

POLITECNICO DI MILANO
FACOLTÀ DI INGEGNERIA INDUSTRIALE E
DELL'INFORMAZIONE
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aeronautica



**SVILUPPO DI STRUMENTI PER
L'ANALISI E LA PROGETTAZIONE
PRELIMINARE DI AEROGENERATORI
AD ASSE VERTICALE**

Relatore: Prof. Alessandro Croce

Tesi di laurea di:
Luca Carnelli
Matr. 836186

Anno Accademico 2016 - 2017

Ringraziamenti

Vorrei ringraziare il mio supervisore, professor Alessandro Croce, per la disponibilità e l'aiuto fornitomi.

Un ringraziamento anche a tutti i colleghi che hanno condiviso con me il percorso universitario e ai professori sia al Politecnico di Milano sia all'Università Tecnica di Berlino.

Un sentito ringraziamento ai miei familiari, che hanno sempre creduto in me e mi hanno sostenuto durante tutta la mia carriera, a Marina, che mi ha supportato e sopportato, a Luca e a tutti i miei amici che mi sono stati accanto.

Indice

Elenco delle figure	9
Elenco delle tabelle	10
1 Sommario	11
2 Abstract	13
3 Mercato eolico	15
4 Classificazione	17
4.1 Aerogeneratori ad asse verticale VAWT	19
4.1.1 Turbina a vento Savonius	19
4.1.2 Turbina Darrieus	20
4.1.3 Turbina H	21
5 Stato dell'arte	24
6 Analisi aerodinamica	28
6.1 Triangolo delle velocità	28
6.2 Forze e coppie	30
7 Modelli aerodinamici	32
7.1 Metodi BEM	33
7.1.1 Single streamtube model	33
7.1.2 Multiple Streamtubes Model	35
7.1.3 Double-Multiple Streamtubes Model	37
7.1.4 Effetti secondari	39
7.1.4.1 Stallo dinamico	40
7.1.4.2 Torre	40
7.1.4.3 Perdite di estremità	41
7.1.4.4 Espansione dei tubi di flusso e forze laterali	41

7.1.4.5	Curvatura virtuale	42
7.1.4.6	Polari e numero di Reynolds	43
8	Codice e Validazione	44
8.1	Descrizione del codice	44
8.1.1	Analisi dinamica	44
8.1.2	Analisi strutturale	45
8.2	Validazione	46
8.2.1	Confronto con risultati numerici DMST	47
8.2.2	Sandia 5 metri	48
8.2.3	Sandia 17 metri	53
8.2.3.1	Coppia	55
8.2.4	Sandia 34 metri	57
8.3	Limiti e possibili miglioramenti del codice	59
9	Controllo	61
9.1	Legge di controllo del generatore	63
9.1.0.1	Legge proporzionale	64
9.1.0.2	Legge quadratica	65
9.1.0.3	Legge proporzionale-quadratica	67
9.2	Controllo di passo	68
9.2.1	Controllo per aumentare il rendimento	68
9.2.2	Controllo della velocità di rotazione massima	68
9.2.2.1	Stallo Passivo	68
9.2.2.2	Stallo Attivo	70
9.2.2.3	Pitch to Feather	72
9.2.3	Pitch passivo	73
9.3	Meccanismo di arresto per venti estremi	73
9.4	Controllo della geometria del rotore	74
9.5	Freni aerodinamici	75
10	Simulazione dinamica	78
10.1	Area spazzata e geometria del rotore	79
10.2	Rapporto altezza diametro H/D	79
10.3	Solidità	81
10.4	Profili delle pale	83
10.5	Dimensionamento della struttura e dei supporti	87
10.6	Controllo di passo	89
10.7	Protezione da overspeed	95
10.7.1	Controllo in stallo passivo	95
10.7.2	Controllo in stallo attivo	97

10.7.3	Controllo "Pitch to feather" con e senza ottimizzazione	98
10.7.4	Confronto tra i diversi sistemi di controllo	100
10.8	Sistema di arresto per venti estremi	101
10.9	Legge di controllo del generatore	104
10.10	Considerazioni finali	106
11	Conclusione e futuri lavori	108
	Bibliografia	110

Elenco delle figure

3.1	Potenza eolica cumulativa installata nel mondo (2000-2015) . .	15
3.2	Percentuale di potenza totale installata in Europa nel 2000 e nel 2015, divisa per fonte [8]	16
4.1	Turbina ad asse orizzontale (sinistra) e ad asse verticale(modello Darriues)(destra)	17
4.2	Geometrie tipiche VAWT: Savonius, Darreius, H-Rotor	19
4.3	Principio di funzionamento turbina Savonius [9]	20
4.4	Turbina Darreius geometria Troposkein	21
4.5	Turbina elicoidale	22
5.1	VAWT-450 in posizione di sicurezza	25
5.2	Turbina Éole a Cap-Chat , Quebec	26
6.1	Triangolo delle velocità	29
6.2	Diagramma delle forze agenti sulla pala	30
7.1	Velocità del tubo di flusso in corrispondenza della sezione centrale del rotore [21]	35
7.2	Rappresentazione di un tubo di flusso	36
7.3	Rappresentazione di un tubo di flusso e dei due dischi attuatori nel modello DMST [22]	38
7.4	Confronto tra il coefficiente di potenza in funzione del TSR per i modelli DMST e MST [22]	39
7.5	Esempio di isteresi dovuta a stallo dinamico	40
7.6	Espansione e curvatura del flusso	41
7.7	Angolo di incidenza effettivo	42
8.1	Modello a elementi finiti di una turbina a pale dritte con due supporti	46
8.2	Convenzione dei momenti interni nella struttura	46

8.3	Andamento del coefficiente di potenza per per una turbina a pale dritte, risultati numerici (curva nera continua: codice proprio, curva blu a puntini: dati numerici codice DMST senza effetti secondari tratti da [28], curva rossa a puntini: dati numerici CARDAAV tratti da [4])	48
8.4	Andamento del coefficiente di potenza per Sandia bipala 5m a 175 rpm (curva nera continua: valori numerici, curva blu a puntini: dati sperimentali tratti da [10])	50
8.5	Relazione tra la posizione del profilo e l'angolo di incidenza [30](modificato)	51
8.6	Andamento del coefficiente di potenza per Sandia bipala 5m a 175 rpm (curva nera continua: valori numerici con incastro del profilo a 0%, curva blu a puntini: dati sperimentali tratti da [10], curva rossa continua: valori numerici con incastro del profilo al 40%)	52
8.7	Andamento del coefficiente di potenza per Sandia tripala 5m a 150 rpm (curva nera continua: valori numerici con incastro del profilo a 0%, curva blu a puntini: dati sperimentali tratti da [10], curva rossa continua: valori numerici con incastro del profilo al 40%)	52
8.8	Sandia 17m, geometria [29]	54
8.9	Andamento del coefficiente di potenza per Sandia bipala 17m a 33,6 rpm (curva nera continua: valori numerici con incastro del profilo a 40%, curva blu a puntini: dati sperimentali tratti da [29])	55
8.10	Coppia in funzione dell'angolo di azimuth per Sandia bipala 17 m a 50,6 rpm e TSR 2,5 (curva nera continua: valori numerici, curva blu valori sperimentali da [32], curva rossa valori numerici forniti in [32])	56
8.11	Coppia in funzione dell'angolo di azimuth per Sandia bipala 17 m a 50,6 rpm e TSR 4,5 (curva nera continua: valori numerici, curva blu valori sperimentali da [32], curva rossa valori numerici forniti in [32])	57
8.12	Geometria della turbina Sandia 34 metri [33]	58
8.13	Confronto tra geometria NACA0018 e SANDIA 0018/50	58
8.14	Andamento del coefficiente di potenza per Sandia bipala 34m a 36 rpm (curva nera continua: valori numerici con incastro del profilo a 40%, curva blu a puntini: dati sperimentali tratti da [33])	59

9.1	Coppia in funzione del numero di giri per un generatore bipala a pale dritte, risultati del codice DMST	63
9.2	Coppia fornita da un aerogeneratore ad asse orizzontale in funzione della velocità di rotazione per diverse velocità del vento. La curva parabolica rappresenta la coppia generata in condizioni di ottimo ($\lambda = \lambda_o$) [38]	66
9.3	Coppia aerodinamica per la turbina ad asse verticale Sandia 17 a diversi valori di velocità del vento e curva della legge di controllo del generatore $K\omega^2$, valori calcolati tramite il codice DMST	67
9.4	Curva P-v della turbina Sandia 34 metri con regolazione in stallo passivo [33]	70
9.5	Variazione del c_P con l'angolo di pitch per una turbina Sandia 5m	72
9.6	Semplice esempio di pale a geometria variabile per l'autoavvio [42]	75
9.7	Esempio di possibile applicazione di spoiler per protezione da overspeed	76
9.8	Esempio di possibile applicazione di alettoni	76
10.1	Effetto del rapporto H/D sul numero di Reynolds [45]	80
10.2	Lunghezza totale per due differenti strutture e per un modello HAWT a parità d'area spazzata	81
10.3	Effetto della solidità per diversi numeri di Reynolds, valori numerici DMST	82
10.4	Confronto delle prestazioni di una turbina Sandia 2 metri a diverse solidità, valori sperimentali	83
10.5	Confronto del coefficiente di potenza in funzione del TSR per differenti profili, risultati dal codice DMST	84
10.6	Confronto delle polari per profili NACA e il Profilo Sandia 0018/50	85
10.7	Curva c_L - α per profili NACA e il Profilo Sandia 0018/50	85
10.8	Curva c_T -TSR per una turbina con profilo NACA0021 e con profilo SAND0018/50, risultati dal codice DMST	86
10.9	Configurazione con uno o due supporti	87
10.10	Confronto tra differenti la configurazione con un supporto orizzontale e quella con due	88
10.11	Angolo di incidenza e forza tangenziale in funzione dell'angolo di azimuth al variare del TSR [47]	89
10.12	Effetto dell'utilizzo di un controllo dell'inclinazione delle pale	90

10.13	Curve c_P -TSR e c_T -TSR senza controllo, evidenziato in giallo il c_T in corrispondenza del c_P massimo	91
10.14	Curva c_L - α per il profilo NACA 0021	92
10.15	Dettaglio della forza tangenziale e dell'angolo di incidenza in funzione dell'azimuth per TSR = 4,9. Azimuth = 0 corrisponde alla direzione di provenienza del vento (Parte superiore dell'immagine).	92
10.16	Legge di controllo dell'inclinazione delle pale	93
10.17	Curva c_P -TSR con e senza controllo	94
10.18	Dettaglio dell'angolo di incidenza in funzione dell'azimuth per TSR = 4,9 (sinistra) e TSR = 4,5 (destra) con controllo (Azimuth = 0 corrisponde alla direzione di provenienza del vento)	94
10.19	Curva P-v per la turbina 3,6 MW controllata in stallo passivo, profili NACA0021, risultati dal codice DMST	96
10.20	Curva P-v per la turbina 3,6 MW controllata in stallo attivo, profili NACA0021, risultati dal codice DMST	98
10.21	Curva P-v per la turbina 3,6 MW con controllo "pitch to feather", profili NACA0021, risultati dal codice DMST	99
10.22	Confronto tra la potenza prodotta nella configurazione con ottimizzazione e in quella senza	100
10.23	Confronto tra le carichi dei diversi sistemi di regolazione	101
10.24	Risposta del meccanismo di arresto tramite inclinazione delle pale	102
10.25	Carico alla radice del supporto inferiore durante una manovra di arresto per due angoli di azimuth diversi, inclinazione pale di 90 gradi	103
10.26	Carico alla radice del supporto inferiore durante una manovra di arresto per due angoli di azimuth diversi, inclinazione pale di 45 gradi	103
10.27	Velocità di rotazione di una turbina bipala rispetto alla condizione di ottimo (vento costante)	104
10.28	Confronto tra la velocità di rotazione della turbina con controllo con o senza misura della velocità del vento	105

Elenco delle tabelle

7.1	Confronto tra i principali modelli aerodinamici per VAWTs [6]	32
8.1	H Rotor [4]	47
8.2	Sandia 5 metri [10]	49
8.3	Sandia 17 metri [29]	54
8.4	Sandia 34 metri [33]	59
10.1	Turbina da 700 kW utilizzata nelle simulazioni dinamiche	88
10.2	Turbina da 3,6 MW utilizzata nelle simulazioni dinamiche	95
10.3	Turbina 3,6 MW Stallo Passivo, Momenti interni	97
10.4	Turbina 3,6 MW Stallo Attivo, Momenti interni	98
10.5	Turbina 3,6 MW Pitch, Momenti interni	99
10.6	Turbina 3,6 MW Pitch con ottimizzazione, Momenti interni	100
10.7	Confronto tra l'energia annua prodotta nelle diverse configurazioni	101

Capitolo 1

Sommario

Attualmente il mercato dell'energia eolica è quasi interamente occupato da aerogeneratori ad asse orizzontale (Horizontal Axis Wind Turbine, HAWT) le cui dimensioni e rendimenti aumentano ogni anno raggiungendo potenze nominali superiori a 7,5 MW per rotori di 120 metri di diametro, mentre i modelli ad asse verticale (Vertical Axis Wind Turbine, VAWT) non hanno mai avuto successo a causa della scarsa economicità e difficoltà di progettazione rispetto ai modelli ad asse orizzontale.

Allo stato attuale delle cose il principale svantaggio degli aerogeneratori ad asse verticale è che i rendimenti risultano inferiori rispetto agli aerogeneratori ad asse orizzontale mentre le pale sono più lunghe a parità di area [1]. Alcuni studi sostengono che questa differenza nei rendimenti possa essere colmata studiando profili appositi per questi aerogeneratori [2] e sia addirittura possibile superare, teoricamente, il limite di $16/27$ dato dalla teoria di Betz [3]. A questo va aggiunta la possibilità di controllare l'inclinazione delle pale, permettendo un aumento della potenza annua prodotta [4].

Recentemente l'interesse per questi aerogeneratori è quindi rinato, poiché le prestazioni inferiori possono essere compensate da una riduzione dei costi di costruzione, una più facile manutenzione e la possibilità di funzionare indipendentemente dalla direzione del vento senza aggiunta di meccanismi che ruotino la turbina. Ciò può essere particolarmente vantaggioso nelle applicazioni offshore, come concluso da un recente report dei laboratori statunitensi Sandia [5], che suggerisce come i vantaggi degli aerogeneratori ad asse verticale possano controbilanciare gli svantaggi e rendere questi generatori economicamente competitivi.

Lo scopo di questo lavoro è quello di sviluppare uno strumento numerico che

permetta di studiare il comportamento dinamico di un aerogeneratore ad asse verticale, analizzando l'effetto sulle prestazioni e sui carichi nella struttura della scelta della geometria e delle diverse logiche di controllo. L'obiettivo finale è quello di fornire le basi per una futura analisi dei costi di produzione di un aerogeneratore ad asse verticale, in modo da ottenere una stima del costo dell'energia e permettere un confronto con gli aerogeneratori ad asse orizzontale.

Capitolo 2

Abstract

Currently the wind energy market is almost entirely occupied by horizontal-axis wind turbines (HAWT) and the size and yields rise every year reaching a nominal power greater than 7.5 MW with rotors of a diameter of 120 meters. Meanwhile vertical-axis wind turbines (VAWT) have never had success due to poor cost effectiveness and difficulty of design compared to the horizontal-axis models.

At the present state the main disadvantage of the vertical-axis generators is that the yields are lower with respect to an horizontal-axis generators while for the same swept area the blades are longer [1]. Some studies suggest that this difference in yield may be reduced studying specific profiles for vertical-axis wind turbines [2] and it could even be possible to overcome, theoretically, the limit of $16/27$ given by Betz theory [3]. To this is added the possibility of controlling the inclination of the blades, which allows to increase the annual power production [4].

Recently, the interest in these generators is therefore reborn, as the lower performance can be compensated by a reduction of costs of construction, an easier maintenance and the possibility to operate for every wind direction without the addition of a yaw mechanism. This can be particularly advantageous in offshore applications, as concluded in a recent report of the Sandia National Laboratories [5], which suggests that the advantages of vertical-axis turbines can compensate the disadvantages and make these generators economically competitive.

The aim of this paper is develop a numerical tool that allows to study the dynamic behaviour of a vertical-axis wind turbines, analysing the effect of the variation of the geometry and the different control logics on the performance

and the structural loads. The ultimate goal is to provide the foundation for a future analysis of the production costs of a vertical-axis wind turbines, in order to obtain an estimation of the cost of energy and allow a comparison with the horizontal axis generators.

Capitolo 3

Mercato eolico

Negli ultimi anni la produzione di energia elettrica tramite generatori eolici è aumentata notevolmente, trainata sia da fattori economici e politici, come la volontà di essere indipendenti dai paesi produttori di petrolio, sia da fattori ecologici. Aiutato da nuovi investimenti e incentivi il campo eolico si è evoluto molto, raggiungendo nel mondo una potenza installata di 432,883 GW (un aumento di 65 GW rispetto al 2014) [7] e a una potenza installata pari a 142 GW a livello europeo (131 GW onshore e 11 GW offshore), con un incremento di 12,8 GW nel 2015 [8].

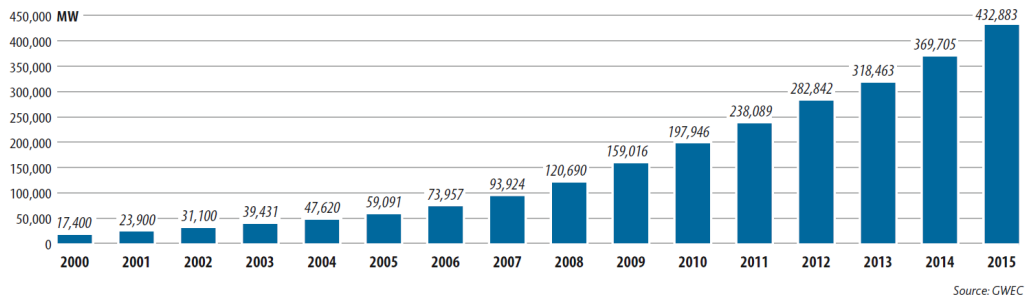


Figura 3.1: Potenza eolica cumulativa installata nel mondo (2000-2015) [7]

Notevole è il fatto che, tra tutte le fonti di energia, l'eolico sia il settore che ha visto la crescita maggiore, superando l'idroelettrico e posizionandosi al terzo posto come potenza totale installata (15,6%), dietro a carbone (17,5%) e gas naturale (21,2%). Inoltre nuovi impianti offshore offrono sfide e possibilità ancora da esplorare e la loro importanza cresce ogni anno.

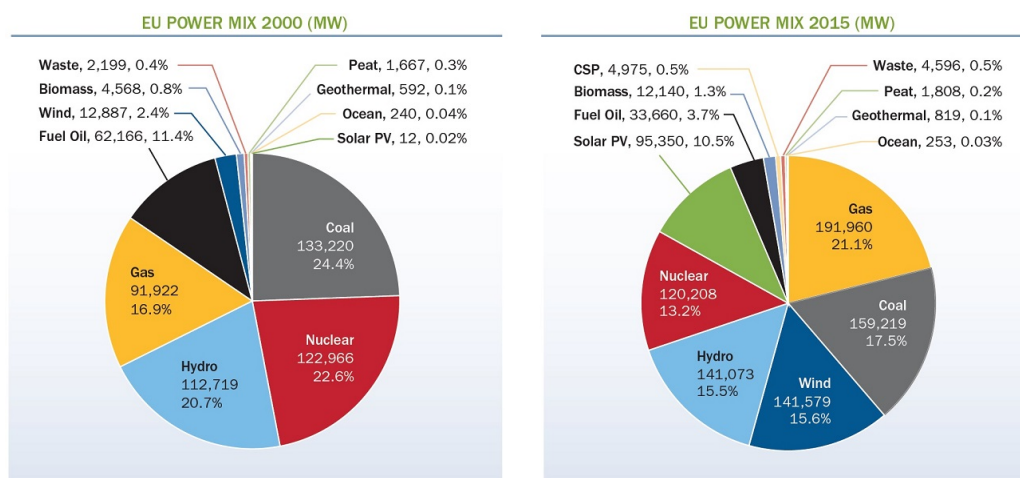


Figura 3.2: Percentuale di potenza totale installata in Europa nel 2000 e nel 2015, divisa per fonte [8]

Il settore è dominato dalla Cina, che conta da sola una potenza totale installata nel 2015 pari a 145,362 GW (33,6% del totale), di poco maggiore di quella totale Europea. Seguono gli Stati Uniti con 74,471 GW (17,2%). In Europa l'eolico è trascinato dalla Germania, con il 47% di potenza installata nel 2015, seguita da Polonia (9,9%) e Francia (8,4%). L'Italia è ferma solo al 2,3%.

Il principale motivo di tale disparità, oltre alle differenti disponibilità di vento, che abbonda soprattutto nel Nord Europa, sono le differenti politiche applicate dai paesi che, tramite incentivi o divieti, influiscono notevolmente sull'evoluzione del mercato eolico.

Capitolo 4

Classificazione

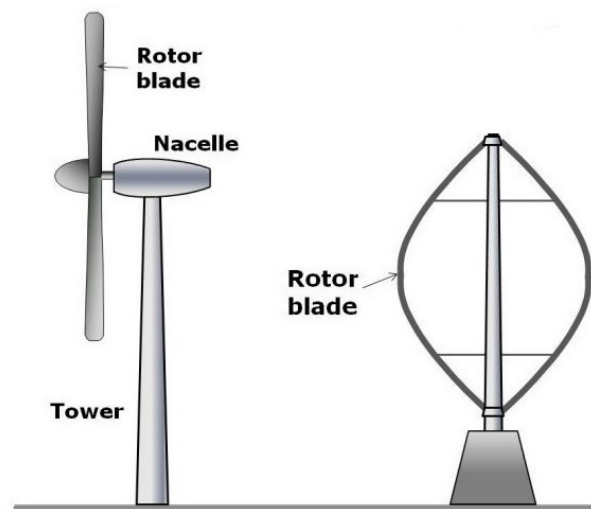


Figura 4.1: Turbina ad asse orizzontale (sinistra) e ad asse verticale(modello Darriues)(destra)

La principale distinzione tra categorie di aerogeneratori eolici è la direzione dell'asse di rotazione. Nei generatori ad asse orizzontale l'asse è rivolto in direzione del vento e le pale ruotano perpendicolarmente ad esso, mentre negli aerogeneratori ad asse verticale il piano di rotazione delle pale è parallelo alla direzione del vento. Entrambe le configurazioni hanno vantaggi e svantaggi, alcuni dei quali sono:

Aerogeneratori ad asse orizzontale HAWT:

- Vantaggi:

- Carichi aerodinamici pressoché costanti grazie all'angolo di incidenza costante.
- Metodi per la stima dei rendimenti e dei carichi consolidati.
- Rendimenti maggiori.
- Svantaggi:
 - Generatore e altri componenti posizionati ad altezza elevata.
 - Richiesto un complicato e costoso sistema di orientamento.
 - Il rumore della trasmissione e delle estremità delle pale può propagarsi maggiormente a causa della maggiore elevazione.
 - La struttura delle pale a trave incastrata comporta notevoli momenti flettenti.

Aerogeneratori ad asse verticale VAWT:

- Vantaggi:
 - Non richiede orientamento.
 - Generatore e altri componenti ad altezza del terreno: montaggio e manutenzione meno costosi.
 - La struttura a doppio incastro delle pale riduce gli sforzi.
 - La geometria più semplice delle pale permette di ridurre i costi di produzione.
 - Un accurata disposizione delle turbine nel parco eolico può aumentare le performance della singola turbina.
- Svantaggi:
 - I carichi oscillanti aumentano la fatica.
 - Lo studio dell'aerodinamica è complicato da fenomeni di stallo dinamico e interferenza tra le pale.
 - A parità di area spazzata richiedono pale più lunghe.
 - Il controllo dell'inclinazione delle pale non è sempre applicabile.

4.1 Aerogeneratori ad asse verticale VAWT

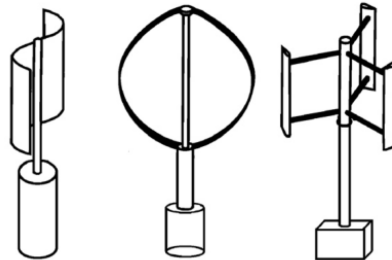


Figura 4.2: Geometrie tipiche VAWT: Savonius, Darrieus, H-Rotor

Le tre categorie principali di aerogeneratore ad asse verticale sono: Savonius, Darrieus Troposkein, Darrieus H-Rotor.

I modelli Savonius, che sfruttano la resistenza aerodinamica per funzionare, sono meno idonei ad essere usati per generare elevate potenze, mentre i modelli Darrieus sfruttano il principio della portanza, come gli aerogeneratori ad asse orizzontale.

4.1.1 Turbina a vento Savonius

Nelle turbine Savonius il rotore è composto da due o tre semplici pale di forma semi-cilindrica (che nel caso più semplice possono essere ottenute da due metà di un barile).

Si basano sullo stesso principio di funzionamento degli anemometri: sfruttando il differente coefficiente di resistenza dei semi-cilindri in base alla direzione di provenienza del vento (quando la parte concava è rivolta verso il vento il coefficiente di resistenza è maggiore), il rotore inizia a ruotare spinto dal vento.

Queste turbine hanno un rendimento molto inferiore rispetto alle altre tipologie ma hanno il vantaggio di avere una coppia positiva a basse velocità di rotazione e di non avere problemi di avvio. Trovano quindi applicazione soprattutto quando le prestazioni non sono molto importanti e si vogliono mantenere i costi più bassi possibile, oppure come avviatore per turbine Darrieus che presentano problemi di autoavviamento [2].



Figura 4.3: Principio di funzionamento turbina Savonius [9]

4.1.2 Turbina Darrieus

Brevettata da G.J.M. Darrieus nel 1931 la turbina Darrieus è formata da pale ricurve collegate alle due estremità di una torre centrale. Le pale, ruotando, sfruttano la portanza generata per creare una coppia che può essere usata direttamente o, più comunemente, usata per generare energia elettrica.

La forma delle pale è di particolare importanza per l'efficienza e la distribuzione degli sforzi: la tipica forma, nota come Troposkein (figura 4.4), è la forma che assumerebbe una corda perfettamente flessibile, di sezione e densità costanti, collegata alle due estremità di un palo messo in rotazione. In questa particolare geometria gli sforzi di flessione sono idealmente nulli. In realtà per essere utilizzata praticamente questa geometria deve tenere conto dell'accelerazione di gravità e dell'effetto della forza centrifuga. Ne risulta che la forma ottimale dipende dalla velocità di rotazione.

Per ridurre i costi di costruzione vengono generalmente utilizzate geometrie simili alla Troposkein ma di più facile realizzazione. Ad esempio si possono avere geometrie paraboliche o formate da due sezioni dritte agli estremi collegate al centro da una sezione circolare, come nel caso dei modelli Sandia [10].

Un importante problema delle turbine Darrieus è l'autoavviamento: a basse velocità di rotazione la coppia generata è negativa ad alcuni angoli di azimuth. Ciò significa che quando la turbina è ferma il vento la mette in rotazione ma, raggiunto un determinato angolo tra le pale e la direzione del vento, la direzione della coppia cambia e la turbina decelera fino a ruotare nel verso opposto. Le pale quindi si muovono avanti e indietro senza riuscire ad avviarsi.



Figura 4.4: Turbina Darrieus geometria Troposkein

Sono stati condotti studi a riguardo, principalmente sull'effetto di una variazione della solidità e dell'angolo di incidenza [11], del numero di pale [12] e della curvatura [13], ma l'aggiunta di un controllo esterno, quando possibile, è la soluzione più sicura. Per impianti collegati alla rete elettrica è possibile assorbire temporaneamente potenza per far funzionare il generatore come motore e portare la turbina alla velocità di rotazione desiderata. Per impianti stand-alone o che non dispongono di generatori che possano funzionare da motori l'autoavviamento diventa un problema critico.

4.1.3 Turbina H

Una variazione della turbina Darrieus è la turbina ad H. In questo caso le pale sono dritte e sono collegate all'asse verticale tramite supporti. La costruzione è molto più semplice e i rendimenti sono maggiori rispetto alla geometria troposkein, ma la struttura a trave a sbalzo è soggetta a sforzi flessionali maggiori. I supporti devono quindi essere più spessi o in numero maggiore, con conseguente aumento dei costi e diminuzione delle prestazioni.

ni aerodinamiche. Un vantaggio è però che la geometria più semplice è più adatta all'implementazione di un sistema di controllo dell'angolo di incidenza delle pale. In questo modo è possibile proteggere la turbina da overspeed e, tramite logiche di controllo più complesse che variano il passo delle pale in funzione dell'angolo di azimuth, è possibile aumentare i rendimenti. Inoltre a parità di area spazzata la configurazione ad H ha pale più corte rispetto alla troposkein. [5]



Figura 4.5: Turbina elicoidale [14]

Un'ulteriore possibilità è quella di curvare le pale attorno all'asse di rotazione ottenendo una forma elicoidale (figura 4.5), in modo da ridurre le oscillazioni della coppia. A parità di potenza però le pale sono più lunghe e più complesse.

