



**Politecnico
di Torino**

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

Anno accademico 2022/2023

Studio aerodinamico di una turbina eolica ad asse verticale

Relatore

Prof. Gaetano Iuso

Candidato

Paduano Angelo

s280215

Indice

Elenco delle figure	iii
Elenco delle tabelle	vii
1 Turbine eoliche ad asse verticale	2
1.1 Stato dell'arte	5
1.1.1 Laboratori Nazionali Sandia	6
1.1.2 ALCOA	7
1.1.3 Vertical Wind AB	9
1.1.4 ANEW Turbines	10
1.1.5 VertAx Wind	12
1.2 Parametri aerodinamici delle turbine eoliche	16
1.2.1 Legge di Betz	19
1.3 Effetti di curvatura del flusso	22
1.4 Effetti della solidità	24
2 Modelli di simulazione numerica	27
2.1 Direct numerical simulation	29
2.2 Large Eddy Simulation	30
2.3 Metodi basati sulle equazioni di Navier-Stokes mediate alla Reynolds	30
2.3.1 Codici RANS utilizzati per simulazioni di VAWT	32
2.3.2 Modello di trasporto degli sforzi di <i>Reynolds</i>	33
2.3.3 Griglia di calcolo	35
3 Analisi profili alari	38
3.1 Profili utilizzati in campo eolico	38
3.1.1 Variazione ciclica del numero di Reynolds	43
3.2 Analisi dei profili alari	46
3.2.1 Analisi comparativa	46

3.2.2	Analisi dei risultati ottenuti con X-foil	48
3.3	Risultati numerici ottenuti con codice RANS	51
3.3.1	Definizione dei parametri computazionali	51
3.3.2	Griglia di calcolo	52
3.3.3	Convalida modello numerico	54
3.3.4	Analisi dei risultati	55
3.4	Tecniche di controllo del flusso	57
3.4.1	Controllo attivo	57
3.4.2	Controllo Passivo	58
3.4.3	Analisi comparativa tra profili con <i>gurney flap</i>	61
3.4.4	Analisi comprativa attraverso CFD	65
3.4.5	Studio altezza di ottimo <i>gurney flap</i>	68
4	Modelli di ordine ridotto	72
4.1	Codici basati sulla linea di portanza	72
4.1.1	Stallo dinamico	76
4.1.2	Ateflap	77
4.2	Convalida modello di ordine ridotto	80
4.2.1	Analisi comparativa con dati Sandia	80
4.2.2	Analisi comparativa con dati sperimentali di geometrie <i>H-type</i>	87
5	Analisi tridimensionale con codice CFD	91
5.1	Configurazione della simulazione	92
5.1.1	Risolutore	94
5.1.2	Griglia di calcolo	95
5.1.3	Criterio di convergenza	96
5.2	Analisi dei risultati	98
5.2.1	Confronto tra diverse VAWT	99
5.2.2	Effetto del <i>gurney flap</i> su una VAWT	102
5.2.3	Prototipo di una turbina eolica	105
	Conclusioni	112
	Bibliografia	114

Elenco delle figure

1.1	Rappresentazione delle diverse configurazioni di turbine eoliche ad asse verticale	3
1.2	Andamento del coefficiente di potenza in funzione del λ per diverse tipologie di VAWT	3
1.3	Turbina Sandia 17m (a); Turbina Sandia 34m (b).	6
1.4	ALVAWT 100 kW (a); ALVAWT 500 kW (b)	8
1.5	Turbina eolica H-type prodotta da Vertical Wind AB	9
1.6	1.5MW ANEW-B1 (a); 15kW ANEW-M1 (b)	11
1.7	Progetto VertAx Wind	13
1.8	Schema delle velocità vettoriali e delle forze agenti sulla pala di una VAWT. Gli angoli positivi sono definiti in senso antiorario. L'angolo φ indica l'incidenza relativa del flusso, V_{tan} è la velocità di rotazione della pala, δ è l'angolo di <i>calettamento</i> della pala.	17
1.9	Variazione dell'angolo di incidenza in funzione della posizione azimutale al variare del λ , $\delta = 0$	19
1.10	Rappresentazione schematica del volume di controllo nell'intorno di una turbina eolica	20
1.11	Effetti di curvatura virtuale del profilo alare che opera in un flusso curvilineo.	23
1.12	Aumento di curvatura ed incidenza del profilo alare dovuti alla curvatura del flusso.	23
1.13	Andamento del coefficiente di potenza in funzione del λ al variare della solidità della turbina eolica.	25
2.1	Gli approcci dei modelli numerici alle diverse scale di turbolenza: dalla scala macroscopica a quella di Kolmogorov.	28
3.1	Profili della serie NFL confrontati con profili NACA 4 cifre con spessore equivalente.	39

3.2	Studio comparativo della curva $C_P - \lambda$ ottenuta nei laboratori nazionali Sandia [49] da una configurazione di turbina eolica con tre pale al variare del profilo alare.	40
3.3	Profilo DU06-W-200-dt confrontato con un profilo di uguale spessore (NACA0018)	41
3.4	Andamento del numero di Reynolds in funzione della posizione azimutale per tre valori di λ	43
3.5	Effetti delle bolle di separazione laminare sulle curve $C_L - \alpha$ e $C_D - \alpha$ di un profilo NACA0018 @ $Re = 5 \cdot 10^5$	44
3.6	Analisi comparativa tra risultati sperimentali e risultati predetti da Xfoil su un NACA0018 @ $Re=0.25e06$	46
3.7	Risultati Xfoil: Analisi comparativa curve $C_L - \alpha$ (a) e $C_D - \alpha$ (b) per diversi profili @ $Re = 0.25 \cdot 10^6$	48
3.8	Risultati Xfoil: Analisi comparativa tra le curve $C_L - \alpha$ (a) e $C_D - \alpha$ (b) per diversi profili @ $Re = 0.5 \cdot 10^6$	50
3.9	Dettaglio della mesh bidimensionale del profilo alare	52
3.10	Andamento della funzione wall $y+$ rispetto la posizione lungo il profilo alare	53
3.11	Analisi comparativa dei valori di $C_L - \alpha$ (a), $C_D - \alpha$ (b), predetti con il modello di turbolenza <i>Reynolds Stress Tensor</i> e i risultati sperimentali ottenuti da Hanns e colleghi su un NACA0018 @ $Re = 2.5 \cdot 10^6$	54
3.12	Risultati CFD: Analisi comparativa delle curve $C_L - \alpha$ e $C_D - \alpha$ ottenute da un'analisi bidimensionale @ $Re = 0.25 \cdot 10^6$ su diversi profili.	55
3.13	Rappresentazione schematica dell'effetto del gurney flap applicato al bordo di fuga di un profilo alare.	58
3.14	Curva $C_L - \alpha$ di un NACA0012 con aggiunta di gurney flap di diverse altezze ottenuta da analisi sperimentali, Jain e colleghi.	59
3.15	Curva $C_D - \alpha$ di un NACA0012 con aggiunta di gurney flap di diverse altezze ottenuta da analisi sperimentali, Jain e colleghi.	60
3.16	Profilo DU06W200dt con <i>Gurney Flap</i>	61
3.17	Risultati Xfoil: analisi comparativa delle curve $C_L - \alpha$ (a) e $C_D - \alpha$ (b) per differenti profili @ $Re = 0.5 \cdot 10^6$	62
3.18	Risultati Xfoil: Analisi comparativa delle curve $C_L - \alpha$ (a) e $C_D - \alpha$ (b) per differenti profili @ $Re = 0.5 \cdot 10^6$	63
3.19	Risultati CFD: Analisi comparativa delle curve $C_L - \alpha$ e $C_D - \alpha$ ottenute da un'analisi bidimensionale @ $Re = 0.5 \cdot 10^6$ su diversi profili alari.	65
3.20	Risultati CFD: Analisi comparativa delle curve $C_L - \alpha$ e $C_D - \alpha$ ottenute da un'analisi bidimensionale @ $Re = 0.5 \cdot 10^6$ per diversi profili.	67

3.21	Risultati CFD: Analisi comparativa delle curve $C_L - \alpha$ e $C_D - \alpha$ ottenute da un'analisi bidimensionale @ $Re = 0.5 \cdot 10^6$ per il profilo DU06-W-200dt al variare dell'altezza del gf.	68
3.22	Risultati CFD: Analisi comparativa delle polari del profilo DU06-W-200dt al variare dell'altezza del gf.	69
3.23	Risultati CFD: Analisi comparativa dei coefficiente di pressione in funzione della posizione x/c per il profilo DU06-W-200dt al variare dell'altezza del gf, per diversi angoli di incidenza $\alpha = 0^\circ$ (a), $\alpha = 5^\circ$ (b), $\alpha = 10^\circ$ (c), $\alpha = 15^\circ$ (d).	70
3.24	Scena della velocità vettoriale ottenute da un'analisi bidimensionale del profilo alare DU06-W-200dt @ $Re = 0.5 \cdot 10^6$ al variare dell'altezza del gf: $h = 1\%c$ (a), $h = 2\%c$ (b), $h = 3\%c$ (c), $h = 4\%c$ (d).	71
4.1	Visualizzazione del reticolo di scia con i nodi e i filamenti di scia	74
4.2	Illustrazione schematica dello stallo dinamico per $\lambda = 1$ (a), $\lambda = 2$ (b), $\lambda = 3$ (c).	77
4.3	Coefficiente di portanza come combinazione lineare dei componenti utilizzati dal modello Beddoes-Leishmann.	78
4.4	Apparato strumentale di misura SANDIA 34m	81
4.5	Analisi comparativa dei dati di coppia sperimentali ottenuti nei laboratori Sandia per una turbina Darrieus di raggio 34m ad una $\Omega = 28rpm$ con i risultati numerici ottenuti con un codice LLFVW+ATEFlap al variare del rapporto t_f/t_p	82
4.6	Variazione dell'angolo di incidenza in funzione della posizione azimutale al variare del λ , $\delta = 0$	83
4.7	Schematizzazione delle velocità vettoriali e delle forze agenti sulla pala di una VAWT. Gli angoli positivi sono definiti in senso antiorario. L'angolo φ è l'angolo di incidenza relativo, la velocità V_b è la velocità di rotazione della pala, δ è l'angolo di <i>pitch</i> della pala.	83
4.8	Analisi comparativa dei valori di coppia ottenuti con codice numero LLFVW+ATEFlap, LLFVW e risultati sperimentali ottenuti nei laboratori Sandia per una turbina Darrieus di altezza 34 m ad una velocità angolare $\Omega = 34 rpm$	84
4.9	Analisi comparativa dei risultati sperimentali ottenuti nei laboratori Sandia per una turbina Darrieus di altezza 34 m con i risultati numerici predetti dal codice LLFVW + ATEFlap e DMS.	85
4.10	Quote del rotore ad H testato presso il PoliMI	87

4.11	Analisi comparativa dei risultati numerici ottenuti mediante l'utilizzo di un codice LLFVW, integrato con il codice ATEFlap, con i dati sperimentali raccolti per una turbina H-type, in una prova condotta nella galleria del vento del Politecnico di Milano.	88
4.12	Effetti dello stallo dinamico su un NACA0012	89
4.13	Analisi dell'andamento del coefficiente di portanza in funzione dell'angolo d'attacco per ogni posizione azimutale della pala, a differenti valori di λ : 1.33 (a), 2.37 (b), 3.54 (c).	90
5.1	Rappresentazione schematica del dominio di calcolo utilizzato per le simulazioni numeriche con le relative dimensioni	93
5.2	Griglia di calcolo utilizzata per discretizzare il dominio fisico: vista dall'alto (a), dettaglio pala (b).	97
5.3	Configurazioni delle tre pale tridimensionali analizzate: DU06-W-200dt (a), DU06-W-200dt con $gf\ h = 2\%c$ (b), NACA0024 (c).	98
5.4	Risultati CFD: Analisi comparativa $C_P - \lambda$ per le 3 pale tridimensionali con differenti profili alari.	99
5.5	Risultati CFD: Andamento della coppia generata dalle tre pale con profilo DU06-W-200dt per diversi λ : 1.50 (a), 2.00 (b).	100
5.6	Risultati CFD: Andamento della coppia generata dalle tre pale con profilo NACA0024 per diversi λ : 1.50 (a), 2.00 (b).	101
5.7	Risultati CFD: Analisi comparativa della curva $C_P - \lambda$ per un rotore con profilo alare DU06-W-200dt valutando diverse altezze del gf.	102
5.8	Risultati CFD: Valore del coefficiente di forza tangenziale in funzione della posizione azimutale della prima pala (a) $\lambda = 1.00$, (b) $\lambda = 1.50$, (c) $\lambda = 2.00$, (d) $\lambda = 2.50$, (e) $\lambda = 3.00$. Verso positivo freccia uscente.	104
5.9	Rappresentazione della geometria del prototipo della turbina eolica ad asse verticale	105
5.10	Schematizzazione del prototipo VAWT	106
5.11	Dettaglio della mesh utilizzata per lo studio del prototipo di VAWT	107
5.12	Dettaglio della mesh utilizzata sul prototipo VAWT	108
5.13	Risultati CFD: Analisi comparativa della curva $C_P - \lambda$	109
5.14	Risultati CFD: Analisi comparativa della forza tangenziale per $\lambda = 2.00$	110
5.15	Scene velocità scalare per la configurazione del rotore completo a $\lambda = 1$	111
5.16	Scena scalare della velocità assiale per il rotore completo a $\lambda = 1$	111

Elenco delle tabelle

1.1	Dati tecnici turbine eoliche Sandia	7
1.2	ALVAWT 17m dati tecnici [6]	8
1.3	Dati tecnici della turbina eolica prodotta da VerticalWind AB dati tecnici	9
1.4	Dati tecnici della turbina ANew-M1 500kW	10
1.5	Dati tecnici della turbina VertiWind 35kW [6]	13
1.6	Rassegna di turbine eoliche Darrieus con configurazione a Φ	14
1.7	Rassegna di turbine eoliche Darrieus con configurazione ad H	15
1.8	Rassegna degli studi condotti sulla solidità delle turbina eoliche	26
3.1	Panoramica della letteratura sulla caratterizzazione della forma dei pro- fili per le VAWT.	42
3.2	Dettaglio del dominio computazionale, griglia e condizioni al contorno .	51
3.3	Parametri utilizzati per discretizzare il dominio di calcolo	52
3.4	Tabella riepilogative dei profili testati ordinati in funzione di efficienza decescente	56
3.5	Valore del δ^* per diversi profili a $Re = 5 \cdot 10^5$	61
3.6	Tabella riepilogativa dei profili testati ordinati in funzione di efficienza decescente	66
4.1	Sandia 34m dati tecnici	80
4.2	Analisi comparativa dei valori di coppia per i dati sperimentali @ $\Omega =$ $28rpm$ e $V_\infty = 20m/s$ [9] e per il modello LLFVW al variare del rapporto t_f/t_p	85
4.3	Valori geometrici della turbina eolica H-shaped sviluppata dal Battisti e colleghi [11]	88
5.1	Parametri di configurazione della griglia di calcolo	107

Abstract

Vertical Axis Wind Turbines (VAWTs) are a type of wind turbine that is characterized by having a vertical axis of rotation. These wind turbines represent a promising alternative to fossil fuels for the production of energy that is sustainable. For this reason, they have been the subject of many research studies in order to define their performance and improve their design.

However, their unique configuration presents some aerodynamic challenges that require innovative solutions. In fact, the vertical-axis configuration involves unique aerodynamic field complications such as the generation of swirling wake and the interaction of the blades with it.

Vortices can cause large fluctuations in the velocity and in the direction of flow at the turbine blades, negatively affecting the overall performance of the turbine, resulting in increased drag aerodynamics and a reduction in the lift force generated by the blades.

To overcome these issues, many studies have focused on optimizing of airfoils. In this context, this thesis work focused on studying the performance and optimization of vertical axis wind turbines.

In the text, the results of numerical analyses based on the equations of Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) equations conducted in order to increase conoscence on the performance of low Tip Speed Ratio (TSR) VAWTs.

In order to reduce the computational computation time of 3D simulations of vertical axis wind turbines. A numerical based on Lifting Line Free Vortex Wake (LLFVW) was tested, which includes a correction to simulate dynamic stall effects.

Finally, in order to optimize the efficiency of these turbines, the effect on the performance of a gurney flap configuration has been tested. The results indicate a potential significant for improving the efficiency of vertical wind turbines.

Sommario

Le *Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT) sono una tipologia di aerogeneratori che si caratterizza per avere un asse di rotazione verticale. Queste turbine eoliche rappresentano una promettente alternativa ai combustibili fossili per la produzione di energia sostenibile. Per questo motivi sono state oggetto di molti studi di ricerca al fine di definirne le prestazioni e migliorarne la progettazione.

Tuttavia, la loro configurazione presenta alcune sfide aerodinamiche che richiedono soluzioni innovative. Infatti, la configurazione ad asse verticali comporta complicazioni del campo aerodinamico uniche come la generazione di scia vorticoso e l'interazione delle pale con quest'ultima. I vortici possono provocare grandi fluttuazioni nella velocità e nella direzione del flusso in corrispondenza delle pale della turbina, influenzando negativamente sulle prestazioni generali della turbina, con conseguente aumento della resistenza aerodinamica ed una riduzione della forza di portanza generata dalle pale.

Per superare queste problematiche, molti studi si sono focalizzati sull'ottimizzazione dei profili aerodinamici.

In questo contesto, questo lavoro di tesi si è concentrato sullo studio delle prestazioni e sull'ottimizzazione delle turbine eoliche ad asse verticale.

Nel testo vengono presentati i risultati delle analisi numeriche basate sulle equazioni di Navier-Stokes mediate alla Reynolds (RANS), condotte al fine di aumentare la conoscenza sulle prestazioni dei VAWT a basso *Tip Speed Ratio* (TSR). Al fine di ridurre i tempi di calcolo computazionale delle simulazioni 3D di turbine eoliche ad asse verticale è stato testato un modello numerico basato sulla *Lifting Line Free Vortex Wake* (LLFVW), che include una correzione per simulare gli effetti di stallo dinamico.

In conclusione, al fine di ottimizzare il rendimento delle turbine eoliche ad asse verticale, è stato condotto uno studio sull'impatto del *gurney flap* sulle prestazioni delle medesime. I risultati ottenuti dimostrano notevoli prospettive di miglioramento dell'efficienza di tali sistemi.

Elenco dei simboli

α	Angolo di incidenza	C_N	Coefficiente di forza normale
δ	Angolo di calettamento	C_P	Coefficiente di potenza
λ	Rapporto velocità di punta	c_P	Coefficiente di pressione
Ω	Velocità angolare della turbina	c_r	Corda razza
ω	Velocità angolare della scia a valle della turbina	C_T	Coefficiente di forza tangenziale
σ	Solidità	D	Forza di resistenza
a	Fattore di induzione assiale	F_N	Forza normale
A_b	Area della pala	F_T	Forza tangenziale
A_t	Area spaziata dal rotore	L	Forza di portanza
C	Coppia della pala	N_B	Numero di pale
c	Corda del profilo alare	N_S	Numero di razze
C_D	Coefficiente di resistenza aerodinamica	P	Potenza generata
C_L	Coefficiente di portanza aerodinamica	V_∞	Velocità del flusso indisturbato
C_M	Coefficiente di momento	V_{tan}	Velocità tangenziale
		x_{0r}	Distanza tra il bordo di attacco e attacco razza

Capitolo 1

Turbine eoliche ad asse verticale

L'energia eolica sta vivendo un periodo di rinnovata attenzione in quanto la ricerca scientifica si sta concentrando sull'esplorazione di un sistema di produzione di energia che sia affidabile, accessibile e non preveda l'emissione di alcun tipo di gas serra. Tuttavia, tali obiettivi iniziano a richiedere azioni rapide e strategie più profonde per rispettare i traguardi prefissati (come uno scenario di emissioni nette a zero entro il 2050). Queste possono includere la considerazione delle curve di domanda in tempo reale e la produzione in loco per l'autoconsumo. A questo proposito, la produzione di energia eolica in ambienti urbani sta ricevendo molta attenzione. In questo contesto, le turbine eoliche ad asse verticale (VAWT) sembrano essere le migliori candidate per l'estrazione di energia eolica grazie alle loro ridotte dimensioni, alle ridotte emissioni sonore e alla loro omnidirezionalità.

Il concetto di VAWT è stato introdotto per la prima volta dall'ingegnere francese Georges Jean Marie Darrieus nel 1931, questo era riferito sia agli aerogeneratori ad asse verticale con pale curve (*Curved Blade*) che a pala dritta (*Straight Blade*) come quelle presentate in figura 1.1. Prima dell'ingegnere *Darrieus* già l'ingegnere Sigurd Savonius aveva introdotto nel 1922 una tipologia di turbina eolica ad asse verticale detta Savonius, le turbine *Darrieus* si distinguono da queste per la tipologia di forza utilizzata per la generazione di coppia motrice. Le turbine *Darrieus* sfruttano la forza di portanza generata dalle pale mentre le Savonius la forza di resistenza.

Gli aerogeneratori di tipo *drag* sono raramente utilizzati nella generazione di energia a causa della loro bassa efficienza, come mostrato in figura 1.2, pertanto non sono discussi nella presente trattazione.

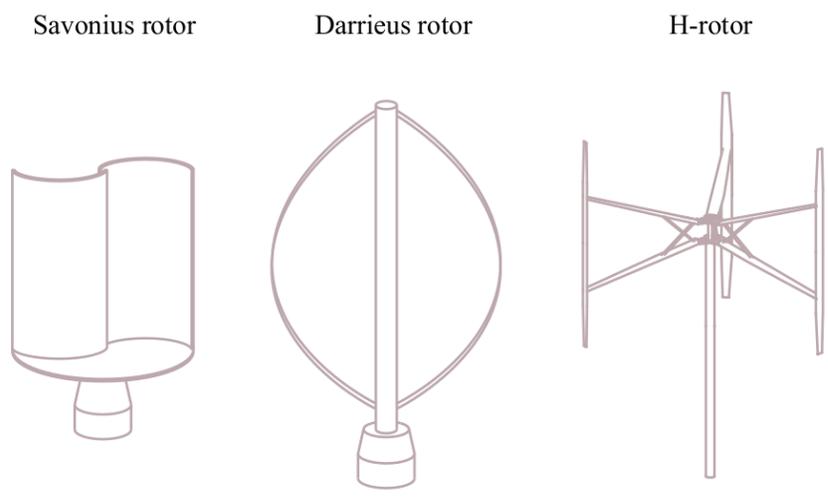


Figura 1.1: *Rappresentazione delle diverse configurazioni di turbine eoliche ad asse verticale*

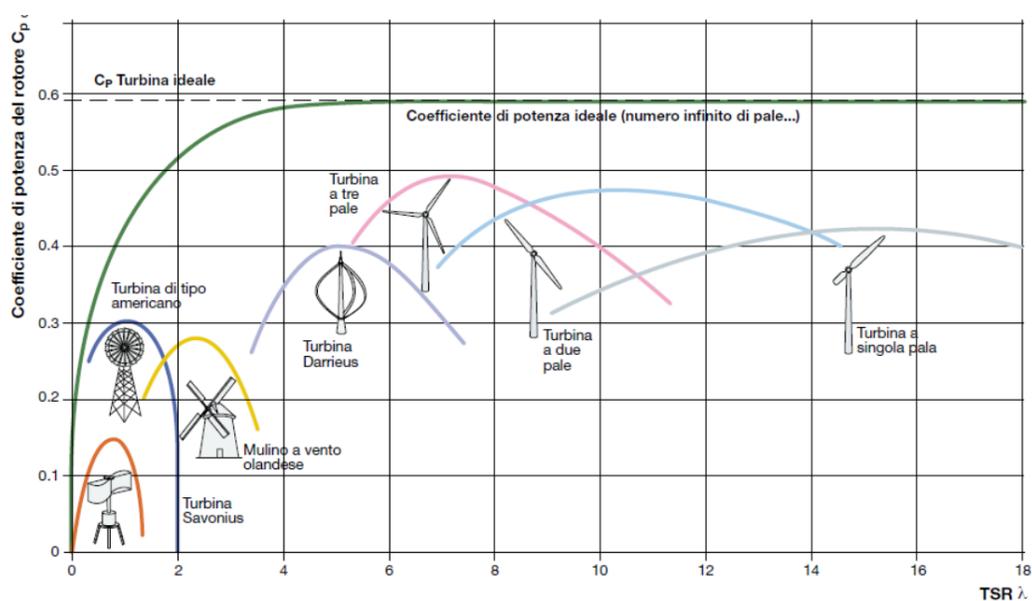


Figura 1.2: *Andamento del coefficiente di potenza in funzione del λ per diverse tipologie di VAWT*

L'abbreviazione VAWT utilizzata di seguito è da intendersi come identificativa esclusivamente delle turbine eoliche ad asse verticale di tipo *Darrieus*.

Nonostante la crescente popolarità delle turbine eoliche ad asse verticale gli aerogeneratori maggiormente impiegati per la produzione di energia su larga scala in impianti sia *onshore* che *offshore* sono le turbine eoliche ad asse orizzontale (HAWT). Rispetto alle HAWT, le VAWT sono caratterizzate dai seguenti vantaggi:

- indipendenza dalla direzione del vento; non è richiesto nessun sistema di imbardata per allinearsi alla direzione del vento. Questo aspetto è particolarmente importante perché implica una facilità di costruzione, una riduzione dei costi e non si verificano perdite di prestazioni dovute a disallineamenti tra l'asse della turbina e la direzione del flusso;
- costi di produzione inferiori grazie al *design* agevole delle pale delle VAWT. Il *design* di ottimo per le pale delle HAWT prevede l'adozione di angoli di freccia e svergolamento, il che aumenta la difficoltà di produzione e i conseguenti costi.
- posizione del generatore più agevole e riduzione del rumore. Le VAWT sono adatte per l'utilizzo di trasmissioni verticali al suolo, quindi la *gearbox*, il generatore e altri carichi possono essere locati all'altezza del suolo migliorando la facilità di installazione e l'accesso per manutenzione, inoltre in questa posizione possono essere adottati strumenti di insonorizzazione più efficienti riducendo l'emissione sonora della trasmissione meccanica;
- nel caso di HAWT di grandi dimensioni possono nascere carichi dovuti al peso proprio delle pale che possono generare momenti alla base del rotore quando queste sono orizzontali;
- HAWT di grandi dimensioni possono andare incontro a problemi di rottura a fatica a causa delle variazioni cicliche delle sollecitazioni, in quanto il *tip* della pala esperienza una velocità notevolmente maggiore rispetto al *root*;
- dal momento che le VAWT operano tipicamente a valori minori di λ rispetto alle HAWT si caratterizzano per valori inferiori di rumore dovuto all'aerodinamica;
- minore utilizzo del suolo. Per spiegare questa caratteristica vanno presi in considerazione due aspetti:
 - 1) L'ampiezza e l'altezza dell'area spazzata dal rotore sono identiche nel caso degli HAWT, mentre è molto facile aumentarne l'area spazzata delle VAWT senza aumentare l'ingombro.
 - 2) Il rendimento, in termini di potenza dei VAWT può essere aumentata se utilizzata in configurazioni di *array* di VAWT contro-rotanti. Alcuni studi precedenti hanno investigato l'interazione delle turbine eoliche con la scia prodotta da quelle

presenti a valle, notando che ci fosse un globale aumento dell'efficienza del parco eolico. Questi fattori consentono di costruire un numero maggiore di VAWT in un'area determinata rispetto agli HAWT;

- le VAWT possono teoricamente raggiungere un coefficiente di potenza (C_P) pari a quello degli HAWT.

L'accessibilità del generatore e il basso centro di massa dei VAWT, sono aspetti che rendono queste turbine utili per le applicazioni *offshore* di parchi eolici galleggianti. Sono stati pubblicati diversi studi sui VAWT per l'impiego *offshore*. I Laboratori Nazionali Sandia hanno riassunto le proprietà delle turbine *Darrieus* dal punto di vista dell'impiego *offshore*.

Questa tesi si concentra sulle VAWT con rotori *H-type* a pale dritte. Per queste turbine la costruzione è molto più semplice in quanto le pale rettilinee del rotore H sono più facili e più economiche da realizzare rispetto alle pale curve del rotore *Darrieus*, inoltre questa geometria vede rendimenti più alti. Infine, il *design* del rotore ad H offre una sezione trasversale più ampia grazie al raggio costante della turbina. Tuttavia, la struttura a trave a sbalzo è soggetta a sforzi flessionali maggiori, i supporti devono quindi essere più spessi o in un numero maggiore, comportando un aumento dei costi di produzione e una riduzione delle *performance* aerodinamiche. Un altro svantaggio è l'aumento dei momenti flettenti nelle pale a causa della forza centrifuga. Infine, queste turbine hanno basse capacità di *self-starting* a causa della condizione di stallo profondo in cui si trovano i profili delle pale per bassi valori di λ .

1.1 Stato dell'arte

Sin dal brevetto presentato dall'ingegnere Jean Marie Darrieus nel 1931 numerose aziende hanno iniziato a sviluppare i propri prototipi di VAWT ottimizzando la geometria, i profili alari e aumentando la quantità di energia producibile dal singolo aerogeneratore. Nel 1966 Raj Rangi e Peter South dal Canada *National Research Council* hanno introdotto delle turbine eoliche di tipo *Darrieus* adatte alla micro produzione di energia e le hanno installate sul tetto del *National Research Council*.

Più tardi nel 1973, a causa della crisi petrolifera, i paesi erano alla ricerca di una fonte di generazione alternativa ai combustibili fossili Raj e Peter South fecero ulteriori ricerche su queste turbine, mentre la produzione fu appaltata a *Dominion Aluminium Fabrication Ltd.* Una delle prime turbine prodotte da DAF fu consegnata alla *Defence Research Establishment* in Ottawa e fu installata nell'Artico.

Il CNRC ha aperto la strada alla ricerca sulle turbine eoliche configurandosi come *leader*

del settore per circa dieci anni, dopodiché i *Sandia National Laboratories* negli Stati Uniti hanno iniziato la ricerca su diverse configurazioni geometriche di turbine *Darrieus* al fine di aumentarne le prestazioni. Di seguito vengono presentate le configurazioni più innovative di turbine eoliche prodotte da diverse aziende.

1.1.1 Laboratori Nazionali Sandia

I Laboratori Nazionali Sandia (SNL) sono stati incaricati dal dipartimento dell'energia degli Stati Uniti di condurre una ricerca sulle fonti di energia alternative ai combustibili fossili. La loro ricerca sulle turbine eoliche è iniziata nel 1970 con aerogeneratori di tipo *Savonius*, successivamente gli SNL si sono concentrati sullo studio delle turbine di tipo *Darrieus* a causa della loro maggiore efficienza.

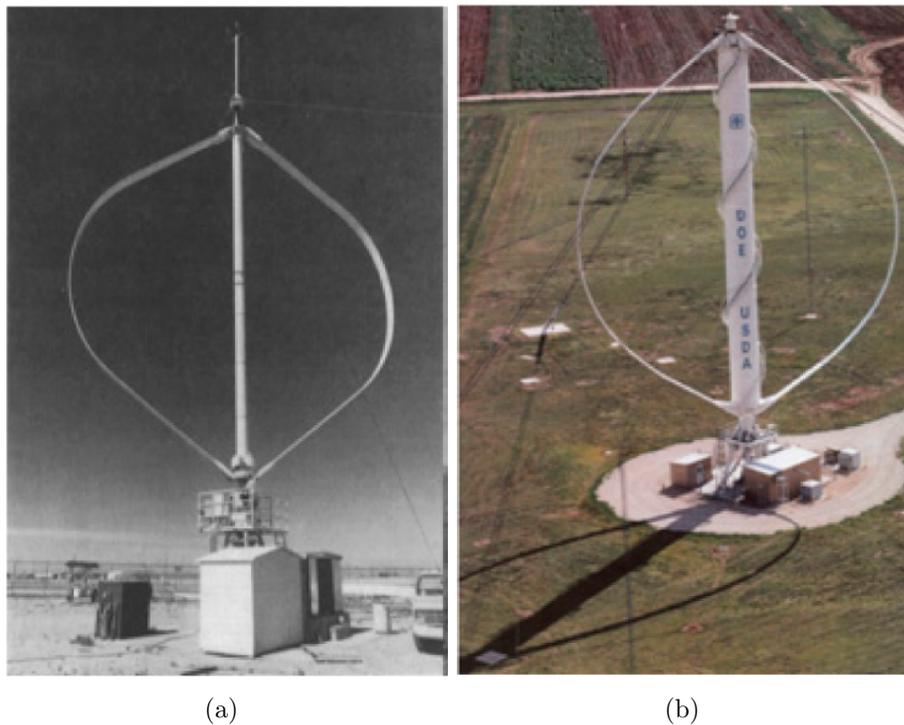


Figura 1.3: *Turbina Sandia 17m (a); Turbina Sandia 34m (b).*

Il prototipo di punta prodotto dai laboratori nazionali Sandia è una turbina *Darrieus* con un diametro di 17 m in grado di generare 60kW ad una velocità del vento di circa

13 m/s [32], i dati tecnici della turbina sono riportati in tabella 1.1. Dopo aver testato con successo il modello da 17 m, Sandia è passata alla costruzione di grandi turbine *Darrieus* del diametro di 34 m nell'ambito del programma "Test-bed" nel 1988 [27]. Con una potenza di 500 kW a 12.5 m/s l'aerogeneratore Sandia da 34 m è dotato di un generatore sincrono e di un riduttore a velocità variabile.

Tabella 1.1: *Dati tecnici turbine eoliche Sandia*

Turbina	A [m ²]	H [m]	D [m]	c [m]	N pale	profilo alare	σ	P [kW]
Sandia 17m	187.1	23	17	0.533-0.610	2	NACA0012-NACA0015	0.14	60 @13m/s
Sandia 34m	955	41.9	34.2	1.22	2	NACA0021-SAND0018/50	0.13	500 @12m/s

I generatori funzionano a 1800 rpm e, grazie alle pulegge, alla cinghia e ai rapporti di trasmissione, la turbina può essere azionata da 29.6 rpm a 59.5 rpm in tredici fasi discrete.

Le pale del rotore *Darrieus* sono prodotte mediante estrusione di alluminio in tre sezioni. La radice, la parte centrale ed il *tip* sono realizzate rispettivamente con profili NACA 0021, SNL 0018/15 e SNL 0018/50 [27]. Il profilo personalizzato per le diverse sezioni aggiunge resistenza strutturale, riducendo la deflessione locale ai bordi, riduce gli effetti di fatica sulla pala e aumenta le prestazioni aerodinamiche. Con questi miglioramenti, il progetto ha raggiunto un coefficiente di potenza massimo $C_P = 0.43$ [9].

1.1.2 ALCOA

ALCOA, la *Aluminium Company of America*, produceva originariamente pale per turbine eoliche ad asse orizzontale. Tuttavia, nel 1975, iniziò lo sviluppo di turbine eoliche ad asse verticale (VAWT) basate sulla tecnologia prodotta dai laboratori Sandia. In questo periodo, ALCOA sviluppò l'ALVAWT, una turbina eolica ad asse verticale con un diametro di 17 m ed un'area spaziata di 279 m², in grado di produrre circa 100 kW ad una velocità del vento di 14 m/s. La turbina è presentata nella figura 1.4 (a).

L'ALVAWT 100 è stato uno dei modelli di maggior successo, con prestazioni affidabili anche in condizioni di tempesta. Pertanto, l'azienda decise di produrne uno di dimensioni maggiori: l'ALVAWT 500, con un diametro del rotore di 25 m e un'altezza di 37.5 m, i dati tecnici sono riportati in tabella 1.2. Tra il 1979 e il 1981, ALCOA costruì la pre-produzione del progetto da 25 m e 500 kW per l'*Eugene Water & Electric Board*, vicino al fiume Mogherini, come mostrato nella figura 1.4 (b). Le turbine a tre pale installate a Pittsburg, negli Stati Uniti, crollarono a causa di un guasto al sistema di

controllo. I primi guasti spinsero ALCOA a ritirare le sue turbine, portando alla fine dello sviluppo delle VAWT da parte dell'azienda.

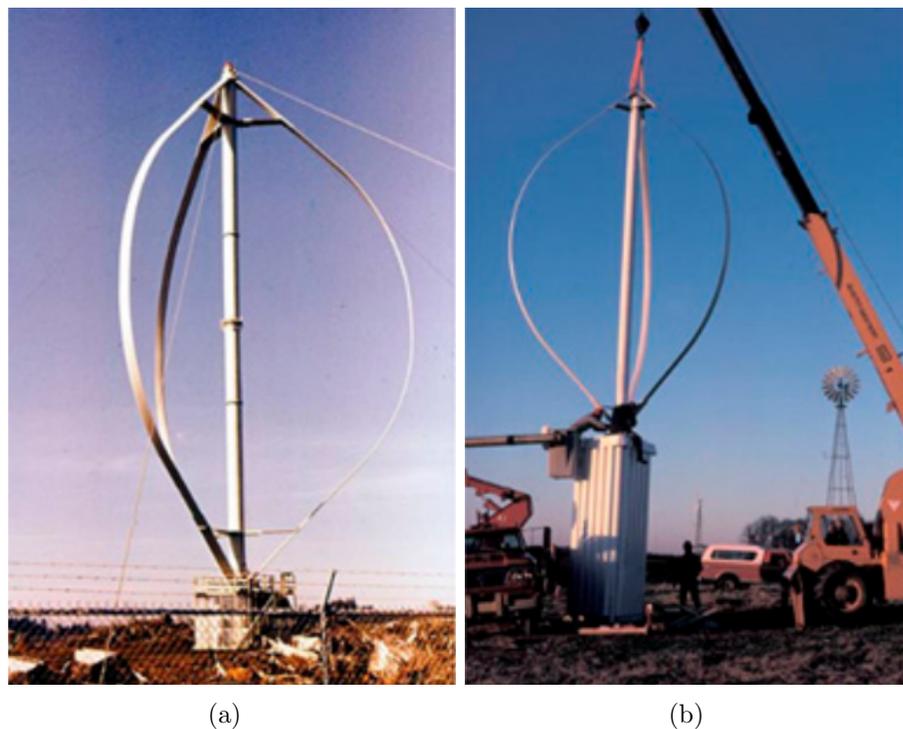


Figura 1.4: *ALVAWT 100 kW (a); ALVAWT 500 kW (b)*

Tabella 1.2: *ALVAWT 17m dati tecnici [6]*

Turbina	A [m^2]	H [m]	D [m]	c [m]	N pale	profilo alare	σ	P [kW]
ALVAWT 100	279	25.15	17	0.610	3	NACA0015	0.11	100 @14m/s
ALVAWT 500	595	37.5	25	1.22	3	NACA0021	0.13	500 @13 m/s

1.1.3 Vertical Wind AB

Questa azienda, che è uno *spinoff* dell'università di Uppsala, ha sviluppato un prototipo di turbina *H-type* in grado di produrre 200 *kW*. Il prototipo è stato installato a Falkenberg, sulla costa occidentale della Svezia. La turbina ha un diametro di 26 *m*, una lunghezza delle pale di 24 *m* per un'area spaziata di 624 *m*², in figura 1.5 è presentato il rotore sviluppato dall'azienda, i dati tecnici sono riportati in tabella 1.3.



