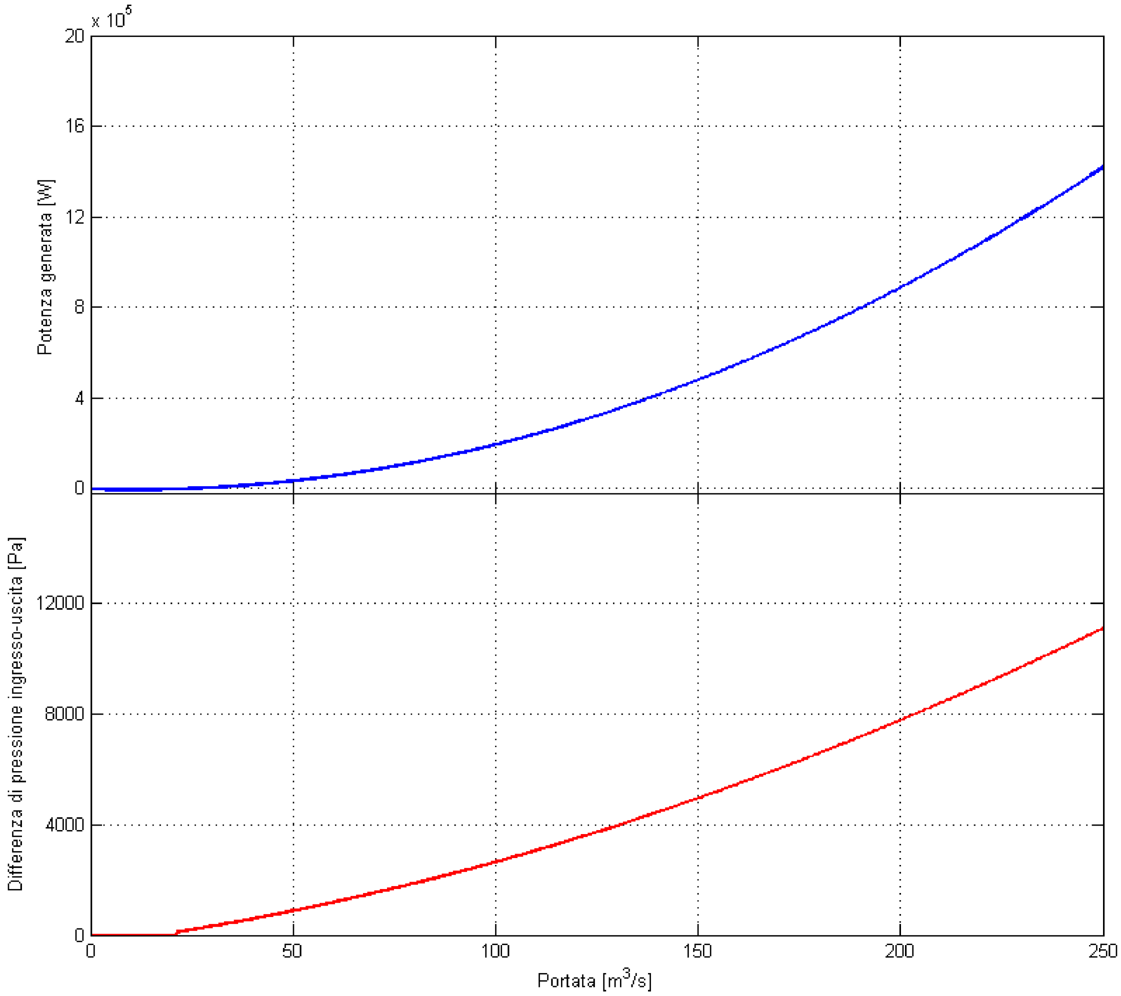


Figura 4.13: Potenza generata e differenza di pressione statica tra monte e a valle della turbina con diametro 2,6 m.

Anche per questa turbina si presenterà gli stessi grafici usati nei paragrafi precedenti. In generale, da un punto di vista di analisi dei risultati, si confermano gli stessi trend e osservazioni fatti nei paragrafi precedenti. Si sottolinea però l'importanza di avere una conferma degli effetti di scale-up descritti per la turbina di medie dimensioni rispetto a quella di piccola taglia.

Riferendosi a figura 4.13 si osserva un'ulteriore diminuzione della differenza di pressione tra imbocco e uscita della turbina. La portata (l'area di ingresso per questa turbina è di 2,7 m^2) e la potenza prodotta aumentano invece di circa un'ordine di grandezza rispetto alla turbina di taglia media e di due rispetto a quella di taglia piccola.

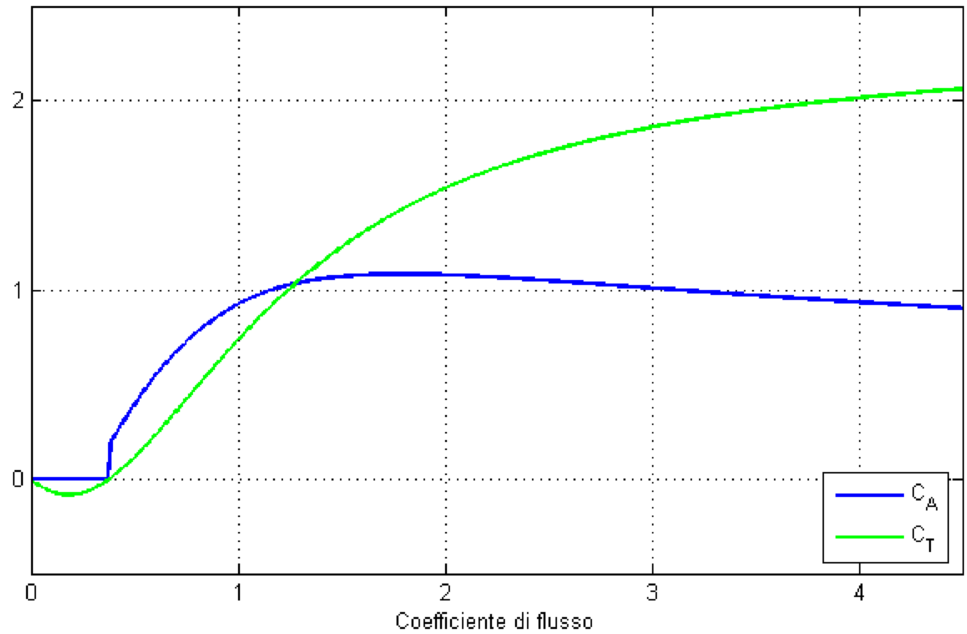


Figura 4.14: Andamento di C_A e C_T in funzione del coefficiente di flusso.

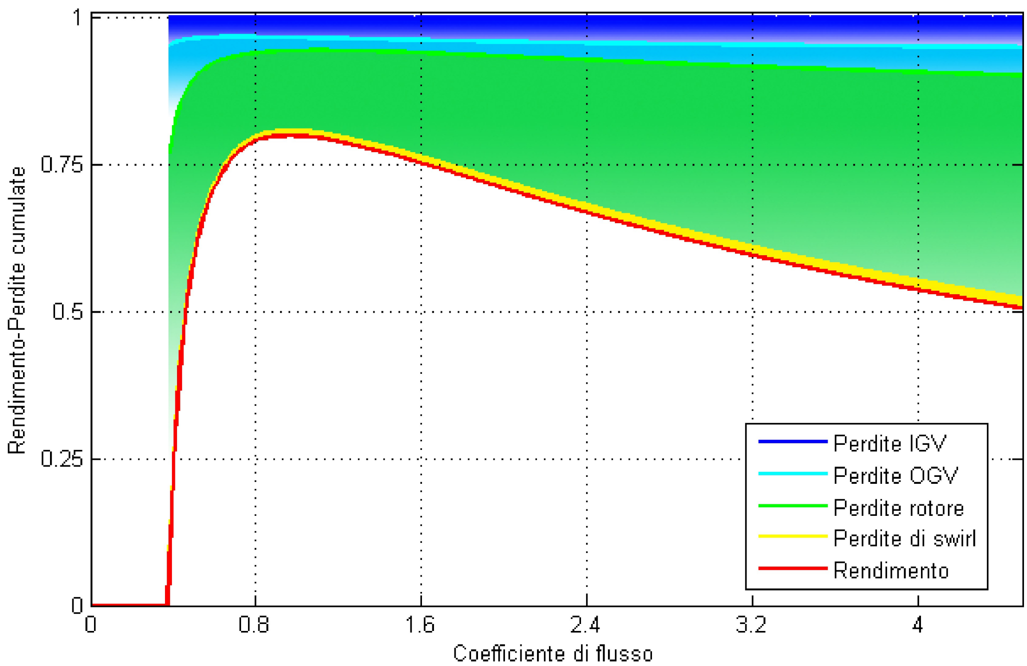


Figura 4.15: Rendimento e divisione delle perdite per ogni schiera e in uscita.

Per quanto riguarda i coefficienti adimensionali di momento e input, si conferma l'ipotesi fatta nel paragrafo precedente sulla causa della diminuzione dei valori di quest'ultimo: si assiste infatti a un'ulteriore riduzione del C_A e della differenza di pressione tra aspirazione e scarico della turbina.

Il rendimento e la divisione delle perdite tra le varie schiere (figura 4.15) risulta pressoché identico a quelli della turbina di taglie medie. Quest'ulteriore conferma della differenza rispetto ai rendimenti sperimentali trovati in letteratura, avvalora le ipotesi fatte a riguardo

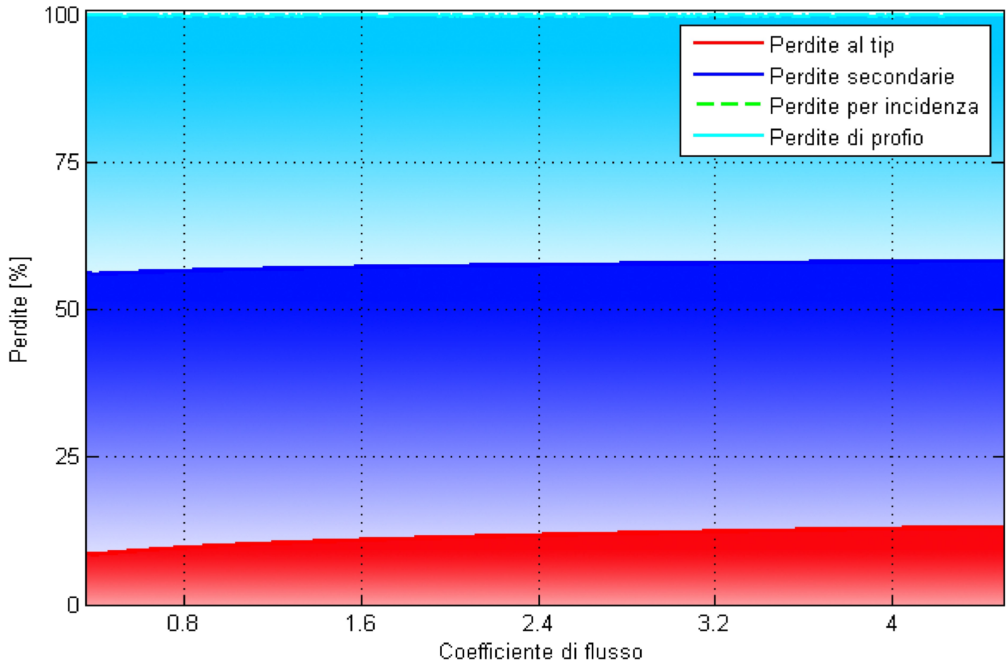


Figura 4.16: Contributi di perdita nell'IGV in funzione del coefficiente di flusso.

nel paragrafo 4.1. Si tratta infatti, in tutti e tre i casi, di fattori che portano a differenze (o errori) sistematici e indipendenti dalla scala del sistema.

L'andamento delle varie tipologie di perdita nello statore in ingresso (figura 4.16) sono coerenti con l'ipotesi fatta sull'effetto della dimensione costante della *clearance*. L'assenza delle perdite per incidenza è dovuta sempre all'assenza di prerotazione del flusso e all'angolo di metallo in ingresso nullo.

Per quanto riguarda le perdite al tip si osserva una diminuzione proporzionale a quella osservata nell'*IGV* anche nel rotore (figura 4.17) in quanto la correlazione usata per determinarle in entrambe le schiere è la stessa (paragrafo 2.2.2).

Per completezza si riporta l'andamento delle perdite anche nell'*OGV* anche se risulta tendenzialmente invariata da quello visto nel paragrafo 4.2. Anche qui non si osserva la discontinuità dovuta alla correzione sulle perdite di profilo, essendo la palettatura di

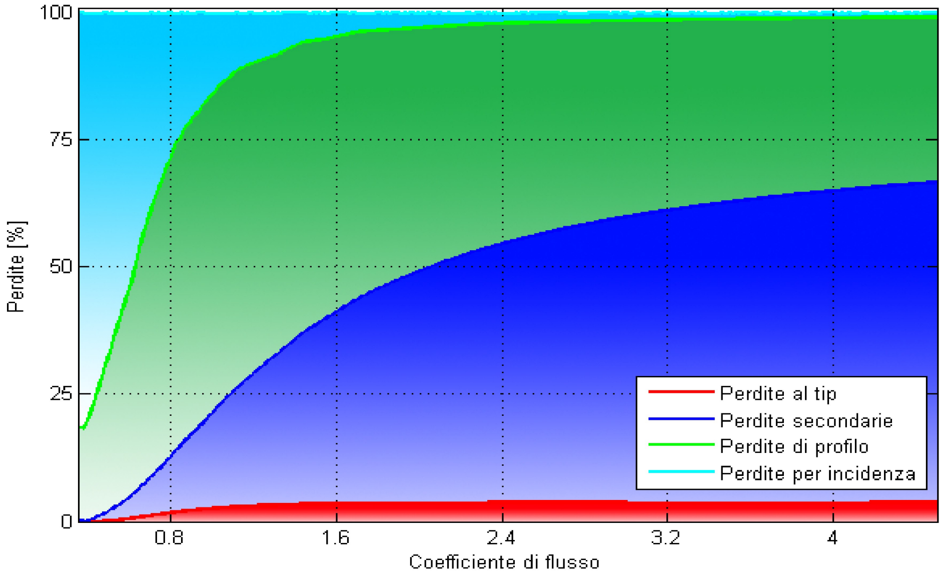


Figura 4.17: Contributi di perdita nel rotore in funzione del coefficiente di flusso.

dimensioni maggiori rispetto a quelle precedenti.

Si vuole infine osservare che l'assenza di differenze notevoli nell'andamento di molte delle tipologie di perdite tra le tre turbine è da interpretarsi come segno di coerenza del metodo di studio, buona scelta dei parametri adimensionali e condizioni di funzionamento simili.

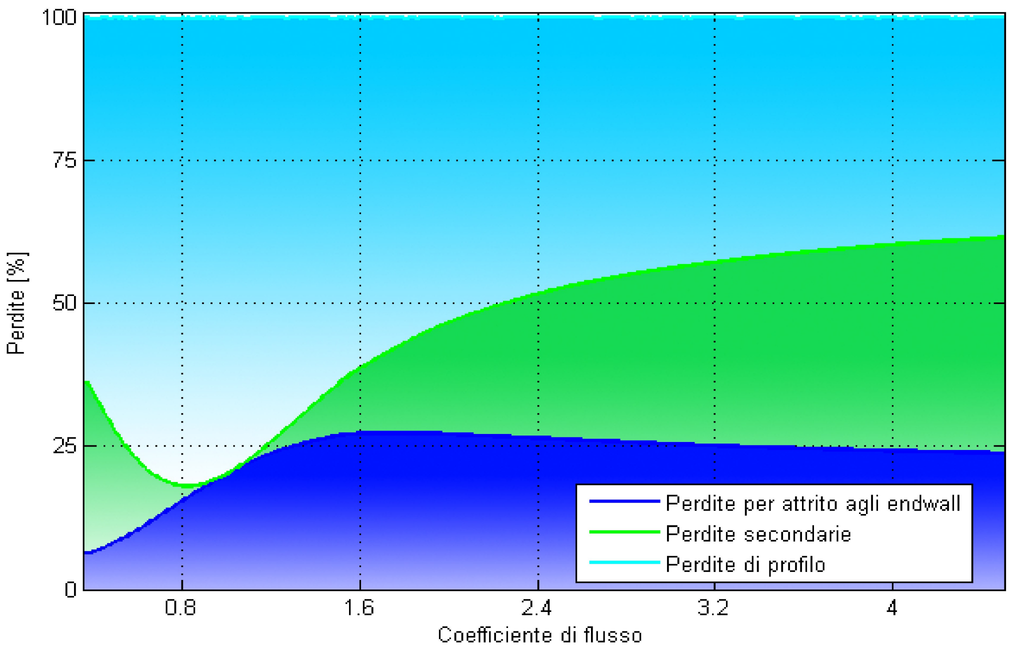


Figura 4.18: Contributi di perdita nell'OGV in funzione del coefficiente di flusso.

4.4 Analisi di sensibilità

Nei prossimi paragrafi sono riportati i risultati ottenuti con lo strumento di simulazione stazionario al variare di alcuni parametri. Quest'analisi si propone molteplici obbiettivi:

- Mostrare alcuni esempi dei tipi di analisi che possono essere svolte in tempi relativamente brevi (rispetto ad altri metodi come lo studio CFD) e con notevole risparmio di risorse rispetto all'allestimento di una campagna sperimentale.
- Confrontare i risultati ottenuti con quelli (se presenti) in letteratura, in modo da ottenere un'ulteriore conferma sui modelli usati.
- Mostrare in modo semplice e diretto il comportamento di questa tipologia di turbina al variare dei parametri scelti.

Essendo il codice stazionario scritto in linguaggio Matlab, è semplice realizzare cicli iterativi che modifichino gradualmente un parametro di progetto o funzionamento. Queste modifiche non sono incluse nei codici dati in appendice in quanto risultano minime rispetto alla mole del programma principale e sono necessarie solo conoscenze di base della programmazione Matlab per essere realizzate. Inoltre si sottolinea che gli stessi risultati possono essere ottenuti svolgendo più simulazioni in ognuna delle quali venga modificato il parametro desiderato.

Le analisi di sensibilità sono state svolte per le tre differenti taglie di turbina, per non fornire immagini ridondanti si è scelto di non inserire tutti i risultati ottenuti, per i quali si rimanda all'appendice IV.

4.4.1 Variazione della velocità di rotazione

Il primo parametro che si è scelto di analizzare è la velocità di rotazione della turbina. Questa serie di simulazioni è stata fatta nell'ottica di avere delle turbine con geometria data e di volerne osservare il comportamento al variare del numero di giri. Le geometrie usate sono quelle di riferimento descritte a inizio capitolo. Per ogni turbina si è osservato il comportamento in un intorno delle condizioni di progetto precedentemente determinate.

Inizialmente si è ricavato l'andamento dei rendimenti in funzione del coefficiente di flusso per ogni turbina alle varie velocità di rotazione (figura 4.19). Si osserva un miglioramento dei rendimenti con la velocità di rotazione e un coefficiente di flusso minimo per il funzionamento costante per le varie condizioni. Il miglioramento dei rendimenti diminuisce all'aumentare della velocità di rotazione nonostante queste siano state scelte ad intervalli regolari.

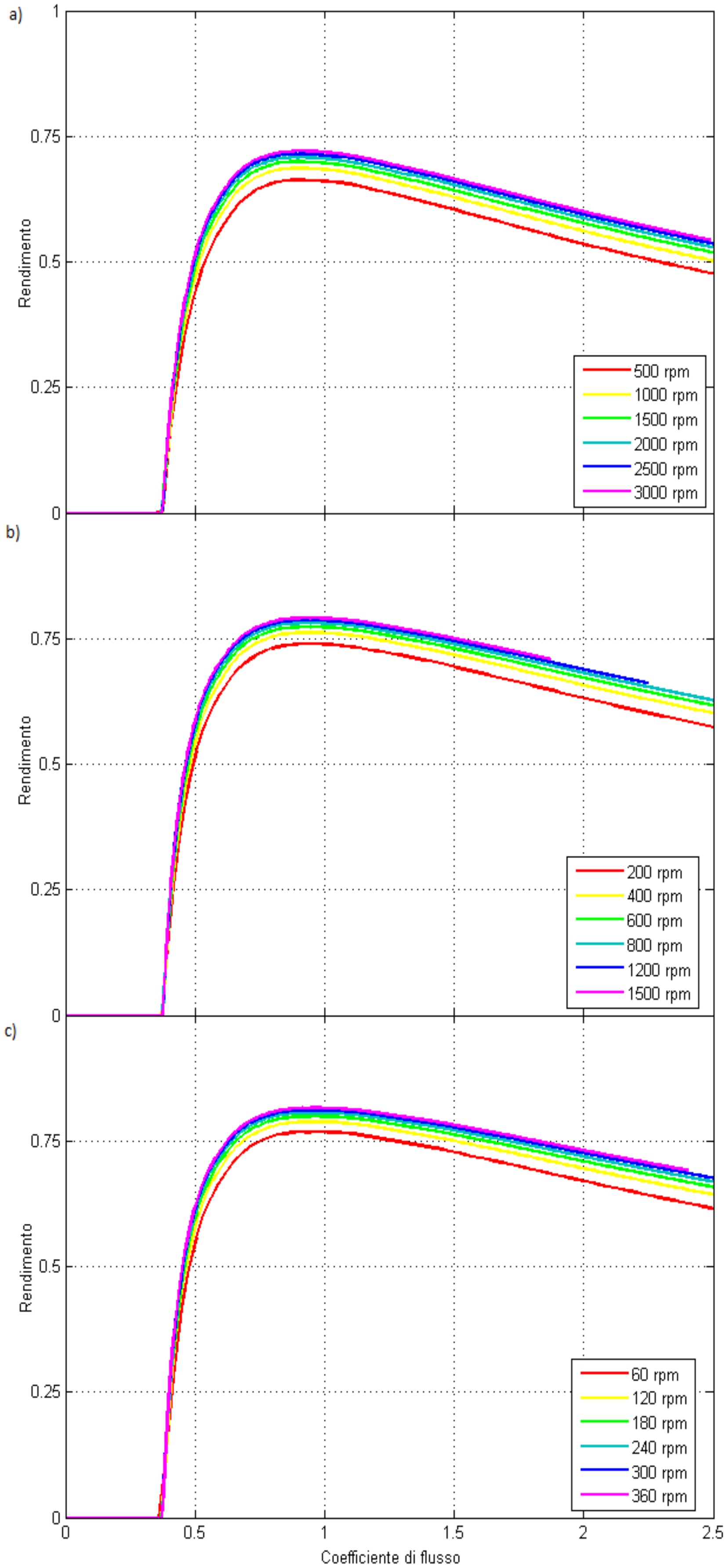


Figura 4.19: Rendimento in funzione del coefficiente di flusso al variare della velocità di rotazione, a) diametro della turbina 0,3m. b)diametro della turbina 1m. c)diametro della turbina 2,6m.

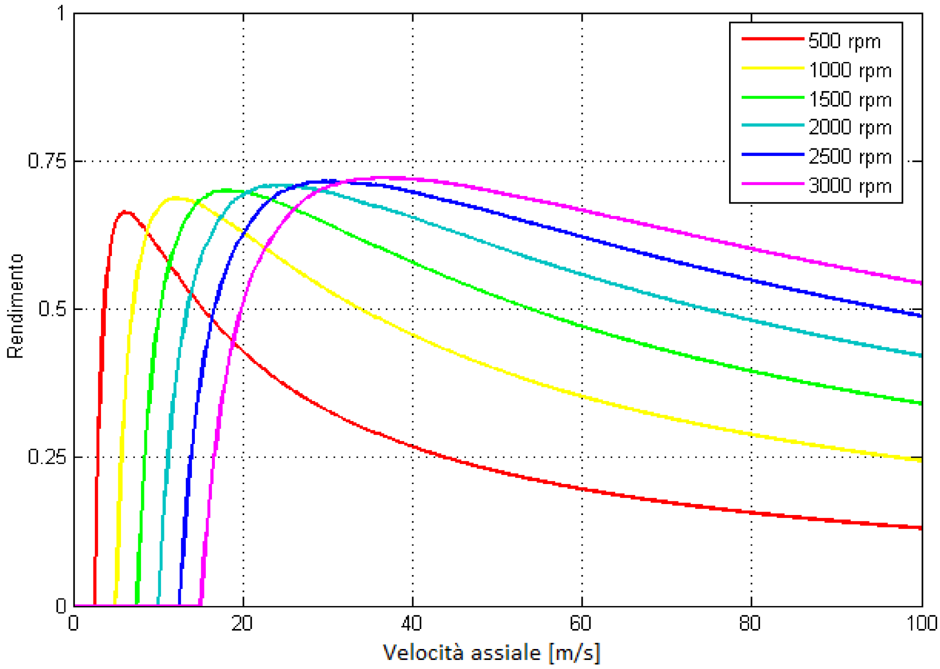


Figura 4.20: Rendimento in funzione della velocità assiale al variare della velocità di rotazione, diametro della turbina 0,3m.

Va evidenziata però la dipendenza diretta tra il coefficiente di flusso e la velocità di rotazione della turbina (equazione 1.11), per maggior chiarezza si è deciso di fornire i dati ottenuti in funzione della velocità assiale (figura 4.20, le immagini relative alle turbine di dimensioni maggiori sono riportate in appendice IV). Osservando i risultati in questa forma risulta evidente la differenza di comportamento al variare della velocità di rotazione. Al diminuire di quest'ultima si ha uno spostamento a sinistra del picco di efficienza e della velocità minima di funzionamento. Il picco però risulta più basso e le efficienze per velocità assiali maggiori risultano limitate. Si può quindi affermare che la velocità di rotazione della turbina è un importante parametro di progetto e che l'intervallo di velocità in ingresso deve rivestire un ruolo determinante nella sua scelta.

Si riporta, in figura 4.21, i risultati ottenuti in relazione alla potenza disponibile P_{av} (definita in equazione 4.1), in modo da poter effettuare un confronto diretto con i risultati basati su test sperimentali di Thakker et Al. [60] (figura 4.22).

$$P_{av} = \Delta P \dot{V} \quad (4.1)$$

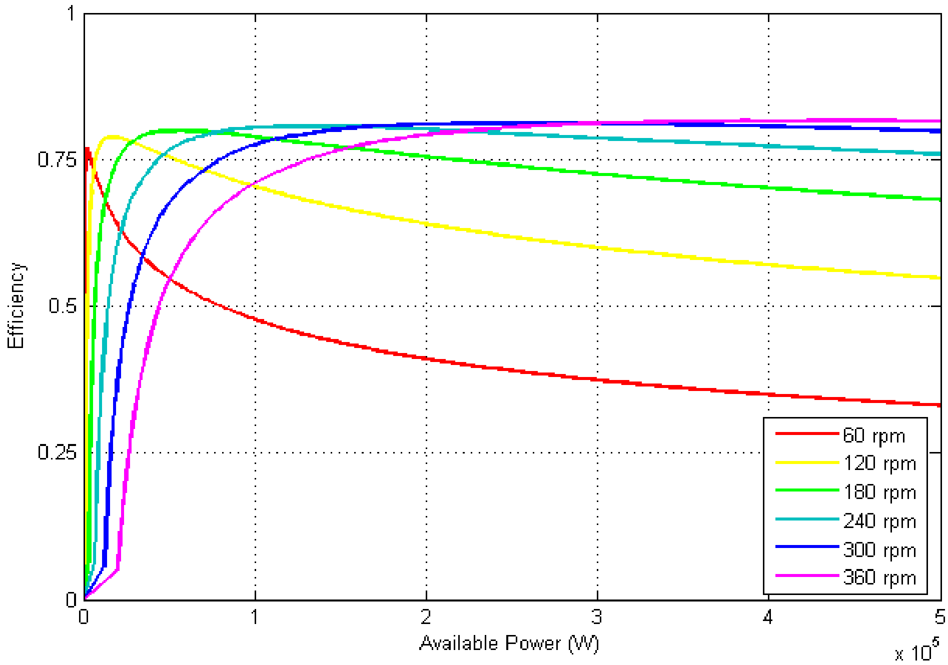


Figura 4.21:Rendimento in funzione della potenza disponibile al variare della velocità di rotazione, diametro della turbina 2.6m.

L'andamento delle curve risulta pressoché identico, le differenze quantitative per potenza e velocità di rotazione sono dovute alla differente taglia in rapporto alle velocità di rotazione e geometria della macchina (Thakker et Al. considerano una girante con diametro 1,5 m e rapporto tra diametro di hub e tip di 0,6), per il rendimento invece si rimanda alle ipotesi fatte nel paragrafo 4.1.

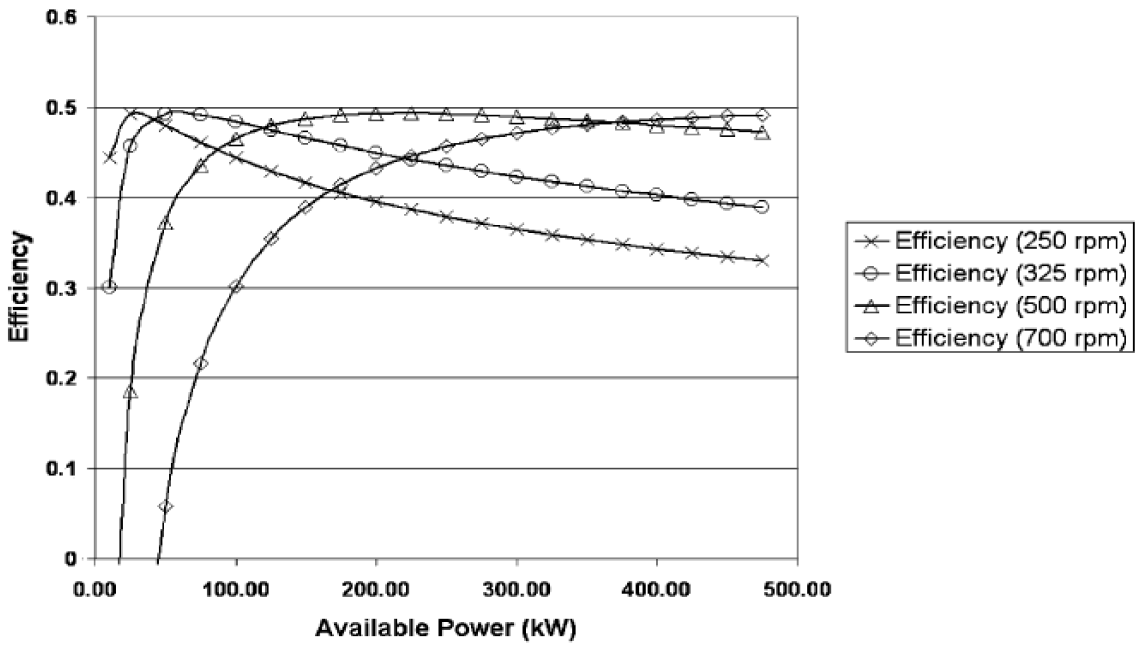


Figura 4.22: Curve dell'efficienza predette per una turbina con diametro di 1,5 m [60].

Si nota infine che questo tipo di analisi fornisce informazioni interessanti anche sulla caratteristica all'avvio della macchina: considerando infatti il caso di velocità di rotazione prossima allo zero, la zona di efficienza nulla risulterebbe praticamente inesistente, avendo quindi un rendimento relativamente alto per qualunque potenza disponibile (cioè per qualunque coppia di ΔP e velocità del flusso diverse da zero).

4.4.2 Variazione del rapporto tra diametro di hub e di tip

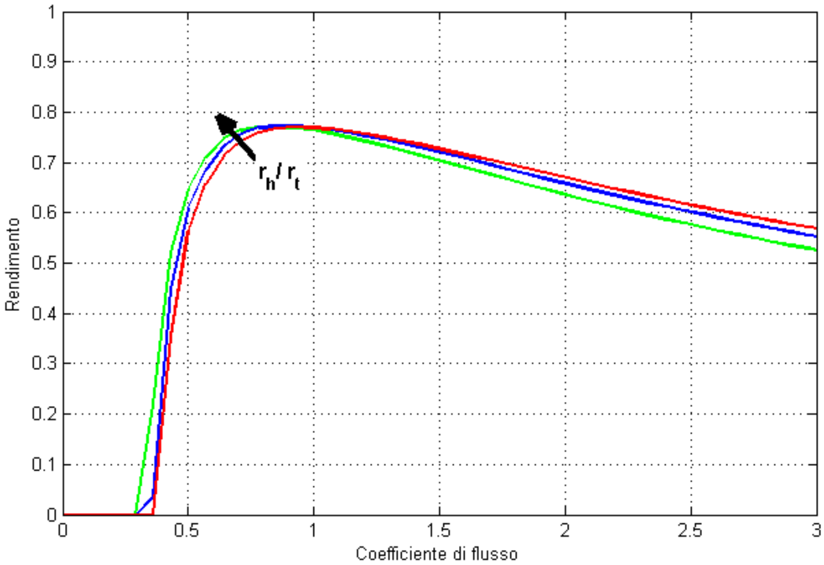


Figura 4.23: Rendimento in funzione del coefficiente di flusso al variare del rapporto tra r_{tip} e r_{hub}

Un altro parametro su cui è stata fatta un'analisi di sensibilità è il rapporto tra diametro di hub e di tip. In figura 4.23 questo rapporto è stato variato in un intervallo tra 0,6 e 0,8 mantenendo il diametro esterno della macchina costante. Si nota però che la variazione del rapporto tra i raggi influenza numerosi parametri, tra i quali l'area di passaggio del flusso e il raggio medio, che a loro volta contribuiscono a determinare la velocità di trascinamento, la portata e il coefficiente di flusso. Quali di questi mantenere costanti rappresenta una scelta complessa e negli studi in cui questo rapporto viene modificato non risulta chiaro quali parametri siano considerati dipendenti e quali indipendenti. Si è scelto di compiere una nuova simulazione in cui il rapporto tra raggio di hub e di tip è stato modificato nello stesso range, ma contemporaneamente si è effettuata una variazione del raggio di tip in modo da mantenere costante l'area di ingresso della turbina (figura 4.24). La correzione applicata può essere espressa come:

$$r_{tip}^2 \pi [1-(r_{hub}/r_{tip})^2] = costante \quad (4.2)$$

dalla quale, al variare del rapporto r_{hub}/r_{tip} si ricava facilmente il raggio di tip da impostare nella simulazione.

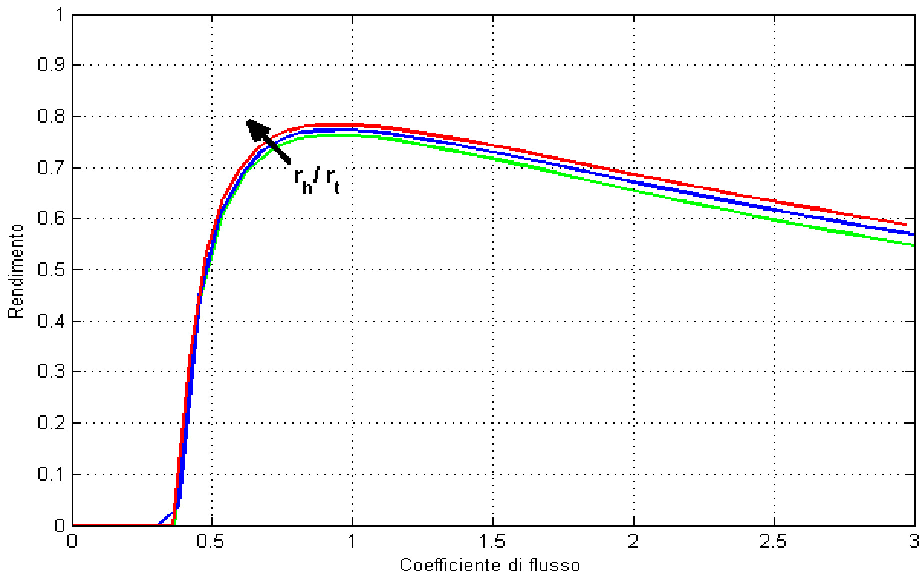


Figura 4.24: Rendimento al variare del rapporto tra r_{tip} e r_{hub} per area di passaggio costante

Un'altra scelta possibile potrebbe essere quella di mantenere costante il diametro del mozzo, ad esempio per limitazioni dovute all'accoppiamento con il generatore, o la distribuzione di velocità lungo la pala. A seconda della scelta operata i risultati sono diversi, risulta quindi difficile paragonare i quelli ottenuti con quelli trovati in letteratura [31][60] senza conoscere i criteri che sono stati seguiti e tutte i dettagli delle simulazioni.

4.4.3 Variazione degli angoli di metallo degli statori

Si è scelto di osservare la variazione degli angoli di metallo in funzione della velocità assiale (proporzionale al coefficiente di flusso, in quanto la velocità di trascinamento e il raggio medio sono mantenuti invariati) e di realizzare una vera e propria mappatura del funzionamento della turbina. Per fare ciò si è impiegato le funzioni di rappresentazione di superfici di Matlab. In figura 4.25 si può osservare il risultato di questa procedura applicata alla turbina di medie dimensioni variando l'angolo di uscita dell'*IGV* e, per simmetria, quello in ingresso dell'*OGV*.

Si nota chiaramente che i rendimenti migliori si hanno per un angolo di 60°, concordando quindi con i risultati di Setoguchi et Al. [31]. Con questa analisi si è ottenuto un altro risultato degno di nota:l'andamento della potenza generata al variare dell'angolo di metallo (figura 4.26).