Entrambe le geometrie hanno pro e contro ed non è possibile valutare a priori quale sia la migliore. Utilizzare pale ricurve permette di ridurre notevolmente gli sforzi ma i rendimenti sono inferiori e il controllo di passo diventa complesso. Le pale dritte sono più semplici e adatte al controllo di passo ma gli sforzi sono maggiori e l'aggiunta di supporti orizzontali aumenta i costi e introduce delle perdite aerodinamiche.

Capitolo 5

Stato dell'arte

Prendendo come riferimento i modelli Darrieus prodotti dai laboratori statunitensi Sandia tra il 1970 e il 1990 alcune aziende introdussero nel mercato alcuni modelli VAWT. In particolare, il modello Sandia 17 metri fu commercializzato da numerose compagnie tra cui la FloWind, che mise in operazione più di 500 turbine [5].

Gli studi proseguirono con la costruzione, sempre da parte dei laboratori Sandia, di una turbina Sandia 34 metri progettata appositamente per poter testare varie configurazioni e validare i codici di previsione delle prestazioni, dei carichi e degli sforzi interni. Un modello migliorato per il mercato, chiamato "Point Design", fu presentato nel 1990 e utilizzato dalla FloWind Corporation per produrre nuovi rotori da sostituire alle già esistenti turbine da 19 metri. La FloWind, in collaborazione con Sandia e NREL (National Renewable Energy Laboratory) produsse il prototipo tripala 18-EHD, il quale dimostrava come le turbine VAWT potessero essere competitive sul mercato. Il progetto non fu finanziato ulteriormente e tutte le ricerche finanziate dal dipartimento dell'energia degli Stati Uniti d'America furono interrotte [5].

Tra gli anni '70 e '90 furono prodotti nel Regno Unito 3 modelli ad H dalla VAWT Ltd [15]

- VAWT-260 (1987):
 - Diametro: 19.5 m
 - Potenza massima: 105 kW
 - Pale in composito da 13.3 m.
- VAWT-450 (1986):



Figura 5.1: VAWT-450 in posizione di sicurezza

- Diametro: 25 m
- Potenza massima 130 kW (11 m/s)
- Pale in composito da 18 m.
- Possibilità di ritrarre le pale (Configurazione a freccia)
- VAWT-850 (1990):
 - Diametro: 38 m
 - Potenza massima 500 kW
 - Pale in composito da 24.3 m.
 - Possibilità di ritrarre le pale (Configurazione a freccia)
 - Progetto interrotto a causa di una rottura dovuta a difetti di costruzione
 - Struttura giudicata troppo costosa per essere commercializzata

Nonostante alcuni fallimenti e il fatto che la geometria ad H retraibile avesse rendimenti inferiori a quelli attesi il modello VAWT-260 raggiunse un'efficienza di picco del 40%. Anche in questo caso però il progetto non fu continuato a causa dello scarso mercato.

Nella località canadese di Cap-Chat, Quebec è stata eretta nel 1988 la più grande turbina eolica ad asse verticale, con una torre di 110 metri. Dopo aver funzionato tra il 1988 e il 1993 attualmente non è più in uso dopo il danneggiamento dovuto a una raffica.



Figura 5.2: Turbina Éole a Cap-Chat , Quebec [16]

La maggior parte dei modelli attuali sono orientati al mercato delle turbine di piccole dimensioni, grazie alla semplicità costruttiva delle turbine ad asse verticali e al fatto che siano più adatte alle condizioni di vento urbane [17].

Sul mercato sono state introdotte alcune turbine di piccole dimensioni, alcune dalle forme più innovative, ma a parte le poche informazioni fornite dai costruttori non sono disponibili dati esaustivi sulle capacità di nessuno di questi prodotti. Le principali fonti di dati sperimentali rimangono quindi i report Sandia di più di 30 anni fa.

L'attenzione, almeno per i generatori di piccole dimensioni, è concentrata principalmente su rotori ad H, in particolare di forma elicoidale.

Alcuni studi si concentrano sull'utilizzo di un controllo di passo nelle turbine ad H per aumentarne i rendimenti e proteggere la turbina da overspeed. Oltre a un incremento del rendimento è possibile aumentare la coppia generata a bassi TSR e permettere l'autoavvio della turbina [18]. È però necessario stabilire se i vantaggi giustifichino l'aumento della complessità e dei costi di

costruzione.

Il crescente interesse per la costruzione di campi eolici offshore può ravvivare l'interesse nei generatori VAWT di grandi dimensioni, grazie ad alcuni vantaggi rispetto ai modelli ad asse orizzontale, tra cui la possibilità di posizionare tutti i componenti al livello dell'acqua, aumentando la stabilità e la facilità di manutenzione. Inoltre questi modelli non necessitano di un meccanismo di orientamento, costoso e soggetto a malfunzionamenti [5].

Capitolo 6

Analisi aerodinamica

Lo studio degli aerogeneratori ad asse verticale richiede l'utilizzo di modelli aerodinamici che tengano conto degli effetti di numerosi fattori, tra i quali la variazione periodica dell'angolo di incidenza, che genera effetti di stallo dinamico difficili da modellare, e il fatto che le pale nella sezione sottovento interagiscano con i vortici generati nella sezione sopravvento.

I vari modelli aerodinamici, descritti nel capitolo 7, cercano di modellare questi effetti cercando un compromesso tra accuratezza e semplicità. Tutti si basano su alcune equazioni generali [19], descritte in questo capitolo.

6.1 Triangolo delle velocità

La velocità relativa sulla sezione di pala può essere scomposta in due componenti: normale e tangenziale.

$$V_t = r\omega + V_a \cos\theta \quad (6.1)$$

$$V_n = V_a \sin\theta \quad (6.2)$$

dove r è la distanza dall'asse di rotazione, ω è la velocità angolare, V_a è la velocità assiale e θ è l'angolo di azimuth, definito come mostrato in figura 6.1. La velocità assiale V_a è tipicamente una delle incognite che devono essere trovate per risolvere il problema.

Dal triangolo di velocità è possibile ottenere la velocità relativa W e l'angolo di incidenza α :

$$W = \sqrt{V_t^2 + V_n^2} \quad (6.3)$$

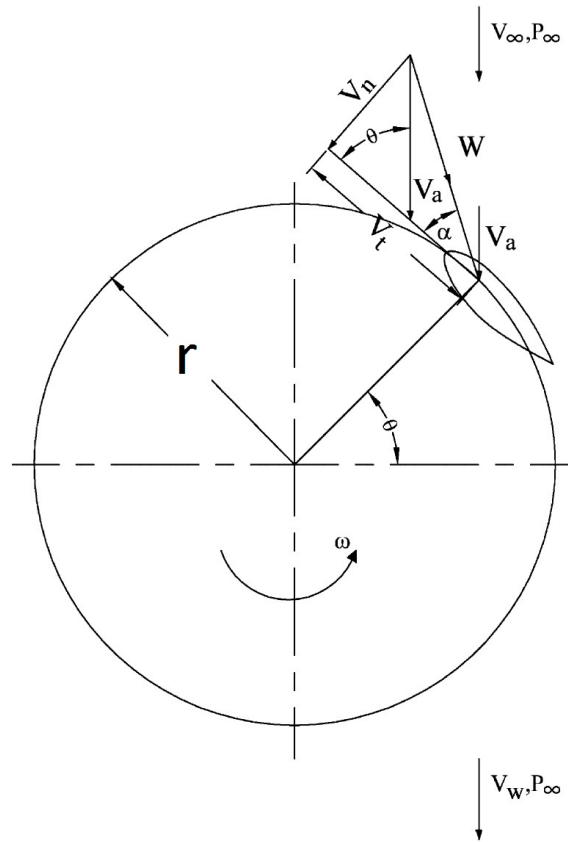


Figura 6.1: Triangolo delle velocità

$$\alpha = \tan^{-1} \left[\frac{V_n}{V_t} \right] + \gamma = \tan^{-1} \left[\frac{\sin\theta}{\lambda_{loc} + \cos\theta} \right] + \gamma \quad (6.4)$$

dove γ è l'angolo di pitch della pala e λ_{loc} è il rapporto tra la velocità di rotazione delle pale e la velocità del vento locale (local Tip Speed Ratio), definito come:

$$\lambda_{loc} = \lambda \frac{r}{R} \frac{V_\infty}{V_a} = \frac{r\omega}{V_a} \quad (6.5)$$

6.2 Forze e coppie

Nota l'angolo di incidenza e la velocità relativa è possibile estrapolare dalla polare del profilo i valori dei coefficienti di portanza c_L e resistenza c_D e, tramite considerazioni geometriche, ottenere i coefficienti di forza normale c_n e tangenziale c_t .

$$c_t = c_L \sin\alpha - c_D \cos\alpha \quad (6.6)$$

$$c_n = c_L \cos\alpha + c_D \sin\alpha \quad (6.7)$$

Noti i coefficienti è possibile calcolare la forza normale F_n , definita come uscente rispetto all'asse di rotazione del rotore e la forza tangenziale F_t , definita positiva nella direzione di rotazione della pala (figura 6.2):

$$F_t = \frac{1}{2} \rho c dh W^2 c_t \quad (6.8)$$

$$F_n = \frac{1}{2} \rho c dh W^2 c_n \quad (6.9)$$

ρ è la densità dell'aria, c la corda del profilo e dh l'altezza dell'elemento di pala.

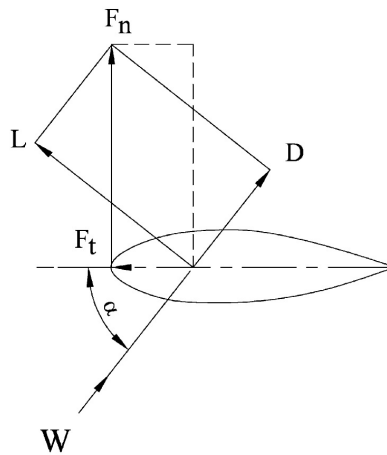


Figura 6.2: Diagramma delle forze agenti sulla pala

Tutti i valori ottenuti dipendono dall'angolo di azimuth θ e, per geometrie a raggio variabile, anche dalla distanza dall'asse di rotazione r .

La coppia T generata dalla singola pala è:

$$T(\theta) = \int_0^H F_t(h, \theta) r(h) dh \quad (6.10)$$

La potenza istantanea P è data da:

$$P = T(\theta) \omega \quad (6.11)$$

Per caratterizzare un generatore eolico può essere più comodo riferirsi ai coefficienti adimensionali di potenza c_P e coppia c_M .

La coppia media su un giro T_{av} è data da:

$$T_{av} = \frac{N}{2\pi} \int_0^{2\pi} T(\theta) d\theta \quad (6.12)$$

con N numero di pale.

Il coefficiente di coppia c_M risulta:

$$c_M = \frac{T_{av}}{\frac{1}{2} \rho S_{swept} V_\infty^2 R} \quad (6.13)$$

dove S_{swept} è l'area frontale dal rotore, definita nel caso di aerogeneratori a pale dritte come

$$S_{swept} = 2RH \quad (6.14)$$

Infine il coefficiente di potenza c_P è ottenuto dividendo la potenza media su un giro per una potenza di riferimento, ottenuta considerando un tubo di flusso virtuale di velocità V_∞ con una sezione pari all'area frontale del rotore.

$$c_P = \frac{P_{av}}{P_{wind}} = \frac{T_{av} \omega}{\frac{1}{2} \rho S_{swept} V_\infty^3} = c_M TSR \quad (6.15)$$

Capitolo 7

Modelli aerodinamici

Per studiare l'aerodinamica e le prestazioni delle turbine ad asse verticale sono stati sviluppati numerosi modelli aerodinamici. Questi modelli cercano di trovare un compromesso tra fornire una buona modellazione dell'aerodinamica, in particolare degli effetti secondari, e avere contenuti costi computazionali. I metodi CFD sono per ora inadatti per il design iniziale di un generatore eolico, poiché richiedono troppo tempo per eseguire una singola simulazione.

Le quattro principali categorie di modelli aerodinamici sono [6]:

- Modelli BEM (Blade Element Momentum), tra i quali il Double-Multiple Streamtubes Model (DMST model)
- Modelli a cascata (Cascade models)
- Modelli a vortici (Vortex models)
- Modelli a pannelli (Panel models)

Le principali caratteristiche dei vari modelli sono riassunte nella tabella 7.1.

	BEM Model	Cascade Model	Vortex Model	Panel Model
Complessità	Medio-bassa	Medio-bassa	Medio-alta	Alta
Facilità di implementazione	Medio-facile	Medio-facile	Media	Difficile
Costo computazionale	Basso	Basso	Medio-alto	Medio-alta
Solo per profili noti	Sì	Sì	Sì	No
Incorpora instazionarietà	Limitato	Limitato	Sì	Sì
Modellazione scia rotore	No	No	Sì	Sì
Modellazione interazione tra le pale	No	No	Limitato	Sì

Tabella 7.1: Confronto tra i principali modelli aerodinamici per VAWTs [6]

7.1 Metodi BEM

Nei metodi BEM la velocità dal flusso attraverso la turbina è ottenuta eguagliando le forze aerodinamiche agenti in direzione del flusso con la variazione della quantità di moto dell'aria. Questi metodi richiedono pochissimo costo computazionale ma sono limitati a bassi TSR e basse solidità, altrimenti le equazioni di conservazione del momento non sono più valide. Inoltre è necessario che le polari dei profili usati siano note [6].

Negli anni sono stati proposti numerosi miglioramenti che tenessero conto degli effetti secondari senza eccessivo aumento del costo computazionale.

7.1.1 Single streamtube model

Nel primo modello BEM per lo studio di generatori ad asse verticale, presentato da Templin [20], si assume che il rotore, modellato come un disco attuatore, sia contenuto in un unico tubo di flusso. La velocità del vento diminuirà da un valore a monte V_1 a un valore a valle V_3 .

Assumendo come ipotesi un moto unidirezionale del fluido e applicando i principi di conservazione della massa e della quantità di moto, la velocità V_2 in corrispondenza della pala risulta la media tra la velocità a monte e quella a valle.

Quindi, definendo il fattore di induzione assiale $a = \left(1 - \frac{V}{V_\infty}\right)$:

$$V_2 = V_1(1 - a) \quad (7.1)$$

$$V_3 = V_1(1 - 2a) \quad (7.2)$$

Nella sezione a monte la velocità del flusso e la quantità di moto saranno inferiori. La diminuzione della quantità di moto è dovuta alle forze esercitate dal disco attuatore sul tubo di flusso.

$$F_{disco} = \dot{m}\Delta v \quad (7.3)$$

Le uniche forze agenti sul fluido sono le forze aerodinamiche generate dalle pale. Scrivendo il bilancio delle forze nella direzione parallela alla direzione di provenienza del vento (direzione x) risulta che la forza esercitata dal disco attuatore corrisponde alla proiezione delle forze aerodinamiche in direzione x:

$$F_{disco} = \vec{F}_{aerod} \cdot \hat{x} = F_x \quad (7.4)$$

La forza esercitata dal disco attuatore F_{disco} , calcolata considerando la variazione della quantità di moto, e la proiezione in direzione x delle forze aerodinamiche F_x , calcolate costruendo il triangolo delle velocità in corrispondenza delle sezioni delle pale, sono fisicamente identiche. Entrambe le forze dipendono dal fattore di induzione assiale a , il quale è un'incognita. Lo scopo dei metodi iterativi basati su modelli BEM è quello di trovare il valore di a che riduce la differenza tra F_{disco} e F_x al di sotto di una data tolleranza.

Assumendo noto il valore del fattore di induzione è possibile costruire il triangolo delle velocità in corrispondenza della pala e ottenere la velocità relativa W . Da qui si ricavano le forze e agenti sulla pala (e quindi sul tubo di flusso) che possono essere proiettate nella direzione del vento e confrontate con quelle risultanti dalla variazione di quantità di moto.

Partendo da un valore iniziale del fattore di induzione a il processo viene ripetuto finché la differenza tra le forze calcolate con i due metodi non è inferiore alla tolleranza imposta. A ogni iterazione il coefficiente viene aggiornato. Infine le forze agenti sulla pala vengono usate per determinare la coppia aerodinamica e la potenza generata.

Utilizzare un singolo tubo di flusso è un' approssimazione inesatta, poiché nella realtà il fattore di induzione assiale non è costante su tutta la superficie del rotore (figura 7.1).

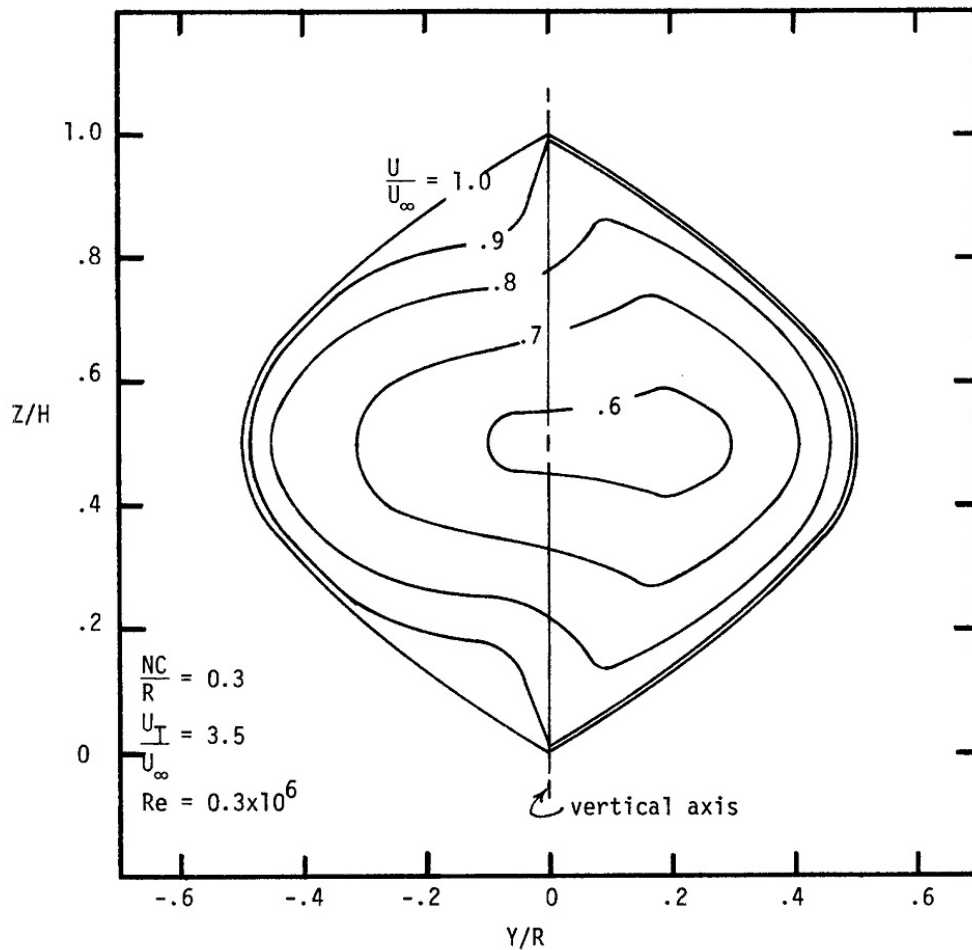


Figura 7.1: Velocità del tubo di flusso in corrispondenza della sezione centrale del rotore [21]

Utilizzare un valore unico di a per tutti gli angoli di azimuth comporta un errore nella stima della velocità relativa alle sezioni delle pale e il triangolo delle velocità risentirà di questo errore.

È possibile migliorare la precisione del modello dividendo la corrente in n tubi di flusso che attraversano la turbina, ottenendo così il Multiple Streamtubes model (MST model) [21].

7.1.2 Multiple Streamtubes Model

Dividendo la corrente in tubi anche verticalmente è possibile tenere in considerazione variazioni della geometria e del profilo del vento.

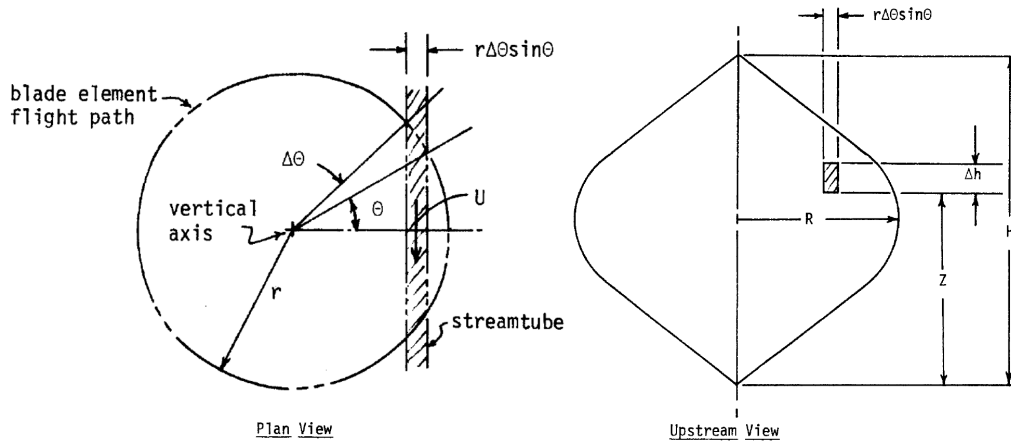


Figura 7.2: Rappresentazione di un tubo di flusso (nella convenzione originale presentata da Strickland θ è nullo quando la normale è perpendicolare alla direzione del vento)

La forza media agente su ogni tubo di flusso è data, secondo considerazioni sulla variazione della quantità di moto, da:

$$\bar{F}_x = 2 \rho A_{tubo} V (V_\infty - V) \quad (7.5)$$

dove $A_{tubo} = \Delta h r \Delta \theta |\sin \theta|$ è la sezione del tubo di flusso, considerato rettangolare.

La forza media \bar{F}_x è uguale alla forza esercitata dalle N pale nella direzione del vento quando attraversano il tubo di flusso. La pala rimane nel tubo di flusso una percentuale di giro corrispondente a $\frac{\Delta \theta}{\pi}$, quindi:

$$\bar{F}_x = N F_x \frac{\Delta \theta}{\pi} \quad (7.6)$$

La forza F_x è data da:

$$F_x = -(F_n \cos \delta \sin \theta + F_t \cos \theta) = -\frac{1}{2} \rho \Delta S (c_n \cos \delta \sin \theta - c_t \cos \theta) W^2 \quad (7.7)$$

con δ angolo tra la pala e il piano verticale, definito tale che dove la pala è verticale l'angolo è nullo e la componente normale della forza giace nel piano orizzontale. Per geometrie più complicate in cui la pala è ricurva parte della forza normale è diretta verticalmente e solo la proiezione sul piano orizzontale contribuisce alla variazione di quantità di moto nel tubo di flusso. La superficie della sezione della pala è definita come $\Delta S = \frac{dh \cdot c}{\cos \delta}$.

Sostituendo la definizione di \bar{F}_x (equazione 7.5) nell'equazione 7.6 si ottiene:

$$2 \rho \Delta h r \Delta \theta |\sin \theta| V (V_\infty - V) = N F_x \frac{\Delta \theta}{\pi} \quad (7.8)$$

che può essere riscritta come:

$$\frac{N F_x}{2 \rho \pi \Delta h |\sin \theta| V_\infty^2} = \frac{V}{V_\infty} \left(1 - \frac{V}{V_\infty}\right) \quad (7.9)$$

Utilizzando per comodità il fattore di induzione assiale a e definendo

$$F_x^* = \frac{N F_x}{2 \rho \pi \Delta h |\sin \theta| V_\infty^2} \quad (7.10)$$

si ottiene:

$$F_x^* = a - a^2 \quad (7.11)$$

L'equazione così ottenuta confronta le forze in direzione del vento agenti sulla pala con le forze ottenute dalla variazione della quantità di moto e può essere risolta iterativamente, partendo da un valore iniziale di a fino a convergenza.

Il procedimento sopra descritto viene applicato per ogni tubo di flusso, facendo la media delle forze non più sull'intero giro ma solo quando la pala attraversa il tubo. Ogni tubo viene attraversato da una pala due volte in corrispondenza di due valori di θ , uno sopravvento e l'altro sottovento.

Alla fine si ottiene la coppia istantanea generata in funzione di θ . Integrando la coppia su un giro completo e dividendo per 2π è possibile trovare la coppia media, che determina la potenza media generata.

7.1.3 Double-Multiple Streamtubes Model

Un'ulteriore miglioramento del MST è il Double-Multiple Streamtubes model (DMST), proposto da Paraschivoiu [22], che consiste nel dividere la turbina in una sezione frontale sopravvento (upwind) e una posteriore sottovento (downwind), ciascuna modellata come un disco attuatore.

Per la sezione frontale il procedimento è il medesimo del MST mentre per la sezione sottovento si ipotizza che il vento a monte V_1 non abbia la velocità del vento indisturbato ma abbia un valore V_{eq} corrispondente alla velocità di scia V_3 calcolata nella sezione frontale.

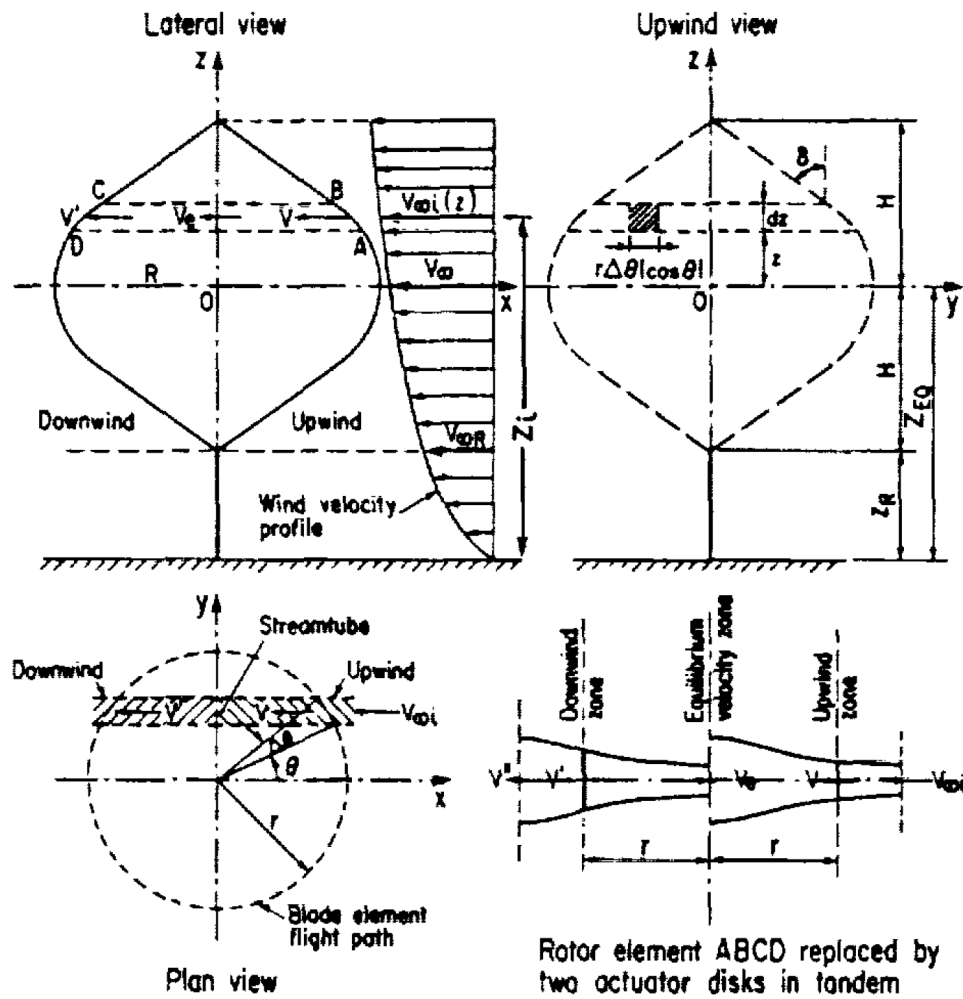


Figura 7.3: Rappresentazione di un tubo di flusso e dei due dischi attuatori nel modello DMST [22]

L'unica sostanziale differenza rispetto al modello MST è che, oltre al dover risolvere separatamente prima la sezione sopravento e solo dopo quella sottovento, nel calcolo delle forze l'equazione 7.6 diventa:

$$\bar{F}_x = N F_x \frac{\Delta\theta}{2\pi} \quad (7.12)$$

dove il 2 al denominatore è dato dal fatto che la pala non attraversa più il tubo di flusso in due punti, una volta nella sezione sopravento e una volta nella sezione sottovento, ma solo in uno.