Figura 1.5: *Turbina eolica H-type prodotta da Vertical Wind AB*

Tabella 1.3: *Dati tecnici della turbina eolica prodotta da VerticalWind AB dati tecnici*

A [<i>m</i> ²]	H [<i>m</i>]	D [<i>m</i>]	c [<i>m</i>]	N pale	profilo alare	σ	P [<i>kW</i>]
624	40	25	0.4-0.9	3	NACA0018	0.17	200 @12 <i>m/s</i>

Le pale e le razze sono in vetroresina, mentre la torre è in legno ricoperto di vetroresina. Grazie alla struttura in vetroresina la turbina è in grado di resistere a carichi elevati indotti dal vento durante le tempeste mantenendo i costi di fabbricazione piuttosto bassi.

Su questa turbina sono stati effettuati studi dettagliati sulla generazione di rumore. I risultati dei *test* mostrano che la frequenza del rumore per una turbina da 200 kW è nell'intervallo 600-1200 Hz [66], che è la stessa frequenza del rumore ambientale. Il rumore a 8 m/s e 10 m dal suolo è di 96.2 dBA, mentre l'emissione sonora a 6 m/s è di 94.1 dBA.

L'azienda è attualmente impegnata nella produzione di generatori per altri produttori di turbine.

1.1.4 ANEW Turbines

L'istituto polacco ANEW è attivo nello sviluppo di turbine *Darrieus* da più MegaWatt, con il supporto di Stalprodukt S.A. Il primo prototipo, il modello ANEW-S1 da 15 kW, presenta tre pale ed è progettato per operare a basse velocità del vento $3 \text{ m/s} < V_\infty < 9 \text{ m/s}$. Questo generatore eolico ad asse verticale con pale dritte è in grado di produrre grandi quantità di energia. Il VAWT è stato progettato per l'uso in zone residenziali e agricole. Ciò che lo rende unico sono le pale a forma di V, queste costituiscono anche la base anche per le turbine di dimensioni maggiori sviluppate dalla stessa azienda. La forma delle pale ha lo scopo di abbattere le emissioni sonore.

Il rotore a due stadi è risultato in grado di aumentare la capacità di avviamento della turbina, il rotore ha una velocità di *cut-off* di circa 3.2 m/s [51]. I risultati dei *test* hanno evidenziato che l'efficienza si riduce sostanzialmente a causa della perdita dovuta agli effetti di pala finita, che è accentuata in un rotore multi-stadio rispetto ad uno monostadio.

I dati tecnici delle turbine ANew-M1 e ANew-B1 sono riportati in tabella 1.4.

Tabella 1.4: *Dati tecnici della turbina ANew-M1 500kW*

Turbina	A [m ²]	H [m]	D [m]	c [m]	N pale	profilo alare	σ	P [kW]
ANew-M1	1700	66	52	1.22	3	-	0.13	1500 @13m/s
ANew-B1	34.60	19.16	7.425	1.22	3	-	0.13	15 @12m/s

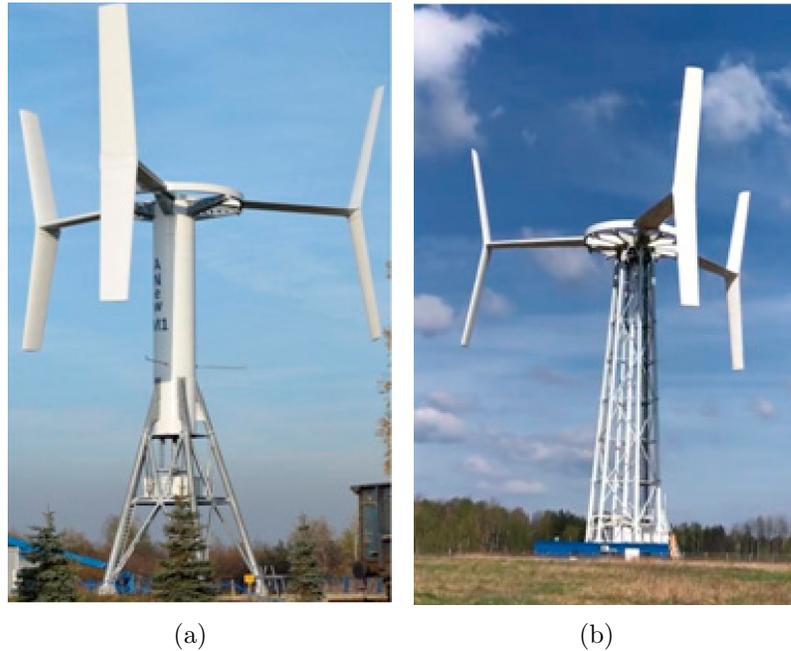


Figura 1.6: *1.5MW ANEW-B1 (a); 15kW ANEW-M1 (b)*

Il successo dell'ANEW-S1 ha portato allo sviluppo del modello ANEW-B1, che ha una potenza nominale di 200 kW sviluppata ad una velocità del vento di 12 m/s . I montanti e le pale sono in vetroresina per ridurne il peso. Grazie al generatore a trasmissione diretta la turbina è in grado di generare una tensione nominale di 400 VCA anche ad una velocità angolare inferiore ai 34 rpm .

Il *design* della struttura della torre dell'ANEW-B1 è unico nel suo genere: metà a traliccio per facilitare il montaggio del generatore e metà ad albero per ridurre gli effetti di turbolenza sulle pale della turbina. L'anello di supporto è dotato di binari su cui vengono guidati i rulli interni delle razze, eliminando così la necessità di cuscinetti più grandi. L'anello di supporto, a sua volta, è saldamente fissato alla torre.

Il progetto dell'ANEW è stato ulteriormente scalato arrivando alla costruzione di una turbina in grado di generare 1.5 MW ad una velocità del vento di 13 m/s , la ANEW-M1. Questo prototipo è in fase di *test* dal 2017, l'intera struttura, riportata in figura 1.6 (b), è sostenuta da sei piloni di forma piramidale. La VAWT presenta un diametro della turbina di 52 m ed un'area spaziata di 1700 m^2 . La velocità angolare massima è di 16 rpm , mentre la velocità tangenziale massima delle pale è di 44 m/s .

Una notevole riduzione della resistenza aerodinamica parassita è stata ottenuta eliminando una razza, con un significativo risparmio sui materiali e sui tempi di assemblaggio.

1.1.5 VertAx Wind

VertAx Wind Limited è un'azienda fondata nel 2007 con l'obiettivo di sviluppare una turbina eolica *offshore* al fine di ristabilire l'attività di produzione di turbine eoliche nel Regno Unito. La ricerca si è concentrata sulla riduzione dei costi di manutenzione e sull'aumento della longevità e dell'affidabilità degli aerogeneratori. La VAWT *Darrieus* a tre pale proposta ha un diametro del rotore di 140 m e un'altezza delle pale di 110 m, con una capacità di potenza massima di 10 MW, il progetto è riportato in figura 1.7.

VertAx Wind ha collaborato con *Slingsby Composites* e il *Northwest Composite Centre* per la produzione delle pale. Per facilitare la logistica, le pale sono state prodotte in segmenti di 11 m ciascuno e assemblate *in loco*. Anche i bracci di supporto sono realizzati in composito per ridurre la massa e la resistenza parassita. L'analisi aerodinamica è stata condotta dall'Università di Leeds.

Notevoli innovazioni sono state introdotte nella progettazione dei generatori grazie alla collaborazione con l'Università di Edimburgo. È stata utilizzata la tecnologia C-Gen sviluppata da Mark Muller. Il generatore modulare ad anello a magneti permanenti ha un nucleo di materiale a forma di C, mentre i dischi dello statore passano attraverso i bracci a C.

I due generatori hanno una potenza nominale di 5 MW ciascuno con 180 poli a 4 giri al minuto. La produzione di cuscinetti ad anello è una sfida per i VAWT da più megawatt, che in questo progetto è stata aggirata utilizzando rulli e binari come mostrato nella Figura 1.7. I puntoni sono collegati alla struttura a rulli e ruotano intorno alla torre. La modellazione dinamica della torre e della struttura della turbina VertAx è stata eseguita dall'Università di Cranefield. La turbina è stata progettata per una durata di 25 anni ed è dotata di una gru a bordo per la sostituzione delle pale. I dati tecnici della turbina sono riportati in tabella 1.5.



Figura 1.7: *Progetto VertAx Wind*

Tabella 1.5: *Dati tecnici della turbina VertiWind 35kW [6]*

A [m^2]	H [m]	D [m]	c [m]	N pale	profilo alare	σ	P [kW]	
15	400	110	140	-	3	-	-	10000

I modelli riportati rappresentano solo una parte degli aerogeneratori costruiti, nelle tabelle 1.6 e 1.8 sono presentati ulteriori modelli di VAWT sia nella configurazione geometrica a Φ che ad H .

Tabella 1.6: *Rassegna di turbine eoliche Darrieus con configurazione a Φ*

Turbina	Produttore	N. pale	Dimensioni	Anno	P [kW]	Ref
Magdale Island 230kW	DAF Indal	2	D=24m. H=36.6m. A=595m ²	1977	230	[81]
Indal 6400- 500kW	DAF Indal	2	D=24m. H=41m. A=595m ² .	1984	500	[76]
WindStor 200kW	CWT Power Inc.	3	D=19-22m. H=30.5m. A=283 m ²	2004	125	[65]
Pioner I	Polymarin B.V.	2	D=17m. H=23m. A=269m ²	1982	170	[1]
FloWind- 17	FloWind corp.	2	D=15m. H=15m. A=150m ²	1984	94	[23]
EOLE	CNRC	2	D=64m. H=96m. A=4000m ²	1987	3500	[13]

Tabella 1.7: *Rassegna di turbine eoliche Darrieus con configurazione ad H*

Turbina	Prod.	N. pale	Dimensioni	Anno	P [kW]	Ref
VAWT-450	VAWT Ltd	2	D=25m; H=25m; A=450m ² .	1986	130	[65] [61]
VAWT-260	VAWT Lid	2	D=19.5m; H=19.5m; A=260m ² .	1988	100	[65] [61]
HM300	Heidelberg GmbH	2	D=32m; H=50m; A=672m ² .	1991	300	
SkWind 550kW	MODEC	3	D=26m; H=40m; A=624m ² .	2013	500	
Nenuphar 600kW	Nenuphar	3	D=50m; H=40m; A=1300m ² .	2014	600	[18]
Aeolos-V 10kW	Aeolos	3	D=5.5m; H=4.32m; A=23.8m ² .	2018	10	[60]

1.2 Parametri aerodinamici delle turbine eoliche

L'aerodinamica delle turbine eoliche ad asse verticale (VAWT) gioca un ruolo cruciale nella loro efficienza ed efficacia. Come precedentemente descritto le VAWT sono progettate con rotori che ruotano intorno ad un asse verticale, questo permette a queste turbine di essere omnidirezionali. Tuttavia, il flusso turbolento del vento intorno al rotore determina una minore efficienza aerodinamica rispetto alle turbine eoliche ad asse orizzontale (HAWT).

Le VAWT sono più adatte ai venti a bassa velocità e hanno un rapporto di velocità di punta inferiore. Il *design* delle pale, la loro geometria e il tipo di profilo alare utilizzato sono aspetti che influiscono notevolmente sull'efficienza della turbina. Nonostante queste sfide, le VAWT hanno il vantaggio di essere meno complicate strutturalmente, più piccole e più leggere rispetto alle HAWT.

I parametri che influenzano il funzionamento di queste turbine sono diversi, tra i quali la velocità di rotazione Ω presente all'interno del parametro *tip speed ratio* λ e il numero di *Reynolds*. Il λ si definisce come il rapporto tra la velocità tangenziale della pala e la velocità del flusso indisturbato:

$$\lambda = \frac{R\Omega}{V_\infty} \quad (1.1)$$

Il numero di *Reynolds* viene definito come il rapporto tra le forze d'inerzia e quelle viscosi all'interno del fluido:

$$Re = \frac{\rho V c}{\mu} \quad (1.2)$$

La potenza delle turbine eoliche si può esprimere come:

$$P = C\Omega \quad (1.3)$$

Dove C è la coppia generata dalle pale in Nm e Ω la velocità angolare della turbina espressa in rad/s .

Questa tesi si concentra sullo studio di turbine eoliche *lift-based*. In tali sistemi, la coppia motrice è sostanzialmente generata dalla forza di portanza, mentre la resistenza aerodinamica contribuisce alla generazione di perdite. Le sollecitazioni strutturali cui sono sottoposte le pale delle turbine sono tipicamente causate dalla componente normale alla corda della pala stessa, ovvero la forza F_N generata dalla forza aerodinamica nella direzione radiale. La componente tangenziale F_T , invece, è responsabile della

generazione di coppia durante la rotazione:

$$C = N_B F_T R \quad (1.4)$$

Dove N_B è il numero di pale, R è il raggio della turbina e F_T è la forza tangenziale media durante una rivoluzione. Se le pale della turbina sono sostenute da razze (es. rotore ad H), la forza tangenziale comprende il contributo delle pale e dei bracci di supporto. Sia la geometria della turbina che le condizioni operative influenzano la generazione della forza tangenziale.

Per chiarire questo aspetto, si supponga che la pala si trovi all'angolo di azimut θ con verso positivo antiorario, definito come in figura 1.8. La velocità della pala è:

$$\vec{V}_{tan} = \Omega R \hat{i} \quad (1.5)$$

Dove \hat{i} è il versore nella direzione tangenziale, nel sistema di riferimento solidale alla pala. Il vettore di velocità del vento relativo \vec{V}_{rel} è il risultato vettoriale della velocità del vento incidente \vec{V}_∞ e della velocità vettoriale delle pale dovuta alla rotazione delle stesse $-\vec{V}_{tan}$ (il segno negativo indica che la direzione del flusso è opposta a quella di rotazione delle pale).

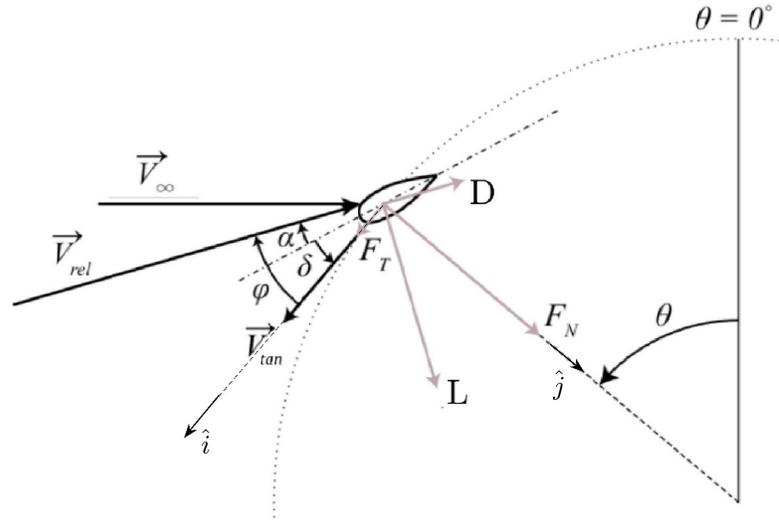


Figura 1.8: Schema delle velocità vettoriali e delle forze agenti sulla pala di una VAWT. Gli angoli positivi sono definiti in senso antiorario. L'angolo φ indica l'incidenza relativa del flusso, V_{tan} è la velocità di rotazione della pala, δ è l'angolo di calettamento della pala.

$$\vec{V}_{rel} = \vec{V}_{\infty} - \vec{V}_{tan} \quad (1.6)$$

A causa dell'energia estratta dal flusso, il modulo della velocità del vento sul disco della turbina V_{tan} è generalmente inferiore alla velocità asintotica V_{∞} .

In coordinate cartesiane, il modulo della velocità relativa del flusso si può calcolare come:

$$|\vec{V}_{rel}| = V_{\infty} \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos \theta} \quad (1.7)$$

L'angolo di incidenza è la somma dell'angolo di incidenza del flusso e del calettamento proprio della pala (con verso positivo antiorario):

$$\alpha = \varphi - \delta \quad (1.8)$$

assumendo $\delta = 0$, si calcola l'angolo di incidenza relativo come:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{\sin \theta}{\frac{\Omega R}{V_{\infty}} + \cos \theta}\right) \quad (1.9)$$

La stima dell'angolo di incidenza relativo secondo l'equazione 1.9 è valida solo assumendo la pala come un punto. La pala compie un moto rotazionale, il che implica la presenza di effetti di curvatura del flusso che modificano l'effettivo angolo di incidenza φ . Per tenere conto degli effetti di curvatura, l'angolo del vento relativo viene ulteriormente modificato come spiegato nella sezione 1.3. Dall'equazione 1.9 si osserva che:

$$\alpha \propto \frac{1}{\lambda} \quad (1.10)$$

Per mettere in relazione questo dato con la coppia generata dalla turbina, si riporta l'espressione per la forza tangenziale F_T assumendo nuovamente $\delta = 0$:

$$F_T = L \sin \alpha - D \cos \alpha \quad (1.11)$$

La forza di portanza \vec{L} è ortogonale alla velocità \vec{V}_{rel} mentre la forza di resistenza \vec{D} è parallela a \vec{V}_{rel} . Dall'espressione 1.11 si può dedurre che la forza tangenziale dipende dall'angolo di incidenza della pala. Aumentando il λ , si osserva una diminuzione dell'angolo di incidenza massimo sperimentato dalla pala, come mostrato nella figura 1.9. Man mano che l'angolo di incidenza diminuisce, il termine di resistenza diventa predominante rispetto al termine di portanza, il che si traduce in una minore forza tangenziale netta.

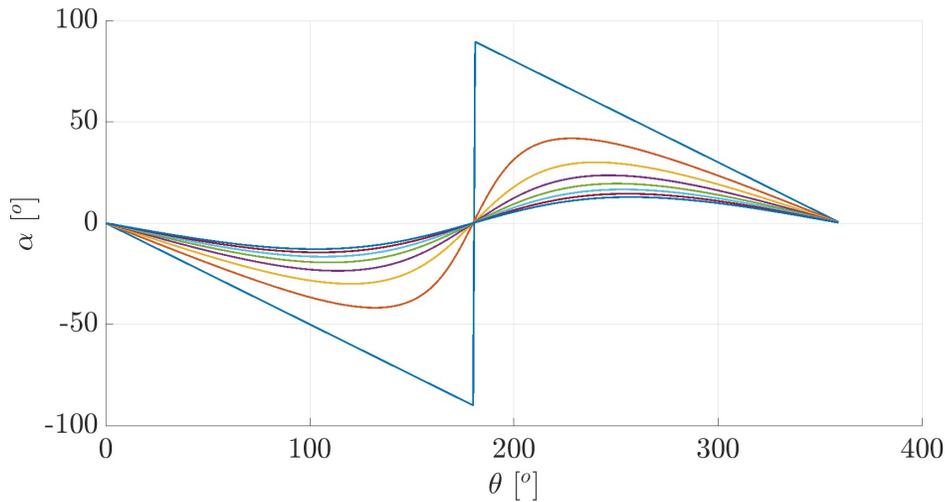


Figura 1.9: *Variazione dell'angolo di incidenza in funzione della posizione azimutale al variare del λ , $\delta = 0$. $\lambda = 1$ —; $\lambda = 1.5$ —; $\lambda = 2$ —; $\lambda = 2.5$ —; $\lambda = 3$ —; $\lambda = 3.5$ —; $\lambda = 4.0$ —; $\lambda = 4.5$ —.*

A rapporti di velocità di punta troppo bassi, la turbina entra in stallo, dove il coefficiente di portanza crolla e quello di resistenza aumenta bruscamente, condizione da evitare. Alla luce delle ultime osservazioni si individua il punto di progetto di una turbina eolica ad asse verticale in un λ vicino al limite di stallo, al fine di ottenere il più alto coefficiente di potenza estraibile.

1.2.1 Legge di Betz

La legge di Betz definisce il massimo dell'energia estraibile da un rotore eolico infinitamente sottile, attraversato da un fluido con velocità V_∞ . Il teorema prevede l'utilizzo delle seguenti assunzioni:

- il rotore non possiede mozzo, ossia è un rotore ideale, con un infinito numero di pale e con attrito nullo;
- il flusso all'entrata e all'uscita del rotore ha un moto assiale. Questo tipo di approccio è a volume di controllo, e per ricavare una soluzione il volume di controllo deve contenere tutto il fluido entrante e uscente, in accordo con le equazioni di conservazione;

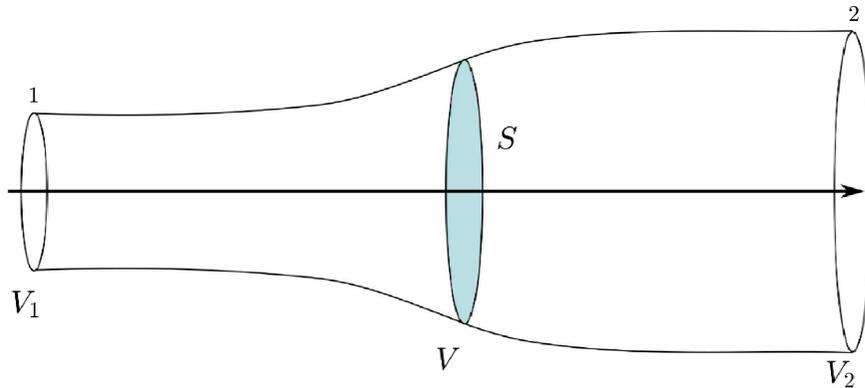


Figura 1.10: *Rappresentazione schematica del volume di controllo nell'intorno di una turbina eolica*

- il fluido è incomprimibile. La densità rimane costante, e non vi è trasferimento di calore dal rotore al fluido e viceversa;
- ad eccezione del rotore, non sono presenti altri ostacoli all'interno del volume di controllo che possano alterare il moto del fluido;
- la porzione di flusso che attraversa l'attuatore non ha alcuna interazione con la restante parte di fluido che lo circonda e che non interagisce con l'attuatore;
- nelle sezioni a valle e a monte del rotore vi è uno stato di assoluta calma aerodinamica;
- la velocità del fluido è uniformemente distribuita e presenta un verso unidirezionale in ogni parte del fluido; non sono presenti inversioni di flusso.

Applicando l'equazione di continuità al volume di controllo mostrato in figura 1.10 si definisce la portata di fluido come:

$$\dot{m} = \rho A_1 V_1 = \rho A_2 V_2 \quad (1.12)$$

Dove V_1 è la velocità a monte del rotore, V_2 quella a valle e V la velocità sul disco attuatore. La forza esercitata dal fluido sul rotore può essere scritta come:

$$F = m \cdot a = \dot{m} \cdot \Delta V = \rho \cdot S \cdot V \cdot (V_1 - V_2) \quad (1.13)$$

Scrivendo il lavoro fatto dalla forza generata dal rotore:

$$dW = F \cdot dx \quad (1.14)$$

e la potenza contenuta nel fluido come:

$$P = \frac{dW}{dt} = F \cdot \frac{dx}{dt} = F \cdot V \quad (1.15)$$

Sostituendo la forza F calcolata in precedenza nell'equazione della potenza si scrive:

$$P = \rho \cdot S \cdot V^2 \cdot (V_1 - V_2) \quad (1.16)$$

Uguagliando l'espressione appena ricavata con quella derivata dal calcolo della potenza usando l'energia cinetica si ottiene:

$$\frac{1}{2} S \rho V (V_1^2 - V_2^2) = S \rho V^2 (V_1 - V_2) \quad (1.17)$$

Quindi:

$$V = \frac{1}{2} \cdot (V_1 + V_2) \quad (1.18)$$

Pertanto la velocità del fluido al rotore può essere considerata come la media delle velocità del settore a monte e di quello a valle a condizione che essi non abbiano velocità uguali, nel qual caso non viene estratta potenza.

Definendo il coefficiente di potenza come il rapporto tra la potenza erogata e la massima potenza che può essere estratta, si ottiene:

$$C_P = \frac{P}{P_{max}} \quad (1.19)$$

Per ottenere questo valore si parte dall'espressione precedente della potenza basata sull'energia cinetica:

$$\begin{aligned} \dot{E} &= \frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot (V_1^2 - V_2^2) \\ &= \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot V \cdot (V_1^2 - V_2^2) \\ &= \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot S \cdot V_1^3 \cdot \left(1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^2 + \frac{V_2}{V_1} - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^3\right) \end{aligned} \quad (1.20)$$

In particolare il massimo della funzione \dot{E} si presenta per $V_2/V_1 = 1/3$. Da cui si ottiene la massima frazione di lavoro estraibile dal flusso:

$$P = \frac{16}{27} \cdot \frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot V_1^3 \quad (1.21)$$

Mentre la frazione di lavoro resa disponibile da un cilindro di fluido con area nella sezione del disco dell'elica S e velocità V_1 è:

$$P_{max} = \frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot V_1^3 \quad (1.22)$$

Quindi il coefficiente di potenza ottenibile è:

$$C_{P_{max}} = 0.593 \quad (1.23)$$

1.3 Effetti di curvatura del flusso

L'equazione 1.9, presentata nella sezione antecedente, è riportata al fine di agevolare la lettura:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{\sin \theta}{\frac{\Omega R}{V_\infty} + \cos \theta}\right) \quad (1.24)$$

Questa espressione è valida solo per lastre simmetriche infinitamente sottili. La pala di una turbina eolica ad asse verticale compie un moto rotatorio, che porta ad ulteriori effetti di curvatura del flusso, modificando l'angolo di attacco effettivo.

Il campo di flusso curvilineo delle turbine *Darrieus* può essere studiato con l'ausilio di tecniche di mappatura conforme, come fatto da Deglaire [26]. Con questo metodo il profilo reale (geometrico) nel flusso curvo può essere trasformato in un profilo equivalente (virtuale) in un flusso rettilineo. Con questo approccio, le velocità locali e gli angoli d'attacco vengono preservati, in modo che il profilo virtuale mostri il comportamento aerodinamico del profilo geometrico rotante.

Migliore [59] ha studiato l'effetto di *virtual camber* derivante dalla curvatura del flusso per un profilo NACA0015 utilizzato su una turbina *Darrieus*, figura 1.11.

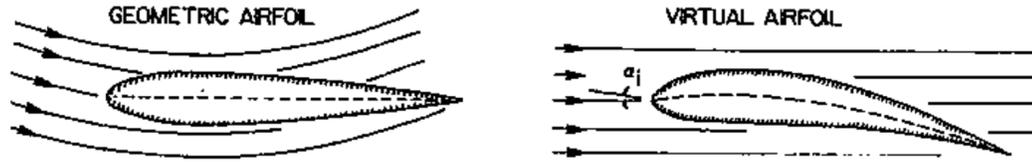


Figura 1.11: Effetti di curvatura virtuale del profilo alare che opera in un flusso curvilineo [59]

All'interno di questo studio è stato assunto che il profilo simmetrico fosse montato in corrispondenza del quarto anteriore della corda con un calettamento $\delta = 0$, inoltre è stata assunta una velocità del flusso indisturbata $V_\infty = 0$, quindi $\lambda = \infty$, in modo da eliminare la dipendenza dell'angolo di incidenza dalla posizione azimutale. Le analisi hanno mostrato come gli effetti di curvatura del flusso introducessero un effettivo angolo di incidenza in aggiunta al normale angolo esperenziato dalla pala lungo il giro, notando come la forma del profilo stessa fosse alterata. I risultati ottenuti da Migliore [59] hanno evidenziato come gli effetti di incidenza virtuale e *virtual camber* fossero strettamente dipendenti dal parametro geometrico c/R (corda del profilo alare rapportata al raggio della turbina) come mostrato in figura 1.12. Basandosi sulla mappatura

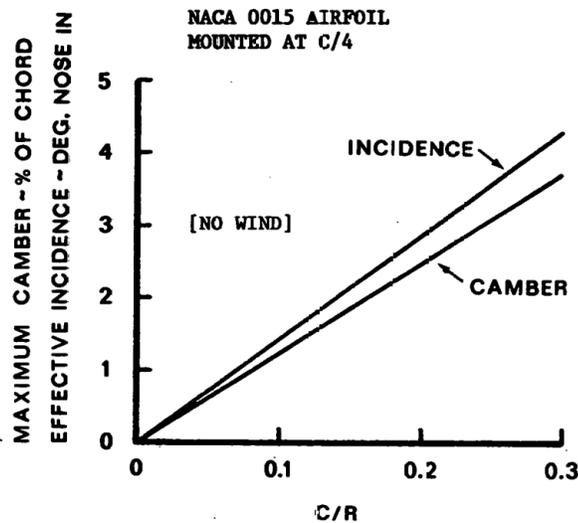


Figura 1.12: Aumento di curvatura ed incidenza del profilo alare dovuti alla curvatura del flusso [59]

conforme Goude [38] ha proposto una formulazione più corretta dell'angolo di incidenza esperenziato dalle pale di una turbina *Darrieus* dato dalla curvatura del flusso:

$$\varphi = \delta + \arctan \frac{\sin(\theta)}{\cos(\theta) + \frac{\Omega R}{V_\infty}} - \frac{\Omega x_{0r} c}{V_\infty} - \frac{\Omega c}{4V_\infty} \quad (1.25)$$

Dove θ è la posizione azimutale della pala, Ω la velocità angolare della turbina in *rad/s*, x_{0r} la distanza in metri tra il bordo di attacco del profilo e l'attacco alla razza della turbina, c la corda della pala in metri e V_∞ la velocità del flusso indisturbato in *m/s*.

1.4 Effetti della solidità

Dalla precedente trattazione è risultato evidente che il parametro c/R possa incrementare gli effetti dovuti alla curvatura del flusso. Questo parametro nella sua forma estesa definisce la solidità del rotore:

$$\sigma = \frac{Nc}{R} \quad (1.26)$$

Dove N rappresenta il numero di pale, c la corda del profilo alare e R il raggio della turbina. Il parametro di solidità influenza le prestazioni della turbina modificando il coefficiente di potenza massimo e il valore del λ per il quale lo si ottiene.

Diversi studi si sono concentrati sullo studio degli effetti della solidità sulle *performance* delle turbine eoliche ad asse verticale. Rezaeiha e colleghi [73] hanno studiato attraverso RANS (*Reynolds Averaged Navier Stokes equation*) gli effetti della solidità e del numero di pale sulle VAWT in ambiente urbano osservando che turbine con bassa solidità mostrano alti coefficienti di potenza per valori alti di λ (una turbina con $\sigma = 0.9$ lavora al punto di ottimo per $\lambda = 4.5$, mentre il punto di ottimo per una turbina con $\sigma = 0.36$ si presenta per $\lambda = 2$). In figura 1.13 sono presentati i risultati ottenuti da Rezaeiha e colleghi [73].

Identificando una turbina con alta solidità una con $\sigma \approx 1$ e con bassa solidità una con $\sigma \approx 0.1$ le VAWT in genere hanno valori compresi $0.2 < \sigma < 0.6$.

Le turbine con bassa solidità sono in media meno costose di quelle con alti rapporti di σ , per questo sono largamente usate per la costruzione di VAWT medio grandi. Ciononostante diverse ricerche come quella di Musgrove e Mays [31], Mays e Holmes [29] e Simhan [47] hanno provato una relazione tra l'aumento della solidità e la crescita della coppia di avviamento, inoltre un'alta solidità tende a spostare la massima efficienza della turbina verso valori di λ minori come mostrato in figura 1.13.

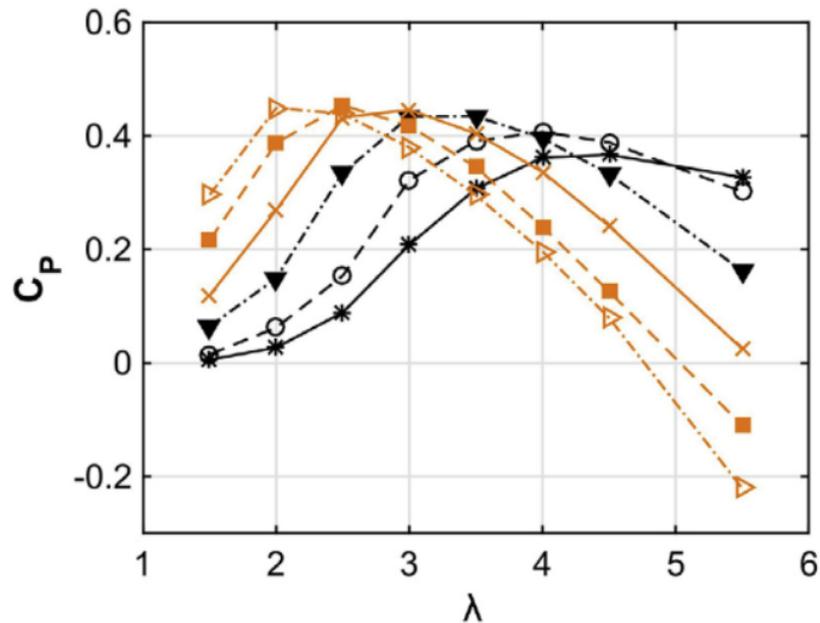


Figura 1.13: Andamento del coefficiente di potenza in funzione del λ al variare della solidità della turbina eolica [73]. $\sigma = 0.09$ *; $\sigma = 0.12$ ○; $\sigma = 0.18$ ▼; $\sigma = 0.24$ ×; $\sigma = 0.3$ ■; $\sigma = 0.38$ ▷.

Tuttavia un aumento di σ ha i seguenti aspetti negativi:

- a parità di area spaziata è necessario più materiale, quindi la produzione ha un costo maggiore per unità di potenza prodotta rispetto alle turbine con bassa σ ;
- le turbine caratterizzate da una solidità elevata presentano una curva $C_P - \lambda$ molto ripida, il che implica che tali sistemi raggiungono la massima efficienza solo in un range limitato di valori di λ . Tale caratteristica rappresenta uno svantaggio nel caso in cui l'intensità del vento subisca variazioni, poiché la turbina si trova ad operare a basse efficienze fino a quando non modifica la propria velocità di rotazione per adeguarsi al valore ottimale di λ .

Va inoltre aggiunto che Sihman [47] così come Kirke e Lazauskas [30] hanno pubblicato analisi basate su modelli teorici che suggeriscono un aumento della coppia in funzione di un incremento della σ . L'aumento della solidità in tutti i casi sopra citati però è stato ottenuto aumentando la dimensione della corda del profilo aerodinamico. Incrementare c infatti genera due effetti, il numero di Re aumenta il che posticipa l'incidenza di stallo ritardando il crollo del coefficiente di portanza e l'aumento del coefficiente di resistenza,

migliorando quindi le *performance* generali del profilo; la superficie di pala A_b aumenta a parità di area spaziata dal rotore A_t quindi le forze aerodinamiche prodotte da una pala aumentano, aumentando la coppia di avviamento. Infatti, è provato che aumentare σ diminuendo il raggio della turbina non provoca un aumento nella coppia di avviamento.

Tabella 1.8: *Rassegna degli studi condotti sulla solidità delle turbina eoliche*

Autore	Turbina eolica	Commenti
Saeidi [74]	1.5 kW VAWT con profilo NACA4415	$C_{Pmax} = 0.47$ per una $\sigma = 0.4$ @ $\lambda = 4$. Diminuendo la solidità a 0.31, 0.21, 0.11 e 0.02 il C_{Pmax} decresce.
Rezaeiha [73]	H-VAWT da 2 o 4 pale	Aumentando la solidità da 0.09 a 0.36 il λ di ottimo si sposta da 4.5 a 2.0 e il C_{Pmax} aumenta del 22.5%
Peng [68]	NACA0018 H-VAWT	I risultati hanno mostrato che turbine con un'alta solidità hanno una maggiore capacità di autoavviamento e hanno C_{Pmax} più alti a λ più bassi. Ma l'alta solidità complica il campo di moto intorno alle pale per bassi λ
Fernandez [56]	H-VAWT con profili DU06-w-200, S1012	Per valori di $\sigma > 0.5$ si osserva un aumento del C_{Pmax} a scapito di una curva $C_P - \lambda$ più ripida.
Singh [77]	3 pale, profilo con S1210 e $0.8 < \sigma < 1.2$	Il $C_{Pmax} = 0.32$ si ottiene per una $\sigma = 1$ @ $V_\infty = 5.7m/s$

Capitolo 2

Modelli di simulazione numerica

Lo studio del flusso intorno ad una turbina VAWT presuppone una buona analisi dei fenomeni di turbolenza generati dal moto rotatorio delle pale e dall'interazione delle stesse con la scia prodotta dal rotore. Nel moto turbolento le variabili locali fluttuano caoticamente nel tempo, con una frequenza molto alta circa 100-1000 Hz attorno ad un valore medio che varia molto più lentamente. Supponendo che il periodo di oscillazioni turbolente t_t sia sensibilmente inferiore ai tempi caratteristici di evoluzione del sistema t_s è possibile decomporre la variabile generica ϕ in una componente media ed una fluttuante (a valore medio nullo).

$$\phi(t) = \bar{\phi}(t) + \phi'(t) \quad (2.1)$$

Per caratterizzare le fluttuazioni si usa la loro media quadratica, quindi l'intensità di turbolenza per una componente $k = x, y, z$ si ottiene da:

$$i_k = \frac{\sqrt{\bar{v}_k'^2}}{\bar{v}_k} \quad (2.2)$$

L'intensità di turbolenza si scrive come:

$$i = \frac{\sqrt{\bar{v}_x'^2 + \bar{v}_y'^2 + \bar{v}_z'^2}}{\bar{v}} \quad (2.3)$$

Quindi l'energia cinetica turbolenta:

$$K = \frac{1}{2}(i\bar{v})^2 \quad (2.4)$$

ed infine il parametro di *cross*-correlazione che esprime il grado di covarianza tra le due grandezze, ovvero quanto una variazione nella velocità in direzione \mathbf{i} sia associata ad

una variazione della velocità in direzione \mathbf{j} :

$$c_{ij} = \overline{v'_i v'_j} \quad (2.5)$$

Nella turbolenza si assiste alla generazione di vortici, cioè la formazione di strutture in cui le variabili fluttuanti si mantengono correlate:

$$c_{ij} = \overline{v'_i v'_j} \neq 0 \quad (2.6)$$

Queste strutture possono avere differenti dimensioni, maggiori sono le loro dimensioni maggiore è il loro tempo di sopravvivenza.