Si osserva che la potenza massima viene generata con l'angolo di 80°. Questo fatto può

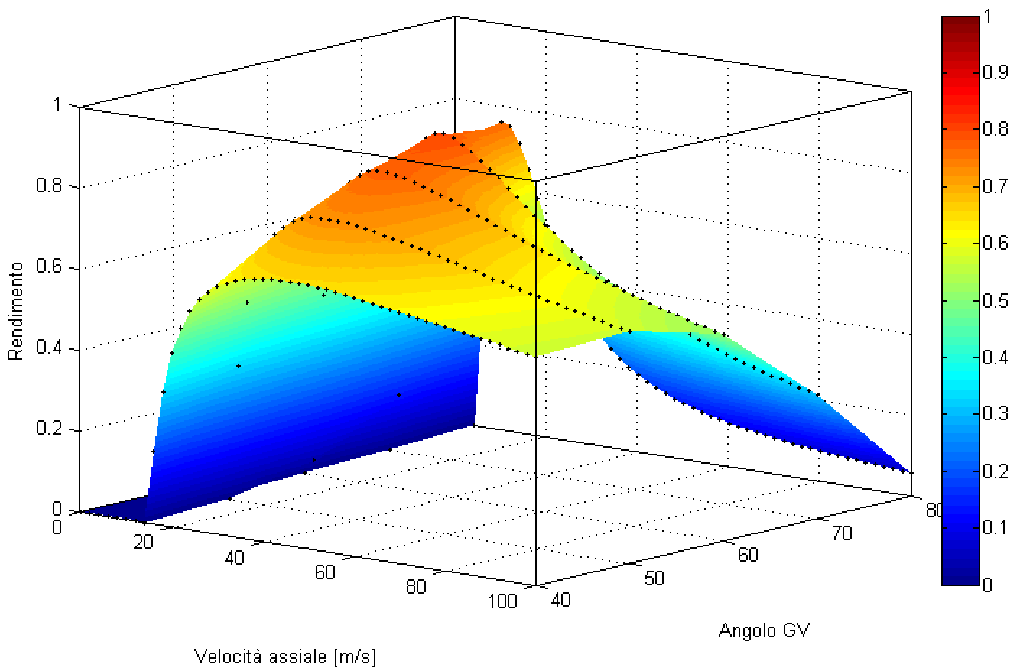


Figura 4.25: Rendimento al variare della velocità assiale e degli angoli dei guide vanes,diametro della turbina 1 m.

essere interpretato ricordando le formule della potenza e del lavoro specifico date nel paragrafo 1.5. Infatti all'aumentare dell'angolo di metallo in uscita si ha una maggiore accelerazione del flusso, che quindi arriverà nella schiera rotorica con un'angolazione maggiore. Nel rotore si avranno una maggiore incidenza e deflessione del flusso, estraendo quindi un lavoro specifico più alto. Si avrà però delle forti perdite per incidenza sia sul rotore che sull'*OGV* (che per simmetria all'*IGV* avrà un angolo di metallo molto diverso da quello di flusso incidente) che daranno luogo a una differenza di pressione tra imbocco e uscita

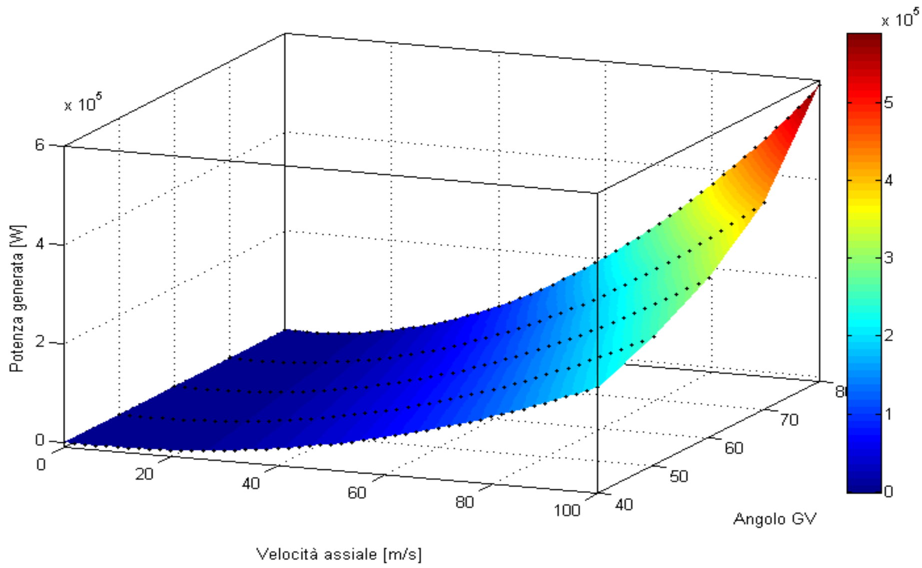


Figura 4.26: Potenza generata al variare della velocità assiale e degli angoli dei guide vanes,diametro 1 m.

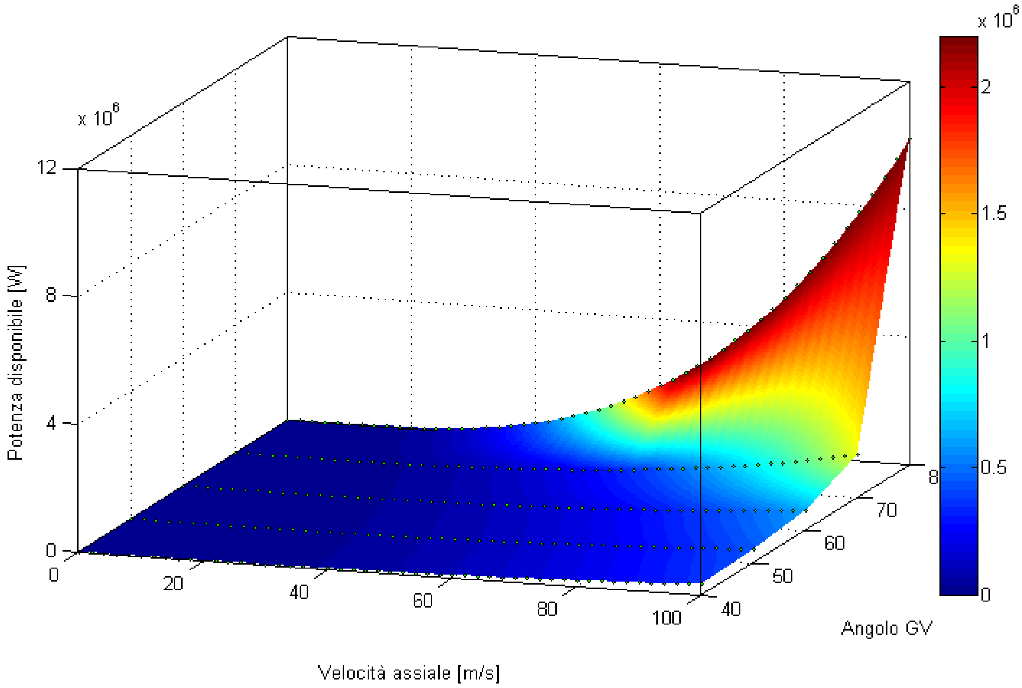


Figura 4.27: Potenza disponibile al variare della velocità assiale e degli angoli dei guide vanes,diametro 1 m.

particolarmente elevata. Una conferma di ciò è data dal basso rendimento osservato in figura 4.25 e dall'andamento della potenza disponibile in figura 4.27, ricordandone la definizione (equazione 4.1) e considerando che la portata in volume è proporzionale alla velocità assiale (sezione di ingresso costante). Si conclude quindi che da un punto di vista del rendimento l'angolo ottimale trovato da Setoguchi et Al. risulta essere il migliore, ma in casi particolari (ad esempio l'adattamento temporaneo di una turbina di piccole dimensioni a un cassone di taglia elevata) potrebbe essere utile considerare altri angoli di metallo degli statori (per l'esempio citato angoli maggiori di 60°).

4.4.4 Variazione degli angoli di metallo del rotore

L'ultima analisi è stata fatta variando gli angoli di metallo del rotore. I grafici riportati sono quelli della turbina di medie dimensioni, per le altre taglie si rimanda all'appendice IV. Dalla superficie dell'efficienza trovata (figura 4.28) si osserva una zona di massimo tra i 60° e i 70°, in accordo con i risultati di Setoguchi et Al. descritti nel paragrafo 1.4.

Come nel paragrafo precedente si è ricavato l'andamento della potenza generata e disponibile (figure 4.29 e 4.30), dalle quali possono essere fatta considerazioni analoghe a quelle fatte per gli angoli di metallo degli statori.

Si nota però che il picco di potenza disponibile non risulta di dimensioni paragonabili a quelle del caso precedente, facendo pensare quindi che la flessibilità nella scelta dell'angolo

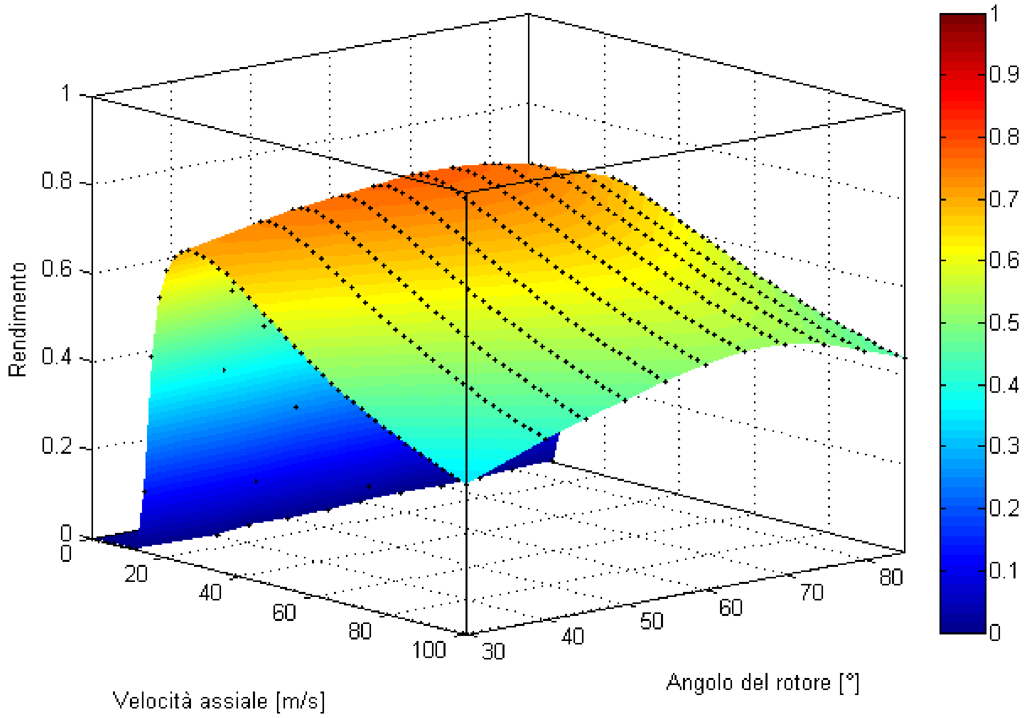


Figura 4.28: Rendimento al variare della velocità assiale e degli angoli del rotore.

di metallo del rotore possa essere maggiore.

Si ricorda che i risultati di queste analisi sono relativi alla variazione separata degli angoli di metallo del rotore e degli statori. Un'ulteriore analisi potrebbe essere svolta per le varie coppie possibili di questi due parametri, in quanto le variazioni di incidenza sono influenzate

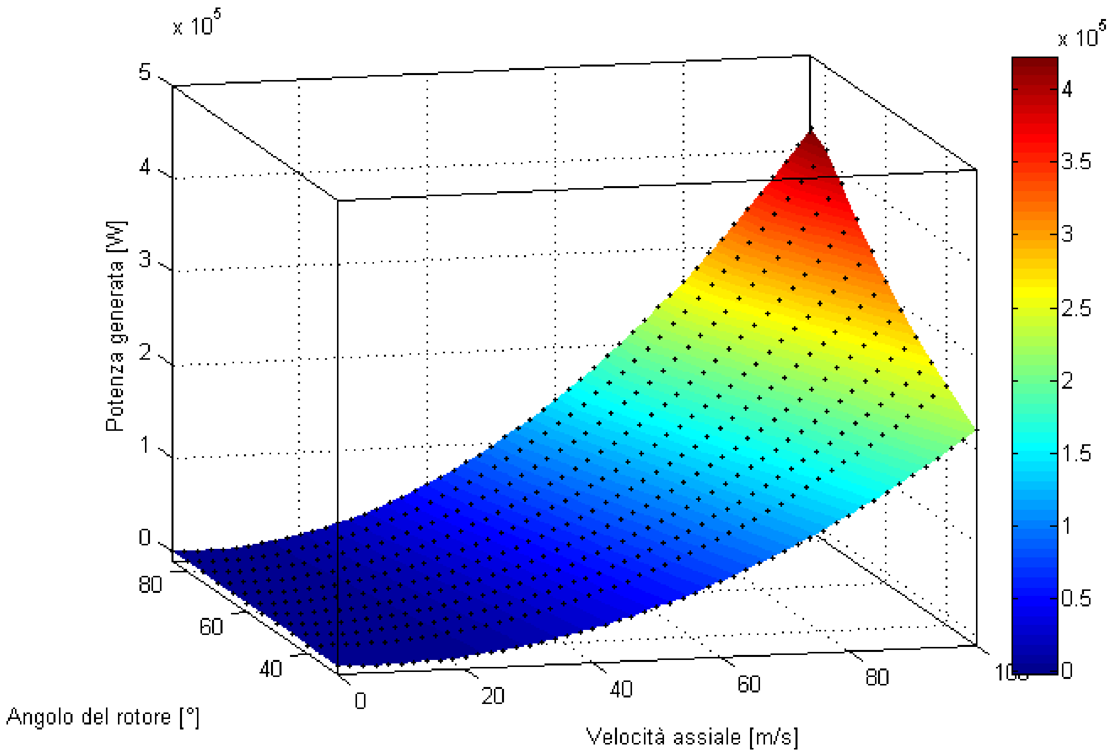


Figura 4.29: Potenza generata al variare della velocità assiale e degli angoli del rotore.

dalla combinazione di entrambi: ad esempio due angoli molto diversi provocano incidenze molto forti, mentre due vicini no e questo risulta vero indipendente dal valore particolare.
Si vuole infine segnalare la difficoltà di eseguire una mappatura come quella svolta tramite una procedura sperimentale: per essere realizzata sarebbe richiesto non solo un banco prova con un modello della turbina, ma anche tante palettature quanti sono i differenti angoli che si vogliono testare, oltre a un tempo molto elevato per condurre una simile mole di misurazioni.
Questo vantaggio risulta evidente anche rispetto alle simulazioni CFD: anche in questo caso infatti si renderebbe necessaria la creazione di una griglia computazionale, l'allestimento e lo svolgimento della procedura di simulazione per ogni geometria analizzata.

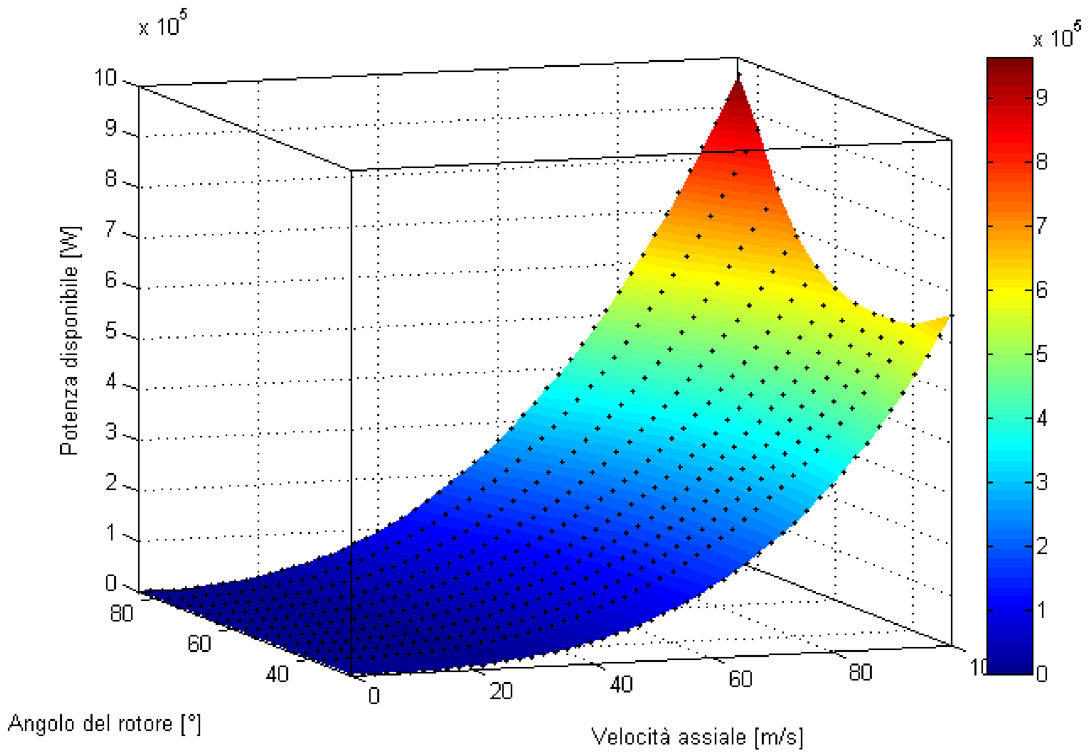


Figura 4.30: Potenza disponibile al variare della velocità assiale e degli angoli del rotore.

5 Risultati del modello non-stazionario

In questo capitolo si riportano alcuni dei risultati ottenuti con il modello non stazionario descritto nel paragrafo 3.2. Come anticipato nel paragrafo 2.4, l'utilizzo dei modelli per rappresentare analiticamente l'intero sistema OWC presenta alcuni ostacoli:

- Il modello proposto da Setoguchi et Al. trascura alcuni fattori e porta a un sistema di equazioni differenziali non lineari non sempre risolvibile
- Il modello del pistone rigido richiede uno studio sperimentale della geometria del cassone e, approssimando la turbina a un oggetto lineare, non ne consente lo studio dettagliato.

Per entrambi i modelli è stato realizzato un simulatore in ambiente Simulink cercando di rimuovere le criticità individuate.

Al primo modello si è aggiunto un blocco per il calcolo dello smorzamento delle onde di pressione con la profondità (equivalente a quello in figura 3.1), si è considerata la struttura fissa rispetto al fondale e si è inserito un blocco di calcolo che tenga conto della comprimibilità dell'aria nel cassone.

Nel secondo modello si è inserito le caratteristiche di funzionamento della turbina come descritto nel paragrafo 3.2, si è ottenuto dei valori approssimati per i coefficienti m_a e B_r per alcune geometrie del cassone e si è seguito le correzioni raccomandate per modelli in scala [61] implementando il calcolo di B_r in funzione della frequenza (figura 5.2) e utilizzando la massa aggiunta massima (data la sua scarsa variazione con la frequenza, figura 5.1).

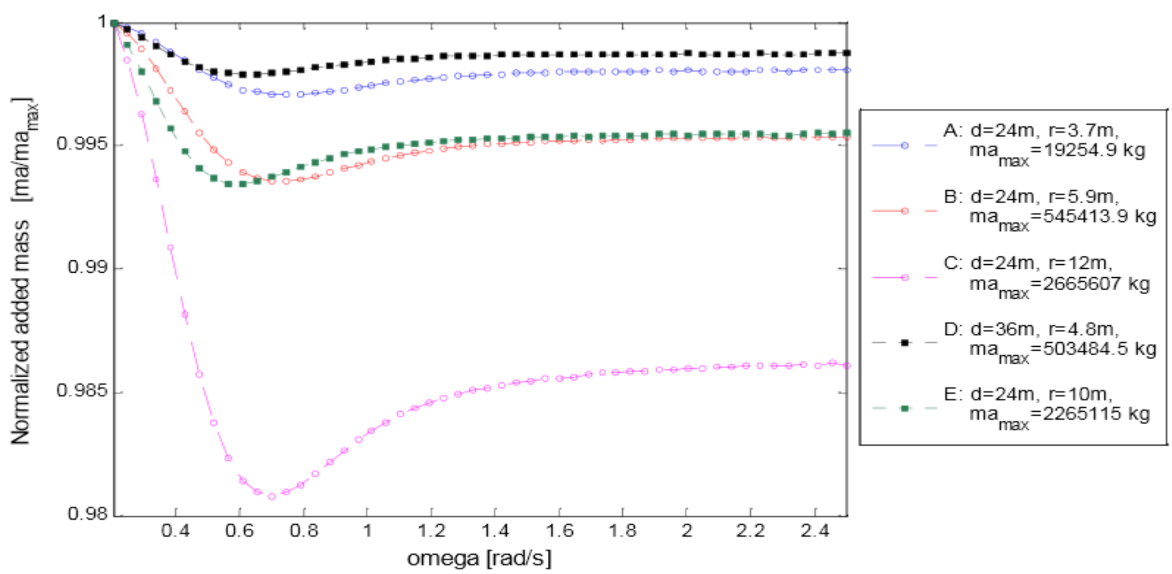


Figura 5.1: Andamento del coefficiente di massa aggiunta normalizzato.

Il modello usato per i risultati di questo capitolo è quello del pistone rigido, in quanto si ritiene di aver ovviato, seppur in modo approssimato e solo per alcuni casi specifici, a tutte le problematiche descritte.

Nelle simulazioni effettuate si è verificato l'indipendenza dalla discretizzazione temporale variando il *time-step* a partire da un valore pari al 2% del periodo dell'onda incidente.

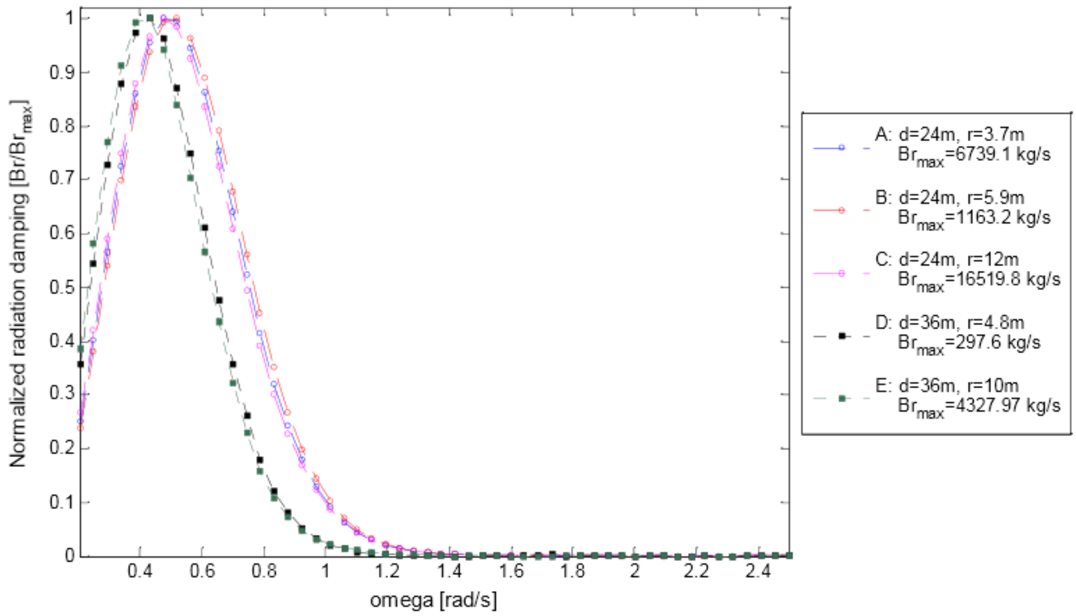


Figura 5.2: Andamento del coefficiente di smorzamento normalizzato.

Le simulazioni che vengono presentate sono da intendersi, oltre che come analisi dei risultati e dei comportamenti del simulatore particolari, come metodi generali di studio proposti per questo tipo di sistemi usando lo strumento realizzato

5.1 Esempio di simulazione per onda sinusoidale

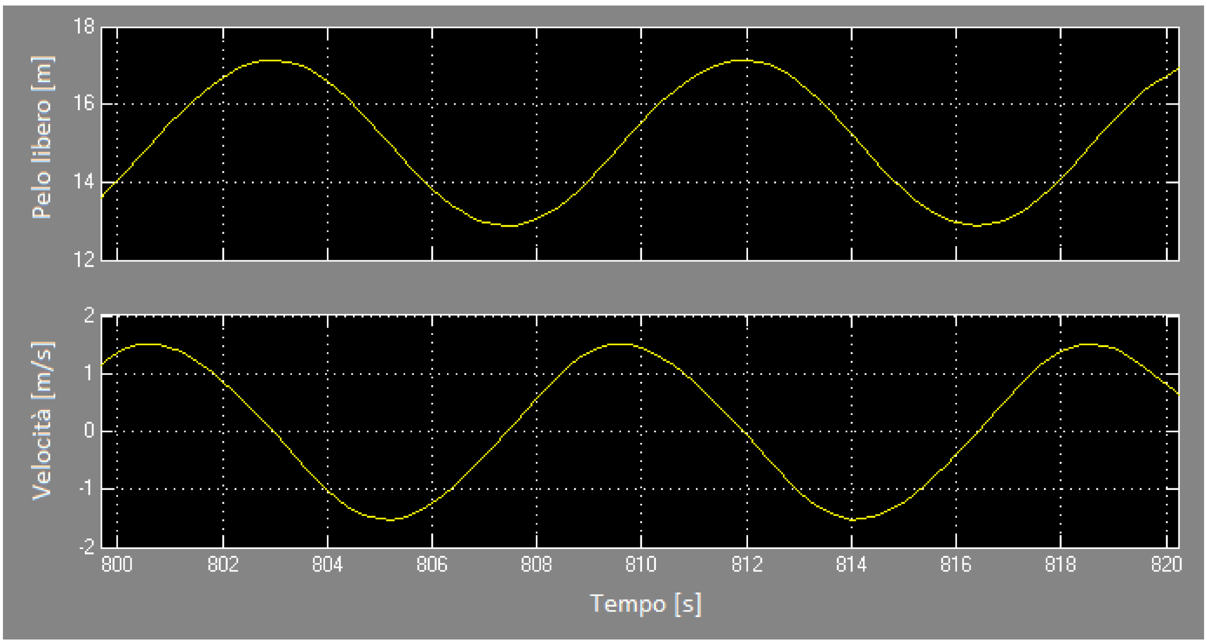


Figura 5.3: Posizione (in alto) e velocità (in basso) del pelo libero interno al cassone.

In questo paragrafo si presentano i risultati ottenuti simulando il sistema OWC, composto da una turbina di taglie medie (descritta nel capitolo 4) e un cassone cilindrico di raggio pari a 2 m, sottoposto a un'onda incidente di ampiezza 1,5 m e periodo 9 s.

Per assicurare l'indipendenza da eventuali regimi transitori dovuti alle condizioni iniziali di integrazione (altezza e velocità iniziali) i risultati sono stati calcolati su un intervallo di $\Delta T=800\ s$ a partire dall'istante $T_0=200\ s$. Osservando le fluttuazioni dei risultati si è osservato che questo metodo fornisce un'approssimazione alla quarta cifra significativa sulla potenza generata per l'intero intervallo di condizioni iniziali fisicamente plausibili, cioè che mantengano il pelo libero compreso tra altezza minima e massima del cassone.

Infatti nel caso il pelo libero superi l'altezza del cassone si ha che nel calcolo della velocità in ingresso in turbina il volume d'aria interno risulta negativo, invertendo l'effetto dell'aumento di densità sulla velocità in uscita (equazione 2.69), portando quindi la simulazione a divergere. Il limite inferiore invece non è dato direttamente, ma in funzione di quello superiore: le forze di richiamo mantengono il loro segno al diminuire dell'altezza del pelo libero interno, ma se l'oscillazione iniziale risulta di ampiezza eccessiva si avrà un

Perdite		[W]
IGV	Clearance	345
	Secondarie	651
	Profilo	599
	Incidenza	0
	tot.	1595
Rotore	Clearance	499
	Secondarie	2243
	Profilo	3484
	Incidenza	524
	tot.	6750
OGV	Endwall	185
	Secondarie	66
	Profilo	492
	tot.	742
	Swirl	343
Potenza generata		25401
Potenza disponibile		34839
Perdite totali		9430

Tabella 5.1: Suddivisione delle perdite e potenza meccanica prodotta media.

superamento del limite superiore prima della fine del periodo, portandosi quindi nella situazione precedentemente descritta.

In tabella 5.1 si riporta la potenza prodotta, quella disponibile (equazione 4.1) e i contributi di perdita. Si nota che la lieve discrepanza tra la differenza delle prime due e le perdite totali rientra nell'errore dichiarato sulla potenza generata. I valori numerici riportati in questo capitolo sono valori medi, calcolati come il rapporto tra l'integrale dei valori istantanei e il ΔT della simulazione.

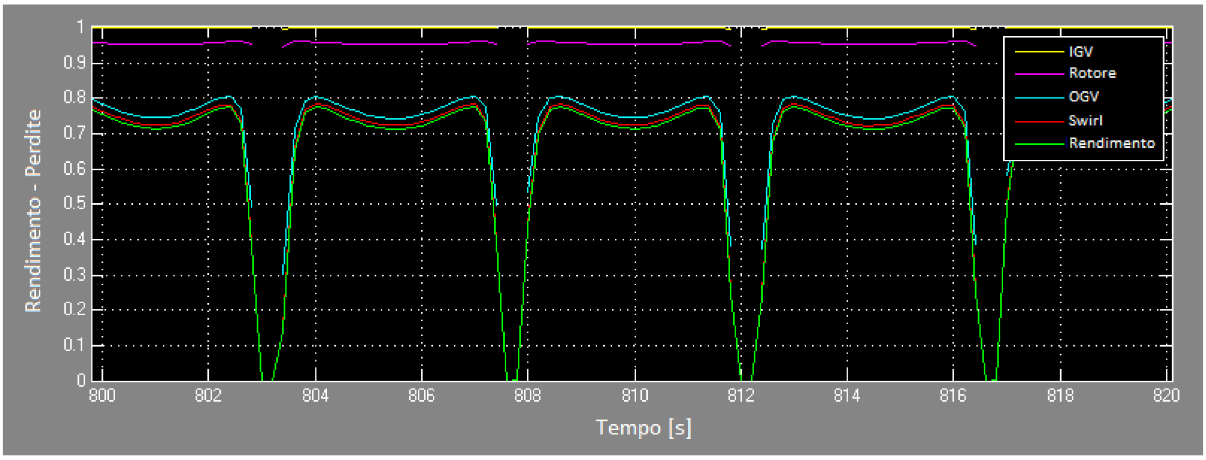


Figura 5.4: Rendimento e perdite cumulate di rendimento.

Le principali fonti di perdita risulta essere la schiera rotorica seguita dallo statore in ingresso, coerentemente con i risultati del capitolo precedente (figura 4.9). A differenza di quanto ci si sarebbe aspettati la componente delle perdite del rotore dovuta all'incidenza e le perdite secondarie nell'OGV risultano molto limitate. Queste perdite infatti risultano notevoli per basse velocità assiali, quindi, dato che la potenza prodotta è crescente con il quadrato della

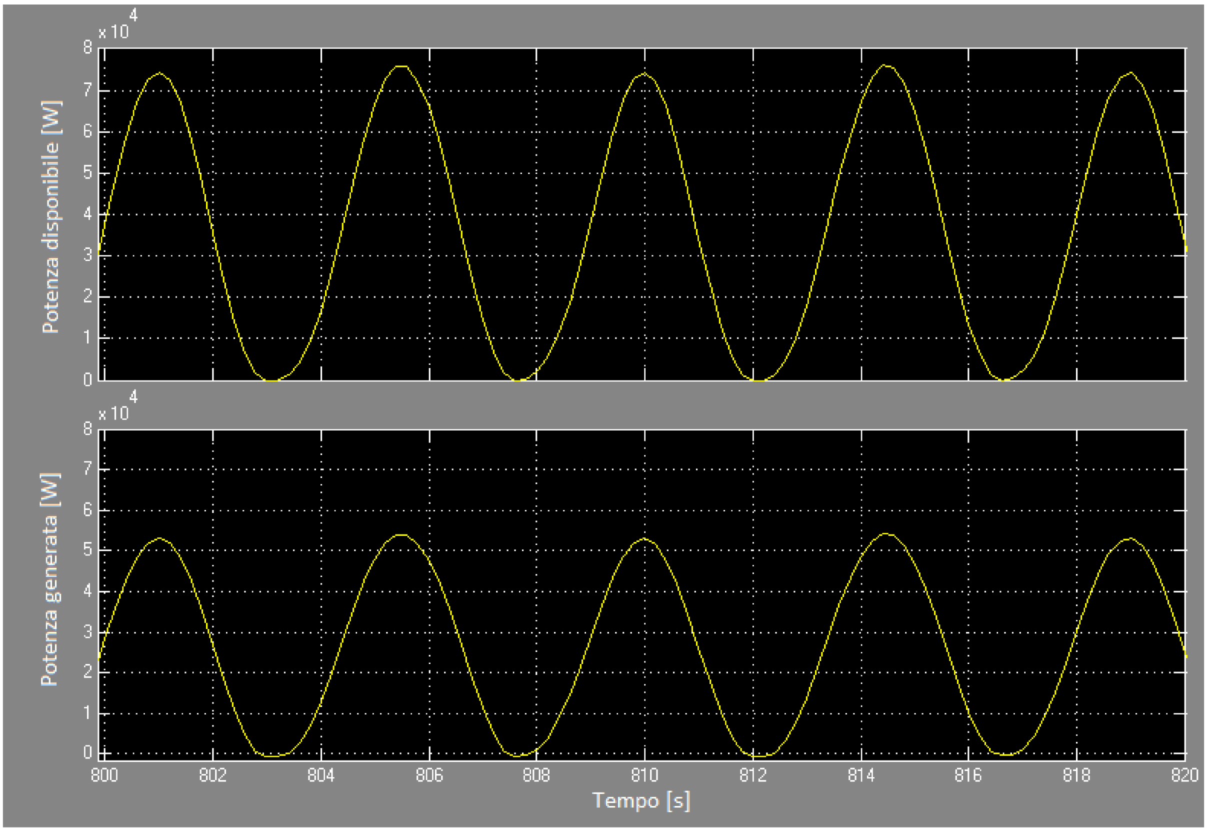


Figura 5.5: Potenza disponibile (sopra) e potenza meccanica estratta (sotto).

portata (equazioni 1.12 e 1.13), se analizzate come perdite di potenza risultano di scarsa entità.

Si ricorda che le perdite sotto forma di rendimento sono trovate come rapporto tra i valori istantanei della perdita di pressione in esame e di quella totale, risultando quindi non definite negli intervalli in cui quest'ultima risulti nulla (paragrafo 4.1).

Gran parte della potenza disponibile (tabella 5.1) viene estratta dalla turbina, che raggiunge quindi rendimenti medi elevati. Questo fatto è spiegato ricordando le osservazioni fatte nel capitolo precedente sulle efficienze ottenute e osservando che le zone di rendimento più alto (figura 5.4) si hanno in corrispondenza dei picchi di potenza disponibile (figura 5.5). La sovrapposizione di queste zone indica che la geometria e la velocità di rotazione della turbina risultano adeguati al range di velocità in ingresso.

Ricordando i risultati ottenuti dalle analisi di sensibilità nei paragrafi 4.4.1 e 4.4.3, si può affermare che per velocità di rotazione troppo basse o angoli degli statori troppo elevati si avrebbe un avvallamento nella curva del rendimento proprio in corrispondenza del picco di potenza disponibile.

	Perdite	[W]
IGV	Clearance	628
	Secondarie	905
	Profilo	945
	Incidenza	0
	tot.	2478
Rotore	Clearance	952
	Secondarie	22523
	Profilo	3223
	Incidenza	1
	tot.	26699
OGV	Endwall	136
	Secondarie	273
	Profilo	203
	tot.	612
	Swirl	373
Potenza generata		11286
Potenza disponibile		41447
Perdite totali		30162

Tabella 5.2: Suddivisione delle perdite e potenza meccanica prodotta media per la geometria inadeguata.

A conferma di ciò si è svolto una simulazione mantenendo tutti i parametri costanti, ma aumentando l'angolo di metallo dello statore di 10° e riducendo la velocità di rotazione a 200 rpm (il valore di riferimento scelto nel paragrafo precedente per la turbina di taglia media era 600 rpm).

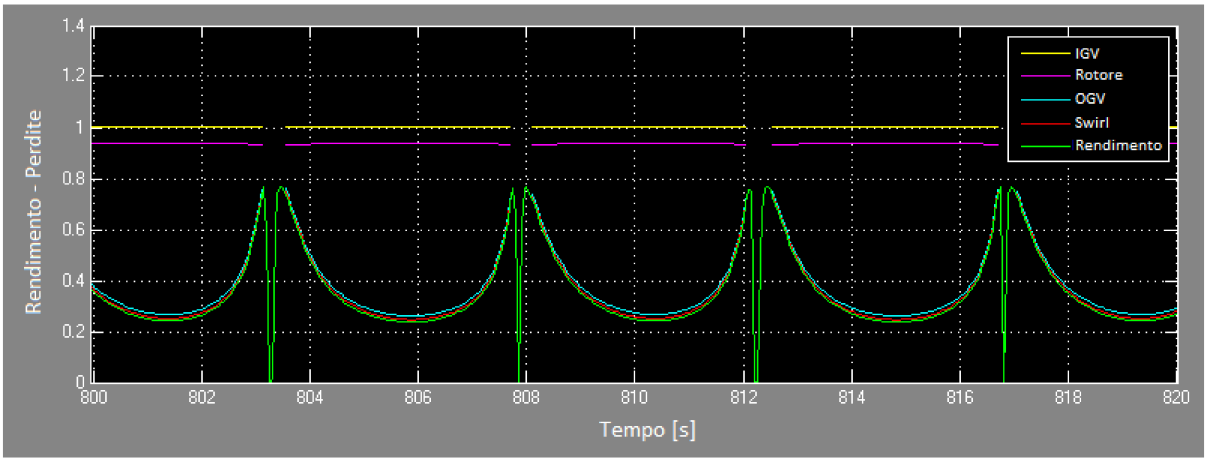


Figura 5.6: Rendimento e perdite cumulate di rendimento per geometria inadeguata.