Seguendo lo stesso procedimento presentato in 7.1.2, sostituendo a 7.6 l'equazione 7.12, l'equazione finale utilizzata per il processo iterativo diventa:

$$\frac{F_x^*}{2} = a - a^2 \quad (7.13)$$

Confrontando i modelli con alcuni risultati sperimentali appare evidente che, a fronte di un ridotto incremento di costo computazionale, il modello DMST dia risultati migliori rispetto al semplice MST (figura 7.4).

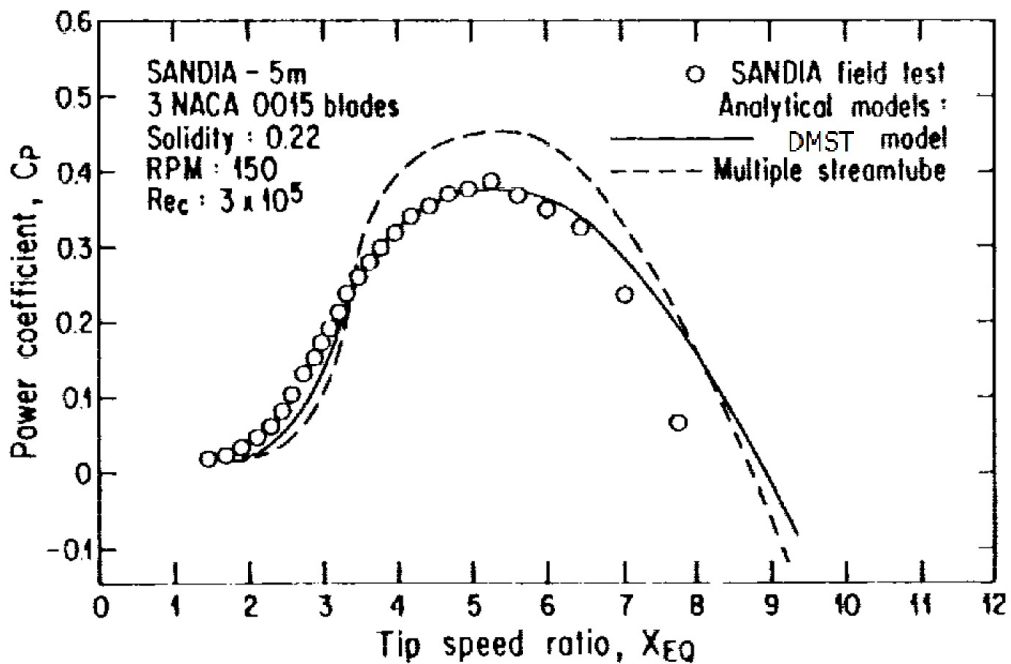


Figura 7.4: Confronto tra il coefficiente di potenza in funzione del TSR per i modelli DMST e MST [22]

7.1.4 Effetti secondari

Tenendo in considerazione alcuni effetti secondari è possibile migliorare la previsione della potenza generata e delle forze agenti sulle pale. Di seguito verranno brevemente introdotti i principali effetti secondari. Solitamente non sono necessarie sostanziali modifiche al codice ma è sufficiente introdurre termini correttivi e il costo computazionale è quasi invariato.

7.1.4.1 Stallo dinamico

Una delle principali caratteristiche che distingue l'aerodinamica dei generatori ad asse verticale da quelli orizzontali è che l'angolo di incidenza su ogni pala varia durante la rotazione da un valore massimo positivo, che può essere ben oltre lo stallo, a un valore minimo negativo. Gli effetti di stallo dinamico possono essere molto importanti, soprattutto a bassi TSR, dove l'angolo di incidenza può superare i ± 50 gradi. Esistono numerosi modelli, basati su considerazioni teoriche e osservazioni empiriche, che, tenendo in considerazione non solo l'angolo di incidenza ma anche la sua derivata, permettono di correggere le polari ottenute da prove stazionarie aggiungendo il fenomeno di isteresi [23]. I fenomeni di stallo dinamico sono significativi soprattutto a bassi TSR, dove le oscillazioni dell'angolo di incidenza sono molto elevate, ma tendono a perdere di importanza all'aumentare del TSR.

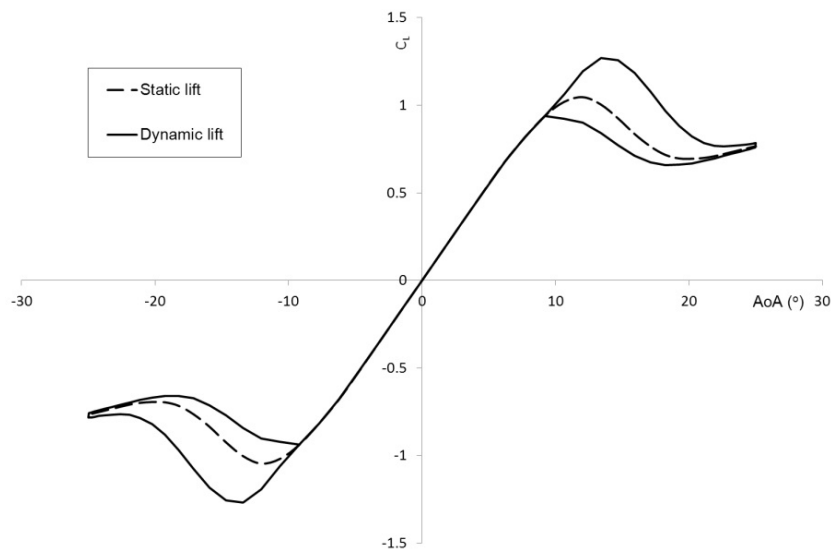


Figura 7.5: Esempio di isteresi dovuta a stallo dinamico

7.1.4.2 Torre

La presenza della torre ha un effetto negativo sulle prestazioni poiché nella zona sottovento la corrente avrà una velocità inferiore e sarà più turbolenta. Tipicamente si tiene conto di questo effetto tramite coefficienti determinati empiricamente [6] o semplici considerazioni aerodinamiche, calcolando una perdita di velocità nella sezione sottovento ottenuta tramite la conoscenza del comportamento di un fluido che passa attorno a un cilindro[2]. Il com-

portamento della scia vorticososa dovuta alla presenza della torre è differente se la torre ruota o è ferma.

7.1.4.3 Perdite di estremità

Poiché le pale sono di lunghezza finita le prestazioni aerodinamiche differiscono da quelle fornite dalle polari 2D. Come per il caso delle turbine ad asse orizzontale è possibile utilizzare relazioni empiriche per tenere conto di questi effetti.

7.1.4.4 Espansione dei tubi di flusso e forze laterali

I tubi di flusso sono assunti di area costante. In realtà dal teorema di Bernoulli è evidente che, diminuendo la velocità, la sezione dei tubi deve aumentare, modificando così le condizioni sottovento. Oltre a un'espansione i tubi di flusso subiscono una rotazione verso l'esterno, come mostrato in figura 7.6 dovuta alle forze laterali, perpendicolari alla direzione del vento, che la turbina esercita sul tubo di flusso. Sarà perciò presente una componente di velocità laterale, della quale il modello DMST non tiene conto. La velocità laterale è tipicamente inferiore al 10% della velocità del vento, quindi è possibile trascurarne gli effetti. Prendendo in considerazione anche questa componente il calcolo dei carichi risulterebbe più accurato [22].

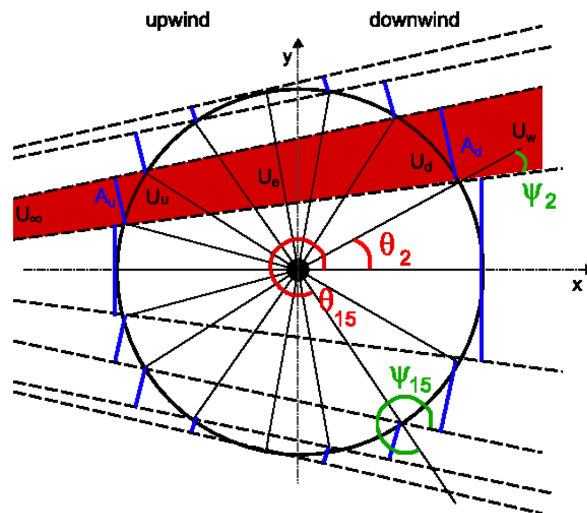


Figura 7.6: Espansione e curvatura del flusso [24]

7.1.4.5 Curvatura virtuale

Le pale della turbina non si muovono in modo rettilineo ma hanno una traiettoria curva. Ciò comporta che l'angolo di incidenza lungo il profilo non sia costante ma vari lungo la corda. L'effetto sul comportamento aerodinamico del profilo può essere modellato come una curvatura del profilo stesso[24] ed è maggiore per rotori con un'elevata solidità. È importante notare che, spostando avanti o indietro il punto di collegamento del profilo al rotore, sia possibile sfruttare questo effetto per ottenere un angolo di incidenza virtuale [25]. Tramite considerazioni geometriche è possibile stimare l'angolo di incidenza effettivo α_0 per cui la portanza è nulla:

$$\alpha_0 = \tan^{-1} \left(\frac{x}{r} \right) - \gamma \quad (7.14)$$

Dove r è la distanza dall'asse di rotazione, x è la distanza del punto della corda del profilo rispetto al punto di aggancio con l'asse di rotazione e γ è l'angolo di pitch, definito tale che per valori positivi la punta del profilo è diretta verso la torre (condizione indicata in figura 7.7 come toe in , ovvero convergenza).

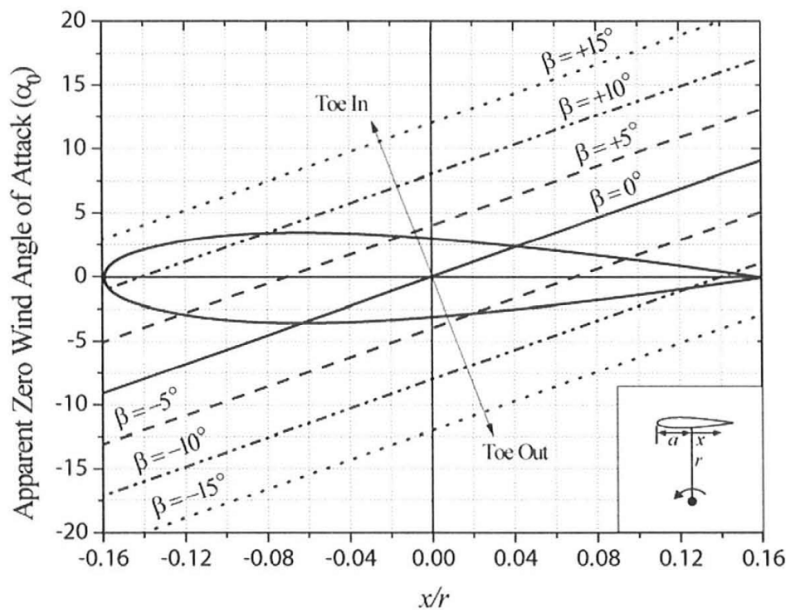


Figura 7.7: Angolo di incidenza effettivo [25]

7.1.4.6 Polari e numero di Reynolds

Il metodo DMST si basa sulle polari 2D dei profili per il calcolo delle forze aerodinamiche. Oltre a limitare le possibili geometrie utilizzabili, ciò richiede di avere a disposizione le suddette polari per valori del numero di Reynolds molto variabili.

Per elevati numeri di Reynolds è possibile affidarsi a calcoli numerici, utilizzando ad esempio il programma xFoil, ma a bassi Reynolds ($Re < 100000$) i valori tendono a differire da quelli sperimentali. Ciò risulta particolarmente problematico quando si vuole analizzare turbine di piccole dimensioni o analizzare il funzionamento a velocità di rotazione inferiori a quelle di progetto.

Oltre a questo è necessario avere polari che arrivino ad angoli di incidenza ben oltre lo stallo. Poiché spesso vengono usati profili alari pensati e studiati per essere applicati su aerei, le polari ottenute sperimentalmente si fermano poco oltre l'angolo di stallo. È possibile modellare la polare post-stallo tramite metodi empirici, tra cui uno dei più noti è il metodo proposto da Viterna [26], dove, per angoli in attacco superiori allo stallo, vengono usate le seguenti relazioni:

$$c_L = A_1 \sin 2\alpha + A_2 \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} \quad (7.15)$$

$$c_D = B_1 \sin^2 \alpha + B_2 \cos \alpha \quad (7.16)$$

I coefficienti A_1 , B_1 , A_2 e B_2 sono dati da:

$$A_1 = \frac{C_{D_{MAX}}}{2}, \quad B_1 = C_{D_{MAX}}, \quad C_{D_{MAX}} \approx 1.11 + 0.018 AR \quad (7.17)$$

dove AR è allungamento alare (aspect ratio), definito come rapporto tra la corda media geometrica e la lunghezza della pala.

$$A_2 = (c_{L_s} - c_{D_{MAX}} \sin \alpha_s \cos \alpha_s) \frac{\sin \alpha_s}{\cos^2 \alpha_s} \quad (7.18)$$

$$B_2 = \frac{c_{D_s} - c_{D_{MAX}} \sin^2 \alpha_s}{\cos \alpha_s} \quad (7.19)$$

dove il pedice $_s$ indica che A_2 e B_2 vengono calcolati allo stallo.

Questo metodo ha il vantaggio di essere molto semplice e i risultati concordano con quelli sperimentali, ma sono molto dipendenti dalla scelta esatta dei coefficienti usati nel modello, come il valore dell'angolo di stallo [27].

Capitolo 8

Codice e Validazione

8.1 Descrizione del codice

Il codice utilizzato per la previsione delle prestazioni di generatori VAWT si basa sul modello aerodinamico DMST ed è stato scritto in ambiente MATLAB . Permette di calcolare le prestazioni di generatori ad asse verticale di varie geometrie anche con profili di pala variabili, tenendo conto anche della presenza dei supporti tramite un termine di resistenza aerodinamica aggiuntiva e della presenza della torre. Il codice modella i montanti calcolando la resistenza aerodinamica, attenuata considerando il profilo come se fosse ad angolo di incidenza nullo.

8.1.1 Analisi dinamica

Oltre al calcolo della curva c_P -TSR statica è possibile un'analisi dinamica della turbina, calcolando le forze agenti sulle pale tramite il modello aerodinamico DMST. In questo modo è possibile modellare il sistema tramite un'equazione differenziale del tipo:

$$J\dot{\omega} = Q_A - Q_E - Q_M - Q_B \quad (8.1)$$

dove J rappresenta il momento d'inerzia del rotore, ottenuto nota la geometria della struttura e i materiali usati.

$\dot{\omega}$ è la derivata della velocità angolare.

$Q_A = Q_A(V_\infty, \omega, \theta, \gamma, t)$ è la coppia aerodinamica (ottenuta tramite il modello aerodinamico DMST).

$Q_E = Q_E(V_\infty, \omega, \dot{\omega}, t)$ è la coppia elettrica nel generatore, il quale può funzionare anche da motore secondo una legge di controllo data.

Q_M e Q_B sono le perdite dovute ad attriti e la coppia frenante data dai freni meccanici.

È così possibile studiare la risposta del generatore a venti turbolenti o a raffica in modo da valutare l'efficacia delle leggi di controllo e dei sistemi di protezione da overspeed. È anche possibile simulare il funzionamento della turbina inizialmente ferma, anche se i risultati sono imprecisi a causa della scarsa affidabilità del modello aerodinamico in questa situazione, dove il TSR tende a zero e il numero di Reynolds è molto basso.

La descrizione del modello può essere migliorata aggiungendo altre equazioni, come ad esempio la dinamica del generatore o del controllo di passo pala:

$$\dot{Q}_E = -\frac{1}{\tau} (Q_E - Q_{E_{control}}) \quad (8.2)$$

$$\dot{\gamma} = -\frac{1}{\tau} (\gamma - \gamma_{control}) \quad (8.3)$$

L'angolo di pitch $\gamma = \gamma(\theta, \omega, V_\infty)$ può essere legato tramite una legge di controllo più o meno complicata all'angolo di azimuth, alla velocità di rotazione e alla velocità del vento.

Le condizioni del vento possono essere date tramite leggi preimpostate o come input da altri software, come il generatore di venti turbolenti Turb-Sim NWTC, in modo da riprodurre condizioni di vento turbolento o raffica secondo le normative utilizzate per i generatori orizzontali.

8.1.2 Analisi strutturale

Nel codice è integrata anche una funzione che, tramite un modello a elementi finiti che rappresenta la struttura tramite elementi di trave, permette di calcolare gli sforzi e le deformazioni nella struttura. Le deformazioni potrebbero essere usate in modo da ottenere un accoppiamento con il modello aerodinamico e permettere uno studio aeroelastico (seppur molto semplificato). Ciò non è stato implementato poiché i costi computazionali aumentano notevolmente. Per rotori di piccole dimensioni o con pale incastrate ai supporti in più punti i fenomeni aeroelastici possono essere inizialmente trascurati.

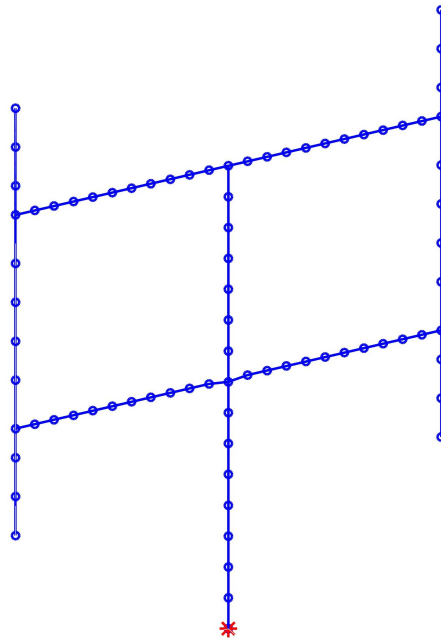


Figura 8.1: Modello a elementi finiti di una turbina a pale dritte con due supporti

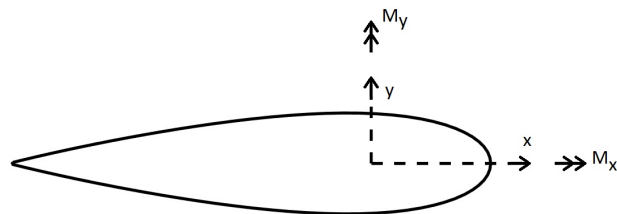


Figura 8.2: Convenzione dei momenti interni nella struttura

8.2 Validazione

Il codice è stato validato confrontando i risultati con i dati sperimentali disponibili, principalmente ottenuti dalle pubblicazioni dei laboratori statunitensi Sandia per il dipartimento dell'energia degli Stati Uniti.

Per quanto i risultati siano soddisfacenti, la scarsità di dati sperimentali e in alcuni casi l'assenza di alcune informazioni sulle prove eseguite non permettono una validazione dettagliata.

8.2.1 Confronto con risultati numerici DMST

Prima della validazione tramite i dati sperimentali il codice è stato testato su una turbina di cui sono noti i risultati numerici forniti da altri codici basati sul modello DMST. I dati, relativi alla turbina a pale dritte descritta in tabella 8.1, sono ottenuti tramite il codice CARDAAV, un codice basato sul modello DMST in grado di analizzare diverse geometrie, tenendo anche conto della presenza dei supporti, della torre rotante, di spoiler e dei fenomeni di stallo dinamico [4]. In aggiunta a questi dati sono presenti anche i risultati forniti da un altro codice basato su DMST che non tiene conto degli effetti secondari presenti nel codice CARDAAV [28]. Il vento viene assunto di intensità costante.

H Rotor	
H	5 m
R	6 m
N	2
Profilo	NACA 0015
Forma	H
Corde	20 cm
Solidità	0,0667
Area	36 m ²
Rpm	125

Tabella 8.1: H Rotor [4]

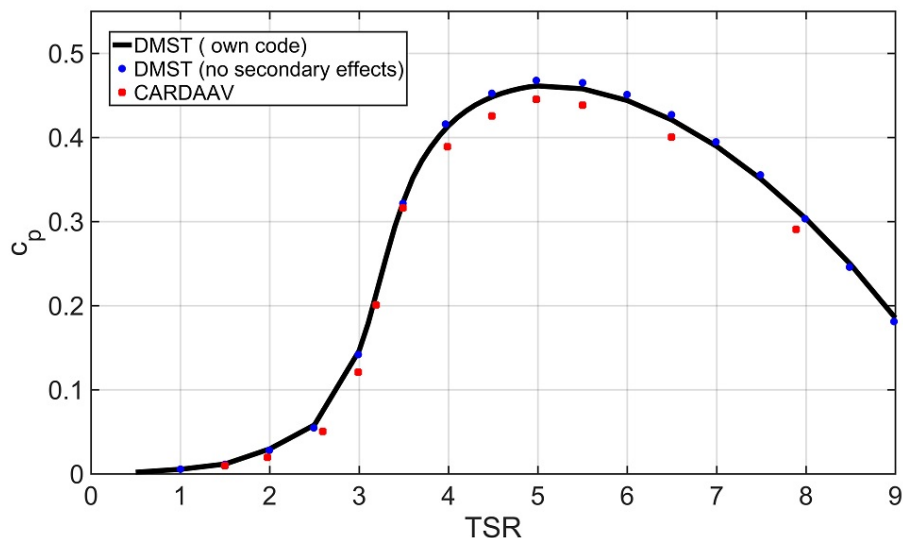


Figura 8.3: Andamento del coefficiente di potenza per per una turbina a pale dritte, risultati numerici (curva nera continua: codice proprio, curva blu a puntini: dati numerici codice DMST senza effetti secondari tratti da [28], curva rossa a puntini: dati numerici CARDAAV tratti da [4])

La differenza tra il coefficiente di potenza massimo ottenuto considerando gli effetti secondari e quello ottenuto ignorandoli è del 3,7%. Nelle seguenti validazioni gli effetti dovuti alla presenza dei supporti delle pale e della torre verranno presi in considerazione.

8.2.2 Sandia 5 metri

Eretta nel 1977 come miglioramento della precedente versione eretta 3 anni prima [10], la turbina Sandia da 5 metri ha un'altezza di 5 metri, un raggio di circa 2,5 metri e una corda pari a 15,24 centimetri. Poiché il report da cui sono presi i dati non fornisce la geometria precisa della turbina ma solo la corda e il rapporto diametro-altezza, come geometria è stata presa quella della turbina Sandia 17 metri [29] (descritta in 8.2.3), scalata per avere un'altezza di 5 metri. Le pale sono ottenute da un unico profilo NACA 0015 piegato in una forma dritto/curvo che permette di avere una geometria simile all'ideale troposkein senza eccessivi costi di produzione. La versione precedente aveva profili NACA 0012 solo nella parte ricurva, mentre le estremità dritte erano semplici giunzioni senza particolari proprietà aerodinamiche.

La turbina è costruita in modo da poter montare 2 o 3 pale.

I dati sperimentali non forniscono le condizioni del vento ma è noto che la turbina Sandia 5 metri fosse posizionata nella stessa località della turbina 17 metri, del quale è fornita la descrizione del profilo del vento [29]:

$$\frac{V_{\infty_1}}{V_{\infty_2}} = \left(\frac{H_1}{H_2}\right)^{0,1} \quad (8.4)$$

Sandia 5m

H	5 m
R	2,475 m
N	2 / 3
Profilo	NACA 0015
Forma	dritto/circolare
Corda	15,24 cm
Solidità	0,13 / 0,2
Area	16,425 m ²
Rpm	125 ÷ 175

Tabella 8.2: Sandia 5 metri [10]

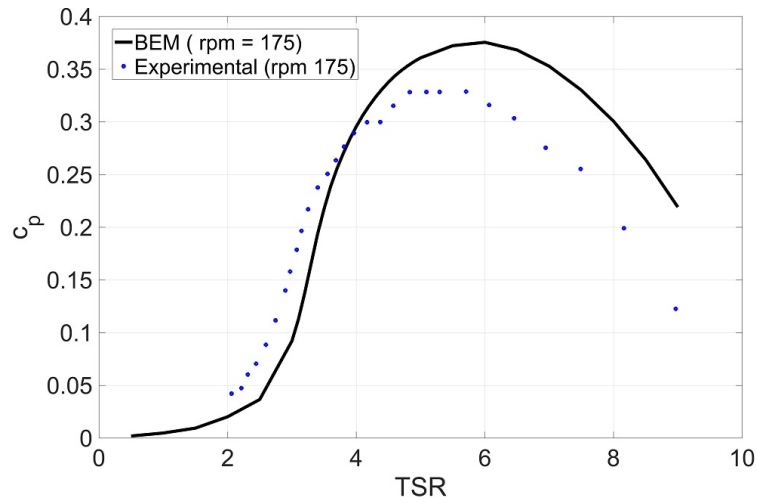


Figura 8.4: Andamento del coefficiente di potenza per Sandia bipala 5m a 175 rpm (curva nera continua: valori numerici, curva blu a puntini: dati sperimentali tratti da [10])

I risultati numerici differiscono da quelli sperimentali: il coefficiente di potenza massimo è sovrastimato del 14 % (Valore sperimentale: 0,3286, valore numerico: 0,3754) e il corrispondente TSR è sovrastimato del 5% (Valore sperimentale: 5,707, valore numerico: 6).

I dati forniti non indicano a quale percentuale della corda del profilo avvenga l'intersezione tra il profilo e la normale uscente dall'asse di rotazione, nonostante test eseguiti sulla stessa turbina mostrino l'importanza di questo parametro[30].

Report successivi indicano che per questo modello di turbina l'intersezione sia al 40% della corda [30] e che ciò abbia un effetto simile a quelli di una variazione virtuale dell'angolo di incidenza: come mostrato in figura 8.5, avanzando o arretrando il profilo rispetto alla posizione indicata come "0% position" è possibile aumentare o diminuire l'angolo di incidenza, indicato in figura con β .

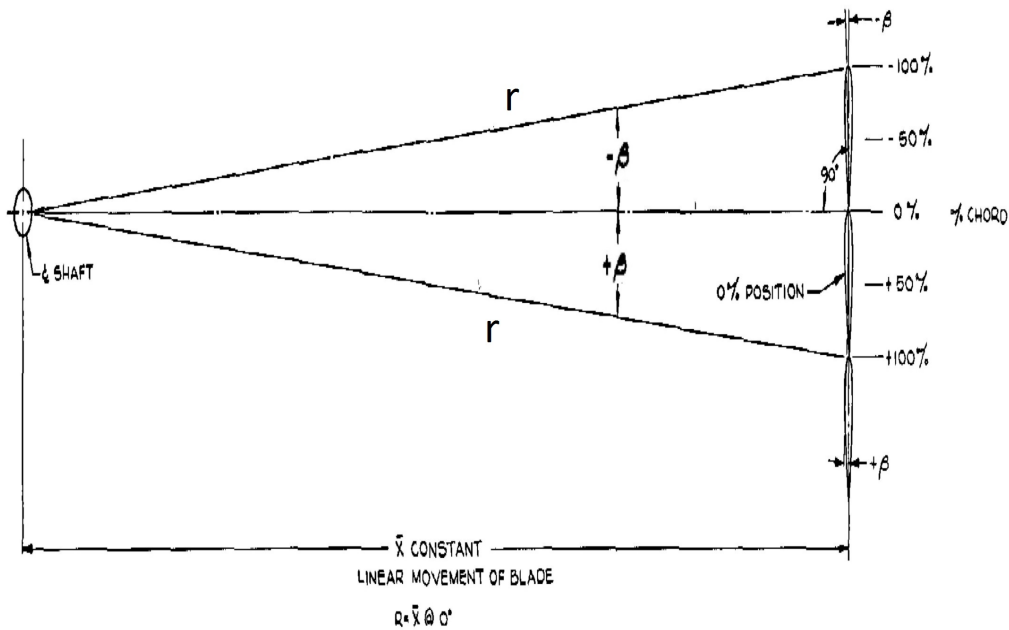


Figura 8.5: Relazione tra la posizione del profilo e l'angolo di incidenza [30](modificato)

Tenendo conto di ciò e tramite considerazioni geometriche [25] è possibile introdurre una correzione all'angolo di incidenza delle pale secondo la formula:

$$\alpha_0 = \tan^{-1} \left(\frac{0,4 c}{r} \right) \quad (8.5)$$

Ciò permette di ottenere risultati più precisi, con un coefficiente di potenza massimo pari a 0,347, che differisce del 5% al valore sperimentale e un λ pari a 5,5. La differenza tra i due calcoli evidenzia l'importanza dell'effetto che la traiettoria non rettilinea ha sul comportamento aerodinamico dei profili.

Analoghi risultati si hanno per il caso in cui la turbina ha 3 pale.

In entrambi i casi il coefficiente di potenza è sottostimato nella zona a basso TSR, dove i fenomeni di stallo dinamico sono più importanti.