Si possono definire diverse scale di grandezza, dalla dimensione del condotto dove si sviluppa il flusso fino a quella di Kolmogorov. Le scale di Kolmogorov sono le scale più piccole utilizzate nella descrizione di un flusso turbolento. Nella sua teoria del 1941, Andrej Nikolaevič Kolmogorov introdusse l'idea che le scale più piccole a cui si può descrivere la turbolenza fossero universali, simili cioè per ogni flusso turbolento indipendentemente dal fenomeno fisico che le ha generate, e dipendenti solo dai due parametri ϵ e ν . Essendo la turbolenza il trasferimento dell'energia cinetica turbolenta dalle strutture vorticosi più grandi verso quelle più piccole lo studio numerico della turbolenza prevede l'utilizzo di differenti tecniche in funzione della scala del vortice che si intende risolvere.

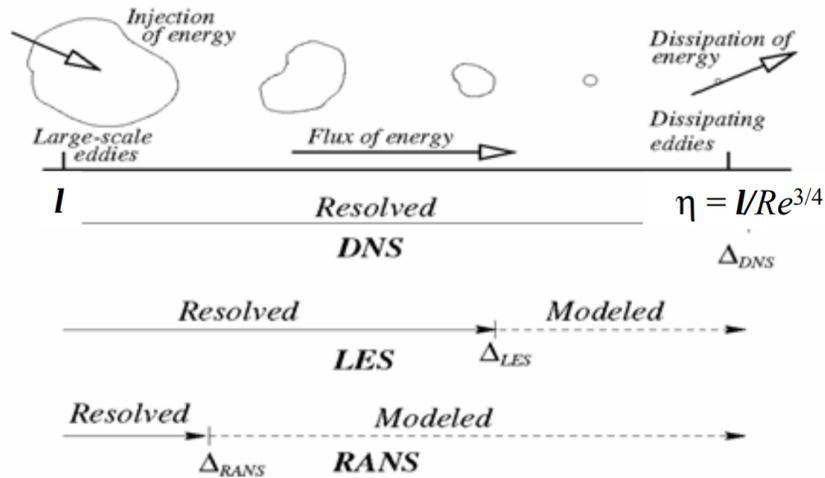


Figura 2.1: Gli approcci dei modelli numerici alle diverse scale di turbolenza: dalla scala macroscopica a quella di Kolmogorov.

Tutti i modelli numerici si basano sulla risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes, che in coordinate cartesiane e in forma indiciale si possono scrivere come:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho H u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial(\tau_{ij} u_i - q_j)}{\partial x_j} \quad (2.9)$$

L'espressione 2.7 rappresenta l'equazione di continuità, la 2.8 la conservazione della quantità di moto e la 2.9 la conservazione dell'energia nel sistema. Queste descrivono l'evoluzione nel tempo del campo di velocità del fluido, tenendo conto delle forze che agiscono su di esso. Queste equazioni sono molto complesse e spesso richiedono l'uso di tecniche di simulazione numerica per essere risolte, di seguito viene fornita un'introduzione agli aspetti di simulazione aerodinamica più diffusi.

2.1 Direct numerical simulation

Le simulazioni DNS utilizzano direttamente l'integrazione numerica delle equazioni di Navier-Stokes. Questo approccio è in assoluto il più preciso però prevede alti costi computazionali dovendo risolvere il problema a tutte le scale di lunghezza e dei tempi dalla dimensione caratteristica della geometria a quella di Kolmogorov. In particolare, il metodo DNS prevede una discretizzazione spazio-temporale in modo da trasformare la forma differenziale delle equazioni di Navier-Stokes in un sistema di equazioni algebriche che può essere risolto attraverso calcolo computazionale. Il metodo richiede una griglia molto fine, con risoluzione spaziale inferiore alla scala di Kolmogorov, per catturare i dettagli più piccoli del flusso turbolento. Questo significa che il numero di nodi di griglia necessario per una simulazione DNS può diventare molto grande e richiedere un'enorme capacità di calcolo. Il vantaggio della DNS è che fornisce una descrizione dettagliata e accurata delle proprietà del flusso, dei fenomeni turbolenti, dei coefficienti di scambio di massa e di calore, ed altre quantità importanti per l'ingegneria e la ricerca scientifica.

Tuttavia, a causa del costo computazionale elevato, la DNS è generalmente limitata a flussi a bassa velocità e a geometrie relativamente semplici. In sintesi, la DNS è un potente strumento di simulazione numerica che consente di studiare il comportamento dei fluidi in modo dettagliato e accurato, ma richiede un'enorme capacità di calcolo e una

griglia molto fine per catturare i dettagli del flusso turbolento. Inoltre lo spaziamento Δx della griglia di calcolo deve essere piccolo abbastanza in modo da poter risolvere le scale dissipative del flusso (scale di Kolmogorov). Quindi, il *time-step* Δt usato è limitato dall'accurazione numerica ottenendo una stima del numero di Courant come: $k^{\frac{1}{2}} \Delta t / \Delta x = 1/20$.

2.2 Large Eddy Simulation

Questo approccio permette di superare il costo computazionale dovuto all'integrazione su piccola scala risolvendo il moto solo alle scale di lunghezza e di tempo dei grandi vortici che interagiscono significativamente con il moto medio; alle scale più piccole, dove la turbolenza ha caratteristiche "universali" si usano modelli costitutivi aggiuntivi, basati sulla viscosità turbolenta.

In questo tipo di analisi numerica vengono risolte le equazioni di Navier-Stokes per la conservazione della massa e della quantità di moto; a queste è necessario applicare un filtro al fine di separare le scale risolte da quelle non risolte. Se le equazioni vengono discretizzate numericamente con uno schema alle differenze finite, solitamente il filtraggio viene applicato in modo implicito utilizzando un filtro tipo *box-filter* coincidente con la griglia di calcolo. Se invece viene utilizzato un metodo spettrale per la soluzione numerica delle equazioni è necessario applicare esplicitamente un filtro *sharp-cutoff* definito nello spazio di Fourier.

La tecnica di simulazione numerica LES richiede un elevato numero di celle in prossimità della parete, fattore che solitamente ne limita l'applicabilità in ambito di aerodinamica esterna, dove l'utilizzo di modelli basati sulle *Reynolds Averaged Navier-Stokes equation* (RANS) risulta più adeguato. Tuttavia, l'approccio LES è una scelta comune in contesti in cui l'analisi con RANS non è efficace, come ad esempio nella simulazione di processi di combustione, miscelazione di fluidi o flussi intorno a corpi a geometria complessa.

2.3 Metodi basati sulle equazioni di Navier-Stokes mediate alla Reynolds

Le RANS si basano sul concetto di mediare le proprietà del fluido nel tempo e nello spazio e sono usate per predire i valori medi delle proprietà dei flussi turbolenti. Nonostante queste abbiano dei limiti sono ampiamente utilizzate grazie ai bassi costi computazionali paragonati a quelli delle LES e delle DNS.

Le RANS si ottengono introducendo la decomposizione di *Reynolds*:

$$\vec{u} = \vec{U} + \vec{u}', \quad p = P + p' \quad (2.10)$$

Dove i termini u' , p' rappresentano i termini fluttuanti mentre U e P i valori medi delle grandezze velocità e pressione rispettivamente. Sostituendo nelle equazioni 2.7 e 2.8 e mediando si ottiene:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j} \quad (2.12)$$

Dove il termine $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ viene detto il tensore degli *stress* di *Reynolds* ed indica il flusso medio di quantità di moto dovuto alle fluttuazioni turbolente e la sua divergenza appare come una forzante volumetrica. I metodi RANS prevedono l'utilizzo di alcune equazioni di chiusura, un primo approccio è quello proposto da Joseph Valentin Boussinesq basato sulla viscosità turbolenta (*eddy viscosity*). Secondo questa ipotesi il tensore degli *stress* di Reynolds è proporzionale al tensore medio delle deformazione attraverso la viscosità turbolenta:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} = -\rho \cdot a_{ij} = \rho \nu_T \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) = 2\rho \nu_T \bar{S}_{ij} \quad (2.13)$$

Dove $k = \overline{u'_i u'_i} / 2$ è l'energia cinetica turbolenta media per unità di massa; \bar{S}_{ij} è il tensore medio delle deformazione; a_{ij} è il tensore di anisotropia e $\nu_T(x, t)$ è la viscosità turbolenta. Successivamente Taylor e Prandtl introdussero il concetto di lunghezza di miscelazione; questo nasce dall'applicazione della teoria di Boussinesq allo strato limite:

$$\nu_T(x, y) = u^*(x, t) \cdot l^*(x, t) \quad (2.14)$$

Da queste teorie nascono i modelli di chiusura ad un'equazione e a due equazioni.

Spalart-Allmaras

Lo Spalart-Allmaras utilizza un'equazione di bilancio per la viscosità turbolenta. Gli autori del modello di turbolenza originale di Spalart-Allmaras hanno presentato risultati per strati limite attaccati e flussi con una leggera separazione [5]. È ragionevole aspettarsi che questi casi siano i tipi di flussi per i quali il modello fornisce i risultati migliori.

k-epsilon

il $k - \epsilon$ è un modello a due equazioni che risolve le equazioni di trasporto per l'energia cinetica turbolenta k e il tasso di dissipazione turbolenta ϵ per determinare la viscosità turbolenta. Questo modello fornisce risultati poco attendibili per flussi con severi ∇p , con separazione, e che presentano grandi curvature delle linee di flusso.

k-omega

Il $k - \omega$ è un modello di turbolenza a due equazioni che risolve l'equazione di trasporto dell'energia cinetica turbolenta k e il suo rateo di dissipazione ω . Un vantaggio del modello $k-\omega$ rispetto al modello $k-\epsilon$ è il miglioramento delle prestazioni per gli strati limite in presenza di gradienti di pressione sfavorevoli. Il vantaggio più significativo, tuttavia, è che il modello può essere applicato a tutto lo strato limite, compresa la regione dove prevalgono i fenomeni viscosi, senza ulteriori modifiche. Inoltre, il modello $k-\omega$ *standard* può essere utilizzato in questa modalità senza richiedere particolare raffinatezza nel calcolo della distanza dalle pareti ($y+$). Il principale svantaggio del modello $k-\omega$, nella sua forma originale, è che i calcoli dello strato limite sono sensibili ai valori di ω nel flusso libero. Questo si traduce in un'estrema sensibilità alle condizioni impostate all'*inlet* per i flussi interni, un problema che non esiste per i modelli $k-\epsilon$. I modelli $k-\omega$ inclusi in STAR-CCM+ sono stati modificati nel tentativo di risolvere questo problema [5].

Modelli basati sul tensore degli sforzi di Reynolds

I *Reynolds Stress models* si basano sul tensore degli sforzi di *Reynolds*. Fisicamente sono il modello RANS più solido. Evitano l'assunzione della teoria di Boussinesq. Richiedono un maggior costo computazionale, in quanto risolvono sette equazioni ad ogni iterazione. Hanno una convergenza più difficile a causa dello stretto accoppiamento delle equazioni. Questi modelli sono adatti per flussi tridimensionali complessi con forte curvatura delle linee di flusso, forte vorticosità/rotazione (ad esempio: condotti curvi, flussi rotanti, combustori con vortici in ingresso molto ampi, cicloni).

2.3.1 Codici RANS utilizzati per simulazioni di VAWT

La simulazione di una turbina eolica ad asse verticale (VAWT) mediante la fluidodinamica computazionale (CFD) può essere un compito impegnativo a causa delle complesse dinamiche di flusso associate alle VAWT. La scelta del modello di turbolenza da utilizzare dipende dalle caratteristiche specifiche del VAWT e dagli obiettivi della simulazione. Le equazioni di *Navier-Stokes* mediate alla *Reynolds* (RANS) sono una scelta comune

per la simulazione dei VAWT. I modelli RANS sono relativamente efficienti dal punto di vista computazionale e possono simulare accuratamente il comportamento dei flussi turbolenti mediati nel tempo. Alcuni dei modelli RANS utilizzati per la simulazione dei VAWT includono il modello *standard k- ϵ* , il modello di trasporto dello *stress* di *Reynolds* (RST) e il modello di trasporto dello *shear-stress* (SST).

Menter e colleghi [57] hanno sviluppato due modelli di turbolenza e li hanno testati in differenti condizioni fisiche e su differenti profili alari. L'obiettivo dello studio era quello di risolvere le criticità del modello $k - \omega$, dovute alla sensibilità alle condizioni iniziali, e quelle del modello $k - \epsilon$ legate alle scarse *performance* in caso di flussi ampiamente separati. Per questo motivo hanno sviluppato un modello basato sul $k - \omega$ nella regione dello strato limite che gradualmente cambiasse nel $k - \epsilon$ nella regione esterna del flusso. Nella seconda fase, è stata introdotta un'alternativa ai modelli basati sulla *eddy viscosity*. Questa nasce dalla filosofia alla base del modello Johnson-King, secondo la quale il trasporto dello sforzo di taglio turbolento è di vitale importanza nella previsione di flussi con gradiente di pressione avversi. Il modello risultante è denominato modello di trasporto dello *shear-stress* (SST). Il loro studio ha dimostrato che il modello SST è quello che garantisce risultati accurati per ogni tipologia di flusso che prevede grandi separazioni e importanti gradienti avversi di pressione.

Le simulazioni *large-eddy* (LES) sono un'altra opzione che può essere utilizzata per simulare i VAWT. I modelli LES sono in grado di simulare accuratamente le strutture su larga scala dei flussi turbolenti e possono essere utilizzati per catturare in modo più dettagliato le dinamiche di flusso associate alle VAWT. Tuttavia, sono generalmente più costose dal punto di vista computazionale rispetto ai modelli RANS. In generale, i modelli RANS, compresi i modelli RST o SST, sono più adatti alla simulazione dei VAWT rispetto ai modelli LES. A causa della complessità della dinamica del flusso delle VAWT e delle risorse computazionali necessarie per risolvere tutte le scale del flusso utilizzando LES, i modelli RANS sono più comunemente utilizzati per fornire un buon compromesso tra efficienza computazionale e accuratezza.

È importante notare che la scelta del modello di turbolenza per una specifica simulazione è influenzata anche da altri parametri, come l'intensità della turbolenza, il tipo di condizioni al contorno, la risoluzione della griglia, lo schema numerico e la validità delle ipotesi del modello di turbolenza e può richiedere alcune prove ed errori.

2.3.2 Modello di trasporto degli sforzi di *Reynolds*

In questa tesi per lo studio delle prestazioni di una turbina eolica ad asse verticali viene utilizzato il modello RST. Il modello di Turbolenza *Reynolds Stress Transport*, anche noto come modello di chiusura di secondo momento, è il modello di turbolenza più completo.

In questo modello, l'ipotesi sulla *eddy viscosity* viene evitata e le singole componenti del tensore di *stress* di *Reynolds* vengono calcolate direttamente. Questo modello utilizza l'equazione esatta di trasporto dello *stress* di *Reynolds* per la sua formulazione ottenuto a partire dall'equazione di Navier-Stokes. Nella sua forma contratta è:

$$\frac{\partial R_{ij}}{\partial t} + U_k \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_k} = P_{ij} + \Psi_{ij} - \epsilon_{ij} - \frac{\partial D_{kij}}{\partial x_k} \quad (2.15)$$

Dove P_{ij} è il tensore di produzione, Ψ_{ij} è il tensore pressione-deformazione; ridistribuisce l'energia tra le sollecitazioni di *Reynolds*. Il tensore di dissipazione è ϵ_{ij} ed infine il tensore di diffusione degli *stress* di *Reynolds* D_{kij} . R è il tensore degli *stress* di *Reynolds*, definito come:

$$R = \begin{bmatrix} \overline{u'u'} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'v'} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'w'} \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

I modelli di trasporto degli *stress* di *Reynolds* offrono una maggiore precisione rispetto ai modelli di turbolenza basati sulla *eddy viscosity*, pur essendo computazionalmente più economici delle simulazioni numeriche dirette (DNS) e delle simulazioni LES.

La criticità di questo modello sta nella modellazione dei termini di diffusione turbolenta, di dissipazione e quello degli sforzi di pressione presenti nell'equazione 2.15. Inoltre, il modello RST comporta un sovraccarico computazionale significativo. Devono essere risolte sette equazioni (in opposizione alle due equazioni di un modello $k-\epsilon$ o $k-\omega$): sei equazioni per il tensore degli sforzi di *Reynolds* (tensore simmetrico) e un'equazione per la dissipazione turbolenta isotropa ϵ . Oltre la memoria aggiuntiva e il tempo di calcolo necessari per risolvere queste equazioni, c'è anche una penalità nel numero totale di iterazioni necessarie per ottenere una soluzione convergente a causa della rigidità numerica delle equazioni RST.

Modellazione del flusso a parete

Al fine di ottenere una buona modellazione del termine degli sforzi di pressione è stato adottato il modello *Elliptic Blending* di Manceau e Hanjalic [54]. Questo è adatto a flussi a basso numero di *Reynolds* e si basa su una formulazione disomogenea vicino alla parete del termine degli sforzi di pressione e di dissipazione. Le principali qualità di questo modello sono quelle di riprodurre l'effetto bloccante sulla fluttuazione della velocità indotta dalla parete, così come sugli sforzi di *Reynolds* e la sua linearità. Questo

approccio è in grado di simulare gli effetti limitanti dati dalla parete sulla fluttuazione dei valori di pressione e velocità. Il *damping* dovuto alla parete viene considerato risolvendo un'equazione ellittica del parametro di *blending* α :

$$\alpha - L^2 \nabla^2 \alpha = 1 \quad (2.17)$$

Dove α è uguale a 0 vicino a parete e 1 nel flusso esterno, L è la lunghezza della scala di turbolenza. Questo modello permette di utilizzare una funzione a parete del tipo *All $y+$ treatments*. Questo aspetto è di cruciale importanza in quanto permette di ottenere risultati ragionevoli anche quando il centroide della prima cella capita all'interno della regione di *buffer layer* dello strato limite.

Tuttavia, al fine di ottenere buoni risultati si è cercato di ottenere un'altezza normalizzata della prima che soddisfasse il requisito $y+ \approx 1$.

2.3.3 Griglia di calcolo

Per le simulazioni numeriche dell'aerodinamica in campo aperto vengono spesso adottate due tipologie differenti di *mesh*: strutturata e non strutturata. Entrambe le tipologie permettono di ottenere risultati adeguati, tuttavia presentano degli aspetti positivi ed alcuni negativi che le rendono più o meno indicate a seconda del caso da studiare. La griglia non strutturata è preferibile quando si desidera variare la risoluzione sulla stessa regione in modo efficiente e ridurre il numero di elementi, nonché quando si deve discretizzare geometrie complesse senza aumentare notevolmente il costo computazionale. D'altra parte, le *mesh* strutturate sono eseguite in modo massiccio e in parallelo, il che le rende più veloci e richiedono meno costo computazionale. Inoltre, le griglie strutturate possono essere allineate con la direzione del flusso, riducendo così la dissipazione numerica.

Il *software* STAR CCM+ offre due opzioni di *meshing*: una *mesh* non strutturata di tipo poliedrico ed una strutturata a celle rifilate. In questo lavoro di tesi, a causa della complessità delle geometrie analizzate e al fine di aumentare la risoluzione della *mesh* in alcune regioni, è stata utilizzata una griglia non strutturata di tipo poliedrico.

La costruzione della griglia di calcolo si è basata su due punti cardine. Il primo è stato quello di ottenere una buona approssimazione della geometria utilizzando controlli di superficie e volume. Il secondo è stato il raggiungimento di un $y+ \approx 1$.

Per il calcolo dello spessore massimo dello strato limite e della consecutiva altezza della prima cella da parete è stata utilizzata la teoria semplificata di Prandtl per le piastre piane in caso di flusso turbolento e la teoria di Blasius per il caso di strato limite laminare. Quindi, seguendo il suggerimento di Prandtl si può definire un profilo di velocità

per $y < \delta$ come:

$$\frac{U}{U_e} = \left(\frac{y}{\delta}\right)^{\frac{1}{7}} \quad (2.18)$$

e il coefficiente di attrito:

$$C_f \approx \frac{1}{50} Re_\delta^{-\frac{1}{6}} \quad (2.19)$$

Considerando l'equazione integrale di Karman per un flusso incomprimibile e senza gradiente di pressione:

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{1}{2} C_f \quad (2.20)$$

Dove θ è lo spessore della quantità di moto, si ottiene da:

$$\theta = \int_0^\infty \frac{U}{U_e} \left(1 - \frac{U}{U_e}\right) dy = \delta \int_0^1 \eta^{\frac{1}{7}} (1 - \eta^{\frac{1}{7}}) d\eta = \frac{7\delta}{72} \quad (2.21)$$

Quindi l'equazione di Karman può essere riscritta come:

$$\frac{7}{72} \frac{dRe_\delta}{dRe_x} = \frac{1}{100} (Re_\delta^{-\frac{1}{6}}) \quad (2.22)$$

Sostituendo il valore appena ricavato di Re_δ nell'equazione 2.19 si ottiene:

$$C_f \approx 0.027 Re_x^{-\frac{1}{7}} \quad (2.23)$$

Quindi l'attrito a parete può essere scritto come:

$$\tau_w = \frac{1}{2} \rho U_\infty^2 C_f \quad (2.24)$$

Quindi:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (2.25)$$

Quindi l'altezza della prima cella in modo da ottenere $y^+ \approx 1$ si calcola come:

$$\Delta h_{All y^+} = \frac{\mu}{u_\tau \rho} \quad (2.26)$$

Mentre il numero di Reynolds viene sostituito con quello lungo la pala:

$$Re_x \approx \frac{\rho \Omega R c}{\mu} \quad (2.27)$$

Dove ρ è la densità del fluido in kg/m^3 , Ω la velocità angolare della turbina in rad/s e c la corda della pala in m . Per lo spessore totale dello strato limite, utilizzando la teoria di Prandtl si può scrivere:

$$\delta = \frac{\mu}{\rho U_\infty} Re_\delta = \frac{\mu}{\rho U_\infty} \left(\frac{6}{50} Re_x \right)^{\frac{6}{7}} \quad (2.28)$$

Per gli strati limite laminari invece è stata utilizzata la teoria di Blasius, ottenendo lo spessore dello strato limite come:

$$\delta(x) \approx \frac{4.9x}{\sqrt{Re_x}} \quad (2.29)$$

Capitolo 3

Analisi profili alari

3.1 Profili utilizzati in campo eolico

Negli studi primordiali delle turbine eoliche ad asse verticale sono stati impiegati a lungo profili simmetrici della famiglia NACA00xx in particolar modo i profili NACA0012, NACA0015 e NACA0018. Questi profili inizialmente sono stati utilizzati grazie alla loro versatilità. In seguito fu realizzato che l'adozione di queste geometrie, provenienti dall'aviazione, non fosse ottimale per l'utilizzo su VAWT [58]. Per questo motivo si iniziò ad investigare l'uso di profili laminari, non simmetrici o profili con differenti spessori al fine di aumentare le *performance* delle turbine eoliche.

Migliore e Fritschen [58] hanno esaminato decine di profili differenti e i loro effetti sull'aerodinamica delle turbine *Darrieus*. Scoprendo che l'uso della serie di profili NACA6-cifre può produrre una curva $C_p - \lambda$ più ampia e piatta con picchi di potenza paragonabili a quelli ottenuti con profili della serie NACA 00xx. Il loro studio era però focalizzato sulle turbine eoliche di tipo *Darrieus* ad alto numero di *Reynolds* e per alti rapporti di λ .

Tuttavia, i sistemi che utilizzavano questi profili *standard* presentavano bassi rendimenti e caratteristiche di *stress* cicliche che riducevano l'affidabilità strutturale della turbina. Per questi motivi, nel 1992 i Sandia Laboratories hanno condotto una ricerca per definire una serie di profili aerodinamici da destinare specificamente ai sistemi di conversione dell'energia eolica [49]. Questa famiglia di profili, denominata NFL, è stata prodotta e sottoposta a *test* presso il centro di ricerca Sandia [9] [14] [49], con l'obiettivo di spostare il punto di separazione del flusso verso il bordo di fuga del profilo alare.

La serie consta di tre profili diversi tra loro per lo spessore percentuale massimo e per un numero identificativo: SAND0015/47, SAND0018/50 e SAND0021/50; il numero presente dopo lo *slash* indica la percentuale della corda del profilo che supporta il flusso

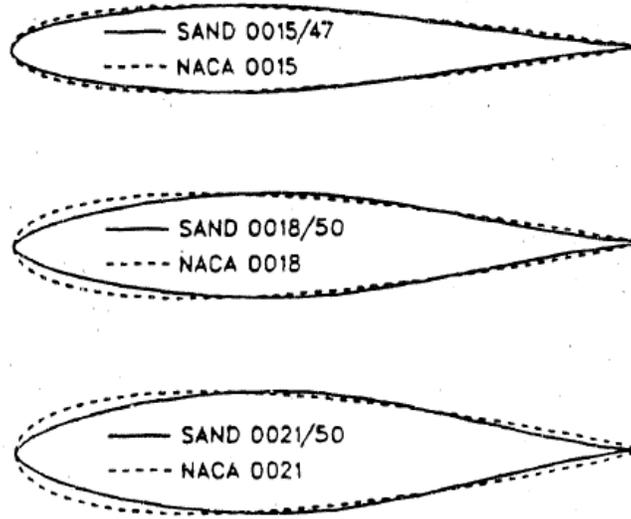


Figura 3.1: Profili della serie NFL confrontati con profili NACA 4 cifre con spessore equivalente [49]

laminare.

Le analisi condotte da Klimas [49] hanno mostrato che per le VAWT questi profili hanno efficienze minori a causa dello stallo anticipato che li caratterizza. Tuttavia la polare statica e i dati sulla resistenza hanno mostrato che il profilo SAN0015/47 ha efficienze maggiori per bassi angoli di incidenza α ma presenta un angolo di stallo anticipato, questo comporta la generazione di una curva $C_P - \lambda$ più piatta ed un del valore del C_{Pmax} inferiore rispetto alla configurazione con NACA0015.

Tirandaz [53] ha investigato l'effetto dei rapporti t/c (spessore su corda), xt/c (posizione dello spessore massimo del profilo riferito alla corda [%]) e I (indice del raggio del bordo d'attacco del profilo aerodinamico) sulle prestazioni delle turbine VAWT, dimostrando che: per $\lambda = 2.5$, l'aumento di I da 4.5% a 7.5% sposta la combinazione ottimale di t/c e xt/c da valori elevati, cioè profili spessi con xt/c lontano dal bordo d'attacco, a valori bassi, cioè profili sottili con xt/c vicino al bordo d'attacco. Per $\lambda > 3.0$, la combinazione ottimale di t/c e xt/c è meno dipendente dal raggio del bordo d'attacco. Diminuendo il valore percentuale di I predefinito per i profili NACA a 4 cifre, da $I = 6.0\%$ a 4.5% aumenta monotonamente il C_P della turbina, indipendentemente da t/c e xt/c . L'incremento diventa più accentuato in prossimità del valore ottimale di xt/c per il rispettivo profilo. Il miglioramento della curva C_P è dovuto principalmente all'aumento del valore dell'angolo di stallo e quindi alla posticipazione del salto di resistenza

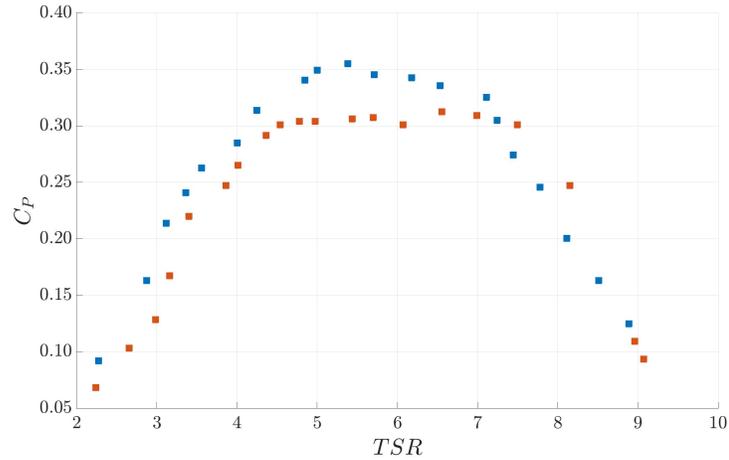


Figura 3.2: Studio comparativo della curva $C_P-\lambda$ ottenuta nei laboratori nazionali Sandia [49] da una configurazione di turbina eolica con tre pale al variare del profilo alare: NACA0015 ■; SAND0015/47 ■.

associato allo stallo.

In conclusione, si può affermare che le caratteristiche ottimali del profilo alare dipendono dalla geometria della turbina e dal valore di λ di *design*.

Per un valore di $\lambda < 2.5$, la geometria di ottimo è un profilo spesso, che si adatta a tutte le condizioni grazie alla sua caratteristica di stallare ad angoli di incidenza elevati. Secondo lo studio di Rezaeiha e colleghi [53] il profilo di ottimo per $\lambda < 2.5$ è spesso, $t/c = 24\%$, con xt/c lontano dal bordo d'attacco pari al 35%, e il profilo ha un raggio del bordo d'attacco relativamente piccolo con I relativamente piccolo, $I = 4.5$ (NACA0024-4.5/3.5). Al crescere del $\lambda > 3$ la forma ottimale passa ad essere il NACA0018-4.5/2.75.

Al fine di trovare la configurazione di ottimo per i profili da utilizzare in campo eolico vengono solitamente utilizzati due differenti approcci, il metodo diretto e quello inverso; questi sono due approcci alla progettazione dei profili aerodinamici. Il metodo diretto prevede che si parta da un coefficiente di portanza o da un rapporto portanza-resistenza desiderato e si utilizzino equazioni matematiche per determinare la forma del profilo che produce tali risultati. Questo metodo è più efficiente e veloce, ma meno flessibile. Il metodo inverso, invece, prevede di partire da una forma di profilo nota e di utilizzare la fluidodinamica computazionale (CFD) o i *test* in galleria del vento per determinarne le caratteristiche di portanza e resistenza. Questo metodo è più preciso e flessibile, ma più lento.

La scelta del metodo dipende dalle esigenze specifiche del progetto, come i vincoli di tempo, il *budget* e il livello di precisione desiderato. Entrambi i metodi presentano dei compromessi e ognuno ha i propri vantaggi e svantaggi. Claessens [22], utilizzando il metodo diretto, ha confrontato le *performance* di diversi profili adottati in campo eolico definendo un profilo che combinasse le caratteristiche migliori dei diversi profili testati, il DU06-W-200-dt.

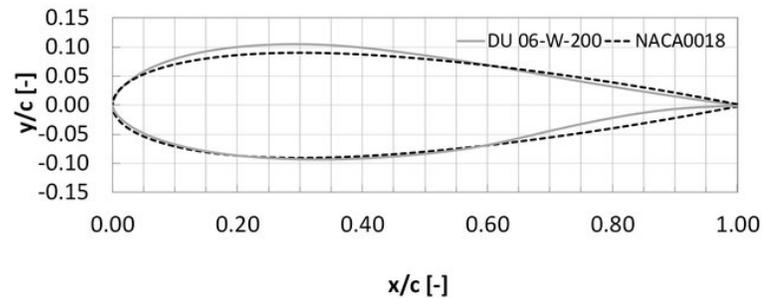


Figura 3.3: Profilo *DU06-W-200-dt* confrontato con un profilo di uguale spessore (*NACA0018*)

In tabella 3.1 è presentata una rassegna di profili alari testati per l'uso eolico; vengono distinti in funzione dei parametri t/c e C , rispettivamente spessore percentuale e curvatura.

Tabella 3.1: *Panoramica della letteratura sulla caratterizzazione della forma dei profili per le VAWT.*

Autore	Param.	Range	Metodo	σ	λ	Re [$\times 10^5$]
Healy [41]	t/c	9-18	Num(MST)	0.05-0.15	2.25 - 6	1.1-23.3
Migliore [59]	t/c	12-18	Num(MST)	0.07-0.21	2-12	30
Kirke and Lazauskas [48]	t/c, C	t/c: 12-21, C: 0-4	Num(DMST)	0.19-0.76	0.12 -4.25	2
Mohamed [62]	t/c, C, xt/c	t/c: 5.9-30.1 xt/c: 20.8-42.2 C: 0-4.3	Num(CFD)	0.1-0.25	2-10	-
Ragni [72]	t/c	12-21	Exp(WT), Num(PC)	0.07	3-7	3.5,7,10
Nguyen [21]	t/c	12-21	Num(CFD)	0.25	2.33	1.6-3.8
Bedon [12]	t/c	15-25	Num(DMST)	0.16	1.5-8.5	1-3
Chen [20]	t/c, I, xt/c	t/c:15-24, I:0-4, xt/c: 18-24	Num(CFD)	0.6	0.5-4	-
Jafari [44]	t/c	19.6-24	Num(DMST)	0.2-0.6	1.0-1.2	3.6-31.4
Song [78]	t/c	12-21	Num(CFD)	0.68	0.5-3	2.9-8.2
Jain [46]	t/c	9-21	Num(CFD)	0.16	2	1.25

3.1.1 Variazione ciclica del numero di Reynolds

La forma dei profili alari gioca un ruolo cruciale nella definizione delle *performance* delle strutture aerodinamiche, per questo motivo a lungo la ricerca si è concentrata sullo studio di differenti profili a fissate condizioni di flusso. Per lo studio delle turbine eoliche ad asse verticale a lungo si è fatto riferimento ai profili alari utilizzati in campo aeronautico sui rotori degli elicotteri. Il primo studio pionieristico fatto per ottimizzare la forma dei profili alari è stato condotto da Kato [25], Kilmas [50], Galbraith e colleghi [70] e Claessens [55].

Le turbine *Darrieus* operano a bassi o moderati numeri di *Reynolds*, l'aerodinamica delle pale è fortemente influenzata dal numero di *Reynolds*. La curva di portanza, l'incidenza di stallo e il coefficiente di resistenza sono tutti parametri sensibili al numero di *Re*. La velocità della pala è dipendente dalla posizione azimutale secondo la relazione:

$$V_{rel} = V_{\infty} \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos\theta} \quad (3.1)$$

Quindi il numero di *Reynolds* locale si scrive come:

$$Re = \frac{V_{\infty} c}{\nu} (\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos\theta}) \quad (3.2)$$

Dalle equazioni 3.2 e 1.9 si osserva che sia il numero di *Re* che α dipendono dalla posizione azimutale della pala e dal λ . A scopo illustrativo in figura 3.4 è presentato

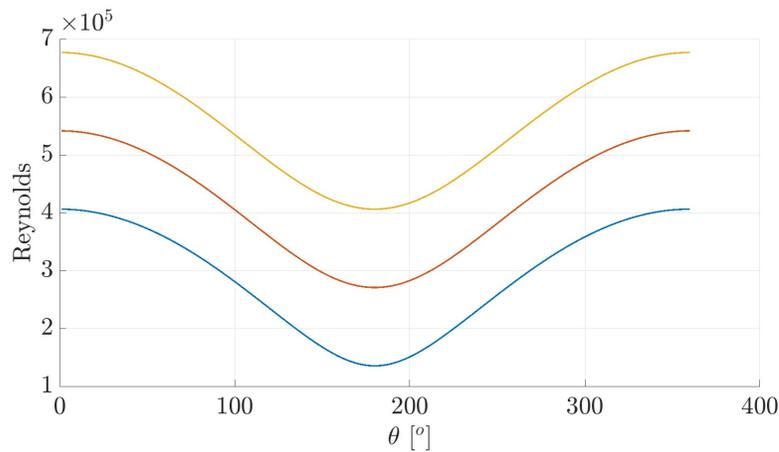


Figura 3.4: Andamento del numero di *Reynolds* in funzione della posizione azimutale per tre valori di λ : $\lambda = 4$ —; $\lambda = 3$ —; $\lambda = 2$ —.

l'andamento del numero di *Reynolds* in funzione della posizione azimutale della pala

per tre diversi valori di λ .

Il diagramma si basa sulle condizioni in cui opera una turbina VAWT che utilizza pale con $c = 25 \text{ cm}$ immersa in un fluido di tipo aria con $V_\infty = 10 \text{ m/s}$. A causa delle variazioni cicliche di α e al basso numero di *Reynolds*, la pala può andare incontro ad una separazione instabile del flusso. Tale fenomeno è più probabile a bassi rapporti di velocità di punta (λ), in quanto la pala esperienza regimi di pre-stallo e post-stallo in modo complesso e transitorio. In tal caso, si verifica uno stallo dinamico, con i conseguenti effetti di isteresi sui carichi aerodinamici [35]. Inoltre, un fattore cruciale per la progettazione di piccole turbine è il basso numero di *Reynolds* ($Re < 1 \cdot 10^6$) in cui operano.