I risultati rispecchiano quanto ipotizzato e sono brevemente riportati in tabella 5.2, figura 5.6 e figura 5.7.

Tornando alla simulazione per la geometria di riferimento, per dare una descrizione più dettagliata delle perdite si riporta i grafici delle perdite istantanee di potenza per l'intervallo di tempo corrispondente a quello di figura 5.3. I grafici vengono generati sia come andamenti singoli, che come curve cumulate, in modo da poter osservare sia l'andamento delle perdite totali sia l'entità delle singole perdite. Nonostante si fornisca così informazioni ridondanti, si ritiene che sia la forma più chiara per la visualizzazione dei risultati.

In figura 5.8 si osserva che tutte le perdite hanno un andamento simile a quello del modulo della velocità in ingresso e quindi coerente con le osservazioni precedentemente fatte.

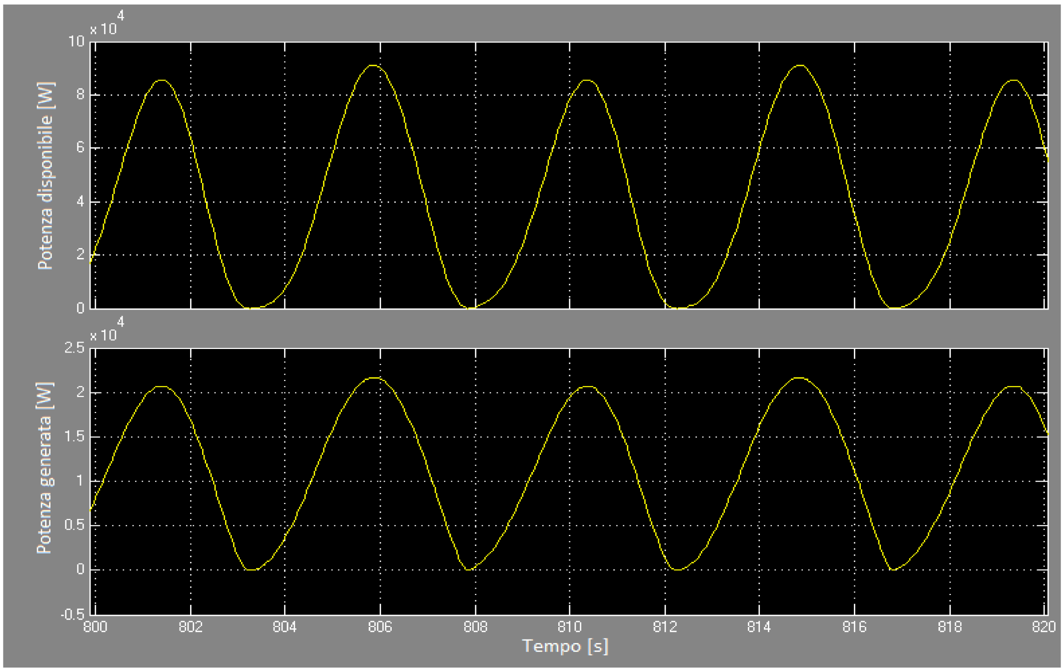


Figura 5.7: Potenza disponibile (sopra) e potenza meccanica estratta (sotto) per geometria inadeguata.

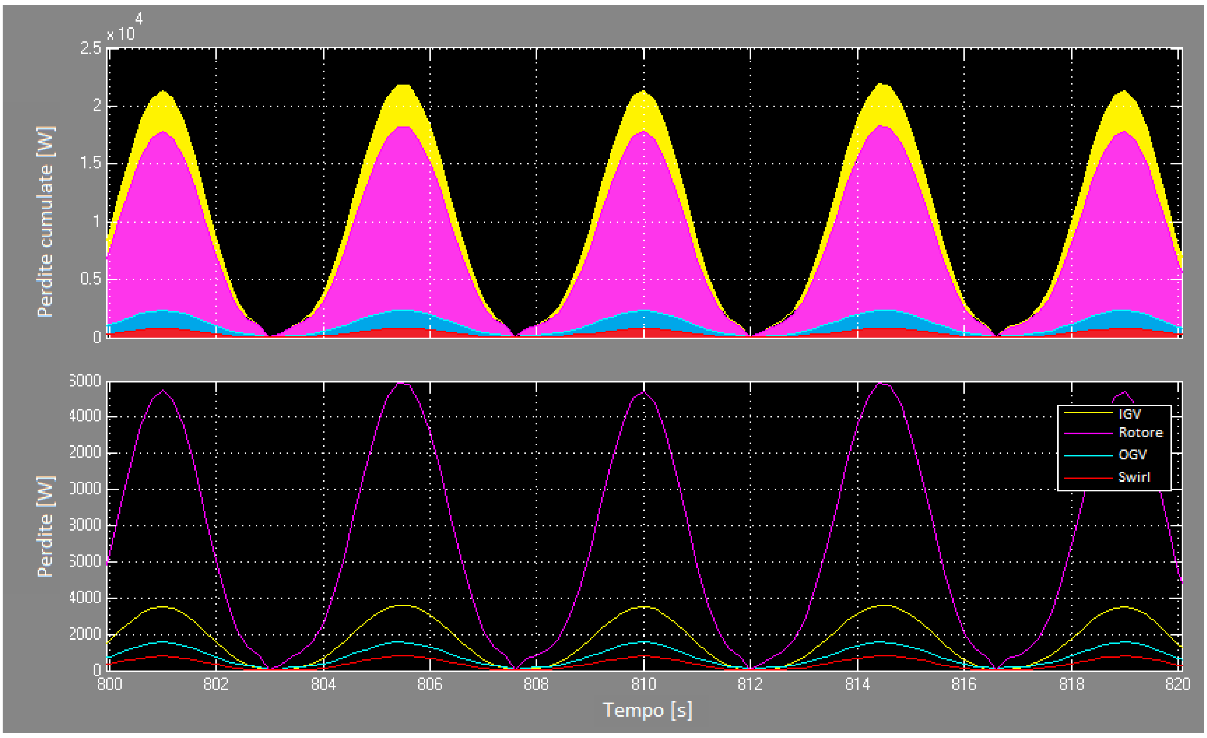


Figura 5.8: Perdite di potenza totali per ogni schiera.

Le perdite nel rotore risultano dare il contributo maggiore in ogni istante. Nella loro suddivisione interna (figura 5.9) si nota l'andamento quasi costante delle perdite per incidenza, dovuto all'effetto combinato dell'andamento percentuale (figura 4.11) al variare del coefficiente di flusso e dell'aumento di potenza prodotto con la portata di fluido elaborata. Si nota anche come le perdite al tip, che da un osservazione superficiale dei risultati del

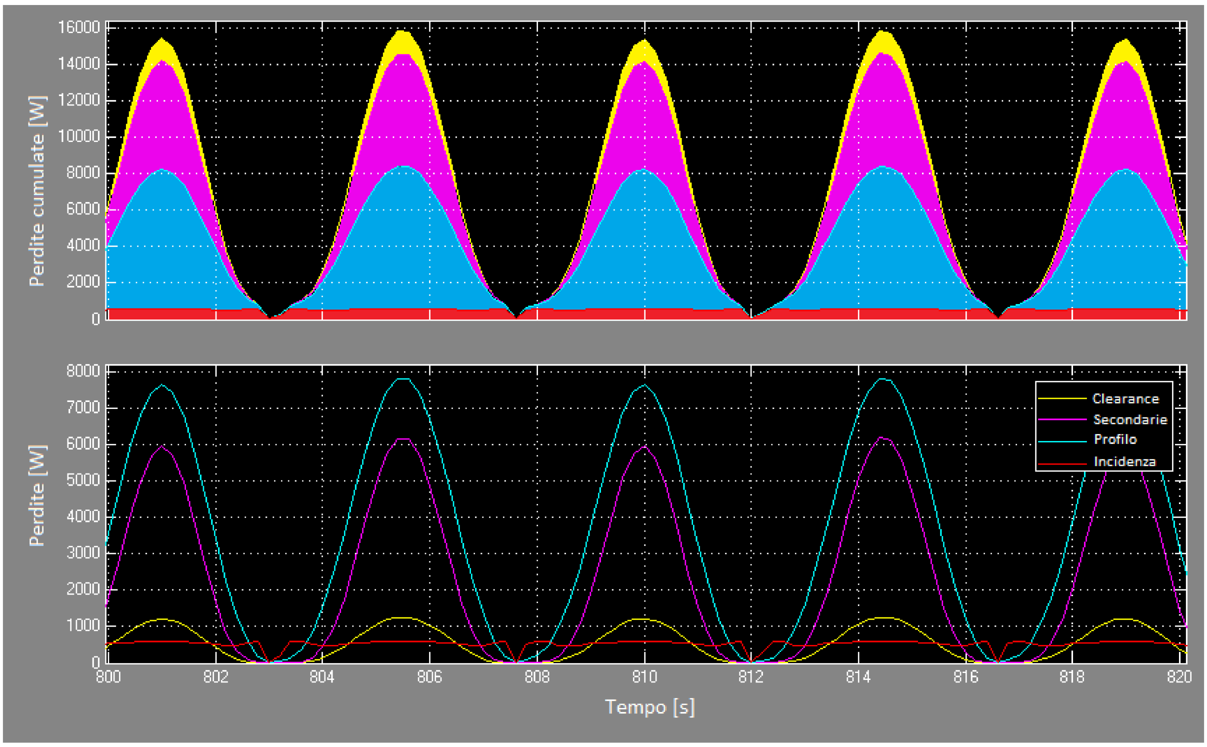


Figura 5.9: Perdite di potenza nel rotore divise per tipologia.

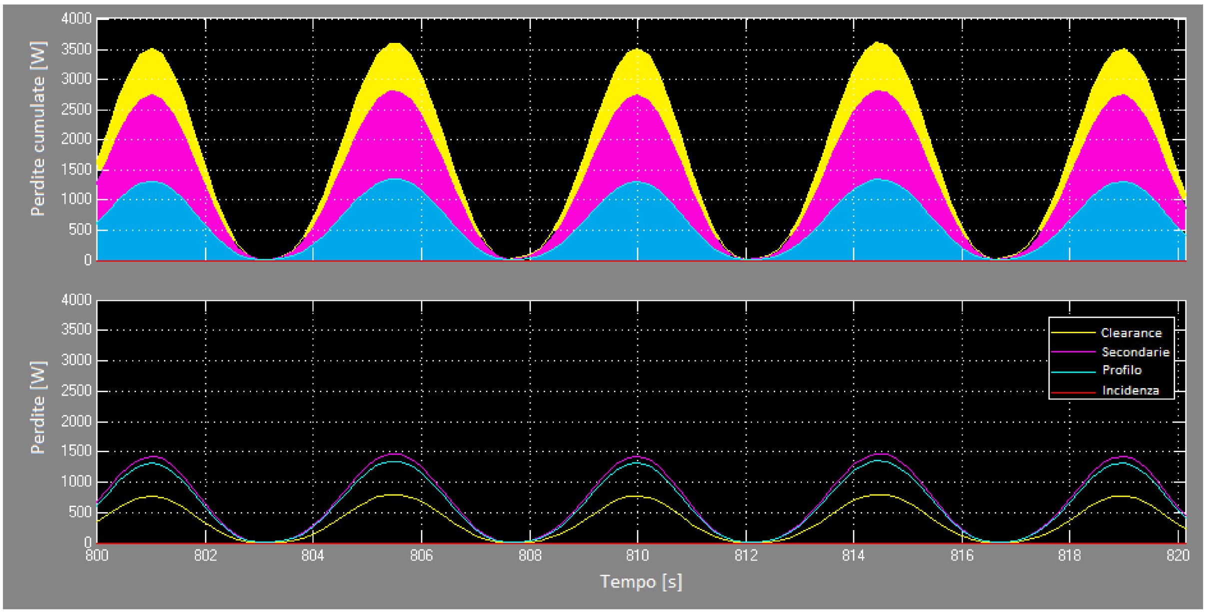


Figura 5.10: Perdite di potenza nell'IGV divise per tipologia.

capitolo precedente sarebbero apparse di scarsa rilevanza, sono quasi pari a quelle dovute all'incidenza.

Le perdite nell'IGV (figura 5.10) non presentano nessuna caratteristica distintiva, se non l'assenza di perdite per incidenza, giustificata dal fatto che il flusso è considerato perfettamente assiale in entrambe i versi.

Dalla divisione delle perdite nell'OGV (figura 5.11) si nota lo scarso contributo delle perdite secondarie, dovuto ai coefficienti di flusso della zona con alta potenza prodotta (figura 4.12).

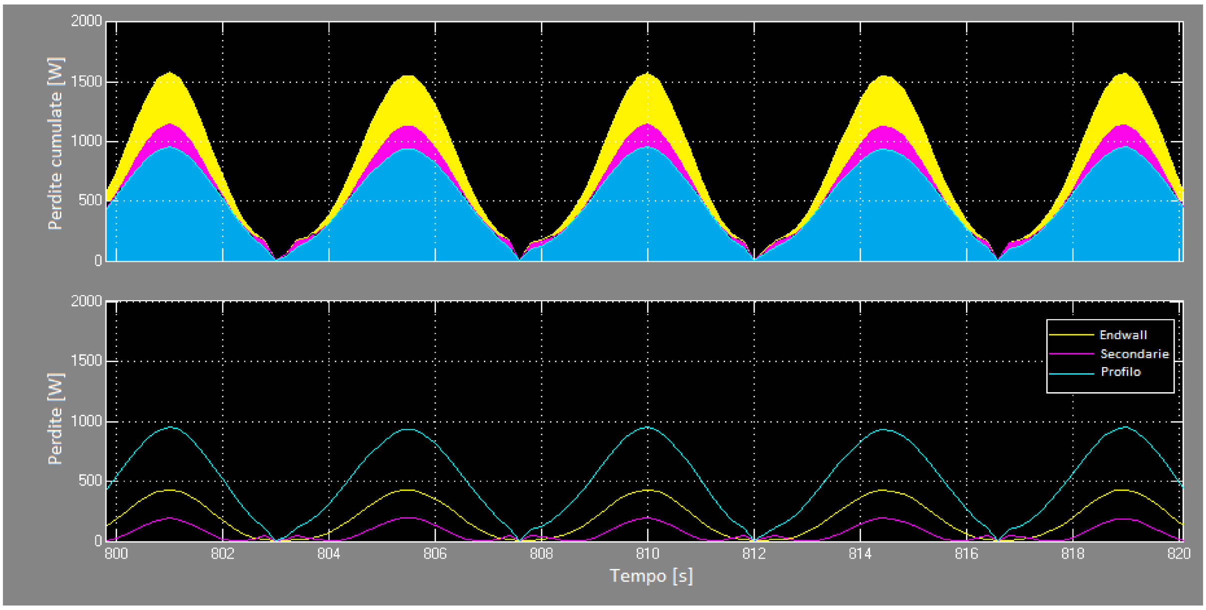


Figura 5.11: Perdite di potenza nell'OGV divise per tipologia.

5.2 Analisi di sensibilità per il coefficiente di smorzamento B_r

Come precedentemente detto si è adottato le approssimazioni dei valori dei coefficienti m_a e B_r suggerite [61]. Trovando che l'approssimazione del coefficiente di smorzamento presenti un'incertezza maggiore, in quanto non considera valori di scala, né trova un chiaro andamento al variare dei parametri presi in considerazione, si è deciso di verificare l'impatto della variazione di questo coefficiente sui risultati delle simulazioni. Notando che il valore suggerito (caso D in figura 5.2, B_r=297,6 kg/s) è il minore di quelli considerati, si è realizzato la simulazione usando il valore massimo trovato (caso C, B_r=16519,8 kg/s) e una impostando B_r=0. I risultati delle tre simulazioni sono presentati in tabella 5.3. Si nota che trascurando il contributo smorzante delle forze radiative (equazione 2.66), cioè con B_r=0, si commette un errore ben al di sotto delle incertezze già presenti nel modello rispetto al caso in cui si usi i valori suggeriti di B_r. La differenza con la simulazione in cui è impiegato il valore massimo di questo coefficiente (caso C) invece risulta sensibile, si nota però che i valori delle perdite così trovati sono praticamente scalati rispetto agli originali, mantenendo quindi la validità di un'analisi qualitativa delle perdite condotta anche in queste condizioni.

Si conclude che l'approssimazione fatta sul coefficiente di smorzamento risulta essere adeguata e che il modello è scarsamente sensibile alle variazioni di quest'ultimo.

	Perdite	Caso D [W]	Caso C [W]	Br=0 [W]	Diff D-C [%]	Diff D-Br=0 [%]
IGV	Clearance	345	333	345	3,28	-0,06
	Secondarie	651	631	651	3,06	-0,05
	Profilo	599	581	599	3,06	-0,05
	Incidenza	0	0	0	0,00	0,00
	tot.	1595	1545	1595	3,11	-0,05
Rotore	Clearance	499	480	500	3,98	-0,07
	Secondarie	2243	2135	2245	4,82	-0,09
	Profilo	3484	3377	3486	3,06	-0,05
	Incidenza	524	523	524	0,28	-0,01
	tot.	6750	6514	6754	3,50	-0,06
OGV	Endwall	185	179	185	3,41	-0,06
	Secondarie	66	62	66	6,27	-0,11
	Profilo	492	481	492	2,28	-0,04
	tot.	742	721	743	2,91	-0,05
	Swirl	343	332	343	3,28	-0,06
Potenza generata		25401	24736	25413	2,62	-0,05
Potenza disponibile		34839	33856	34856	2,82	-0,05
Perdite totali		9438	9120	9443	3,37	-0,06

Tabella 5.3: Risultati delle simulazioni al variare del coefficiente B_r.

5.3 Analisi di sensibilità per il periodo e l'ampiezza dell'onda incidente

Mantenendo la geometria ed i parametri della simulazione descritta nel paragrafo 5.1, si è deciso di osservare come risponde il modello al variare delle caratteristiche dell'onda incidente. Per fare ciò si è realizzato una campagna di simulazioni variando gradualmente il

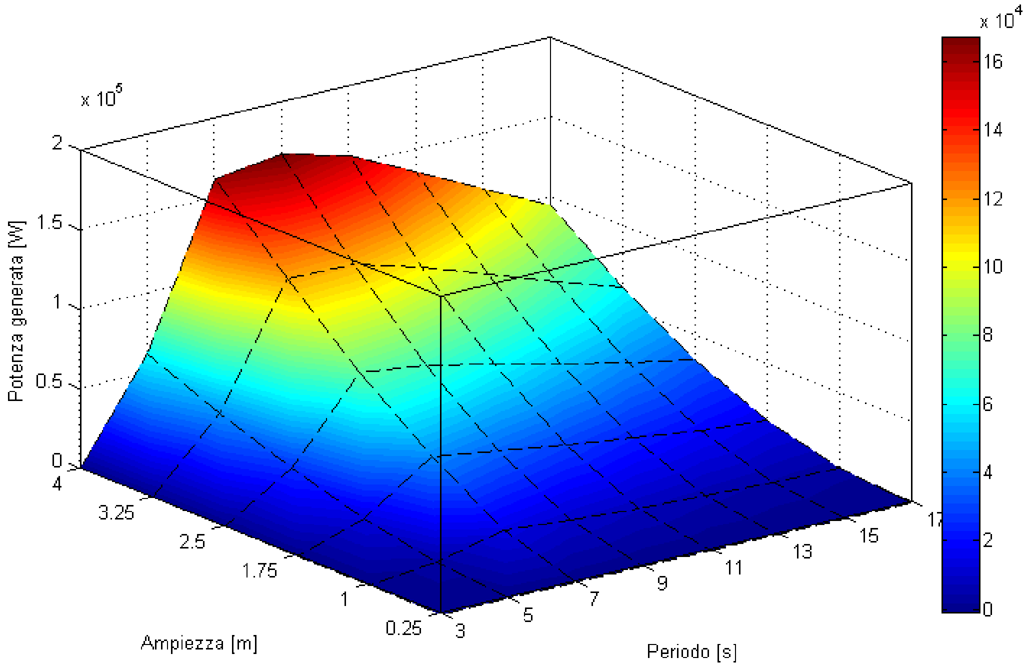


Figura 5.12: Mappatura della potenza media generata al variare dell'onda incidente.

periodo (inversamente proporzionale alla frequenza) e l'ampiezza dell'onda forzante.

Per non dover riportare singolarmente l'intera mole di risultati, si è deciso di presentare una mappatura della potenza prodotta e disponibile. Per i valori numerici ottenuti si rimanda all'appendice IV. I limiti di periodo e ampiezza sono stati scelti in modo da poter osservare gli intervalli di energia del moto ondoso annua non nulla individuati in figura 3.7.

Per periodo costante si ha una potenza generata crescente con l'ampiezza dell'onda, a causa delle oscillazioni di ampiezza maggiore del pelo libero interno, che generano quindi portate in ingresso alla turbina maggiori. Si nota inoltre che il sistema non produce potenza per onde di ampiezza inferiore a 0,25 m o periodo inferiore ai 3 s. Si osserva dalla figura 5.12 che nel caso della simulazione di paragrafo 5.1 si aveva un periodo di poco superiore a quello che genera la potenza massima per l'ampiezza d'onda di 1.5 m.

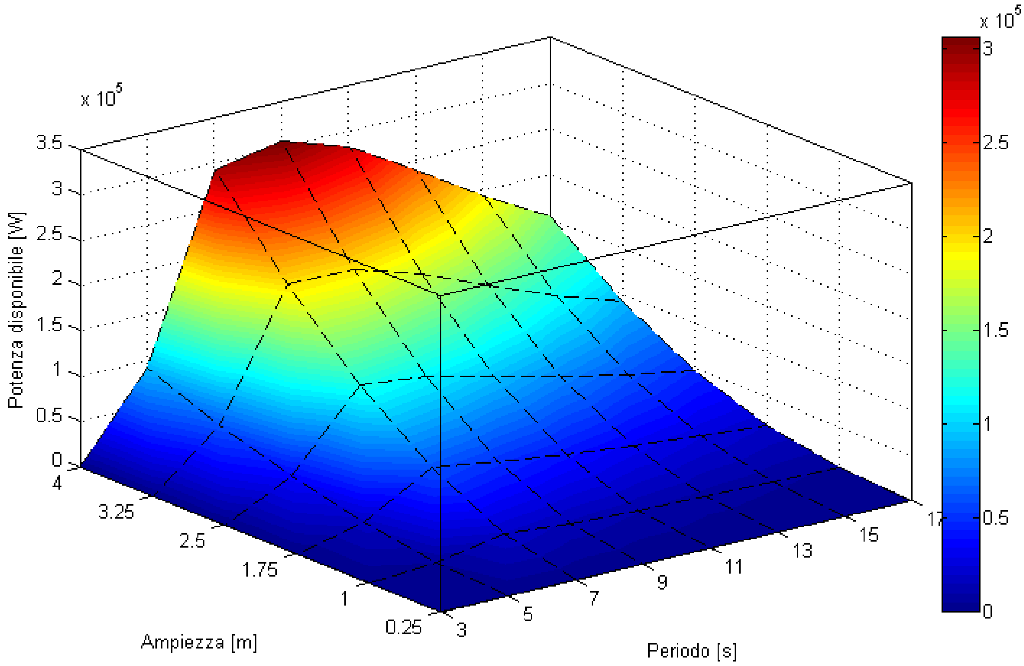


Figura 5.13: Mappatura della potenza media disponibile al variare dell'onda incidente.

La potenza disponibile (figura 5.13) presenta un andamento simile, ma con picchi leggermente più stretti al variare del periodo.

Si riporta poi il grafico del rendimento medio della turbina, ottenuto come rapporto tra potenza generata e potenza disponibile (figura 5.14), dal quale si può osservare che nel caso esaminato nel paragrafo 5.1 la turbina lavora vicino a una cresta di rendimento, rivelandosi

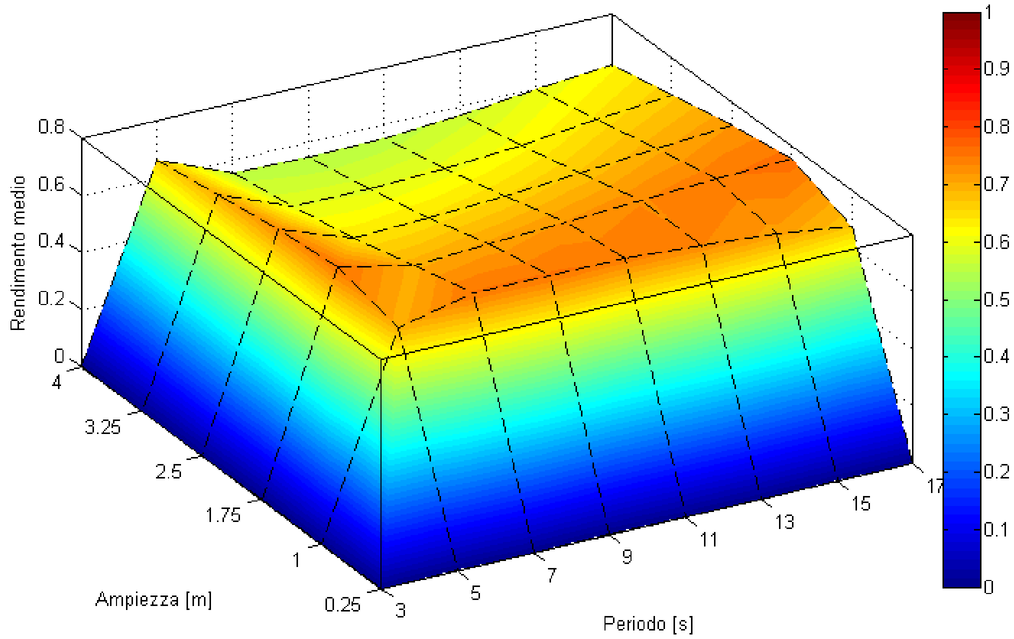


Figura 5.14: Rendimento medio della turbina al variare dell'onda incidente.

quindi adeguata alle onde incidenti.

Per completare l'analisi del comportamento del sistema è necessario conoscere il rendimento medio del cassone, ottenibile come rapporto tra la potenza disponibile media e la potenza media dell'onda incidente (equazione 1.7), riportato in figura 4.15.

Si ricorda che le caratteristiche del cassone sono state definite unicamente in modo da poter utilizzare i coefficienti di massa aggiunta e smorzamento approssimati trovati in letteratura ed è stato ipotizzato che la geometria soddisfi alcune ipotesi senza però aver modo di verificare tali supposizioni (paragrafo 2.4), si ritiene quindi che i risultati ottenuti per questo componente siano da intendersi qualitativamente e non quantitativamente.

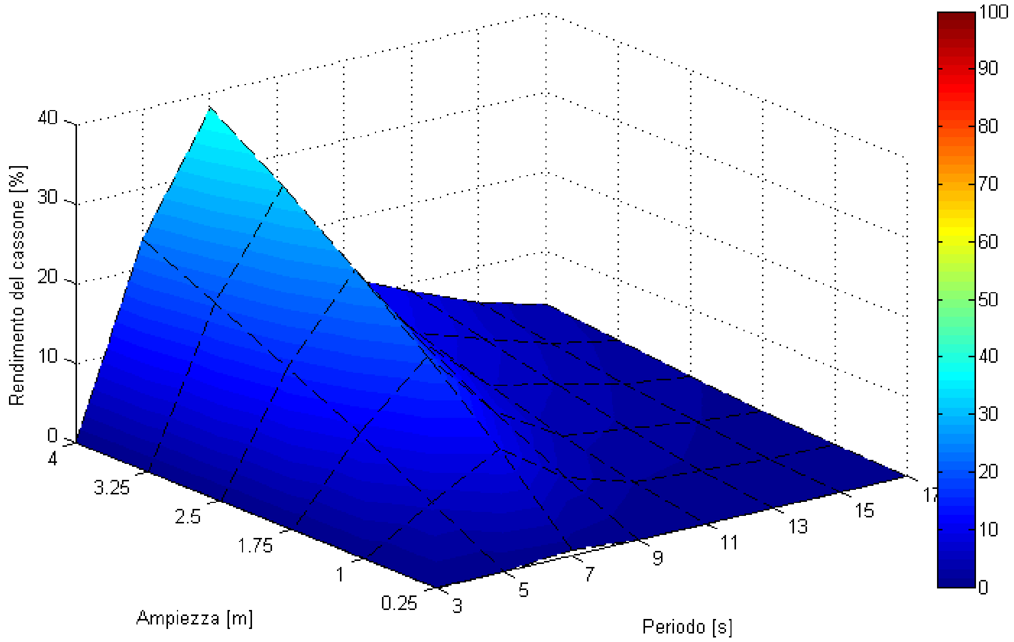


Figura 5.15: Rendimento medio del cassone al variare dell'onda incidente.

Si osserva un picco nell'efficienza del cassone per onde incidenti con periodo di 7 s, probabilmente dovuto a fenomeni di risonanza [62]. Per quanto riguarda le caratteristiche della simulazione presentata in paragrafo 5.1, si può affermare che se si potesse modificare il cassone in modo da avere il picco dei rendimenti per un periodo di 9 s, si potrebbe ottenere un netto miglioramento delle prestazioni.

Infine il prodotto del rendimento del cassone e della turbina danno il rendimento totale del sistema per la trasformazione dell'energia del moto ondoso in energia meccanica all'albero della turbina (figura 5.16).

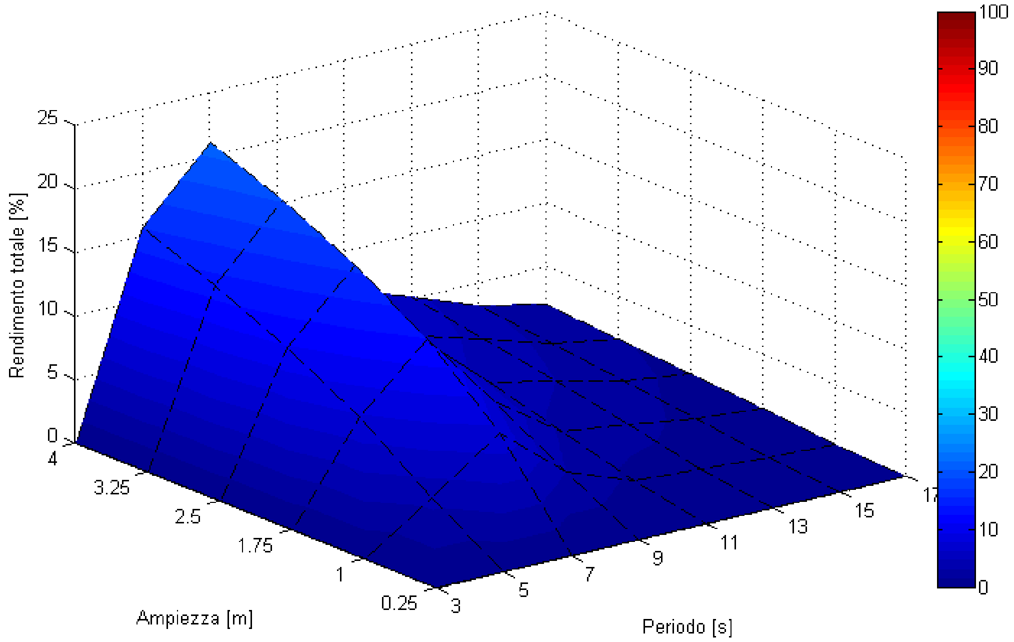


Figura 5.16: Rendimento medio del sistema OWC al variare dell'onda incidente.

Confrontando figura 5.16 con figura 3.7, si può affermare che il sistema simulato si adatta bene alle condizioni del mare tipiche della Toscana settentrionale, in quanto la distribuzione di energia annua non nulla si sovrappone con la zona di picco del rendimento.

Uno studio di questo genere, oltre che a fornire una chiara rappresentazione del campo di funzionamento della coppia cassone-turbina in esame, può essere impiegato per l'analisi preliminare dei siti e la stima della potenza annuale producibile a seconda del sistema realizzato. Infine paragonando una distribuzione dell'energia annuale del moto ondoso equivalente a quelle in figura 3.7, alle mappatura della potenza prodotta per diversi sistemi può essere individuato il più promettente per il sito in questione.

Si è quindi proceduto a realizzare un'identica campagna di simulazioni per la geometria da cui si era ottenuto i risultati in tabella 5.2, i risultati numerici vengono riportati in appendice IV insieme ai grafici equivalenti a quelli mostrati per la geometria di riferimento.

Ci si limita a riportare qui le superfici di potenza generata delle due campagne di simulazioni sovrapposte (figura 5.15), dalle quali è facile osservare che la prima turbina proposta genera una potenza maggiore su tutto l'intervallo considerato, non richiedendo quindi il confronto con la mappatura dell'energia annuale del moto ondoso per stabilirne la superiorità.

Si sottolinea che per questo tipo di confronto si è usato le superfici di potenza prodotta, in quanto nella produzione di energia rinnovabile i costi marginali sono nulli e si ritiene trascurabile la differenza dei costi di investimento e O&M tra le due turbine considerate. Si ritiene quindi che sia economicamente più conveniente realizzare la soluzione con produzione di energia maggiore, indipendentemente dalle efficienze.

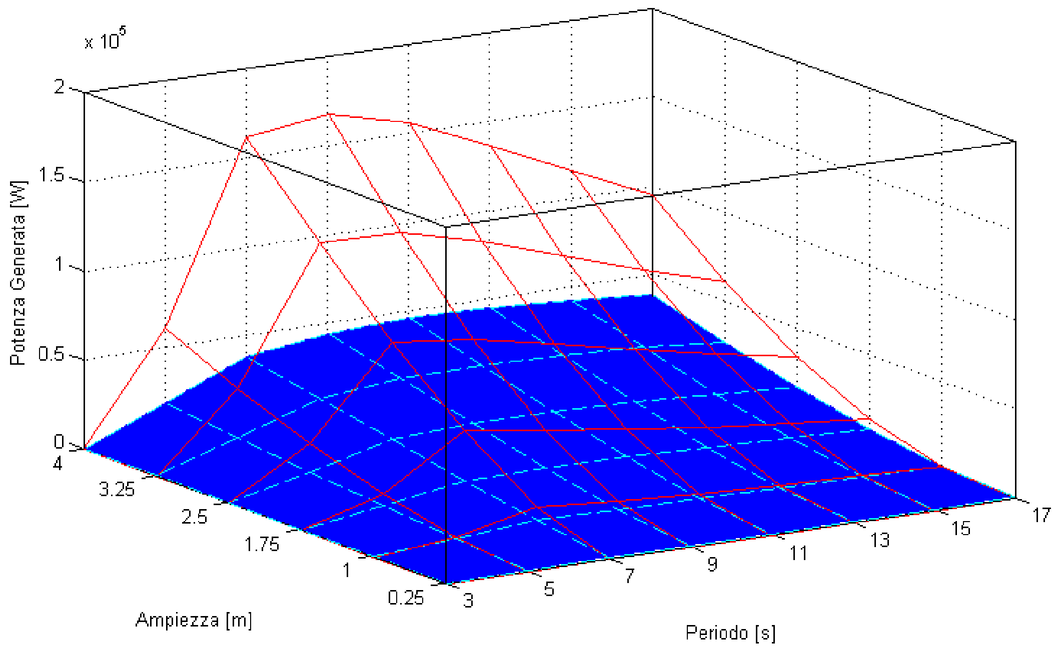


Figura 5.17: Paragone tra la potenza media generata nelle due campagne di simulazioni.

5.4 Esempio di simulazione con onda irregolare

L'ultimo strumento realizzato sostituisce all'ingresso sinusoidale semplice un blocco nel quale è possibile inserire frequenze e ampiezze di sinusoidi che sommate approssimino la forma dell'onda incidente.