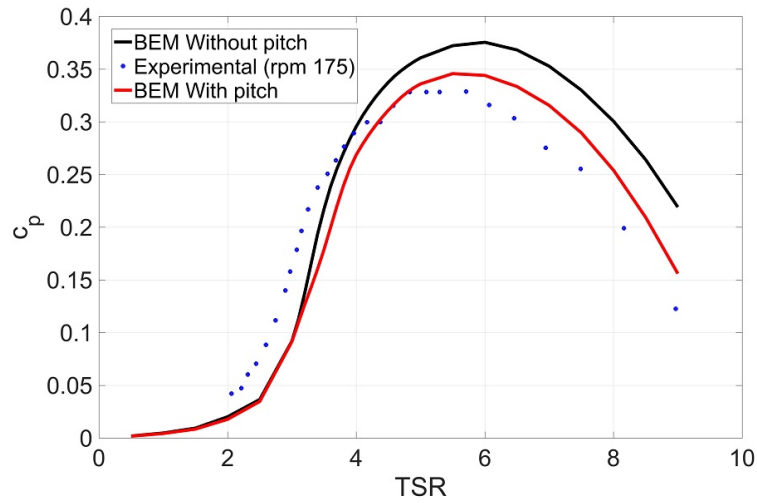


Figura 8.6: Andamento del coefficiente di potenza per Sandia bipala 5m a 175 rpm (curva nera continua: valori numerici con incastro del profilo a 0%, curva blu a puntini: dati sperimentali tratti da [10], curva rossa continua: valori numerici con incastro del profilo al 40%)

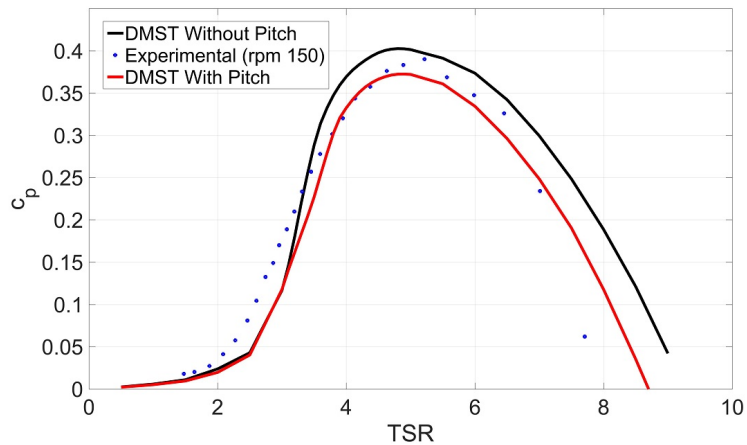


Figura 8.7: Andamento del coefficiente di potenza per Sandia tripala 5m a 150 rpm (curva nera continua: valori numerici con incastro del profilo a 0%, curva blu a puntini: dati sperimentali tratti da [10], curva rossa continua: valori numerici con incastro del profilo al 40%)

8.2.3 Sandia 17 metri

Il modello Sandia 17 metri è stato progettato per studiare l'effetto sul rendimento di diversi profili e della presenza di supporti per aumentare la rigidità della struttura. Sono stati eseguiti numerosi studi con diversi profili con o senza supporti. Per la validazione del presente codice è stato eseguito un confronto tra i dati sperimentali della configurazione con profilo NACA 0012 e supporti (anch'essi costituiti da profili NACA 0012) con i dati ottenuti dal codice DMST.

La geometria è in questo caso fornita [29]: L'altezza è 17 metri, il raggio massimo 8,36 metri e la corda 61,2 centimetri. Sia i montanti che le pale hanno una sezione NACA 0012. La torre ha un diametro di 50 centimetri. Nel report viene considerato un vento di forma esponenziale con esponente 0,1, così che:

$$\frac{V_{\infty_1}}{V_{\infty_2}} = \left(\frac{H_1}{H_2}\right)^{0,1} \quad (8.6)$$

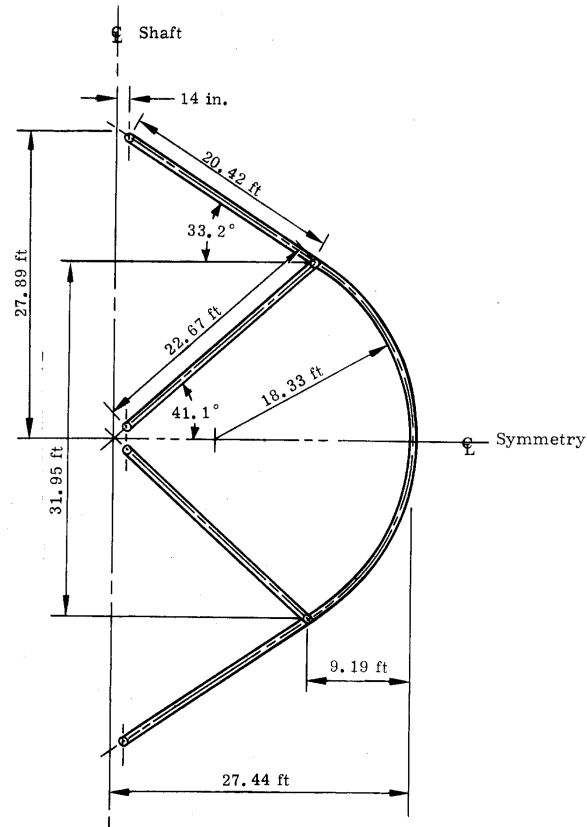


Figura 8.8: Sandia 17m, geometria [29]

Sandia 17m	
H	17 m
R	8,36 m
N	2
Profilo	NACA 0012 / NACA 0015
Forma	dritto/circolare
Struts	NACA0012/ non presenti
Corda	53,34 cm / 61,2 cm
Solidità	0,14
Area	187,1 m ²
Diametro torre	0,5 m
Rpm	29,6 ÷ 52,5

Tabella 8.3: Sandia 17 metri [29]

I risultati differiscono del 5% nel valore del coefficiente di potenza massimo, il quale è leggermente sovrastimato (0,3788 rispetto a 0,3599 sperimentale), nonostante vengano considerate anche le perdite aerodinamiche dovute ai supporti.

Ad alti valori di TSR il c_P ottenuto sperimentalmente diminuisce molto più velocemente di quello ottenuto numericamente. La motivazione è che all'aumentare del TSR le ipotesi del modello BEM perdono di validità, poiché il fattore di induzione assiale supera il valore 0,5 [31] e il coefficiente di potenza viene sovrastimato [19].

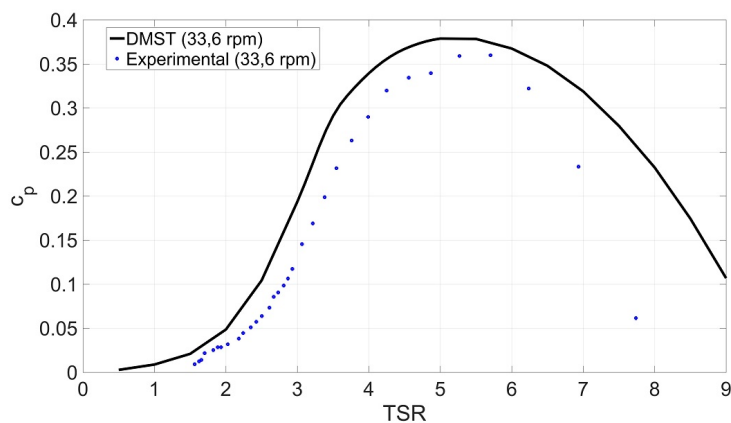


Figura 8.9: Andamento del coefficiente di potenza per Sandia bipala 17m a 33,6 rpm (curva nera continua: valori numerici con incastro del profilo a 40%, curva blu a puntini: dati sperimentali tratti da [29])

8.2.3.1 Coppia

Oltre alla potenza è importante poter stimare in modo accurato le forze istantanee agenti sulle pale, sia per permettere uno studio dinamico sia per poter stimare i carichi e dimensionare la struttura. Un'accurata previsione della potenza non implica necessariamente una buona previsione dei carichi istantanei, per questo la validazione "sui carichi" è importante quanto la validazione "sulla potenza". Per la turbina Sandia 17 metri sono disponibili dati della coppia in funzione dell'angolo di azimuth in diverse condizioni operative [32]. I dati si riferiscono in questo caso alla configurazione con profilo NACA 0015 senza montanti. Oltre ai dati sperimentali vengono forniti dei dati calcolati con un metodo DMST analogo al codice sviluppato per questo lavoro. I dettagli di questo codice non sono però noti. In particolare non è noto come venga calcolato il numero di Reynolds, utilizzando la velocità

relativa o soltanto la velocità di rotazione della turbina e se siano considerati altri effetti secondari. Questo comporta una differenza tra i valori numerici forniti dai due codici.

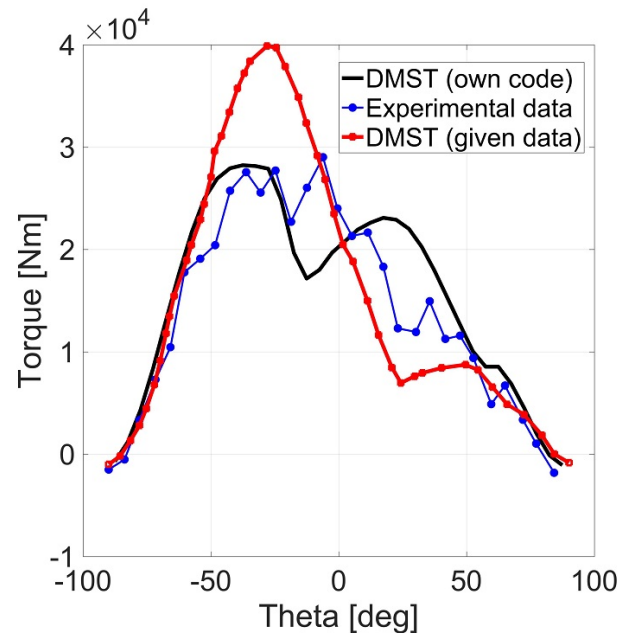


Figura 8.10: Coppia in funzione dell'angolo di azimuth per Sandia bipala 17 m a 50,6 rpm e TSR 2,5 (curva nera continua: valori numerici, curva blu valori sperimentali da [32], curva rossa valori numerici forniti in [32])

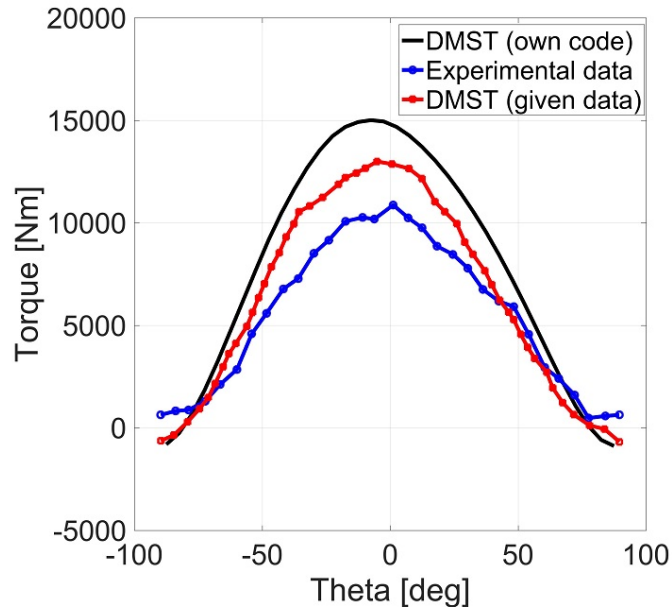


Figura 8.11: Coppia in funzione dell'angolo di azimuth per Sandia bipala 17 m a 50,6 rpm e TSR 4,5 (curva nera continua: valori numerici, curva blu valori sperimentali da [32], curva rossa valori numerici forniti in [32])

8.2.4 Sandia 34 metri

La turbina Sandia 34 metri è stata progettata dai laboratori Sandia per poter condurre studi sulla dinamica strutturale, l'aerodinamica, la fatica e il controllo.

Il rotore ha un diametro di 34 metri, un'area spazzata di 955 metri quadrati e un rapporto diametro altezza di 1,25, opera tra i 28 e i 38 giri al minuto con una potenza nominale di 500 kW a 37,5 giri al minuto per un vento a 12,5 m/s.

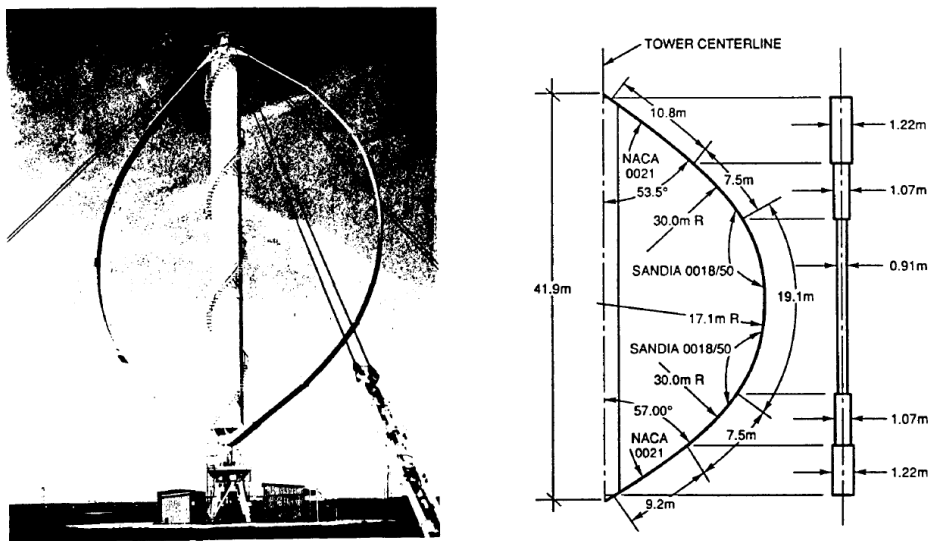


Figura 8.12: Geometria della turbina Sandia 34 metri [33]

La geometria è più complicata rispetto ai modelli precedenti, in modo da ridurre gli sforzi e massimizzare l'energia catturata [33]. In particolare vengono usati 2 profili diversi: agli estremi il NACA 0021 e nella zona equatoriale SANDIA 0018/50, una variante del NACA 0018 che fa parte di una serie di profili NLF (natural laminar flow) sviluppata dai laboratori Sandia.



Figura 8.13: Confronto tra geometria NACA0018 e SANDIA 0018/50 [34]

La corda delle pale non è costante ma è maggiore alle estremità, più soggette agli sforzi, mentre nella sezione centrale la corda è inferiore.

Anche in questo caso sono fornite le dimensioni della torre ed è quindi possibile modellarne l'effetto sulla sezione sottovento.

Non è noto l'andamento del wind shear durante i test, per tale motivo viene utilizzato un valore tipico 1/7 [35] per l'esponente del rapporto tra le altezze:

$$\frac{V_{\infty 1}}{V_{\infty 2}} = \left(\frac{H_1}{H_2} \right)^{\frac{1}{7}} \quad (8.7)$$

Sandia 34m	
H	41,9 m
R	17,1 m
N	2
Profilo	NACA 0021 / SANDIA 0018/50
Forma	vedi fig 8.12
Corda	0,91 / 1,07 / 1,22 m
Solidità	0,13
Area	955 m ²
Diametro torre	3 m
Rpm	28 ÷ 38 rpm

Tabella 8.4: Sandia 34 metri [33]

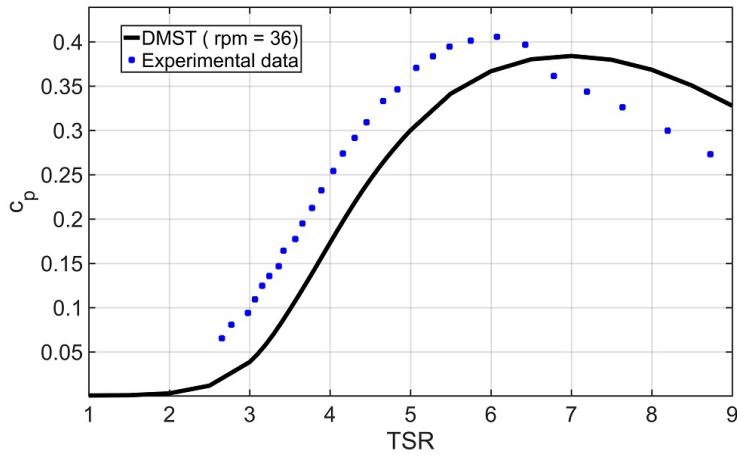


Figura 8.14: Andamento del coefficiente di potenza per Sandia bipala 34m a 36 rpm (curva nera continua: valori numerici con incastro del profilo a 40%, curva blu a puntini: dati sperimentali tratti da [33])

In questo caso il coefficiente di potenza, pari 0,384, differisce del 6,6% dal valore sperimentale. Il valore del λ a cui l'ottimo viene raggiunto viene sovrastimato del 16%.

8.3 Limiti e possibili miglioramenti del codice

I test eseguiti sui modelli a disposizione danno risultati che differiscono di circa il 7% nel valore massimo del coefficiente di potenza. Questa discrepanza può essere dovuta all'incertezza dei dati sperimentali, ma è anche vero

che il modello DMST ha alcuni limiti che vanno sempre tenuti presenti. In particolare quando i carichi diventano elevati (ovvero in situazioni in cui il prodotto solidità-TSR aumenta) le previsioni diventano meno accurate [31]. Ciò è particolarmente evidente dalla discrepanza tra i risultati numerici e i dati sperimentali per valori elevati del TSR.

Altri codici, come ad esempio il codice CACTUS Sandia, basato su metodo a vortici, forniscono risultati più precisi ma hanno una maggiore complessità e richiedono costi computazionali molto maggiori, poiché considerano anche la presenza della scia vorticoso e dell'interazione tra le pale, aumentando il numero di equazioni da risolvere a ogni passo temporale [19].

Nonostante i limiti appena elencati, in una fase preliminare di progetto come quella attuale in cui è necessario eseguire numerose simulazioni i modelli BEM risultano preferibili [6].

È possibile migliorare il codice introducendo correzioni per i fenomeni secondari. In particolare è auspicabile trovare metodi correttivi adeguati per le forze aerodinamiche dei profili che hanno una traiettoria curvilinea. Importanti sono anche i fenomeni di stallo dinamico e il calcolo della deviazione dei tubi di flusso a causa delle forze laterali.

È però fondamentale mantenere i costi computazionali il più bassi possibile, poiché il codice è pensato per essere utilizzato per un'analisi dinamica della turbina.

Capitolo 9

Controllo

Fondamentale per il progetto di un generatore eolico è il sistema di controllo, il quale ha più compiti, tra i quali:

- Controllare la coppia del generatore, in modo da ottimizzare la potenza generata.
- Permettere l'avviamento della turbina.
- Proteggere la turbina da overspeed.
- Ridurre i carichi.
- Arrestare la turbina in caso di venti molto forti.
- Aumentare le prestazioni.

Il controllo può avvenire in più modi. Nei generatori ad asse orizzontale moderni tipicamente il controllo è sia di tipo aerodinamico, variando l'inclinazione delle pale, sia elettrico, agendo sul funzionamento del generatore. In aggiunta si hanno altri meccanismi di sicurezza, come freni aerodinamici o meccanici.

Nei generatori ad asse verticale variare l'inclinazione delle pale può essere più complicato, soprattutto per modelli a pale curve. Gli altri sistemi per regolare la potenza o la velocità di rotazione, come spoiler o freni meccanici, risultano meno economici.

L'autoavvio del generatore è un problema importante: i generatori ad asse verticale, a differenza di quelli ad asse orizzontale, hanno una coppia negativa ad alcuni angoli di azimuth per bassi valori di TSR. Ciò significa che,

senza un adeguato controllo, il generatore potrebbe non essere in grado di avviarsi in particolari condizioni di vento. Alcuni studi sembrano suggerire la possibilità di risolvere questo inconveniente variando l'inclinazione delle pale o utilizzando appositi profili [36] ma al momento non sono disponibili dati definitivi.

Il metodo più semplice per garantire l'autoavvio è quello di utilizzare il generatore come motore finché non viene raggiunta una velocità di rotazione sufficiente a garantire che il rotore possa generare abbastanza coppia da mantenersi in rotazione. La velocità di rotazione minima per cui la coppia generata è positiva dipende però dalla velocità del vento: per velocità del vento molto basse, se il rotore girasse troppo velocemente, si avrebbe una potenza aerodinamica nulla o addirittura negativa (figura 9.1).

È necessario controllare la velocità di rotazione in base alla velocità del vento, questo richiede l'utilizzo di sensori anemometrici. Anche disponendo di una misura della velocità del vento è necessario utilizzarla in modo corretto, filtrando adeguatamente la misura, altrimenti il rischio è quello di ridurre l'energia prodotta, poiché la turbina funzionerebbe lontano dal punto ottimale [37].

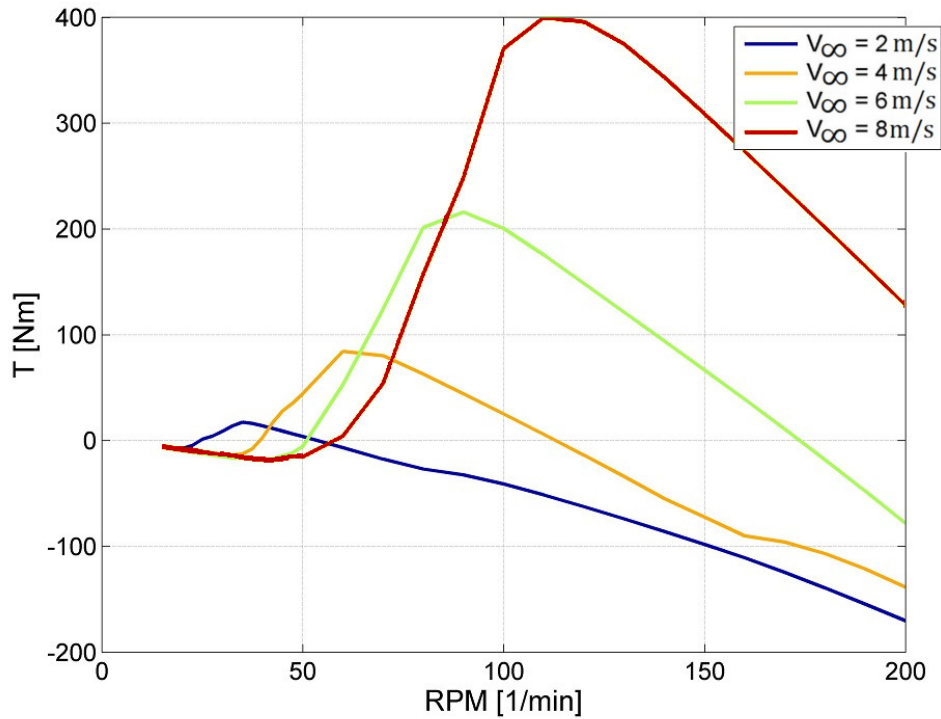


Figura 9.1: Coppia in funzione del numero di giri per un generatore bipala a pale dritte, risultati del codice DMST

9.1 Legge di controllo del generatore

In passato i generatori funzionavano quasi tutti a una velocità di rotazione fissa dal quale potevano discostarsi poco. Ciò limita notevolmente le prestazioni della turbina, che si trova a funzionare nelle condizioni di rendimento massimo solo per un determinato valore di velocità del vento. L'avanzamento dell'elettronica ha permesso di avere generatori che possono essere controllati facilmente in modo da generare la coppia elettrica desiderata. Questo permette di regolare la velocità di rotazione e ottenere il massimo delle prestazioni.

Di seguito sono elencati alcuni esempi di leggi di controllo.

9.1.0.1 Legge proporzionale

Il controllo proporzionale è uno dei più semplici possibile da realizzare: la coppia generata è data da una costante più un valore proporzionale alle differenza tra la velocità di rotazione misurata e la velocità di rotazione impostata.

$$Q_E = Q_{E_0} + k_p(\omega - \omega_c) \quad (9.1)$$

Il valore di coppia Q_{E_0} può essere fisso o variabile ed è ottenuto calcolando la coppia aerodinamica media generata in una particolare condizione di vento in condizioni ottimali. In questo modo, per la condizione di vento scelta, il generatore ruoterà alla velocità ω_c e la turbina sarà nella condizione di massimo rendimento. Per condizioni di vento diverse da quella impostata la coppia aerodinamica sarà minore, se la velocità del vento è minore del valore scelto per il calcolo di Q_{E_0} , o maggiore, se la velocità del vento è maggiore. La differenza tra coppia aerodinamica e elettrica causerà un'accelerazione o una decelerazione della turbina che, tramite il termine proporzionale nella legge di controllo, determinerà una variazione della coppia elettrica, in modo da raggiungere un valore uguale alla coppia aerodinamica.

Poiché la coppia aerodinamica prodotta dagli aerogeneratori ad asse verticale oscilla continuamente da un massimo a un minimo, che nei modelli bipala arriva zero, la turbina non si stabilizzerà mai a un valore fisso di velocità di rotazione ma continuerà a oscillare. L'ampiezza di queste oscillazioni dipende dall'inerzia del rotore ma può essere controllata tramite il valore della costante di proporzionalità k_p . Un valore elevato darà un controllo la cui coppia elettrica è molto sensibile alle variazioni della velocità di rotazione, in questo modo l'ampiezza delle oscillazioni di velocità viene ridotta, poiché la coppia elettrica varia molto per compensare la variazione della coppia aerodinamica, ma ciò porterà a oscillazioni elevate nella potenza generata.

Disponendo della misura della velocità del vento è possibile variare il valore della coppia elettrica Q_{E_0} e della velocità di rotazione riferimento ω_c per ottenere il rendimento massimo in diverse condizioni di vento.

Aggiungendo anche un termine legato alla derivata della variazione della velocità di rotazione si può ridurre le oscillazioni della potenza, ottenendo un controllore proporzionale-derivatore PD:

$$Q_E = Q_{E_0} + k_p(\omega - \omega_c) + k_d\dot{\omega} \quad (9.2)$$

9.1.0.2 Legge quadratica

Una legge molto semplice usata tipicamente negli aerogeneratori ad asse orizzontali è la legge quadratica che lega la coppia del generatore al quadrato della velocità di rotazione. La costante di proporzionalità è ottenuta imponendo il coefficiente di potenza a un valore ottimale e il corrispondente TSR. In questo modo si può calcolare la coppia aerodinamica generata nel punto ottimale. Eguagliando la coppia del generatore alla coppia aerodinamica ottimale la turbina accelererà o decelererà finché la coppia del generatore e quella aerodinamica saranno uguali e il rotore si stabilizzerà alla velocità di rotazione ottimale. Il vantaggio di questo tipo di controllo è che richiede solo la conoscenza della velocità di rotazione del rotore, che può essere misurata più facilmente rispetto alla velocità del vento.

$$Q_E = \left(\frac{1}{2} \rho R^3 A_{spazzata} \frac{C_{P_{opt}}}{TSR_{opt}^3} \right) \omega^2 = K \omega^2 \quad (9.3)$$

Gli aerogeneratori ad asse orizzontale controllati tramite questa legge non soffrono di problemi di autoavvio grazie alla particolare forma assunta dalla curva coppia-velocità di rotazione: come mostrato in figura 9.2 la coppia aerodinamica e quella ottimale del generatore si incrociano sempre dove la curva della coppia aerodinamica ha pendenza negativa, quindi il punto di intersezione è un punto stabile e la velocità di rotazione tende ad avvicinarsi al punto ottimale.

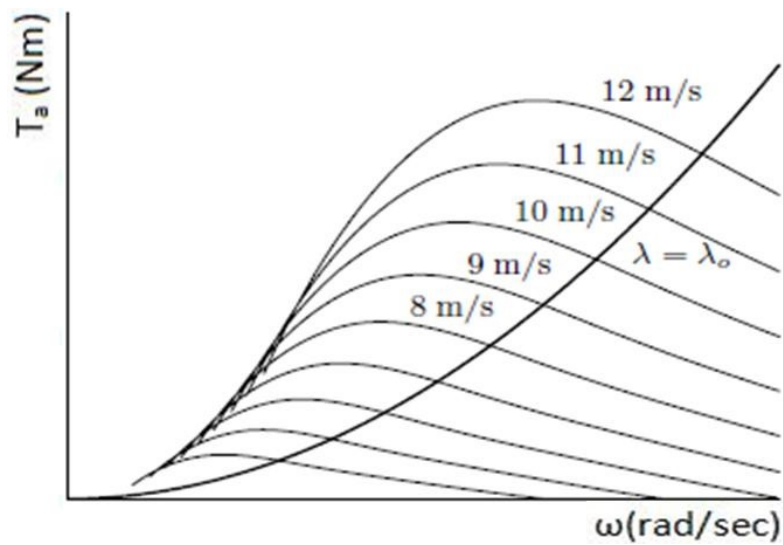


Figura 9.2: Coppia fornita da un aerogeneratore ad asse orizzontale in funzione della velocità di rotazione per diverse velocità del vento. La curva parabolica rappresenta la coppia generata in condizioni di ottimo ($\lambda = \lambda_o$) [38]

Questo non è vero per gli aerogeneratori ad asse verticale, dove a basse velocità di rotazione per alcune velocità del vento la coppia generata è al di sotto della curva e, in alcuni casi, negativa e alcuni punti di intersezione sono instabili, causando la decelerazione e l'arresto della turbina (figura 9.3). In questo caso è necessario avere una misura della velocità del vento per evitare che la turbina si discosti troppo dalle condizioni di funzionamento ottimale.

