

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

Tesi di Laurea Magistrale in
INGEGNERIA AEROSPAZIALE

Analisi Aeroelastica del rotore eolico AOC 15/50

Relatore
Prof. Ernesto Benini

Candidato
Andrea Osti

Anno Accademico 2013/2014

Abstract

The goal of this thesis is to analyze from an aeroelastic point of view a commercial wind turbine. In particular the AOC 15/50 horizontal axis wind turbine (HAWT) was studied using all the capabilities available in the ANSYS suite, and compared it with experimental data where possible. A coupling analysis CFD-FEM has been built up, in order to study the turbine on the fluid side, using FLUENT and evaluating its performances, and on a elastic-structural side, using mechanical APDL to evaluate its dynamics, modal response and static response. Has been made both transient and steady-state analyzes to look at different aspects of the problem.

Indice

1	Stato dell'arte nella letteratura	11
1.1	Aeroelasticità	11
1.2	Turbine eoliche, macchine a fluido	15
1.3	Carichi aerodinamici, gravitazionali e inerziali	19
2	Rotore eolico in oggetto	25
2.1	Rotore Eolico AOC 15/50	25
2.2	Design Pala della Turbina	29
3	Modello e validazione lato fluido	33
3.1	Mesh fluida	33
3.2	Modelli Turbolenza	38
3.3	Analisi Fluidodinamica	42
3.4	Risultati modello Fluidodinamico	44
4	Modello e validazione lato strutturale	53
4.1	Modello Sandia	53
4.2	Analisi strutturali	57
4.3	Modello FEM sandia confronto	61
4.4	Risultati modello FEM pala attuale	64
5	Risultati analisi coupling	69
5.1	Analisi coupling	69
5.2	Fluent Dynamic Meshes	75
5.3	Risultati aeroelastiche steady-state	77
5.3.1	Rotore in moto	78
5.3.2	Rotore bloccato	90
5.4	Risultati modello Coupling Transient	92
5.4.1	Rotore in moto	94
5.4.2	Rotore bloccato	103
5.5	Risultati lato fluido analisi coupling	107

Elenco delle figure

1.1	Ponte di Tacoma soggetto a deformazione da flutter	12
1.2	Ponte di Tacoma, distrutto	13
1.3	Modello a disco attuatore	16
1.4	Diagramma del coefficiente di potenza e limite di Betz	17
1.5	Forze dinamico-inerziali agenti su una turbina eolica	22
2.1	Rotore eolico AOC 15/50	26
2.2	Rotore eolico AOC 15/50 in un sito rurale	28
2.3	Visione tridimensionale della pala	30
2.4	Visione del profilo di spessore della pala	31
3.1	Dominio fluido di analisi	34
3.2	Mesh del dominio completo	35
3.3	Veduta della mesh della regione della punta della trave	37
3.4	Veduta della mesh di una sezione maggiore	38
3.5	Veduta dell'andamento di accrescimento della mesh dalle re- gioni più fini a quelle più grossolane	39
3.6	Confronto dati sperimentali - BEM	45
3.7	Confronto dati di potenza BEM - CFD	46
3.8	Potenza e area delle diverse sezioni della pala	46
3.9	Formazione di vortici in coda e in punta alla pala	48
3.10	Diagrammi polari del c_p	49
3.11	Diagrammi polari del c_p	50
3.12	Distribuzione della pressione a parete delle celle alla radice	51
3.13	Distribuzione della pressione a parete delle celle in punta	51
4.1	Modello FEM della pala di tipo SANDIA	55
4.2	Analisi del modello FEM SANDIA	57
4.3	Modello SANDIA in profilo e sezione	58
4.4	Modello FEM della pala con le diverse suddivisioni del materiale	60
4.5	Spaccato della pala con spar centrale di rinforzo	61