Per ricavare ampiezza A_{0i} e frequenza f_i delle componenti sinusoidali si utilizza lo spettro del contenuto energetico delle onde marine nella forma dato dal JONSWAP (Join North Sea Wave Project) [55]:

$$E(f)=\beta_j H_{1/3}^2 T_p^{-4} f^{-5} \exp[-1{,}25(T_p f)^{-4}] G(f) \quad (5.1)$$

dove:

$$\beta_j=\frac{0{,}0624[1{,}094-0{,}01915\log(\gamma)]}{0{,}23+0{,}0336\,\gamma-0{,}185(1{,}9+\gamma)^{-1}} \quad (5.2)$$

$$G(f)=\gamma^{\exp[-0{,}5(T_p f-1)^2/(\sigma)^2]} \quad (5.3)$$

I valori di γ e σ sono i fattori di forma e dipendono dal sito in questione. Una volta ottenuto lo spettro energetico si può ricavare, dividendolo in bande di frequenza, le ampiezze corrispondenti $A_0(f)$:

$$A_{0i}(f)=\sqrt{2E(f_i)\Delta f_i} \quad (5.4)$$

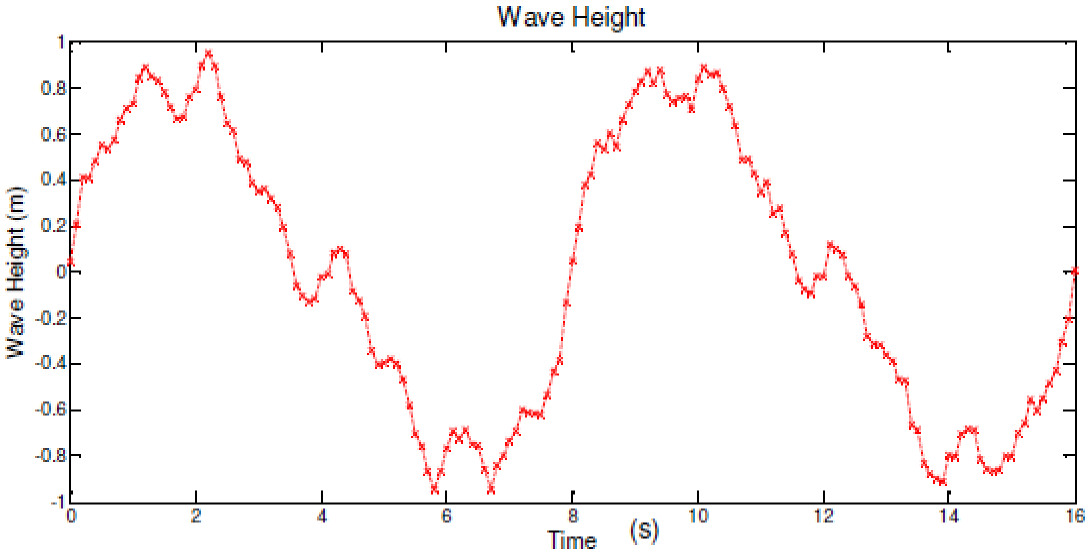


Figura 5.18: Altezza dell'onda incidente rispetto al livello medio del mare.

Per la simulazione che viene proposta si è usato la forma dell'onda incidente usata in [62] visibile in in figura 5.18.

La divisione delle perdite viene riportata in tabella 5.4.

	Perdite	[W]
IGV	Clearance	221
	Secondarie	430
	Profilo	396
	Incidenza	0
	tot.	1047
Rotore	Clearance	289
	Secondarie	1158
	Profilo	2302
	Incidenza	499
	tot.	4247
OGV	Endwall	117
	Secondarie	29
	Profilo	370
	tot.	517
	Swirl	220
Potenza generata		17672
Potenza disponibile		23712
Perdite totali		6041

Tabella 5.4: Suddivisione delle perdite e potenza meccanica prodotta media per onda in ingresso irregolare.

Osservando l'andamento della velocità del flusso in ingresso alla turbina si nota che sono assenti componenti ad alta frequenza, come se fossero state filtrate dal cassone. Questo fatto può essere spiegato osservando l'equazione descrittiva del moto del pelo libero (equazione

2.59) e quella delle forza eccitante (2.62). Sostituendo all'onda sinusoidale, una sommatoria di sinusoidi ognuna caratterizzata da una propria ampiezza e frequenza, la forza eccitante risulterebbe a sua volta in una sommatoria di forze. Ricordando che nel modello la massa del pistone è nulla e che l'accelerazione del pelo libero interno è ricavata come:

$$\ddot{z}=\frac{1}{m_a}\left(f_e+f_{hstat}-f_p-B_r\dot{z}\right) \quad (5.5)$$

si può definire quindi il contributo apportato all'accelerazione dalla forza eccitante:

$$\ddot{z}_e=\frac{f_e}{m_a} \quad (5.6)$$

Per integrare questo contributo, ricordando che m_a è una costante, nel caso di onda composta in ingresso si può integrare singolarmente i vari termini della sommatoria. Così facendo per ogni componente si avrà:

$$\dot{z}_e=\int \ddot{z}_e dt=\sum_i \left(A_{0i}/\omega_i\right)\cos\left(\omega_i t+\varphi_i\right) \quad (5.7)$$

Risulta quindi evidente lo smorzamento maggiore per le componenti con frequenza alta. Inoltre si ricorda che per il tipo di spettro usate a frequenze maggiori corrispondono generalmente ampiezze inferiori.

Il funzionamento della turbina è determinato dalla velocità in ingresso, a sua volta data da due termini: uno proporzionale alla velocità del pelo libero e uno smorzante (equazione 2.70), causato dalla comprimibilità dell'aria nel cassone, che quindi riduce ulteriormente l'ampiezza delle componenti ad alta frequenza.

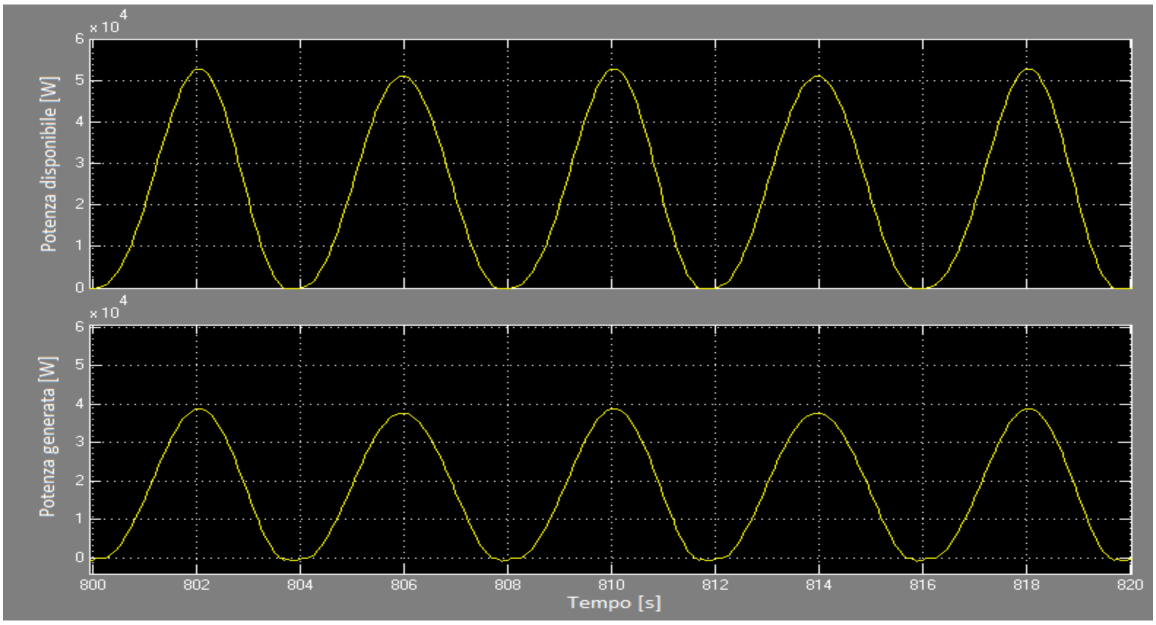


Figura 5.19: Potenza disponibile (sopra) e generata (sotto) per onda incidente irregolare.

Coerentemente con quanto osservato si nota che in figura 5.19 l'andamento della potenza generata risulta quasi privo di componenti visibili ad alta frequenza.

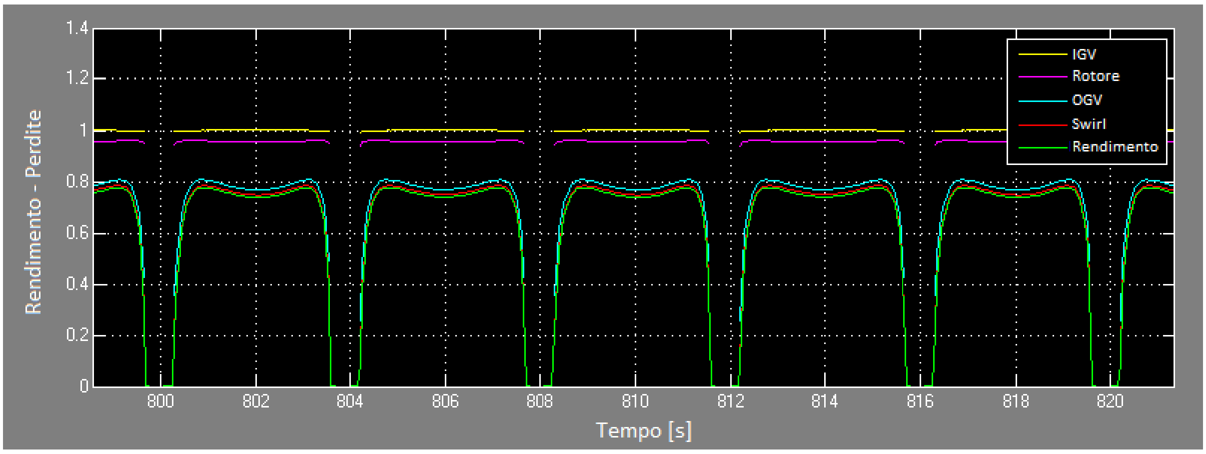


Figura 5.20: Rendimento e perdite per onda incidente irregolare.

Osservando figura 5.20 si conclude che la turbina lavora analogamente a quanto osservato nel paragrafo 5.1, nonostante l'onda incidente non sia sinusoidale.

Nonostante i risultati ottenuti non siano generalizzabili, suggeriscono però che in alcuni casi sia sufficiente analizzare questo tipo di sistema come sottoposto alla sola componente principale dell'onda incidente.

Conclusioni

Gli strumenti di analisi che ci si era prefissi di sviluppare per i sistemi OWC sono stati realizzati. Nel processo si è osservato le problematiche relative al loro impiego, identificate principalmente nei rendimenti sistematicamente maggiori di quelli trovati in letteratura e nella difficoltà di ottenere i coefficienti di massa aggiunta e smorzamento per modellare il comportamento del cassone.

Si ritiene che questo lavoro possa essere l'inizio di un percorso di sviluppo e ampliamento di PATIOS (Performance Analysis Tools for Impulse-turbines in OWC Systems). Gli sviluppi futuri del progetto dovrebbero essere indirizzati verso l'acquisizione di dati sperimentali finalizzati a:

- determinare eventuali modifiche da apportare alle correlazioni usate per tenere conto della particolare applicazione e delle condizioni operative della turbina (ad esempio per quanto riguarda eventuali fenomeni di incrostazione o per le perdite per miscelamento dovute alla distanza tra le schiere)
- acquisire i valori dei coefficenti m_a e B_r per diverse geometrie di riferimento del cassone e possibilmente formulare una correlazione sperimentale o, in alternativa, formulare un nuovo modello analitico del cassone più facilmente generalizzabile
- validare i modelli usati e gli strumenti realizzati.

PATIOS è stato realizzato in modo da essere facilmente modificato e integrato, essendo quindi predisposto a queste ed altre modifiche. Ad esempio con cambiamenti marginali può essere usato per simulare turbine a impulso con pale a geometria variabile e *guide vanes* mobili o controllati. Un'altra possibilità di sviluppo consiste nell'integrazione delle componenti elettriche nel simulatore, possibilmente contemplando la possibilità di lavorare a numero di giri variabile. Per fare ciò risulterebbe necessario uno studio sull'inerzia complessiva del sistema, ma renderebbe possibile la simulazione del comportamento all'avvio della turbina e quindi una stima più precisa dell'energia prodotta.

Infine si pensa che uno studio approfondito dei fenomeni di risonanza osservati, possa portare a risultati interessanti e a soluzioni costruttive innovative.

PATIOS, allo stato attuale, risulta comunque essere uno strumento adeguato e veloce per analisi preliminari qualitative dei sistemi a colonna d'acqua oscillante e in particolare delle perdite associate alla turbina a impulso.

Apperndice I

Di seguito si riporta il codice di simulazione stazionario in linguaggio Matlab descritto nel paragrafo 3.1.

```
clear all
clear
addpath excel; %(nella cartella di lavoro deve esserci una cartella chiamata 'excel')
addpath correlationdata %(e una 'correlationdata' con file dei punti presi dalle correlazioni)

%Parametri di progetto
ni=1.5*10^(-5); %viscosità cinematica aria T=20° (m/s2)
rho=1.205; %densità aria a T=20° (kg/m3)
Vs=343.8;%velocita del suono a 20°C
p_atm=101325.; %pressione atmosferica

%angoli di metallo rispetto alla direzione assiale in gradi
%teta=angoli dello statore
%gamma=angoli del rotore
input=xlsread('impulse.xls','Input','C6:C27'); %leggo gli input dal file excel 'impulse.xls'
teta=input(1:4);
gamma=input(6:7);

%raggi
Rtip= input(10); %input('Raggio di tip del rotore (m): ');
RhsuRt= input(11);%input('Rapporto tra i raggi di hub e tip (m): ');
tc=input(12); %tip clearance
Rhub=Rtip*RhsuRt;
Rmean=(Rtip+tc+Rhub)/2;
h=Rtip-Rhub; %altezza pale
A=pi()*((Rtip+tc)^2-Rhub^2); %area di passaggio

%velocita` note
Omega=input(21);
omega=Omega/60*2*pi; %rad/s
Umean=omega*Rmean; %velocita` di trascinamento al raggio medio
Vvento=input(22);
fi=Vvento/(Umean);

%calcolo triangoli di velocita` di prima approssimazione alfa=angoli v assoluta, beta=relativa
% 1 ingresso statore IGV
% 2 uscita statore IGV - ingresso rotore
% 3 uscita rotore - ingresso OGV
% 4 uscita OGV
% alfa angolo di flusso rif.to stazionario
% beta angolo di flusso rif.to relativo
% gli angoli sono considerati in modo da essere positivi nel caso di incidenza o deviazione
nulla  rispettivamente per gli angoli al leading edge o al trailing edge, come nei disegni dei
trianngoli di velocità
alfa(1)=0; %non c`e` prerotazione
alfa(4)=0; %uscita del flusso assiale
alfa(2)=teta(2); %flusso perfettamente guidato
beta(3)=gamma(2);
beta(2)= atand(tand(alfa(2))- (fi ^(-1)));
alfa(3) =atand(tand(beta(3))- (fi ^(-1)));

%calcolo prima approssimazione corde assiali b con Zweifel
nbladesr=input(13); %Numero di pale rotore
nbladess=input(14); %Numero di pale statore
Sr=Rmean*2*pi()/nbladesr; %passo rotore
Ss=Rmean*2*pi()/nbladess; %passo statore
bs= 2*Ss*((cosd(alfa(2))^2)*(tand(alfa(1))+tand(alfa(2))))/0.8;
f=input(15)*bs/cosd(teta(1)); %considero il guide vane composto da due parti piane agli
estremi di lunghezze f (esterna rispetto al rotore) e g e una parte a curvatura costante
g=input(16)*bs/cosd(teta(2));
Cs= sqrt(bs^2+(g*sind(teta(2))-f*sind(teta(1))+(sind(teta(2))-sind(teta(1)))*(bs-
f*cosd(teta(1))-g*cosd(teta(2)))/(cosd(teta(2))+cosd(teta(1))))^2);
br = 2*Sr*((cosd(beta(3))^2)*(tand(beta(2) )+tand(beta(3))))/0.8 ; %uso angoli relativi perche
nel caso ideale si mantiene costantela Ptot relativa non assoluta
Cr=br; %schiera simmetrica, corda assiale e corda sono uguali

%calcolo deviazioni con correlazione di Carter e Hughes (p.80 Horlock) per il primo statore
```

```
incontrato dal flusso e per il rotore
% Calcolo IGV
load CHmplot.dat; %punti presi dal grafico con digitize2corretto.m
n=3 ;
cmp=polyfit (CHmplot(:,1),CHmplot(:,2),n);   %vettore dei coefficienti
ms=polyval(cmp,(teta(2)-teta(1))/2);         %per lo statore
mr=polyval(cmp,(gamma(1)-gamma(2))/2);       %per il rotore

%itero il calcolo di deviazioni-->angoli di flusso-->corde delle schiere
err(1)=1;
jk=1;
while err(1)>0.001
    dev(2)=ms*(teta(1)+teta(2))*sqrt(Ss/Cs);
    dev(3)=mr*(gamma(2)+gamma(1))*sqrt(Sr/Cr);
    alfa(2)=teta(2)-dev(2);
    beta(3)=gamma(2)-dev(3);
    beta(2)= atand(tand(alfa(2))-(fi ^(-1)));
    bs=2*Ss*((cosd(alfa(2))^2)*(tand(alfa(1))+tand(alfa(2))))/0.8;
    br=2*Sr*((cosd(beta(3))^2)*(tand(beta(2) )+tand(beta(3))))/0.8 ;
    Cs=sqrt(bs^2+(g*sind(teta(2))-f*sind(teta(1))+(sind(teta(2))-sind(teta(1)))*(bs-
f*cosd(teta(1))-g*cosd(teta(2)))/(cosd(teta(2))+cosd(teta(1))))^2);
    Cr=br;
    Cstatore(jk)=Cs;
    Crotore(jk)=Cr;
    if jk>1
        err(1)= abs((Cstatore(jk)-Cstatore(jk-1))/Cstatore(jk))+abs((Crotore(jk)-Crotore(jk-
1))/Crotore(jk));
    end
    jk=jk+1;
end

ARr =h/Cr ; %aspect ratio rotore (=ARassialer perchè Cr=br)
ARs =h/Cs ; %aspect ratio statore
ARassiales=h/bs; %aspect ratio statore, calcolato usando corda assiale (usato in Soderberg)
sigmas=Cs/Ss; %solidita statore
sigmar =Cr /Sr; %solidita rotore
SCr=Sr/Cr; %rapporto passo corda
SCs=Ss/Cs;

%Ricalcolo triangoli di velocita` considerando deviazione - statore IGV +
%rotore
alfa(3) =atand(tand(beta(3))- (fi ^(-1)));
I(1)= alfa(1)-teta(1);
I(2) =beta(2) -gamma(1); %incidenza sul rotore
I(3) =alfa(3) -teta(3); %incidenza sullo statore a valle
c(2) =Vvento /cosd(alfa(2));
w(2) =Vvento /cosd(beta(2));
cteta(2) =c(2) *sind(alfa(2));
c(3) =Vvento /cosd(alfa(3) );
w(3) =Vvento /cosd(beta(3));
cteta(3) =c(3) *sind(alfa(3) );
Lsp = Umean*(cteta(2) +cteta(3) ); %lavoro specifico
P =rho*A*Lsp *Vvento ; %potenza generata

%Correlazione di Howell per trovare gli angoli di flusso(Dixon pg.77,
%Chauvin-Breugelmans,Von Karman, pg.12)
alfastar(4)=teta(4);
err(2)=1;
%trovo in modo iterativo l'angolo di uscita con incidenza nominale
while err(2)>0.001
    devstar=(0.23*(2*(g+(1-f-g)/2))^2+alfastar(4)/500)*(teta(3)+teta(4))*(SCs)^0.5;
    err(2)= abs((teta(4)-devstar-alfastar(4))/(teta(4)-devstar));
    alfastar(4)=teta(4)-devstar;
end


% Correlazione per OGV diffusivi - Howell/Lieblein
%calcolo angoli di flusso
load HowDeflection05.dat; %non si usa la formula 3.38 Dixon, perchè non valida per
alfastar(4)<0
load HowDeflection10.dat;
load HowDeflection15.dat;
valoriSCdati=[0.5,1,1.5];
deflectionstar(1)=polyval(polyfit(HowDeflection05(:,1),HowDeflection05(:,2),3),alfastar(4));
deflectionstar(2)=polyval(polyfit(HowDeflection10(:,1),HowDeflection10(:,2),3),alfastar(4));
deflectionstar(3)=polyval(polyfit(HowDeflection15(:,1),HowDeflection15(:,2),3),alfastar(4));
```

```
deflstar=interp1(valoriSCdati,deflectionstar,SCs,'linear','extrap'); %deflessione nominale, interpolata per 0.5<SC<1.5, estrapolata fuori dall'intervallo
alfastar(3)=deflstar-alfastar(4); %angolo di ingresso delle condizioni nominali
Istar=alfastar(3)-teta(3); %incidenza nominale
load HowDeflectionod.dat;
if (I(3)-Istar)/deflstar>= 0
    deflection=deflstar*interp1(HowDeflectionod(:,1),HowDeflectionod(:,2),((I(3)-Istar)/deflstar),'linear','extrap');
else
    deflection=deflstar+(I(3)-Istar); %approssimazione lineare (deviazione costante) Dixon, pg.79
end
alfa(4)=-(alfa(3)-deflection);
dev(4)=teta(4)-alfa(4);
c(4)=Vvento /cosd(alfa(4));

%calcolo coefficienti di perdita, si trascura effetto del numero di Mach
%sotto M=0.4-0.5
Resv = Cs*c(4)/ni;
alfamm=atand(0.5*(tand(alfa(3))+tand(alfa(4))));
load HowDrag05.dat;
load HowDrag10.dat;
load HowDrag15.dat;
CdpHowell(1)=interp1(HowDrag05(:,1),HowDrag05(:,2),((I(3)-Istar)/deflstar),'linear','extrap');
CdpHowell(2)=interp1(HowDrag10(:,1),HowDrag10(:,2),((I(3)-Istar)/deflstar),'linear','extrap');
CdpHowell(3)=interp1(HowDrag15(:,1),HowDrag15(:,2),((I(3)-Istar)/deflstar),'linear','extrap');
CdpHow=interp1(valoriSCdati,CdpHowell,SCs,'linear','extrap'); %Coeff di drag di profilo
if Resv < 100000
    CdpHow=CdpHow+0.007;
end
CdaHow=0.02*Ss/h; %coeff. di drag per le perdite anulari dixon 71
CdsHow=0.018*(2*SCs*(tand(alfa(4))+tand(alfa(3)))*cosd(alfamm))^2; %Cdrad per perdite secondarie, Lift calcolato ignorando il contributo legato al drag (dixon, pg.161)
CdHow=CdpHow+CdaHow+CdsHow;
CzHow=CdHow/(SCs*cosd(alfamm)^3); %trasformo nello stesso tipo di coefficiente di perdita dato da Soderberg(Dixon, pg.78)

%utilizzo correlazione di Lieblein (dixon pg.74) per confrontare,ma funziona solo per incidenze positive
if alfa(3)>= alfastar(3)
    Deq=(1.12+0.007*(alfa(3)-alfastar(3)^1.43)+0.61*SCs*cosd(alfa(3))^2*(tand(alfa(3))-tand(alfa(4))))*cosd(alfa(4))/cosd(alfa(3));
    wakemomthick=0.004*Cs/(1-1.17*log(Deq)); %wake momentum thickness
    CzLi=2*(wakemomthick/Ss)/cosd(alfa(4))^4; %coefficente di perdita di pressione totale
    differenzaHowLi=abs((Czli-CzHow)/CzHow);
end

%Correlazione di Soderberg valida per rapporto spessore massimo/corda
%compreso tra 0.15 e 0.3 e incidenze tra -50° (-45° per t/l<0.25)e 70°
%Soderberg correlation per il rotore con incidenza nulla
%nella correlazione il numero di Re è calcolato non sulla corda, ma sulla
%sezione di uscita come se fosse un tubo
    Tratior= input(17); %Rapporto tra spessore massimo e corda del rotore
    Dhr=2*Sr*h*cosd(beta(3))/(Sr*cosd(beta(3))+h); %diametro idraulico uscita rotore
    DefrZI = gamma(1) +beta(3); %uso angolo del flusso e non di metallo perche deviazione non trascurabile, considero incidenza nulla perchè nella correlazione si aggiungono dopo le perdite per incidenza
    Czr(1) =0.044-((Tratior-0.2)*0.075)+(0.06-(Tratior-0.2)*0.01)*((DefrZI /100)^2); %coef di perdita per il rotore
    Czr(2) =(1+Czr(1) )*(0.975+0.075*(1/ARr )-1); %correzione per AR diverso da 3 per rotori
    Rersod = Dhr*w(3) /ni;%numero di Re in uscita rotore
    Czr(3) =Czr(2) *(100000/Rersod )^0.25; %correzione per Re diversi da 10^5

%Soderberg correlation per lo statore a valle con incidenza nulla
    Tratios= input(18); %Rapporto tra spessore massimo e corda dello statore
    Dhsv=2*Ss*h*cosd(alfa(4))/(Ss*cosd(alfa(4))+h); %diametro idraulico uscita statore a valle
    Defs = teta(3) +alfa(4); %uso angolo del flusso e non di metallo perche deviazione non trascurabile, considero incidenza nulla perchè nella correlazione si aggiungono dopo le perdite per incidenza
    Czs(1) =0.044-((Tratios-0.2)*0.075)+(0.06-(Tratios-0.2)*0.01)*((Defs /100)^2); %coef di perdita per lo statore a valle
    Czs(2) =(1+Czs(1) )*(0.993+0.021*(1/ARassiales)-1); %correzione per AR diverso da 3 per statori
    Resvsod = Dhsv*Vvento /ni;%numero di Re in uscita rotore
    Czs(3) =Czs(2) *(100000/Resvsod )^0.25; %correzione per Re diversi da 10^5
```

```
%Soderberg correlation per lo statore a monte
    Dhsm=2*Ss*h*cosd(alfa(1))/(Ss*cosd(alfa(1))+h); %diametro idraulico uscita statore a monte
    Defsm= teta(1)+alfa(2);
    Czsm(1)=0.044-((Tratios-0.2)*0.075)+(0.06-(Tratios-0.2)*0.01)*((Defsm/100)^2); %coef di
perdita per lo statore a monte
    Czsm(2)=(1+Czsm(1))*(0.993+0.021*(1/ARassiales)-1); %correzione per AR diverso da 3 per
statori
    Resmsod = Dhsm*c(2) /ni;%numero di Re in uscita rotore
    Czsm(3) =Czsm(2)*(100000/Resmsod )^0.25; %correzione per Re diversi da 10^5

%correzioni delle correlazioni di Soderberg per incidenza non nulla
load SodRol30.dat; %punti presi dal grafico con digitize2corretto.m per t/l=0.3
for j=1:length(SodRol30) %correggo imprecisioni della digitalizzazione
    if SodRol30(j,2)<1
        SodRol30(j,2)=1;
    end
end
n=3 ;
c30=polyfit (SodRol30(:,1),SodRol30(:,2),n);%vettore dei coefficienti
rol30r=polyval(c30,I(2)); %valori della ratio of losses per le mie incidenze con t/l=0.3
rol30s=polyval(c30,I(3));

load SodRol25.dat; %t/l=0.25
for j=1:length(SodRol25)
    if SodRol25(j,2)<1
        SodRol25(j,2)=1;
    end
end
n=3 ;
c25=polyfit (SodRol25(:,1),SodRol25(:,2),n);
rol25r=polyval(c25,I(2));
rol25s=polyval(c25,I(3));

load SodRol15.dat; %t/l=0.15
for j=1:length(SodRol15)
    if SodRol15(j,2)<1
        SodRol15(j,2)=1;
    end
end
rol15r=interp1(SodRol15(:,1),SodRol15(:,2),I(2),'linear','extrap'); %l'interpolazione lineare
da risultati migliori per incidenze molto negative
rol15s=interp1(SodRol15(:,1),SodRol15(:,2),I(3),'linear','extrap');
%ratio of losses horlock, pg 108 per interpolazione trovo il rapporto tra le perdite a
incidenza nulla e alla mia, a seconda del rapporto t/l
if Tratior >= 0.25
    rolr= rol30r+(rol25r-rol30r)*(0.3-Tratior)/(0.3-0.25);
else
    rolr=rol25r+(rol15r-rol25r)*(0.25-Tratior)/(0.25-0.15);
end

if Tratios >= 0.25
    rols= rol30s+(rol25s-rol30s)*(0.3-Tratios)/(0.3-0.25);
else
    rols=rol25s+(rol15s-rol25s)*(0.25-Tratios)/(0.25-0.15);
end

Czr(4)= Czr(3)*rolr;                %coefficiente di perdita del rotore corretto per
l'incidenza
Czs(4)= Czs(3)*rols;   %coefficiente di perdita dello statore a valle corretto per l'incidenza
(lasciato per paragone con risultato di Howell)
Czsm(4)= Czsm(3);      %coefficiente di perdita dello statore, flusso in ingresso è assiale,
incidenza nulla-->rol=1

%correlazione di Hawthorne (Horlock p.88),valida solo per basse deflessioni del flusso
%mantenute per un possibile paragone con gli altri risultati, ma non utilizzate al momento
%perchè il tipo di geometria considerata presenta deflessioni alte
    CHpr=0.025*(1+(DefrZI/90)^2);%coefficienti delle perdite principali del rotore secondo
Hawthorne
    CHps=0.025*(1+(Defs/90)^2);        %dello statore a valle
    CHpsm=0.025*(1+(Defsm/90)^2);         %e dello statore a monte
    CHr=CHpr*(1+3.2/ARr);                 %coefficienti di perdita totali
    CHs=CHps*(1+3.2/ARassiales);
    CHsm=CHpsm*(1+3.2/ARassiales);

%calcolo pressioni totali e rendimento secondo Soderberg-Howell
p04=p_atm+0.5*rho*c(4)^2;
```

```
p03=p04*2/(2-1.4*CzHow*(c(4)/Vs)^2);
p03r=p03-0.5*rho*c(3)^2+0.5*rho*w(3)^2;
p02r=p03r*2/(2-1.4*Czr(4)*(c(3)/Vs)^2);
p02=p02r-0.5*rho*w(2)^2+0.5*rho*c(2)^2;
p01=p02*2/(2-1.4*Czsm(4)*(c(2)/Vs)^2);
p1=p01-0.5*rho*Vvento^2;
deltap=p1-p_atm;
etaSod=P/(deltap*A*Vvento)
%"A review of impulse turbines for wave energy conversion" Setoguchi et Al. Renewable energies
23, 2001, pg.266, eq. 1,2,3,4


%Correlazione di Ainley-Mathieson
%per il calcolo della deviazione si continua ad usare i valori di Carter e
%Hughes e Howell, in quanto il grafico delle deviazioni di Ainley
%richiede la definizione completa della forma delle pale.
load AMYp40.dat; %carico i file con i punti presi da digitize2corretto
load AMYp50.dat; %per le curve Yp-s/c al variare dell'angolo di uscita
load AMYp60.dat;
load AMYp65.dat;
load AMYp70.dat;
load AMYp40n.dat;
load AMYp50n.dat;
load AMYp60n.dat;
load AMYp65n.dat;
load AMYp70n.dat;
cAM40=polyfit (AMYp40(:,1),AMYp40(:,2),2);
cAM50=polyfit (AMYp50(:,1),AMYp50(:,2),2);
cAM60=polyfit (AMYp60(:,1),AMYp60(:,2),2);
cAM65=polyfit (AMYp65(:,1),AMYp65(:,2),2);
cAM70=polyfit (AMYp70(:,1),AMYp70(:,2),2);
cAM40n=polyfit (AMYp40n(:,1),AMYp40n(:,2),2);
cAM50n=polyfit (AMYp50n(:,1),AMYp50n(:,2),2);
cAM60n=polyfit (AMYp60n(:,1),AMYp60n(:,2),2);
cAM65n=polyfit (AMYp65n(:,1),AMYp65n(:,2),2);
cAM70n=polyfit (AMYp70n(:,1),AMYp70n(:,2),2);

%trovo i valori delle perdite di profilo dello statore per i corrispondenti
%ugelli e schiere a impulso equivalenti
if alfa(2) <= 50
    AMpis= polyval(cAM40,SCs)+(polyval(cAM50,SCs)-polyval(cAM40,SCs))*(alfa(2)-40)/(50-40);
    AMpns= polyval(cAM40n,SCs)+(polyval(cAM50n,SCs)-polyval(cAM40n,SCs))*(alfa(2)-40)/(50-40);
end
if alfa(2) >50 && alfa(2) <= 60
    AMpis= polyval(cAM50,SCs)+(polyval(cAM60,SCs)-polyval(cAM50,SCs))*(alfa(2)-50)/(60-50);
    AMpns= polyval(cAM50n,SCs)+(polyval(cAM60n,SCs)-polyval(cAM50n,SCs))*(alfa(2)-50)/(60-50);
end
if alfa(2) >60 && alfa(2) <= 65
    AMpis= polyval(cAM60,SCs)+(polyval(cAM65,SCs)-polyval(cAM60,SCs))*(alfa(2)-60)/(65-60);
    AMpns= polyval(cAM60n,SCs)+(polyval(cAM65n,SCs)-polyval(cAM60n,SCs))*(alfa(2)-60)/(65-60);
end
if alfa(2) >65
    AMpis= polyval(cAM65,SCs)+(polyval(cAM70,SCs)-polyval(cAM65,SCs))*(alfa(2)-65)/(70-65);
    AMpns= polyval(cAM65n,SCs)+(polyval(cAM70n,SCs)-polyval(cAM65n,SCs))*(alfa(2)-65)/(70-65);
end
%trovo perdite di profilo del rotore e effettuo correzione per t/l diverso da 0.2
AMYps=(AMpns+((teta(1)/alfa(2))^2)*(AMpis-AMpns))*(Tratios/0.2)^(teta(1)/alfa(2)); %Yps per
incidenza nulla

%trovo i valori delle perdite di profilo del rotore per i corrispondenti
%ugelli e schiere a impulso equivalenti
if beta(3) <= 50
    AMpir= polyval(cAM40,SCr)+(polyval(cAM50,SCr)-polyval(cAM40,SCr))*(beta(3)-40)/(50-40);
    AMpnr= polyval(cAM40n,SCr)+(polyval(cAM50n,SCr)-polyval(cAM40n,SCr))*(beta(3)-40)/(50-40);
end
if beta(3) >50 && beta(3) <= 60
    AMpir= polyval(cAM50,SCr)+(polyval(cAM60,SCr)-polyval(cAM50,SCr))*(beta(3)-50)/(60-50);
    AMpnr= polyval(cAM50n,SCr)+(polyval(cAM60n,SCr)-polyval(cAM50n,SCr))*(beta(3)-50)/(60-50);
end
if beta(3) >60 && beta(3) <= 65
    AMpir= polyval(cAM60,SCr)+(polyval(cAM65,SCr)-polyval(cAM60,SCr))*(beta(3)-60)/(65-60);
    AMpnr= polyval(cAM60n,SCr)+(polyval(cAM65n,SCr)-polyval(cAM60n,SCr))*(beta(3)-60)/(65-60);
end
if beta(3) >65
    AMpir= polyval(cAM65,SCr)+(polyval(cAM70,SCr)-polyval(cAM65,SCr))*(beta(3)-65)/(70-65);
    AMpnr= polyval(cAM65n,SCr)+(polyval(cAM70n,SCr)-polyval(cAM65n,SCr))*(beta(3)-65)/(70-65);
```

```
end
%trovo perdite di profilo del rotore ed effettuo correzione per t/l diverso
%da 0.2, ma considerando lo spessore del trailing edge=0.02*passo
AMYpr=(AMpnr+((gamma(1)/beta(3))^2)*(AMpir-Ampnr))*(Tratior/0.2)^(gamma(1)/beta(3));
%Ypr per incidenza nulla


%Calcolo coefficiente di lift per statore e rotore, usando per il coefficiente
%di drag le pressioni totali trovate con Soderberg (si nota che il
%contributo dovuto a questa parte risulta inferiore allo 0.5% del totale)
alfam=atand((tand(alfa(2))-tand(alfa(1)))/2);
Cds=((p01-p02)*2*SCs*(cosd(alfam))^3)/(rho*c(2)^2*(cosd(alfa(2)))^2);
Cls=2*SCs*(tand(alfa(2))+tand(alfa(1)))*cosd(alfam)+Cds*tand(alfam);
betam=atand((tand(beta(3))-tand(beta(2)))/2);
Cdr=((p02r-p03r)*2*SCr*(cosd(betam))^3)/(rho*w(3)^2*(cosd(beta(3)))^2);
Clr=2*SCr*(tand(beta(3))+tand(beta(2)))*cosd(betam)+Cdr*tand(betam);

%Calcolo perdite secondarie e di clearance
load AMLambda.dat;
clambda=polyfit(AMLambda(:,1),AMLambda(:,2),2);
lambdas=polyval(clambda,(Vvento/c(2))^2/(1+RhsuRt));
lambdar=polyval(clambda,(w(2)/w(3))^2/(1+RhsuRt));
AMYss=lambdas*((Cls/SCs)^2)*(cosd(alfa(2)))^2/(cosd(alfam))^3;
%coefficiente di perdita secondaria dello statore
AMYsr=lambdar*((Clr/SCr)^2)*(cosd(beta(3)))^2/(cosd(betam))^3;
%coefficiente di perdita secondaria del rotore
AMYcs=0.5*(tc/h)*((Cls/SCs)^2)*(cosd(alfa(2)))^2/(cosd(alfam))^3;
AMYcr=0.5*(tc/h)*((Clr/SCr)^2)*(cosd(beta(3)))^2/(cosd(betam))^3;

%Calcolo fattore di perdita per incidenza
load AMincidenceB.dat;
alfa2075=alfa(2)/(polyval(polyfit (AmincidenceB(:,1),AmincidenceB(:,2),2),Scs));
%angoli di flusso per una schiera equivalente con S/C=0.75
beta3075=beta(3)/(polyval(polyfit (AMincidenceB(:,1),AMincidenceB(:,2),2),SCr));
%per le funzioni usate vedere il file IncidenzeAMb.m
load AMstalincidence30.dat;
load AMstalincidence40.dat;
load AMstalincidence50.dat;
load AMstalincidence55.dat;
load AMstalincidence60.dat;
load AMstalincidence65.dat;
load AMstalincidence70.dat;
%calcolo incidenze di stallo per schiere equivalenti all'IGV  con S/C=0.75
valoriangolodatiA=[30,40,50,55,60,65,70];
%valori dell'angolo di uscita per i quali le funzioni sono date nella correlazione, al di
fuoridell'intervallo si estrapola linearmente
Istals75(1)=interp1 (AMstalincidence30(:,1),AMstalincidence30(:,2),
(alfa(1)/alfa2075),'linear','extrap');
Istals75(2)=interp1 (AMstalincidence40(:,1),AMstalincidence40(:,2),
(alfa(1)/alfa2075),'linear','extrap');
Istals75(3)=interp1 (AMstalincidence50(:,1),AMstalincidence50(:,2),
(alfa(1)/alfa2075),'linear','extrap');
Istals75(4)=interp1 (AMstalincidence55(:,1),AMstalincidence55(:,2),
(alfa(1)/alfa2075),'linear','extrap');
Istals75(5)=interp1 (AMstalincidence60(:,1),AMstalincidence60(:,2),
(alfa(1)/alfa2075),'linear','extrap');
Istals75(6)=interp1 (AMstalincidence65(:,1),AMstalincidence65(:,2),
(alfa(1)/alfa2075),'linear','extrap');
Istals75(7)=interp1 (AMstalincidence70(:,1),AMstalincidence70(:,2),
(alfa(1)/alfa2075),'linear','extrap');
Istals075=interp1(valoriangolodatiA,Istals75,alfa2075,'linear','extrap');
%angolo di stallo per schiera equivalente allo statore con S/C=0.75(trovato con interpolazione
lineare)
%calcolo incidenze di stallo per schiere equivalenti al rotore  con S/C=0.75
Istalr75(1)=interp1 (AMstalincidence30(:,1),AMstalincidence30(:,2),
(beta(2)/beta3075),'linear','extrap');
Istalr75(2)=interp1 (AMstalincidence40(:,1),AMstalincidence40(:,2),
(beta(2)/beta3075),'linear','extrap');
Istalr75(3)=interp1 (AMstalincidence50(:,1),AMstalincidence50(:,2),
(beta(2)/beta3075),'linear','extrap');
Istalr75(4)=interp1 (AMstalincidence55(:,1),AMstalincidence55(:,2),
(beta(2)/beta3075),'linear','extrap');
Istalr75(5)=interp1 (AMstalincidence60(:,1),AMstalincidence60(:,2),
(beta(2)/beta3075),'linear','extrap');
Istalr75(6)=interp1 (AMstalincidence65(:,1),AMstalincidence65(:,2),
(beta(2)/beta3075),'linear','extrap');
```

```
Istalr75(7)=interp1 (AMstalincidence70(:,1),AMstalincidence70(:,2),
(beta(2)/beta3075),'linear','extrap');
Istalr075=interp1(valoriangolodatiA,Istalr75,beta3075,'linear','extrap');
%angolo di stallo per schiera equivalente al rotore con S/C=0.75 (trovato con inerpolazione
lineare)

load AMincidenceC40.dat;
load AMincidenceC50.dat;
load AMincidenceC60.dat;
valoriangolodatiB=[40,50,60];
%tra 40° e 60° di angolo di uscita si interpola linearmente, al di fuori si estrapola
if SCs<0.4
    deltaIstals=-8.6*SCs+11.44;
else
    deltaIstalls(1)=interp1(AMincidenceC40(:,1),AMincidenceC40(:,2),SCs,'linear','extrap');
    deltaIstalls(2)=interp1(AMincidenceC50(:,1),AMincidenceC50(:,2),SCs,'linear','extrap');
    deltaIstalls(3)=interp1(AMincidenceC60(:,1),AMincidenceC60(:,2),SCs,'linear','extrap');
    deltaIstals=interp1(valoriangolodatiB,deltaIstalls,alfa(2),'linear','extrap');
end
Istals=Istals075+deltaIstals; %incidenza di stallo dello statore
if SCr<0.4
    deltaIstalr=-8.6*SCr+11.44;
else
    deltaIstallr(1)=interp1(AMincidenceC40(:,1),AMincidenceC40(:,2),SCr,'linear','extrap');
    deltaIstallr(2)=interp1(AMincidenceC50(:,1),AMincidenceC50(:,2),SCr,'linear','extrap');
    deltaIstallr(3)=interp1(AMincidenceC60(:,1),AMincidenceC60(:,2),SCr,'linear','extrap');
    deltaIstalr=interp1(valoriangolodatiB,deltaIstallr,beta(2),'linear','extrap');
end
Istalr=Istalr075+deltaIstalr; %incidenza di stallo del rotore

load AMrelativeincidence.dat;
load AMrelativeincidence2.dat;
for j=1:length(AMrelativeincidence) %correggo imprecisioni nei dati estratti
    if AMrelativeincidence(j,2)<1
        AMrelativeincidence(j,2)=1;
    end
end
for j=1:length(AMrelativeincidence2)
    if AMrelativeincidence2(j,2)<1
        AMrelativeincidence2(j,2)=1;
    end
end
cYps=interp1(AMrelativeincidence(:,1),AMrelativeincidence(:,2),
(I(1)/Istals),'linear','extrap'); %coefficiente per Yp dello statore per le perdite per
incidenza
cYpr=interp1(AMrelativeincidence(:,1),AMrelativeincidence(:,2),
(I(2)/Istalr),'linear','extrap'); %coefficiente per Yp del rotore per le perdite per incidenza
Rer = Cr*w(3) /ni;
Res = Cs*c(2) /ni;
AMYtots=AMYcs+(AMYss+AMYps*cYps)*(200000/Res)^0.2;
%correggo per Re diverso da 2*10^5 secondo Dunham e Came (dixon pg.87)
AMYtotr=AMYcr+(AMYsr+AMYpr*cYpr)*(200000/Rer)^0.2;

% Calcolo prestazioni con AM
% per la schiera diffusiva non si deve ricalcolare nulla in quanto si continua a usare howell,
poi si sta "risalendo" le altre 2 schiere di cui si è calcolato i coefficienti di perdita con
Ainley-Mathieson
p02rAM=p03r+AMYtotr*0.5*rho*w(3)^2;
p02AM=p02rAM-0.5*rho*w(2)^2+0.5*rho*c(2)^2;
p01AM=p02AM+AMYtots*0.5*rho*c(2)^2;
p1AM=p01AM-0.5*rho*Vvento^2;
deltapAM=p1AM-p_atm;
etaAM=P/(deltapAM*A*Vvento)

%divisione perdite tra schiere
perditeOGV=p04*(2/(2-1.4*CzHow*(c(4)/Vs)^2)-1);
perditeROT=AMYtotr*0.5*rho*w(3)^2;
perditeIGV=AMYtots*0.5*rho*c(2)^2;
perditeSwirl=0.5*rho*(c(4)^2-Vvento^2);

%dettagli perdite rotore in percentuale
RotClearance=100*AMYcr/AMYtotr;
Rotsecondarie=100*(AMYsr*(200000/Rer)^0.2)/AMYtotr;
RotProfilo=100*(AMYpr*(200000/Rer)^0.2)/AMYtotr;
RotIncidenza=100*((cYpr-1)*AMYpr*(200000/Rer)^0.2)/AMYtotr;
```

```
%dettagli perdite IGV in percentuale
IGVClearance=100*AMYcs/AMYtots;
IGVsecondarie=100*(AMYss*(200000/Res)^0.2)/AMYtots;
IGVProfilo=100*(AMYps*(200000/Res)^0.2)/AMYtots;
IGVIncidenza=100*((cYps-1)*AMYps*(200000/Res)^0.2)/AMYtots;

%dettagli perdite OGV in percentuale
OGVAnulari=100*CdaHow/CdHow;
OGVsecondarie=100*CdsHow/CdHow;
OGVProfilo=100*CdpHow/CdHow;


%scrivo i risultati principali nel foglio excel
xlswrite('excel\impulse.xls',Cr,'Output','C5');
xlswrite('excel\impulse.xls',Cs,'Output','C6');
xlswrite('excel\impulse.xls',ARr,'Output','C7');
xlswrite('excel\impulse.xls',ARs,'Output','C8');
xlswrite('excel\impulse.xls',dev(2:4)','Output','C12:C14');
xlswrite('excel\impulse.xls',I','Output','C15:C17');
xlswrite('excel\impulse.xls',Czr','Output','C29:C32');
xlswrite('excel\impulse.xls',Czsm','Output','C23:C26');
xlswrite('excel\impulse.xls',etaSod,'Output','C34');
xlswrite('excel\impulse.xls',AMYps*cYps*(200000/Res)^0.2,'Output','F23');
xlswrite('excel\impulse.xls',AMYss*(200000/Res)^0.2,'Output','F24');
xlswrite('excel\impulse.xls',cYps,'Output','F25');
xlswrite('excel\impulse.xls',AMYcs,'Output','F26');
xlswrite('excel\impulse.xls',AMYpr*cYpr*(200000/Rer)^0.2,'Output','F29');
xlswrite('excel\impulse.xls',AMYsr*(200000/Rer)^0.2,'Output','F30');
xlswrite('excel\impulse.xls',cYpr,'Output','F31');
xlswrite('excel\impulse.xls',AMYcr,'Output','F32');
xlswrite('excel\impulse.xls',etaAM,'Output','F34');
xlswrite('excel\impulse.xls',
[CzHow,CdpHow*100/CdHow,CdaHow*100/CdHow,CdsHow*100/CdHow]','Output','I23:I26');
```