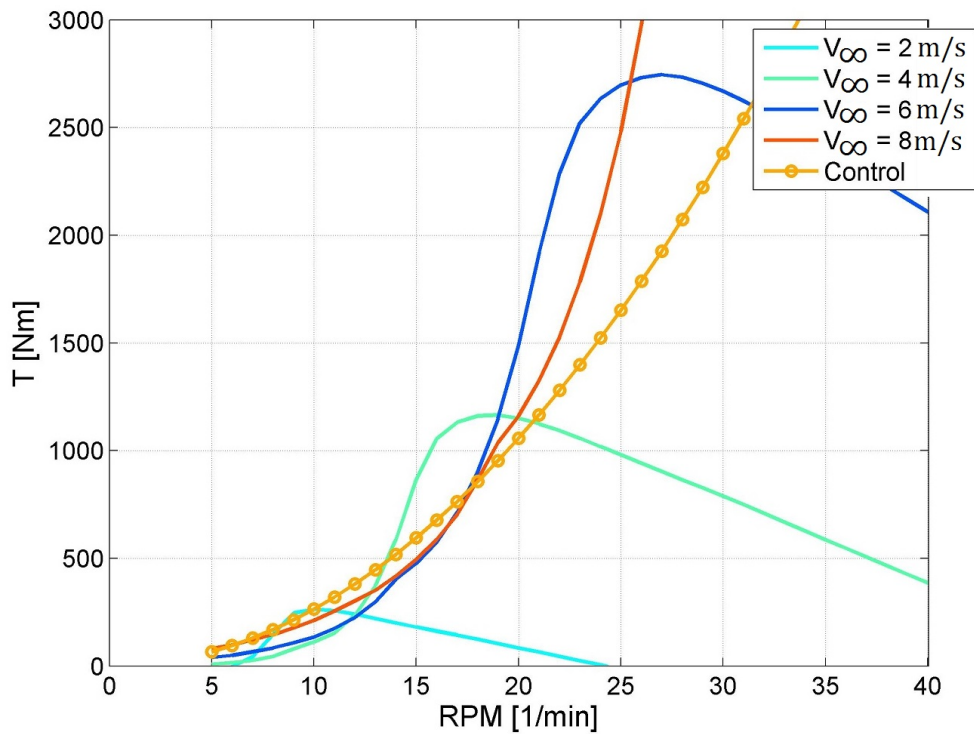


Figura 9.3: Coppia aerodinamica per la turbina ad asse verticale Sandia 17 a diversi valori di velocità del vento e curva della legge di controllo del generatore $K\omega^2$, valori calcolati tramite il codice DMST

9.1.0.3 Legge proporzionale-quadratica

La legge quadratica, per le motivazioni già elencate, non è sempre applicabile agli aerogeneratori ad asse verticale.

Una possibile soluzione è quella di combinare la legge proporzionale e quella quadratica:

$$Q_E = K \omega^2 + K_p(\omega - \omega_{opt}(V_\infty)) \quad (9.4)$$

in questo modo, qualora la turbina si dovesse discostare troppo dal valore di velocità di rotazione ottimale, il generatore compenserebbe variando la coppia generata. Il valore della velocità di rotazione ottimale è funzione dalla velocità del vento misurata, così da permettere il funzionamento in condizione ottimale per diversi valori di velocità del vento.

9.2 Controllo di passo

Il controllo di passo (o di pitch) consiste nel variare l'angolo di attacco delle pale allo scopo di aumentare i rendimenti oppure ridurre la coppia generata in caso di venti forti che potrebbero mandare in overspeed la turbina.

9.2.1 Controllo per aumentare il rendimento

Utilizzare questo controllo per aumentare il rendimento della macchina è un fattore importante nel design di questi generatori. Tuttora questo sistema è argomento di studio ed è difficile valutare a priori se sia economicamente conveniente aggiungere un meccanismo per ruotare le pale che aumenta i costi e potrebbe essere soggetto a malfunzionamenti, ma alcuni studi indicano un incremento teorico delle coefficiente di potenza del 30% [39].

9.2.2 Controllo della velocità di rotazione massima

Un requisito fondamentale per un generatore eolico è la possibilità di resistere a venti molto forti senza che la turbina si danneggi. Tipicamente il problema principale è che la coppia aerodinamica aumenta accelerando la turbina oltre il valore massimo sopportato dal generatore (overspeed).

Negli aerogeneratori ad asse orizzontale sono 3 i principali metodi di controllo della velocità di rotazione:

- Stallo passivo
- Stallo attivo
- "Pitch to feather"

Anche per gli aerogeneratori ad asse verticale esistono 3 tecniche concettualmente molto simili a quelle appena elencate, per tale motivo ci si riferirà ad esse con la stessa terminologia.

9.2.2.1 Stallo Passivo

Il metodo di controllo passivo più semplice è quello di limitare la potenza massima e la velocità di rotazione studiando con attenzione la velocità a cui le pale entrano in stallo, in modo del tutto analogo a quanto viene fatto nelle

turbine ad asse orizzontale (anche se ormai questa tecnica è quasi scomparsa nei generatori di grandi dimensioni in favore di un controllo di passo pala).

Scegliendo con cura i profili e la solidità delle pale è possibile fare in modo che, per velocità del vento elevate, e quindi TSR inferiori a quello ottimale, la coppia generata cali drasticamente, evitando l'overspeed. Questo sistema di regolazione, utilizzato nel modello Sandia 34 metri, ha il vantaggio di non richiedere l'aggiunta di nessun componente per il controllo delle pale, riducendo costi e possibilità di malfunzionamenti, ma ha anche svantaggi che potrebbero comprometterne l'economicità.

Un controllo di questo tipo non permette di regolare con precisione la potenza erogata, quindi il generatore potrebbe trovarsi in situazioni in cui la potenza è maggiore di quella nominale, se è sottodimensionato, oppure trovarsi a lavorare sempre al di sotto della potenza nominale. Questo sistema richiede che la turbina inizi a lavorare al di fuori del punto di ottimo già a velocità del vento inferiori a quella nominale, riducendo le prestazioni.

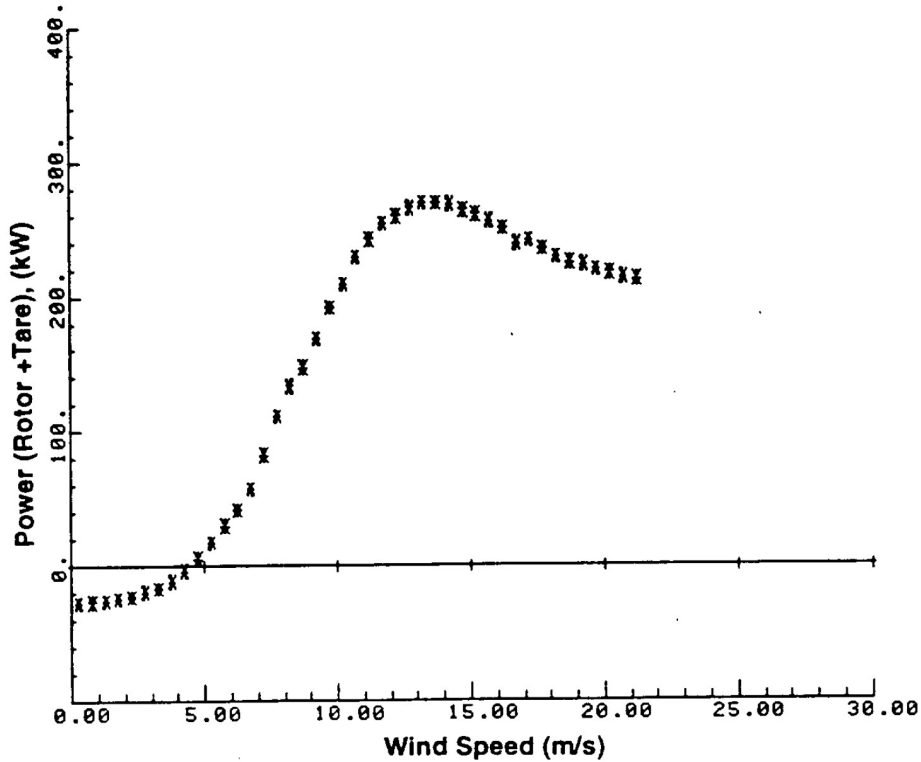


Figura 9.4: Curva P-v della turbina Sandia 34 metri con regolazione in stallo passivo [33]

Un adeguato studio della legge di controllo potrebbe rendere fattibile l'utilizzo di questo sistema, ma è comunque richiesta una conoscenza precisa delle caratteristiche reali di funzionamento della macchina e il design preliminare risulta complicato.

Nonostante sia un sistema di controllo poco efficace può essere usato in combinazione con altri sistemi di controllo attivo per facilitarne il compito.

9.2.2.2 Stallo Attivo

Lo stallo passivo ha come principale svantaggio il fatto che il passaggio dal funzionamento in condizioni ottimali al funzionamento con pale in stallo è difficile da controllare se non tramite un accurato studio delle caratteristiche aerodinamiche della macchina.

La soluzione più semplice, adottata anche negli aerogeneratori ad asse orizzontale, è quella di variare l'inclinazione delle pale per favorire lo stallo. In questo modo è possibile definire con precisione le due regioni di funzionamento: quella sottonominale, quando la velocità del vento è inferiore a quella nominale, in cui la macchina lavora al massimo del rendimento, e quella sovranominale, in cui le pale vengono inclinate per limitare la potenza prodotta e la velocità di rotazione. Il passaggio da una regione all'altra è molto meno graduale, in modo da massimizzare l'energia prodotta.

La differenza tra gli aerogeneratori ad asse orizzontale e quelli ad asse verticale è che nei primi le pale lavorano ad un angolo di incidenza pressoché costante su tutto il giro mentre nei secondi l'angolo di incidenza passa da valori positivi (nella zona sopravento) a valori negativi (nella zona sottovento). Per ottenere lo stallo delle pale in entrambe le zone del rotore bisognerebbe dare un angolo di incidenza positivo nella zona sopravento e un angolo di incidenza negativo nella zona sottovento.

Sia le simulazioni eseguite con il codice DMST sia i dati sperimentali sull'aerogeneratore Sandia 5 metri mostrano come variazioni costanti positive dell'angolo di pitch (bordo d'attacco rivolto verso la torre) riducano efficacemente il c_P massimo (figura 9.5) e la coppia generata. In questo modo solo la sezione sopravento andrà in stallo e la variazione dell'angolo di incidenza può essere costante sul giro. È quindi possibile usare un meccanismo di rotazione delle pale più lento che non richiede la conoscenza della direzione del vento.

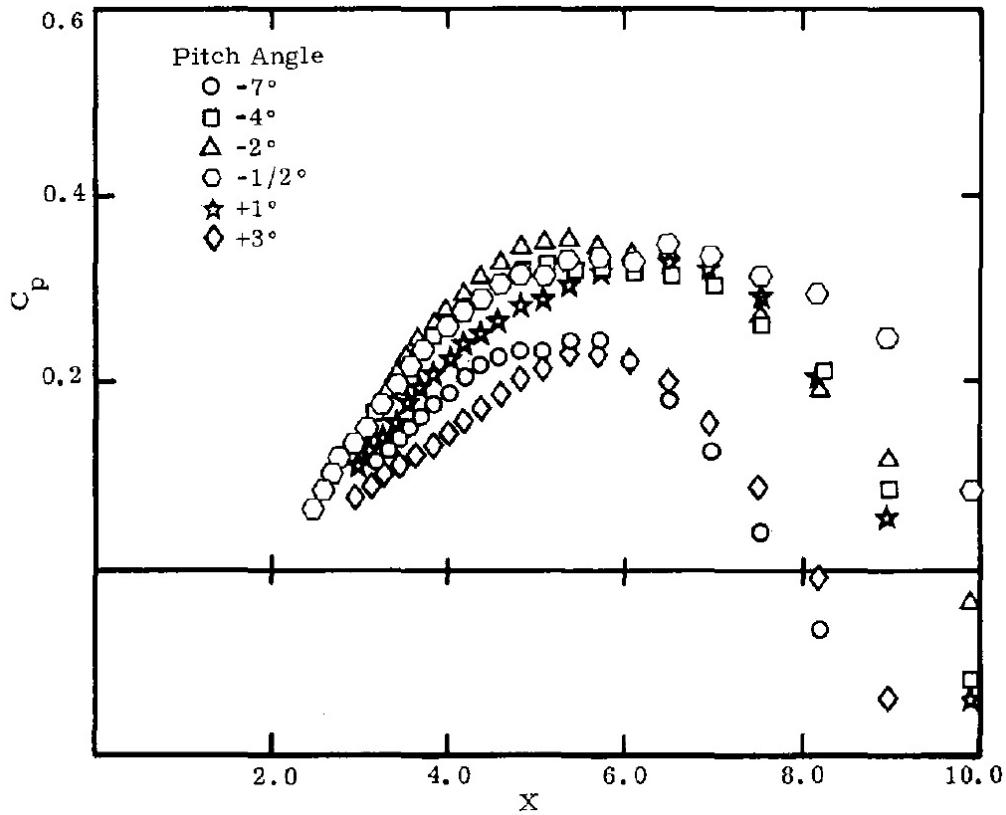


Figura 9.5: Variazione del c_P con l'angolo di pitch per una turbina Sandia 5m [30]

I limiti di questo sistema di controllo sono che lo stallo delle pale è un fenomeno poco controllabile e i carichi sulle pale non vengono ridotti ma aumentati.

9.2.2.3 Pitch to Feather

Il sistema attualmente più usato nelle turbine eoliche di grosse dimensioni è quello di ridurre l'angolo di incidenza, in modo da ridurre i carichi aerodinamici. Il vantaggio rispetto al controllo tramite stallo attivo è che in questo caso il comportamento delle pale è più facile da prevedere e controllare. Inoltre i carichi aerodinamici vengono notevolmente diminuiti.

L'unico inconveniente è che il controllo richiede di variare l'angolo di incidenza per angoli maggiori. Ciò aumenta i costi del meccanismo di rotazione

delle pale. I vantaggi economici però sono spesso maggiori degli svantaggi.

È possibile applicare lo stesso concetto anche agli aerogeneratori ad asse verticale. In questo caso però è necessario avere un controllo che vari molto velocemente l'inclinazione delle pale durante il giro. La legge più semplice è quella che lega l'angolo di inclinazione al coseno dell'angolo di azimuth.

Le simulazioni effettuate mostrano una notevole diminuzione dei carichi sulle strutture. Sfortunatamente sono richieste variazioni dell'angolo di incidenza da valori superiori a 20 gradi a valori inferiori a -20.

I costi di un sistema di controllo in grado di ruotare le pale fino a più di 40 gradi con una frequenza pari a quella di rotazione del rotore sono difficili da stimare ma sicuramente molto elevati. Un fattore positivo è però che una volta implementato un sistema di questo tipo è possibile utilizzarlo anche per aumentare i rendimenti della turbina a velocità inferiori a quella nominale. Inoltre è possibile ruotare solo alcune sezioni della pale, ad esempio solo le estremità superiori, in modo da ridurre i costi del controllo.

Anche in questo caso non è possibile stabilire a priori quale sistema sia migliore o peggiore ma è necessaria un'attenta valutazione dei costi e dei guadagni.

9.2.3 Pitch passivo

Tra le possibilità di controllo vi è anche quella di lasciare le pale libere di ruotare, aggiungendo molle studiate in modo che a velocità di rotazioni vicine alla frequenza caratteristica le pale ruotino fuori fase limitando la coppia generata. Alcuni studi suggeriscono che questi modelli potrebbero anche essere in grado di autoavviarsi [40] ma sono necessari ulteriori ricerche sulle possibili potenzialità.

9.3 Meccanismo di arresto per venti estremi

In caso di venti molto forti, tipicamente valori superiori a 25 m/s, i carichi sulla struttura diventano enormi e dimensionare i componenti per sopportare tali carichi avrebbe un costo esorbitante, per tale motivo le moderne turbine ad asse orizzontale vengono "parcheggiate", inclinando le pale di 90 gradi in modo da generare forze aerodinamiche che portano il rotore a fermarsi.

È possibile rallentare la turbina in tre modi diversi:

- aumentando la coppia elettrica del generatore.

- utilizzando freni meccanici.
- modificando l'inclinazione delle pale per generare una coppia aerodinamica negativa.

Spesso uno solo di questi sistemi da solo non è sufficiente a ottenere l'arresto della turbina, in particolare utilizzando il generatore per frenare la turbina causa un picco di potenza assorbita che può danneggiare il generatore stesso, mentre i freni dovrebbero essere enormi per garantire l'arresto veloce e generare abbastanza coppia, per questo spesso vengono usati solo in caso di emergenza. L'arresto inclinando le pale è il sistema preferito negli aerogeneratori ad asse orizzontale. Il suo principale difetto è il fatto che non può essere applicato in modo immediato ma presenta un certo ritardo.

Per le turbine ad asse verticale esistono diverse possibilità: oltre al fermare la turbina è possibile farla ruotare a velocità molto basse. Alcuni studi suggeriscono che lasciare ruotare la turbina permette di evitare la vibrazione delle pale dovute a instabilità [41].

Le forze agenti sulle pale dipendono dall'angolo di azimuth, per tale motivo è necessario garantire che l'arresto avvenga per qualsiasi direzione del vento poiché, per determinate direzioni di provenienza del vento, le pale sarebbero comunque soggette a carichi elevati e, senza un meccanismo di freno, la turbina potrebbe riprendere a ruotare.

È importante notare che inclinare le pale di 90 gradi è efficace nel generare una coppia aerodinamica negativa per frenare la turbina, ma una volta ferma le pale andrebbero riportate in una posizione di incidenza nulla, altrimenti la turbina potrebbe iniziare a ruotare in senso opposto. Dei freni meccanici che bloccano la turbina sono comunque indispensabili.

9.4 Controllo della geometria del rotore

Per fare fronte al problema dell'autoavvio sono stati progettati turbine che sono la combinazione tra un rotore Savonius e un rotore Darrieus. La presenza del rotore Savonius permette di generare una coppia a TSR minori di uno e garantisce l'avvio della turbina. Lo svantaggio è che una volta che la turbina raggiunge TSR maggiori di uno il rotore Savonius produce una coppia negativa e le prestazioni complessive risultano inferiore a quelle di una turbina solo Darrieus. Per risolvere questo inconveniente sono stati pensati diversi meccanismi che variano la geometria del rotore, ritirando le pale del

rotore Savonius raggiunta la velocità di rotazione fissata, oppure utilizzando pale in grado di aprirsi (figura 9.6).

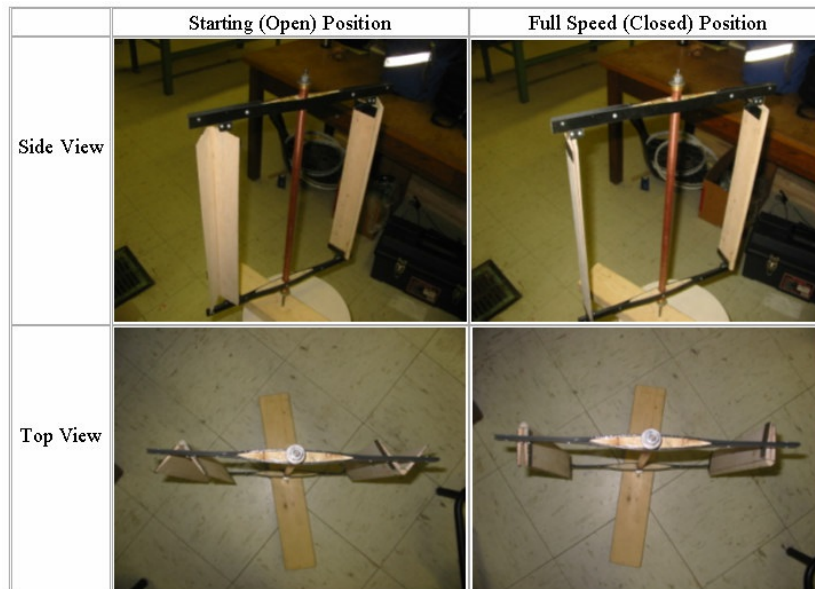


Figura 9.6: Semplice esempio di pale a geometria variabile per l'autoavvio [42]

Questi metodi sono interessanti ma difficili da simulare numericamente.

9.5 Freni aerodinamici

Oltre al già citato controllo tramite variazione dell'angolo di incidenza, esistono altri meccanismi di frenata aerodinamica che permettono di controllare o frenare il rotore per evitare che si danneggi in situazioni di vento estremo. I più comuni sistemi di frenata aerodinamica usati negli aerogeneratori ad asse orizzontale sono gli spoilers o gli alettoni. Questi sistemi hanno l'inconveniente di aumentare i carichi sulle pale invece che ridurli, come avviene se si ruotano le pale in una condizione di minore angolo di incidenza. Oltre a questo, in condizioni di stallo questi meccanismi perdono di efficacia, poiché la zona attiva viene avvolta dalla zona di ricircolo. Questo è particolarmente problematico negli aerogeneratori ad asse verticale, dove l'angolo di attacco può passare da valori positivi oltre stallo a valori negativi oltre stallo. Per questo motivo negli aerogeneratori verticali spesso è necessario utilizzare questi sistemi in coppia su ogni pala, uno posizionato da un lato e uno

posizionato dall'altro del profilo, in modo che si attivino alternativamente in base alla variazione dell'angolo d'attacco sul giro.

Alcuni esempi a titolo illustrativo sono presentati in figura 9.7 e figura 9.8.

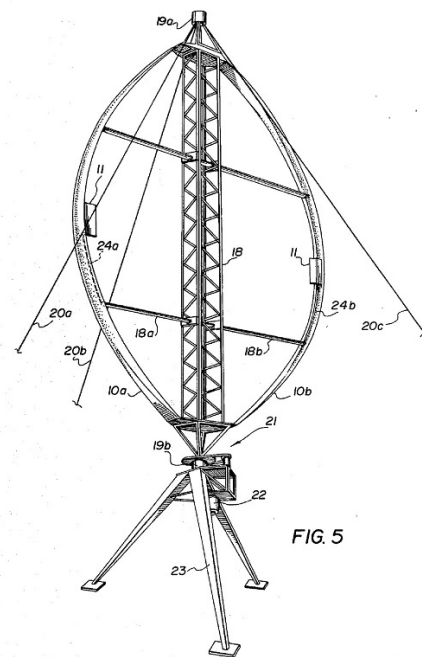
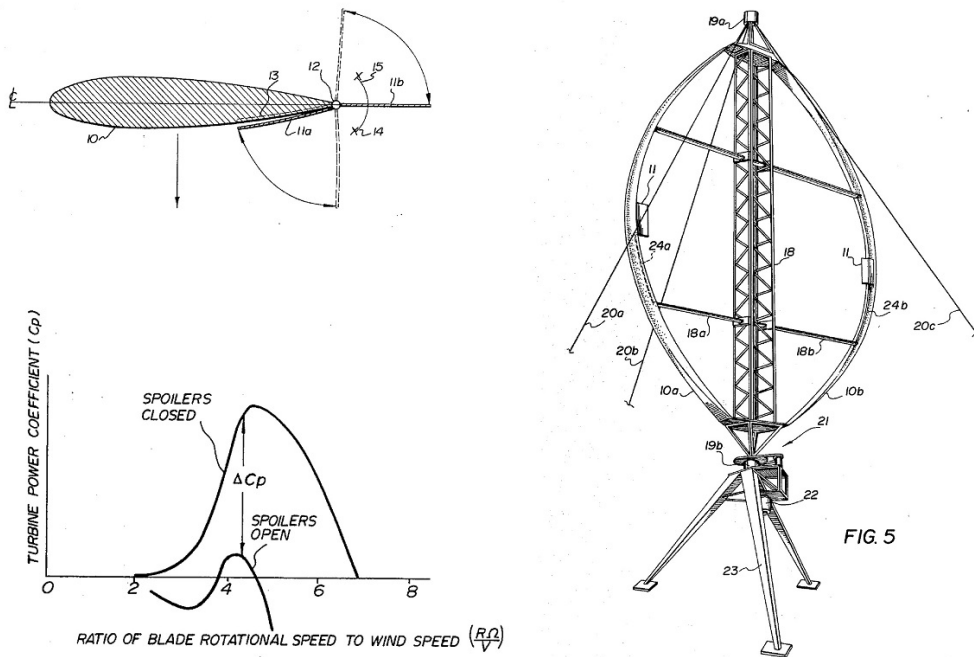


Figura 9.7: Esempio di possibile applicazione di spoiler per protezione da overspeed (U.S. Patent[43])

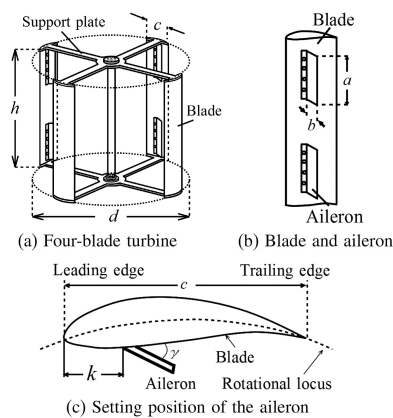


Figura 9.8: Esempio di possibile applicazione di alettoni[44]

Progettare turbine che usino meccanismi che variano le caratteristiche aerodinamiche delle pale è complicato dal fatto che i metodi computazionali utilizzati si basano su profili con polari note, quindi non è possibile modellare la presenza di spoiler e superfici mobili senza dei dati sperimentali.

Capitolo 10

Simulazione dinamica

Prima di procedere al confronto tra aerogeneratori ad asse verticale e orizzontale è opportuno stabilire quale sia la configurazione migliore per un aerogeneratore ad asse verticale. Oltre a dover stabilire quale sia il meccanismo di regolazione della potenza generata migliore è importante determinare quale sia la geometria migliore.

Alcuni fattori di cui tenere conto nel progetto sono:

- Area spazzata.
- Geometria del rotore.
- Rapporto Altezza/Diametro (H/D).
- Solidità.
- Profili delle pale e dei supporti.
- Dimensionamento della struttura.

Oltre ai fattori geometrici è fondamentale la scelta della legge di controllo del generatore, che deve favorire il funzionamento più vicino all'ottimo in zona sottonominale, il sistema di regolazione della velocità di rotazione e il sistema di arresto per venti estremi.

Tramite il codice descritto nel capitolo 8 basato sul modello DMST sono state eseguite simulazioni dinamiche variando ciascuno di questi parametri geometrici e applicando diverse leggi di controllo, al fine di stabilire l'effetto sulle prestazioni e sui carichi strutturali.

10.1 Area spazzata e geometria del rotore

Escludendo i modelli dalla geometria particolare, come ad esempio geometrie a V, e i modelli Darrieus troposkien, efficaci dal punto di vista della distribuzione degli sforzi ma limitati nel coefficiente di potenza e nella possibilità di ruotare le pale, la scelta è stata ristretta a modelli H Darrieus.

L'area spazzata viene ottenuta imponendo la potenza nominale e la velocità a cui questa potenza viene raggiunta, noto il coefficiente di potenza massima. Poiché allo stato attuale delle cose i rendimenti degli aerogeneratori ad asse verticale sono inferiori a quelli degli aerogeneratori ad asse orizzontale l'area spazzata dovrà essere maggiore per consentire di catturare la stessa quantità di energia.

10.2 Rapporto altezza diametro H/D

Fissata l'area spazzata sono disponibili due gradi di libertà, altezza H e diametro D, che possono essere variati arbitrariamente per ottenere l'area desiderata. Diversi rapporti altezza/diametro modificano i rendimenti e il peso della struttura a parità di area spazzata.