In condizioni di basso numero di *Reynolds* è spesso presente un fenomeno dovuto alla separazione dello strato limite detto *laminar separation bubbles*. Tale fenomeno si presenta quando lo strato limite laminare non è più in grado di seguire il contorno del profilo alare a causa del gradiente di pressione avverso. Allo stesso tempo, le instabilità dello strato limite non si sono sviluppate a sufficienza affinché si abbia la transizione a turbolento; pertanto separa. Questo può diventare turbolento e riattaccarsi di nuovo al profilo alare, formando la cosiddetta bolla di separazione laminare. In alcuni casi la bolla può estendersi oltre il bordo di fuga del profilo perché il gradiente avverso è troppo grande affinché lo strato turbolento possa riattaccarsi. In figura 3.5 è evidenziata la conseguenza sulle curve $C_L - \alpha$ e $C_D - \alpha$ del fenomeno di bolle di separazione laminare.

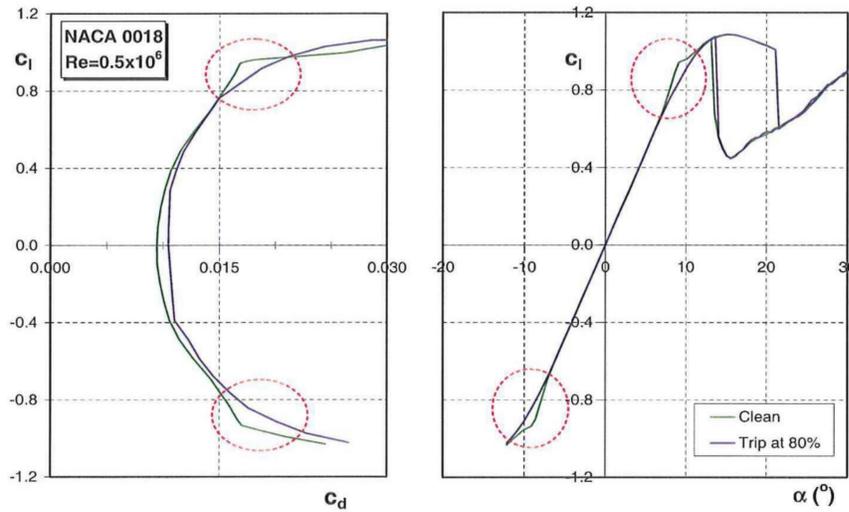


Figura 3.5: Effetti delle bolle di separazione laminare sulle curve $C_L - \alpha$ e $C_D - \alpha$ di un profilo NACA0018 @ $Re = 5 \cdot 10^5$ [37].

A numeri di *Reynolds* più elevati, la comparsa delle bolle di separazione si sposta verso angoli d'attacco più elevati.

Al fine di attenuare tale fenomeno che peggiora le prestazioni aerodinamiche dei profili la soluzione maggiormente investigata è quella di applicare una *trips*, in una posizione precedente alla separazione dello strato laminare come esaminato da Gopalarahnam e colleghi [37]. Nel loro studio hanno analizzato l'utilizzo di *trips* per aumentare l'efficienza della turbina. Osservando come la posizione e la grandezza di ottimo siano funzione del angolo di incidenza quindi del λ .

Queste considerazioni hanno reso l'analisi dei profili utilizzati su VAWT di cruciale importanza. Al fine di individuare il profilo aerodinamico di ottimo per le pale di una turbina *H-type* sono state condotte analisi preliminari con il codice numerico *X-foil* e analisi CFD con il solutore Star-CCM+.

3.2 Analisi dei profili alari

3.2.1 Analisi comparativa

Di seguito è proposta l'analisi bidimensionale di differenti profili alari utilizzati in campo eolico comparati con il NACA0018. I risultati sono stati ottenuti con *Xfoil*.

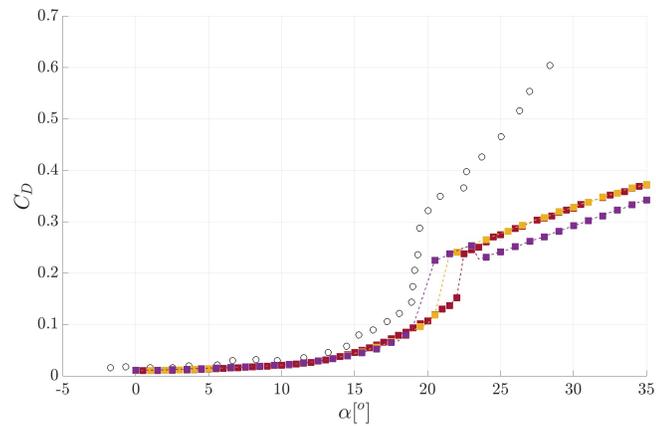
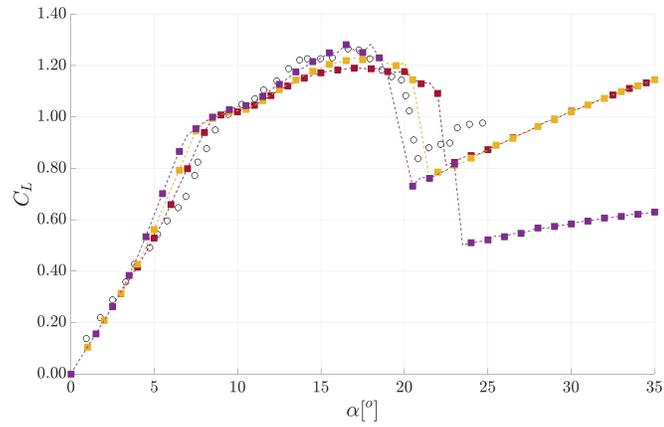


Figura 3.6: *Analisi comparativa tra risultati sperimentali [63] e risultati predetti da Xfoil su un NACA0018 @Re=0.25e06: $C_L-\alpha$ (a) e $C_D-\alpha$ (b). Dati sperimentali - Hanss F. Muller \circ ; $N=7$ \blacksquare ; $N=9$ \blacklozenge ; $N=11$ \blacksquare .*

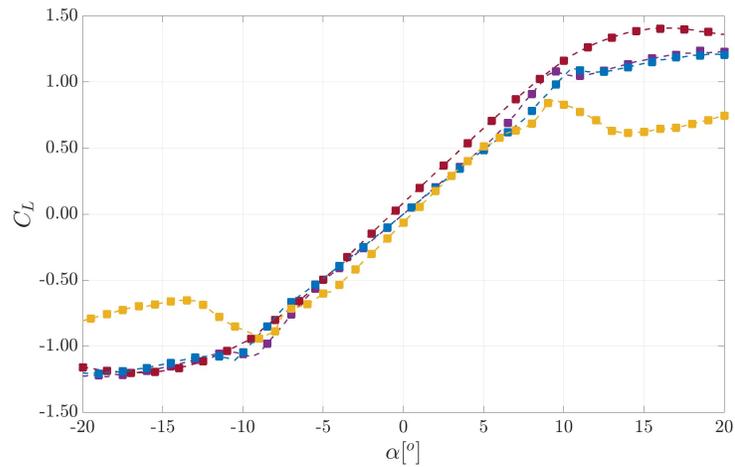
La seguente trattazione presenta diverse caratteristiche che spesso mettono in crisi i codici numerici. In primo luogo, i numeri di *Reynolds* sono relativamente bassi (inferiori a 500.000 in base alla corda del profilo). Un numero di *Reynolds* così basso significa che il flusso è transitorio. I flussi transitori generalmente pongono problemi per i modelli di turbolenza *standard*, che sono destinati a situazioni di turbolenza completa. In questa prospettiva e al fine di fornire un parametro di riferimento per le polari bidimensionali ricavate con codici numerici, il comportamento del *software* nella regione di transizione da laminare a turbolento è stato testato variando il parametro N_{crit} , che regola la sensibilità del modello di transizione e^n incorporato, dai valori indicativi di 7 (flusso in galleria del vento sporco) a 11 (flusso in galleria del vento pulito) i risultati sono stati confrontati con dati sperimentali proposti da Balduzzi e Muller [67] [63].

Il principio alla base del modello di transizione e^n consiste nel calcolare il coefficiente di amplificazione totale delle onde di Tollmien-Schlichting ad una data frequenza.

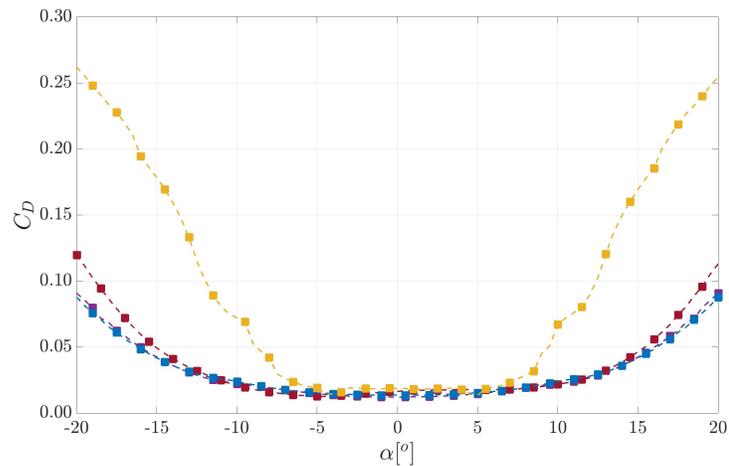
In figura 3.6 è proposto il confronto tra i risultati sperimentali ottenuti ad un $Re = 2.5 \cdot 10^5$ da Muller [63] e i dati predetti da *X-foil* al variare del parametro di transizione dello strato limite N . I valori calcolati dei coefficienti di portanza e resistenza sono più vicini ai valori sperimentali quando si utilizza un valore di N_{crit} pari a 9, che corrisponde ad una condizione di turbolenza media [43]. Si nota inoltre che all'aumentare dell'incidenza il codice predice valori di resistenza inferiori ai dati sperimentali, tale differenza è da ricercarsi nella difficoltà di *Xfoil* di simulare gli effetti dati dalla separazione del flusso ad alti angoli di incidenza [28].

3.2.2 Analisi dei risultati ottenuti con X-foil

In figura 3.7 sono presentate le curve $C_L - \alpha$ e $C_D - \alpha$ dei profili NACA0024, NACA0021, DU06-W-200dt e SNL1850 ottenute con *Xfoil* ad un $Reynolds = 2.5 \cdot 10^5$.



(a)



(b)

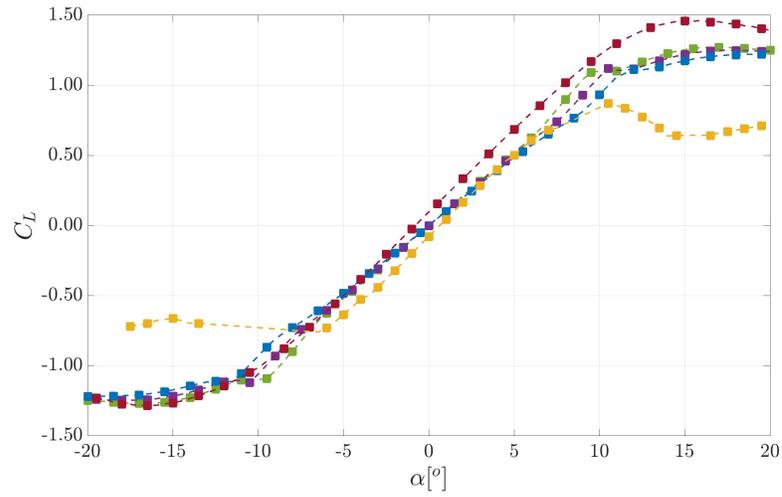
Figura 3.7: Risultati *Xfoil*: Analisi comparativa curve $C_L - \alpha$ (a) e $C_D - \alpha$ (b) per diversi profili @ $Re = 0.25 \cdot 10^6$. DU06-W-200dt ■; NACA0024 ■; SNL1850 ■; NACA0021 ■.

Dai risultati grafici si evince che il profilo SNL1850 presenta una maggiore resistenza

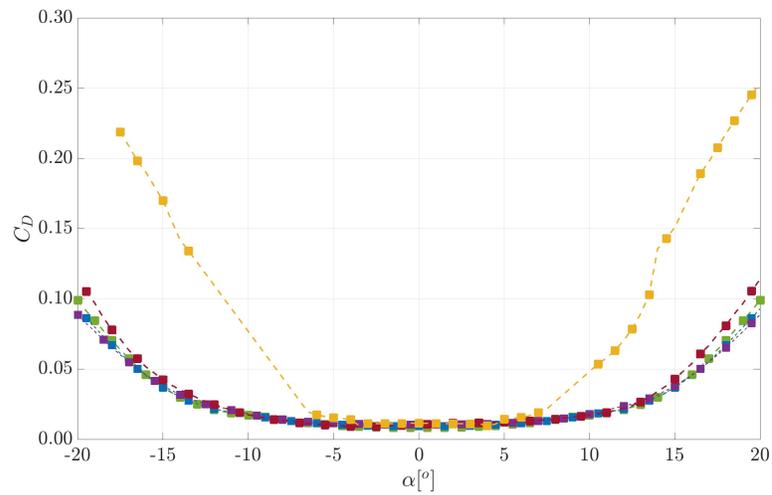
rispetto a tutti gli altri profili testati, oltre ad un'incidenza di stallo inferiore a quella di questi ultimi. Tali dati suggeriscono che questo particolare profilo alare risulti poco appropriato per l'utilizzo in applicazioni di turbine eoliche ad asse verticale (VAWT). Inoltre, dalle curve $C_L - \alpha$ e $C_D - \alpha$ presentate in figura 3.7, si conclude che il profilo DU06-W-200dt è quello che presenta le prestazioni migliori. In particolare, il profilo presenta un valore di C_{Lmax} pari a circa 1.5 ed un'incidenza di stallo di $\alpha = 15^\circ$. Inoltre, dal grafico rappresentato in figura 3.7 (b), risulta che il profilo DU06-W-200dt presenta valori di resistenza comparabili al profilo NACA0021, con il quale condivide il massimo spessore percentuale.

Considerando l'alto valore del coefficiente di portanza combinato con i valori di resistenza, il profilo DU06-W-200dt risulta essere il candidato ideale per l'utilizzo in applicazioni di turbine eoliche ad asse verticale (VAWT). Una caratteristica difficile da prevedere, con questi metodi di simulazione, è l'angolo di stallo profondo. Dalle ricerche condotte in letteratura questi angoli per i numeri di *Reynolds* da 300.000 a 700.000 sono molto più alti per il DU06-W-200 rispetto al NACA 0021 [55].

A titolo illustrativo per dare un'indicazione della differenza di prestazioni dei due profili alari, si riportano i dati relativi alla resistenza aerodinamica per $Re = 500.000$ nella figura 3.8. Il DU06-W-200dt ha chiaramente un valore di resistenza aerodinamica più elevato per angoli di attacco positivi. Per $\lambda < 2$, l'angolo d'attacco del flusso alle pale della turbina è $-40^\circ < \alpha < 40^\circ$. Con l'aumento della velocità di rotazione, quindi del λ , questo angolo tende a diminuire. L'efficienza più elevata del profilo DU06-W-200dt alle basse velocità del vento migliora le qualità di auto-avviamento della turbina.



(a)



(b)

Figura 3.8: Risultati Xfoil: Analisi comparativa tra le curve $C_L - \alpha$ (a) e $C_D - \alpha$ (b) per diversi profili @ $Re = 0.5 \cdot 10^6$. DU06-W-200dt ■; NACA0024 ■; NACA 0021 ■; NACA0018 ■; SNL1850 ■.

3.3 Risultati numerici ottenuti con codice RANS

Al fine di approfondire e validare i risultati sulle polari dei profili alari ottenute con i modelli di ordine ridotto sono state condotte analisi bidimensionali basate su RANS.

3.3.1 Definizione dei parametri computazionali

Le simulazioni si basano sulla soluzione di equazioni incomprimibili RANS, con il solutore STARCCM+, e con modello di turbolenza *Elliptic Blending Reynolds Stress Turbulence*, con una discretizzazione spazio-temporale del secondo ordine.

Questo modello è stato preferito al modello $K - \omega$ *SST* in quanto tiene conto delle correlazioni tra le fluttuazioni di velocità nell'approccio, inoltre è un modello fisico particolarmente indicato per le simulazioni di turbine eoliche ad asse verticale. In generale, i modelli RSM hanno il potenziale per fornire una descrizione più accurata della turbolenza rispetto al modello SST, specialmente in applicazioni con effetti di separazione e flussi di parete altamente tridimensionali in quanto non si basa sull'ipotesi di Boussinesq ed è in grado di catturare gli effetti anisotropi della turbolenza. Questo lo rende particolarmente adatto per flussi complessi in cui è importante considerare le fluttuazioni della turbolenza in tutte le direzioni, come nel caso di profili in stallo profondo e che adottano un *gurney flap*. Ulteriori dettagli sul modello sono stati esposti nella sezione 2.3 del capitolo 2.

In tabella 3.2 vengono elencate le dimensioni del dominio di calcolo adottate e le condizioni al contorno utilizzate.

Tabella 3.2: *Dettaglio del dominio computazionale, griglia e condizioni al contorno*

Dominio computazionale	4 m x 10 m
Condizioni al contorno	<i>Inlet:</i> velocità uniforme (TI = 1%); <i>Outlet:</i> <i>pressure outlet</i> ; <i>Side boundaries:</i> simmetria; <i>Walls:</i> <i>no slip</i>

3.3.2 Griglia di calcolo

In figura 3.9 viene riportata la visualizzazione della *mesh* utilizzata.

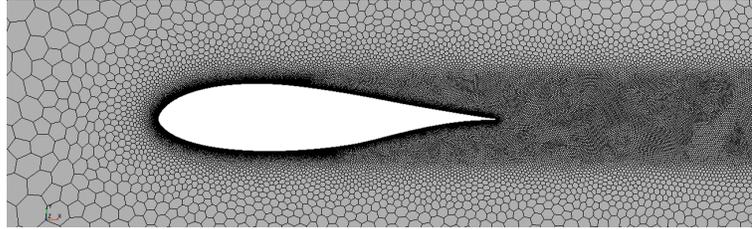


Figura 3.9: *Dettaglio della mesh bidimensionale del profilo alare*

Per generare una *mesh* bidimensionale su un profilo alare è stata utilizzata la funzione *badge for 2D meshing*. Successivamente, con l'ausilio della funzione *automated mesh (2D)* è stata creata una *mesh* di tipo poliedrico per la discretizzazione della regione a parete. A seguito di uno studio sullo spessore dello strato limite, ipotizzato laminare, come indicato nel capitolo 2, è stato raggiunto un valore di $y^+ \approx 1$, garantendo una corretta modellazione del fenomeno aerodinamico considerato.

Infine, per migliorare ulteriormente la qualità della *mesh*, sono stati introdotti due controlli di volume: uno sulla superficie del profilo alare e l'altro per aumentare la risoluzione della zona della scia a valle del profilo. Grazie all'impiego di tali procedure, si è ottenuta una *mesh* bidimensionale di elevata qualità e precisione, adeguata alle esigenze specifiche dell'analisi aerodinamica del profilo alare considerato. La tabella 3.3 riporta i principali parametri utilizzati per discretizzare il dominio di calcolo.

Tabella 3.3: *Parametri utilizzati per discretizzare il dominio di calcolo*

Parametro	
<i>base size</i>	0.1 m
<i>minimum surface size</i>	0.01 m
<i>surface curvature</i>	60
<i>surface growth rate</i>	1.2
<i>number prism layer</i>	15
<i>prism layer stretching</i>	1.2
<i>prism layer thickness</i>	0.06

In figura 3.10 viene riportato l'andamento del $y+$ lungo il profilo alare.

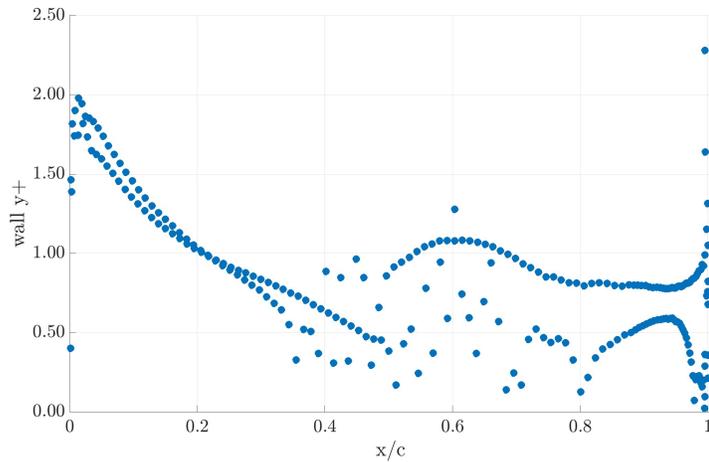
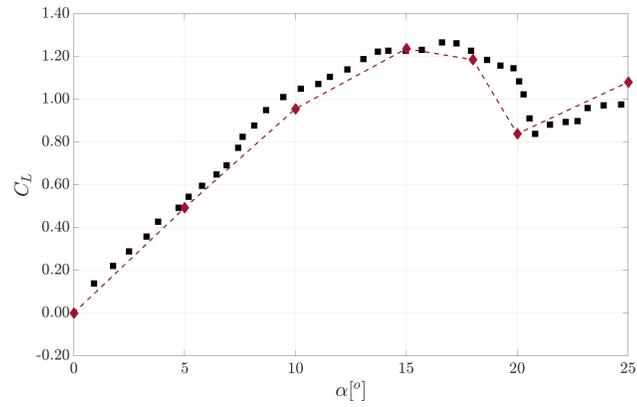


Figura 3.10: *Andamento della funzione wall $y+$ rispetto la posizione lungo il profilo alare*

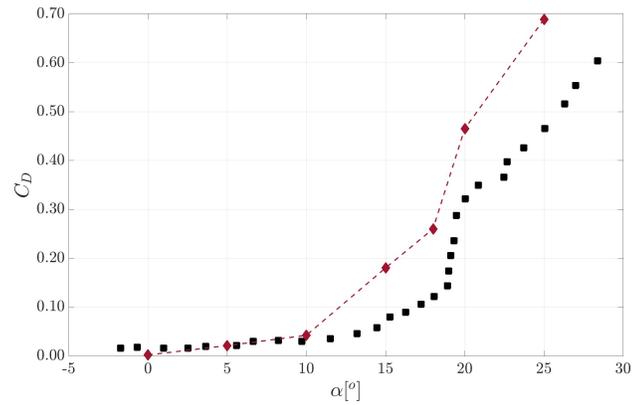
L'andamento del profilo di velocità normalizzata $y+$ rappresentato nella figura 3.10 risulta essere coerente con le aspettative. I valori di $y+$ si mantengono nell'intorno di 1, il che suggerisce che la risoluzione spaziale della mesh è adeguata. Si nota un incremento della funzione in prossimità del bordo d'attacco del profilo, dove si trova il punto di arresto del flusso. Lungo il dorso del profilo si osserva una buona approssimazione dello strato limite, mentre sul ventre del profilo la posizione della prima cella risulta essere conservativa. Tuttavia, ciò non compromette l'accuratezza dei risultati.

3.3.3 Convalida modello numerico

Al fine di validare il modello RANS e la discretizzazione del dominio di calcolo utilizzata sono stati confrontati i risultati predetti dal modello RST quelli sperimentali ottenuti da Hanns F. Muller [63] su un NACA0018 ad un $Re = 2.5 \cdot 10^5$.



(a)



(b)

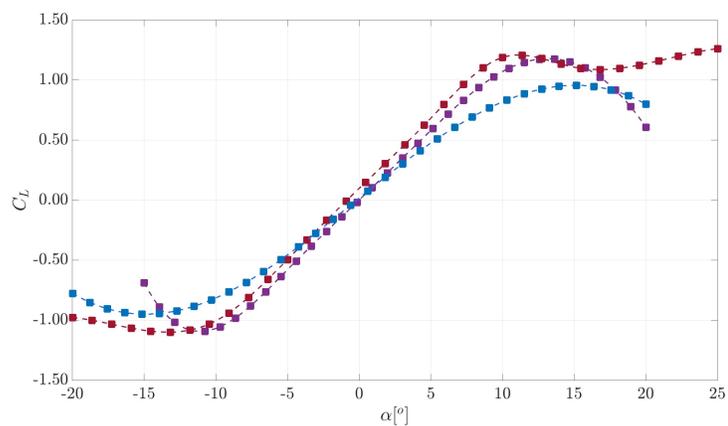
Figura 3.11: *Analisi comparativa dei valori di $C_L - \alpha$ (a), $C_D - \alpha$ (b), predetti con il modello di turbolenza Reynolds Stress Tensor e i risultati sperimentali ottenuti da Hanns e colleghi su un NACA0018 @ $Re = 2.5 \cdot 10^6$ [63]. Dati sperimentali - Hanns F. Muller ■ ; RST ◆.*

Dalla figura 3.11 si osserva una buona approssimazione dei dati predetti dal modello RST confrontati con quelli sperimentali, il modello numerico fornisce una leggera

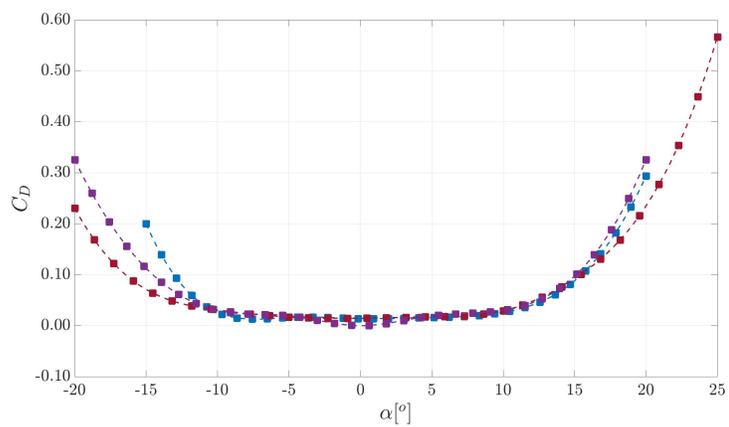
sovrastima dei coefficienti di resistenza aerodinamica nonostante ne approssimi bene l'andamento.

3.3.4 Analisi dei risultati

La figura 3.12 mostra il confronto tra i profili descritti in precedenza, evidenziando le caratteristiche più promettenti di ciascuno di essi.



(a)



(b)

Figura 3.12: Risultati CFD: Analisi comparativa delle curve $C_L - \alpha$ e $C_D - \alpha$ ottenute da un'analisi bidimensionale @ $Re = 0.25 \cdot 10^6$ su diversi profili: SNL1850 ■; DU06-W-200dt ■; NACA0024 ■.

L'analisi aerodinamica condotta utilizzando codici RANS ha permesso di confermare i risultati ottenuti precedentemente con il *software Xfoil*, ovvero che il profilo DU06-W-200dt presenta prestazioni superiori rispetto agli altri profili alari testati. In particolare, i risultati dell'analisi hanno permesso di individuare le caratteristiche di prestazione dei vari profili, mettendo in evidenza l'incidenza di stallo e i valori di resistenza associati. Al fine di fornire una valutazione più dettagliata delle differenze di prestazione tra i profili alari testati, nella tabella 3.6 è riportata una classifica in ordine di efficienza decrescente. Tale classifica ha permesso di identificare in modo univoco il profilo DU06-W-200dt come il profilo che presenta le migliori prestazioni, in particolare per quanto riguarda il coefficiente di portanza massimo (C_{Lmax}) e i bassi valori del coefficiente di resistenza (C_D). In sintesi, l'analisi condotta ha permesso di individuare il miglior profilo per l'utilizzo su turbine eoliche ad asse verticale.

Tabella 3.4: *Tabella riepilogativa dei profili testati ordinati in funzione di efficienza decrescente*

Profilo	C_{Lmax}	α_{stallo}	E_{max}
DU06-W-200dt	1.26	15	41.38
SNL1850	1.14	15	40.55
NACA0024	0.82	18	27.26

Tuttavia, è importante sottolineare che i risultati ottenuti dipendono dalle condizioni di simulazione utilizzate, come ad esempio il numero di *Reynolds*, la finezza della *mesh* e la presenza di turbolenza.

Nel caso specifico, si è cercato di mantenere le condizioni di simulazione realistiche al fine di ottenere risultati affidabili e confrontabili con quelli presenti nella letteratura scientifica. È importante considerare che la scelta delle condizioni di simulazione può influenzare significativamente i risultati ottenuti, pertanto risulta necessario valutare attentamente tutte le variabili coinvolte nell'analisi. Va sottolineato che i risultati ottenuti dipendono anche dalle condizioni di simulazione, come il numero di *Reynolds*, l'ampiezza di distorsione delle linee di flusso e dall'intensità di turbolenza.

Dalle analisi condotte si osserva che il DU06-W-200dt risulta essere il profilo con le caratteristiche migliori per l'utilizzo su VAWT. Tuttavia, come precedentemente evidenziato uno dei problemi principali dei profili alari adottati in ambito eolico è quello relativo ai fenomeni di stallo e separazione del flusso.

3.4 Tecniche di controllo del flusso

Per separazione del flusso si intende il distacco del fluido da una superficie solida; sia che sia causato da un forte gradiente di pressione sfavorevole, da un'aberrazione geometrica o da qualsiasi altro mezzo. La separazione è generalmente accompagnata da un significativo ispessimento della regione di fluido rotazionale adiacente alla superficie, con un marcato aumento della componente di velocità normale alla superficie. Pertanto, i mezzi tradizionali di analisi, ossia le equazioni dello strato limite, vengono sommariamente invalidate.

La separazione è quasi sempre associata a perdite di qualche tipo, tra cui la perdita di portanza, l'aumento della resistenza aerodinamica, le perdite di recupero della pressione ecc.

Per questo motivo, da quasi un secolo gli ingegneri si preoccupano di modificare la posizione di separazione del flusso o di evitarla del tutto. La moltitudine e la varietà di veicoli e dispositivi idro e aerodinamici, oggi dati per scontati, testimoniano gli enormi progressi compiuti nello sviluppo di mezzi che evitano o modificano la separazione.

Il controllo della separazione del flusso è un modo efficace per migliorare le prestazioni dei profili aerodinamici. E' possibile aumentare la portanza e ridurre la resistenza aerodinamica ritardando o eliminando la separazione del flusso.

3.4.1 Controllo attivo

Wu e colleghi [85] hanno effettuato una simulazione bidimensionale basata su RANS (*Reynolds-averaged Navier-Stokes equations*) per dimostrare che un flusso massicciamente separato su un profilo alare NACA0012 può essere efficacemente controllato da un'aspirazione periodica in prossimità del bordo d'attacco.

Atik e colleghi [10] hanno utilizzato l'aspirazione in prossimità del bordo d'attacco come mezzo per controllare la separazione del flusso e inibire lo stallo. Un ritardo sostanziale nella separazione è stato ottenuto anche quando la forza di aspirazione era debole, a condizione che venisse avviata in una fase precoce.

Christopher A. Eggert e colleghi [33] hanno studiato il controllo del flusso attivo attraverso RANS. Il controllo del flusso analizzato nello studio consiste in una fessura di soffiaggio localizzata sulla superficie superiore di un profilo NACA0018, vicino al bordo d'attacco.

Dallo studio è emerso che in presenza di un controllo attivo si riusciva a posticipare lo stallo del profilo ad un angolo $\alpha = 15^\circ$ invece in presenza di un solo controllo passivo lo stallo veniva addirittura anticipato ad un angolo di $\alpha = 9^\circ$.

3.4.2 Controllo Passivo

Tutti i controlli del flusso che prevedono una spesa attiva di energia risultano poco indicati per l'applicazione su turbine eoliche, quindi negli anni sono state testate diverse configurazioni di controllo passivo del flusso (PFCD), come l'utilizzo di *vortex cell*, *trips*, bordi di fuga seghettati e molto altro, come lo studio effettuato da Gopalarathnam e colleghi [37]. Tuttavia, queste configurazioni vedono una dipendenza della loro geometria di ottimo dalle condizioni operative della turbina rendendole poco versatili. Tra le varie configurazioni di PFCD c'è una che si è guadagnata popolarità grazie alla sua semplicità e al discreto miglioramento delle prestazioni in grado di generare.

Il *gurney flap* (*gf*) è un PFCD utilizzato per aumentare la forza di portanza. Questo è essenzialmente un piccolo *flat plate* aggiunto in corrispondenza del bordo di fuga dei profili, perpendicolarmente alla corda come mostrato in figura 3.13.

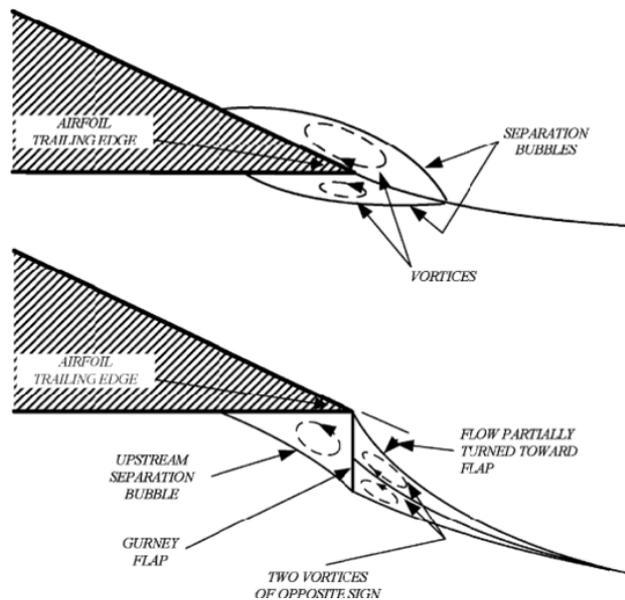


Figura 3.13: Rappresentazione schematica dell'effetto del *gurney flap* applicato al bordo di fuga di un profilo alare [80]

Nel caso dei VAWT, esistono diversi studi sulle applicazioni dei *gurney flap*. La maggior parte delle applicazioni riguarda gli VAWT di tipo *Darrieus* [17]. L'aggiunta di un *gurney flap* può ridurre le fluttuazioni del coefficiente di portanza e ritardare l'aumento improvviso del coefficiente di resistenza delle VAWT, dimostrando la sua capacità di attenuare lo stallo profondo delle pale della turbina.

L'applicazione più diffusa di questo dispositivo è sugli alettoni delle macchine da corsa al fine di aumentarne l'effetto deportante. In passato, il *gf* è stato testato sia sperimentalmente che numericamente per capire i suoi effetti sulle curve di portanza e resistenza. Il primo esperimento è stato condotto da Liebeck nel 1978 [52], il quale ha provato che un *gf* con un'altezza pari al 1.25 % della corda del profilo è in grado di generare un forte aumento del coefficiente di portanza a scapito di un lieve incremento di resistenza. Sharply e Neuhart hanno progettato anche un *gf* seghettato al fine di ridurre le emissioni sonore delle turbine eoliche ad asse verticale con pale dritte. Vijgen [84] ha condotto un'indagine approfondita sul *gf* seghettato e il risultato ha dimostrato che può ridurre o eliminare la resistenza aerodinamica caratteristica dei *gf* puliti. Jain e colleghi [45] hanno testato l'effetto di un *gurney flap* di diverse altezze e in diverse posizioni sul dorso di un profilo NACA0012 osservando che l'aggiunta di questo si traduceva in un aumento del coefficiente di portanza e resistenza, figura 3.14 e 3.15. Myose [64] ha montato un *gf* in differenti posizioni su un NACA0011 notando che l'effetto complessivo è quello di aumentare lo spessore percentuale del profilo e la sua curvatura virtuale.

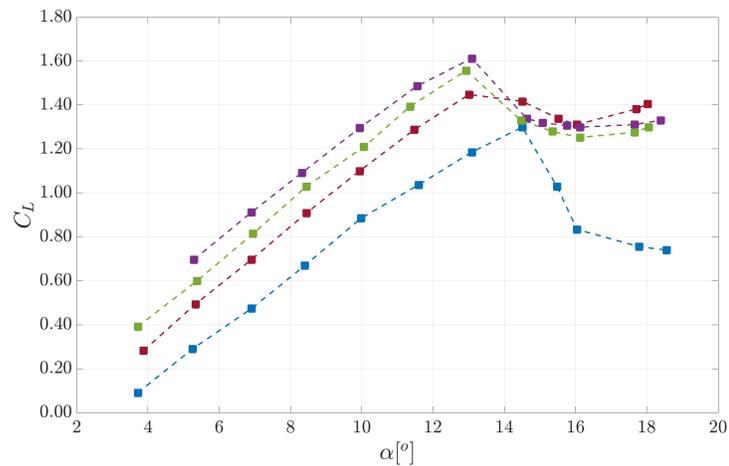


Figura 3.14: Curva $C_L - \alpha$ di un NACA0012 con aggiunta di gurney flap di diverse altezze ottenuta da analisi sperimentali, Jain e colleghi [45]. NACA 0012 ■; NACA 0012 $gf = 1\% c$ ■; NACA0012 $gf = 2\% c$ ■; NACA0012 $gf = 3\% c$ ■.