Per il calcolo della curva di funzionamento si è utilizzato uno script analogo, inserendo un ciclo per variare la velocità assiale (quindi il coefficiente di flusso). I vettori di risultati così ottenuti sono riportati nei grafici del capitolo 4 e passati in modo automatico ai simulatori non stazionari.

Le serie di dati che vengono usate per l'approssimazione dei grafici correlanti vengono date nella prossima appendice .

Appendice II

Si riporta il codice utilizzato per la digitalizzazione dei grafici opportunamente modificato.

```
function varargout = digitize2(varargin)

%DIGITIZE  digitize data from image.
%   DIGITIZE with no input or output arguments allows the user to
%   select an image file to load;  only IMREAD-compatible image
%   files are supported.  The function then prompts the user
%   to graphically identify the location of the origin and the X-
%   and Y- axes of the plot.  The user may then graphically select
%   an arbitrary number of data points from anywhere on the image
%   using the left mouse button.  Data acquisition is terminated
%   by clicking the right mouse button.  The function then prompts
%   the user to save the acquired data to file.
%
%   ACQDATA = DIGITIZE with one output argument returns the X- and
%   Y- values of the graphically selected data in the array ACQDATA.
%   The user is not prompted to save the data to file.
%
%   DIGITIZE(FILENAME) with one input argument FILENAME is used to
%   directly specify the image file to load.  As above, the user is
%   prompted to graphically set up the coordinate system and select
%   target data points.
%
% See also IMREAD, IMFINFO.

% Author(s): A. Prasad
% Original version created by J.D.Cogdell

% Check for proper number of input arguments
error(nargchk(0,1,nargin));

% Identify image filename
if (nargin == 0),
     [filename, pathname] = uigetfile( ...
           {'*.jpg;*.tif;*.gif;*.png;*.bmp', ...
        'All MATLAB Image Files (*.jpg,*.tif,*.gif,*.png,*.bmp)'; ...
        '*.jpg;*.jpeg', ...
        'JPEG Files (*.jpg,*.jpeg)'; ...
        '*.tif;*.tiff', ...
        'TIFF Files (*.tif,*.tiff)'; ...
        '*.gif', ...
        'GIF Files (*.gif)'; ...
        '*.png', ...
        'PNG Files (*.png)'; ...
        '*.bmp', ...
        'Bitmap Files (*.bmp)'; ...
        '*.*', ...
        'All Files (*.*)'}, ...
           'Select image file');
     if isequal(filename,0) | isequal(pathname,0)
      return
     else
      imagename = fullfile(pathname, filename);
     end
elseif nargin == 1,
     imagename = varargin{1};
     [path, file,ext] = fileparts(imagename);
     filename = strcat(file,ext);
end

% Read image from target filename
pic = imread(imagename);
image(pic)
FigName = ['IMAGE: ' filename];
set(gcf,'Units', 'normalized', ...
    'Position', [0 0.125 1 0.85], ...
    'Name', FigName, ...
    'NumberTitle', 'Off', ...
    'MenuBar','None')
set(gca,'Units','normalized','Position',[0   0 1   1]);
```

```
% Determine location of origin with mouse click
OriginButton = questdlg('Select the ORIGIN with left mouse button click', ...
            'DIGITIZE: user input required', ...
            'OK','Cancel','OK');
switch OriginButton,
     case 'OK',
      drawnow
      [Xopixels,Yopixels] = ginput(1);
      line(Xopixels,Yopixels,...
           'Marker','o','Color','g','MarkerSize',14)
      line(Xopixels,Yopixels,...
           'Marker','x','Color','g','MarkerSize',14)
     case 'Cancel',
      close(FigName)
      return
end % switch OriginButton

% Prompt user for X- & Y- values at origin
prompt={'Enter the abcissa (X value) at the origin',...
        'Enter the ordinate (Y value) at the origin:'};
def={'0','0'};
dlgTitle='DIGITIZE: user input required';
lineNo=1;
answer=inputdlg(prompt,dlgTitle,lineNo,def);
if (isempty(char(answer{:})) == 1),
     close(FigName)
     return
else
    OriginXYdata = str2num(char(answer{:}));
end


% Define X-axis
XLimButton = questdlg(...
      'Select a point on the X-axis with left mouse button click ', ...
      'DIGITIZE: user input required', ...
      'OK','Cancel','OK');
switch XLimButton,
     case 'OK',
      drawnow
      [XAxisXpixels,XAxisYpixels] = ginput(1);
      line(XAxisXpixels,XAxisYpixels,...
           'Marker','*','Color','b','MarkerSize',14)
      line(XAxisXpixels,XAxisYpixels,...
           'Marker','s','Color','b','MarkerSize',14)
     case 'Cancel',
      close(FigName)
      return
end % switch XLimButton

% Prompt user for XLim value
prompt={'Enter the abcissa (X value) at the selected point'};
def={'1'};
dlgTitle='DIGITIZE: user input required';
lineNo=1;
answer=inputdlg(prompt,dlgTitle,lineNo,def);
if (isempty(char(answer{:})) == 1),
     close(FigName)
     return
else
     XAxisXdata = str2num(char(answer{:}));
end

% Determine X-axis scaling
Xtype = questdlg(...
      'Select axis type for absicca (X)', ...
      'DIGITIZE: user input required', ...
      'LINEAR','LOGARITHMIC','Cancel');
drawnow
switch upper(Xtype),
     case 'LINEAR',
      logx = 0;
      scalefactorXdata = XAxisXdata - OriginXYdata(1);
     case 'LOGARITHMIC',
      logx = 1;
      scalefactorXdata = log10(XAxisXdata/OriginXYdata(1));
```

```
      case 'CANCEL',
       close(FigName)
       return
end % switch Xtype


% Rotate image if necessary
% note image file line 1 is at top
th = atan((XAxisYpixels-Yopixels)/(XAxisXpixels-Xopixels));
% axis rotation matrix
rotmat = [cos(th) sin(th); -sin(th) cos(th)];


% Define Y-axis
YLimButton = questdlg(...
       'Select a point on the Y-axis with left mouse button click', ...
       'DIGITIZE: user input required', ...
       'OK','Cancel','OK');
switch YLimButton,
      case 'OK',
       drawnow
       [YAxisXpixels,YAxisYpixels] = ginput(1);
       line(YAxisXpixels,YAxisYpixels,...
            'Marker','*','Color','b','MarkerSize',14)
       line(YAxisXpixels,YAxisYpixels,...
            'Marker','s','Color','b','MarkerSize',14)
      case 'Cancel',
       close(FigName)
       return
end % switch YLimButton

% Prompt user for YLim value
prompt={'Enter the ordinate (Y value) at the selected point'};
def={'1'};
dlgTitle='DIGITIZE: user input required';
lineNo=1;
answer=inputdlg(prompt,dlgTitle,lineNo,def);
if (isempty(char(answer{:})) == 1),
      close(FigName)
      return
else
      YAxisYdata = str2num(char(answer{:}));
end

% Determine Y-axis scaling
Ytype = questdlg('Select axis type for ordinate (Y)', ...
         'DIGITIZE: user input required', ...
         'LINEAR','LOGARITHMIC','Cancel');
drawnow
switch upper(Ytype),
      case 'LINEAR',
       logy = 0;
       scalefactorYdata = YAxisYdata - OriginXYdata(2);
      case 'LOGARITHMIC',
       logy = 1;
       scalefactorYdata = log10(YAxisYdata/OriginXYdata(2));
      case 'CANCEL',
       close(FigName)
       return
end % switch Ytype

% Complete rotation matrix definition as necessary
delxyx = rotmat*[(XAxisXpixels-Xopixels);(XAxisYpixels-Yopixels)];
delxyy = rotmat*[(YAxisXpixels-Xopixels);(YAxisYpixels-Yopixels)];
delXcal = delxyx(1);
delYcal = delxyy(2);

% Commence Data Acquisition from image
msgStr{1} = 'Click with LEFT mouse button to ACQUIRE';
msgStr{2} = ' ';
msgStr{3} = 'Click with RIGHT mouse button to QUIT';
titleStr = 'Ready for data acquisition';
uiwait(msgbox(msgStr,titleStr,'warn','modal'));
drawnow

numberformat = '%6.2f';
```

```
nXY = [];
ng = 0;
while 1,
     fprintf(['\n INFO >> Click with RIGHT mouse button to QUIT \n\n']);
     n = 0;
     disp(sprintf('\n %s \n',' Index          X             Y'))

% %%%%%%%%%%%%%% DATA ACQUISITION LOOP %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
     while 1
      [x,y, buttonNumber] = ginput(1);
      xy = rotmat*[(x-Xopixels);(y-Yopixels)];
      delXpoint = xy(1);
      delYpoint = xy(2);
      if buttonNumber == 1,
           line(x,y,'Marker','.','Color','r','MarkerSize',12)
           if logx,
            x = OriginXYdata(1)*10^(delXpoint/delXcal*scalefactorXdata);
           else
            x = OriginXYdata(1) + delXpoint/delXcal*scalefactorXdata;
           end
           if logy,
            y = OriginXYdata(2)*10^(delYpoint/delYcal*scalefactorYdata);
           else
            y = OriginXYdata(2) + delYpoint/delYcal*scalefactorYdata;
           end
           n = n+1;
           xpt(n) = x;
           ypt(n) = y;
           disp(sprintf(' %4d          %f       %f',n, x, y))
           ng = ng+1;
           nXY(ng,:) = [n x y];
      else
           query = questdlg('STOP digitizing and QUIT ?', ...
                'DIGITIZE: confirmation', ...
                'YES', 'NO', 'NO');
           drawnow
           switch upper(query),
            case 'YES',
             disp(sprintf('\n'))
             break
            case 'NO',

           end % switch query
      end
     end
% %%%%%%%%%%%%%% DATA ACQUISITION LOOP %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

     if nargout  == 0,
      % Save data to file
      [writefname, writepname] = uiputfile('*.dat','Save data as');
      %if (writefname == 0) || (writepname == 0),
      if (writefname == 0)
      elseif (writepname == 0)
           close(FigName)
           break
           return
      end
      writepfname = fullfile(writepname, writefname);
      writedata = [xpt' ypt'];
      fid = fopen(writepfname,'w');
      fprintf(fid,'  %g     %g\n',writedata');
      fclose(fid);
      close(FigName)
      disp(sprintf('\n'))
     elseif nargout == 1,
      outputdata = [xpt' ypt'];
      varargout{1} = outputdata;
      close(FigName);
     end
     break
end
```

Per ogni curva mostrata nel capitolo 2, si riporta il grafico di provenienza, i punti estratti per la digitalizzazione e il nome dei file in cui sono contenuti e usati nei codici di PATIO, in modo da rendere riproducibile il lavoro svolto.

Horlock [36], p.109, figura 3.26b, AMincidenceB.dat

x	y
0,426398	1,10076
0,448946	1,09465
0,501192	1,07859
0,550137	1,06367
0,600183	1,04952
0,649129	1,03346
0,699725	1,0174
0,750871	1,00057
0,802016	0,981453
0,850412	0,964245
0,902108	0,942447
0,951604	0,921033

Horlock [36], p.109, figura 3.26c, AMincidence C40.dat

x	y	x	y	x	y	x	y
0,407406	7,98254	0,551785	5,92259	0,699965	1,37085	0,853016	-3,51469
0,416501	7,92126	0,559695	5,45602	0,71271	1,10978	0,865163	-3,91099
0,423778	7,85875	0,571824	5,32937	0,722437	0,644432	0,877903	-4,10465
0,432882	7,66264	0,582145	5,06666	0,729122	0,379278	0,890648	-4,36571
0,442579	7,66918	0,592483	4,53431	0,737031	-0,0872952	0,899747	-4,49441
0,451072	7,54007	0,605219	4,40807	0,749161	-0,213948	0,909462	-4,75752
0,465024	7,34723	0,616756	4,07877	0,758884	-0,611884	0,920384	-4,9524
0,474119	7,28595	0,625864	3,81525	0,768001	-1,01023	0,931907	-5,07946
0,483218	7,15725	0,636198	3,35031	0,78075	-1,33871	0,942834	-5,34176
0,492318	7,02856	0,646505	3,28984	0,788656	-1,73787	0,954366	-5,60364
0,502023	6,90027	0,653198	2,88987	0,799587	-2,06758	0,967708	-5,72948
0,509318	6,56811	0,664133	2,49275	0,809305	-2,3981	0,978028	-5,99218
0,51963	6,44023	0,672618	2,49847	0,82205	-2,65917	0,987734	-6,12047
0,529348	6,10971	0,682345	2,03312	0,83237	-2,92187	0,997448	-6,38358

Horlock [36], p.109, figura 3.26c, AMincidenceC50.dat

x	y	x	y	x	y
0,408584	8,04531	0,622531	3,97646	0,824543	-3,27488
0,418876	8,05111	0,632841	3,64442	0,83364	-3,54004
0,429176	7,92177	0,641938	3,37926	0,842142	-4,00824
0,438268	7,72418	0,65285	3,11513	0,852464	-4,54298
0,449173	7,59518	0,66074	2,78172	0,860955	-4,80848
0,460684	7,46652	0,671047	2,51725	0,869453	-5,20911
0,469769	7,40407	0,680756	2,1173	0,878557	-5,6094
0,480076	7,13959	0,691059	1,92039	0,888266	-6,00935
0,488556	7,0768	0,70017	1,38496	0,898588	-6,5441
0,49825	6,94712	0,710481	1,05292	0,908304	-7,07919
0,506136	6,68128	0,720792	0,72088	0,917404	-7,41191
0,51765	6,48505	0,729896	0,320588	0,926508	-7,8122
0,528552	6,42362	0,737789	-0,0803856	0,936217	-8,21215
0,538851	6,29428	0,749916	-0,411405	0,942899	-8,61381
0,544924	5,95985	0,75659	-0,677926	0,953214	-9,01342
0,552212	5,55854	0,766898	-0,942401	0,961705	-9,27892
0,563106	5,63224	0,775392	-1,27547	0,970203	-9,67955
0,572206	5,29952	0,78389	-1,6761	0,979318	-10,2825
0,57888	5,033	0,790558	-1,80748	0,989027	-10,6825
0,589793	4,76887	0,799661	-2,20778	0,997525	-11,0831
0,6001	4,50439	0,808152	-2,47327	1,00238	-11,3507
0,610407	4,23992	0,817861	-2,87322		

Horlock [36], p.109, figura 3.26c, AMincidenceC60.dat

x	y	x	y	x	y	x	y
0,408069	7,85944	0,574372	5,12218	0,736629	0,166404	0,903397	-7,80566
0,414123	7,93197	0,584092	4,86241	0,748179	-0,225969	0,911946	-8,53631
0,421419	7,67003	0,5926	4,60155	0,756093	-0,621596	0,919872	-9,06616
0,428685	7,74365	0,601108	4,34069	0,765819	-0,948484	0,928404	-9,59547
0,437799	7,48333	0,610222	4,08037	0,774327	-1,20934	0,935723	-10,1259
0,447483	7,62624	0,619318	4,02139	0,779817	-1,60714	0,944873	-10,7889
0,457809	7,36701	0,62662	3,69234	0,788937	-1,93457	0,952181	-11,185
0,465705	7,17272	0,63391	3,49751	0,799893	-2,46171	0,958277	-11,5823
0,476019	7,04771	0,643024	3,23719	0,8084	-2,72257	0,964373	-11,9795
0,488134	7,12567	0,649108	2,97416	0,81509	-2,98505	0,971704	-12,6442
0,494217	6,86264	0,656398	2,77933	0,821786	-3,31465	0,979624	-13,1069
0,50332	6,73655	0,663694	2,51739	0,8297	-3,71028	0,986338	-13,6378
0,510616	6,47461	0,67219	2,39076	0,838226	-4,17248	0,994252	-14,0335
0,519706	6,48274	0,678891	1,99404	0,844316	-4,50262	1,00157	-14,5639
0,526384	6,35448	0,686787	1,79976	0,855266	-4,96265		
0,533074	6,092	0,695901	1,53944	0,861379	-5,56124		
0,542176	5,96591	0,704409	1,27858	0,869917	-6,15766		
0,548854	5,83765	0,712923	0,950608	0,880873	-6,6848		
0,557374	5,44256	0,720219	0,688664	0,888169	-6,94675		
0,56527	5,24827	0,728115	0,494376	0,896095	-7,4766		

Horlock [36], p.91, figura 3.12, AMLambda.dat

x	y	x	y	x	y	x	y
-6,5731E-005	0,00536073	0,265978	0,0111556	0,375225	0,0173758	0,464993	0,0244338
0,00393836	0,00531784	0,271341	0,0112575	0,379285	0,0177	0,467717	0,0247601
0,00928468	0,0053096	0,275831	0,0114708	0,382895	0,0179882	0,471326	0,0250483
0,0146423	0,00537477	0,280777	0,0117569	0,38783	0,0182009	0,475381	0,0253357
0,020874	0,00532844	0,285723	0,012043	0,39145	0,0185624	0,479442	0,0256599
0,0266715	0,00535622	0,292	0,0122904	0,395511	0,0188866	0,482623	0,0260589
0,0320292	0,00542139	0,29694	0,0125398	0,399115	0,0191381	0,485781	0,026311
0,0382722	0,00544848	0,300093	0,0127552	0,403621	0,0194616	0,489836	0,0265985
0,0449664	0,00551159	0,304593	0,013042	0,407242	0,0198232	0,49344	0,02685
0,0498729	0,00554074	0,309545	0,0133648	0,411731	0,0200365	0,495724	0,0272136
0,0561159	0,00556783	0,313566	0,0134321	0,414895	0,0203254	0,498871	0,0273924
0,0628158	0,00566765	0,31673	0,0137209	0,420281	0,0205741	0,500698	0,0276833
0,0695043	0,00569405	0,320768	0,0138983	0,422142	0,0210853		
0,0753188	0,00583195	0,325714	0,0141844	0,427077	0,021298		
0,079791	0,0059352	0,329318	0,0144358	0,431571	0,021548		
0,0846975	0,00596435	0,333801	0,0146125	0,433387	0,0217655		
0,0900664	0,00610294	0,337411	0,0149007	0,436557	0,0220911		
0,0958582	0,00609401	0,342796	0,0151494	0,440161	0,0223426		
0,102564	0,00623053	0,347303	0,0154729	0,442428	0,0225961		
0,108818	0,00633104	0,352249	0,015759	0,446472	0,0228102		
0,113736	0,00643361	0,355412	0,0160478	0,447853	0,0231018		
0,119985	0,0064974	0,358559	0,0162266	0,451452	0,0233165		
0,125359	0,0066727	0,362158	0,0164413	0,455067	0,0236414		
0,130717	0,00673787	0,367109	0,0167641	0,459567	0,0239282		
0,135189	0,00684112	0,370719	0,0170523	0,462725	0,0241803		

Horlock [36], p.110, figura 3.26d, AMrelativeincidence.dat.

x	y	x	y	x	y	x	y
-3,11393	2,27022	-2,11959	1,64677	-0,803472	1,09836	0,976161	1,71953
-3,0728	2,24796	-2,07162	1,63197	-0,741814	1,09103	0,996524	1,81634
-3,02477	2,20339	-2,00302	1,57999	-0,673279	1,06883	1,0168	1,95781
-2,98361	2,17369	-1,93449	1,55779	-0,591073	1,06154	1,03031	2,05461
-2,94245	2,13655	-1,90017	1,52063	-0,508853	1,0468	1,03699	2,14395
-2,89446	2,1143	-1,8522	1,50583	-0,378688	1,03216	1,05737	2,23332
-2,85332	2,09205	-1,80421	1,48359	-0,255358	1,01005	1,06405	2,32266
-2,82587	2,06232	-1,76306	1,45389	-0,179987	0,995305	1,08434	2,45669
-2,77788	2,04008	-1,71505	1,4242	-0,118315	0,980532	1,09775	2,60559
-2,72985	1,9955	-1,66708	1,4094	0,0118357	0,97333	1,11803	2,74707
-2,68187	1,98071	-1,62597	1,40204	0,100876	0,973496	1,11782	2,85873
-2,64757	1,95099	-1,59168	1,37977	0,189932	0,966217	1,13811	2,99276
-2,60643	1,92874	-1,55054	1,35751	0,251547	0,98122	1,15155	3,12678
-2,57898	1,89901	-1,50943	1,35014	0,333738	0,981373	1,16484	3,34268
-2,531	1,88421	-1,46143	1,32046	0,402174	1,01128	1,1714	3,49157
-2,50355	1,85449	-1,40662	1,31312	0,47061	1,04118	1,17782	3,71491
-2,46243	1,83968	-1,35862	1,28343	0,545895	1,0711	1,21171	3,90107
-2,41442	1,80999	-1,31065	1,26863	0,63485	1,11593	1,22511	4,05742
-2,387	1,79515	-1,25581	1,2464	0,69638	1,17559	1,23852	4,20632
-2,339	1,76547	-1,20096	1,21673	0,744183	1,25012	1,25184	4,40734
-2,29101	1,74322	-1,14614	1,20194	0,78515	1,31719	1,27209	4,5637
-2,24983	1,69864	-1,0913	1,17971	0,832967	1,38428	1,28547	4,72749
-2,2087	1,68382	-0,988517	1,15757	0,887533	1,50349		
-2,17444	1,67644	-0,913146	1,14282	0,921666	1,5631		
-2,14699	1,64672	-0,858309	1,12059	0,948892	1,65248		

Dixon [35], p.84, figura 3.24, AMrelativeincidence2.dat

x	y	x	y	x	y	x	y
-2,89765	3,97788	-1,83156	2,4115	-0,394456	1,07522	0,897655	1,88053
-2,87207	3,9292	-1,79318	2,34513	-0,351812	1,06195	0,918977	1,94248
-2,85075	3,88053	-1,75053	2,28761	-0,30064	1,04867	0,944563	2,00442
-2,81237	3,82301	-1,72068	2,24779	-0,240938	1,02655	0,96162	2,04867
-2,77825	3,77876	-1,68657	2,21239	-0,198294	1,0177	0,974414	2,09735
-2,73561	3,70796	-1,63539	2,15929	-0,134328	1,0177	0,995736	2,17257
-2,71002	3,65487	-1,59275	2,11504	-0,0916844	1,00442	1,01706	2,23894
-2,68017	3,59735	-1,55011	2,0531	-0,0447761	1	1,03838	2,30088
-2,63326	3,5531	-1,50746	2,01327	-0,0021322	1,00442	1,05544	2,36283
-2,59062	3,5	-1,46482	1,95575	0,0362473	1,00442	1,07249	2,44248
-2,55224	3,4292	-1,42644	1,90708	0,08742	1,01327	1,09808	2,51327
-2,52665	3,38053	-1,37953	1,86726	0,1258	1,01327	1,11514	2,57522
-2,49254	3,32743	-1,33689	1,80973	0,168443	1,03097	1,12793	2,65044
-2,45842	3,28761	-1,28571	1,76106	0,223881	1,04867	1,14925	2,73451
-2,42431	3,23009	-1,24307	1,71681	0,275053	1,06637	1,17484	2,82743
-2,39872	3,19027	-1,1791	1,67257	0,317697	1,08407	1,1919	2,91593
-2,36461	3,14159	-1,14499	1,61947	0,360341	1,10177	1,20896	3,0177
-2,32196	3,09292	-1,08955	1,56637	0,407249	1,12832	1,23028	3,11947
-2,28785	3,02655	-1,03838	1,5354	0,445629	1,16372	1,2516	3,23009
-2,25373	2,97788	-0,99574	1,47788	0,484009	1,19469	1,27292	3,31858
-2,21535	2,92035	-0,94456	1,43805	0,518124	1,22124	1,28998	3,42478
-2,17271	2,87611	-0,90192	1,40708	0,552239	1,25221	1,29424	3,5
-2,13859	2,81858	-0,83369	1,35398	0,590618	1,30973	1,31557	3,60619
-2,12154	2,77434	-0,77825	1,31858	0,637527	1,37611	1,32836	3,72124
-2,07463	2,71681	-0,73134	1,27434	0,684435	1,4292	1,34968	3,80531
-2,03198	2,67257	-0,68017	1,23009	0,71855	1,49558	1,36247	3,88496
-1,99787	2,62389	-0,60768	1,19912	0,765458	1,56637	1,371	3,97788
-1,94243	2,5708	-0,5565	1,16372	0,812367	1,64602	1,3838	4,05752
-1,92111	2,50442	-0,4968	1,13274	0,850746	1,73009		
-1,87846	2,45575	-0,43284	1,10619	0,867804	1,80531		

Horlock [36], p.109, figura 3.26a, Amstalincidence30.dat.

x	y	x	y	x	y	x	y
-0,923974	4,26375	-0,5755	6,76599	-0,245528	8,67764	0,119579	10,1797
-0,895103	4,4428	-0,55283	7,00346	-0,224898	8,73821	0,1464	10,2408
-0,868303	4,68059	-0,52601	7,12343	-0,204274	8,85769	0,179406	10,3613
-0,849758	4,91773	-0,5054	7,30182	-0,183644	8,91826	0,212412	10,4818
-0,827071	5,03737	-0,48065	7,42163	-0,16095	8,97899	0,251609	10,6027
-0,800285	5,39299	-0,46002	7,4822	-0,140334	9,15738	0,290814	10,6648
-0,775535	5,5128	-0,43939	7,60168	-0,121774	9,27669	0,317636	10,7258
-0,750791	5,69152	-0,41052	7,78073	-0,0949524	9,33776	0,358896	10,847
-0,728097	5,75225	-0,38784	7,90037	-0,0702016	9,45757		
-0,709552	5,98938	-0,36928	8,01968	-0,0495639	9,45923		
-0,688914	5,99104	-0,34659	8,13933	-0,0289479	9,63761		
-0,666234	6,1696	-0,32802	8,19973	-0,00624641	9,63944		
-0,645611	6,28907	-0,3074	8,31921	0,0123131	9,75875		
-0,620875	6,5267	-0,28884	8,43852	0,045319	9,87922		
-0,600251	6,64618	-0,26615	8,55817	0,0845089	10,0591		

Horlock [36], p.109, figura 3.26a, Amstalincidence40.dat.

x	y	x	y	x	y	x	y
-0,997958	5,10802	-0,546169	9,51889	-0,0675098	12,9334	0,40911	15,7614
-0,967013	5,4021	-0,515222	9,75432	-0,0365626	13,1688	0,431809	15,8206
-0,931946	5,8136	-0,484277	10,0484	-0,0035516	13,4043	0,462756	16,0561
-0,901003	6,16633	-0,459519	10,225	0,0191452	13,5222	0,493706	16,2328
-0,874184	6,40165	-0,426508	10,4605	0,0480287	13,7576	0,524658	16,351
-0,847364	6,63697	-0,385246	10,8135	0,0872358	13,876	0,563865	16,4693
-0,816419	6,93105	-0,34811	11,1078	0,118181	14,17	0,592753	16,5874
-0,781352	7,34254	-0,306844	11,3435	0,145005	14,2881	0,621639	16,7641
-0,756596	7,5778	-0,267644	11,6378	0,175955	14,4648	0,650525	16,9408
-0,725649	7,81323	-0,232569	11,8733	0,206902	14,7003	0,683541	17,059
-0,694706	8,16596	-0,207816	12,1672	0,233726	14,8183	0,714493	17,1771
-0,665825	8,45999	-0,176866	12,344	0,274992	15,054		
-0,630751	8,69553	-0,15004	12,4034	0,303881	15,1721		
-0,595681	9,04837	-0,121154	12,5801	0,345147	15,4078		
-0,568861	9,28369	-0,0984618	12,8153	0,376099	15,5259		

Horlock [36], p.109, figura 3.26a, Amstalincidence50.dat.