La scelta non è banale ma è possibile tenere conto di alcune indicazioni che possono semplificare la decisione finale:

- Un rapporto H/D basso (quindi un rotore di raggio maggiore):
 - permette di avere rendimenti maggiori a parità di solidità grazie al numero di Reynolds maggiore (La velocità del vento rimane uguale ma un raggio maggiore comporta una corda maggiore).
 - permette di abbassare la velocità di rotazione della turbina, riducendo i carichi dovuti a forze centrifughe.
 - determina pale corte, meno soggette a sforzi flessionali.
 - consente di avere una corda maggiore, e quindi pale con una maggiore rigidità strutturale a parità di peso.
- Un rapporto H/D elevato:
 - riduce la lunghezza dei supporti, riducendo perdite aerodinamiche.
 - riduce la lunghezza dei supporti, riducendo gli sforzi flessionali dovuti al peso delle pale.

- per modelli con più di un montante permette di ridurre la somma delle lunghezze di pale e supporti.

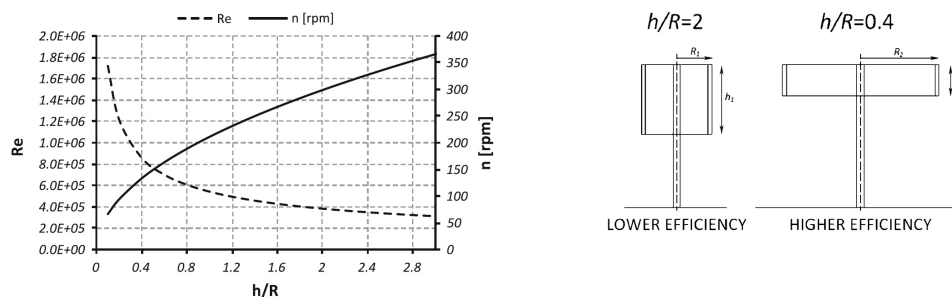


Figura 10.1: Effetto del rapporto H/D sul numero di Reynolds [45]

Oltre a queste considerazioni, è necessario tenere presenti alcuni limiti logistici: un raggio troppo elevato può comportare pale con una corda troppo grande, tale da renderle impossibili da trasportare su strade comuni. Allo stesso modo, pale troppo lunghe possono essere difficili da costruire e trasportare. In questo caso però è importante notare la possibilità di dividere le pale in due o tre segmenti che vengono giuntati in corrispondenza dei supporti, dove dovrebbero anche alloggiare i meccanismi di rotazione delle pale stesse.

Data l'area spazzata è possibile calcolare il rapporto H/D che minimizza la lunghezza totale della struttura, data dalla somma delle lunghezze di pale e supporti. Questa configurazione potrebbe permettere di ridurre la massa totale di materiale utilizzato ma ciò non è garantito, poiché potrebbe non essere la più adatta a sopportare i carichi.

Come mostrato in figura 10.2 il rapporto H/D che riduce la lunghezza delle pale dipende dal tipo di struttura scelto, in questo caso con uno o due supporti. La configurazione con un solo supporto sembra essere migliore, perché riduce la lunghezza delle pale e le perdite aerodinamiche, ma è molto più soggetta a sforzi flessionali e richiede che i supporti siano molto più rigidi, così come le pale, e per turbine di grandi dimensioni non è un'opzione valida. La configurazione con due pale richiede una torre di altezza maggiore ma permette di ridurre notevolmente gli sforzi nella struttura. Sono possibili altre configurazioni, ad esempio con un supporto orizzontale e un montante obliquo.

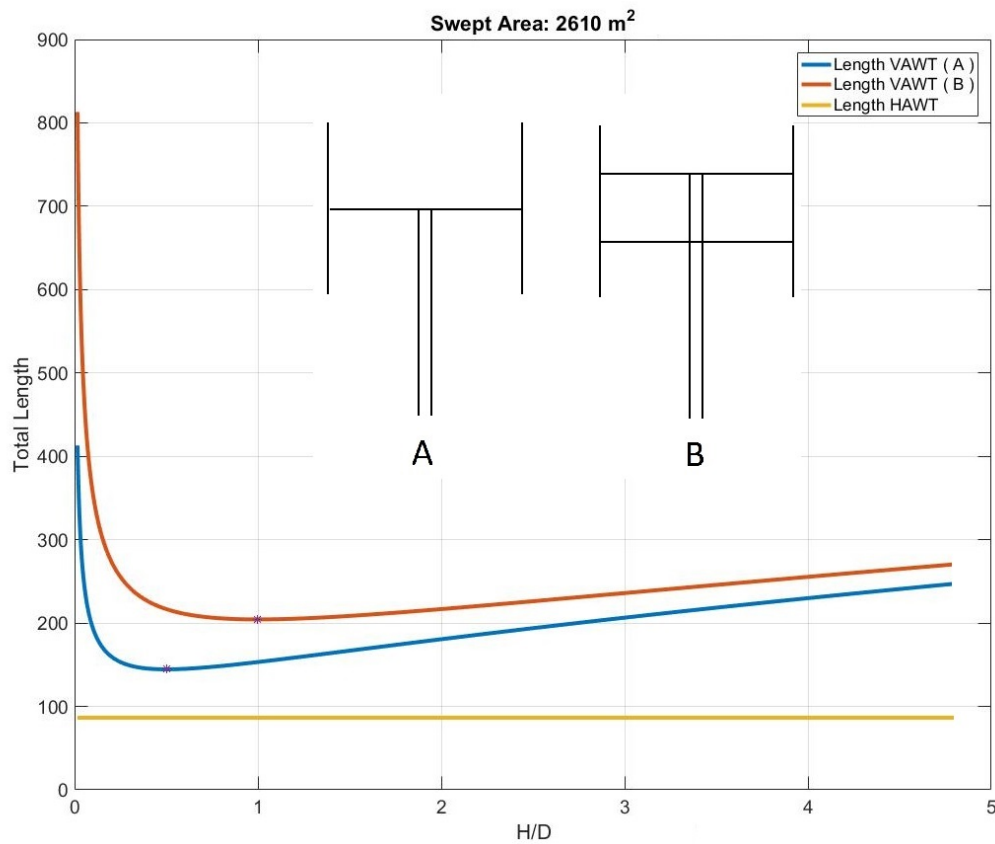


Figura 10.2: Lunghezza totale per due differenti strutture e per un modello HAWT a parità d'area spazzata

10.3 Solidità

La solidità è definita come:

$$\sigma = \frac{N c L}{S} \quad (10.1)$$

con N numero di pale, c corda massima, L lunghezza delle pale e S area spazzata.

Nel caso di turbine a pale dritte la formula può essere scritta come:

$$\sigma = \frac{N c}{D} \quad (10.2)$$

dove D è il diametro della turbina.

È subito possibile fare alcune considerazioni: turbine con un'elevata solidità hanno profili con una corda maggiore. Questa permette di distribuire la struttura più lontana dall'asse elastico e avere maggior rigidezza a parità di peso.

Aumentando la solidità i rendimenti tendono a crescere e il TSR ottimale a diminuire, fino a raggiungere un ottimo e poi diminuire. Nel caso di un aerogeneratore a pale dritte con profili NACA0018 il massimo fornito dal modello DMST si ottiene per una solidità pari a circa 0,3 (figura 10.3).

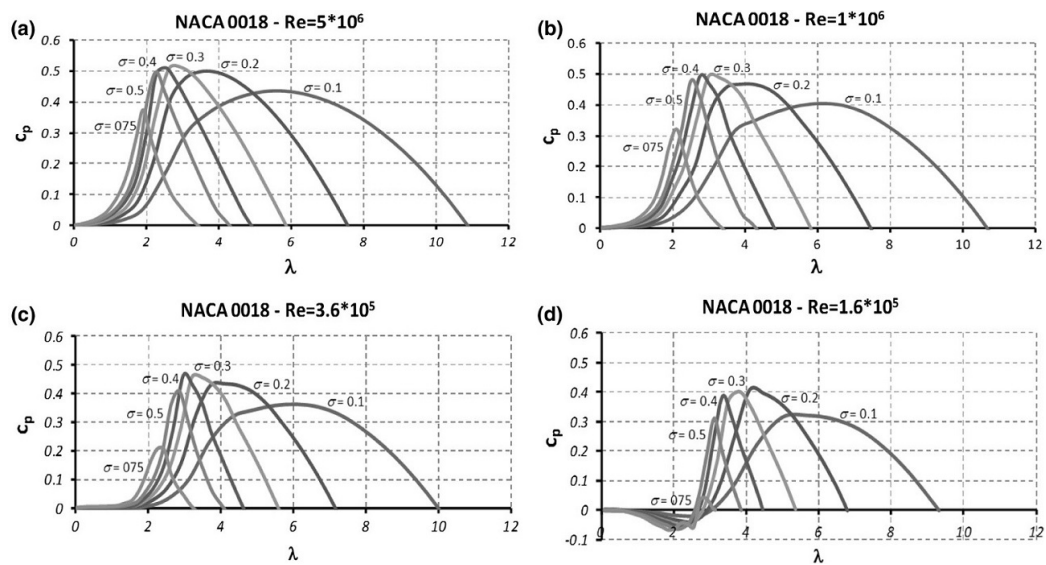


Figura 10.3: Effetto della solidità per diversi numeri di Reynolds, valori numerici DMST [45]

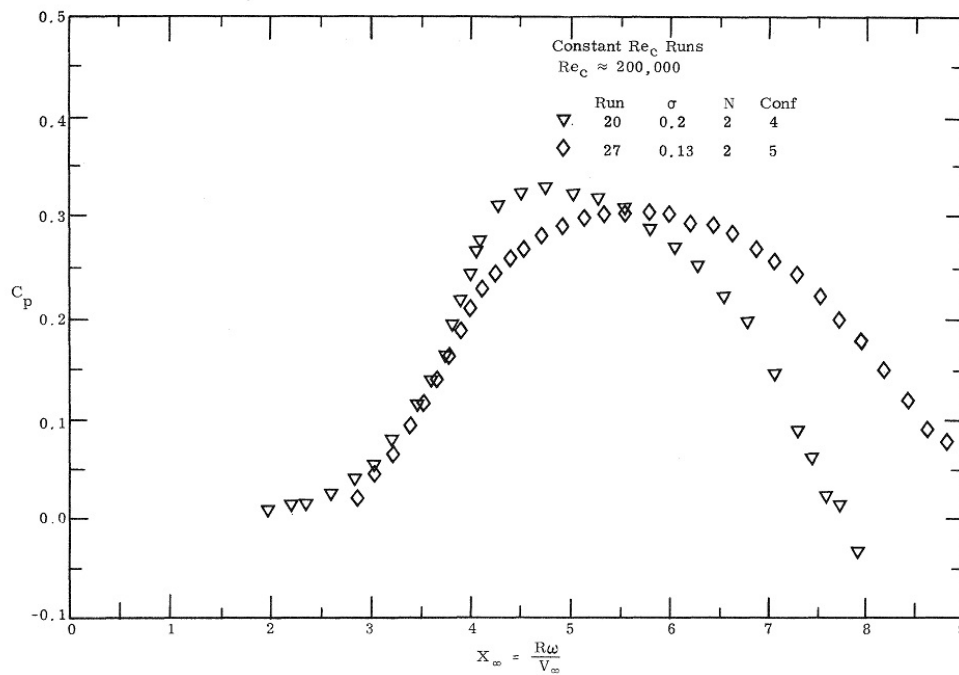


Figura 10.4: Confronto delle prestazioni di una turbina Sandia 2 metri a diverse solidità, valori sperimentali [46]

10.4 Profili delle pale

La scelta del profilo delle pale influisce notevolmente sulle prestazioni della turbina. Attualmente non sono disponibili numerosi profili studiati appositamente per le turbine ad asse verticale, quindi la maggior parte degli studi utilizzano profili simmetrici della serie NACA00xx, dei quali sono disponibili le polari per tutti gli angoli di incidenza. Tra i profili studiati appositamente per essere applicati sulle turbine Darrieus vi è il profilo SAND 0018/50, un profilo Natural Laminar Flow utilizzato sulla turbina Sandia 34 in combinazione con profili NACA0021, in modo da ottenere una regolazione della velocità massima di rotazione tramite stallo passivo.

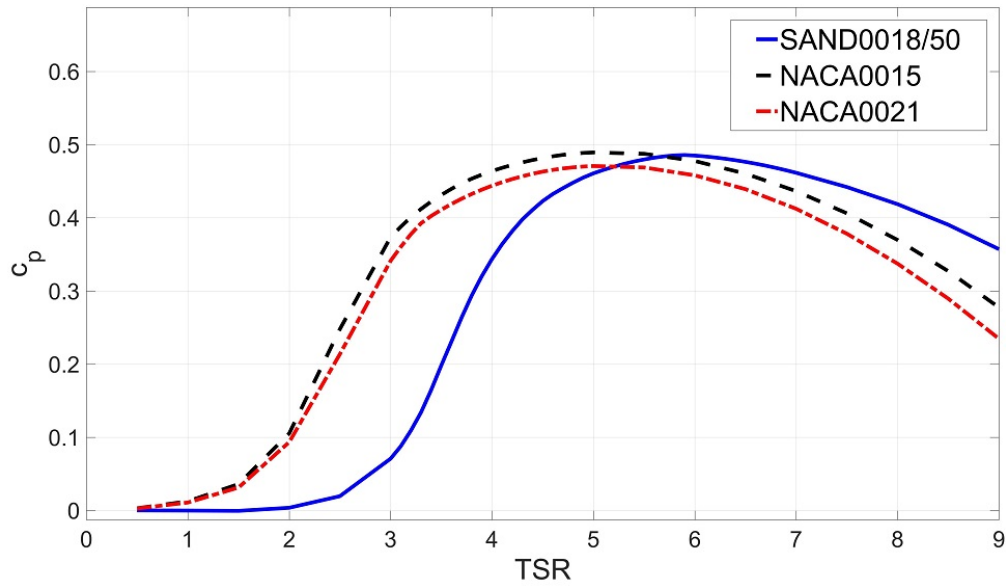


Figura 10.5: Confronto del coefficiente di potenza in funzione del TSR per differenti profili, risultati dal codice DMST

A Reynolds elevati i profili Natural Laminar Flow hanno prestazioni migliori dei profili NACA, inoltre il profilo Sandia ha efficienza massima a circa 5 gradi (a differenza dei profili NACA che hanno il massimo di efficienza a circa 8 gradi) e stallano prima, determinando uno spostamento della curva C_p -TSR verso destra, poiché a TSR maggiori le variazioni dell'angolo di incidenza durante il giro sono inferiori.

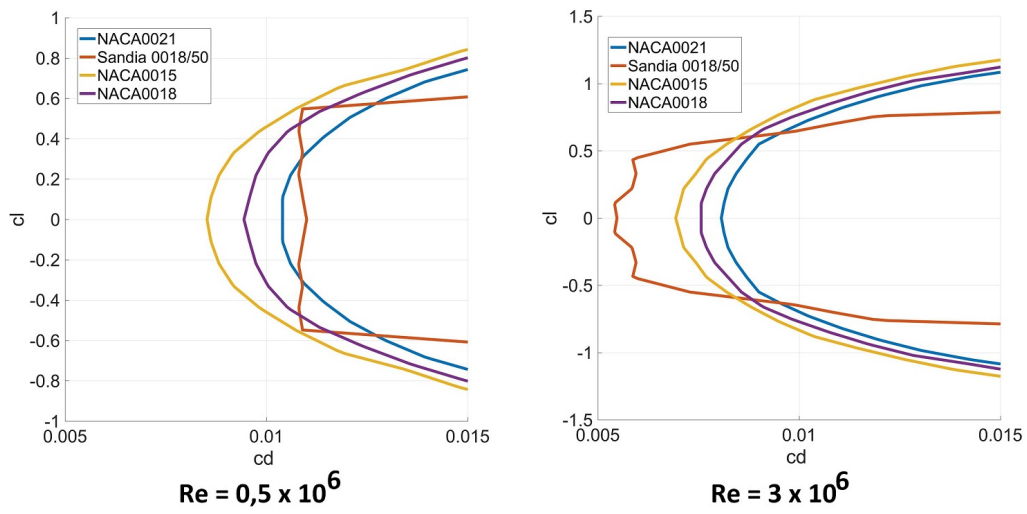


Figura 10.6: Confronto delle polari per profili NACA e il Profilo Sandia 0018/50

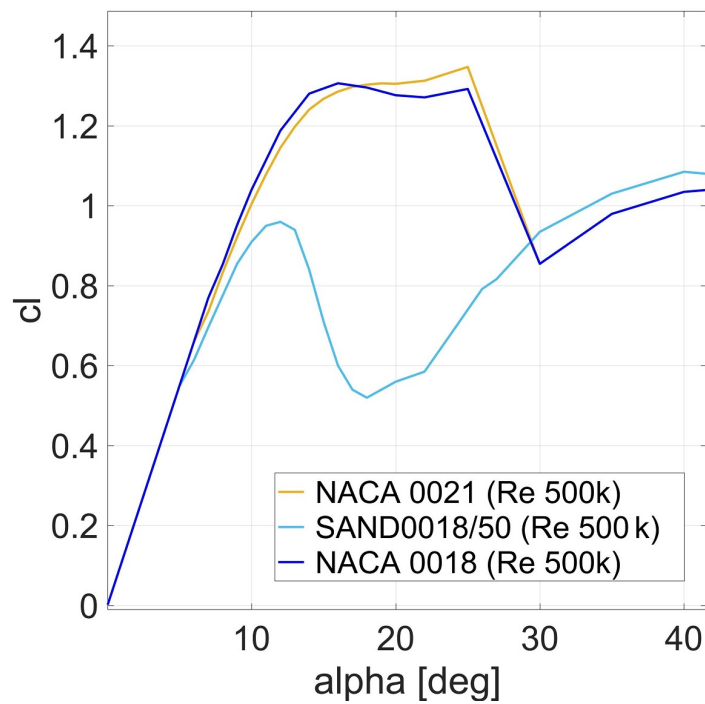


Figura 10.7: Curva c_L - α per profili NACA e il Profilo Sandia 0018/50

Oltre al coefficiente di potenza è importante tenere presente l'andamento della curva del coefficiente di coppia in funzione del TSR, poiché l'andamento a bassi TSR determina il comportamento della turbina durante lo stallo. Lo stallo anticipato del profilo Sandia permette di avere un calo repentino della potenza e della coppia generati al calare del TSR, condizione favorevole per il controllo in stallo passivo.

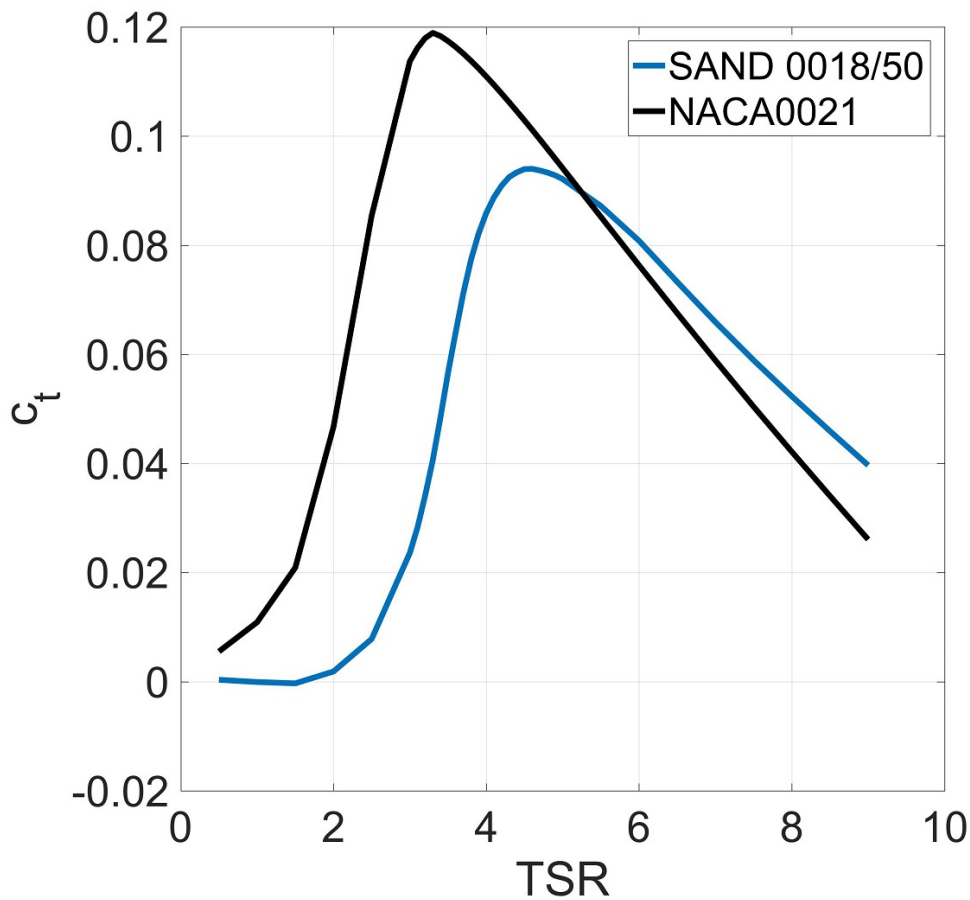


Figura 10.8: Curva c_T -TSR per una turbina con profilo NACA0021 e con profilo SAND0018/50, risultati dal codice DMST

Come accade per le turbine ad asse orizzontale in alcune situazioni profili meno preformanti ma con spessore maggiore vengono preferiti grazie alle migliori proprietà strutturali.

10.5 Dimensionamento della struttura e dei supporti

Dimensionare i supporti e la struttura in modo che possa sopportare i carichi in tutte le condizioni previste dalle normative è un requisito fondamentale che deve essere soddisfatto nel modo più economico possibile, al fine di ridurre il costo dell'energia. Le turbine ad asse verticale dispongono di più parametri che possono essere variati per ottenere il massimo delle prestazioni al costo minore. Come già accennato, utilizzare configurazioni diverse dei supporti ha vantaggi e svantaggi.

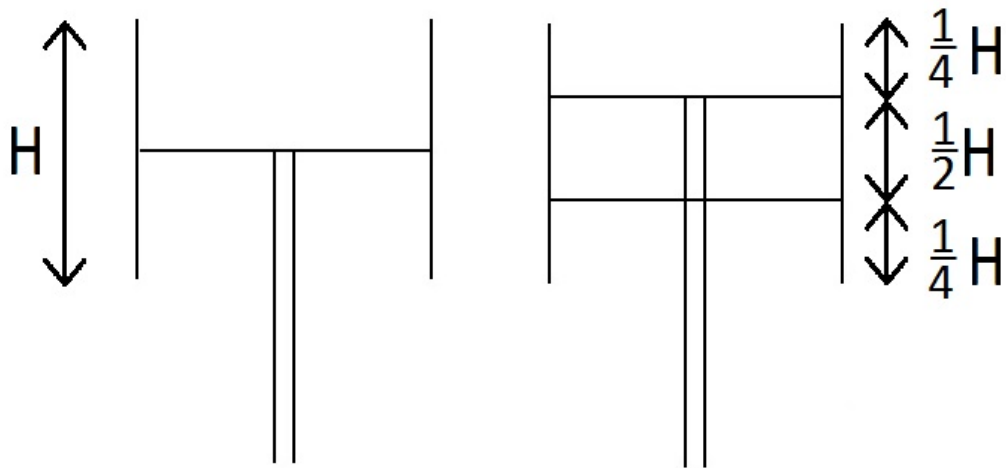


Figura 10.9: Configurazione con uno o due supporti

Al fine di stabilire la configurazione più efficace sono state eseguite simulazioni dinamiche utilizzando il codice DMST per una turbina da 700 kW descritta in tabella 10.1. Sono stati eseguiti due set di simulazioni, effettuando un'analisi dinamica per diverse velocità del vento sia per la configurazione con un supporto che con quella con due. Gli unici due parametri che sono stati cambiati tra le due configurazioni sono il valore del coefficiente di potenza ottimale e il rispettivo TSR ottimale che vengono utilizzati nella legge di controllo del generatore, del tipo quadratico descritto in 9.1.0.2, poiché a causa delle perdite aerodinamiche dovute alla presenza di due supporti il coefficiente di potenza nella seconda configurazione è inferiore del 2%.

Turbina 700 kW	
H	40 m
R	33 m
N	2
Profilo	NACA 0021
Corda	2,31 m
Solidità	0,07
Area	2640 m ²
$c_{P_{max}}$ (1 supporto)	0,464
TSR_{opt} (1 supporto)	4,8
$c_{P_{max}}$ (2 supporti)	0,454
TSR_{opt} (2 supporti)	4,65

Tabella 10.1: Turbina da 700 kW utilizzata nelle simulazioni dinamiche

I risultati mostrano come la configurazione con due supporti permetta di dimezzare i carichi interni sia nelle pale che nei supporti. Ciò permette di risparmiare sui materiali nelle pale riducendo il peso totale della struttura e i costi. L'energia annua prodotta diminuisce del 2%.

v	Momento interno massimo supporti [kNm]			Momento interno massimo pale [kNm]		
	1 supporto	2 supporti		1 supporto	2 supporti	
10 m/s	2.860,0	1.210,0	-58%	1.570,0	838,0	-47%
20 m/s	2.940,0	1.220,0	-59%	1.840,0	876,0	-52%
	1 supporto	2 supporti				
Cp max	0,5229	0,51567				
TSR opt	3,6	3,5				
AEP [GWh]	2,178	2,136				-1,97%

Figura 10.10: Confronto tra differenti la configurazione con un supporto orizzontale e quella con due

Le pale di un aerogeneratore ad asse orizzontale sono internamente molto complicate e i materiali sono distribuiti in modo da ridurre i costi. Ciò è ovviamente possibile anche sugli aerogeneratori ad asse verticale, che hanno il vantaggio di avere una corda costante lungo tutta la pala. Per aerogeneratori di piccole dimensioni può essere conveniente produrre le pale e i supporti in un unico blocco, tramite processi come l'estrusione. In questo modo la non ottimale distribuzione del materiale è compensata dalla riduzione dei tempi e dei costi di lavoro.

10.6 Controllo di passo

Analizzando il comportamento della coppia in funzione dell'angolo di rotazione delle pale è possibile individuare alcune zone dove la coppia generata è più elevata e altre zone dove è nulla o negativa.

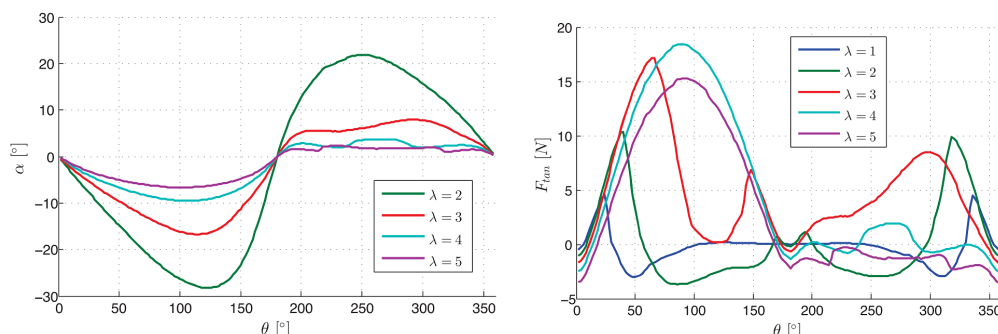


Figura 10.11: Angolo di incidenza e forza tangenziale in funzione dell'angolo di azimuth al variare del TSR [47]

Trovare la giusta legge di controllo è complicato dal fatto che entrano in gioco numerosi fattori. Ciò che si desidera è ottimizzare il prodotto coppia generata per velocità di rotazione. Sfortunatamente, ad elevate velocità di rotazione (e quindi elevati TSR), la coppia generata è quasi minima, poiché la forza generata dal profilo è quasi interamente diretta lungo la sua normale. In questa situazione inclinare le pale aumenterebbe la forza generata, ma la sua proiezione nella direzione tangenziale rimarrebbe comunque molto piccola.

A TSR molto piccoli invece, quando la direzione della forza aerodinamica è favorevole alla generazione della coppia, la velocità di rotazione è minore e il prodotto coppia per velocità di rotazione diminuisce. A TSR intermedi il prodotto coppia - velocità di rotazione è massimo ed è questa situazione che si può operare per massimizzare le prestazioni.

Ciò che si può fare è quindi variare l'inclinazione delle pale in modo che si trovino il più possibile all'angolo di incidenza ottimale.

Il codice sviluppato permette di effettuare test imponendo qualsiasi legge di controllo e il modulo dinamica può simulare il comportamento del sistema di controllo tenendo conto anche della dinamica degli attuatori.

I test sono eseguiti su una turbina con profili NACA 0021 e una solidità di 0,065.

Prendendo spunto da altri lavori [4] si è scelta come base di partenza una legge di controllo basata su funzioni trigonometriche. La legge di controllo scelta inizialmente è quindi nella forma:

$$\gamma = x_1 \cos(\theta) \quad (10.3)$$

I test mostrano come valori positivi di x_1 tendano ad aumentare il coefficiente di potenza mentre valori negativi a ridurlo e spostare il massimo a TSR minori. Questo tipo di controllo risulta utile qualora si volesse limitare la potenza prodotta, analogamente a quanto accade per gli aerogeneratori ad asse orizzontale.