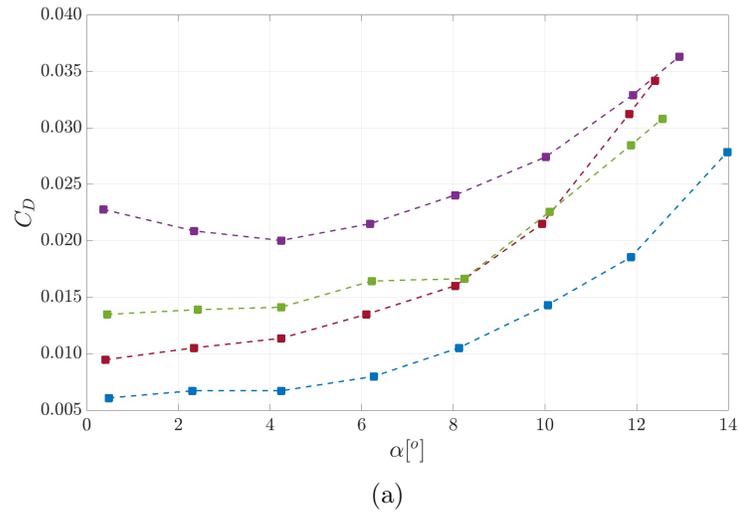


Figura 3.15: Curva $C_D - \alpha$ di un NACA0012 con aggiunta di gurney flap di diverse altezze ottenuta da analisi sperimentali, Jain e colleghi [45]. NACA 0012 ■; NACA 0012 GF = 1% c ■; NACA0012 GF = 2% c ■; NACA0012 GF = 3% c ■.

Haitan e colleghi [39] hanno testato l'utilizzo del gf su turbine eoliche ad asse verticale notando che la presenza di questo si traduceva in un aumento dei coefficienti di potenza per $\lambda > 2.1$ mentre la presenza di un gf sia interno che esterno generava effetti benefici anche a ridotti λ . Un risultato simile è stato ottenuto da Bianchini e colleghi [16], i quali hanno testato attraverso la CFD l'utilizzo dei gf sulle turbine *Darrieus* al fine di migliorarne le prestazioni.

3.4.3 Analisi comparativa tra profili con *gurney flap*

Al fine di condurre un'analisi preliminare delle prestazioni di differenti profili alari in presenza di *gf* di altezza compresa tra 1% e 4% della corda del profilo (c) sono state testate diverse configurazioni. In figura 3.16 é riportata una rappresentazione

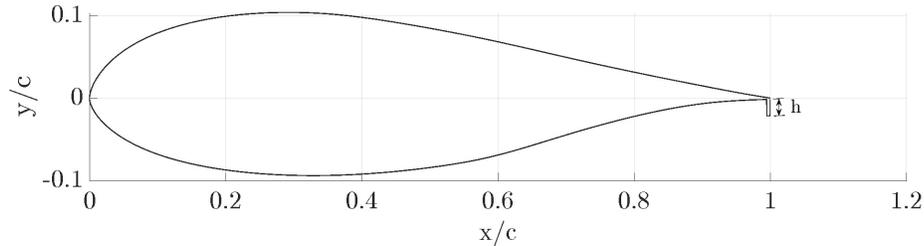


Figura 3.16: Profilo DU06W200dt con Gurney Flap

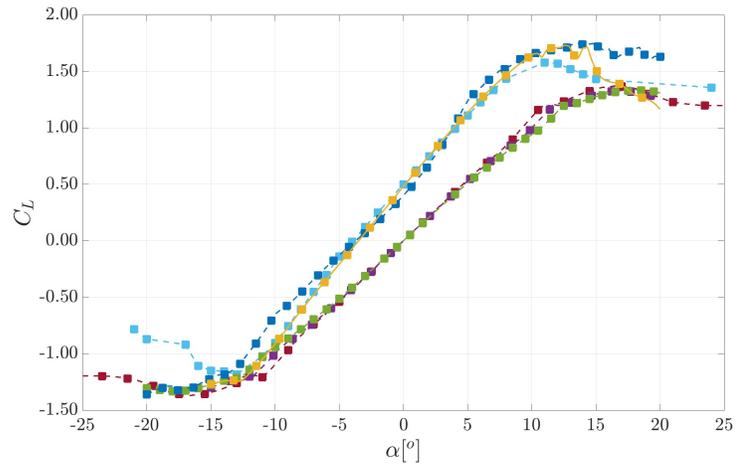
schematica del profilo DU06-W-200dt con aggiunta del *gurney flap*, la sua altezza è stata valutata in funzione della corda del profilo alare come mostrato in figura.

Al fine di mitigare gli effetti di aumento di resistenza l'altezza (h) del *gf* è stata definita in funzione dello spessore locale dello strato limite, come suggerito da Alber e colleghi [7]. Nella tabella 3.5 sono riportati gli spessori percentuali dello strato limite per tutti i profili testati.

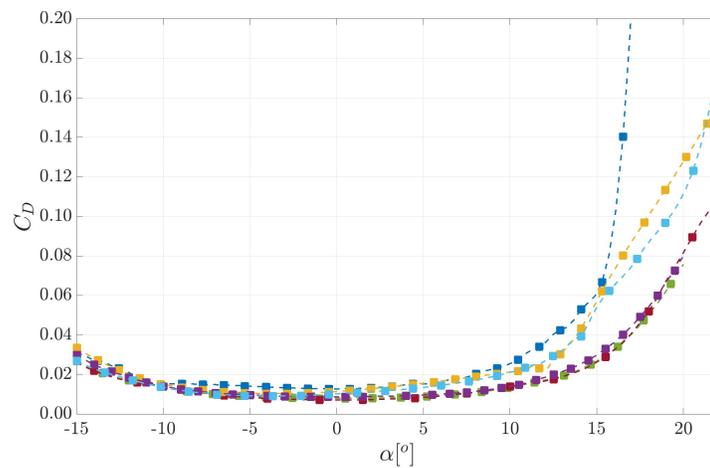
Tabella 3.5: Valore del δ^* per diversi profili a $Re = 5 \cdot 10^5$

Profilo alare	δ^*/c (bordo di fuga)
DU06-W-200-dt	2.04%
SNL1850	2.11%
NACA 0018	1.89%
NACA 0021	2.08%
NACA 0024	2.59%

In questa sezione sono riportati i risultati delle simulazioni condotte con il *software XFOIL*, che ha permesso di effettuare una prima selezione dei profili in base alle loro prestazioni aerodinamiche. Tuttavia, è importante evidenziare che tale metodo presenta alcune limitazioni e semplificazioni rispetto alla realtà fisica, pertanto le prestazioni riportate potrebbero differire da quelle effettive in condizioni operative. A tal fine, verranno successivamente condotte analisi più approfondite mediante l'utilizzo di codici



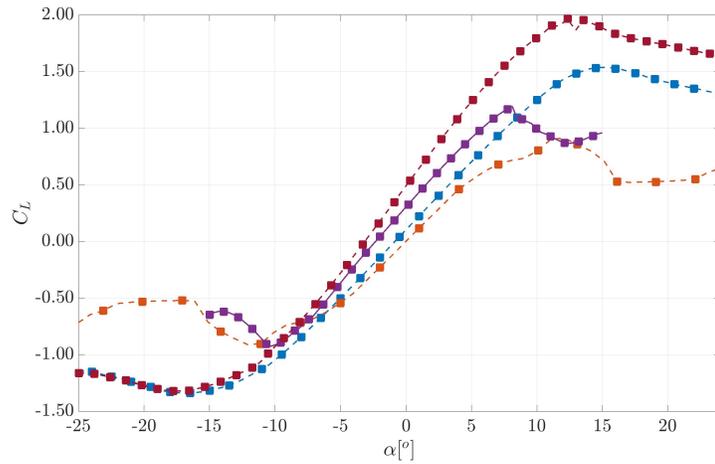
(a)



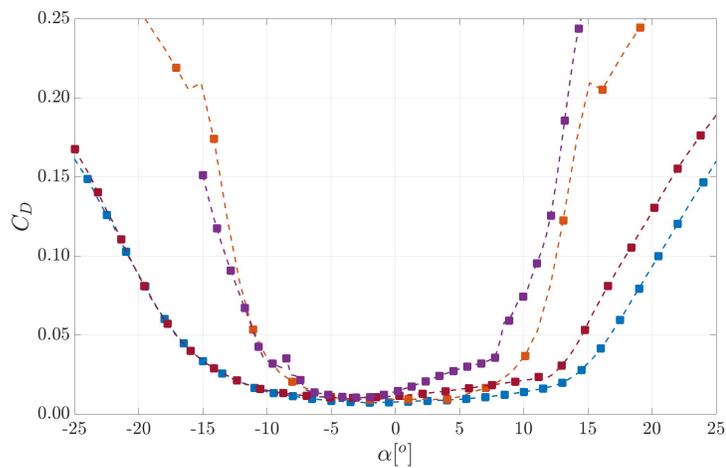
(b)

Figura 3.17: Risultati Xfoil: analisi comparativa delle curve $C_L - \alpha$ (a) e $C_D - \alpha$ (b) per differenti profili @ $Re = 0.5 \cdot 10^6$. NACA 0024 GF = 2%c ■; NACA 0024 ■; NACA0021 GF = 2% c ■; NACA0021 ■; NACA0018 GF = 2% c ■; NACA0018 ■.

RANS, in grado di fornire una valutazione più precisa e dettagliata delle caratteristiche aerodinamiche dei profili testati. Dalla figura 3.17, dove sono presentate le curve $C_L - \alpha$ e $C_D - \alpha$ per i profili NACA0021 e NACA0024 con l'aggiunta di un gf di altezza $h = 2\%c$, si osserva una crescita del coefficiente di portanza a scapito di un leggero au-



(a)



(b)

Figura 3.18: Risultati Xfoil: Analisi comparativa delle curve $C_L - \alpha$ (a) e $C_D - \alpha$ (b) per differenti profili @ $Re = 0.5 \cdot 10^6$. DU06-W-200dt GF = 2% c ■ ; DU06-W-200dt ■; SNL1850 GF = 2% c ■; SNL1850 ■.

mento del coefficiente di resistenza per tutti i profili che adottano la configurazione con *gurney flap*. Osservando i risultati proposti in figura 3.18 si giunge ad una conclusione analoga.

Risulta di interesse l'effetto benefico derivante dall'aggiunta del *flap* sul profilo DU06-

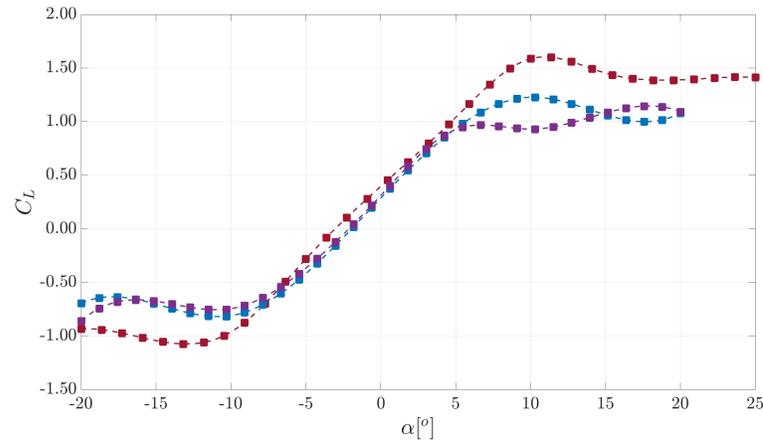
W-200dt. Infatti, si assiste ad un miglioramento del C_L del 25.79% rispetto alla configurazione *standard* ed in assoluto l'aumento percentuale maggiore tra tutti i profili testati.

In tutte le configurazioni testate l'aggiunta del *gurney flap* non modifica l'incidenza di stallo, parallelamente si osserva uno spostamento dell'angolo di attacco a portanza zero verso incidenze negative per i profili con il *gurney flap*.

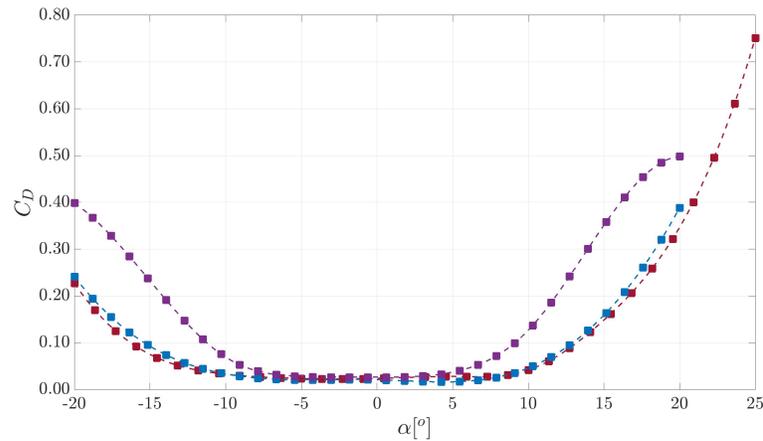
Il miglioramento delle prestazioni che si riscontra in questi profili è spiegato dalla formazione di un vortice sul ventre del profilo dovuto alla presenza del *gurney flap* stesso.

3.4.4 Analisi comparativa attraverso CFD

In figura 3.12 sono riportate le curve $C_L - \alpha$ e $C_D - \alpha$ per i profili NACA0024, SNL1850 e DU06-W-200dt per un $Re = 5 \cdot 10^5$.



(a)



(b)

Figura 3.19: Risultati CFD: Analisi comparativa delle curve $C_L - \alpha$ e $C_D - \alpha$ ottenute da un'analisi bidimensionale @ $Re = 0.5 \cdot 10^6$ su diversi profili alari: SNL1850 $gf = 2\%c$ ■; DU06-W-200dt $gf = 2\%c$ ■; NACA0024 $gf = 2\%c$ ■.

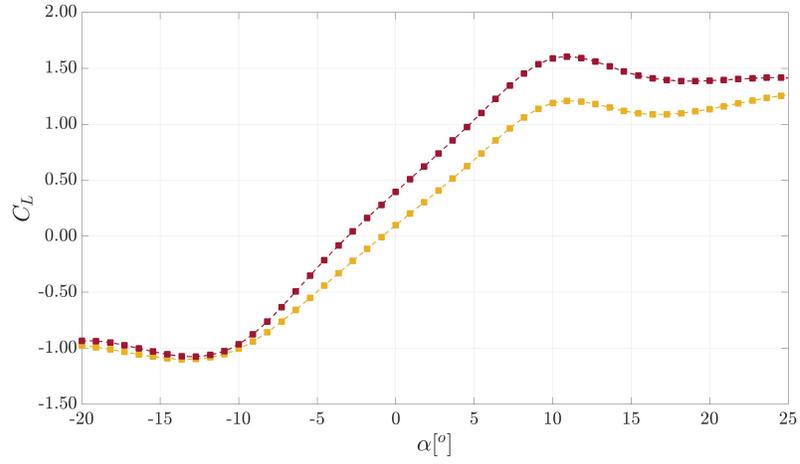
Dai grafici presentati in figura si denota una differenza di prestazioni meno pronunciata tra i profili DU06-W-200dt e gli altri testati, anche i valori di coefficiente di portanza

totali risultano più bassi rispetto alle previsioni tenute con *Xfoil*. Tuttavia, il profilo DU06-W-200dt presenta coefficienti di portanza nettamente superiori nonostante abbia valori del coefficiente di resistenza contenuti. Questo si tramuta in valori di efficienza massima maggiori come indicato nella tabella 3.6.

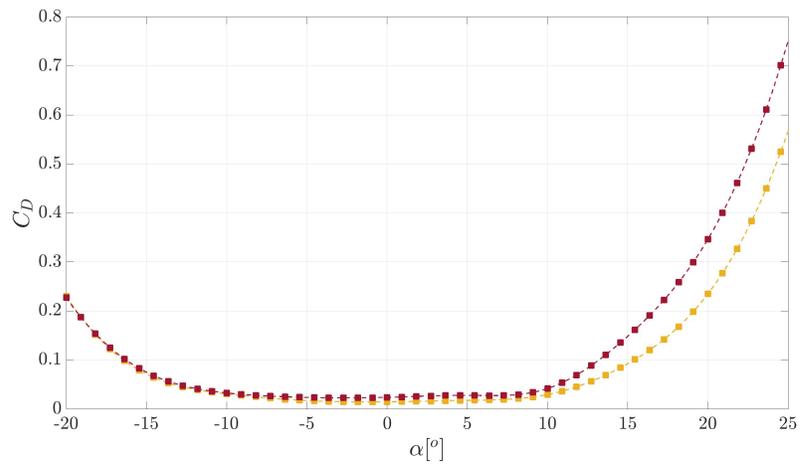
Tabella 3.6: *Tabella riepilogativa dei profili testati ordinati in funzione di efficienza decrescente*

Profilo	C_{lmax}	α_{stallo}	E_{max}
DU06-W-200dt <i>gf</i> $h = 2\%c$	1.59	15	44.13
DU06-W-200dt	1.26	15	41.38
SNL1850	1.14	15	40.55
NACA0024	0.82	18	27.26
NACA0024 <i>gf</i> $h = 2\%c$	1.23	15	26.68
SNL1850 <i>gf</i> $h = 2\%c$	1.09	20	24.93

Al fine di chiarire gli effetti benefici apportati dall'adozione di un *gurney flap* di altezza $h = 2\%c$ in figura 3.20 è riportato il confronto delle curve di $C_L - \alpha$ e $C_D - \alpha$ per il profilo DU06-W-200dt con e senza l'aggiunta del *gurney flap*. Si conclude che l'aggiunta del *flap* comporta un aumento nei coefficienti di portanza e di resistenza per incidenze positive del profilo, questo si tramuta in un aumento globale dell'efficienza di circa il 10%. Nelle seguenti sezioni viene condotto uno studio di ottimo sull'altezza del *gf* con l'obiettivo di mitigare l'aumento di resistenza e massimizzare l'efficienza del profilo.



(a)

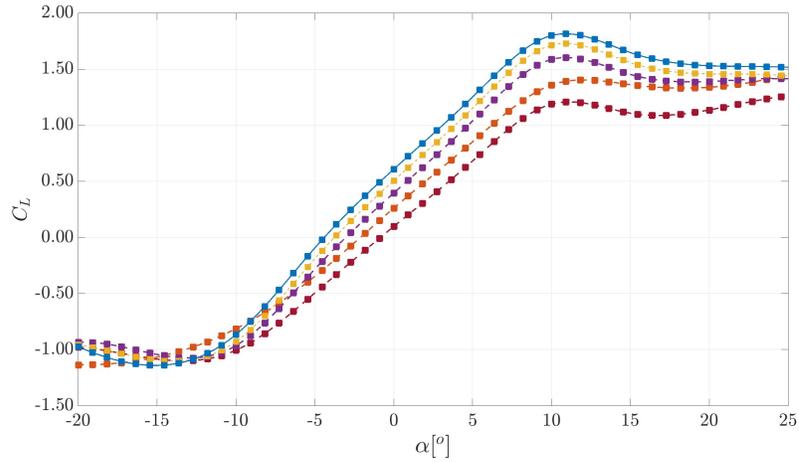


(b)

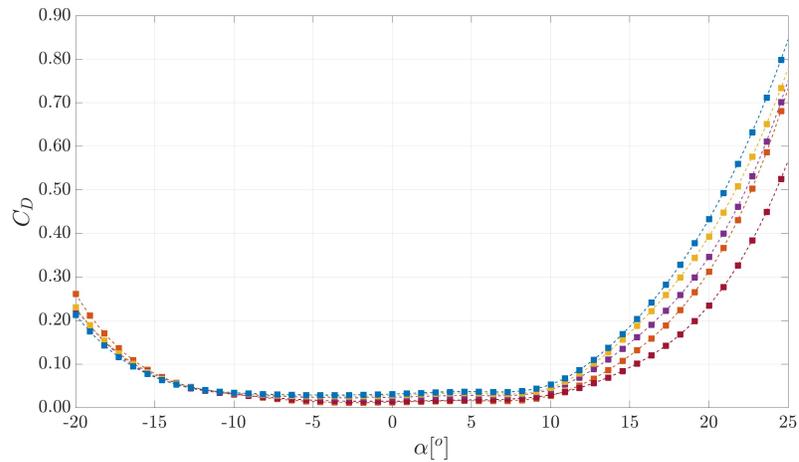
Figura 3.20: Risultati CFD: Analisi comparativa delle curve $C_L - \alpha$ e $C_D - \alpha$ ottenute da un'analisi bidimensionale @ $Re = 0.5 \cdot 10^6$ per diversi profili: DU06W-200-dt ■; DU06-W-200dt gf = 2%c ■.

3.4.5 Studio altezza di ottimo *gurney flap*

In ultima analisi, identificato il profilo di ottimo è stata ricercata l'altezza che generasse i maggior effetti benefici in termini di efficienza, i risultati sono proposti in figura 3.22.



(a)



(b)

Figura 3.21: Risultati CFD: Analisi comparativa delle curve $C_L - \alpha$ e $C_D - \alpha$ ottenute da un'analisi bidimensionale @ $Re = 0.5 \cdot 10^6$ per il profilo DU06-W-200dt al variare dell'altezza del gf: profilo standard ■; $h = 1\%c$ ■; $h = 2\%c$ ■; $h = 3\%c$ ■; $h = 4\%c$ ■.

Il profilo che ha una curva di efficienza più alta è il DU06-W-200dt con un *gf* di altezza $h = 2\%c$, al crescere dell'altezza del *gurney flap* per $h > 2\%c$ si assiste ad un decremento del rapporto C_L/C_D . La diminuzione di efficienza è spiegata dall'aumento dell'altezza del *flap* con il conseguente aumento del coefficiente di resistenza.

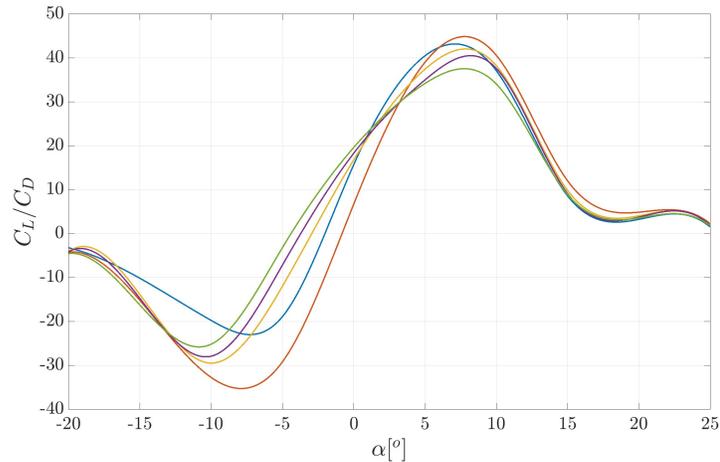


Figura 3.22: Risultati CFD: Analisi comparativa delle polari del profilo DU06-W-200dt al variare dell'altezza del *gf*: profilo standard —; $h = 1\%c$ —; $h = 2\%c$ —; $h = 3\%c$ —; $h = 4\%c$ —.

Questi risultati suggeriscono che l'effetto del *flap* di *gurney* sia quello di aumentare la campanatura virtuale del profilo alare. In figura 3.23 è riportato l'effetto esercitato da *gurney flap* di diverse altezze sui coefficienti di pressione in funzione dell'altezza rispetto alla corda del profilo DU06-W-200dt. Le analisi sono state condotte al variare dell'angolo di incidenza nell'intervallo $0^\circ < \alpha < 15^\circ$ ed ad un $Re = 2.5 \cdot 10^5$. Si riscontra una marcata differenza di pressione tra dorso e ventre per i profili con *gurney flap*. Inoltre, la differenza di pressione tende a crescere indipendentemente dall'angolo di incidenza al crescere dell'altezza del *flap*. Questa si fa più marcata in corrispondenza del bordo di fuga a causa del vortice e del conseguente recupero di pressione che viene a formarsi come diretta conseguenza della presenza del *flap* stesso. Risulta interessante notare che all'aumentare dell'altezza del *gurney flap* oltre ad aumentare la pressione sul ventre del profilo si assiste ad un decrescita della pressione sul dorso dovuto alla presenza dei vortici controrotanti che si generano a valle del bordo di fuga. Questo suggerisce che l'effetto del *gurney flap* sia quello di aumentare la campanatura virtuale del profilo. Questo comportamento si traduce in un aumento della portanza generata dal profilo e del suo momento picchiante.

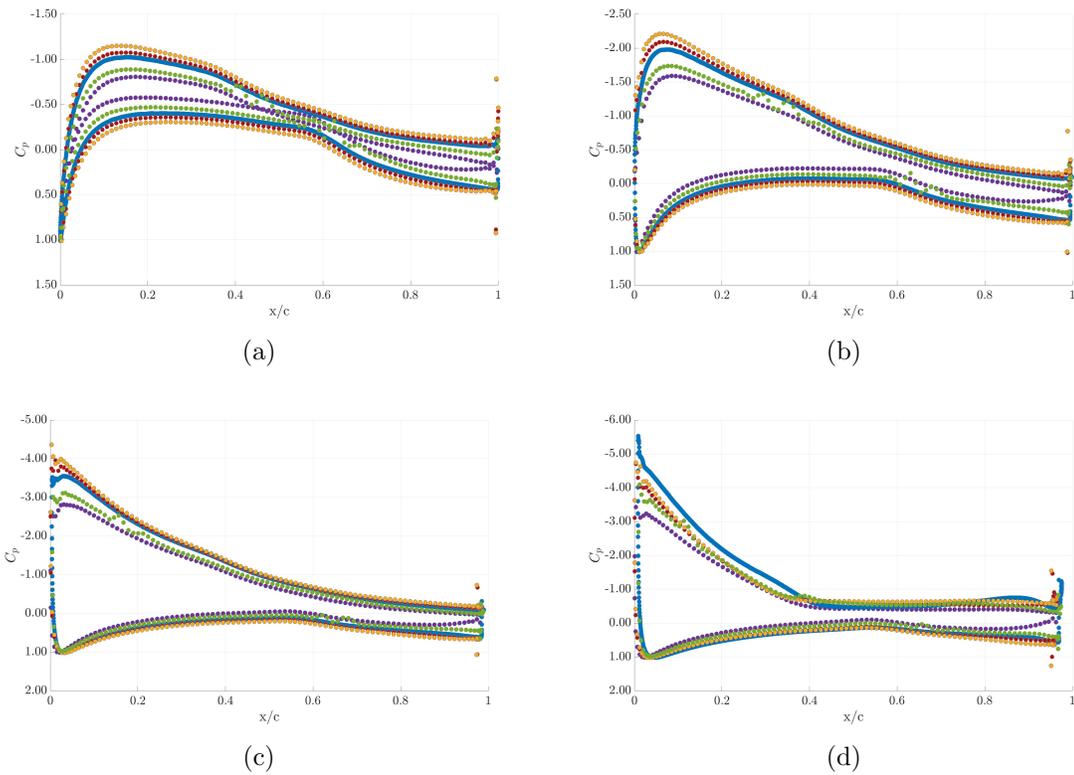


Figura 3.23: Risultati CFD: Analisi comparativa dei coefficiente di pressione in funzione della posizione x/c per il profilo DU06-W-200dt al variare dell'altezza del *gf*, per diversi angoli di incidenza $\alpha = 0^\circ$ (a), $\alpha = 5^\circ$ (b), $\alpha = 10^\circ$ (c), $\alpha = 15^\circ$ (d). profilo standard \bullet ; $h = 2\%c$ \bullet ; $h = 3\%c$ \bullet ; $h = 4\%c$ \bullet .

Nella figura 3.24 vengono presentate le immagini che mostrano il comportamento della velocità vettoriale in prossimità del bordo di fuga del profilo per le quattro configurazioni di *flap* che sono state sperimentate. In ciascuna immagine, si può notare la presenza di un vortice che si forma prima del bordo di fuga e di due vortici controrotanti che si generano a valle del bordo di fuga. La formazione di questi vortici controrotanti è dovuta al rispetto della condizione di Kutta al bordo di fuga del profilo. Inoltre, la presenza del *flap* induce un effetto di *downwash* nella scia.

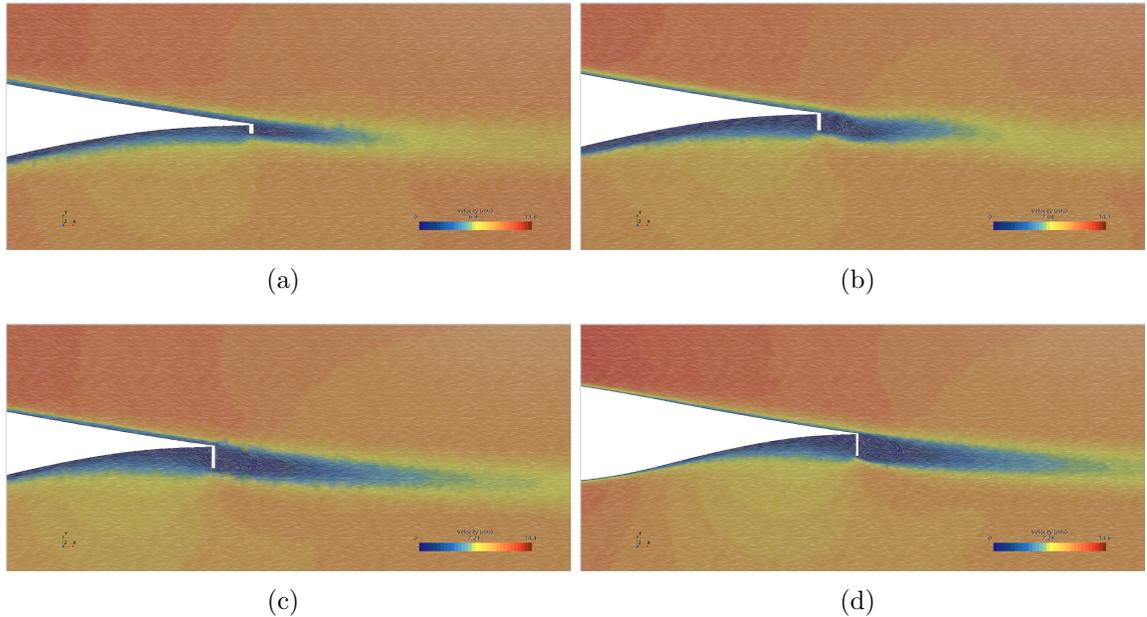


Figura 3.24: Scena della velocità vettoriale ottenute da un'analisi bidimensionale del profilo alare DU06-W-200dt @ $Re = 0.5 \cdot 10^6$ al variare dell'altezza del gf: $h = 1\%c$ (a), $h = 2\%c$ (b), $h = 3\%c$ (c), $h = 4\%c$ (d).

Conclusioni Dai confronti effettuati in questo capitolo si possono trarre le seguenti conclusioni:

- il profilo DU06-W-200dt presenta coefficienti di portanza maggiori e coefficienti di resistenza minori dei profili con spessore percentuale equivalente;
- il profilo DU06-W-200dt presenta caratteristiche di stallo ad incidenze paragonabili a quelle di profili con spessore percentuale maggiore conservando valori bassi di resistenza e giovando degli effetti benefici classici dei profili asimmetrici;
- la presenza del *gurney flap* di $h = 2\%c$ tende a migliorare l'efficienza del profilo.

In sintesi, si può affermare che per la progettazione aerodinamica di una VAWT *H-type*, il profilo DU06-W-20dt risulta essere il profilo che combina le caratteristiche migliori, siccome presenta bassi valori di resistenza aerodinamica a piccoli angoli di attacco ed un elevato angolo di stallo. Queste sono caratteristiche fondamentali per una buona performance della VAWT.

Capitolo 4

Modelli di ordine ridotto

4.1 Codici basati sulla linea di portanza

Numerosi modelli numerici sono stati implementati per predire le prestazioni delle turbine *Darrieus*, come quelli proposti da Castelli [71], Strickland [79] e Templin. Ciascuno di questi modelli calcola le prestazioni della turbina eguagliando le forze generate dalla pala con la variazione di momento della quantità di moto del flusso che il rotore attraversa. Questi algoritmi computazionali, per quanto abbiano mostrato una buona affidabilità nella predizione delle prestazioni delle VAWT perdono di accuratezza in alcuni punti di operatività tipici delle turbine eoliche. Ad alti λ , quando l'equazione di conservazione del momento della quantità di moto diventa non valida, viene evidenziata la mancanza di precisione dei risultati prodotti dai codici di ordine ridotto basati sul DMS (*Double Multiple Streamtube*) [3]; quando i carichi esercitati sulle pale sono imprecisi, in quanto questi modelli:

- presuppongono un flusso quasi stazionario attraverso il rotore;
- assumono una velocità costante del flusso in prossimità del rotore;
- assumono l'assenza di componenti normali della velocità alla direzione di propagazione del flusso.

Da queste risulta dubbio che informazioni significative sulla struttura della scia vicina al rotore possano essere ottenute dai modelli DMS.

In alternativa ai metodi numerici sopra citati si possono modellare le forze aerodinamiche che agiscono su un rotore utilizzando il metodo *Lifting Line Free Vortex Wake* (LLFVW) [79]. Per le analisi effettuate con codici numeri di ordine ridotto presentate in questa tesi è stato utilizzato un modello LLT implementato su Qblade [2] basato sulla

teoria della linea portante non lineare per il calcolo delle forze generate dalle pale [69]. Come nel metodo *Blade Element Momentum*, nel modello LLFVW le forze delle pale sono calcolate utilizzando i dati provenienti dalle polari del profilo aerodinamico in sezione bidimensionale. La differenza principale è che la scia del rotore, che si propaga dalle pale, viene risolta in maniera esplicita.

La modellazione esplicita della dinamica della scia evita la dipendenza dai modelli di correzione e spesso porta a risultati fisicamente più validi. I risultati della simulazione migliorano soprattutto nei casi in cui vengono violati i presupposti del metodo del momento degli elementi di pala. Tra questi vi sono il funzionamento instabile; le grandi deformazioni delle pale; gli elevati rapporti di velocità di punta, quando ci si avvicina allo stato di scia turbolenta.

Le suddette condizioni assumono un'importanza sempre maggiore nella ricerca sui rotori ad asse verticale, a causa della tendenza a progettare aerogeneratori di dimensioni sempre maggiori o parchi eolici galleggianti *offshore*.

Nel modello *Lifting Line Free Vortex Wake* il rotore è rappresentato da una linea di portanza, situata in corrispondenza del quarto di corda delle sezioni 2D del profilo alare. La pala viene discretizzata in un numero N di pannelli, ogni pannello della pala è rappresentato da un anello di vortici che si compone di quattro filamenti di vortici. La portanza generata dalle linee di vortice vincolate, le quali formano la linea di portanza, è calcolata in base alla velocità di afflusso relativa e ai coefficienti di portanza e resistenza ottenuti dai dati tabulati del profilo alare. Richiamando il teorema di *Kutta-Joukowski*:

$$\delta L(\alpha) = \rho * V_{rel} \times \delta \Gamma \quad (4.1)$$

Dove δL è la forza di portanza della sezione e ρ la densità del fluido. La velocità V_{rel} è ottenuta dalla somma vettoriale della velocità del flusso indisturbato V_∞ , della velocità tangenziale della pala V_{mot} e della velocità indotta V_{ind} . Quest'ultima è calcolata dal contributo di tutti gli elementi di vortice sulla pala e nella scia attraverso l'equazione di *Biot-Savart*:

$$V_{ind} = -\frac{1}{4\pi} \int \Gamma \frac{\vec{r} \times \vec{dl}}{r^3} \quad (4.2)$$

All'inizio di ogni passo temporale, viene calcolata la distribuzione di portanza lungo la pala. Questa viene calcolata con una procedura iterativa che assicura che le forze previste dal teorema di *Kutta-Joukowski* e dal teorema degli elementi della pala coincidano. Durante l'iterazione viene aggiornata solo la distribuzione di vorticità vincolata, mentre l'induzione degli elementi di scia sulla pala viene valutata una sola volta. Una

volta ottenuta la convergenza, il rotore viene fatto avanzare di un passo temporale. Tutti gli elementi di scia liberi vengono convogliati con l'afflusso locale e la velocità locale indotta. Un esempio del reticolo di scia è presentato in figura 4.1. Dopo la fase di convezione della scia, vengono creati nuovi elementi di vortice tra il bordo di fuga di ciascun pannello della pala e l'ultima fila di vortici di scia che sono stati convogliati lontano dal bordo di fuga. Come ultimo passo, la portanza viene calcolata e assegnata alle nuove linee di vortici rilasciate attraverso la condizione di *Kutta*:

$$\Gamma_{trail} = \frac{\delta\Gamma_{bound}}{\delta x} \Delta x \quad (4.3)$$

$$\Gamma_{shed} = \frac{\delta\Gamma_{bound}}{\delta t} \Delta t \quad (4.4)$$

L'intensità dei vortici vincolati e di quelli convogliati lungo la scia è costante come conseguenza del teorema di *Helmholtz* sulla vorticità [24]. La figura 4.1 mostra la

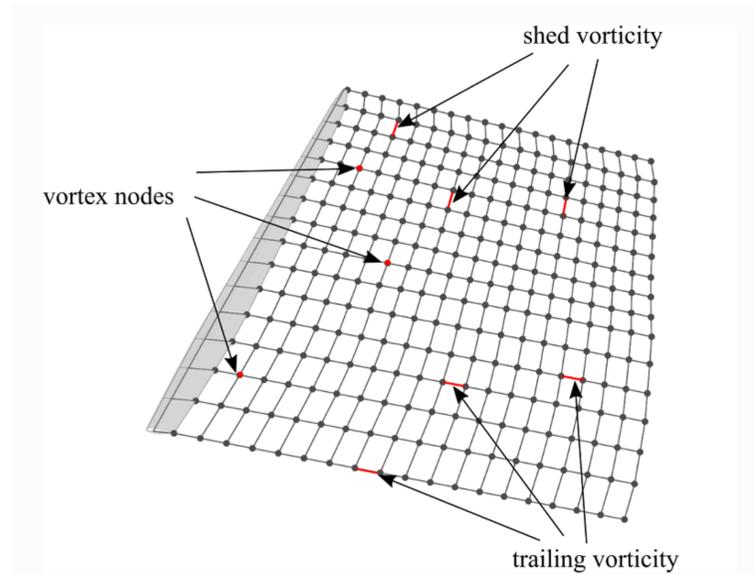


Figura 4.1: Visualizzazione del reticolo di scia con i nodi e i filamenti di scia

struttura di vortici della scia. Le linee vorticose sono interconnesse attraverso dei nodi comuni, i nodi rappresentano i vortici diffusi verso valle dalla pala. Durante la fase di convezione a scia libera, l'evoluzione della scia viene valutata facendo avanzare nel tempo le posizioni dei nodi vortice. Ogni nodo appena creato è collegato ad almeno un filamento di vortice di *shed* e uno di *trailing*; quindi, il numero totale di vortici è circa

la metà del numero di filamenti. Di conseguenza, l'equazione di Biot-Savart deve essere valutata per un numero di punti pari a:

$$N_{nodi} \cdot N_{vortici} \approx \frac{N_{vortici}^2}{2} \quad (4.5)$$

Comparando questo modello di discretizzazione ad una di tipo *vortex particle*, dove non è presente nessuna inter-connettività, si osserva una riduzione del costo computazione di un fattore 2.