x	y	x	y	x	y	x	y
-0,957022	6,72876	-0,386024	14,9478	0,209976	20,2817	0,884861	19,9644
-0,928163	7,14268	-0,361278	15,1848	0,240918	20,4601	0,909636	19,8479
-0,901368	7,55649	-0,336531	15,4218	0,267738	20,5793	0,932338	19,8491
-0,878695	7,91116	-0,309736	15,8356	0,292484	20,8163	0,96125	19,615
-0,851899	8,32497	-0,276739	16,1319	0,327568	20,8182	0,981902	19,4394
-0,827168	8,73866	-0,245812	16,487	0,358506	21,0555		
-0,802436	9,15236	-0,214874	16,7243	0,397718	21,0576		
-0,769449	9,56649	-0,188069	17,0203	0,428674	21,0592		
-0,744717	9,98019	-0,155068	17,2577	0,476146	21,0028		
-0,719981	10,335	-0,126213	17,7305	0,509167	21,0046		
-0,689048	10,6312	-0,0932121	17,9679	0,550433	21,1246		
-0,65814	11,2219	-0,0664022	18,205	0,581389	21,1263		
-0,62929	11,7537	-0,0354744	18,5601	0,620611	21,0106		
-0,598353	11,991	-0,0024779	18,8565	0,659832	20,8949		
-0,571557	12,4048	0,022273	19,0345	0,694916	20,8967		
-0,540634	12,8188	0,0470191	19,2715	0,723838	20,5448		
-0,507657	13,3508	0,0779614	19,4499	0,758932	20,4289		
-0,476734	13,7648	0,113026	19,6874	0,794021	20,3719		
-0,449934	14,1197	0,148096	19,866	0,822924	20,2556		
-0,423128	14,4157	0,179029	20,1622	0,855968	19,9628		

Horlock [36], p.109, figura 3.26a, Amstalincidence55.dat.

x	y	x	y	x	y	x	y
-0,899933	8,38128	-0,400188	18,4227	0,159558	25,2274	0,736526	22,9019
-0,871132	8,8541	-0,377548	18,6596	0,194553	25,5238	0,763339	22,4909
-0,850572	9,32648	-0,354927	19,1321	0,223387	25,5842	0,788082	22,1977
-0,832071	9,79875	-0,332307	19,6046	0,248106	25,5856	0,819028	21,6103
-0,80328	10,3894	-0,299367	19,842	0,281064	25,5873	0,849951	21,3174
-0,776544	10,921	-0,280871	20,3731	0,311949	25,7657	0,878819	20,9654
-0,747748	11,4527	-0,247946	20,7873	0,342852	25,7084	0,899447	20,6131
-0,729243	11,8661	-0,217081	21,2013	0,371691	25,71	0,922125	20,3787
-0,706636	12,5153	-0,18005	21,7924	0,404659	25,5939	0,938633	20,0261
-0,675785	13,1061	-0,15536	22,1472	0,429388	25,4774	0,965431	19,7919
-0,65316	13,5197	-0,130655	22,3252	0,454121	25,302	0,973699	19,4389
-0,632594	13,9331	-0,10803	22,7388	0,485025	25,2448		
-0,607928	14,5825	-0,0771597	23,0939	0,513883	25,0107		
-0,572953	15,1145	-0,0442298	23,4491	0,544791	24,8945		
-0,558567	15,5277	-0,0174893	23,9219	0,569544	24,4835		
-0,533886	16,0003	0,01134	24,0412	0,590152	24,3668		
-0,513316	16,3548	0,0442603	24,5143	0,616946	24,1915		
-0,484515	16,8276	0,0710344	24,5746	0,649933	23,8398		
-0,453669	17,4773	0,0998541	24,8118	0,674676	23,5465		
-0,428988	17,9499	0,122484	25,1665	0,699419	23,2533		

Horlock [36], p.109, figura 3.26a, Amstalincidence60.dat.

x	y	x	y	x	y	x	y
-0,909695	8,40252	-0,436151	22,152	0,188496	30,4551	0,802017	23,4497
-0,891174	9,04866	-0,397006	22,9752	0,231826	30,5747	0,822678	23,1575
-0,86853	9,75368	-0,37023	23,6218	0,268979	30,518	0,849551	22,6311
-0,850018	10,5171	-0,337248	24,0928	0,318515	30,462	0,864041	22,104
-0,825306	11,1636	-0,310462	24,622	0,357741	30,2881	0,884707	21,7532
-0,802652	11,7513	-0,275436	25,3277	0,396967	30,1143	0,897128	21,2847
-0,777945	12,4564	-0,244513	25,7399	0,427943	29,8813	0,915727	20,9924
-0,75735	12,9854	-0,22184	26,093	0,463051	29,5899	0,932266	20,6414
-0,732652	13,8078	-0,201241	26,5633	0,494042	29,181	0,946741	20,2903
-0,707949	14,5716	-0,172377	26,9168	0,518836	28,8305	0,967417	19,8222
-0,693556	15,2175	-0,145576	27,2701	0,547763	28,4214	0,975696	19,5294
-0,664711	15,8056	-0,120849	27,7406	0,576689	28,0124		
-0,648254	16,4516	-0,0919854	28,0941	0,603552	27,6033		
-0,621482	17,1568	-0,0631213	28,4475	0,626297	27,0767		
-0,602942	17,5684	-0,0259973	28,7428	0,65316	26,6675		
-0,574121	18,4497	0,00286672	29,0962	0,677968	26,141		
-0,553536	19,0959	0,0358584	29,4499	0,706909	25,5561		
-0,522642	19,86	0,0626683	29,6859	0,72965	25,0881		
-0,491753	20,6828	0,0915419	29,922	0,754453	24,6202		
-0,460859	21,4469	0,136916	30,2764	0,779272	23,9763		

Horlock [36], p.109, figura 3.26a, Amstalincidence65.dat.

x	y	x	y	x	y	x	y
-0,846213	12,7367	-0,469813	26,5883	0,0344296	37,3348	0,61769	29,9604
-0,823588	13,5584	-0,436885	27,3516	0,0694507	37,2771	0,640366	29,5504
-0,807142	14,3799	-0,41838	28,1732	0,104465	37,3954	0,663049	28,9645
-0,784511	15,0843	-0,39162	28,6432	0,145665	37,3378	0,683667	28,4959
-0,772176	15,6712	-0,375162	29,1715	0,188929	37,2217	0,700168	27,9685
-0,75367	16,4928	-0,360769	29,817	0,230139	36,9295	0,718731	27,3824
-0,733092	17,0212	-0,342256	30,4627	0,267227	36,6959	0,733177	26,7377
-0,714587	17,8428	-0,32375	31,2843	0,304325	36,2277	0,768213	26,3281
-0,694014	18,4885	-0,296997	31,9301	0,335245	35,7006	0,78473	25,3901
-0,677563	19,1928	-0,272298	32,4	0,359972	35,5254	0,801219	25,1559
-0,661115	19,9557	-0,255845	33,0456	0,384715	34,9395	0,811533	24,8043
-0,6426	20,5427	-0,233214	33,75	0,409458	34,3537	0,830094	24,2769
-0,622024	21,1297	-0,204397	34,2786	0,444493	33,944	0,844535	23,7494
-0,607634	21,8339	-0,173517	34,7487	0,467169	33,5341	0,865156	23,2221
-0,587066	22,5969	-0,152944	35,3944	0,48779	33,0068	0,879599	22,636
-0,56649	23,184	-0,117945	35,8645	0,510464	32,6555	0,900225	21,9914
-0,547977	23,8296	-0,0850052	36,3346	0,526962	32,1867	0,916728	21,4053
-0,525347	24,534	-0,0500032	36,7461	0,5517	31,7182	0,939416	20,7021
-0,506834	25,1797	-0,023229	36,8641	0,564079	31,2493	0,953865	19,9987
-0,488319	25,7667	0,00147566	37,2167	0,588815	30,8394	0,972418	19,6473

Horlock [36], p.109, figura 3.26a, Amstalincidence70.dat.

x	y	x	y	x	y
-0,462371	31,9444	-0,131316	43,1527	0,378123	41,1564
-0,445929	32,6	-0,106608	43,5707	0,398795	40,5028
-0,431534	33,077	-0,0818942	43,9291	0,411185	40,2654
-0,415083	33,6136	-0,0468717	44,2882		
-0,404817	34,1498	-0,0221391	44,4085		
-0,390413	34,5078	0,0046457	44,6481		
-0,376023	35,0443	0,0335115	44,6497		
-0,363695	35,5806	0,0623822	44,5917		
-0,345186	36,1769	0,0974288	44,6531		
-0,330801	36,7729	0,126304	44,5356		
-0,318459	37,1307	0,14487	44,4176		
-0,295846	37,9652	0,173746	44,3001		
-0,283518	38,5016	0,198502	44,1229		
-0,260905	39,3362	0,21914	43,8859		
-0,244449	39,8132	0,243906	43,5896		
-0,228012	40,5284	0,258363	43,2928		
-0,21156	41,065	0,285206	42,8181		
-0,191004	41,8399	0,309981	42,4027		
-0,174538	42,1979	0,328557	42,1656		
-0,153963	42,7348	0,353362	41,3932		

Horlock [36], p.89, figura 3.11a, AMYp40n.dat.

x	y	x	y	x	y
0,299079	0,0638005	0,526167	0,03625	0,81586	0,0203062
0,306579	0,0626345	0,536147	0,035089	0,829513	0,0199968
0,316586	0,0609672	0,546099	0,0344344	0,844396	0,0198587
0,32908	0,0591363	0,559788	0,0334499	0,861768	0,019557
0,337829	0,0578041	0,575974	0,032133	0,882858	0,0192629
0,354059	0,0556433	0,587192	0,0309746	0,90022	0,0191299
0,367811	0,0534774	0,603378	0,0296577	0,922559	0,0186696
0,384015	0,0518229	0,618298	0,0288445	0,944879	0,0185469
0,392773	0,0503219	0,630756	0,0276887	0,967191	0,0185929
0,407737	0,0486649	0,646906	0,0270468	0,98953	0,0181327
0,420213	0,0471715	0,666783	0,0262439	1,01433	0,018015
0,430193	0,0460105	0,679224	0,0254256	1,03292	0,0180534
0,44142	0,0446834	0,692894	0,0247786	1,05399	0,0180969
0,452639	0,043525	0,707805	0,0241342	1,07383	0,0181378
0,462618	0,0423641	0,721485	0,0233185	1,08871	0,0179997
0,471349	0,0413693	0,737617	0,0230142	1,10234	0,0181966
0,481328	0,0402084	0,751296	0,0221985	1,1135	0,0180508
0,490059	0,0392137	0,769925	0,0215618		
0,502499	0,0383954	0,786075	0,0209199		
0,513709	0,0374058	0,802207	0,0206156		

Horlock [36], p.89, figura 3.11b, AMYp40.dat.

x	y	x	y	x	y
0,300997	0,139359	0,551763	0,0783775	0,861641	0,0664761
0,308761	0,136508	0,565389	0,0765912	0,87529	0,0664691
0,318474	0,133657	0,582911	0,074447	0,894793	0,0668151
0,324279	0,130095	0,592643	0,0730186	0,904551	0,0675219
0,333988	0,126887	0,606274	0,0715881	0,91431	0,0682287
0,339811	0,124749	0,619909	0,0705136	0,926013	0,0685786
0,347574	0,121898	0,637444	0,069437	0,939671	0,0692834
0,35922	0,117622	0,65693	0,0683595	0,955279	0,0699872
0,37087	0,113701	0,670565	0,067285	0,968937	0,070692
0,386428	0,11049	0,684205	0,0665663	0,980645	0,0713978
0,396128	0,106571	0,69785	0,0662035	0,994311	0,0728144
0,413632	0,103003	0,713435	0,0651279	1,00017	0,0731673
0,425291	0,0997942	0,730979	0,0647631		
0,436954	0,0969413	0,744624	0,0644003		
0,450572	0,0944432	0,760222	0,0643924		
0,466135	0,0915883	0,78362	0,0643805		
0,487534	0,0876628	0,803123	0,0647265		
0,506997	0,084806	0,814823	0,0647205		
0,52256	0,0819511	0,832376	0,0650675		
0,538136	0,0801638	0,846029	0,0654164		

Horlock [36], p.89, figura 3.11b, AMYp50.dat.

x	y	x	y	x	y	x	y
0,297152	0,142979	0,514243	0,0882599	0,764884	0,0728849	0,971145	0,084837
0,306838	0,140137	0,535596	0,0854122	0,77461	0,0732346	0,978936	0,0858968
0,31264	0,137652	0,555018	0,0836294	0,788221	0,0732277	0,986714	0,0858929
0,320387	0,135166	0,564723	0,082206	0,799892	0,0735764	0,992556	0,0865992
0,326194	0,133035	0,570538	0,0807847	0,813512	0,0742787	0,996449	0,0869518
0,333936	0,130195	0,582187	0,0793603	0,825179	0,0742728		
0,343631	0,128062	0,595789	0,0786442	0,838799	0,0749751		
0,351378	0,125576	0,605498	0,0775755	0,850479	0,076033		
0,357184	0,123445	0,611327	0,0772179	0,858261	0,0763836		
0,366871	0,120604	0,624929	0,0765018	0,866052	0,0774435		
0,376558	0,117762	0,638531	0,0757857	0,873821	0,0767304		
0,386249	0,115275	0,648245	0,0750716	0,879668	0,0777912		
0,395935	0,112433	0,657953	0,0740029	0,891334	0,0777853		
0,407557	0,108881	0,6735	0,0732858	0,899121	0,0784906		
0,421133	0,106037	0,689051	0,0729233	0,91275	0,0799021		
0,432773	0,103904	0,700713	0,0725628	0,922489	0,0813156		
0,448284	0,10035	0,716264	0,0722003	0,932216	0,0816653		
0,45991	0,0971525	0,725995	0,0729046	0,94778	0,0823666		
0,475435	0,0946624	0,735717	0,0728997	0,955563	0,0827172		
0,494843	0,0918158	0,747384	0,0728938	0,963358	0,0841317		

Horlock [36], p.89, figura 3.11a, AMYp50n.dat.

x	y	x	y	x	y
0,297805	0,0643084	0,53888	0,0364473	0,862424	0,021754
0,302779	0,0641499	0,558812	0,035138	0,878587	0,0212809
0,311531	0,0629863	0,573788	0,0336497	0,895964	0,0213168
0,321542	0,0614878	0,589987	0,0325015	0,917066	0,0213603
0,330303	0,0601555	0,607419	0,0315247	0,935693	0,02123
0,342833	0,0579869	0,622377	0,030374	0,951811	0,0216008
0,357809	0,0564986	0,638567	0,0293946	0,965501	0,0209538
0,37157	0,0545014	0,65599	0,0285865	0,981637	0,0209871
0,382832	0,0528366	0,674662	0,0276122	0,99405	0,0210127
0,392834	0,0515068	0,693344	0,0264692	1,00894	0,0210435
0,405319	0,0501822	0,707034	0,0258222	1,02259	0,0212404
0,416571	0,0486862	0,721956	0,0253466	1,03873	0,0212737
0,431538	0,0473667	0,741843	0,0248812	1,05608	0,0216471
0,444023	0,046042	0,755533	0,0242343	1,07097	0,0218466
0,457748	0,04472	0,770455	0,0237587	1,08835	0,0218825
0,468983	0,0435615	0,78535	0,0237894	1,10197	0,022417
0,481467	0,0422369	0,796575	0,0227997	1,11686	0,0226165
0,495202	0,040746	0,812729	0,0224955	1,12308	0,0224605
0,508901	0,0399303	0,827651	0,0220199	1,12429	0,0229695
0,525145	0,0379382	0,847502	0,0222296		

Horlock [36], p.89, figura 3.11b, AMYp60.dat.

x	y	x	y	x	y
0,301928	0,147189	0,587328	0,100925	0,91708	0,114804
0,309642	0,143986	0,602755	0,100214	0,926722	0,115516
0,319284	0,140427	0,62011	0,100569	0,938292	0,116228
0,326997	0,13758	0,639394	0,100925	0,949862	0,117295
0,338567	0,134377	0,658678	0,100925	0,959504	0,118719
0,350138	0,130819	0,681818	0,101281	0,974931	0,119786
0,361708	0,127616	0,697245	0,101993	0,984573	0,12121
0,373278	0,125125	0,712672	0,101993	1	0,122989
0,38292	0,122278	0,728099	0,102705		
0,390634	0,119786	0,741598	0,104128		
0,404132	0,116584	0,76281	0,103772		
0,421488	0,114093	0,77438	0,105196		
0,436915	0,111246	0,787879	0,105552		
0,45427	0,108754	0,801377	0,106619		
0,47741	0,106975	0,816804	0,107687		
0,492837	0,105196	0,832231	0,108754		
0,510193	0,103772	0,847658	0,109466		
0,527548	0,10306	0,865014	0,11089		
0,544904	0,101993	0,884298	0,112313		
0,566116	0,101281	0,897796	0,113737		

Horlock [36], p.89, figura 3.11a, AMYp60n.dat.

x	y	x	y	x	y
0,296481	0,0654567	0,563619	0,0352223	0,907033	0,023753
0,305269	0,0642907	0,582378	0,034077	0,918233	0,0241144
0,312811	0,0631222	0,598663	0,0325882	0,93691	0,0244914
0,319098	0,0621203	0,614921	0,0316069	0,949356	0,0248554
0,329142	0,0607878	0,627431	0,030787	0,961802	0,0252195
0,336693	0,0594501	0,644926	0,0299774	0,977969	0,0259295
0,350476	0,0581254	0,659901	0,02967	0,991652	0,0264653
0,35679	0,056616	0,672437	0,0283427	1,00283	0,027165
0,366834	0,0552835	0,688695	0,0273613	1,01528	0,0275291
0,375604	0,0544558	0,706172	0,02689	1,02895	0,028234
0,384402	0,0531208	0,723658	0,0262495	1,04138	0,0289363
0,395692	0,0517909	0,742381	0,0257808	1,05381	0,0296386
0,413241	0,0499664	0,762342	0,0254837	1,07247	0,0303538
0,428307	0,0479677	0,784822	0,0246844	1,08363	0,0313919
0,445839	0,0464815	0,806038	0,0242208	1,09479	0,0324299
0,464626	0,0448288	0,823506	0,0239186	1,10849	0,0327965
0,479683	0,0429992	0,837217	0,0239469	1,11344	0,0333142
0,493466	0,0416744	0,855913	0,0239856		
0,514764	0,0396885	0,870888	0,0236782		
0,538572	0,0373696	0,885844	0,0237092		

Horlock [36], p.89, figura 3.11b, AMYp65.dat.

x	y	x	y	x	y
0,305072	0,155404	0,548896	0,115705	0,892368	0,13638
0,310854	0,152575	0,57603	0,114631	0,909846	0,138491
0,314705	0,150453	0,599298	0,11462	0,923437	0,139898
0,326309	0,147973	0,620632	0,114962	0,938967	0,141303
0,332099	0,14585	0,640032	0,115659	0,952567	0,143417
0,343694	0,142664	0,659431	0,116356	0,968106	0,145529
0,355297	0,140185	0,674952	0,117055	0,981697	0,146936
0,364957	0,137353	0,698243	0,11881	0,997241	0,149401
0,372686	0,135229	0,715707	0,119861		
0,386229	0,132748	0,731233	0,120913		
0,393954	0,130271	0,748702	0,122318		
0,411379	0,128142	0,764232	0,123724		
0,424935	0,126722	0,779758	0,124776		
0,43459	0,123537	0,795288	0,126181		
0,448155	0,122823	0,808879	0,127588		
0,459771	0,121404	0,82247	0,128995		
0,473322	0,11963	0,836061	0,130401		
0,4927	0,11856	0,849648	0,131454		
0,506255	0,11714	0,865178	0,13286		
0,521759	0,116426	0,878769	0,134267		

Horlock [36], p.89, figura 3.11a, AMYp65n.dat.

x	y	x	y	x	y
0,298304	0,0667244	0,584455	0,0367873	0,975621	0,0346851
0,307046	0,0658948	0,608133	0,0353135	0,995437	0,0354147
0,317093	0,064047	0,626805	0,0345083	1,0152	0,0369953
0,332115	0,0620412	0,651724	0,0330375	1,03623	0,0382386
0,347126	0,0602056	0,679084	0,0322537	1,05106	0,0392964
0,357152	0,0586983	0,696514	0,0314454	1,06339	0,0405183
0,368418	0,0571939	0,716405	0,0309836	1,07695	0,0420837
0,383441	0,0551882	0,733813	0,0305158	1,09305	0,042634
0,398463	0,0531824	0,754945	0,030057	1,10412	0,0443635
0,412212	0,0516842	0,777329	0,0294312		
0,42472	0,0501829	0,799681	0,0293159		
0,44093	0,0490312	0,818289	0,0295319		
0,453437	0,0475299	0,83941	0,0292434		
0,473392	0,0460469	0,856755	0,0297967		
0,488383	0,0445517	0,880337	0,0298547		
0,50211	0,0433939	0,89643	0,0305752		
0,514597	0,042233	0,910051	0,0311193		
0,532048	0,0410843	0,923683	0,0314933		
0,545808	0,0394159	0,942205	0,0330709		
0,568213	0,0384497	0,963262	0,0338036		

Horlock [36], p.89, figura 3.11b, AMYp70.dat.

x	y	x	y	x	y
0,302612	0,160052	0,598225	0,137929	0,918021	0,17698
0,314149	0,157584	0,628888	0,139712	0,927593	0,178399
0,329534	0,154056	0,646131	0,141135	0,944827	0,180528
0,33724	0,151231	0,659538	0,142556	0,956312	0,182302
0,350691	0,149117	0,676772	0,144686	0,969706	0,184783
0,375665	0,145594	0,701669	0,147527	0,981191	0,186557
0,379527	0,143475	0,720825	0,149304	0,994581	0,189392
0,396817	0,141009	0,741886	0,152143		
0,423697	0,138548	0,76103	0,154981		
0,452494	0,136088	0,784017	0,157114		
0,483192	0,135042	0,797416	0,159242		
0,511963	0,134703	0,818469	0,162788		
0,536894	0,134716	0,845274	0,166337		
0,559899	0,135435	0,868249	0,16953		
0,580986	0,136152	0,895051	0,173433		

Horlock [36], p.89, figura 3.11a, AMYp70n.dat.

x	y	x	y	x	y
0,299106	0,0684515	0,559993	0,0417933	0,907004	0,0432198
0,307873	0,0671158	0,577426	0,0406503	0,920593	0,0439351
0,31539	0,0659466	0,593584	0,0400136	0,934181	0,0446505
0,325409	0,0644444	0,60972	0,0397165	0,951453	0,0458851
0,336701	0,0624359	0,624651	0,0389066	0,962562	0,0465939
0,346697	0,0612733	0,640763	0,0389492	0,978572	0,048165
0,360457	0,0594411	0,66437	0,0381623	0,999597	0,0489
0,370475	0,0579389	0,675525	0,0381917	1,0206	0,0499746
0,384212	0,0564464	0,697835	0,0382507	1,02798	0,0508434
0,395459	0,0551173	0,721385	0,0383129	1,04033	0,0515555
0,406705	0,0537881	0,742455	0,0383686	1,05139	0,0529436
0,422898	0,0526418	0,764765	0,0384275	1,06498	0,053659
0,434156	0,0511428	0,783357	0,0384767	1,0773	0,0547107
0,451623	0,0494904	0,793193	0,0396917	1,08717	0,0554162
0,464086	0,0485042	0,813024	0,0397441	1,09831	0,0557853
0,479051	0,0471848	0,829137	0,0397867	1,10689	0,0571669
0,491526	0,0460287	0,846443	0,0405118		
0,510198	0,0448891	0,857541	0,0413905		
0,528858	0,0439192	0,877326	0,0421222		
0,538854	0,0427566	0,890915	0,0428375		

Horlock [36], p.81, figura 3.6, Chmplot.dat.

x	y	x	y	x	y
0,163903	0,122669	22,6829	0,0826668	50,5739	0,0639502
2,84781	0,11573	25,4796	0,0800129	52,9748	0,0629029
5,53751	0,110743	28,0773	0,0777717	55,4758	0,0618446
7,42962	0,107017	30,2756	0,0759654	57,5763	0,0608306
9,3194	0,10251	32,8745	0,0741148	58,7756	0,0599164
11,1125	0,099186	35,9728	0,0718182	59,976	0,0593928
13,1059	0,0958395	38,7731	0,070336		
14,9002	0,0929058	41,8726	0,06843		
17,0951	0,0899277	44,7719	0,0665461		
19,7894	0,0865037	47,4732	0,0654656		

Dixon [35], p.77, figura 3.18, HowDeflection05.dat.

x	y	x	y	x	y
-7,47773	49,6616	13,7796	34,5777	41,7464	20,1119
-6,93949	49,2539	14,7214	33,8983	43,3595	19,3649
-6,40124	48,8462	16,3346	33,1514	45,2412	18,6182
-5,59365	48,1666	17,6796	32,3362	46,3177	17,8028
-4,51694	47,2832	19,1587	31,5211	47,9308	17,0559
-3,44067	46,5358	20,5037	30,7059	49,4093	16,4449
-2,63308	45,8562	21,8486	29,8908	51,0225	15,698
-1,55681	45,1088	23,0589	29,2115	52,6355	15,0191
-0,345651	44,1575	24,1343	28,7363	54,114	14,4081
0,730839	43,3421	25,345	27,921	55,7267	13,7973
1,67288	42,5946	26,6893	27,3099	57,4746	12,9144
3,01805	41,7114	27,6302	26,9025	59,0871	12,3716
4,09432	40,964	29,2436	26,0876	60,2974	11,6923
4,76768	40,2843	31,1259	25,1368	61,507	11,2172
5,97795	39,6051	32,6053	24,2537	62,8512	10,6061
7,18867	38,7898	34,7549	23,6433	64,3293	10,1311
8,53384	37,9066	36,1001	22,7601	65,8078	9,52016
10,013	37,0915	37,5788	22,0811	66,8832	9,04489
11,3586	36,0723	38,5207	21,4016	68,0928	8,56973
12,7038	35,1891	40,1336	20,7227	69,4371	7,95864

Dixon [35], p.77, figura 3.18, HowDeflection10.dat.

x	y	x	y	x	y
-9,32338	39,1694	16,1799	26,044	51,6024	12,0415
-8,11536	38,5574	17,3882	25,3639	53,7484	11,4303
-7,17535	37,9451	18,9991	24,4797	55,4927	10,7506
-5,96711	37,2649	20,4749	23,936	56,9683	10,275
-5,02776	36,857	22,2192	23,2563	58,9803	9,66362
-3,81885	35,9725	23,9639	22,4403	60,5905	8,9838
-2,61105	35,4286	25,5743	21,6924	62,6024	8,44055
-1,40259	34,6803	27,0504	21,0806	64,3462	7,89708
0,0738848	33,9322	28,9286	20,401	66,2242	7,2856
1,1479	33,3201	30,9413	19,5852	68,1022	6,67412
2,48993	32,7081	32,8194	18,9738	69,7118	6,19865
3,69883	31,8236	34,5636	18,294		
5,30953	31,0075	36,3079	17,6143		
6,51777	30,3274	38,3201	16,9348		
7,99335	29,8518	40,1988	16,119		
9,3356	29,1717	42,0771	15,4394		
10,2758	28,4913	43,6869	14,8958		
12,0203	27,7435	45,1625	14,4202		
13,4961	27,1998	47,4427	13,741		
14,5701	26,5876	49,4557	12,8571		

Dixon [35], p.77, figura 3.18, HowDeflection15.dat.

x	y	x	y	x	y
-9,73154	32,0163	21,1409	19,0054	63,8255	6,06267
-8,52349	31,5395	22,4832	18,3924	66,2416	5,51771
-7,18121	31,1989	24,7651	17,9155	68,1208	5,10899
-6,37584	30,5858	26,7785	17,3025	69,5973	4,70027
-4,7651	30,1771	28,9262	16,485		
-3,69128	29,564	30,6711	15,8038		
-2,21477	28,6104	32,953	15,2589		
-0,604027	27,9973	34,9664	14,4414		
0,738255	27,3842	36,5772	13,9646		
2,88591	26,703	38,7248	13,2153		
4,09396	25,8174	41,1409	12,4659		
5,7047	25,2044	43,0201	11,921		
7,04698	24,5232	44,7651	11,3079		
8,79195	23,842	47,4497	10,6267		
10,2685	23,1608	49,4631	10,0136		
12,0134	22,4796	51,8792	9,26431		
14,0268	21,6621	54,9664	8,58311		
15,906	21,1172	57,2483	7,76567		
17,7852	20,2997	59,5302	7,22071		
19,5302	19,6866	61,5436	6,67575		

Dixon [35], p.79, figura 3.19, HowDeflectiond.dat.

x	y	x	y	x	y
-0,641876	0,343307	-0,16473	0,856609	0,250439	1,18083
-0,615588	0,385156	-0,130134	0,883831	0,283065	1,19824
-0,572958	0,432036	-0,107805	0,908504	0,319748	1,22058
-0,542535	0,469021	-0,0772848	0,933244	0,370861	1,23079
-0,518216	0,501057	-0,0528883	0,955485	0,411755	1,23847
-0,473577	0,552852	-0,0325481	0,972795	0,4507	1,23389
-0,437012	0,589887	-0,00815164	0,995035	0,504114	1,21229
-0,394381	0,636767	0,0203207	1,01976	0,532898	1,19783
-0,359805	0,666438	0,0467648	1,04202	0,563768	1,17849
-0,32125	0,710836	0,0854559	1,06927	0,615252	1,14217
-0,290769	0,740474	0,120071	1,09404	0,654391	1,1131
-0,252117	0,772627	0,148563	1,11632	0,69154	1,07667
-0,225692	0,797334	0,187274	1,14113		
-0,193183	0,829437	0,215785	1,16095		

Dixon [35], p.79, figura 3.19, HowDrag05.dat.

x	y	x	y	x	y
-0,646296	0,0433797	0,00175608	0,0196345	0,568254	0,0762817
-0,617268	0,0412067	0,0511815	0,0187135	0,591378	0,089071
-0,575884	0,0388034	0,100519	0,0185286	0,612595	0,100631
-0,532446	0,0364027	0,156019	0,0183513	0,648689	0,125216
-0,4952	0,0342397	0,199134	0,0186496		
-0,45182	0,0323297	0,240136	0,0194362		
-0,404302	0,0301794	0,281108	0,020468		
-0,367145	0,0287526	0,317854	0,0224764		
-0,330047	0,0278165	0,3627	0,0254762		
-0,28878	0,0263947	0,39921	0,0294475		
-0,253736	0,0254561	0,435514	0,0351363		
-0,214554	0,0242771	0,471642	0,0422974		
-0,148604	0,0226402	0,50143	0,0509231		
-0,107367	0,0214638	0,525231	0,058069		
-0,0558874	0,0205454	0,542898	0,064962		

Dixon [35], p.79, figura 3.19, HowDrag10.dat.

x	y	x	y	x	y
-0,648696	0,023601	0,0181303	0,0163649	0,598574	0,100006
-0,626588	0,0226523	0,0741225	0,0164331	0,626285	0,120041
-0,59848	0,0217109	0,124116	0,0164941		
-0,56243	0,021267	0,160055	0,0170258		
-0,524351	0,0205817	0,202021	0,0173209		
-0,488273	0,0198939	0,243876	0,0185915		
-0,462249	0,0196817	0,275704	0,0200939		
-0,414172	0,0190086	0,315476	0,0220938		
-0,366123	0,0185794	0,353164	0,0248229		
-0,316046	0,0179087	0,388713	0,028769		
-0,262026	0,0177306	0,433732	0,0373611		
-0,204006	0,0175575	0,476583	0,0474142		
-0,159956	0,0171233	0,511324	0,058433		
-0,10588	0,0164575	0,538234	0,0679788		
-0,0438889	0,0165331	0,561004	0,0787391		

Dixon [35], p.79, figura 3.19, HowDrag15.dat.

x	y	x	y	x	y
-0,669063	0,0174785	-0,116313	0,0135181	0,421356	0,0341759
-0,646703	0,0172619	-0,0878903	0,0135527	0,439111	0,0385882
-0,618223	0,0168088	-0,0513473	0,0135973	0,462726	0,0449591
-0,589743	0,0163556	-0,0147756	0,013398	0,492346	0,0520692
-0,565324	0,0158976	0,0196798	0,0139279	0,513988	0,0579498
-0,536844	0,0154445	0,0460719	0,0139601	0,531513	0,0643133
-0,502274	0,0149988	0,0764957	0,0142411	0,544805	0,0721352
-0,475853	0,0147871	0,11098	0,0145271	0,562244	0,0792304
-0,451462	0,0145729	0,145435	0,0150569	0,573621	0,0860742
-0,427071	0,0143587	0,175801	0,0158258	0,587057	0,0926766
-0,404711	0,014142	0,206168	0,0165946	0,59852	0,0987888
-0,382379	0,0141693	0,232502	0,0171146	0,611611	0,108318
-0,355958	0,0139576	0,254719	0,0181174	0,624874	0,116384
-0,329566	0,0139898	0,274906	0,0191177	0,632248	0,122735
-0,301115	0,0137805	0,301097	0,0208571	0,637879	0,126645
-0,274752	0,0140566	0,32726	0,0228405		
-0,246272	0,0136035	0,34533	0,02457		
-0,21988	0,0136357	0,36546	0,0260581		
-0,187368	0,0134314	0,385474	0,0285218		
-0,152856	0,0134735	0,403487	0,0307391		

Horlock [36], p.108, figura 3.25, SodRol15.dat.

x	y	x	y	x	y	x	y
-46,0197	1,30012	-41,4373	1,11517	-19,6505	1,00645	31,745	1,01375
-46,0158	1,29561	-40,8142	1,10805	-16,9756	1,00421	34,3121	1,01714
-45,9031	1,28436	-40,0883	1,10092	-14,9179	1,00234	36,7768	1,02015
-45,8916	1,27123	-39,4653	1,09379	-12,449	1,00047	39,2408	1,02391
-45,7754	1,25585	-38,7407	1,08817	-9,46738	1,0001	41,6016	1,02804
-45,557	1,24122	-38,2215	1,08217	-6,79383	0,999363	43,6547	1,03142
-45,4476	1,23371	-37,4969	1,07654	-4,12095	0,999372	45,9128	1,03556
-45,3362	1,22396	-36,7727	1,07129	-1,55086	0,999381	47,8628	1,03932
-45,2242	1,21345	-36,2547	1,06679	1,01955	0,999014	49,9149	1,04383
-45,0117	1,20558	-35,428	1,06192	3,28057	0,999772	52,2754	1,04834
-44,6945	1,19545	-34,601	1,05667	7,28991	0,999786	54,7378	1,05397
-44,5815	1,18382	-33,774	1,05142	9,75686	1,00017	56,8924	1,05886
-44,3677	1,17444	-32,947	1,04617	12,5319	1,00093	59,3544	1,06487
-44,0517	1,16581	-32,1199	1,04092	15,3066	1,00206	61,5084	1,0705
-43,7361	1,15756	-30,4688	1,0338	17,5673	1,0032	63,6626	1,07576
-43,4201	1,14893	-29,0243	1,0278	19,6227	1,00396	65,7135	1,08177
-43,2076	1,14105	-27,478	1,02293	21,7796	1,00621	67,5597	1,08666
-42,7908	1,13468	-25,4164	1,01656	24,8621	1,0081	70,1235	1,09379
-42,3743	1,12868	-23,7686	1,01319	27,4305	1,00998		
-41,9569	1,12155	-21,7089	1,00907	29,6902	1,01224		

Horlock [36], p.108, figura 3.25, SodRol25.dat.

x	y	x	y	x	y	x	y
-49,6797	1,0744	-23,0442	1,01226	25,7158	1,00597	70,2341	1,05968
-48,432	1,07117	-21,5855	1,00967	28,2311	1,00724	71,0747	1,06096
-47,392	1,06858	-19,7081	1,00707	30,5388	1,00915		
-46,3536	1,06535	-18,0384	1,00512	32,8464	1,01106		
-45,5246	1,06212	-16,1594	1,00317	35,1541	1,01297		
-44,4845	1,05953	-14,2804	1,00121	37,2524	1,01488		
-43,2368	1,05629	-12,1887	1,00055	39,5617	1,01744		
-41,7814	1,05241	-9,88768	0,999881	41,2414	1,01936		
-40,3244	1,04917	-7,58666	0,999214	43,5523	1,02256		
-38,8707	1,04465	-5,28399	0,999191	46,071	1,02511		
-37,2076	1,04012	-2,14563	0,998515	48,5896	1,02766		
-35,9582	1,03753	1,4114	0,997835	51,5303	1,0315		
-34,5029	1,03364	3,92341	0,99781	54,2616	1,03534		
-33,0458	1,03041	6,85575	0,998426	56,5726	1,03854		
-31,3794	1,02717	10,2068	0,999037	59,0945	1,04238		
-29,7131	1,02393	13,1408	1,0003	61,1962	1,04559		
-28,4653	1,02069	16,0731	1,00091	63,7165	1,04879		
-27,005	1,01874	18,7961	1,00153	65,3995	1,05199		
-25,7556	1,01615	21,3131	1,00344	67,4994	1,05455		
-24,5046	1,01421	23,6191	1,00471	68,9714	1,05711		

Horlock [36], p.108, figura 3.25, SodRol30.dat.

x	y	x	y	x	y
-49,8942	1,02592	-6,65782	0,998022	43,9601	1,01641
-47,8063	1,02398	-3,73102	0,998006	45,8434	1,01769
-45,7202	1,02075	-0,177933	0,997344	48,3557	1,02025
-43,8405	1,01945	2,95793	0,997327	51,287	1,02345
-41,7526	1,01751	6,0938	0,99731	53,7984	1,02536
-39,8729	1,01622	9,64867	0,997935	56,1007	1,02728
-38,4122	1,01428	12,7863	0,999204	58,194	1,0292
-36,5325	1,01298	15,714	0,999832	60,0791	1,03176
-34,4437	1,01168	18,8508	1,00046	62,8004	1,03432
-32,3558	1,00974	21,3631	1,00302	64,8937	1,03624
-30,267	1,00844	24,2908	1,00365	66,987	1,03816
-27,9701	1,0065	26,5922	1,00492	68,8721	1,04072
-25,6722	1,0052	29,1027	1,00619	70,3373	1,042
-23,1644	1,00454	30,9851	1,00683		
-21,0756	1,00325	33,7055	1,00874		
-19,195	1,00259	36,2169	1,01066		
-16,6872	1,00194	38,5193	1,01258		
-14,3894	1,00064	39,9836	1,01321		
-12,0915	0,999338	41,0297	1,01385		
-9,16562	0,998679	42,4949	1,01513		

Appendice III

In questa appendice si riporta per esteso il modello in ambiente Simulink con il quale sono stati ricavati i risultati presentati nel capitolo 5.