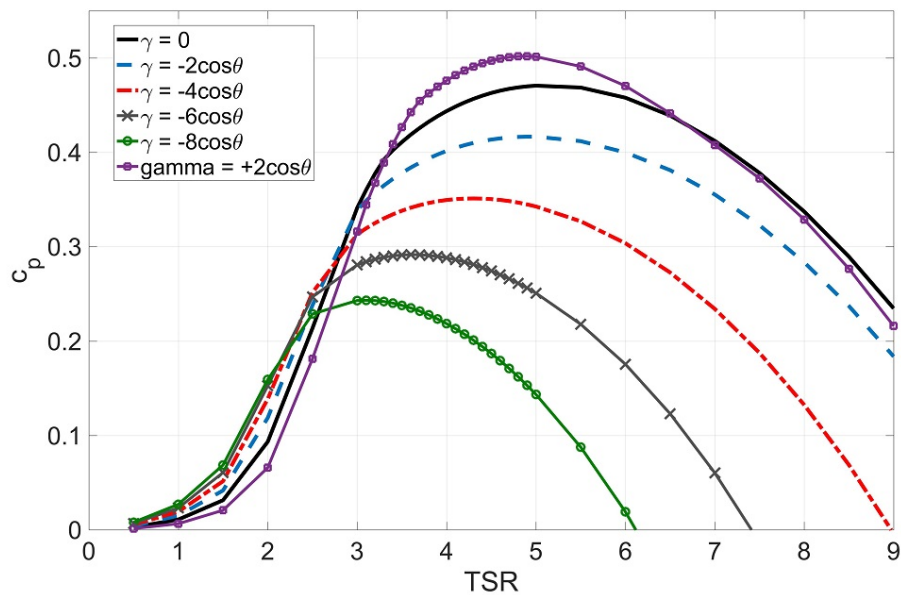


Figura 10.12: Effetto dell'utilizzo di un controllo dell'inclinazione delle pale

Analizzando nel dettaglio la forza tangenziale e l'angolo di incidenza di una pala nelle condizioni in cui il coefficiente di potenza è massimo (in questo caso per $TSR = 4,9$, figura 10.15) è possibile fare alcune considerazioni:

- La forza tangenziale è massima in corrispondenza di θ nullo, ovvero quando le pale si trovano nella zona centrale della sezione sopravento. In questa condizione la direzione di movimento della pala e la velocità

del vento sono perpendicolari, ciò massimizza l'angolo di incidenza e quindi la quantità della forza aerodinamica generata che viene proiettata in direzione tangenziale.

- L'andamento della forza tangenziale e quello dell'angolo di incidenza sono simili.
- L'angolo di incidenza massimo è circa 10 gradi. In corrispondenza di questo angolo la portanza generata dal profilo NACA 0021 è prossima al massimo (figura 10.14). L'efficienza massima del profilo è a circa 8 gradi.

Da queste considerazioni appare sensato imporre una legge di controllo dell'inclinazione delle pale che permetta di avere un angolo di incidenza ottimale in più punti possibile.

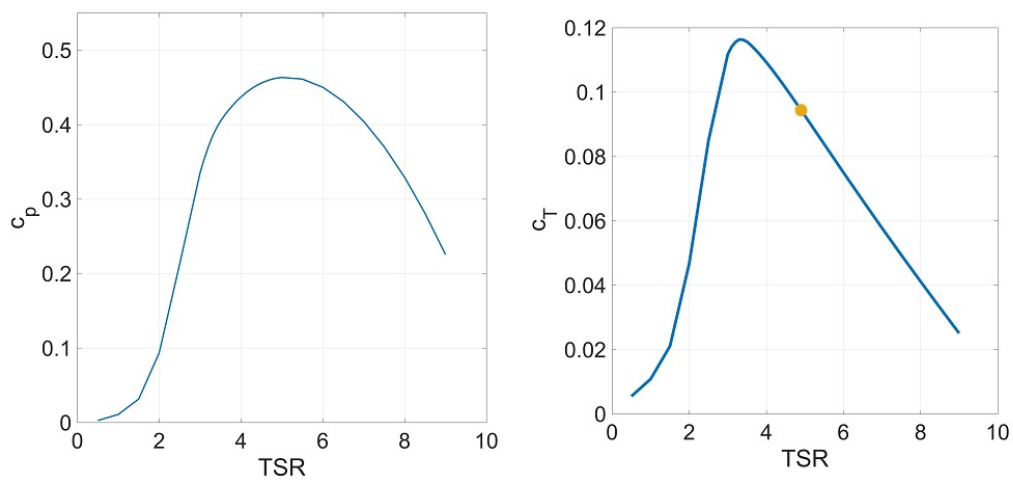
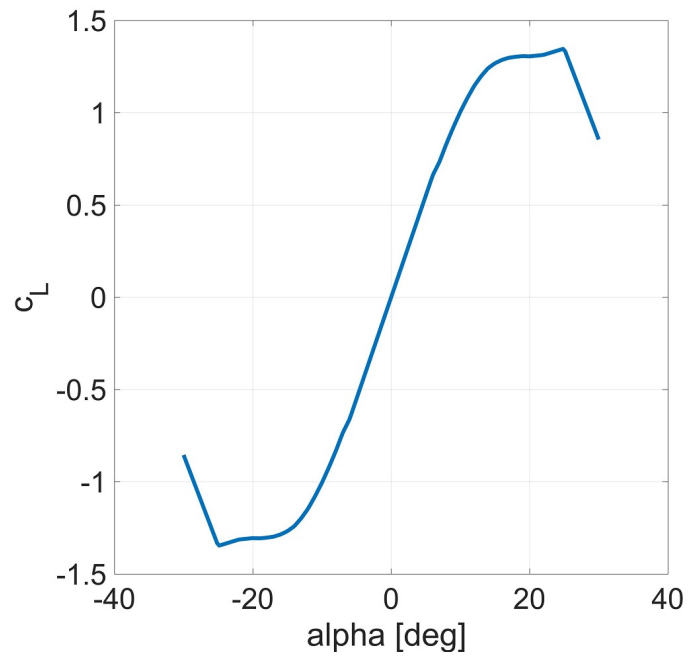
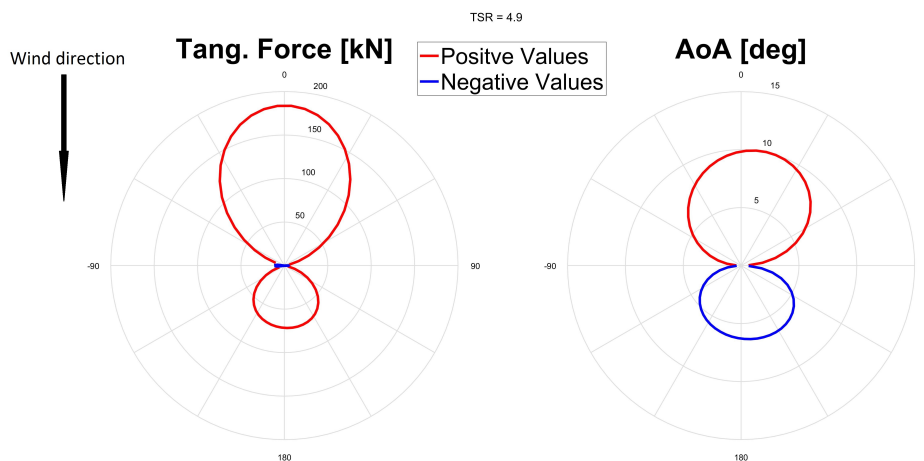


Figura 10.13: Curve c_P -TSR e c_T -TSR senza controllo, evidenziato in giallo il c_T in corrispondenza del c_P massimo

Figura 10.14: Curva c_L - α per il profilo NACA 0021Figura 10.15: Dettaglio della forza tangenziale e dell'angolo di incidenza in funzione dell'azimuth per $TSR = 4,9$. Azimuth = 0 corrisponde alla direzione di provenienza del vento (Parte superiore dell'immagine).

Prendendo come base una legge di controllo del tipo:

$$\gamma = \text{sign}[\cos(\theta)] [x_1 |\cos(\theta)^{x_4}| + x_2 |\sin(2\theta)|^{x_3}] \quad [deg] \quad (10.4)$$

e variando uno dei 4 parametri (x_1, x_2, x_3, x_4) e tenendo fissi gli altri è possibile valutare se il coefficiente di potenza aumenta o diminuisce. Una volta trovato il valore di un parametro che massimizza il coefficiente di potenza si procede alla variazione iterativa del successivo. Stabiliti i valori dei quattro parametri vengono effettuate ulteriori simulazioni ricominciando dal primo parametro, in modo da assicurarsi che il valore ottimale non sia variato a causa della variazione degli altri parametri. Alla fine di questo processo di ottimizzazione è stato trovato che una legge che da buoni risultati è:

$$\gamma = \text{sign}[\cos(\theta)] [3.952 |\cos(\theta)^{0.3}| + 1.406 |\sin(2\theta)|^2] \quad [deg] \quad (10.5)$$

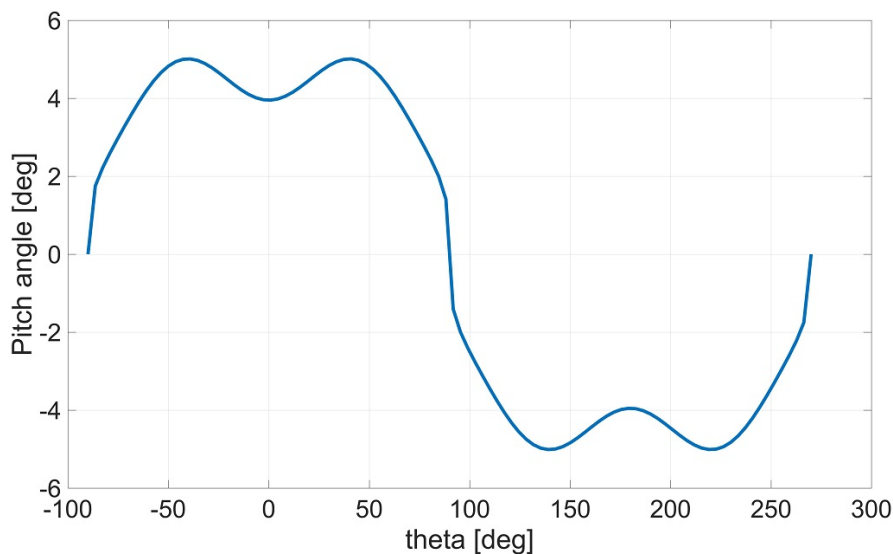


Figura 10.16: Legge di controllo dell'inclinazione delle pale

Il coefficiente di potenza massimo è aumentato da 0,466 a 0,523 (+12%), inoltre il TSR ottimale è diminuito. Questo aumento delle prestazioni è tuttora solo teorico e richiede uno studio più approfondito e test sperimentali.

In figura 10.18 è possibile vedere come nella sezione sopravento l'angolo di incidenza sia compreso tra 10 e 15 gradi nella porzione più importante per la generazione della coppia.

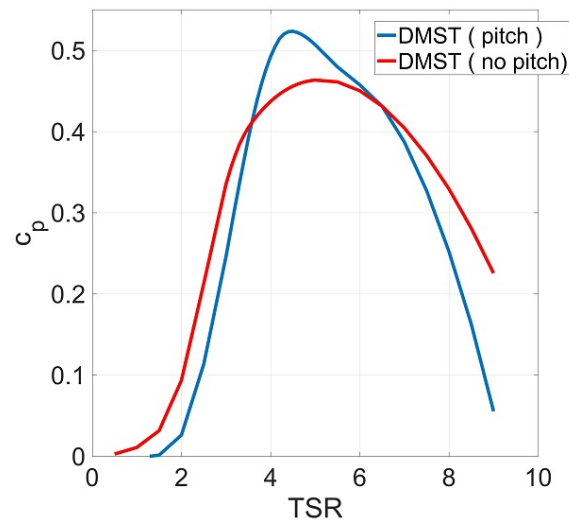


Figura 10.17: Curva c_p -TSR con e senza controllo

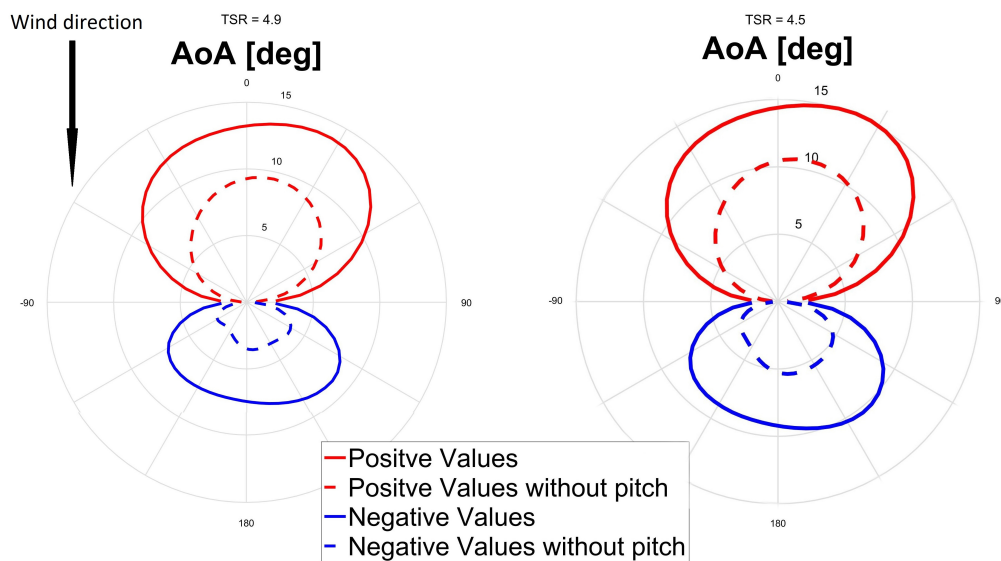


Figura 10.18: Dettaglio dell'angolo di incidenza in funzione dell'azimuth per $TSR = 4,9$ (sinistra) e $TSR = 4,5$ (destra) con controllo (Azimuth = 0 corrisponde alla direzione di provenienza del vento)

10.7 Protezione da overspeed

Per evitare danneggiamenti della struttura o del motore in caso di forti venti è necessario disporre di un sistema che limiti la velocità di rotazione del rotore. Ciò può essere ottenuto passivamente, come nel caso della turbina Sandia 34, o attivamente, tramite inclinazione delle pale.

Grazie al modulo di analisi dinamica del codice sono state eseguite alcune simulazioni di su una turbina da 3,6 MW, descritta in tabella 10.2

Turbina 3,6 MW	
H	120 m
R	60 m
N	2
Profilo	NACA 0021
Corda	3 m
Solidità	0,066
Area	14400 m ²
Rpm	variabile
Altezza torre	110 m
$c_{P_{max}}$	0,448 (0,512 con controllo)
TSR_{opt}	4,9 (4,4 con controllo)

Tabella 10.2: Turbina da 3,6 MW utilizzata nelle simulazioni dinamiche

Per ogni caso studiato è stata simulata la risposta dinamica della turbina a un vento di intensità costante con wind shear.

10.7.1 Controllo in stallo passivo

Il controllo passivo è il metodo più semplice per limitare la velocità di rotazione massima ma è poco efficace. Le simulazioni effettuate confermano quanto atteso: la potenza non è ben limitata e raggiunge la potenza nominale per poi scendere per un tratto di velocità del vento e poi aumentare nuovamente. Il comportamento dipende molto dalla velocità massima di rotazione del rotore e dalla forma della curva coppia-TSR.

In questo caso, raggiunta una velocità di rotazione pari a rpm_c la coppia del motore viene aumentata in modo proporzionale alla velocità di rotazione. In questo modo un'eventuale aumento della velocità di rotazione dovuto a un vento più forte verrà compensato da una coppia elettrica maggiore tramite una legge:

$$Q_E = Q_{A,rpm_{max}} + k_p \left(\bar{\omega} - 2 \pi \frac{rpm_c}{60} \right) \quad (10.6)$$

valida solo quando la velocità di rotazione è maggiore del valore importato rpm_c che può essere circa il 70% della velocità di rotazione che darebbe potenza nominale nelle condizioni ottimali.

$Q_{A,rpm_{max}}$: coppia generata quando la turbina sta girando alla velocità di rotazione massima in condizioni ottimali.

k_p : costante di proporzionalità.

$\bar{\omega}$: valore filtrato della velocità di rotazione misurata.

Limitando la velocità di rotazione per venti forti il TSR diminuisce e con esso la coppia aerodinamica, evitando che la turbina vada in overspeed. Questo sistema, seppur economico, è inadatto per aerogeneratori di grandi dimensioni, poiché il generatore lavora a piena potenza solo per una fascia ristretta di velocità del vento.

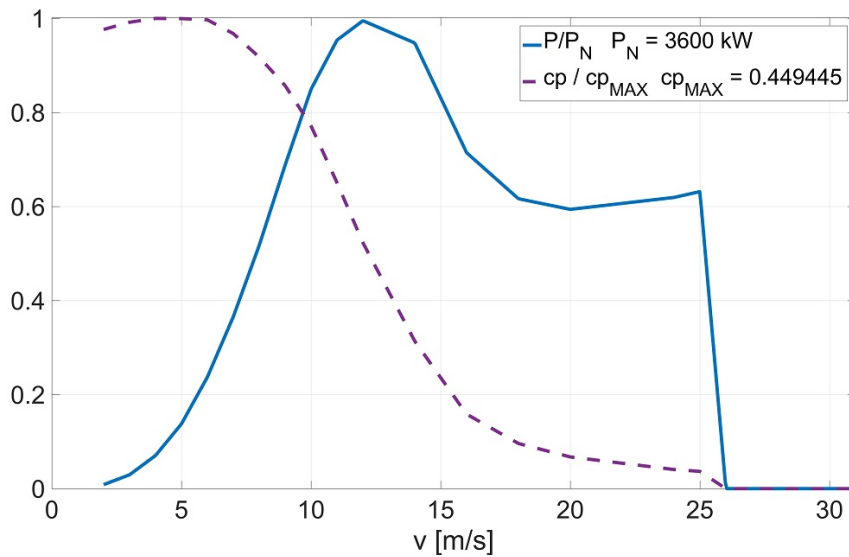


Figura 10.19: Curva P-v per la turbina 3,6 MW controllata in stallo passivo, profili NACA0021, risultati dal codice DMST

Stallo Passivo		AEP: 10,62 GWh	
Vel. vento	base torre	Radice sostegno inferiore	
		direzione corda (Mx)	direzione perpendicolare corda (My)
10 m/s	203 kNm	12400 kNm	2285 kNm
16 m/s	212 kNm	12500 kNm	3757 kNm
20 m/s	235 kNm	12500 kNm	4678 kNm
25 m/s	209 kNm	12600 kNm	5959 kNm

Tabella 10.3: Turbina 3,6 MW Stallo Passivo, Momenti interni

10.7.2 Controllo in stallo attivo

In questo caso l'angolo di incidenza delle pale viene variato in modo proporzionale alla velocità di rotazione.

$$\gamma = k_p \left(\bar{\omega} - 2 \pi \frac{rpm_c}{60} \right) \quad (10.7)$$

con k_p maggiore di 0.

Il controllo inizia quando la velocità di rotazione del rotore è maggiore di rpm_c , valore che può essere uguale alla velocità di rotazione nominale oppure leggermente inferiore, in modo da iniziare il controllo poco prima del raggiungimento della potenza nominale, così da avere una transizione meno brusca tra le due zone di funzionamento.

Il controllo passivo permette di limitare efficacemente la potenza generata e la velocità di rotazione tramite variazioni di circa 10 gradi dell'angolo di incidenza. La potenza prodotta rispetto al caso con controllo passivo è leggermente maggiore poiché la turbina può funzionare a rendimento massimo fino quasi al valore di velocità nominale.

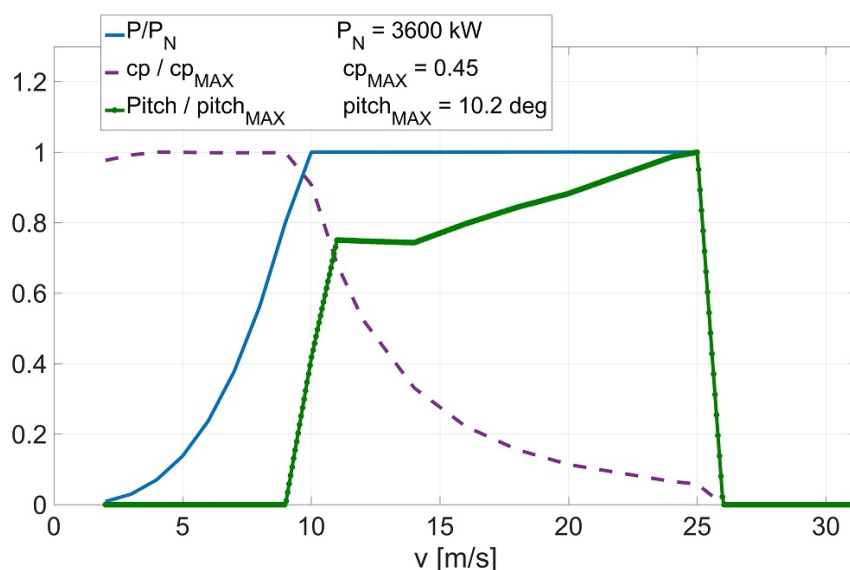


Figura 10.20: Curva P-v per la turbina 3,6 MW controllata in stallo attivo, profili NACA0021, risultati dal codice DMST

Oltre all'energia prodotta rispetto al caso con stallo passivo aumentano anche i carichi nella struttura.

Stallo Attivo		AEP: 11,06 GWh	
Vel. vento	base torre	Radice sostegno inferiore	
		direzione corda (Mx)	direzione perpendicolare corda (My)
10 m/s	283 kNm	12900 kNm	2573 kNm
16 m/s	479 kNm	13200 kNm	3657 kNm
20 m/s	538 kNm	13400 kNm	6338 kNm
25 m/s	585 kNm	13500 kNm	10602 kNm

Tabella 10.4: Turbina 3,6 MW Stallo Attivo, Momenti interni

10.7.3 Controllo "Pitch to feather" con e senza ottimizzazione

Imponendo un controllo che riduce l'angolo di incidenza delle pale all'aumentare della velocità di rotazione è possibile controllare la turbina riducendo anche gli sforzi massimi.

La legge di controllo imposta in questo caso è:

$$\beta = A \cos(\theta) \tag{10.8}$$

$$A = k_p \left(\bar{\omega} - 2 \pi \frac{rpm_c}{60} \right) \tag{10.9}$$

con k_p minore di 0.

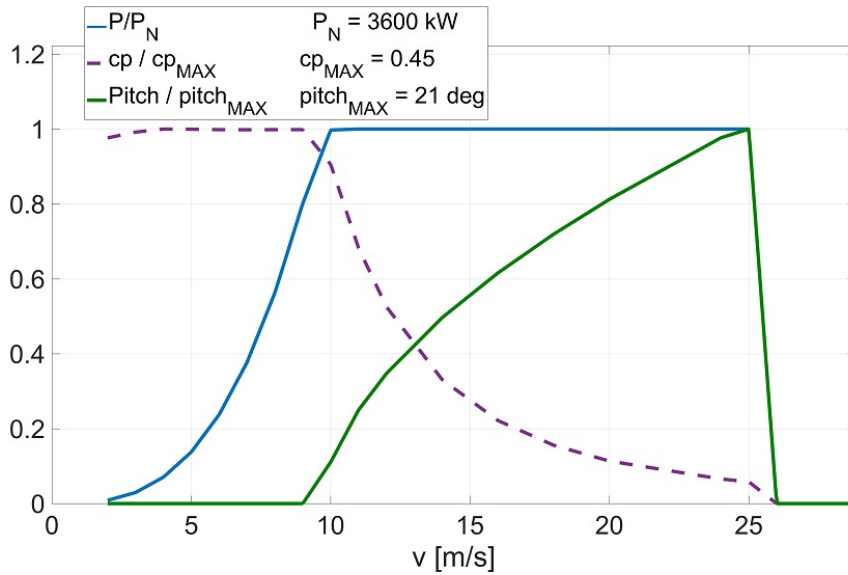


Figura 10.21: Curva P-v per la turbina 3,6 MW con controllo "pitch to feather", profili NACA0021, risultati dal codice DMST

Gli sforzi totali risultano inferiori rispetto al caso con stallo passivo.

Controllo Pitch		AEP: 11,09 GWh	
Vel. vento	base torre	Radice sostegno inferiore	
		direzione corda (Mx)	direzione perpendicolare corda (My)
10 m/s	283 kNm	13100 kNm	2554 kNm
16 m/s	183 kNm	13300 kNm	3721 kNm
20 m/s	164 kNm	13500 kNm	4705 kNm
25 m/s	177 kNm	13700 kNm	7385 kNm

Tabella 10.5: Turbina 3,6 MW Pitch, Momenti interni

Variando l'inclinazione delle pale anche in zona sottonominale è possibile aumentare il coefficiente di potenza e migliorare le prestazioni. In una simu-

lazione con legge di controllo come descritta in 9.2 il coefficiente di potenza massimo aumenta da 0,45 a 0,515.

L'energia annua prodotta aumenta del 9,8 %. Inoltre, essendo il coefficiente di potenza maggiore, il generatore raggiunge la potenza nominale a velocità di rotazione inferiori, riducendo gli sforzi dovuti alle forze centrifughe.

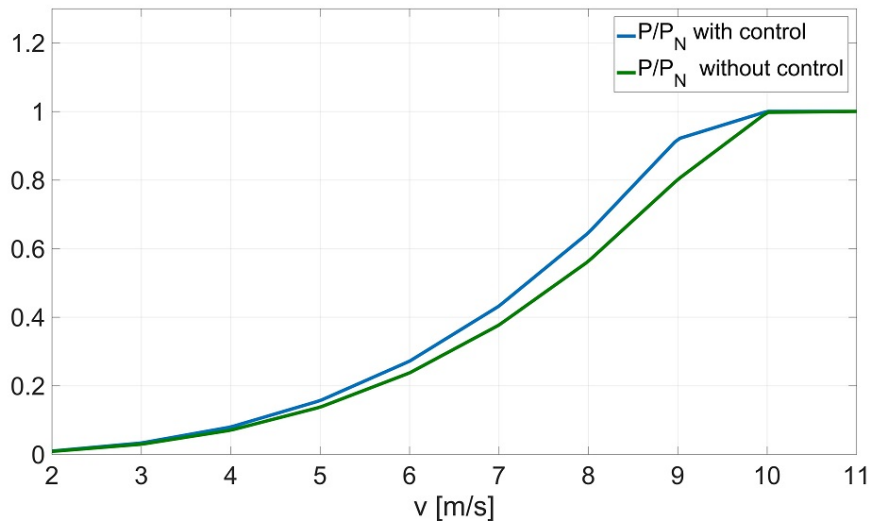


Figura 10.22: Confronto tra la potenza prodotta nella configurazione con ottimizzazione e in quella senza

Controllo Pitch		AEP: 11,88 GWh	
Vel. vento	base torre	Radice sostegno inferiore	
		direzione corda (Mx)	direzione perpendicolare corda (My)
10 m/s	274 kNm	12900 kNm	2268 kNm
16 m/s	179 kNm	13000 kNm	3111 kNm
20 m/s	152 kNm	13200 kNm	4263 kNm
25 m/s	142 kNm	13400 kNm	6788 kNm

Tabella 10.6: Turbina 3,6 MW Pitch con ottimizzazione, Momenti interni

10.7.4 Confronto tra i diversi sistemi di controllo

I dati sulle reazioni interne mostrano una diminuzione dei carichi sia alla base della torre che sui supporti nella configurazione controllata tramite "pitch to

feather", inoltre vi è un incremento dell'energia annua prodotta.

	Passivo	Attivo	Pitch	Opt
AEP [GWh]	10,5	11,2	11,2	12,3

Tabella 10.7: Confronto tra l'energia annua prodotta nelle diverse configurazioni

v	Momento massimo torre			Momento massimo Supporto inferiore My		
	Attivo	Pitch	Opt	Attivo	Pitch	Opt
10 m/s	283,667	-0,2%	-3,2%	2573,8	-0,7%	-11,9%
16 m/s	479,324	-61,7%	-62,5%	3657,8	1,7%	-14,9%
20 m/s	538,856	-69,5%	-71,7%	6338,65	-25,8%	-32,7%
25 m/s	585,391	-69,7%	-75,7%	10602,6	-30,3%	-36,0%

Figura 10.23: Confronto tra le carichi dei diversi sistemi di regolazione

I carichi dovuti a momenti flessionali nella direzione della corda (M_x) sono principalmente dovuti alle forze centrifughe e di gravità, quindi il controllo può fare poco per ridurli. L'unica soluzione è limitare la velocità massima di rotazione delle pale, riducendo il TSR ottimale o aumentando il coefficiente di potenza.