Dall'espressione 4.2 si nota che l'equazione di Biot-Savart presenta una singolarità nel punto centrale in cui $\vec{r} = 0$. Per evitare che questa singolarità influisca sulla stabilità della simulazione e per modellare in modo più accurato il nucleo viscoso dei vortici, è stato implementato un modello.

Esistono molti modelli diversi che descrivono la distribuzione della velocità tangenziale attorno al nucleo, come i modelli di Rankine, Lamb-Oseen o Ramasay e Leishman (vedi Hommes et al. [42]). Nella seguente trattazione viene utilizzato un raggio di *cut-off*, che viene aggiunto al denominatore dell'equazione 4.2 nella forma di r_c^2 garantendo che la velocità indotta si avvicini lentamente a zero in prossimità del nucleo. Si tratta di un'implementazione efficiente dal punto di vista computazionale, poiché la modellazione del nucleo viscoso è direttamente inclusa nel calcolo della velocità indotta. Per altri modelli di vortice, oltre all'equazione di Biot-Savart è necessario valutare un parametro viscoso dalle posizioni relative dei vortici. Ciò influisce sulle prestazioni della simulazione, poiché la valutazione del parametro viscoso viene effettuata $N_{vortices}^2/2$ volte per ogni passo temporale. Al momento del distacco dal bordo d'uscita della pala, viene rilasciato un vortice con una dimensione iniziale del nucleo (circa il 10% della corda locale). La dimensione del nucleo viene aggiornata a ogni passo temporale in base a:

$$r_c = r_0 + \sqrt{\frac{4a\delta_v\nu\Delta t}{1 + \epsilon}} \quad (4.6)$$

dove a è una costante, δ_v è il coefficiente di viscosità turbolenta (dipende dalla grandezza del rotore [75]), ν è la viscosità cinematica e Δt è il *time step*. Il *rate* di deformazione di un filamento vorticoso è calcolato come:

$$\epsilon = \frac{\Delta t}{l} \quad (4.7)$$

L'equazione di *Biot-Savart* diventa:

$$V_{ind} = -\frac{1}{4\pi} \int \Gamma \frac{\vec{r} \times d\vec{l}}{r^3 + r_c^2} \quad (4.8)$$

4.1.1 Stallo dinamico

Come evidenziato nei precedenti capitoli, il regime di flusso in prossimità delle pale delle turbine eoliche ad asse verticale è solitamente complesso a bassi rapporti di λ . La difficoltà nello studio del flusso è causata principalmente dal continuo cambiamento della posizione azimutale della pala; della direzione e del modulo della velocità durante il funzionamento della turbina, e di conseguenza, l'angolo di attacco cambia continuamente. Pertanto la variazione dell'angolo di incidenza (α), è data da:

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{\sin \theta}{\frac{\Omega r}{V_\infty} + \cos \theta} \quad (4.9)$$

dove θ , V_∞ , Ω , r sono rispettivamente l'angolo azimutale, la velocità del flusso indisturbato, la velocità angolare del rotore e il raggio della turbina.

La variazione dell'angolo d'attacco locale è un parametro importante nello sviluppo dello stallo dinamico che influenza intrinsecamente il funzionamento della turbina a bassi rapporti di velocità tangenziale.

Quando la pala si trova a muoversi lungo il giro l'angolo di incidenza del flusso varia aumentando fino ad un massimo per poi decrescere, l'andamento dell'angolo di incidenza può essere descritto con una curva periodica.

All'aumentare dell'incidenza si sviluppano dei vortici sia sul bordo di fuga che sul bordo d'attacco della pala. Quando l'angolo d'attacco locale del profilo della VAWT supera l'angolo di stallo statico, il profilo si trova in condizioni di stallo dinamico.

Questo processo viene spesso spiegato studiando i profili oscillanti, tuttavia per comprendere a pieno lo sviluppo dello stallo dinamico sulla turbina VAWT, è necessario studiare il modello rotante completo. Ciò è dovuto principalmente all'elevata sensibilità dello stallo dinamico alle condizioni del flusso, come il numero di *Reynolds* e la velocità di rotazione della turbina, che sono ben spiegate da Richter e colleghi [4].

I tentativi di analizzare lo stallo dinamico che si sviluppa nelle VAWT si sono basati principalmente sui dati sperimentali a causa della difficile modellazione matematica di questo fenomeno.

Negli ultimi anni, il progresso delle apparecchiature sperimentali ha permesso di effettuare misurazioni del campo di flusso delle VAWT utilizzando tecniche quali il *Particle Image Velocimetry* (PIV) [35], [8].

Il fenomeno dello stallo dinamico si presenta quando il profilo delle pale, che si trova in un regime di flusso instazionario, supera l'angolo di incidenza corrispondente allo stallo statico. Per una geometria fissata di una VAWT in un flusso non stazionario, per un determinato fattore di induzione, l'angolo d'attacco è una funzione dell'angolo azimutale.

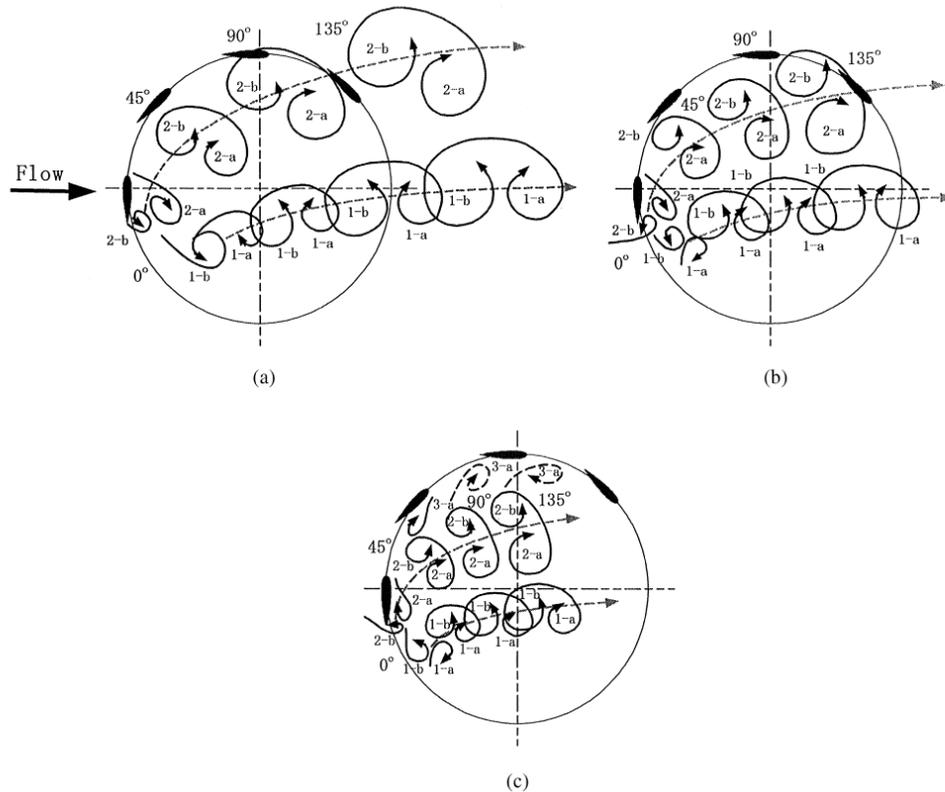


Figura 4.2: *Illustrazione schematica dello stallo dinamico per $\lambda = 1$ (a), $\lambda = 2$ (b), $\lambda = 3$ (c).*

Il ritardo nella perdita di portanza durante lo stallo dinamico è imputabile alla formazione di un vortice che si genera dal flusso separato in corrispondenza del bordo d'attacco del profilo e del bordo di fuga, durante la propagazione di questo lungo la superficie del profilo non si hanno variazioni di portanza; si osserva una sua brusca diminuzione non appena il vortice separa propagando verso valle.

All'aumentare del λ la generazione di un vortice dal bordo d'attacco e dal bordo di fuga si ha ad una posizione azimutale successiva.

4.1.2 Ateflap

Per modellare il fenomeno dello stallo dinamico vengono solitamente utilizzati codici CFD basati su RANS, questi codici prevedono però importanti costi computazionali. Al fine di ridurre i tempi di simulazione ed avere una buona approssimazione del fenomeno

fisico sono stati sviluppati codici di ordine ridotto come quelli proposti da Bergami e colleghi [15] o Fujisawa [36]. L'ATEFlap è un modello basato sulla formulazione dello stallo dinamico di Beddoes-Leishmann [40], dove il coefficiente di portanza statico C_l^{st} è decomposto come la somma pesata di una componente C_l^{att} ed una C_l^{fs} :

$$C_l^{st} = C_l^{att} f^{st} + C_l^{fs} (1 - f^{st}) \quad (4.10)$$

Il coefficiente C_l^{att} corrisponde al valore del coefficiente di portanza che si otterrebbe nel caso in cui il flusso fosse completamente attaccato per qualsiasi angolo di incidenza; il secondo componente C_l^{fs} corrisponde al coefficiente di portanza generata nel caso in cui il flusso fosse completamente separato. La funzione che definisce la somma pesata è detta *steady separation function* f^{st} .

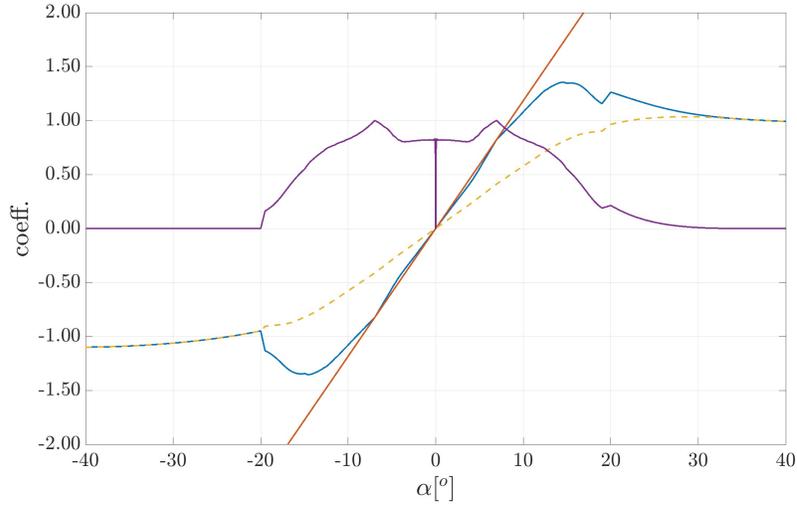


Figura 4.3: Coefficiente di portanza come combinazione lineare dei componenti utilizzati dal modello Beddoes-Leishmann: C_l^{fs} ---; C_l^{att} —; C_L —; f^{st} —.

Nel modello dello stallo dinamico di Beddoes-Leishmann la funzione f^{st} è legata alla posizione del punto di separazione lungo il profilo alare. Nel caso di flusso completamente separato, separazione al bordo d'attacco, si ha $f^{st} = 0$. Nel caso di flusso completamente attaccato al profilo alare $f^{st} = 1$. L'espressione per il calcolo della f^{st} viene ricavata dalla formulazione del coefficiente di portanza per un *flat plate* in condizioni di flusso potenziale dato dalla teoria di Kirchhoff [83]:

$$f^{st} = \left(2 \sqrt{\frac{C_l^{st}(\alpha)}{C_{l,\alpha}(\alpha - \alpha_0)}} - 1 \right)^2 \quad (4.11)$$

Il coefficiente di portanza statico è dato dalla 4.10 quindi il coefficiente di portanza per il caso *fully separated* è calcolato come:

$$C_l^{fs} = \frac{C_l^{st} - C_{l,\alpha}(\alpha - \alpha_0)f^{st}}{1 - f^{st}} \quad (4.12)$$

Questa funzione è uguale al coefficiente di portanza statico per valori di $\alpha^{\pm fs}$ dove $f^{st} = 0$. L'equazione 4.12 fornisce una singolarità nella regione di flusso completamente attaccato dove $f^{st} = 1$. Si osserva però che sostituendo l'equazione 4.11 nell'equazione 4.12 si ottiene il seguente risultato:

$$C_l^{fs}(\alpha) \longrightarrow \frac{C_l^{fs}(\alpha)}{2}, f^{st} \longrightarrow 1 \quad (4.13)$$

Se ne ricava che la portanza nel caso *fully separated flow* è la metà del caso *fully attached flow* per piccoli angoli di incidenza.

Nel modello B-L sono utilizzate due variabili di stato per descrivere la dinamica della separazione del flusso del TE. La separazione è legata alla distribuzione di pressione lungo il profilo alare, e la pressione è legata alla forza di portanza generata dal profilo. Per rappresentare il ritardo nella perdita di portanza tipico dello stallo dinamico, viene introdotto un tempo caratteristico definito come *time-pressure lag*, il quale simboleggia per appunto il *time-lag* presente tra la pressione e il coefficiente di portanza:

$$\dot{x}_3 + T_P^{-1}x_3 = T_P^{-1}C_l^P(t) \quad (4.14)$$

Dove $C_l^P(t)$ è il coefficiente di portanza del flusso potenziale. Utilizzando la formulazione presentata da [15] si ottiene:

$$\dot{C}_l^{lag} = -\frac{U_0}{b_{hc}\tau_P}C_l^{lag} + \frac{U_0}{b_{hc}\tau_P}C_l^{Pot} \quad (4.15)$$

Calcolato il coefficiente C_l^{lag} dato dalla ODE 4.14 si ottiene un angolo d'attacco equivalente che fornisce lo stesso coefficiente di portanza quasi-stazionario: $\alpha_f = C_l^{P'} / C_{l,\alpha} + \alpha_0$. Per l'angolo d'attacco ricavato è possibile ottenere un punto di separazione quasi stazionario equivalente $f' = f^{st}(\alpha_f)$ dall'equazione 4.11. La seconda variabile di stato viene utilizzata per simulare la dinamica dello strato limite, la quale sposta il punto di separazione dietro il valore quasi-stazionario di f' , come descritto dalla seguente equazione:

$$\dot{x}_4 + T_f^{-1}x_4 = T_f^{-1}f'(t) \quad (4.16)$$

Dove T_f è una costante temporale utilizzata per simulare il *lag* nella separazione dello strato limite e $x_4 = 0$. La variabile x_4 è la quarta ed ultima variabile di stato utilizzata

nel modello B-L. Presentando la formulazione di Bergami [15] l'equazione 4.16 può essere riscritta come:

$$\dot{f}^{dyn} = -\frac{U_0}{b_{hc}\tau_B} f^{dyn} + \frac{U_0}{b_{hc}\tau_B} f' \quad (4.17)$$

Quindi il coefficiente di portanza si ottiene per sostituzione nella 4.10:

$$C_l^{Circ.Dyn} = C_l^{att} f^{dyn} + C_l^{fs} (1 - f^{dyn}) \quad (4.18)$$

Dal C_L e C_D ottenuti con il modello ATEFlap è possibile calcolare i coefficienti C_t e C_n che individuano le prestazioni della turbina.

4.2 Convalida modello di ordine ridotto

Al fine di validare il modello LLFVW (*Lifting Line Free Vortex Wake*) con l'utilizzo di un codice per simulare lo stallo dinamico sono stati analizzati rotori eolici presenti in letteratura con dati sperimentali consolidati. I codici computazionali presentati sono stati utilizzati per calcolare i principali parametri caratteristici di una VAWT, il coefficiente di potenza e la coppia aerodinamica in funzione del λ e della velocità del vento.

4.2.1 Analisi comparativa con dati Sandia

La prima configurazione testata è la VAWT Darreius Sandia 34 m, i dati geometrici sono riportati in tabella 4.1. I risultati sperimentali sono stati ottenuti nei laboratori nazionali della Sandia in Albuquerque [9].

Tabella 4.1: *Sandia 34m dati tecnici*

A [m ²]	H [m]	D [m]	c [m]	N pale	profilo alare	σ	P [kW]
-	34	-	1.22	2	NACA0021-SAND0018/50	0.13	500

L'apparato di misura è definito da un segmento di terra e da una strumentazione installata sul rotore.

La strumentazione a terra include sensori che misurano la velocità del vento, le condizioni ambientali, la velocità in *rpm* del rotore e del generatore, la coppia del rotore, il generatore di corrente e voltaggio così come la posizione azimutale delle pale. La

strumentazione basata sul rotore è costituita principalmente da estensimetri per pale ed albero. I segnali analogici generati dai sensori viaggiano attraverso cavi situati all'interno delle pale, lungo l'esterno dell'albero arrivando al sistema di modulazione di codice a impulsi (PCM), che risiede nella base dell'albero. Il PCM converte i segnali in flusso seriale ad alta velocità, che viene fatto passare attraverso gli *slip ring* fino alla sala di strumentazione. Da qui i segnali arrivano all'edificio di controllo dove vengono de-commutati, inviati a un convertitore D/A, sincronizzati con i segnali a terra e ri-convertiti da un convertitore A/D. Una schematizzazione dell'apparato strumentale è presentata in figura 4.4.

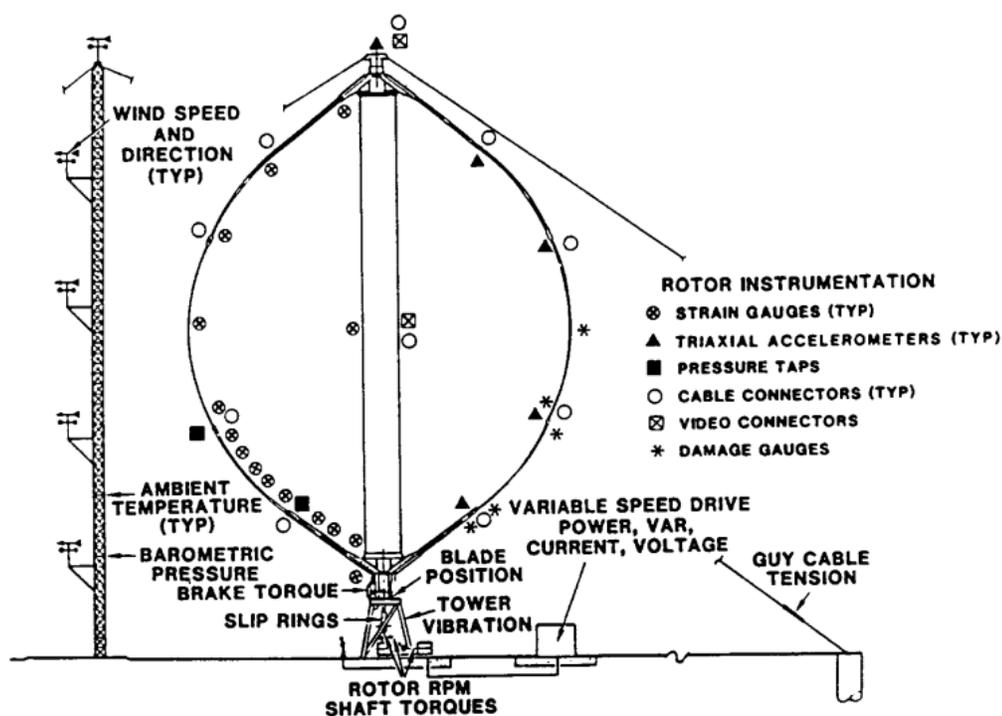


Figura 4.4: Apparato strumentale di misura SANDIA 34m

Le misure sperimentali sono state effettuate ad una velocità di rotazione intorno al proprio asse costante pari a 28 rpm ed al variare della velocità del vento $3 \text{ m/s} < V < 20 \text{ m/s}$.

In figura 4.5 è riportato il confronto tra i dati sperimentali e i risultati numerici, in nero sono evidenziati i dati sperimentali, in verde i risultati forniti dal modello LLFVW,

mentre in linea tratteggiata sono presentati i risultati forniti dal modello LLFVW con l'aggiunta del modello ATEFlap.

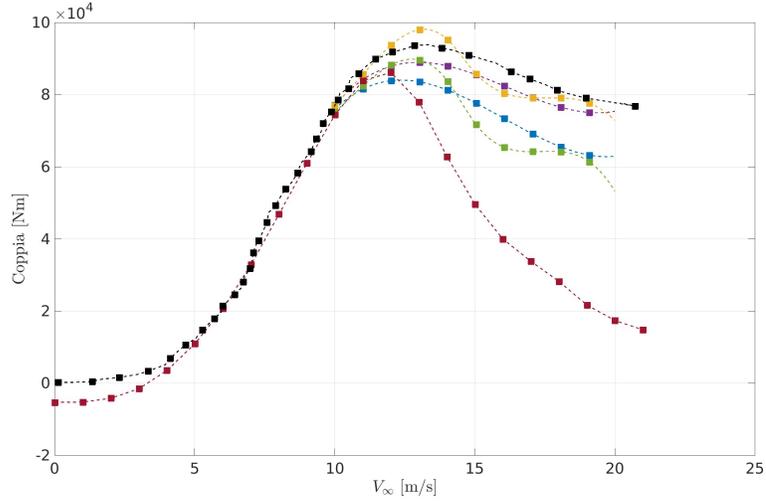


Figura 4.5: *Analisi comparativa dei dati di coppia sperimentali ottenuti nei laboratori Sandia per una turbina Darrieus di raggio 34m ad una $\omega = 28rpm$ [9] con i risultati numerici ottenuti con un codice LLFVW+ATEFlap al variare del rapporto t_f/t_p . Dati Sperimentali - Sandia ■; $t_f/t_p = 1.77$ ■; $t_f/t_p = 3$ ■; $t_f/t_p = 2.5$ ■; $t_f/t_p = 5$ ■; LLFVW ■.*

Si osserva che l'accuratezza del modello LLFVW diminuisce significativamente al diminuire del λ . La ragione di questa tendenza risiede nella difficoltà del modello utilizzato di simulare gli effetti prodotti dallo stallo dinamico, fenomeno che diventa dominante al diminuire del λ dove la pala affronta un angolo di incidenza man mano crescente, come mostrato in figura 4.6. La variazione dell'angolo di incidenza lungo il giro si ricava dalla somma vettoriale della velocità del vento e della velocità di rotazione del rotore come presentato in figura 4.7.

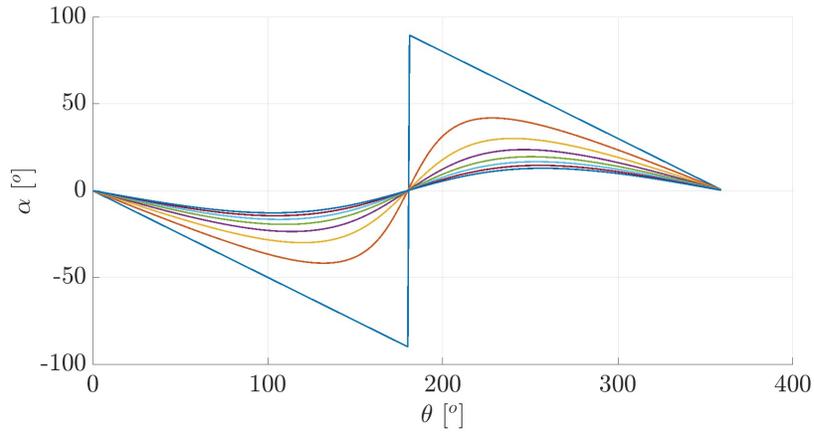


Figura 4.6: *Variazione dell'angolo di incidenza in funzione della posizione azimutale al variare del λ , $\delta = 0$. $\lambda = 1$ —; $\lambda = 1.5$ —; $\lambda = 2$ —; $\lambda = 2.5$ —; $\lambda = 3$ —; $\lambda = 3.5$ —; $\lambda = 4.0$ —; $\lambda = 4.5$ —.*

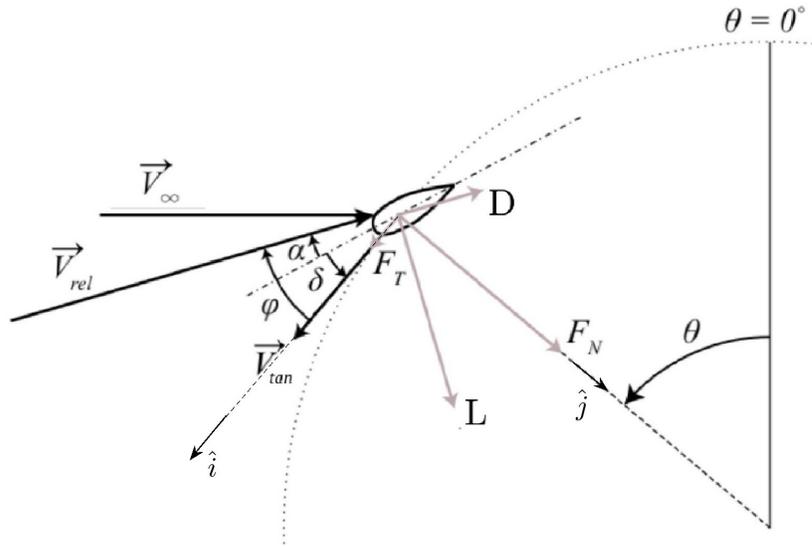


Figura 4.7: *Schematizzazione delle velocità vettoriali e delle forze agenti sulla pala di una VAWT. Gli angoli positivi sono definiti in senso antiorario. L'angolo φ è l'angolo di incidenza relativo, la velocità V_b è la velocità di rotazione della pala, δ è l'angolo di pitch della pala.*

Per $\lambda = 2.6$ la pala approccia sul giro un'incidenza massima di $\alpha \approx 25^\circ$ ben oltre il limite di stallo statico estrapolabile dalle polari bidimensionali sulle quali il modello LLFVW si basa per ricavare le prestazioni della turbina. Per migliorare l'affidabilità del modello LLFVW a bassi λ , viene introdotto il modello ATEFlap.

Come descritto nel capitolo precedente, questo codice numerico utilizza due variabili di stato t_f e t_p per simulare la dinamica della separazione del flusso. Pertanto, sono state tracciate le curve di coppia in funzione della velocità V_∞ al variare del rapporto tra queste due variabili, determinando le tendenze mostrate nella figura 4.5. La coppia di valori per la quale si ottiene un *trend* simile a quello sperimentale è quella di $t_f = 5$ e $t_p = 1.67$.

Le stesse analisi sono state condotte per una velocità di rotazione di 34 rpm ed una velocità del vento $3 \text{ m/s} < V_\infty < 20 \text{ m/s}$; i risultati sono riportati in figura 4.8.

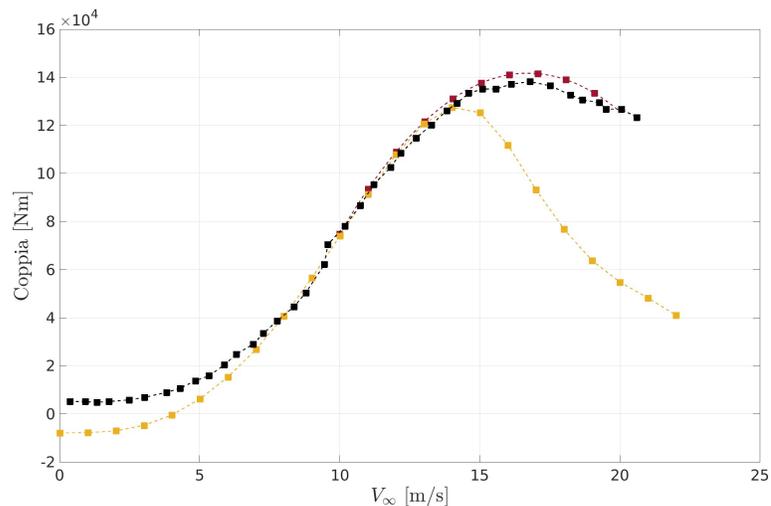


Figura 4.8: *Analisi comparativa dei valori di coppia ottenuti con codice numero LLFVW+ATEFlap, LLFVW e risultati sperimentali ottenuti nei laboratori Sandia per una turbina Darrieus di altezza 34 m ad una velocità angolare $\Omega = 34 \text{ rpm}$ [9]. Dati Sperimentali - Sandia ■; $t_f/t_p = 3$ ■; LLFVW ■.*

Dal grafico, si nota che il modello LLFVW con l'aggiunta del modello ATEFlap fornisce un'ottima approssimazione dei dati sperimentali, ma all'aumentare della velocità del vento si osserva una leggera sovrastima dei valori di coppia. La disparità in questione deriva dall'incremento del λ operativo del rotore, in risposta alla variazione della velocità del vento, che si traduce in una limitazione del *range* di angoli di incidenza

osservato durante la rotazione delle pale.

Tabella 4.2: *Analisi comparativa dei valori di coppia per i dati sperimentali @ $\Omega = 28\text{rpm}$ e $V_\infty = 20\text{m/s}$ [9] e per il modello LLFVW al variare del rapporto t_f/t_p*

Dati	λ	Coppia [kNm]
Dati Sperimentali	2.60	77.89
LLFVW ATEFlap $t_f/t_p = 3$	2.60	75.34
LLFVW	2.60	14.76

Nella figura 4.9 viene presentato il grafico dell'andamento della curva $C_P - \lambda$ per differenti modelli numerici, il cui confronto è stato effettuato con i risultati sperimentali ottenuti nei laboratori Sandia [9].

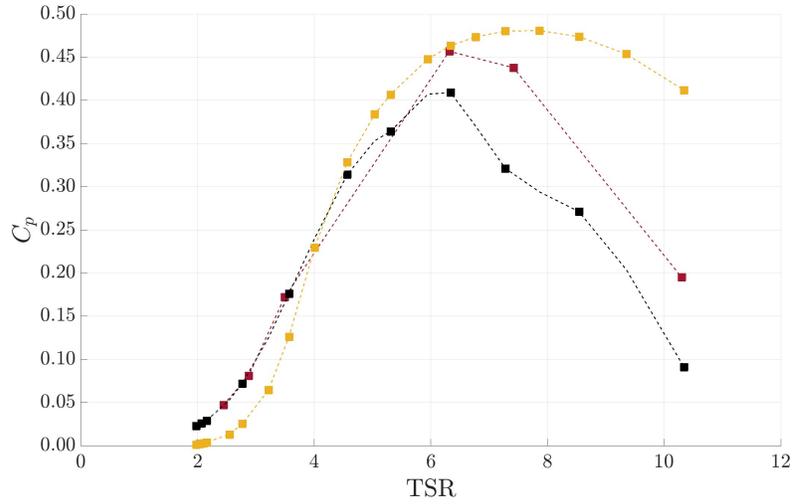


Figura 4.9: *Analisi comparativa dei risultati sperimentali ottenuti nei laboratori Sandia per una turbina Darrieus di altezza 34 m [9] con i risultati numerici predetti dal codice LLFVW + ATEFlap e DMS. Dati Sperimentali - Sandia ■ ; $t_f/t_p = 3$ ■ ; DMS ■ ;*

Si nota che a bassi valori di λ , la differenza tra i valori predetti dal modello LLFVW con ATEFlap e quelli ricavati da analisi sperimentali tende ad annullarsi. Tale andamento non è rispettato dal modello LLFVW senza correzione per lo stallo dinamico; questo predice un coefficiente di potenza C_P che tende a zero al tendere del valore di λ all'unità.

La disparità evidenziata può essere attribuita alla maggior precisione del primo modello nel simulare il fenomeno dello stallo dinamico, che comporta un ritardo nel crollo dei valori di C_L e un incremento del coefficiente di resistenza C_D .

Tutti i modelli numerici tendono a sovrastimare il picco massimo di potenza così come i valori del coefficiente di potenza ad alti λ , questo è dovuto al fenomeno di *wake reduction* che consiste nell'eliminare un numero di vortici dalla scia al fine di velocizzare il calcolo computazione. Questo fenomeno è più percepibile per valori di λ elevati, che corrispondono a scie più turbolente.

4.2.2 Analisi comparativa con dati sperimentali di geometrie *H-type*

Al fine di estendere le conclusioni sul modello LLFVW+ATEFlap a geometrie differenti di rotori VAWT è stato applicato il modello numerico ad una microturbina eolica di tipo *H-type*. I dati sulla geometria della turbina sono riportati in tabella 4.3. Le analisi sperimentali sono state condotte da Battisti e colleghi [11] presso la galleria del vento del Politecnico di Milano. Questa è di tipo *closed loop* con una camera di *test* (larghezza 4.00 m, altezza 3.84 m e lunghezza 6.00 m). Le analisi sono state condotte utilizzando una configurazione aperta (*free jet*) rimuovendo la cabina di *test* e installando il rotore in modo che fosse direttamente esposto al flusso proveniente dalla galleria.

Al fine di ottenere risultati indipendenti dall'intensità di turbolenza è stata garantita un'elevata qualità del flusso, grazie ad una combinazione di schermi anti-turbolenza. Questo ha permesso di ottenere un'intensità di turbolenza (misurata all'ingresso della sezione di prova aperta) inferiore all'1%. In figura 4.10 è presentata una schematizzazione del rotore con le quote in millimetri.

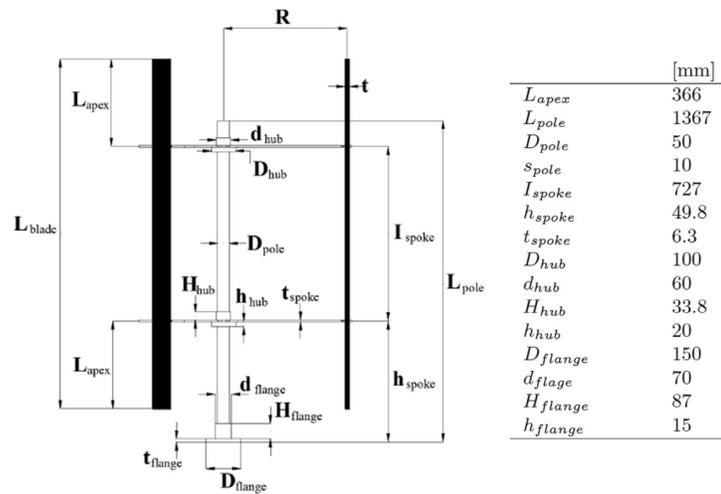


Figura 4.10: Quote del rotore ad *H* testato presso il PoliMI da [11]

In tabella 4.3 sono presentati i dati geometrici e il profilo aerodinamico utilizzato.

Tabella 4.3: Valori geometrici della turbina eolica H-shaped sviluppata dal Battisti e colleghi [11]

A_s [m^2]	N. pale	Profilo alare	c [mm]	R [mm]	L_{blade} [mm]
1.5	3	NACA 0021	85	514	1460

Il confronto tra i dati sperimentali forniti da Battisti [11] ed i risultati numerici predetti dal modello LLFVW+ATEFlap sono presentati in figura 4.11.

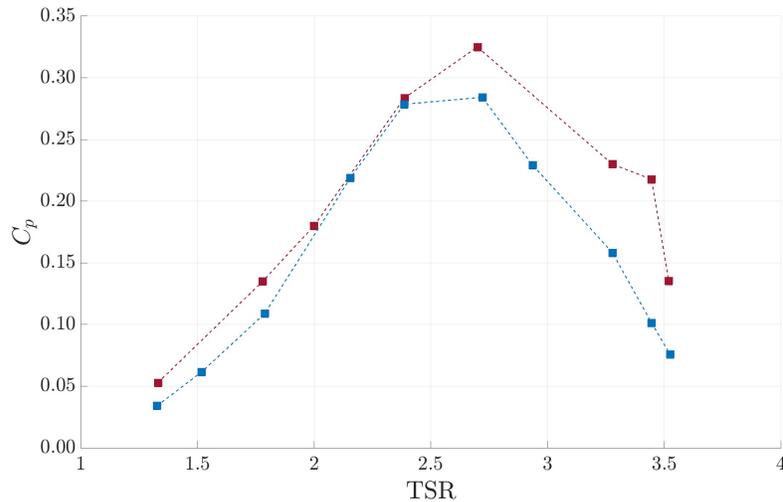


Figura 4.11: Analisi comparativa dei risultati numerici ottenuti mediante l'utilizzo di un codice LLFVW, integrato con il codice ATEFlap, con i dati sperimentali raccolti per una turbina H-type, in una prova condotta nella galleria del vento del Politecnico di Milano [11]. Dati Sperimentali - PoliMI ■; $t_f/t_p = 3$ ■.

Si osserva una buona approssimazione dei dati forniti dal modello con i risultati sperimentali a bassi λ , ad alti λ il modello numerico tende a sovrastimare il valore del coefficiente di potenza come precedentemente osservato dalle analisi condotte sulla turbina SANDIA 34m.

In figura 4.12 viene riportato l'effetto dello stallo dinamico sulla curva $C_L - \alpha$ di un profilo NACA0012 testato in galleria del vento da [19]. Dal grafico si possono individuare undici differenti punti, come riportato in figura.