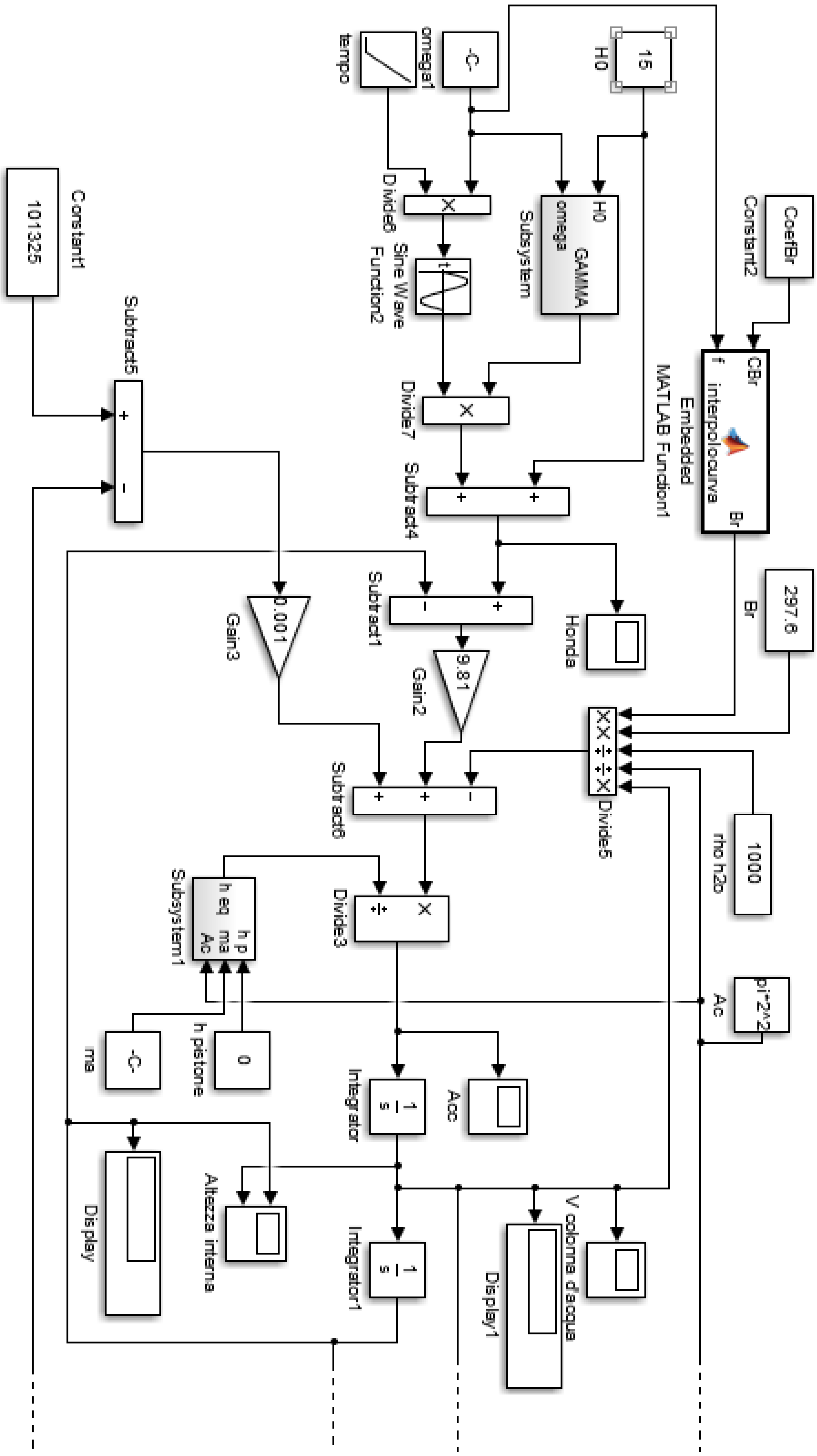


Figura III.1: Sistema principale (prima parte).

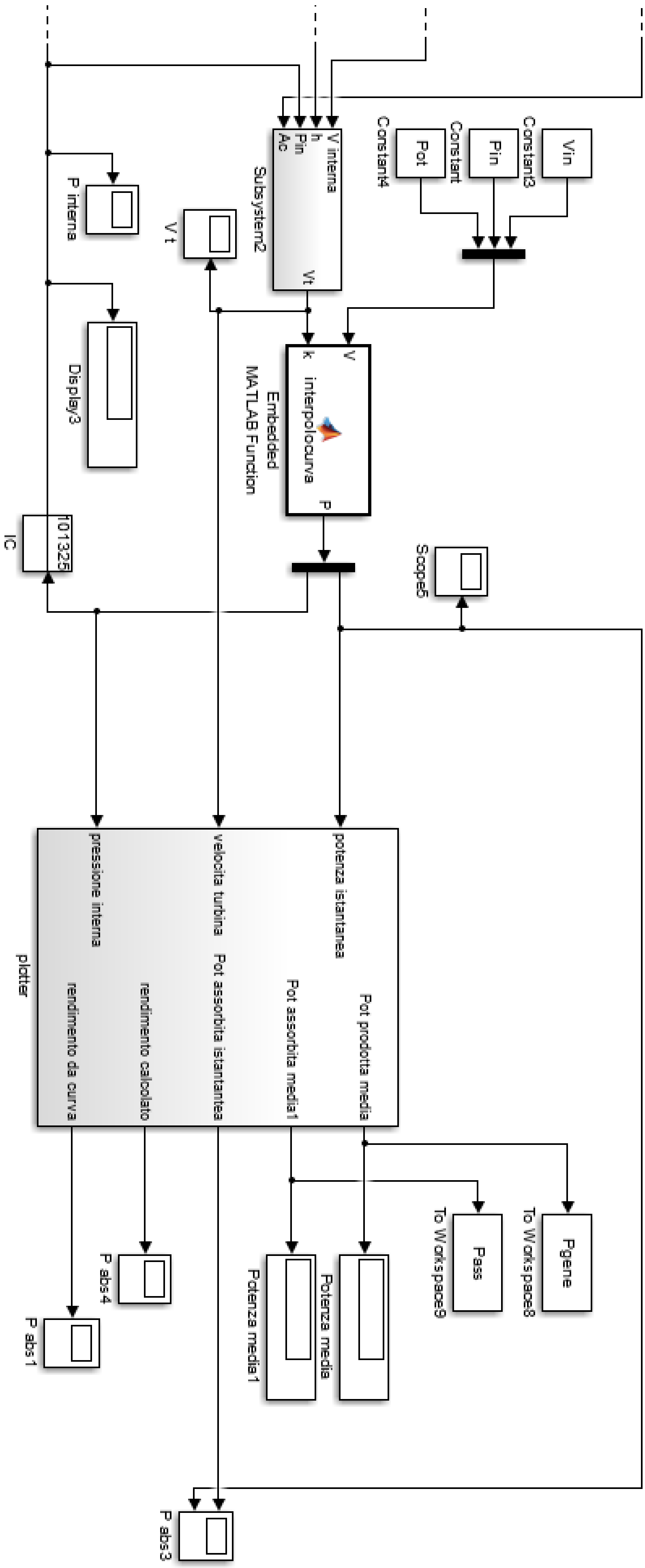


Figura III.2: Sistema principale (seconda parte).

L'unico sottosistema non presentato nel capitolo 3 è quello chiamato plotter, che ha la funzione di postprocessing dei dati. Questo sistema e i sottosistemi interni ad esso sono riportati di seguito.

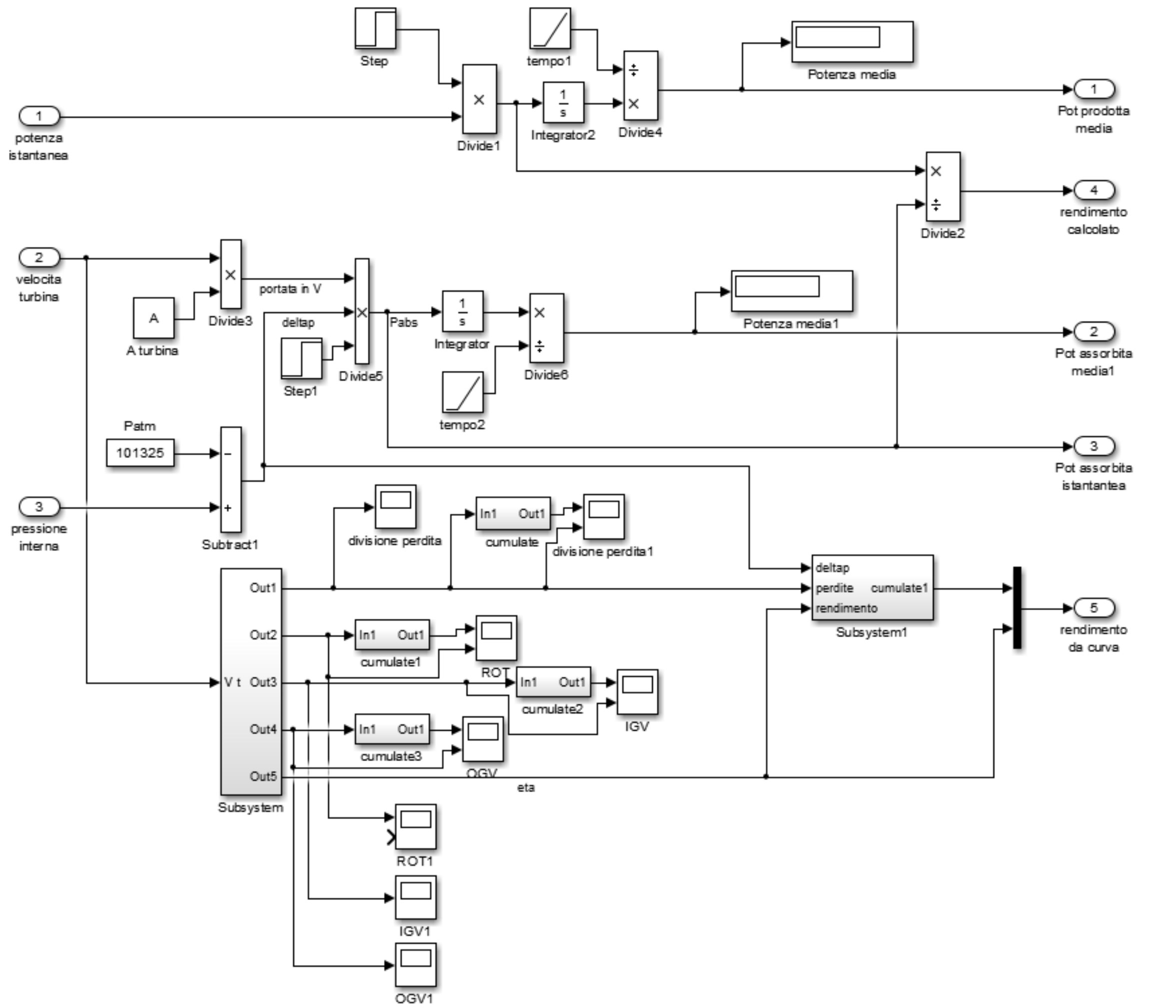


Figura III.3: Sottosistema plotter.

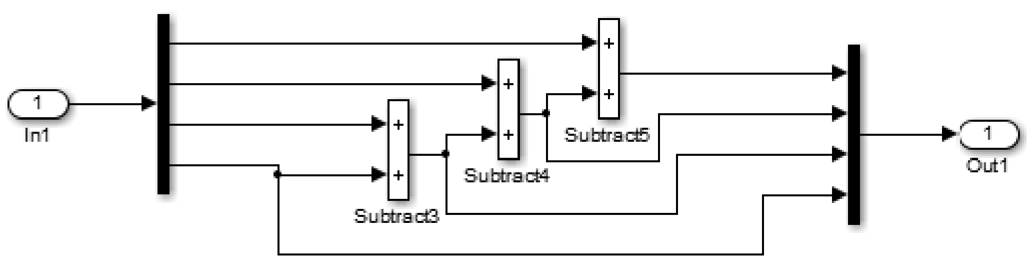


Figura III.4: Sottosistema "cumulate".

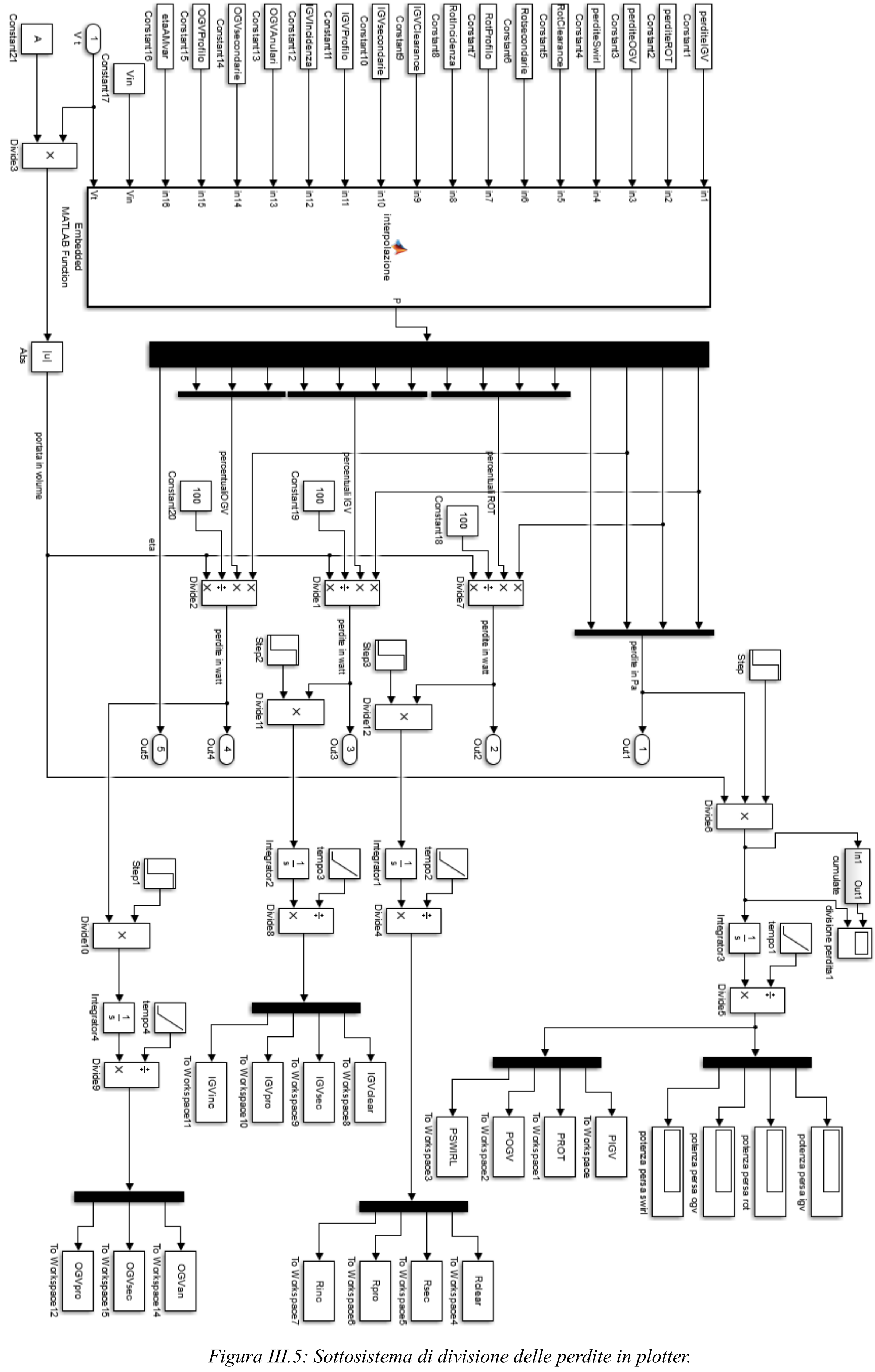


Figura III.5: Sottosistema di divisione delle perdite in plotter.

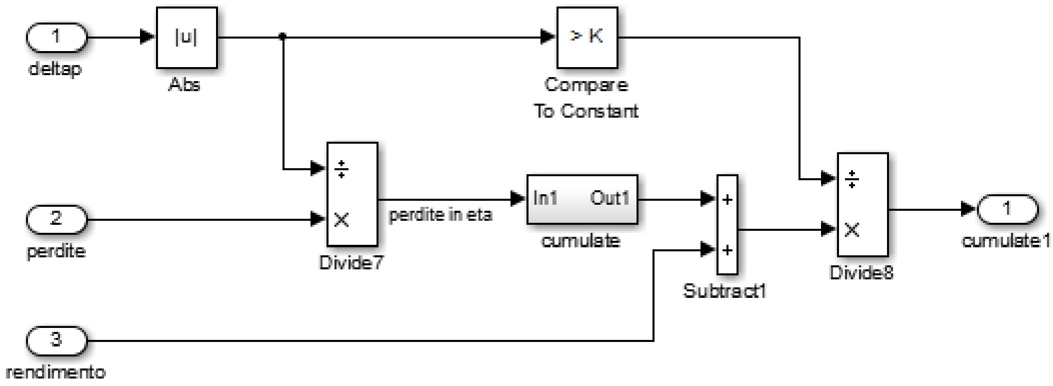


Figura III.6: Sottosistema 1 in plotter.

Le Embedded Matlab Function usate servono a interpolare i vettori dati per il valore istantaneo in ingresso. L'unice eccezione si trova nel sistema Simulink con modello di stallo dinamico descrito nel capitolo 3. Il codice della funzione aggiuntiva usata (figura 3.6) è quindi riportata di seguito.

```
function P  = interpolocurva(V,k)
% This block supports the Embedded MATLAB subset.
% See the help menu for details.

P=[0,0];

betain=V(1:length(V)/6);
Vin=V(length(V)/6+1:2*length(V)/6);
Yr=V(2*length(V)/6+1:3*length(V)/6);
Ydif=V(1+3*length(V)/6:4*length(V)/6);
Pot=V(1+4*length(V)/6:5*length(V)/6);
Pin=V(1+5*length(V)/6:length(V));
betaId=k(1);
dbeta=k(2);
Vi=k(3);
alfa=k(4);
beta3=k(5);

%STALLO DINAMICO
betastallo=betaId-3*sign(dbeta)*sqrt(abs((0.1717)*dbeta/
(2*Vi/cosd(betaId))));
Veq=interp1(betain(1+round(length(betain)/2):length(betain)),Vin(1+round(le
ngth(betain)/2):length(betain)),betastallo,'linear','extrap');
yr=interp1(Vin,Yr,Veq,'linear','extrap');
yrId=interp1(Vin,Yr,Vi,'linear','extrap');
ydif=interp1(Vin,Ydif,Vi,'linear','extrap');
PinId=interp1(Vin,Pin,Vi,'linear','extrap');
if Vi>=0
    P(1)=PinId+0.5*1.205*(Vi/cosd(beta3))^2*(yr-yrId);
else
    P(1)=PinId+0.5*1.205*(Vi/cosd(beta3))^2*ydif*(yrId-yr);
end
P(2)=interp1(Vin,Pot,Vi,'linear','extrap');
```

Appendice IV

Di seguito si riporta alcuni risultati omessi precedentemente perchè ritenuti ridondanti con quelli già mostrati, ma comunque relativi a simulazioni con parametri specifici.

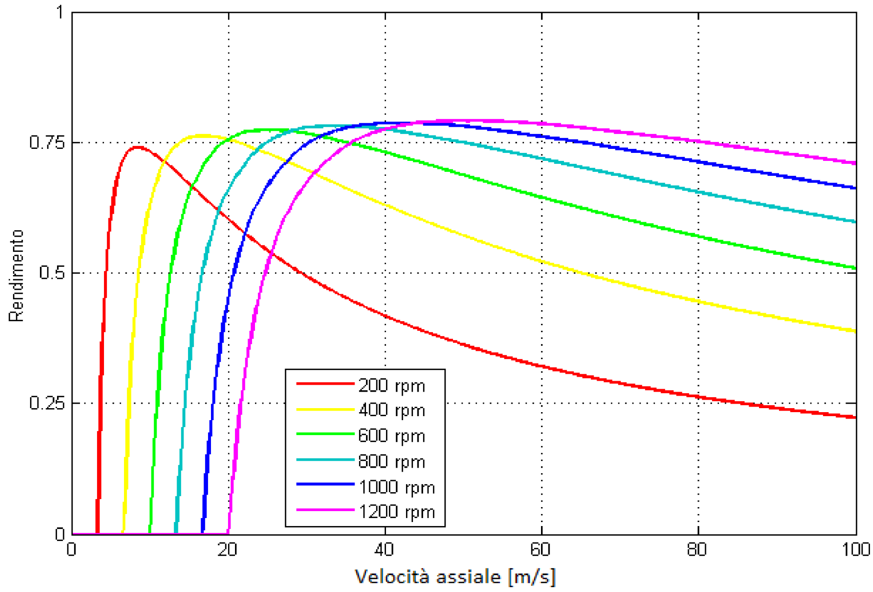


Figura IV.1: Rendimento in funzione della velocità assiale al variare della velocità di rotazione, diametro della turbina 1 m.

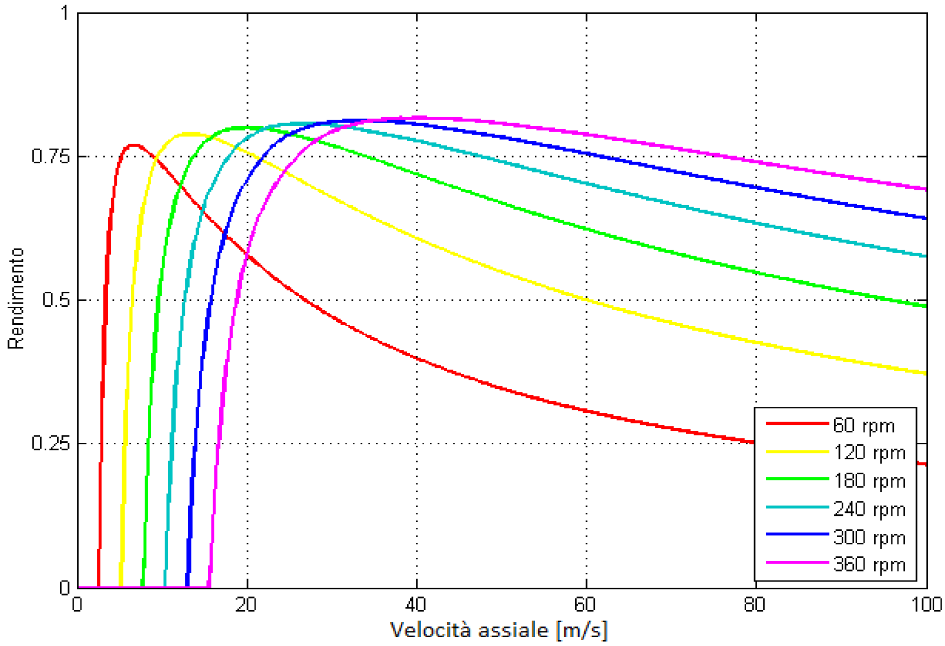


Figura IV.2: Rendimento in funzione della velocità assiale al variare della velocità di rotazione, diametro della turbina 2,6 m.

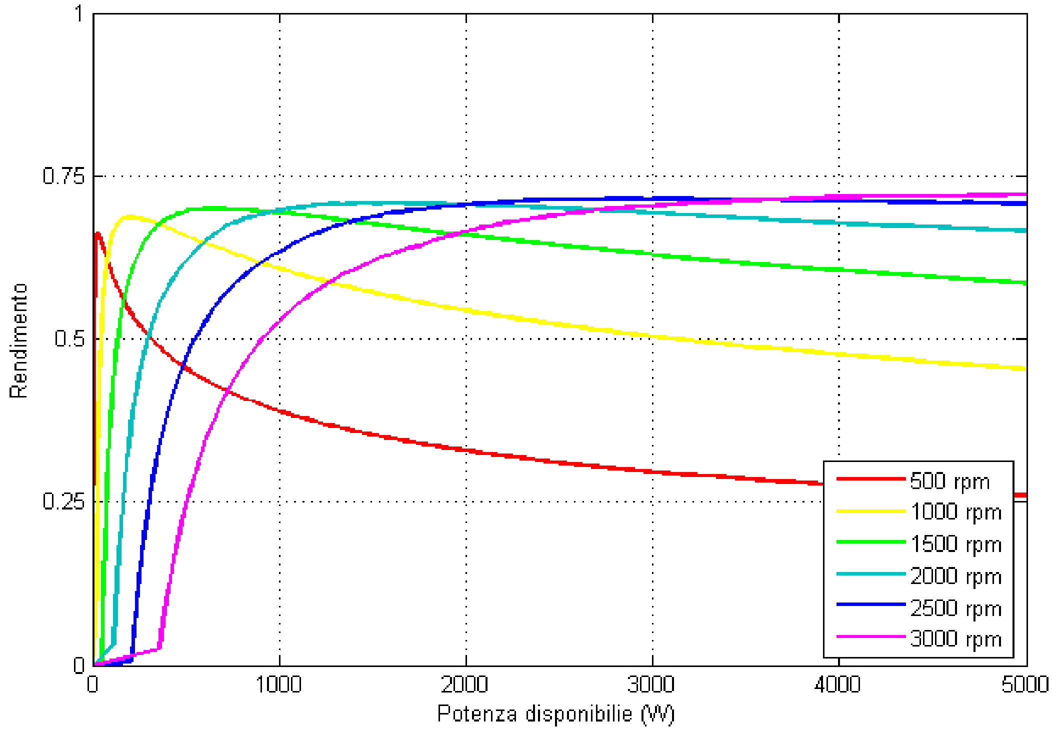


Figura IV.3: Rendimento in funzione della potenza disponibile al variare della velocità di rotazione, diametro della turbina 0,3 m.

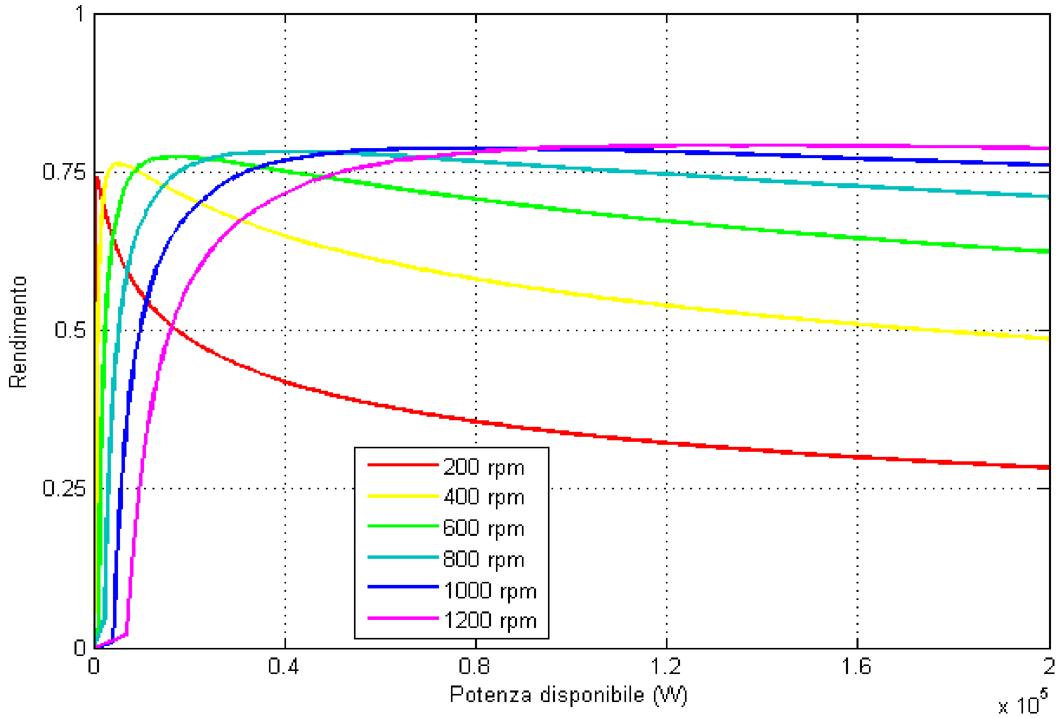


Figura IV.4: Rendimento in funzione della potenza disponibile al variare della velocità di rotazione, diametro della turbina 1 m.

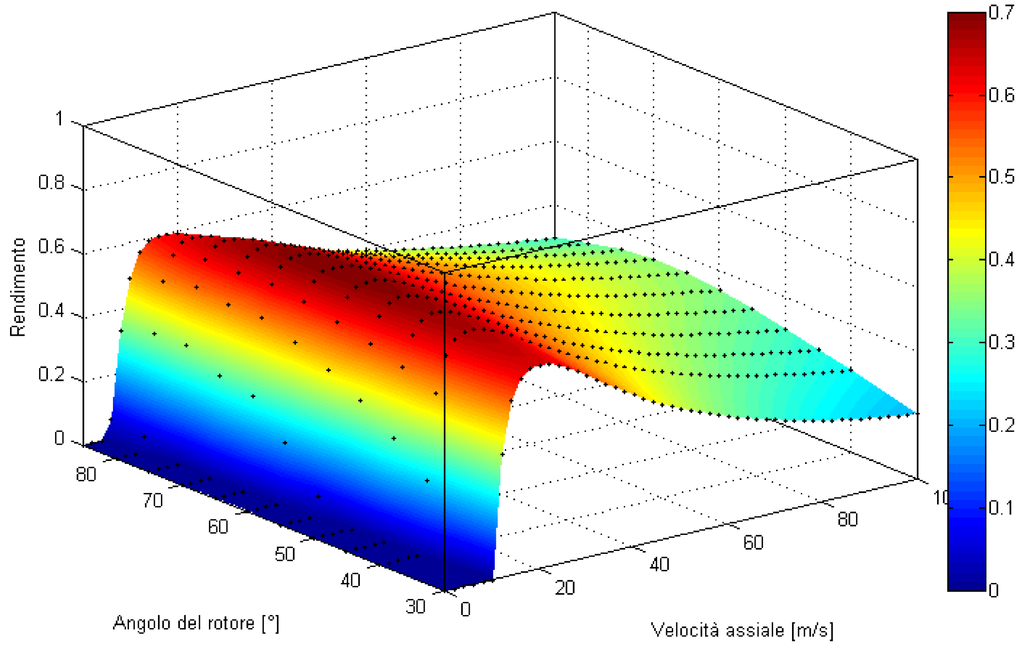


Figura IV.5: Rendimento al variare della velocità assiale e degli angoli del rotore, diametro della turbina 0,3 m.

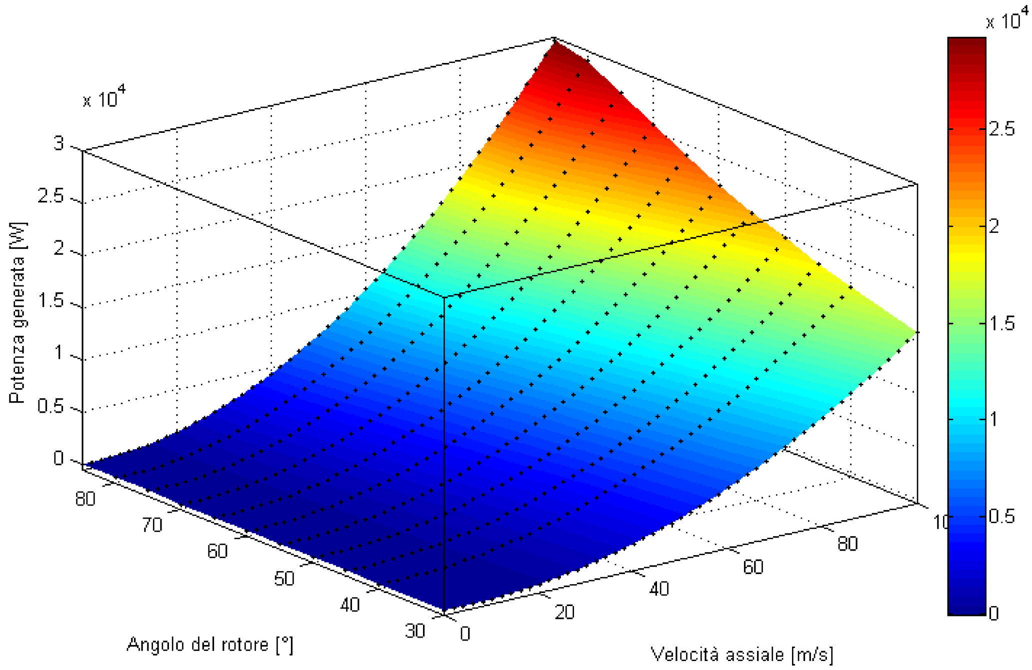


Figura IV.6: Potenza generata al variare della velocità assiale e degli angoli del rotore, diametro della turbina 0,3 m.

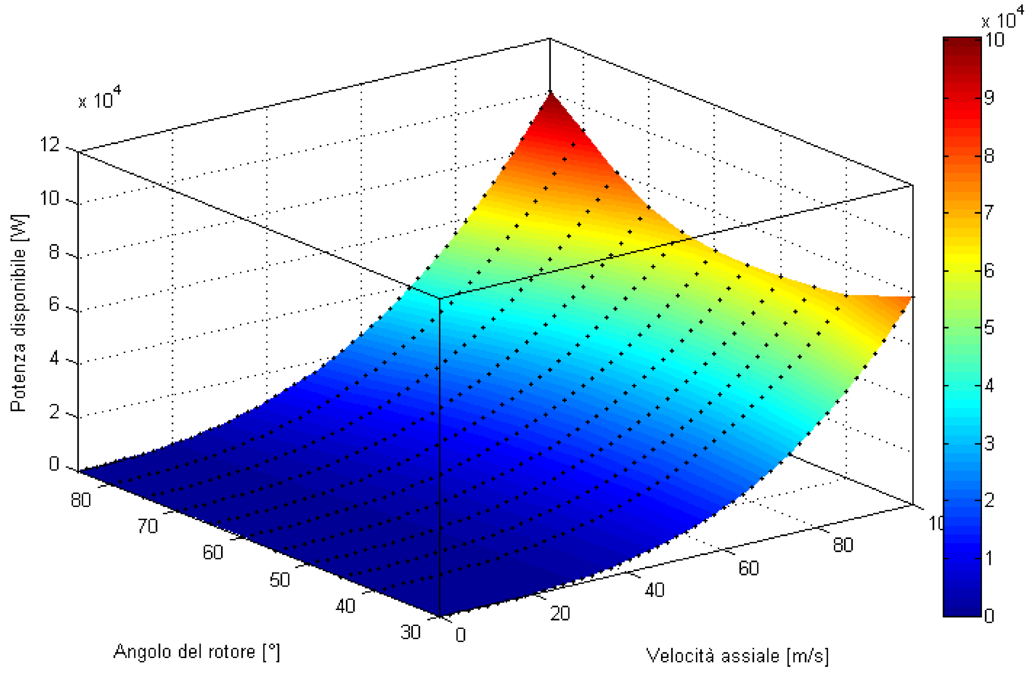


Figura IV.7: Potenza disponibile al variare della velocità assiale e degli angoli del rotore, diametro della turbina 0,3 m.

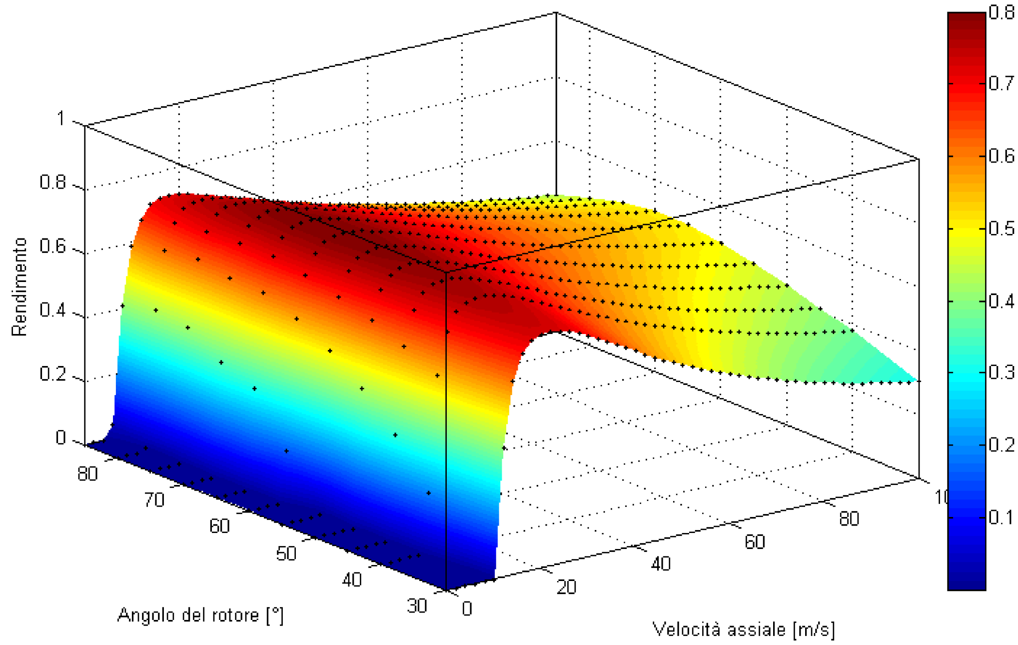


Figura IV.8: Rendimento al variare della velocità assiale e degli angoli del rotore, diametro della turbina 2,6 m.