4.6	Profili NREL utilizzati	65
4.7	Deformazione flessionale con carico di 4448 N	66
4.8	Stato di tensione sulla superficie esterna della pala	68
5.1	Output per simulazione coupling di tipo steady-state	71
5.2	Output per simulazione coupling di tipo transient	73
5.3	Analisi sensibilità deformazione - velocità del vento	78
5.4	Angolo di torsione <i>tip</i> in funzione della velocità del vento	80
5.5	Deformazione [m] TE e LE lungo l'asse della pala	81
5.6	Deformazione differenziale [m] TE - LE lungo l'asse della pala, in direzione x ed y	83
5.7	Deformazione [m] TE inerziali e totali in direzione y	84
5.8	Compressione e dilatazione <i>spar</i> in funzione della velocità del vento	86
5.9	Forze in funzione della velocità del vento	87
5.10	Angoli forza sul piano xy	89
5.11	Angolo forza sul piano yz	89
5.12	Spostamento massimo totale in funzione della velocità	91
5.13	Compressione e dilatazione in funzione della velocità del vento	91
5.14	Forze e Momenti in funzione della velocità del vento	92
5.15	Spostamenti massimi in funzione della velocità del vento con rotore bloccato o in moto	93
5.16	Risposta transitorio	94
5.17	Diagrammi in frequenza delle deformazioni	96
5.18	Forza lungo z	97
5.19	Diagrammi in frequenza delle forze alla base	98
5.20	Rotazione e compressione in funzione del tempo	99
5.21	Diagrammi in frequenza della compressione e rotazione	101
5.22	Velocità ed accelerazione di deformazione in funzione del tempo	102
5.23	Diagramma FFT dell'accelerazione di deformazione in fun- zione della frequenza	103
5.24	Picchi massimi e soluzione a regime	104
5.25	Deformazione tempovariante e a regime	104
5.26	Diagrammi in frequenza del moto flessionale	105
5.27	Deformazione in compressione e rotazione	106
5.28	Diagrammi in frequenza di compressione e torsione	107
5.29	Forze nelle tre componenti, andamento temporale	108
5.30	Velocità e accelerazione nel dominio del tempo	109
5.31	Accelerazione nel dominio delle frequenze	110
5.32	Andamento del momento all'albero nel tempo	110
5.33	Scia vorticoso nel dominio del rotore bloccato	111

5.34	Diagrammi polari del c_p per il rotore bloccato	112
5.35	Contour della pressione nei due casi, rotore in moto e rotore bloccato	113
5.36	Vortici sulla superficie nei due casi, rotore in moto e rotore bloccato	115
5.37	Campi di pressione sulla superficie della pala	116

Capitolo 1

Stato dell'arte nella letteratura

In questo capitolo verrà presentato lo stato dell'arte circa l'aeroelasticità. In particolare si presenteranno le problematiche maggiori che essa può causare, i fenomeni che può generare e in quali strutture in cui si può verificare. Dopo una breve analisi storica si sottolineerà come fenomeni distruttivi o di instabilità non sono e non possono essere propri della pala in oggetto.

Si proseguirà quindi con lo studio teorico di un rotore eolico o turbina eolica intesa come macchina a fluido in grado di generare energia elettrica sfruttando l'energia del vento ed infine si presenteranno quelli che sono i carichi a cui queste strutture sono sottoposte durante la loro vita operativa e non solo.

1.1 Aeroelasticità

Con l'aumentare del numero di turbine eoliche installate negli ultimi anni e con l'aumentare delle loro dimensioni si sono verificati un numero crescente, seppur fortunatamente ancora molto contenuto, di problemi di natura aeroelastica. L'aeroelasticità è la scienza che studia come le forze di natura aerodinamica interagiscano con le strutture elastiche. Le strutture, nella loro rigidità infatti, reagiscono elasticamente ai carichi a cui sono sottoposti, come possono essere i carichi derivati dall'interazione del vento o di un qualsiasi altro fluido. Per cui le forze aerodinamiche possono imporre una deformazione alla struttura la quale a sua volta cambierà la fisionomia del problema fluido e di conseguenza la forza alla quale è sottoposta, realizzando così un problema accoppiato (aerodinamica-meccanica dei solidi) che può portare a problemi di natura molto complessa. Utilizzando la definizione del 1947 di Collar si può pertanto affermare che: "L'aeroelasticità è lo studio della mutua interazione tra le forze inerziali, elastiche e aerodinamiche agenti in un solido esposto ad

una corrente fluida e dell'influenza di tale studio sul progetto della struttura.”