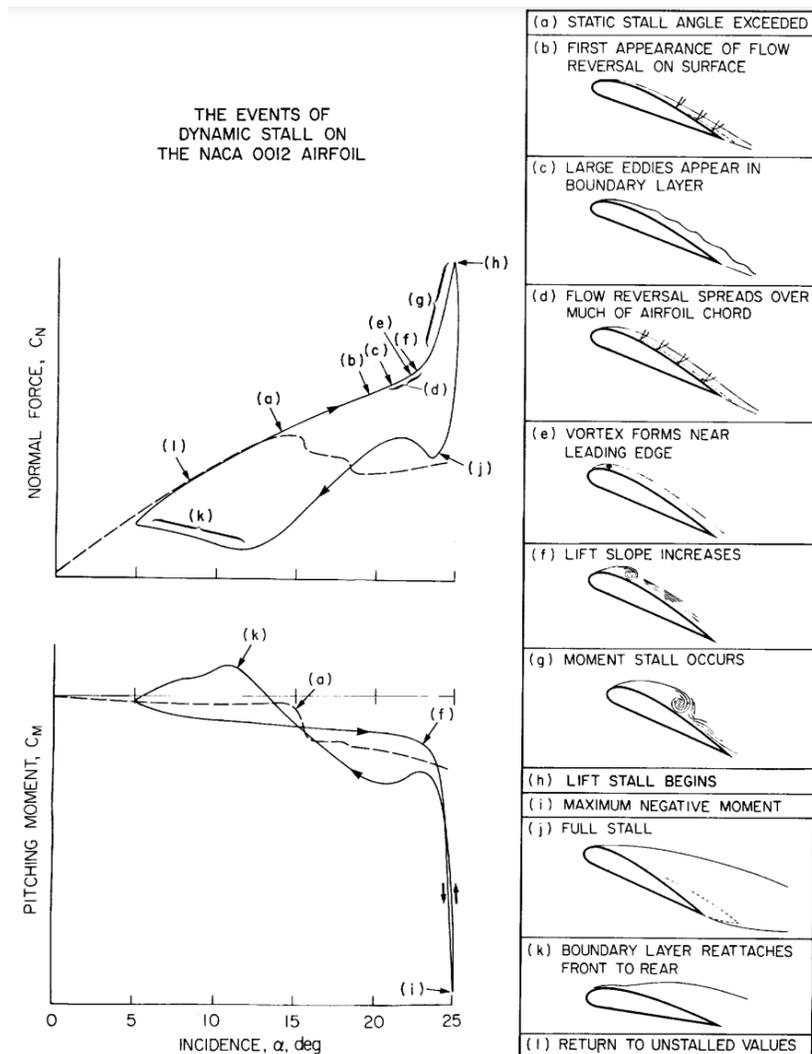
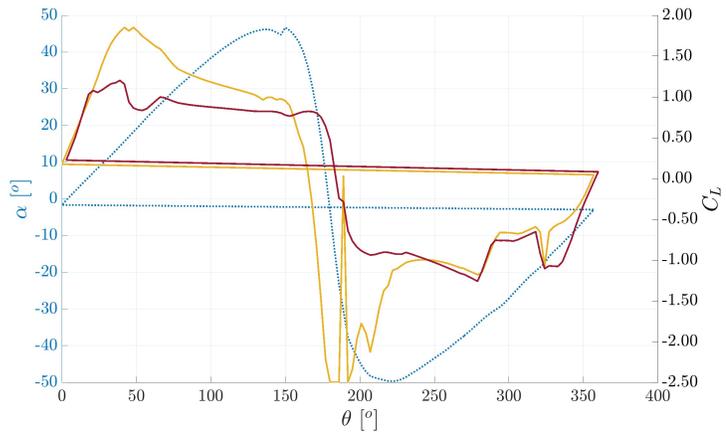
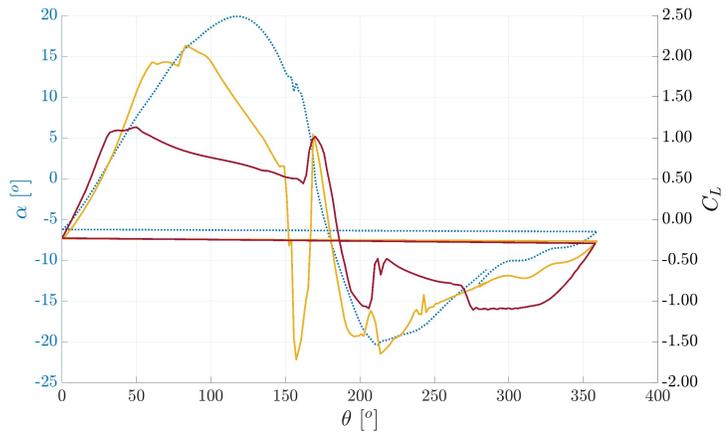


Figura 4.12: Effetti dello stallo dinamico su un NACA0012 [19]

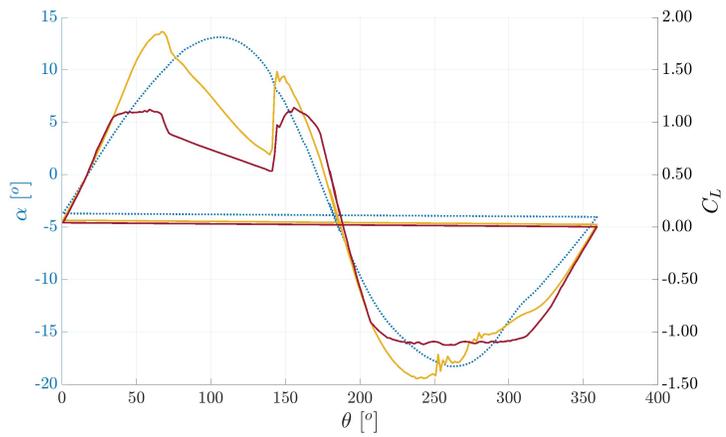
Dai grafici presentati in figura 4.13 si osserva un'andamento simile nel coefficiente di portanza predetto dal modello LLFVW + ATEFlap, infatti il modello è in grado di simulare l'aumento di portanza dovuto al fenomeno di stallo dinamico. Tuttavia, l'aumento nel C_L si ritrova anche nei casi in cui l'incidenza affrontata dal profilo non è tale da superare l'angolo di incidenza di stallo statico, questo comporta una sovrastima dei coefficienti di coppia generati dalla turbina. Tale fenomeno risulta rilevante all'aumentare del λ in quanto il profilo affronta un range di incidenza al di sotto di quella di stallo statico.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.13: *Analisi dell'andamento del coefficiente di portanza in funzione dell'angolo d'attacco per ogni posizione azimutale della pala, a differenti valori di λ : 1.33 (a), 2.37 (b), 3.54 (c). α - - - ; C_L LFWV ATEFlap — ; C_L LFWV —.*

Capitolo 5

Analisi tridimensionale con codice CFD

In questo capitolo, vengono presentati i risultati dell'analisi tridimensionali, effettuate con codici RANS, di diversi prototipi di turbine eoliche ad asse verticale.

L'obiettivo dell'analisi è stato quello di valutare le prestazioni aerodinamiche di turbine eoliche caratterizzate da differenti profili alari; considerando le complesse interazioni tra le pale della turbina e il flusso d'aria circostante. Successivamente, sono stati analizzati gli effetti indotti dal *gurney flap* sulle prestazioni aerodinamiche di un prototipo di una turbina eolica ad asse verticale.

Vengono inoltre presentate le informazioni sulle caratteristiche del *set-up* numerico utilizzato, sulle condizioni di simulazione e sulle tecniche di *post-processing* impiegate per l'analisi dei risultati.

La decisione di impiegare simulazioni tridimensionali per il rotore è stata presa a causa delle notevoli differenze nelle condizioni operative rispetto alle simulazioni bidimensionali, nonostante i maggiori costi computazionali associati.

Il sistema di vortici generato da una pala tridimensionale influisce sulle condizioni locali del flusso che agisce sulla stessa pala. Le simulazioni tridimensionali consentono di catturare gli effetti di una pala di dimensioni finite e le conseguenti perdite di resistenza indotta dovute alla formazione dei vortici alle estremità della stessa.

5.1 Configurazione della simulazione

Questa sezione si concentra sulla descrizione del *set-up* numerico utilizzato per l'analisi tridimensionali di VAWT attraverso l'uso di RANS.

Sono state effettuate alcune scelte preliminari sulla base di indicazioni letterarie. In particolare, le simulazioni si sono basate su un calcolo tridimensionale non stazionario della turbina operante in un campo aperto, per l'analisi è stato utilizzato il *software* commerciale STAR-CCM+.

Gli approci presenti su STARCCM+ per simulare la rotazione di un corpo sono diversi: *Rigid Body Motion* (RBM), *mesh morphing*, *Dynamic Fluid Body Interactions* (DFBI) e *Solid displacement*. Il *Rigid body motion* è l'approccio più semplice che può essere applicato per simulare la rotazione della turbina, ed è quello adottato in questo lavoro di tesi. Il DFBI costituisce un'alternativa adatta per simulare flussi rotanti ma richiede importanti risorse computazionali. In questo caso, le equazioni di governo del moto del corpo rigido sono integrate per simulare il moto generato in risposta alle forze di pressione e di taglio che il fluido esercita sul corpo. L'approccio *Solid displacement* viene utilizzato insieme al modello di sollecitazione del solido per consentire alla griglia di calcolo di deformarsi in risposta alle forze che il fluido esercita sulla struttura solida. Viene utilizzato per simulazioni che prevedono l'interazione tra il fluido e la struttura. L'approccio *Rigid Body Motion* implica che il corpo solido non sia deformato e che l'intera *mesh*, anch'essa non deformata, si muova secondo un moto imposto rispetto al sistema di riferimento *lab frame*. Le equazioni di governo *standard* vengono risolte per la griglia di calcolo in movimento. Questa strategia di soluzione, se adottata utilizzando una *mesh* corretta, un numero di iterazioni interne sufficiente a garantire la convergenza ad ogni passo temporale e con un passo temporale sufficientemente piccolo, è in grado di catturare i fenomeni instabili e le loro influenze sulle prestazioni. L'approccio non stazionario ha richiesto la suddivisione del dominio di simulazione in due sotto domini per consentire la rotazione della turbina. In dettaglio:

- è stato definito un dominio di dimensioni: $L_1 = 8D$, $L_2 = 6D$, dove D è il diametro del rotore. Una schematizzazione del dominio viene riportata in figura 5.1;
- è stata definita una zona interna circolare contenente le tre pale tridimensionali, a questa è stata associata la rotazione angolare in modulo $\Omega = \frac{V_\infty \lambda}{R}$;
- una zona rettangolare esterna, rappresentativa dell'estensione complessiva del dominio di calcolo;

- il fluido utilizzato è un gas incompressibile con densità $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$ e viscosità dinamica $\nu = 1.81 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$. Questa scelta è motivata dal basso valore di *Mach* a cui si trova ad operare la turbina ($M \approx 0.07$);
- l'algoritmo adottato è *implicit unsteady, segregated flow*;
- angolo spaziato per *time-step*: 1° , 2° (funzione della velocità angolare);
- iterazioni per *time-step*: 30, 40 (funzione del *time-step* angolare);
- numero di rivoluzioni per la convergenza: 5.

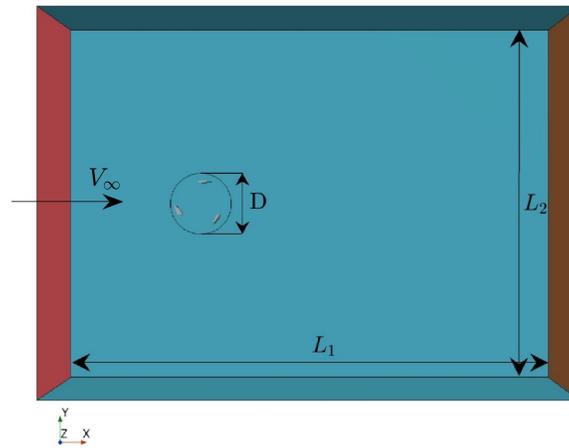


Figura 5.1: *Rappresentazione schematica del dominio di calcolo utilizzato per le simulazioni numeriche con le relative dimensioni*

Risulta importante sottolineare che tutte le variabili riportate non solo influiscono direttamente sull'accuratezza del risultato finale, ma hanno anche una forte influenza reciproca tra di loro; di conseguenza, l'analisi ha cercato di disaccoppiare gli effetti delle variabili e, d'altra parte, di evidenziare la loro influenza sulle altre componenti e sui risultati della simulazione. In particolare, nella prima fase dello studio, incentrata sulla valutazione dell'impostazione numerica più efficace i confini sono stati inizialmente posizionati molto lontani dal rotore, per evitare qualsiasi distorsione del flusso e per consentire un'indagine specifica sui parametri che influenzano l'accuratezza del modello nel descrivere l'interazione *flow-blades*. Inoltre, è stata creata una *mesh* di riferimento sulla base del più alto livello trovato in letteratura, come illustrato nella sezione

5.1.2. In tutto lo studio, i criteri generali che sono stati utilizzati per la valutazione dell'accettabilità dei risultati sono stati:

- il raggiungimento dell'insensibilità alla variazione di un parametro;
- la convergenza dei residui.

5.1.1 Risolutore

Per la scelta del tipo di risolutore, essendo il flusso attraverso una turbina di tipo *Darries* caratterizzato da bassi numeri di *Mach* è possibile assumere che gli effetti dovuti alla compressibilità del fluido siano lievi se non addirittura nulli.

Per questo motivo è stato adottato un risolutore di tipo *segregated flow*; questo risolve le equazioni di conservazione della massa e della quantità di moto in modo sequenziale. Le equazioni di governo non lineari vengono risolte iterativamente una dopo l'altra per le variabili di soluzione come: u, v, w, p . Il risolutore del modello *segregated flow* impiega un algoritmo di accoppiamento pressione-velocità in cui il vincolo di conservazione della massa sul campo di velocità è soddisfatto risolvendo un'equazione di correzione della pressione. L'equazione di correzione della pressione è costruita a partire dall'equazione di continuità e dalle equazioni della quantità di moto, in modo tale che si cerchi un campo di velocità previsto che soddisfi l'equazione di continuità, il che si ottiene correggendo l'equazione di pressione. Questo metodo è chiamato anche approccio "predittore-correttore".

Per la scelta del tipo di approccio da utilizzare al fine di garantire un'appropriata discretizzazione temporale, essendo le scale temporali dei fenomeni di interesse dello stesso ordine di grandezza dei processi convettivi e/o diffusivi (come il *vortex shedding*), è stato scelto il metodo *Implicit unsteady*.

Con l'approccio implicito non stazionario, è necessario impostare la dimensione del passo temporale fisico, il numero di Courant, e il numero di iterazioni interne a ciascun passo temporale fisico.

La dimensione del passo temporale fisico è generalmente determinata dal fenomeno transitorio da modellare. Il passo temporale deve almeno soddisfare il criterio di campionamento di Nyquist:

$$\Delta t_f < \frac{1}{2f} \quad (5.1)$$

Per il calcolo del Δt_f imposto dal criterio di Nysquit è stata calcolata la frequenza come quella necessaria alla pala per raggiungere la posizione della pala che la precede [82]:

$$f = \frac{\Omega N}{2\pi} \quad (5.2)$$

Dove Ω è la velocità angolare in *rad/s* del rotore e N è il numero di pale.

In generale, le linee guida per l'impostazione del numero di Courant negli schemi di integrazione in regime stazionario si applicano anche agli schemi di integrazione in regime instazionario, va notato che questo non richiede particolari requisiti negli schemi di risoluzione di tipo implicito in quanto risultato intrinsecamente stabili. Ciononostante, al fine di ottenere una buona accuratezza nella soluzione è stato valutato il *time-step* e il numero di iterazioni interne per ogni simulazione. Il numero di iterazioni interne per passo temporale fisico è più difficile da quantificare. In genere, si determina questo numero osservando l'effetto che ha sui risultati. Passi fisici più piccoli significano generalmente che la soluzione cambia meno da un passo temporale all'altro; sono quindi necessarie meno iterazioni interne. Esiste un equilibrio ottimale tra la dimensione dei passi temporali e il numero di iterazioni interne per un determinato problema e per l'accuratezza transitoria desiderata.

Per il calcolo del *time-step* adeguato ad ogni simulazione è stato considerato un $\Delta\theta = 1^\circ$ per le simulazioni a $\lambda = 1, 1.5, 2$ ed un $\Delta\theta = 2^\circ$ per le simulazioni a $\lambda = 2.5, 3$. Ottenendo così il corretto *time-step* con la seguente formula:

$$time - step = \frac{\Delta\theta \cdot \pi}{180^\circ} \cdot \frac{1}{\omega} \quad (5.3)$$

Il numero di iterazioni interne è stato fatto variare in funzione della grandezza del *time-step*; per suoi valori minori essendo il flusso meno soggetto a grandi cambiamenti con un numero di iterazioni interne inferiore non si perde di accuratezza viceversa per *time-step* grandi.

I parametri di *under-relaxation factor* per velocità e la pressione sono stati settati rispettivamente a 0.8 e 0.2.

5.1.2 Griglia di calcolo

Per la discretizzazione del dominio di calcolo sono state create due *mesh*, una per il dominio rotante ed una per il dominio di *background*; queste sono interconnesse da due interfacce, una esterna ed una interna.

Per il dominio rotante al fine di garantire un maggior inaffittimento della *mesh* sono stati implementati dei controlli di superficie per le pale e per tutta la regione rotante.

Prism Layer *meshing*

Il criterio di valutazione per definire le prestazioni della *mesh* è stato il raggiungimento di valori corretti della y^+ . In particolare, un valore di $y^+ \approx 1$ è stato considerato come obiettivo per l'approccio al trattamento delle pareti, in modo da soddisfare i requisiti

di risoluzione tipici del sottostrato viscoso.

Per la definizione del corretto valore del $y+$ è stata utilizzata l'equazione 5.4, questa viene riportata per facilità di lettura:

$$\Delta h_{All y+} = \frac{\mu}{U_w \rho} \quad (5.4)$$

Per un $\lambda = 2$ considerati i parametri geometrici $R = 0.5m$, $c=0.25m$ e $V_\infty = 10m/s$ si ottiene un valore di $\Delta h_{all y+} \approx 3.10 \cdot 10^{-5}m$. Per il calcolo dello spessore totale dello strato limite è stata adottata la seguente equazione:

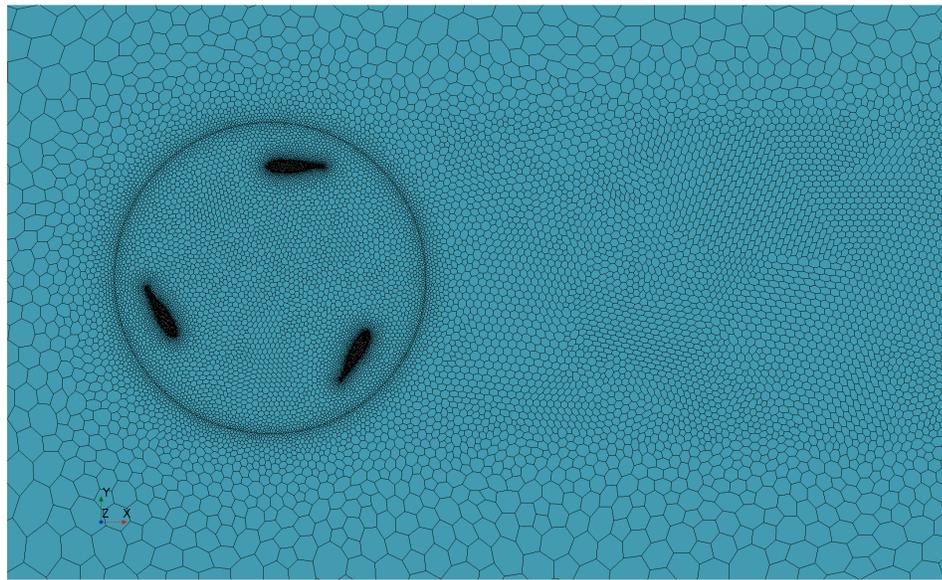
$$\delta = \frac{\mu}{\rho U_\infty} Re_\delta = \frac{\mu}{\rho U_\infty} \left(\frac{6}{50} Re_x \right)^{\frac{6}{7}} \quad (5.5)$$

Inoltre, al fine di garantire una buona analisi dei fenomeni dissipativi dovuti ai moti vorticosi caratteristici della scia delle VAWT è stato implementato un controllo volumetrico su un volume di lunghezza pari a 5D, larghezza 1D ed altezza 2.5D rappresentativo della scia, dove D è il diametro caratteristico del rotore.

5.1.3 Criterio di convergenza

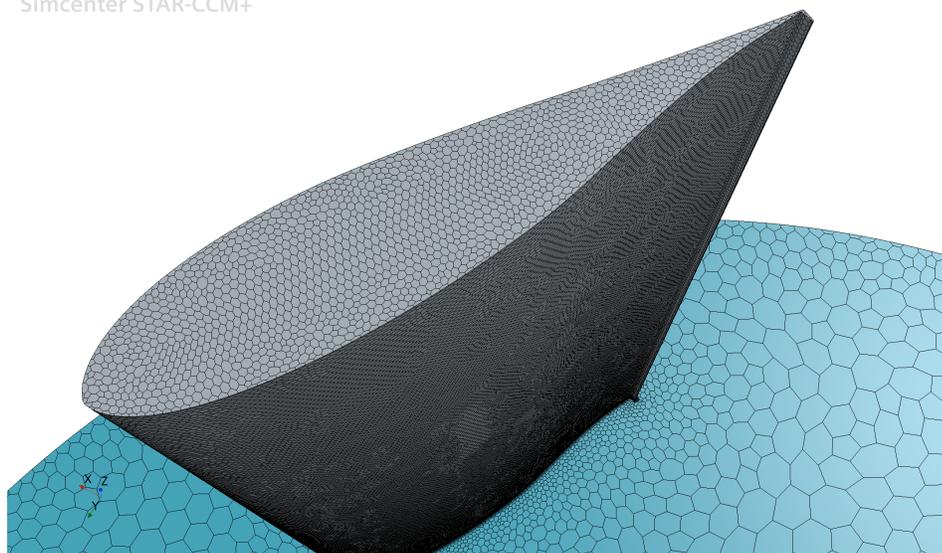
Come suggerito da Balduzzi e colleghi [34] il criterio di convergenza basato sulla deviazione del valore medio della coppia di una pala (o del coefficiente di potenza) su un giro completo tra due cicli successivi risulta essere il più affidabile. In ogni simulazione i calcoli sono stati interrotti non appena questa differenza diventava inferiore all'1%.

In particolare, si è notato che il numero necessario di rivoluzioni non può essere stimato a priori, in quanto è funzione dal rapporto di velocità di punta della turbina. Nello studio, il numero di cicli necessario ad ottenere una soluzione stabile è stato individuato in un minimo di cinque.



(a)

Simcenter STAR-CCM+



(b)

Figura 5.2: *Griglia di calcolo utilizzata per discretizzare il dominio fisico: vista dall'alto (a), dettaglio pala (b).*

5.2 Analisi dei risultati

Di seguito vengono analizzati i risultati ottenuti per le tre configurazioni di turbina eolica presentate in figura 5.3. Tutte le turbine hanno un raggio $R = 0.5 \text{ m}$ ed una corda del profilo alare $c = 0.25 \text{ m}$.

Inizialmente l'analisi è stata condotta considerando la configurazione delle tre pale rotanti senza la struttura al fine di analizzare al meglio i risultati derivanti dalla sola aerodinamica delle pale.

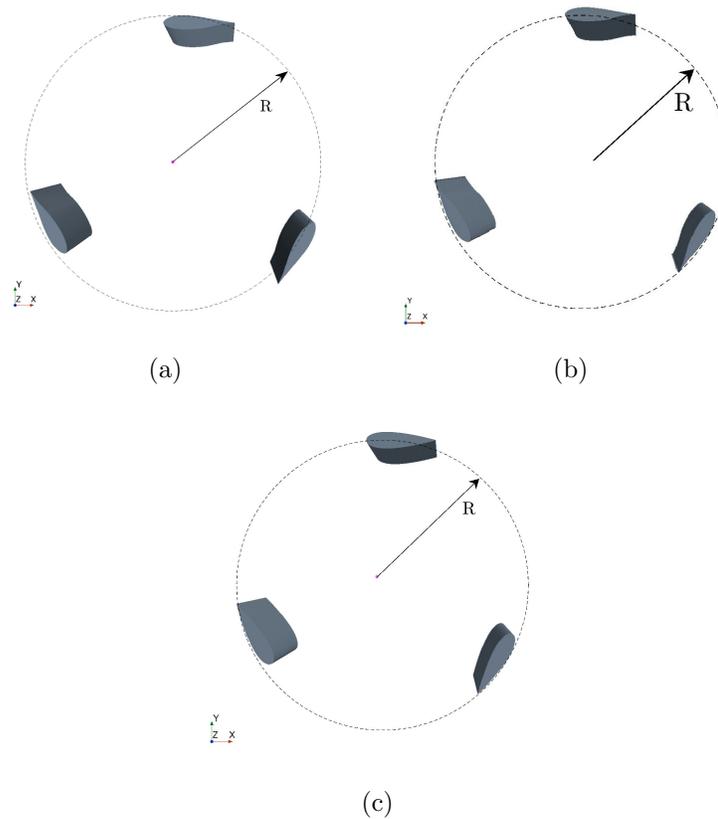


Figura 5.3: Configurazioni delle tre pale tridimensionali analizzate: *DU06-W-200dt* (a), *DU06-W-200dt* con $h = 2\%c$ (b), *NACA0024* (c).

5.2.1 Confronto tra diverse VAWT

Di seguito vengono riportati i risultati delle analisi di coppia in funzione del rapporto di velocità di punta delle pale (λ) e del coefficiente di potenza della turbina in funzione del λ ($C_P - \lambda$) per una turbina tridimensionale, la quale impiega i profili con prestazioni migliori ottenuti dall'analisi bidimensionale esposta nel capitolo 3.2.

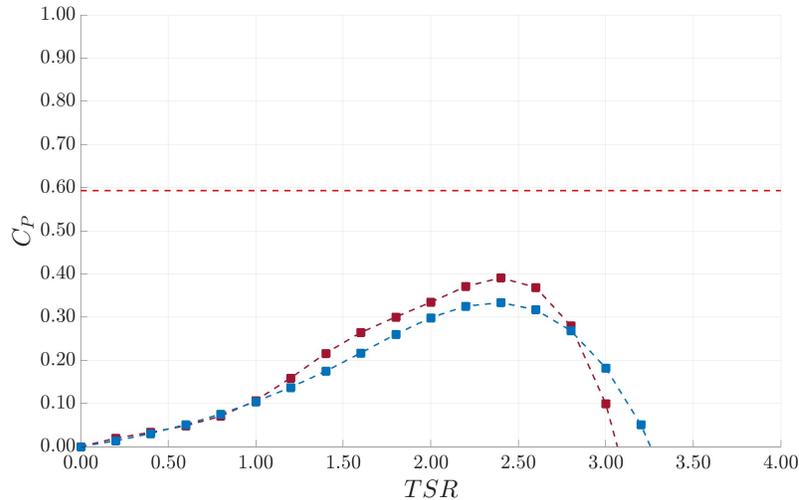


Figura 5.4: Risultati CFD: Analisi comparativa $C_P - \lambda$ per le 3 pale tridimensionali con differenti profili alari: NACA0024 ■; DU06-W-200dt ■; Limite di Betz - - - .

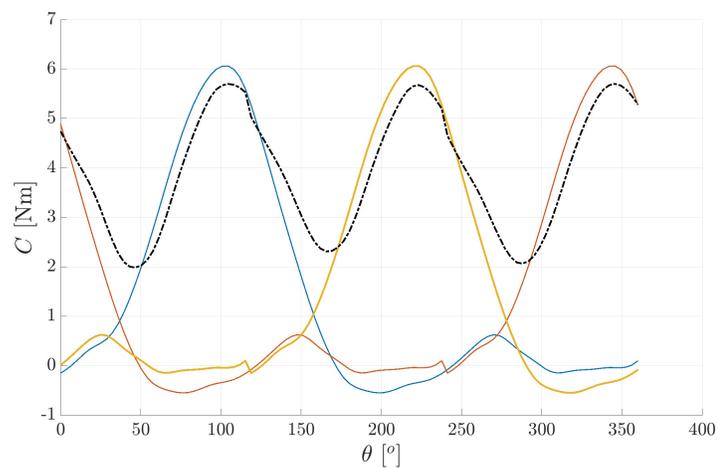
In figura 5.4 è presentato il confronto tra le curve $C_P - \lambda$ per le tre pale tridimensionali che adottano il profilo alare NACA0024 (curva blu) e quelle con il profilo DU06-W-200dt (curva rossa).

Il rotore che utilizza il profilo dell'Università di Delft presenta efficienze superiori rispetto al suo equivalente con profilo NACA0024. Questa conclusione è confermata dai valori medi di coppia sul giro, come si può notare confrontando le figure 5.5 e 5.6. Il miglioramento di prestazioni per tutti i λ testati è riconducibile alla efficienze maggiori presentate dal profilo DU06-W-200dt paragonato al NACA0024.

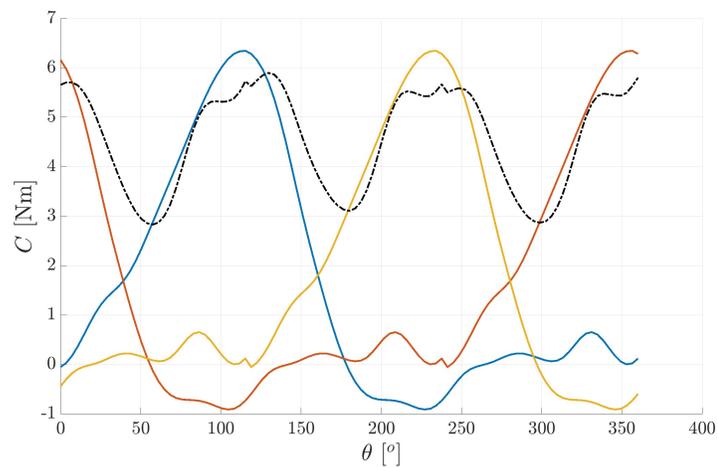
Nel capitolo 3.2 sono state analizzate le curve $C_L - \alpha$ e $C_D - \alpha$ per due diversi profili, con l'obiettivo di confrontarne le prestazioni. Si è concluso che il DU06-W-200dt presentava valori del coefficiente di portanza maggiori per tutte le incidenze testate e resistenze minori grazie al spessore percentuale ridotto.

Inoltre, è importante sottolineare che la turbina che adotta il profilo DU06-W-200dt ha una curva $C_P - \lambda$ meno ampia rispetto al rotore che utilizza il profilo NACA0024. Per comprendere la ragione di tale andamento, sarebbe opportuno condurre ulteriori

ricerche nel range di λ preso in esame. È plausibile che la riduzione dell'efficienza della turbina possa essere attribuita agli effetti di curvatura del flusso, come descritto nella sezione 1.3, che provoca un'eccessiva curvatura virtuale del profilo alare. Tuttavia, per confermare tale ipotesi, sono richieste ulteriori analisi.



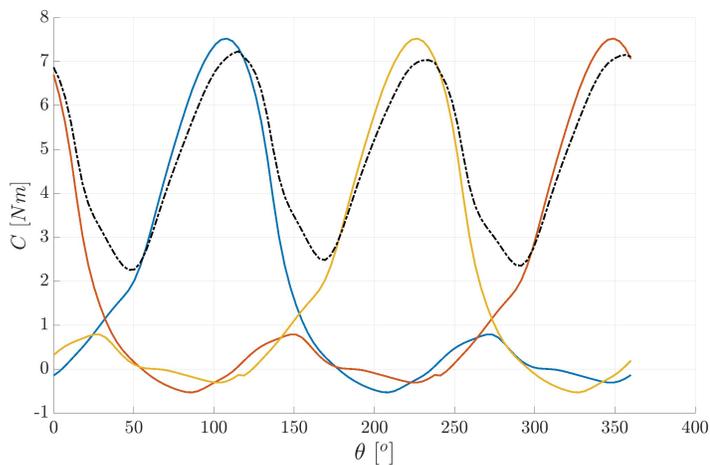
(a)



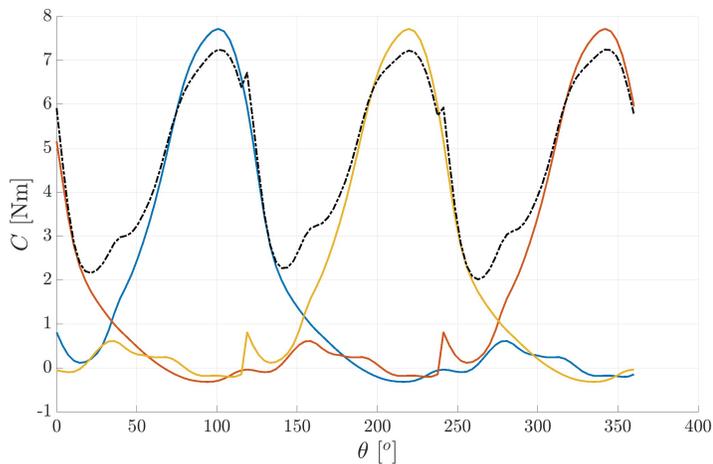
(b)

Figura 5.5: Risultati CFD: Andamento della coppia generata dalle tre pale con profilo DU06-W-200dt per diversi λ : 1.50 (a), 2.00 (b). Pala 1 —; Pala 2 —; Pala 3 —; Coppia totale - - - .

Nella Figura 5.5 e Figura 5.6 sono illustrate le relazioni tra la coppia e la posizione delle pale sul giro λ per i profili aerodinamici DU06-W-200dt e NACA0024, rispettivamente. Si può notare come il profilo DU06-W-200dt, pur presentando picchi di coppia leggermente inferiori rispetto al profilo NACA0024, sia caratterizzato da una curva di coppia più ampia, il che si traduce in un valore medio di coppia maggiore.



(a)



(b)

Figura 5.6: Risultati CFD: Andamento della coppia generata dalle tre pale con profilo NACA0024 per diversi λ : 1.50 (a), 2.00 (b). Pala 1 — ; Pala 2 — ; Pala 3 — ; Coppia totale - - -.

5.2.2 Effetto del *gurney flap* su una VAWT

In questa sezione viene effettuata un'analisi comparativa tra le configurazioni delle tre pale tridimensionale che adottano il profilo DU06-W-200dt e quelle che presentano lo stesso profilo con l'aggiunta di un *gurney flap* di altezza $h = 2\%c$. Nello specifico viene analizzato l'andamento del coefficiente di potenza (C_P) in funzione del λ .

Prima di addentrarsi nella discussione riportata di seguito, risulta necessario esporre i motivi per cui la dimensione del $2\%c$ è stata considerata la scelta più ragionevole per le simulazioni nel caso del rotore tridimensionale composto da tre pale. Questo valore è il frutto di un buon compromesso tra due requisiti. Da un lato, un *flap* più elevato sarebbe potuto risultare eccessivo, inducendo una crescita dei valori del coefficiente di resistenza, come concluso dall'analisi bidimensionale esposta nel capitolo 3.2 sezione 3.3.4, peggiorando le prestazioni della turbina. D'altra parte, un *flap* di altezza $h = 1\%c$ non avrebbe portato alcun effetto apprezzabile. Questa altezza del *flap* comporta aumenti ridotti di efficienza del profilo rispetto a quella del $2\%c$.

L'importanza di analizzare più λ è dovuta al fatto che le condizioni operative (in termini di intervallo di angolo di incidenza e tasso di variazione durante un giro) derivanti dai diversi λ sono notevolmente diverse, consentendo così una valutazione approfondita dell'impatto aerodinamico dei *gf* in condizioni così variabili.

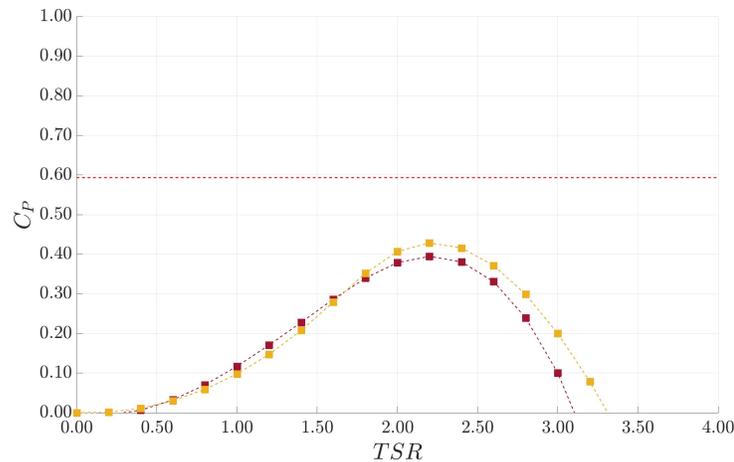


Figura 5.7: Risultati CFD: Analisi comparativa della curva $C_P - \lambda$ per un rotore con profilo alare DU06-W-200dt valutando diverse altezze del *gf*: $h = 2\%c$ ■; profilo standard ■; Limite di Betz - - - .

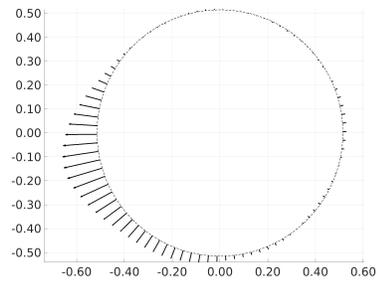
Focalizzando l'attenzione sui risultati presentati in figura 5.7 si osserva che il rotore con

l'aggiunta del *gurney flap* presenta coefficienti di potenza maggiori per $\lambda > 2$, questo può essere spiegato dalla curva $C_L - \alpha$ presentata nella sezione 3.3.4, dove l'aggiunta del *gurney flap* tende ad aumentare il coefficiente di portanza a scapito di un leggero aumento della resistenza.

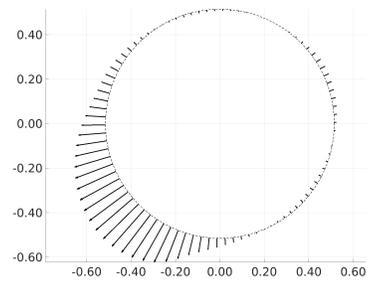
L'aggiunta del *flap* si traduce in un modulo maggiore della forza tangenziale generata dalla pala al variare del λ , quindi in una maggiore coppia motrice e un conseguente aumento nel coefficiente di potenza. Gli effetti positivi indotti dalla presenza del *flap* tendono a ridursi per $\lambda \approx 3$.