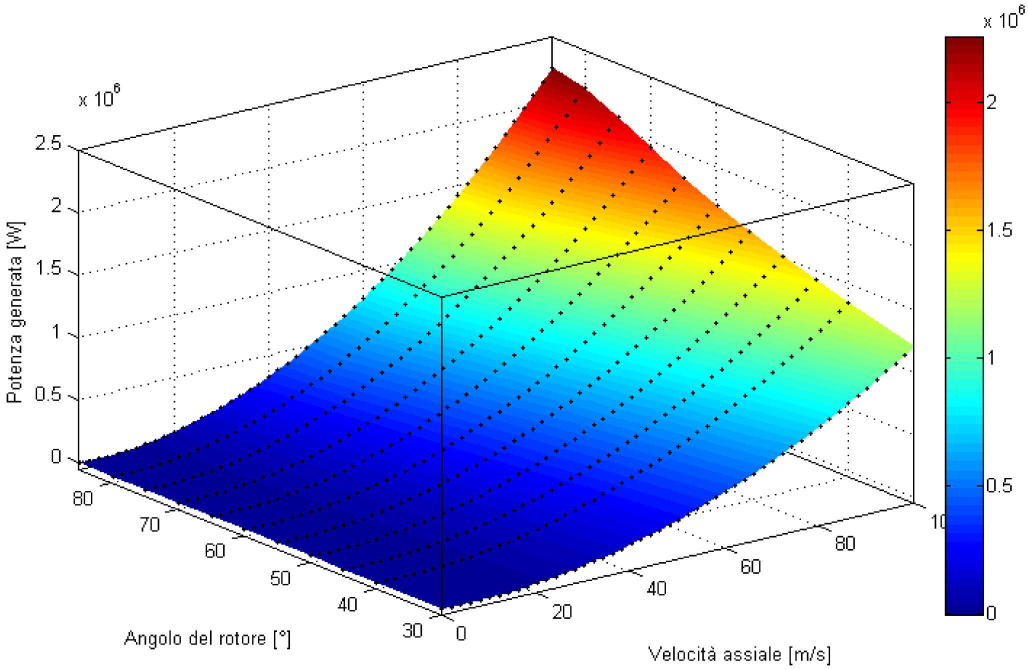


Figura IV.9: Potenza generata al variare della velocità assiale e degli angoli del rotore, diametro della turbina 2,6 m.

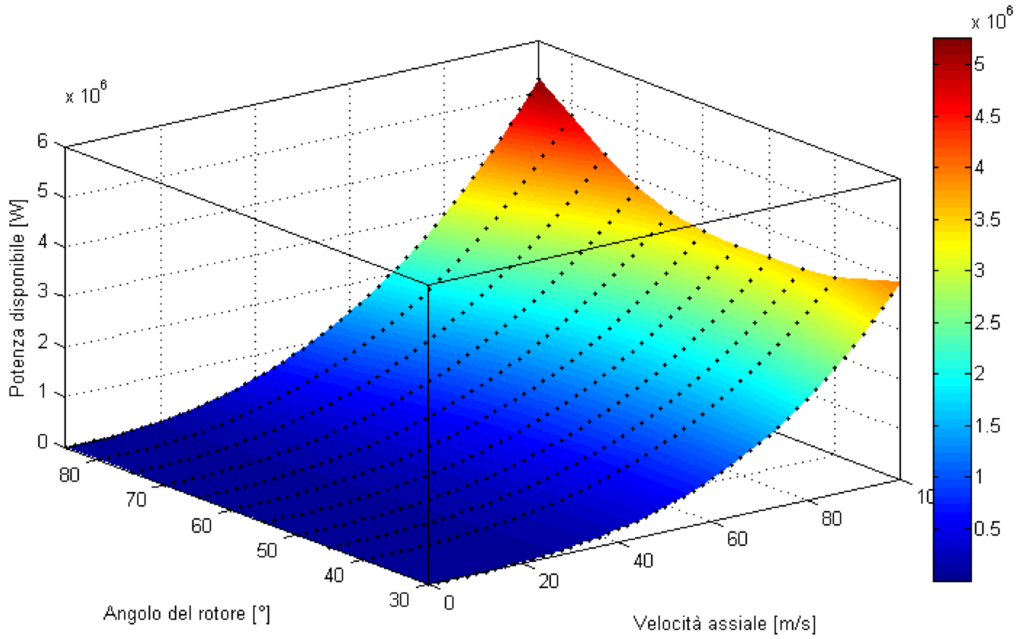


Figura IV.10: Potenza disponibile al variare della velocità assiale e degli angoli del rotore, diametro della turbina 2,6 m.

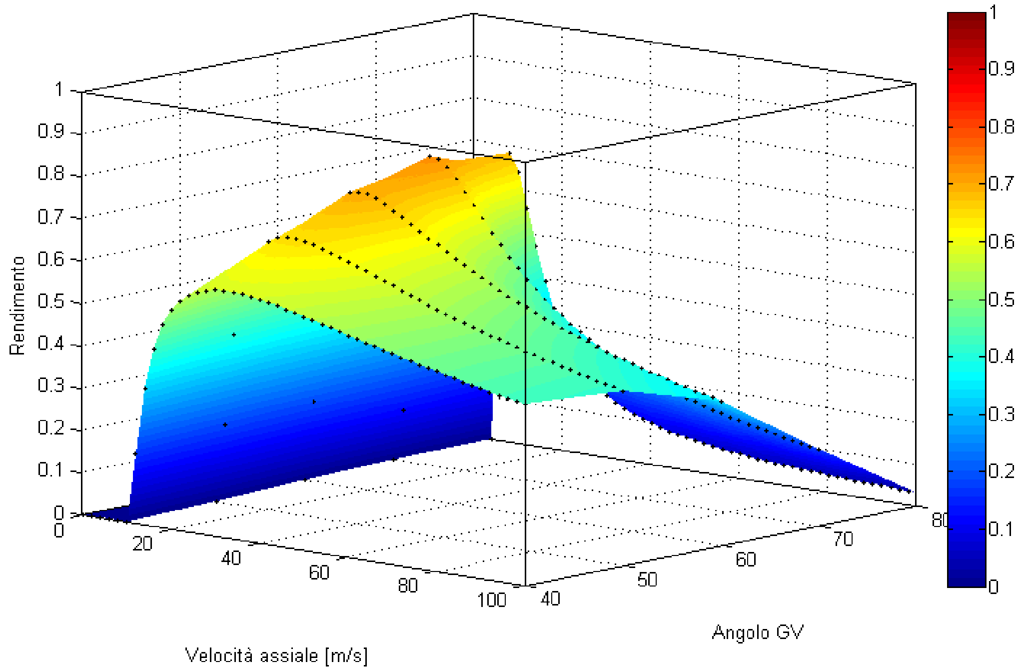


Figura IV.11: Rendimento al variare della velocità assiale e degli angoli dell'IGV, diametro della turbina 0,3 m.

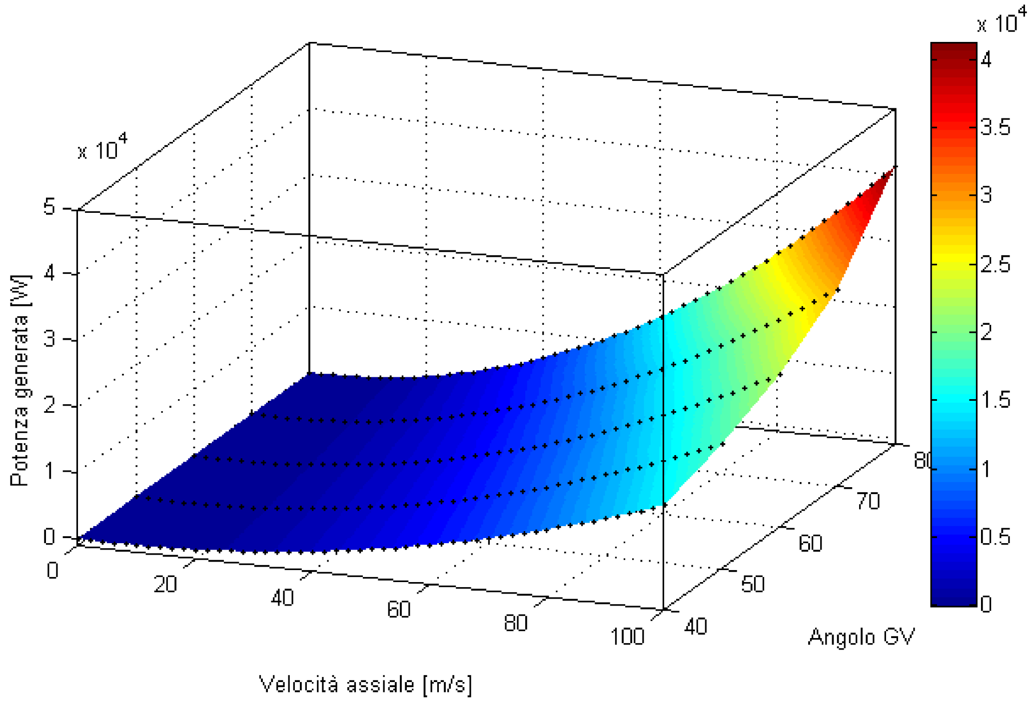


Figura IV.12: Potenza generata al variare della velocità assiale e degli angoli dell'IGV, diametro della turbina 0,3 m.

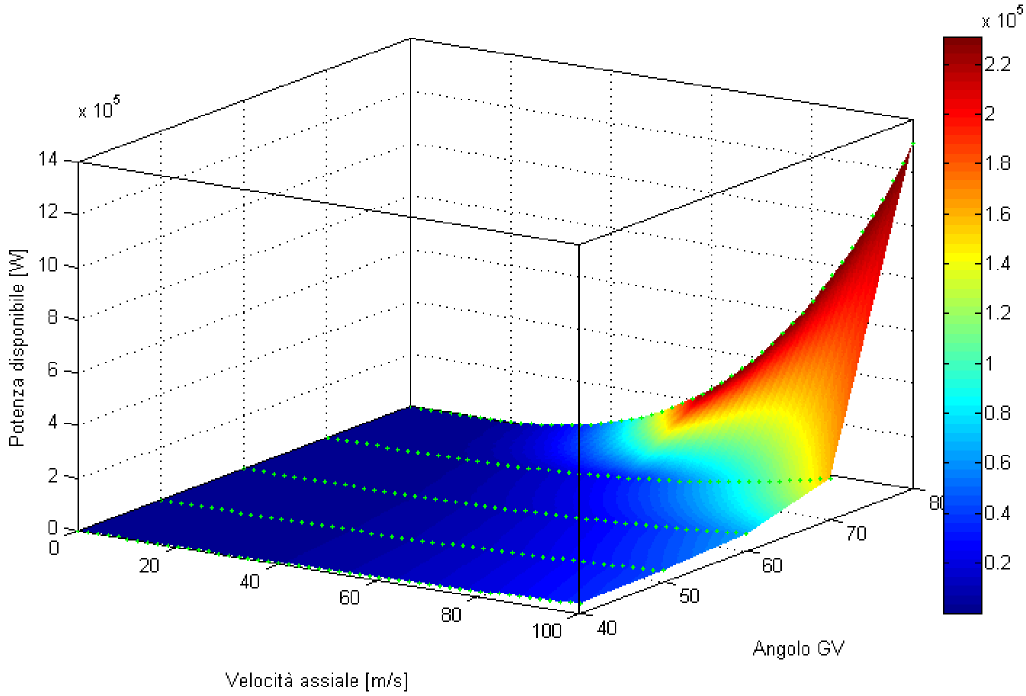


Figura IV.13: Potenza disponibile al variare della velocità assiale e degli angoli dell'IGV, diametro della turbina 0,3m.

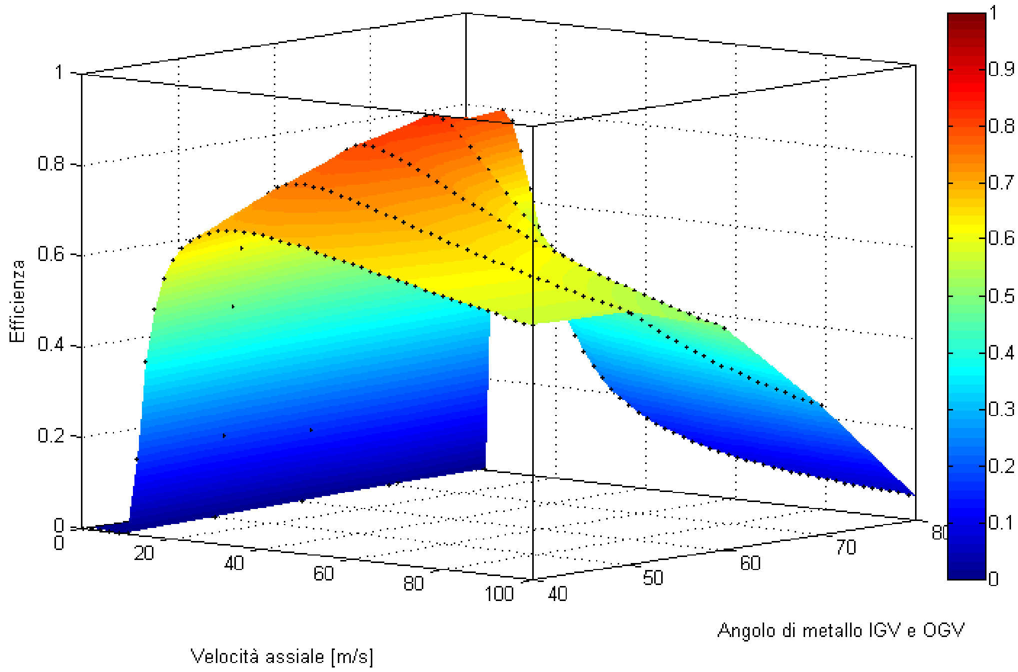


Figura IV.14: Rendimento al variare della velocità assiale e degli angoli dell'IGV, diametro della turbina 2,6 m.

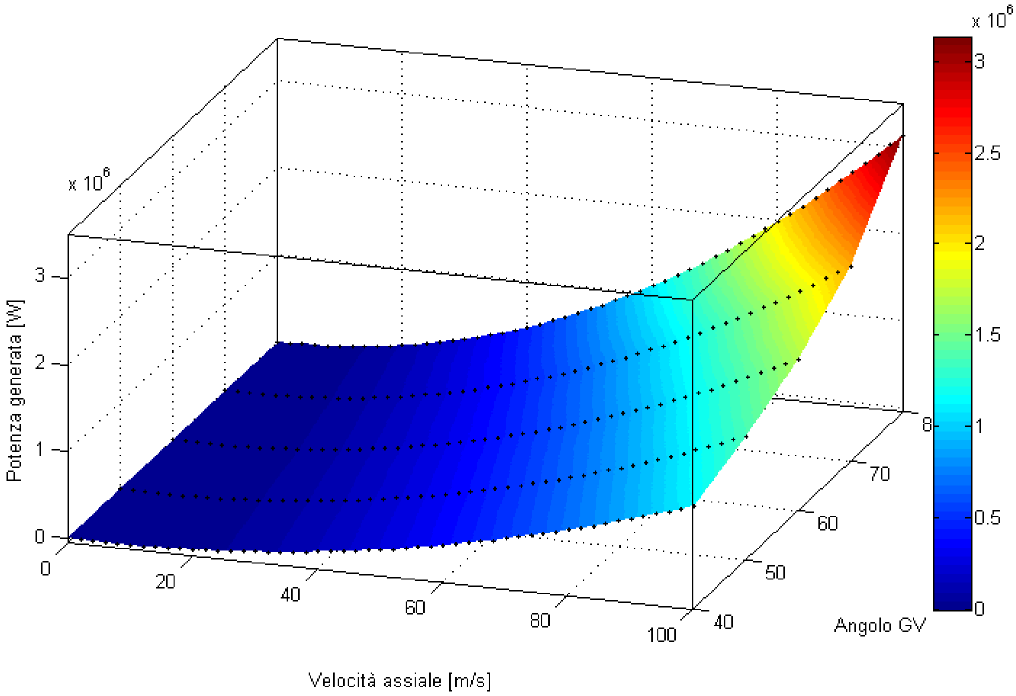


Figura IV.15: Potenza generata al variare della velocità assiale e degli angoli dell'IGV, diametro della turbina 2,6 m.

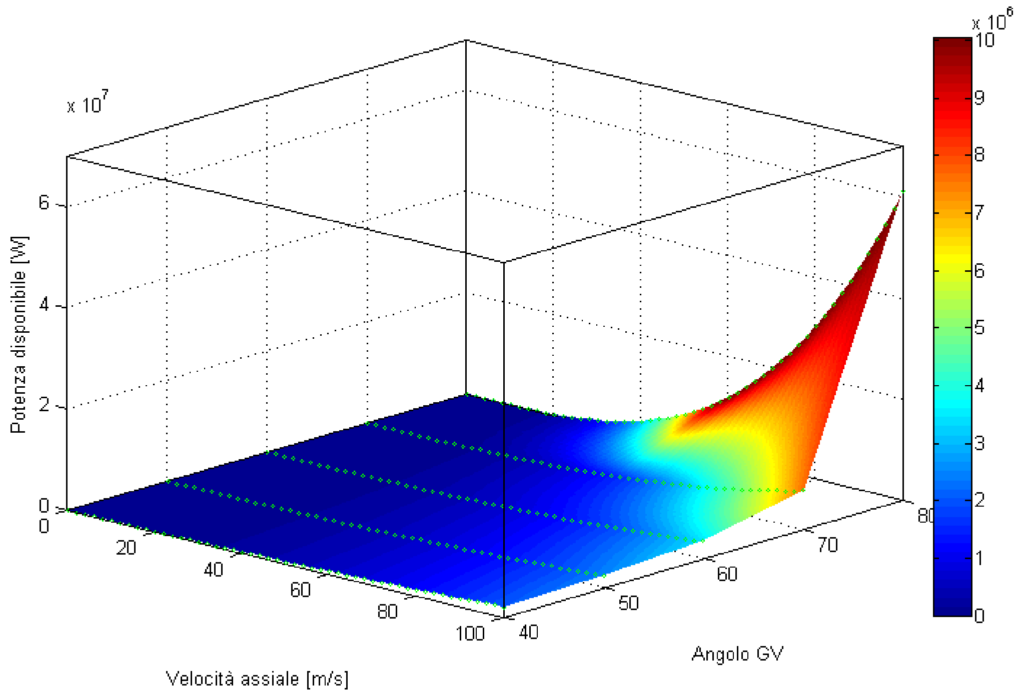


Figura IV.16: Potenza disponibile al variare della velocità assiale e degli angoli dell'IGV, diametro della turbina 2,6 m.

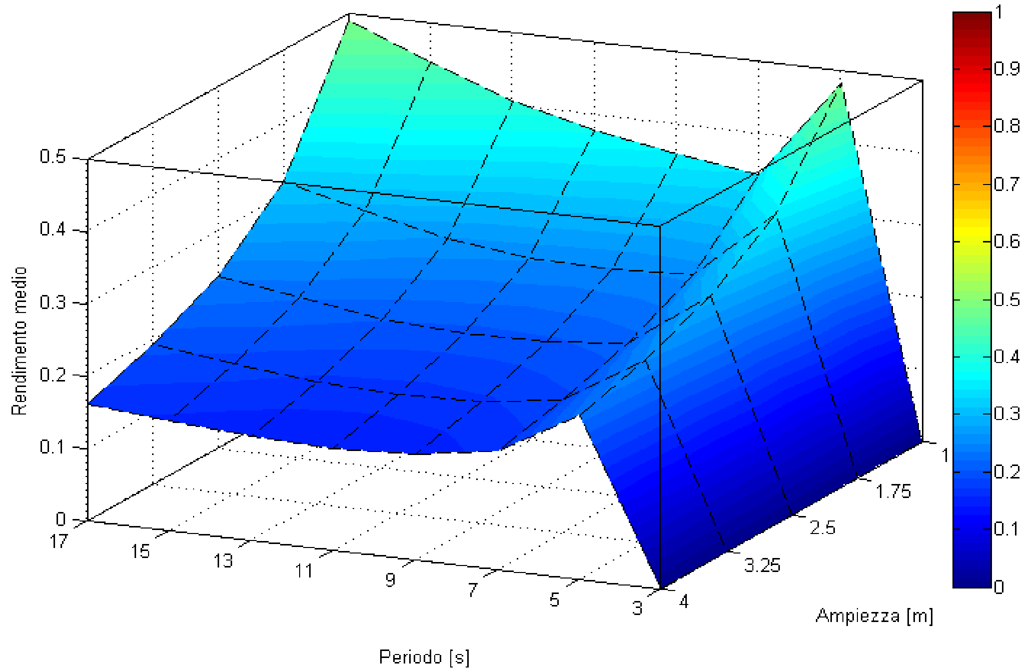


Figura IV.17: Rendimento medio della turbina al variare dell'onda incidente, geometia inadeguata.

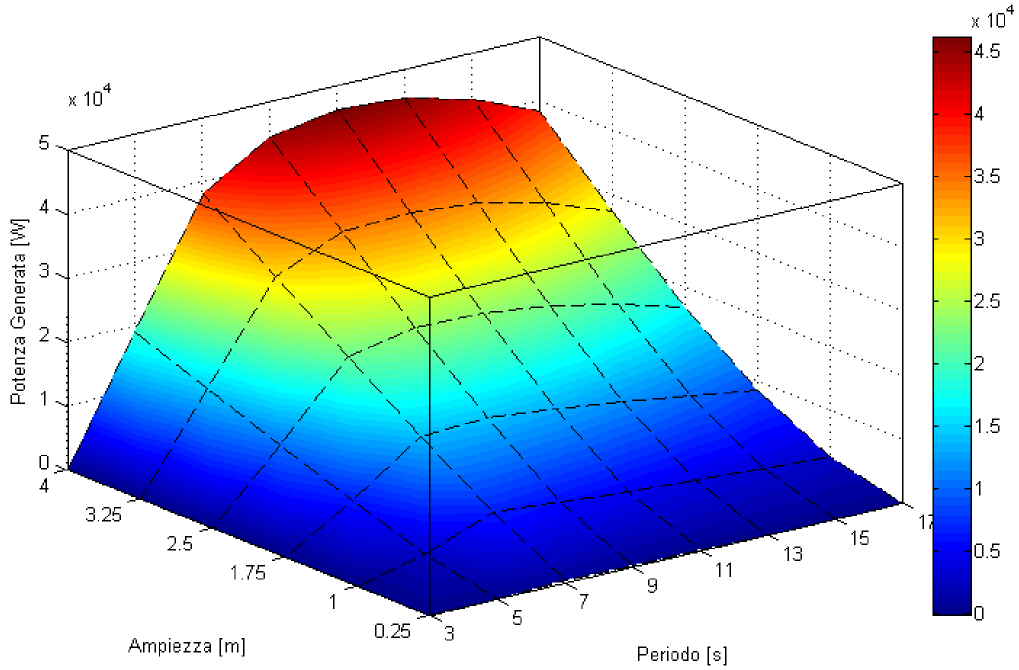


Figura IV.18: Potenza generata media della turbina al variare dell'onda incidente, geometia inadeguata.

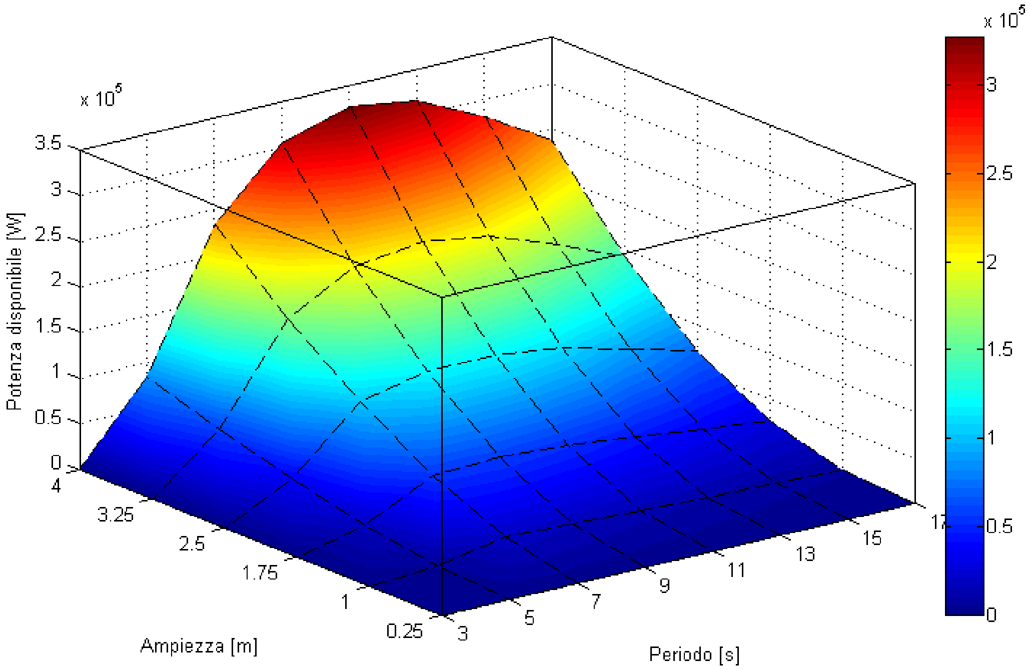


Figura IV.19: Potenza disponibile media della turbina al variare dell'onda incidente, geometia inadeguata.

	Periodo [s]							
Ampiezza [m]	3	5	7	9	11	13	15	17
0,25	-677	-638	-296	-618	-673	-687	-679	-741
1	-640	3513	14163	9926	7480	5563	4083	2829
1,75	-478	13070	41775	35134	28930	23304	18533	14496
2,5	-333	26400	76660	71261	61586	51580	42155	34021
3,25	-229	42503	117303	115822	104264	89383	74773	61020
4	-185	61205	161541	167338	155724	136044	115422	95236

Tabella IV.1: Potenza generata media [W] al variare dell'onda incidente per la geometria di riferimento.

	Periodo [s]							
Ampiezza [m]	3	5	7	9	11	13	15	17
0,25	0	0	375	0	0	0	0	0
1	0	5038	18835	13185	10005	7568	5729	4203
1,75	0	17323	59985	49640	40166	31792	24794	19116
2,5	0	36121	120072	110738	93852	76513	60389	47309
3,25	0	60905	198412	196523	173995	144747	116093	91278
4	0	92104	292191	306903	282298	239146	193807	153338

Tabella IV.2: Potenza assorbita media [W] al variare dell'onda incidente per la geometria di riferimento.

	Periodo [s]							
Ampiezza [m]	3	5	7	9	11	13	15	17
0,25	-19	122	591	312	214	152	108	73
1	-19	2626	6579	5750	4865	4052	3347	2701
1,75	-19	6335	13895	14233	13261	11926	10298	8534
2,5	-19	10411	21719	23957	23576	22333	19930	16992
3,25	-19	14660	29841	34190	34679	33727	31200	27427
4	-19	19010	38028	44512	46220	45479	42904	38592

Tabella IV.3: Potenza generata media [W] al variare dell'onda incidente per la geometria inadeguata.

	Periodo [s]							
Ampiezza [m]	3	5	7	9	11	13	15	17
0,25	0	169	861	427	289	207	151	109
1	0	5439	19182	16105	12905	10019	7526	5526
1,75	0	17967	54611	57249	52589	45097	35458	26959
2,5	0	35992	102582	119839	119169	109443	90125	71480
3,25	0	58177	162233	202408	210666	200053	172405	141926
4	0	83867	233637	304401	327910	316277	280653	237090

Tabella IV.4: Potenza assorbita media [W] al variare dell'onda incidente per la geometria inadeguata.

Bibliografia

[1] Pelc R., Fujita R., *Renewable energy from the ocean,* Marine Policy, 26 (2002), pp. 471-479.

[2] The World Bank website: http://web.worldbank.org

[3] U.S. Energy Information Administration website: http://www.eia.gov/forecasts/ieo/

[4] Herzog S.J., *Wind energy: power and policy*, Appraisal Journal, 67 (1) (1999), pp. 24–28.

[5] Japan Technology Information: http://japantechniche.com/2008/09/28/power-generation-based-on-ocean-thermal-energy-conversion/

[6] Takahashi P. , Trenka A., *Ocean Thermal Energy Conversion*, Wiley, New York (1996)

[7] House of Commons, Science and technology, *Seventh report: wave and tidal energy*. London, April 30, 2001

[8] Falnes J., *Ocean Waves and Oscillating Systems: Linear Interactions Including Wave-Energy Extraction* (2005).

[9]Thorpe T. , *A Brief Review of Wave Energy.* The OK Department of Trade and Industry (1999).

[10]Drew B. & Al., *A review of wave energy converter technology. IMechE Vol.223* (2009), pp. 887-902

[11] Falcao A.F.O., *Wave energy utilization: A review of the technologies*. Renewable and Sustainable Energy Reviews Vol. 14 (2010), pp.899-918.

[12] Phillips O.M., *The dynamics of the upper ocean* (2nd ed.), Cambridge University Press (1977). ISBN 0-521-29801-6.

[13] The University of Edinburgh Wave Power Group website: http://www.mech.ed.ac.uk/research/wavepower/

[14] Pelamis Wave Power Ltd. website: http://www.pelamiswave.com/

[15] Enferad E., Nazarpour D., *Ocean's Renewable Power and Review of Technologies: Case Study Waves, New Developments in Renewable Energy*, Prof. Hasan Arman (Ed.), (2013)., ISBN: 978-953-51-1040-8

[16] Aquamarine power website: http://www.aquamarinepower.com

[17] Folley M., Whittaker T., *The cost of water from an autonomous wave-powered desalination plant*. Renewable Energy 34 (2009), pp. 75–81.

[18] Wagner H.J., Mathur J., *Green Energy and Technology: Introduction to Hydro Energy Systems*, Springer (Ed.), ISBN 978-3-642-20709-9

[19] Wave Dragon website: http://www.wavedragon.net/

[20] Falcao A. F.O., *Wave Energy Utilization*. Lesson for the International PhD Course University of Florence- TU-Braunschweig, XXVII Cycle. Florence, April 2012.

[21] Takao M., Sato E., Nagata S., Toyota K., Setoguchi T., *A sea trial of wave power plant with impulse turbine*, OMAE2008-57535 (2008), ASME, pp. 681-688

[22] Setoguchi T., Takao M., *Current status of self rectifying air turbines for wave energy conversion*.

Energy Conversion and Management 47 (2006) pp. 2382–2396.
[23] Falcao, A.C.O., *First-Generation Wave Power Plants: Current Status and R&D Requirements,* Offshore Mech. Arct. Eng. 126(4), (2005), pp.384-388.
[24] UK Department for Enterprise, Trade and Investment: www.detini.gov.uk/
[25] Sea Generation ltd. website: http://www.seageneration.co.uk/
[26] Dean R.G., Dalrymple R.A., *Water Wave Mechanics for Engineers and Scientists.* World Scientific (1991), ISBN 9789810204211
[27] ESHA, 1998, *Layman's Guidebook on how to develop a small hydro site.*
[28] Wikipedia: http://en.wikipedia.org/wiki/Savonius_wind_turbine
[29] Sauer Energy Inc. website, Helixwind: http://www.helixwind.com/
[30] Richard D., Weiskopf Jr F.B., *Studies with, and testing of the McCormick pneumatic wave energy turbine with some comments on PWECS systems.* Proceedings of international symposium on utilization of ocean waves,Wave to energy conversion. ASCE; 1986. pp. 80–102.
[31] Setoguchi T., Santhakumar S., Maeda H., Takao M., Kaneko K., *A review of impulse turbines for wave energy conversion.* Renewable Energy 23 (2001), pp. 261–292.
[32] Mala K., Jayaraj J., Jayashankar V., Muruganandam T.M., Santhakumar S., Ravindran M., Takao M., Setoguchi T., Toyota K., Nagata S., *A twin unidirectional impulse turbine topology for OWC based wave energy plants - Experimental validation and scaling.* Renewable Energy 36 (2011) pp. 307-314.
[33] Maeda H., Takao M., Setoguchi T., Inoue M., *Impulse Turbine for Wave Power Conversion with Air Flow Rectification System.* Proceedings of the Eleventh International Offshore and Polar Engineering Conference, Stavanger, Norway, June 17-22, 2001.
[34] Falcão A.F.O., Gato L.M.C., Nunes E.P.A.S., *A novel radial self-rectifying air turbine for use in wave energy converters.* Renewable Energy 53 (2013), pp.159-164.
[35] Dixon S.L., *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, Fifth edition.* Elsevier (Ed.), ISBN 978-0-7506-7870-4
[36] Horlock J.H., *Axial Flow Turbines.* London 1966, Butterworths (Ed.).
[37] Hawthorne W.R., *Thermodynamics of Cooled Turbines, part. I-The Turbine Stage*, Trans. Am. Soc. Mech. Engrs, 78, (1956), pp.1781
[38] Ainley D.G., Mathieson G.C.R., *An Examination of the Flow and Pressure Losses in Blade Rows of Axial-Flow Turbines*, UK Ministry of Supply, Aereonautical Research Council and Memoranda, London: Her Majesty's Stationery Office, 1955, Crown Copyright Reserved.
[39] Carter A.D.S., *Three-dimensional flow theorics for axial compressors and turbines*, Proc. I. Mech. E., Vol. 159 (1948), A.R.C. 12,156.
[40] Dunham J., Came P., *Improvements to Ainley-Mathieson method of turbine performance prediction*. Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. (1970), Series A, 92.
[41] Kacker S.C., Okapuu U., *A Mean Line Prediciont Method for Axial Flow Turbine Efficiency*,

Journal of Engineering for Power, vol. 104(1), (1982), pp.111-119
[42] Moustapha S.H., Kacker, S.C., Tremblay B., *An Improved Incidence Losses Prediction Method for Turbine Airfoils*, ASME J. Turbomach., 112 (1990), pp. 267–276 .
[43] Lieblein S., Roudebush W.H., *Theoretical loss relations for low-speed two-dimensional-cascade flow,* NACA, 1956.
[44] Swann W.C., *A practical method of predicting transonic compressor performance.* Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. (1961), Series A, 83.
[45] Howell A.R., *The present basis of axial flow compressor design: Part I, Cascade theory and performance.* ARC R and M. 2095, (1942).
[46] Howell A.R., *Design of axial compressors*, Proc. Instn. Mech. Engrs., 153 (1945).
[47] Simonetti I., Cappietti L., Manfrida G., Matthies H., Oumeraci H., *State of the art review on analytical and numerical modelling for Oscillating Water Columns Wave Energy Converter Technology*, internal report n° 2 (2013), Department of Civil and Environmental Engineering, University of Florence.
[48] Sarmento A., Falcão A.F.O., *Wave generation by an oscillating surface-pressure distribution and its application on wave Energy extraction*, Journal of Fluid Mechanics, 150, pp: 467-485.
[49] Falcão A.F.O., Justino, P.A.P., *OWC Wave energy devices with air-flow control*, Ocean Engineering 26 (1999,), pp: 1275-1295.
[50] Aerodynamic Flow Control and Advanced Diagnostics Research Group of The Ohio State University website: http://mae.osu.edu/labs/afcad/research/
[51] Wächter M., Lectures, TWIST, Carl von Ossietzky Universität, Oldenburg, http://www.uni-oldenburg.de/en/physics/research/twist/research/turbulent-flows/wind-tunnel-measurements-and-dynamic-stall/
[52] Paraschivoiu I., 2002, "Wind Turbine Design", Polythechnic International Press, Montreal.
[53] Prasad A., Cogdell J.D., codice Matlab di digitalizzazione dei grafici, versione originale non modificata: http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/928-digitize2-m/content/digitize2.m
[54] Bracco S., Troilo M., Trucco A., *Modello di simulazione di un dispositivo per lo sfruttamento dell'energia dal moto ondoso*, La Termotecnica, Dicembre 2010, pp.65-72.
[55] Vannucchi V., *Wave Energy harvesting in the Mediterranean Sea*. Tesi di dottorato (2013), Università degli Studi di Firenze, Dottorato di ricerca in Ingegneria Civile e Ambientale, Ciclo XXV.
[56] ANSYS Fluent user's guide.
[57] ANSYS Fluent theory guide.
[58] Marconcini M., *Dispense del corso di turbomacchine*, Dipartimento di energetica "S.Stecco" (2011), Università degli studi di Firenze.
[59] Shampine L.F., Reichelt M.W., *The Matlab ODE Suite*, *SIAM Journal on Scientific Computing* 18 (1)(1997): 1–22

[60] Thakker A.,Hourigan F., *Modeling and scaling of the impulse turbine for wave power applications*, Renewable Energies 29 (2004), pp.305-317.

[61] Simonetti I., Cappietti L., Manfrida G., Matthies H., Oumeraci H., *State of the art review on analytical and numerical modelling for Oscillating Water Columns Wave Energy Converter Technology*, internal report n° 4 (2013), Department of Civil and Environmental Engineering, University of Florence.

[62] Sheng W., Alcorn R., Lewis A., *Primary Wave Energy Conversions of Oscillating Water Columns*, Proceedings of 10th European Wave and Tidal Energy Conference, 2-5th Sep 2013, Aalborg, Denmark.