10.8 Sistema di arresto per venti estremi

Per valutare l'efficacia dei meccanismi di arresto per venti estremi è possibile simulare la risposta della turbina a una raffica che oltrepassi la velocità limite del vento $V_{cut-off}$. Per le turbine controllate in stallo passivo l'unica possibilità è dare una coppia frenante tramite un'azione combinata di freni e generatore. Se la turbina è ben progettata in una situazione di vento elevato le pale staranno già lavorando a bassi TSR, dove il coefficiente di coppia aerodinamica è già basso (figura 10.8), quindi il carico sui freni non è eccessivo.

Discorso diverso è per le turbine che anche a venti elevati lavorano alla potenza e alla velocità di rotazione nominali e vicine TSR ottimale. Un aumento della velocità di rotazione ridurrebbe il TSR, causando un aumento del coefficiente di coppia (il massimo del coefficiente di coppia si trova a un TSR inferiore del massimo del coefficiente di potenza). In questo caso il carico sui

freni sarebbe enorme.

È possibile inclinare le pale di 90 gradi, in modo da avere una coppia negativa che rallenti la turbina. Le simulazioni mostrano come questo sistema, anche senza l'ausilio di freni, riesca a portare al quasi completo arresto la turbina. Quando la turbina è quasi ferma le pale devono essere riposizionate ad angoli di incidenza nulli, altrimenti la turbina riprenderebbe a ruotare. Inoltre sono necessari dei freni meccanici per garantire l'arresto completo.

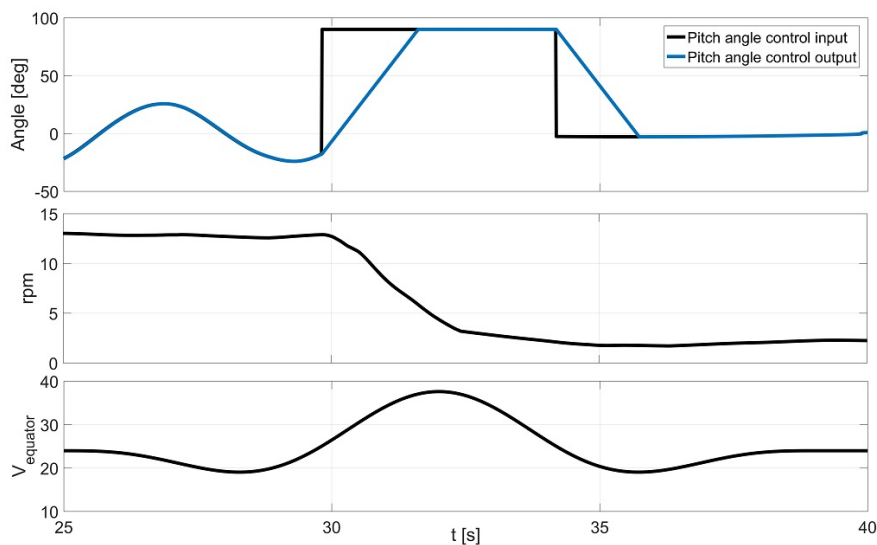


Figura 10.24: Risposta del meccanismo di arresto tramite inclinazione delle pale

Inclinando le pale a un valore inferiore a 90 gradi l'arresto avviene in un tempo maggiore e in alcuni casi permette di ridurre i carichi sulla struttura, passando in alcuni casi da 7800 kN a 6200 kN (grafici a sinistra delle figure 10.25 e 10.26). L'intensità e la direzione dei carichi dipende molto dell'angolo di azimuth della turbina al momento dell'inizio della manovra di arresto e in alcuni casi le simulazioni mostrano un aumento dei carichi nel caso in cui il controllo avviene tramite una variazione di soli 45 gradi invece che di 90 (grafici a destra delle figure 10.25 e 10.26).

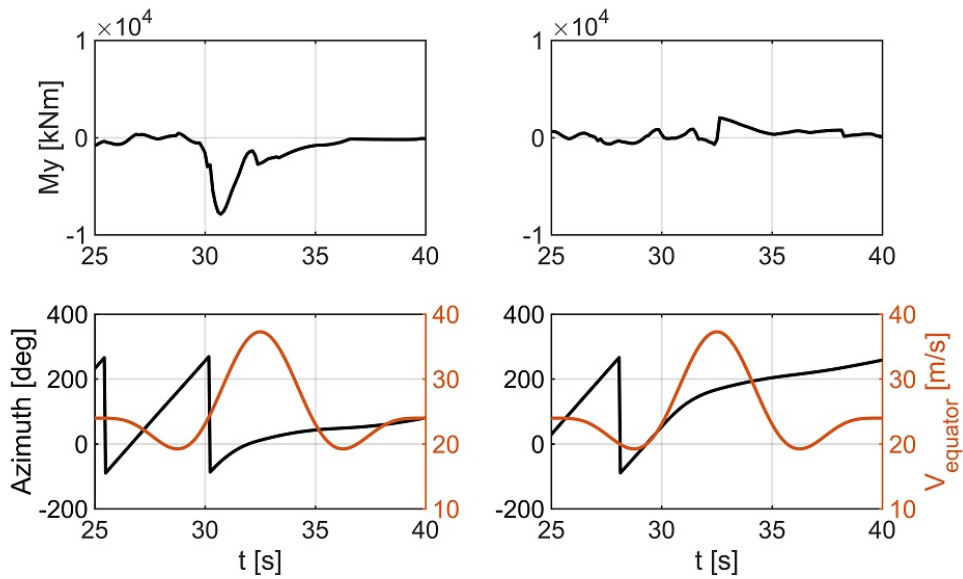


Figura 10.25: Carico alla radice del supporto inferiore durante una manovra di arresto per due angoli di azimuth diversi, inclinazione pale di 90 gradi

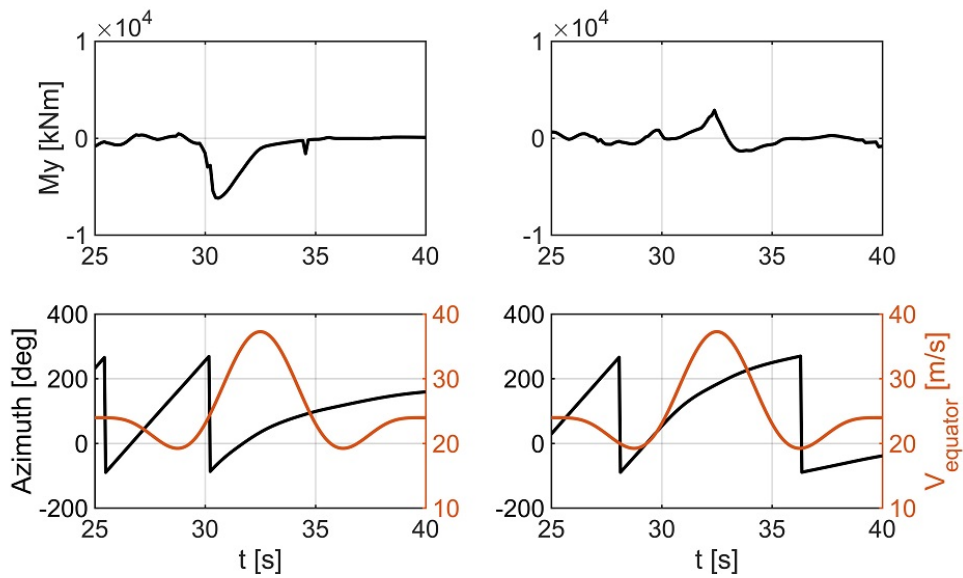


Figura 10.26: Carico alla radice del supporto inferiore durante una manovra di arresto per due angoli di azimuth diversi, inclinazione pale di 45 gradi

10.9 Legge di controllo del generatore

Regolare la coppia generata dal generatore è fondamentale per mantenere la turbina alla velocità di rotazione ottimale. La coppia del generatore può essere regolata secondo la legge:

$$Q_E = \left(\frac{1}{2} \rho R^3 A_{spazzata} \frac{c_{P_{opt}}}{TSR_{opt}^3} \right) \omega^2 = K \omega^2 \quad (10.10)$$

che genera un coppia elettrica pari alla coppia aerodinamica media in condizione ottimale. A cause delle oscillazioni della coppia aerodinamica, che nei modelli bipala si annulla quando le pale si trovano a muoversi parallelamente al vento, in una situazione di vento costante la turbina ruoterà a una velocità che oscilla intorno a quella delle condizioni ottime. Il rendimento dinamico sarà quindi leggermente inferiore al rendimento calcolato staticamente.

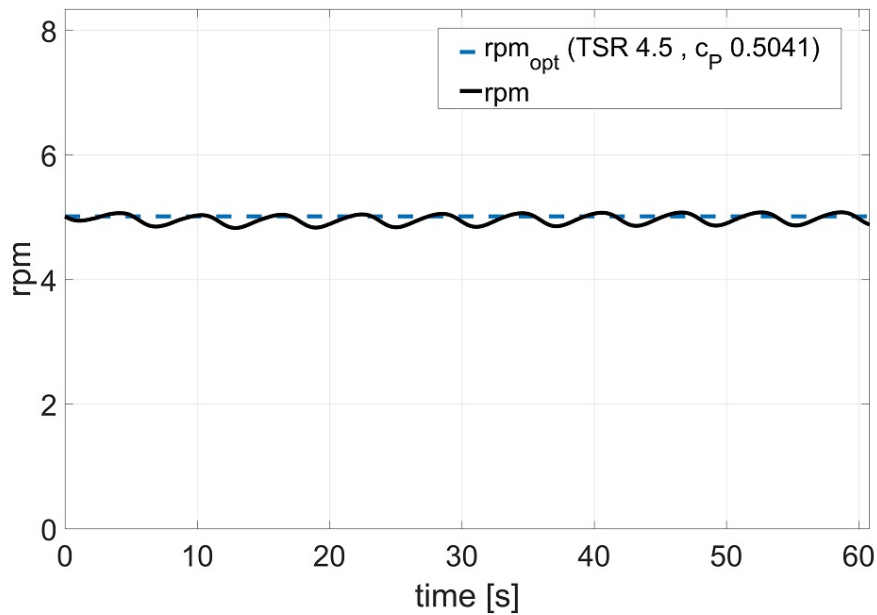


Figura 10.27: Velocità di rotazione di una turbina bipala rispetto alla condizione di ottimo (vento costante)

Al fine di stabilire il funzionamento della legge di controllo sono state effettuate alcune simulazioni dinamiche con vento turbolento generato tramite software TurbSim.

Utilizzando la legge di controllo 10.10, tipica degli aerogeneratori ad asse orizzontale, risulta che, soprattutto per turbine di piccole dimensioni e bassa inerzia, improvvise variazioni della velocità del vento possono portare la turbina in una condizione dove essa inizia a decelerare e può arrivare a fermarsi.

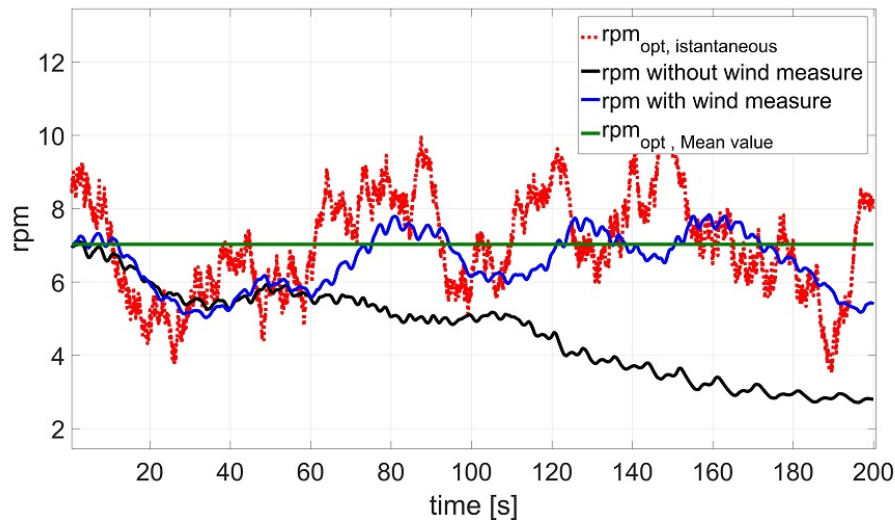


Figura 10.28: Confronto tra la velocità di rotazione della turbina con controllo con o senza misura della velocità del vento

Risultati migliori si ottengono utilizzando una legge che sfrutti anche una misura della velocità del vento:

$$Q_{E_{control}} = K \omega^2 + Kp(\omega - \omega_{opt}(V_{\infty})) \quad (10.11)$$

in questo modo, qualora la turbina si dovesse discostare troppo dal valore di velocità di rotazione ottimale, il generatore compenserebbe variando la coppia generata. Il valore della velocità di rotazione ottimale dipende dalla velocità del vento misurata.

La scelta della costante di proporzionalità Kp determina la velocità con cui la velocità di rotazione insegue il valore ottimale. Un elevato valore di Kp darà una turbina che insegue le piccole variazioni della velocità del vento, al costo di maggiori oscillazioni della potenza generata. Tipicamente è preferibile il comportamento opposto, ovvero la velocità di rotazione deve mantenersi attorno al valore medio ottimale e non inseguire le piccole variazioni dovute

alla turbolenza. Oltre al valore della costante è necessario tenere conto anche della dinamica del generatore:

$$\dot{Q}_E = -\frac{1}{\tau} (Q_E - Q_{E_{control}}) \quad (10.12)$$

una costante di tempo τ molto grande ridurrà ulteriormente le oscillazioni della potenza ma potrebbe rendere la turbina troppo lenta a rispondere alle variazioni della velocità del vento.

10.10 Considerazioni finali

Le simulazioni mostrano come una protezione di overspeed inclinando le pale per ridurre l'angolo di incidenza, analogamente al "pitch to feather" degli aerogeneratori ad asse orizzontale, sia efficace nel ridurre i carichi e aumentare il rendimento. Per aerogeneratori di medio-grandi dimensioni sembra essere la scelta migliore. Gli altri meccanismi di controllo hanno senso solo per design che vogliano minimizzare i costi di produzione, come nel caso di piccoli aerogeneratori in ambiente urbano. In queste situazioni modelli di forma troposkein o elicoidale possono essere preferiti perché semplici e robusti, anche se non ottimali dal punto di vista della produzione energetica.

La legge di controllo del motore deve essere in grado di fare fronte a venti turbolenti. Le possibilità sono quella di imporre una velocità di rotazione costante, con bassi rendimenti, o imporre una legge che inseguia le condizioni di ottimo. Quest'ultima possibilità richiede una misura della velocità del vento ma è la scelta migliore per massimizzare l'energia prodotta.

Per quanto concerne la geometria della struttura e dei supporti, una configurazione con due supporti orizzontali è più vantaggiosa di una con un solo supporto in termini di riduzione del peso e dei costi dei materiali, soprattutto quando le dimensioni aumentano.

La scelta del profilo delle pale per adesso è molto limitata, ma è necessario tenere conto del fatto che i profili debbano essere sia efficienti aerodinamicamente che strutturalmente. È possibile combinare profili diversi per ottimizzare il comportamento della turbina ma ciò può comportare un aumento dei costi di lavorazione. I risultati numerici suggeriscono come solidità elevate permettano di avere rendimenti maggiori, ma questi risultati andrebbero confermati e approfonditi. Solidità maggiori hanno sicuramente il vantaggio di essere più efficaci strutturalmente, anche se possono richiedere pale con

una corda che supera i limiti logistici di trasporto.

Capitolo 11

Conclusione e futuri lavori

Per permettere l'analisi dinamica di un generatore ad asse verticale è stato scritto un codice basato sul modello DMST che permettesse di valutare le forze aerodinamiche sulla turbina. Il codice è stato validato confrontando i risultati con i dati numerici forniti dal codice CARDAAV, basato anch'esso sul modello DMST, e i dati sperimentali relativi alle turbine Sandia 5 metri, Sandia 17 metri e Sandia 34 metri. Nonostante i risultati numerici arrivino a differire del 7% rispetto ai dati sperimentali, il modello DMST è stato preferito rispetto a modelli più accurati, come i modelli a vortici, perché meno costoso dal punto di vista computazionale. Ciò è fondamentale per poter effettuare tutte le simulazioni dinamiche richieste nel design preliminare del generatore eolico.

Il codice permette di valutare gli sforzi nella struttura tramite un modello a elementi finiti di trave. È possibile eseguire un'analisi dinamica che tenga conto della legge di controllo del generatore e della presenza di un controllo dell'inclinazione delle pale.

Tramite questo codice sono state eseguite diverse simulazioni per valutare l'impatto di diverse geometrie e profili delle pale sulle prestazioni della turbina. L'analisi dinamica ha mostrato l'efficacia di diverse logiche di controllo per la protezione della turbina da overspeed, in particolare ha mostrato come un controllo ciclico del passo delle pale permetta di limitare la potenza generata e ridurre i carichi nella struttura per venti superiori al valore nominale.

Oltre a questo è stata simulata la risposta a raffiche ed è stata valutata l'efficacia della variazione dell'inclinazione delle pale per facilitare l'arresto della turbina in caso di venti estremi.

Inoltre è stato valutato l'effetto di un controllo del passo delle pale per migliorare i rendimenti. Nonostante i dati sperimentali in questo campo siano per ora limitati i risultati suggeriscono che questo controllo potrebbe aiutare a colmare il divario di rendimenti tra i generatori ad asse verticale e quelli ad asse orizzontale.

Prendendo come base il lavoro fin qui svolto è possibile proseguire l'analisi dei generatori eolici ad asse verticale dimensionando la struttura interna della turbina, in modo da giungere ad una valutazione dei costi che permetta un confronto con i generatori ad asse orizzontale. Parallelamente è necessario migliorare i modelli aerodinamici a disposizione, migliorando il modello DMST o implementando modelli più accurati in modo che possano eseguire in tempi ragionevoli tutte le simulazioni necessarie, magari sfruttando il calcolo in parallelo. Come ultima cosa è necessario approfondire le conoscenze sull'effetto dei sistemi di variazione del passo delle pale sulle prestazioni, sia tramite modelli numerici dettagliati (CFD), sia tramite prove sperimentali.

Bibliografia

- [1] S. Eriksson, H. Bernhoff, and M. Leijon. Evaluation of different turbine concepts for wind power. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Maggio 2006.
- [2] I.Paraschivoiu. *Wind Turbine Design: With Emphasis on Darrieus Concept*. Presses inter Polytechnique, 2002.
- [3] O. Ågren, M. Berg, and M. Leijon. A time-dependent potential flow theory for the aerodynamics of vertical axis wind turbines. *Journal of Applied Physics* 97, Maggio 2005.
- [4] I. Paraschivoiu, O. Trifu, and F. Saeed. H-darrieuswind turbine with blade pitch control. *International Journal of Rotating Machinery*, Aprile 2009.
- [5] H.J. Sutherland, D.E. Berg, and T.D. Ashwill. A retrospective of vawt technology sand2012-0304. *Sandia report SAND2012-0304*, Gennaio 2012.
- [6] M. Borg, A. Shires, and M. Collu. Offshore floating vertical axis wind turbines, dynamics modelling state of the art part i: Aerodynamics. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Agosto 2014.
- [7] Global Wind Energy Council (GWEC). Global wind report annual market update 2015. Aprile 2016.
- [8] EWEA: The European Wind Energy Association. Wind in power: 2015 european statistics. Febbraio 2016.
- [9] https://en.wikipedia.org/wiki/Savonius_wind_turbine.
- [10] R.E.Sheldahl, P.C.Klimas, and L.V.Feltz. Aerodynamic performance of a 5-metre-diameter darrieus turbine with extruded aluminum naca-0015 blades. *Sandia Laboratories Energy Report*, Marzo 1980.

-
- [11] J. Zhu, H. Huang, and H. Shen. Self-starting aerodynamics analysis of vertical axis wind turbine. *Advances in Mechanical Engineering*, Novembre 2015.
- [12] R. Dominy, P. Lunt, A. Bickerdyke, and J. Dominy. Self-starting capability of a darrieus turbine. Settembre 2006.
- [13] B. Habtamu and Y. Yingxue. Effect of camber airfoil on self starting of vertical axis wind turbine. *Journal of Environmental Science and Technology*, Marzo 2011.
- [14] https://en.wikipedia.org/wiki/File:Vertical-axis_wind_turbine_at_Hartnell_College_Alisal_Campus.gk.webm.
- [15] T.J. Price. Uk large-scale wind power programme from 1970 to 1990:the carmarthen bay experiments and the musgrove vertical-axis turbines. *WIND ENGINEERING*, 2006.
- [16] https://de.wikipedia.org/wiki/Le_Nordais.
- [17] H. Riegler. Hawt versus vawt: small vawts find a clear niche. *REFOCUS*, Agosto 2003.
- [18] R. Firdaus, T. Kiwata, T. Kono, and K. Nagao. Numerical and experimental studies of a small vertical-axis wind turbine with variable-pitch straight blades. *Journal of Fluid Science and Technology*, 2015.
- [19] M. Islam, D.S.K. Ting, and A. Fartaj. Aerodynamic models for darrieus-type straight-bladed vertical axis wind turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Ottobre 2006.
- [20] R.J.Templin. Aerodynamic performance theory for the nrc vertical-axis wind turbine. *Ottawa, National Research Council, Canada*, Giugno 1974.
- [21] J.K. Strickland. The darrieus turbine: a performance prediction model using multiple streamtubes. *Sandia laboratories energy report*, Ottobre 1975.
- [22] I. Paraschivoiu, O. Trifu, and F. Saeed. Double-multiple streamtube model for darrieus wind turbines. *Institut de Recherche d'Hydro-Québec*.
- [23] A. Shires. Development and evaluation of an aerodynamic model for a novel vertical axis wind turbine concept. *Energies*, Maggio 2013.

-
- [24] C.E.Soraghan, W.E.Leithead, J.Feuchtwang, and H.Yue. Double multiple streamtube model for variable pitch. *31st AIAA Applied Aerodynamics Conference, Fluid Dynamics and Co-located Conferences, (AIAA 2013-2802)*, 2013.
- [25] Andrzej Fiedler. *The Effects Of Blade Pitch And Mount Point Offset On Vertical Axis Wind Turbine Performance*. PhD thesis, McMaster University, 2009.
- [26] L. A. Viterna and R.D. Corrigan. Fixed pitch rotor performance of large horizontal axis wind turbines. 1982.
- [27] J. Tangler and J. David Kocurek. Wind turbine post-stall airfoil performance characteristics guidelines for blade-element momentum methods. *National Renewable Energy Laboratory*, Ottobre 2004.
- [28] J. Castillo. *Small-Scale Vertical Axis Wind Turbine Design*. PhD thesis, Tampere University of Applied Sciences, 2011.
- [29] M.H.Worstell. Aerodynamic performance of the 17 meter diameter darrieus wind turbine. *Sandia Laboratories Energy Report*, Settembre 1978.
- [30] P.C. Klimas and M.H. Worstell. Effects of blade preset pitch/offset on curved-blade darrieus vertical axis wind turbine performance. *Sandia Report*, Ottobre 1981.
- [31] C.S. Ferreira, H.A. Madsen, M. Barone, B. Roscher, P. Deglaire, and I. Arduin. Comparison of aerodynamic models for vertical axis wind turbines.
- [32] R.E.Akins, D.E.Berg, and W.Tait Cyrus. Measurements and calculations of aerodynamic torques for a vertical-axis wind turbine. *Sandia Laboratories Energy Report*, October 1987.
- [33] T.D.Ashwill. Measured data for the sandia 34-meter vertical axis wind turbine. *Sandia Laboratories Energy Report*, Luglio 1992.
- [34] D.E.Berg. Structural design of the sandia 34-meter vertical-axis wind turbine. *Sandia Laboratories Energy Report*, April 1985.
- [35] H.M. Dodd. Performance predictions for an intermediate-sized vawt based on performance of the 34-m vawt test bed. *Sandia National Laboratories*, Gennaio 1990.

-
- [36] N.C. Batista, R. Melício, J.C.O. Matias, and J.P.S. Catalão. New blade profile for darrieus wind turbines capable to self-start. Febbraio 2016.
- [37] J.F. Sidney. Proceedings of the vertical axis wind turbine (vawt) design technology seminar for industry. *Sandia Report*, Aprile 1980.
- [38] F.D. Bianchi, H. de Battista, and R.J. Mantz. *Wind Turbine Control Systems. Principles Modelling and Gain Scheduling Design*. Springer, ISBN 9871846284922, 2007.
- [39] D.W. Erickson, J.J. Wallace, and J. Peraire. Performance characterization of cyclic blade pitch variation on a vertical. *49th AIAA Aerospace Sciences Meeting*, Gennaio 2011.
- [40] D.A. Bayly. The cyclobrid wind turbine: theory, design and experimental results. 1981.
- [41] Anders Goude and Morgan Rossander. Force measurements on a vawt blade in parked conditions. *Department of Engineering Sciences Uppsala University*.
- [42] J. DeCoste, A. Smith, D. White, D. Berkvens, and J. Crawford. Self-starting darrieus wind turbine. *Design Project - Dalhousie University*, Aprile 1985.
- [43] R.S. Rangi and P. South. Overspeed spoilers for vertical axis wind turbine. *U.S. Patent*, Giugno 1976.
- [44] K. Naoi, K. Tsuji, M. Shiono, and K. Suzuki. Study of characteristics of darrieus-type straight-bladed vertical axis wind turbine by use of ailerons. *Journal of Ocean and Wind Energy (ISSN 2310-3604)*, Maggio 2015.
- [45] S. Brusca, R. Lanzafame, and M. Messina. Design of a vertical-axis wind turbine: how the aspect ratio affects the turbine's performance. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, Agosto 2014.
- [46] B.F.Blackwell, R.E.Sheldahl, and L.V.Feltz. Wind tunnel performance data for the darrieus wind turbine with naca 0012 blades. *Sandia Laboratories Energy Report*, Maggio 1976.
- [47] M. Mauri, I. Bayati, and M. Belloli. Design and realisation of a high-performance active pitchcontrolled h-darrieus vawt for urban installations. *Politecnico di Milano, Dipartimento di Meccanica*.

-
- [48] R. Bravo, S. Tullis, and S. Ziada. Performance testing of a small vertical-axis wind turbine. *Mechanical Engineering Department, McMaster University*, Giugno 2007.
- [49] J. Kjellin, F. Bülow, S. Eriksson, P. Deglaire, M. Leijon, and H. Bernhoff. Power coefficient measurement on a 12 kw straight bladed vertical axis wind turbine. *Renewable Energy*, Marzo 2011.
- [50] G. Bedon, M. Raciti Castelli, and E. Benini. Experimental tests of a vertical-axis wind turbine with twisted blades. *International Journal of Electrical, Computer, Energetic, Electronic and Communication Engineering*, 2013.
- [51] W. Tjiu, T. Marnoto, S. Mat, M. H. Ruslan, and K. Sopian. Darrieus vertical axis wind turbine for power generation i:assessment of darrieus vawt configurations. *Renewable Energy*, Settembre 2015.
- [52] M. Islam, D.S.K. Ting, and A. Fartaj. Aerodynamic models for darrieus-type straight-bladed vertical axis wind turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Ottobre 2006.
- [53] M. Raciti Castelli, A. Fedrigo, and E. Benini. Effect of dynamic stall, finite aspect ratio and streamtube expansion on vawt performance prediction using the bem model. *International Journal of Mechanical and Aerospace Engineering*, 2012.
- [54] L. Danao, N. Qin, and R. Howell. A numerical study of blade thickness and camber effects on vertical axis wind turbines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy*, Novembre 2012.
- [55] R. E. Sheldahl. Comparison of field and wind tunnel darrieus wind turbine data. *Sandia Laboratories Energy Report*, Gennaio 1981.
- [56] L. Fingersh, M. Hand, and A. Laxson. Wind turbine design cost and scaling model. *National Renewable Energy Laboratory*, Dicembre 2006.
- [57] J. A. Van Den Avyle and H. J. Sutherland. Fatigue characterization of a vawt blade material. *Sandia National Laboratories*, Gennaio 1989.
- [58] J. J. B. Berglund and R. Wisniewski. Fatigue estimation methods comparison for wind turbine control.

- [59] L. Fingersh, M. Hand, and A. Laxson. Wind turbine design cost and scaling model. *NREL Technical Report NREL/TP-500-40566*, Dicembre 2006.
- [60] W. Johanns and D.T. Griffith. User manual for sandia blade manufacturing cost tool: Version 1.0. *SANDIA REPORT SAND2013-2733*, Aprile 2013.
- [61] Pagan. *VVIS*. PhD thesis, Politecnico di Milano, 2000.