Questo andamento è confermato dai grafici del coefficiente di forza tangenziale in funzione della posizione azimutale presentati in figura 5.8. Qui si assiste ad una crescita della forza tangenziale della pala, sia in modulo che in ampiezza rispetto al giro, con l'aumentare del rapporto di velocità di punta (λ); raggiungendo un massimo per valori di $\lambda \approx 2.0$, per poi decrescere a causa della nascita di una coppia frenante nella zona *downwind* della turbina.

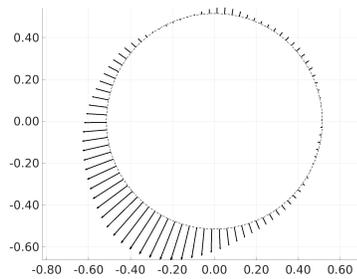
La causa della presenza di una coppia frenante può essere individuata nell'interazione tra le pale nella zona di avanzamento e il flusso vorticoso generato dalle pale in posizione retrocedente.



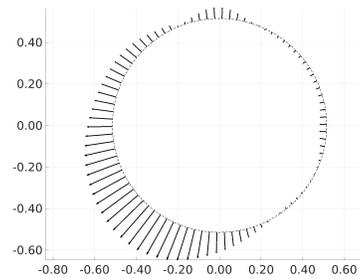
(a)



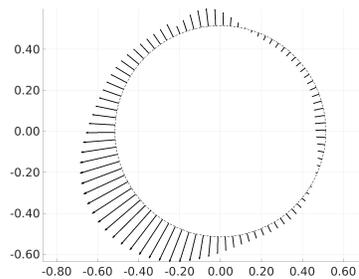
(b)



(c)



(d)



(e)

Figura 5.8: Risultati CFD: Valore del coefficiente di forza tangenziale in funzione della posizione azimuthale della prima pala (a) $\lambda = 1.00$, (b) $\lambda = 1.50$, (c) $\lambda = 2.00$, (d) $\lambda = 2.50$, (e) $\lambda = 3.00$. Verso positivo freccia uscente.

5.2.3 Prototipo di una turbina eolica

In questa sezione viene presentato un prototipo di VAWT. Per la redazione delle caratteristiche geometriche si è cercato un compromesso tra la dimensione del rotore e l'altezza delle pale. In generale turbine VAWT più grandi sono caratterizzate da una maggiore produzione di energia ma hanno costi e difficoltà di produzione maggiori così come di installazione.




SOLIDWORKS Educational Product. Solo per uso didattico.

Figura 5.9: *Rappresentazione della geometria del prototipo della turbina eolica ad asse verticale*

Le dimensioni specifiche del prototipo influiscono anche sulla velocità di rotazione e sulla coppia che può generare. Un raggio più ampio significa in genere una velocità di rotazione meno elevata, mentre un'altezza maggiore può generare una coppia maggiore. Anche le caratteristiche specifiche del profilo aerodinamico influiscono sulle prestazioni del VAWT.

Il profilo DU06W200dt ha un coefficiente di portanza massima $C_{Lmax} \approx 1.5$ per un $Re = 0.5 \cdot 10^6$ ed un basso coefficiente di resistenza (C_D). Ciò significa che può generare molta portanza a velocità relativamente basse, il che è ideale per le turbine eoliche di

piccole e grandi dimensioni. Inoltre, è stata analizzata la configurazione con e senza aggiunta di un *gurney flap* di altezza pari al $2\%c$. La motivazione dietro questa scelta è quella di investigare gli effetti benefici indotti dalla presenza del *gurney flap* per il rotore strutturato, siccome dalle analisi condotte nei precedenti capitoli si è osservato un miglioramento delle prestazioni aerodinamiche per diversi valori di λ attribuibili alla presenza del *flap* stesso.

Il progetto del VAWT ha cercato di bilanciare diversi fattori per ottimizzare le prestazioni, come la coppia di avviamento e il coefficiente massimo di potenza.

Per questi motivi si è preferito adottare valori di solidità $\sigma \approx 0.7$, in modo da ottenere alti valori di coppia per bassi rapporti di velocità di punta e migliorare le qualità di autoavviamento del rotore. Questa proprietà combinata alle caratteristiche presentate dal profilo DU06-W-200dt con $gf = 2\%c$ per basse velocità del vento rende il prototipo in grado di generare alte coppie nei primi istanti di rotazione.

In figura 5.10 viene presentata una schematizzazione del prototipo prodotto con le quote geometriche. La geometria, realizzata con *SolidWorks* figura 5.9, si compone di tre pale con profilo alare DU06-W-200dt (sono state sviluppate due differenti pale con e senza *gf* di altezza $h = 2\%c$), un albero centrale e due coppie di razze carenate con un profilo alare NACA0024. Al fine di mitigare gli effetti di pala finita tipici dei flussi tridimensionali sono state aggiunti degli *end plates* di forma ellissoidale.

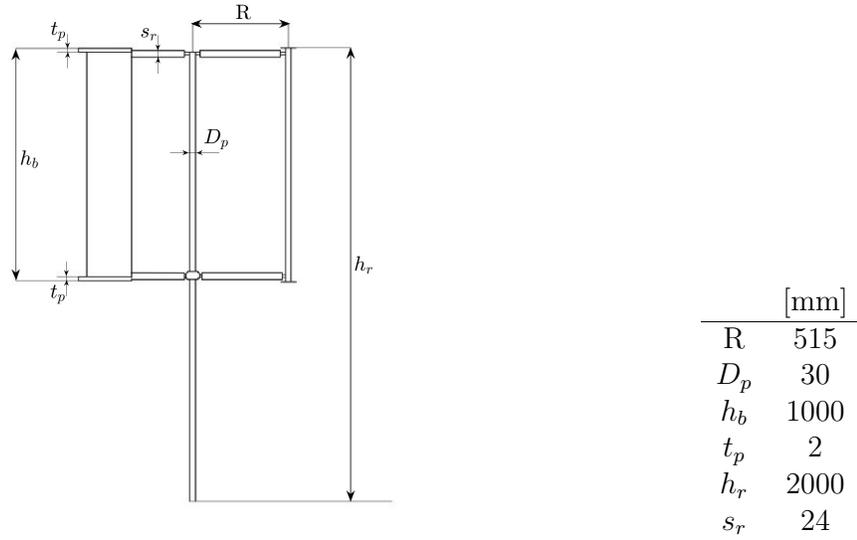


Figura 5.10: Schematizzazione del prototipo VAWT

Griglia di calcolo

Per lo studio CFD del prototipo tridimensionale è stata utilizzata una *mesh* di tipo poliedrico divisa in due regioni, una rotante ed una stazionaria. La regione rotante ha lo scopo di simulare una *Rigid body motion*, qui è stata impostata la rotazione delle sole parti confacenti il rotore definendo come *Lab Frame* tutte le regioni esterne al rotore ed interne alla regione rotante. Al fine di catturare gli effetti di scia a valle del rotore è stato aggiunto un blocco di dimensioni in lunghezza pari a $7D$ e larghezza $1.5D$ ed altezza $3D$, dove D indica il diametro caratteristico del rotore.

In tabella 5.1 sono riportati tutti i parametri computazionali utilizzati per il *set-up* della griglia di calcolo.

Tabella 5.1: *Parametri di configurazione della griglia di calcolo*

Prism layer total tichness	$0.01m$
Numero di prism layer	20
Prism layer stretching	1.2
Δh_{ally+}	$3.17 \cdot 10^{-5}$
Numero di celle background	$7.9 \cdot 10^5$
Numero di celle regione rotante	$2.5 \cdot 10^6$

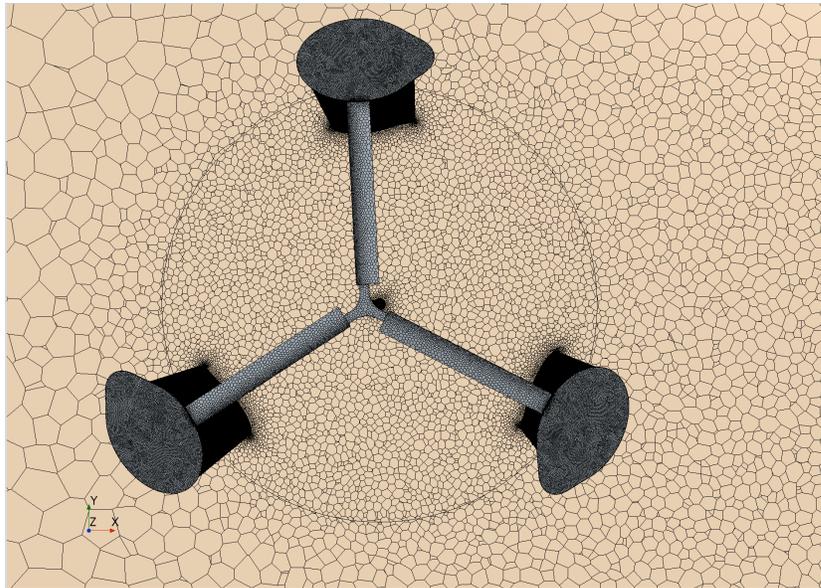


Figura 5.11: *Dettaglio della mesh utilizzata per lo studio del prototipo di VAWT*

In figura 5.12 e 5.11 è presentato il dettaglio della *mesh* nell'intorno del rotore.

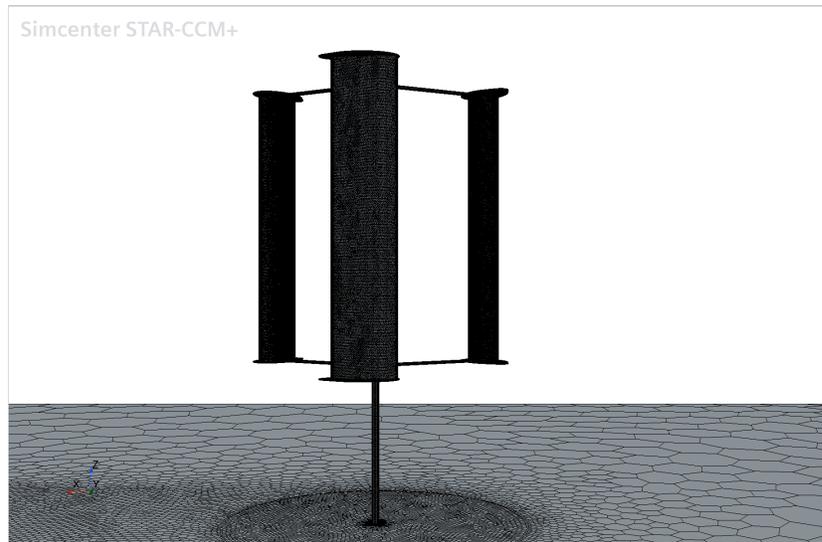


Figura 5.12: *Dettaglio della mesh utilizzata sul prototipo VAWT*

Condizioni al contorno

Il modello di turbolenza adottato per l'analisi del prototipo è il *Reynolds stress turbulence model* presentato nel capitolo 2, le condizioni al contorno imposte per il dominio esterno sono:

- *inlet = velocity inlet;*
- *bottom = wall;*
- *outlet = pressure outlet;*
- *outerwalls = symmetry plane;*
- *external interface = symmetry plane.*

E per il dominio rotante:

- *bottom = wall;*
- *internal interface = symmetry plane;*
- *pale e rotore = wall.*

Analisi dei risultati

Di seguito è proposta l'analisi dei risultati generati dal prototipo tridimensionale in varie condizioni di funzionamento.

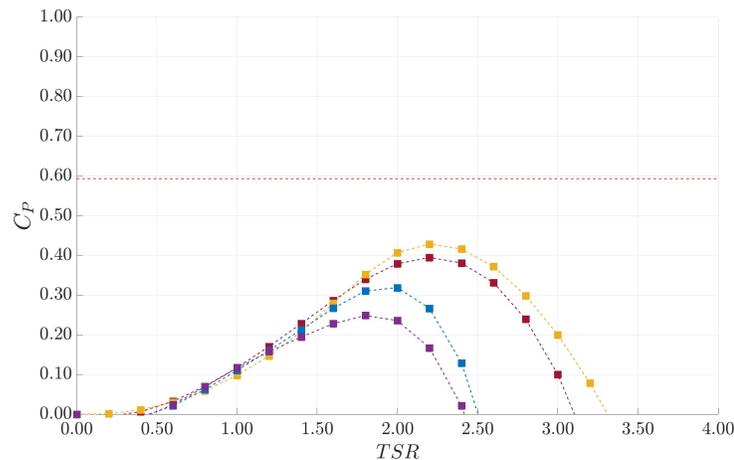


Figura 5.13: Risultati CFD: Analisi comparativa della curva $C_P - \lambda$: Configurazione tre pale con profilo DU06-W-200dt ■; Configurazione tre pale con profilo DU06-W-200dt gf 2%c ■; configurazione rotore strutturato con profilo DU06-W-200dt ■; Limite di Betz - - -; configurazione rotore strutturato con profilo DU06-W-200dt gf 2%c ■.

Nel grafico in figura 5.13 è presentato il confronto tra i risultati prodotti dal prototipo intero e la configurazione delle sole tre pale tridimensionali, tutti i prototipi adottano il profilo alare DU06-W-200dt. Inoltre, è presentato il confronto tra i rotori che adottano il *gurney flap* e quelli con profilo *standard*.

In generale si osserva una netta riduzione delle prestazioni per i rotori strutturati. Questo decremento è imputabile alla presenza delle razze e dell'albero centrale. L'aggiunta di questi componenti comporta una riduzione della forza tangenziale generata dalla turbina a causa del aumento della resistenza aerodinamica. In figura 5.14 è riportato il confronto tra i valori di forza tangenziale per il prototipo dotato di razze ed albero e la configurazione costituita dalle sole tre pale.

In generale, l'aggiunta della struttura si traduce in un aumento della resistenza aerodinamica ed in un decremento complessivo delle prestazioni.

Inoltre, la presenza dell'albero così come delle razze contribuisce alla generazione di una scia vorticosa.

Infine, osservando il grafico in figura 5.13 si può concludere che l'aggiunta del *gurney*

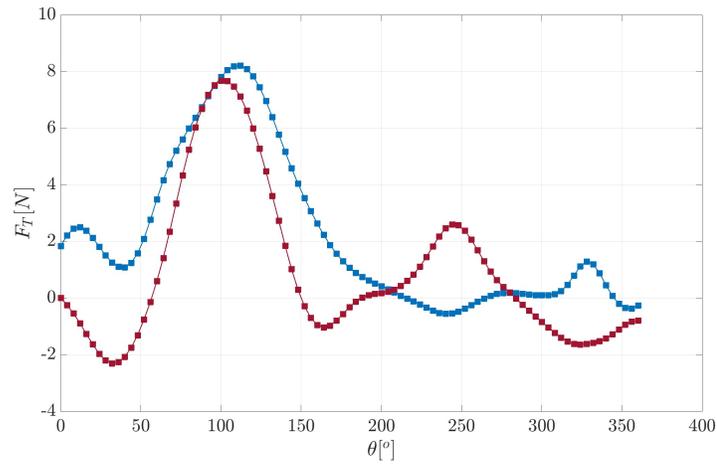


Figura 5.14: Risultati CFD: Analisi comparativa della forza tangenziale per $\lambda = 2.00$. Prototipo VAWT con struttura completa ■; configurazione delle sole tre pale tridimensionali ■;

flap si traduce in un aumento di prestazioni sia nella configurazione del rotore completo sia in quello strutturato.

In figura 5.15 si riporta la scena della velocità scalare ottenuta da una simulazione instazionaria della configurazione del rotore completo ad un $\lambda=1.0$. Si osserva la formazione di una scia oscillante a valle del rotore, i vortici crescono di intensità e numero all'aumentare del valore di λ .

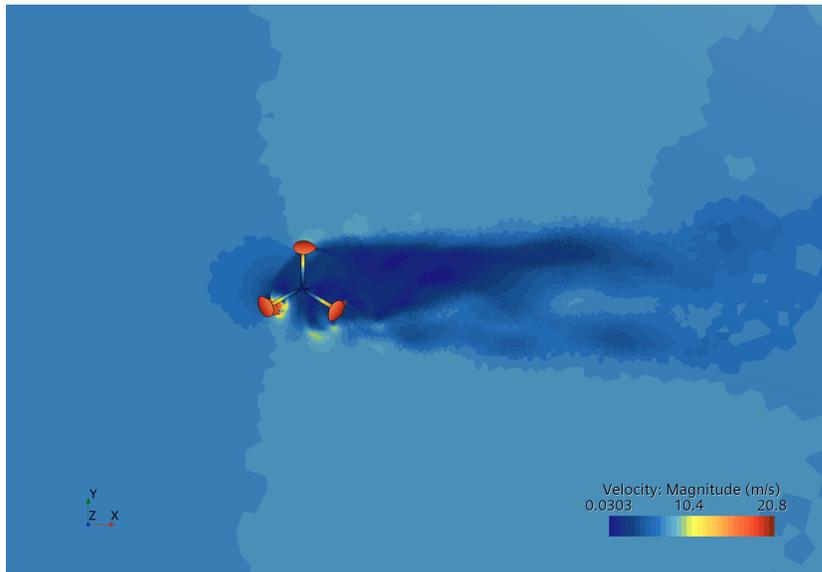


Figura 5.15: *Scena velocità scalare per la configurazione del rotore completo a $\lambda = 1$.*

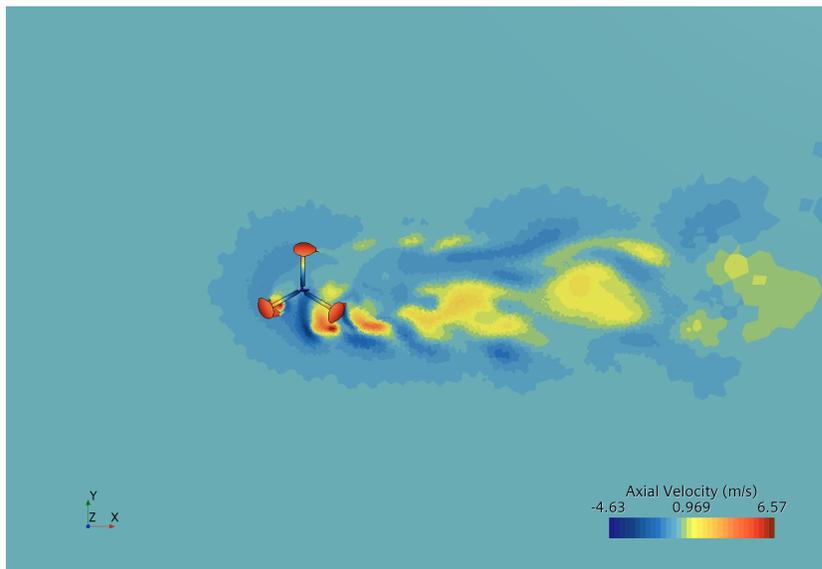


Figura 5.16: *Scena scalare della velocità assiale per il rotore completo a $\lambda = 1$.*

Conclusioni

In questo lavoro di tesi sono state approfondite diverse tematiche inerenti l'aerodinamica, attraverso l'uso di tecniche numeriche avanzate. Sono stati analizzati in dettaglio i fenomeni di flusso attorno a diverse geometrie, con l'obiettivo di comprendere le relazioni tra le proprietà del fluido e le forze aerodinamiche che si manifestano. Inoltre, sono state valutate le prestazioni di diverse configurazioni di turbine eoliche, attraverso l'analisi di parametri quali la coppia, la potenza e l'efficienza. E' stato osservato come la modifica delle proprietà geometriche della turbina possa influire significativamente sulle prestazioni.

L'obiettivo principale di questo lavoro è stato quello di fornire una panoramica approfondita delle attuali conoscenze nel campo dell'aerodinamica numerica e di fornire indicazioni utili per il miglioramento delle prestazioni di diverse applicazioni aerodinamiche in ambito eolico. In particolare, è stato dimostrato come l'utilizzo di un dispositivo per il controllo passivo del flusso possa migliorare le prestazioni di una turbina eolica ad asse verticale riducendo il fenomeno di stallo profondo a bassi valori di λ . Ciò è particolarmente importante per la costruzione di turbine eoliche in ambienti urbani. Nel dettaglio l'uso di un *gurney flap* su una turbina eolica ad asse verticale ha dimostrato la capacità di generare un miglioramento complessivo nelle prestazioni; ad un $\lambda = 2$ la turbina che adotta il dispositivo di controllo passivo del flusso presenta un coefficiente di potenza circa l'11% superiore alla sua equivalente con profilo *standard*. L'effetto benefico indotto dal *gurney flap* si ritrova anche all'aumentare del λ .

Inoltre, è stato testato un modello numerico di ordine ridotto che si è dimostrato efficace nella predizione preliminare delle prestazioni delle turbine eoliche, anche se con una leggera sovrastima dell'efficienza ad alti valori di λ .

Il modello testato è risultato efficace solo in presenza della correzione sui coefficienti di portanza e resistenza dovuta allo stallo dinamico e modellata attraverso il codice ATEFlap. Va evidenziato che questo presenta due costanti temporali dipendenti dalla geometria del rotore così come dalle condizioni di flusso, in questo lavoro di tesi è stato

ricercato il valore di ottimo delle costanti in termini di buone predizioni dei valori di efficienza cercando di renderle invarianti dalla geometria e dalle condizioni di flusso in cui l'aerogeneratore si trovava ad operare. Sviluppi futuri potrebbero concentrarsi sull'analisi specifica di costanti per ogni condizione di operatività della turbina.

Tuttavia, questa ricerca presenta alcune limitazioni che richiedono ulteriori valutazioni per ottenere una comprensione completa delle prestazioni della turbina. Tra queste limitazioni si evidenzia la necessità di una valutazione più approfondita dell'influenza dell'*aspect ratio* (H/R) sulle prestazioni della turbina, oltre alla ricerca di un *design* ottimale degli *end plate* e delle razze della turbina. Inoltre, è opportuno esaminare ulteriori configurazioni geometriche, come una forma elicoidale, e condurre uno studio più approfondito sulla struttura nella sua interezza.

Sono numerosi gli sviluppi futuri che potrebbero essere esplorati, come una modellazione più approfondita dei termini di chiusura del modello *Reynolds Stress turbulence model* al fine di migliorarne le prestazioni nelle analisi delle VAWT. Inoltre potrebbe essere effettuata una caratterizzazione sperimentale della configurazione proposta al fine di confrontare i risultati numerici con quelli sperimentali.

In definitiva, questo lavoro ha cercato di fornire un solido punto di partenza per ulteriori ricerche nel campo dell'energia eolica.

Capitolo 6

Bibliografia

- [1] Performance tests of the pionier-1 15 m vertical axis wind turbine.
- [2] *Qblade: An Open Source Tool for Design and Simulation of Horizontal and Vertical Axis Wind Turbine.*
- [3] *Wind Turbine Design and Testing*, chapter 7, pages 311–357. John Wiley Sons, Ltd, 2009.
- [4] Improved two-dimensional dynamic stall prediction with structured and hybrid numerical methods. *Journal of the American Helicopter Society*, 56(4), 2011.
- [5] User guide star-ccm+ 17.06. 2022.
- [6] Daniel K. AI. Alcoa wind turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.
- [7] Jörg Alber, Rodrigo Soto-Valle, Marinos Manolesos, Sirko Bartholomay, Christian Nayeri, Marvin Schönlau, Christian Menzel, Christian Paschereit, Joachim Twele, and Jens Fortmann. Aerodynamic effects of gurney flaps on the rotor blades of a research wind turbine. *Wind Energy Science*, 5:1645–1662, 11 2020.
- [8] K.M. Almohammadi, D.B. Ingham, L. Ma, and M. Pourkashanian. Modeling dynamic stall of a straight blade vertical axis wind turbine. *Journal of Fluids and Structures*, 57:144–158, 2015.
- [9] T D Ashwill. Measured data for the sandia 34-meter vertical axis wind turbine. 7 1992.

- [10] H. Atik, C.-Y. Kim, L. L. VAN Dommelen, and J. D. A. Walker. Boundary-layer separation control on a thin airfoil using local suction. *Journal of Fluid Mechanics*, 535:415–443, 2005.
- [11] L. Battisti, G. Persico, V. Dossena, B. Paradiso, M. Raciti Castelli, A. Brighenti, and E. Benini. Experimental benchmark data for h-shaped and troposkien vawt architectures. *Renewable Energy*, 125:425–444, 2018.
- [12] Gabriele Bedon, Uwe Schmidt Paulsen, Helge Aagaard Madsen, Federico Belloni, Marco Raciti Castelli, and Ernesto Benini. Computational assessment of the deepwind aerodynamic performance with different blade and airfoil configurations. *Applied Energy*, 185(2):1100–1108, 2017.
- [13] A. McAuliffe B. Benmeddour, A. Wall. Overview of wind energy research and development at nrc-iar (canada).
- [14] Dale E. Berg. Customized airfoils and their impact on VAWT cost of energy. In *Presented at the Windpower '90*, pages 25–28, August 1990.
- [15] Leonardo Bergami and Mac Gaunaa. *ATEFlap Aerodynamic Model, a dynamic stall model including the effects of trailing edge flap deflection*. Number 1792(EN) in Denmark. Forskningscenter Risoe. Risoe-R. Danmarks Tekniske Universitet, Risø Nationallaboratoriet for Bæredygtig Energi, 2012.
- [16] Alessandro Bianchini, Francesco Balduzzi, Daniele Di Rosa, and Giovanni Ferrara. On the use of gurney flaps for the aerodynamic performance augmentation of darrieus wind turbines. *Energy Conversion and Management*, 184:402–415, 2019.
- [17] Alessandro Bianchini, Francesco Balduzzi, John M Rainbird, Joaquim Peiro, J. Michael R Graham, Giovanni Ferrara, and Lorenzo Ferrari. An experimental and numerical assessment of airfoil polars for use in darrieus wind turbines—part i: Flow curvature effects. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 138(3):032602–, 2016.
- [18] F. Blondel, C. Galinos, U. Paulsen, P. Bozonnet, M. Cathelain, G. Ferrer, H.A. A Madsen, G. Pirrung, and F. Silvert. Comparison of Aero-Elastic Simulations and Measurements Performed on NENUPHAR’s 600kW Vertical Axis Wind Turbine: Impact of the Aerodynamic Modelling Methods. *Journal of Physics: Conference Series*, 1037:022010, June 2018.

- [19] Lawrence W Carr, Kenneth W McAlister, and William J McCroskey. Analysis of the development of dynamic stall based on oscillating airfoil experiments. Technical report, 1977.
- [20] Jian Chen, Liu Chen, Hongtao Xu, Hongxing Yang, Changwen Ye, and Di Liu. Performance improvement of a vertical axis wind turbine by comprehensive assessment of an airfoil family. *Energy*, 114:318–331, November 2016.
- [21] Phat-Tai Tran Chi-Cong Nguyen, Thi-Hong-Hieu Le. Numerical study of thickness effect of the symmetric naca 4-digit airfoils on self starting capability of a 1kw h-type vertical axis wind turbine. *International Journal of Mechanical Engineering and Applications*, 2015.
- [22] M.C. Claessens. The design and testing of airfoils for application in small vertical axis wind turbines. 2006.
- [23] Flowind Corporation. Final project report: High energy rotor development, test and evaluation. 1996.
- [24] I.G. Currie. *Fundamental Mechanics of Fluids*. Marcel Dekker.
- [25] Delphine De Tavernier, Carlos Ferreira, and Anders Goude. *Vertical-Axis Wind Turbine Aerodynamics*, pages 1317–1361. Springer International Publishing, Cham, 2022.
- [26] P. Deglaire, Stefan Engblom, O. Ågren, and Hans Bernhoff. Analytical solutions for a single blade in vertical axis turbine motion in two-dimensions. *European Journal of Mechanics - B/Fluids*, 28:506–520, 07 2009.
- [27] H. M. Dodd, T. D. Ashwill, D. E. Berg, M. E. Ralph, W. A. Stephenson, and P. S. Veers. Test results and status of the doe/sandia 34-m vawt test bed.
- [28] M. Drela. Xfoil:an analysis and design system for low reynolds number airfoils.
- [29] Mays I e Holmes B.A. Commercial development of the variable geomtry vertical axis windmill. 1979.
- [30] Kirke e Lazauskas. Enhancing the performance of a vertical axis wind turbine using a simple variable pitch system. 1991.
- [31] Mays I. e Musgrove P.J. Performance of the variable geometry vertical axis wind turbine at high and low solidities. 1979.

- [32] Herbert J. Sutherland Dale E. Berg e Thomas D. Ashwill. A retrospective of vawt technology. 2012.
- [33] Christophe Eggert and Christopher Lockwood Rumsey. Cfd study of naca 0018 airfoil with flow control. 2017.
- [34] R. Maleci G. Ferrara L. Ferrari F. Balduzzi, A. Bianchini. Critical issues in the cfd simulation of darrieus wind turbines. 2016.
- [35] C.J.S. Ferreira, G.A.M. Kuik, van, G.J.W. Bussel, van, and F. Scarano. Visualization by piv of dynamic stall on a vertical axis wind turbine. *Experiments in Fluids*, 46(1):97–108, 2009.
- [36] Nobuyuki Fujisawa and Satoshi Shibuya. Observations of dynamic stall on darrieus wind turbine blades. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 89(2):201–214, 2001.
- [37] Ashok Gopalarathnam, Benjamin A. Broughton, Bryan D. McGranahan, and Michael S. Selig. Design of low reynolds number airfoils with trips. *Journal of Aircraft*, 40(4):768–775, 2003.
- [38] Anders Goude. Fluid mechanics of vertical axis turbines : Simulations and model development. 2012.
- [39] Chun Li Qinwei Ding Haitian Zhu, Wenxing Hao. Numerical study of effect of solidity on vertical axis wind turbine with gurney flap. 2018.
- [40] Morten Hansen, Mac Gaunaa, and Helge Madsen. A beddoes–leishman type dynamic stall model in state-space and indicial formulations. 01 2004.
- [41] J. V. Healy. The influence of blade thickness on the output of vertical axis wind turbines. *Wind Engineering*, 2(1):1–9, January 1978.
- [42] T Hommes, J Bosschers, and H W M Hoeijmakers. Evaluation of the radial pressure distribution of vortex models and comparison with experimental data. *Journal of Physics: Conference Series*, 656(1):012182, nov 2015.
- [43] J.L. Van Ingen. The e^N method for transition prediction. historical review of work at tu delft. 2008.
- [44] Mohammad Jafari, Alireza Razavi, and Mojtaba Mirhosseini. Effect of airfoil profile on aerodynamic performance and economic assessment of h-rotor vertical axis wind turbines. *Energy*, 09 2018.

- [45] Shubham Jain, Nekkanti Sitaram, and Sriram Krishnaswamy. Computational investigations on the effects of gurney flap on airfoil aerodynamics. *International scholarly research notices*, 2015:402358, 2015.
- [46] Siddhant Jain and Ujjwal Saha. On the influence of blade thickness-to-chord ratio on dynamic stall phenomenon in h-type darrieus wind rotors. *Energy Conversion and Management*, 218:113024, 08 2020.
- [47] Simhan K. A review of calculation methods for the determination of performance characteristics of vertical axis wind energy converters with special reference to the influence of solidity on starting characteristics. 1994.
- [48] Brian Kirke and Leo Lazauskas. Enhancing the performance of vertical axis wind turbine using a simple variable pitch system. 15:187–195, 01 1991.
- [49] Paul C. Klimas. Tailored airfoils for vertical axis wind turbines. 1992.
- [50] P.C. Klimas. Tailored airfoils for vertical axis wind turbines. 1984.
- [51] Palanisamy Kumar, Krishnamoorthi Sivalingam, Teik-Cheng Lim, Seeram Ramakrishna, and Wei he. Review on the evolution of darrieus vertical axis wind turbine: Large wind turbines. *Clean Technologies*, 1:205–223, 08 2019.
- [52] Robert H. Liebeck. Design of subsonic airfoils for high lift. *Journal of Aircraft*, 15(9):547–561, 1978.
- [53] A. Rezaeiha M. Rasoul Tirandaz. Effect of airfoil shape on power performance of vertical axis wind turbines in dynamic stall: Symmetric airfoils. 2021.
- [54] Rémi Manceau. Recent progress in the development of the elliptic blending reynolds-stress model. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 51, 10 2014.
- [55] M.Claessens. The design and testing of airfoils for application in small vertical axis wind turbines. 01 2006.
- [56] Andrés Meana-Fernández, Irene Solís-Gallego, Jesús Manuel Fernández Oro, Kattia María Argüelles Díaz, and Sandra Velarde-Suárez. Parametrical evaluation of the aerodynamic performance of vertical axis wind turbines for the proposal of optimized designs. *Energy*, 147:504–517, 2018.
- [57] Florian R. Menter. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32:1598–1605, 1994.

- [58] Fritschen Migliore, P.G. Darries wind turbine airfoil configurations. 2009.
- [59] P. G Migliore and W. P Wolfe. *Effects of flow curvature on the aerodynamics of Darrieus wind turbines*. United States, 1980.
- [60] Wind Turbine Models. Aeolos aeolos-v 10kw. [online; accesso 21 marzo 2023].
- [61] Wind Turbine Models. Vawt ltd. vawt-450. [online; accesso 21 marzo 2023].
- [62] Mohamed Mohamed. Performance investigation of h-rotor darrieus turbine with new airfoil shapes. *Energy*, 47:522–530, 11 2012.
- [63] Hanns F. Muller-Vahl. Control of thick airfoil, deep dynamic stall using steady blowing.
- [64] Roy Myose, Ismael Heron, and Michael Papadakis. *Effect of Gurney flaps on a NACA 0011 airfoil*.
- [65] Erik Möllerström, Paul Gipe, Jos Beurskens, and Fredric Ottermo. A historical review of vertical axis wind turbines rated 100 kw and above. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 105:1–13, 2019.
- [66] Fredric Ottermo, Erik Möllerström, Anders Nordborg, Jonny Hylander, and Hans Bernhoff. Location of aerodynamic noise sources from a 200 kw vertical-axis wind turbine. *Journal of Sound and Vibration*, 400:154–166, 07 2017.
- [67] G. Ferrara e A. Bianchini P. Melani, F. Balduzzi. An annotated database of low reynodls aerodynamic coefficients for the naca0018 airfoil. 2019.
- [68] Yi-Xin Peng, You-Lin Xu, Sheng Zhan, and Kei-Man Shum. High-solidity straight-bladed vertical axis wind turbine: Aerodynamic force measurements. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 184:34–48, 2019.
- [69] W. F. Phillips and D. O. Snyder. Modern adaptation of prandtl’s classic lifting-line theory. *Journal of Aircraft*, 37(4):662–670, 2000.
- [70] F. Coton e D. Jiang R. Galbraith. Aerodynamic design of vertical axis wind turbines. 1992.
- [71] Marco Raciti Castelli, Alessandro Englaro, and Ernesto Benini. The darrieus wind turbine: Proposal for a new performance prediction model based on cfd. *Energy*, 36(8):4919–4934, 2011. PRES 2010.

- [72] D Ragni, CJ Simao Ferreira, and G Correale. Experimental investigation of an optimized airfoil for vertical-axis wind turbines. *Wind Energy*, 18(9):1629–1643, 2015. harvest.
- [73] Abdolrahim Rezaeiha, Hamid Montazeri, and Bert Blocken. Towards optimal aerodynamic design of vertical axis wind turbines: Impact of solidity and number of blades. *Energy*, 165:1129–1148, 2018.
- [74] Davood Saeidi, Ahmad Sedaghat, Pourya Alamdari, and Ali Akbar Alemrajabi. Aerodynamic design and economical evaluation of site specific small vertical axis wind turbines. *Applied Energy*, 101:765–775, 2013. Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems.
- [75] Tonio Sant. *Improving BEM-based Aerodynamic Models in Wind Turbine Design Codes*. PhD thesis, 07 2007.
- [76] L. Schienbein. Development and testing of the daf indal 6400 – 500 kw vawt. In E. BILGEN and K.G.T. HOLLANDS, editors, *Intersol Eighty Five*, pages 2172–2176. Pergamon, Oxford, 1986.
- [77] M.A. Singh, A. Biswas, and R.D. Misra. Investigation of self-starting and high rotor solidity on the performance of a three s1210 blade h-type darrieus rotor. *Renewable Energy*, 76:381–387, 2015.
- [78] Chenguang Song, Guoqing Wu, Weinan Zhu, and Xudong Zhang. Study on aerodynamic characteristics of darrieus vertical axis wind turbines with different airfoil maximum thicknesses through computational fluid dynamics. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 45:689–698, 2020.
- [79] J. H. Strickland, B. T. Webster, and T. Nguyen. A Vortex Model of the Darrieus Turbine: An Analytical and Experimental Study. *Journal of Fluids Engineering*, 101(4):500–505, 12 1979.
- [80] M. Suresh and N. Sitaram. Gurney flap applications for aerodynamic flow control. 2011.
- [81] R.J Templin. Design characteristics of the 224 kw magdalen islands vawt. *NASA. Lewis Res. Center Large Wind Turbine Design Characteristics and R and D Requirements*.
- [82] F. Trivellato and M. Raciti Castelli. Appraisal of strouhal number in wind turbine engineering. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 49:795–804, 2015.

- [83] F. Ursell. Incompressible aerodynamics. edited by bryan thwaites. oxford university press, 1960. 636 pp. 75s. *Journal of Fluid Mechanics*, 11(1):158–160, 1961.
- [84] P. M. H. W. Vijgen, C. P. Van Dam, B. J. Holmes, and F. G. Howard. Wind-tunnel investigations of wings with serrated sharp trailing edges. In Thomas J. Mueller, editor, *Low Reynolds Number Aerodynamics*, pages 295–313, Berlin, Heidelberg, 1989. Springer Berlin Heidelberg.
- [85] JIE-ZHI WU, XI-YUN LU, ANDREW G. DENNY, MENG FAN, and JAIN-MING WU. Post-stall flow control on an airfoil by local unsteady forcing. *Journal of Fluid Mechanics*, 371:21–58, 1998.