Vi sono diversi ambiti in cui i problemi di natura aeroelastica devono essere considerati, onde evitare spiacevoli o impreviste conseguenze. Nella costruzione di ponti o edifici ad esempio, data la loro continua esposizione alle forze del vento. Le strutture libere degli aerei, come le ali o i flap sia per valutarne il loro impatto all'interno del fluido sia per valutarne i carichi necessari per un loro azionamento. Le strutture *offshore* di trivellamento del fondale dei mari ad esempio sono continuamente sottoposte ai moto delle maree e all'impatto delle onde; nello specifico qui si parla di idroelasticità. Infine anche nel corpo umano, la costruzione di valvole cardiache richiede la corretta conoscenza dell'interazione fra fluido e tessuto elastico.

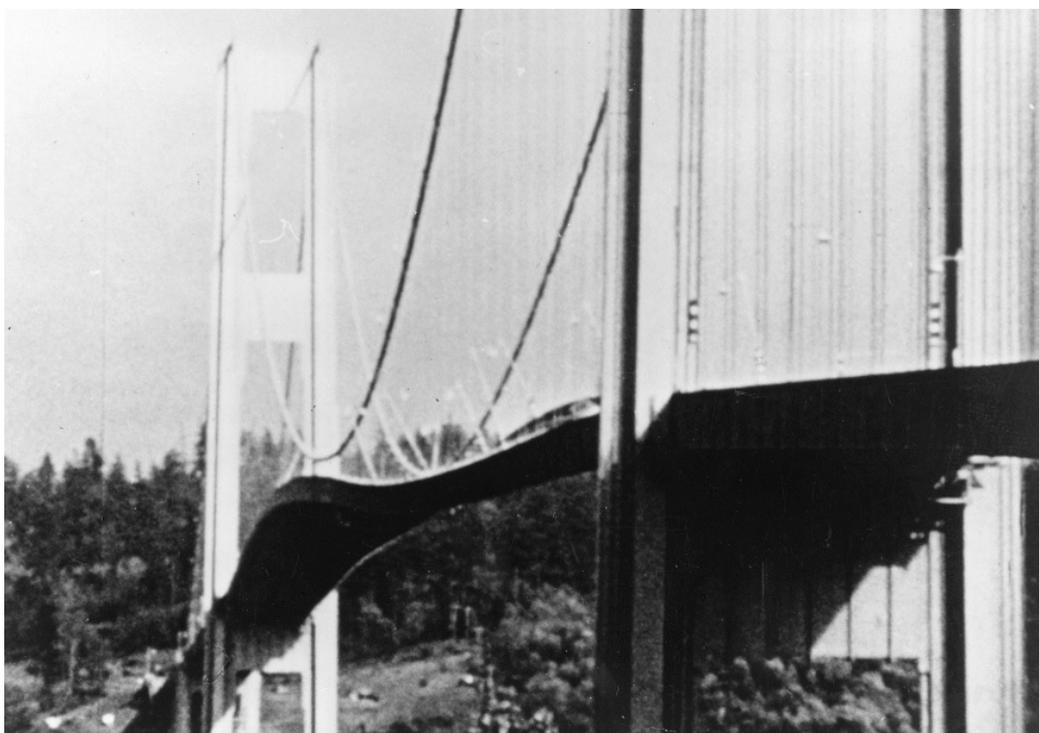


Fig. 1.1: Ponte di Tacoma soggetto a deformazione da flutter

Nel caso in esame delle turbine eoliche le deformazioni che subisce la pala in seguito alle interazioni con il vento possono essere di natura statica (spostamento massimo) o di natura dinamica (vibrazioni, rumore, instabilità). Per una turbina eolica è importante quindi valutare sia il lato statico ovvero se la deformazione massima che subisce renda probabile il verificarsi di una collisione fra la pala e la struttura di sostentamento, sia quello dinam-

ico. Da un punto di vista dinamico invece ciò che maggiormente affligge tali strutture è la possibilità di instaurazione di instabilità di natura aerodinamica, tra cui il flutter e in ultima analisi anche problemi legati a rotture a fatica.

Le instabilità si verificano quando lo scambio continuo e mutuo di energia fra fluido e struttura e viceversa fra struttura e fluido avviene a frequenze particolari e tipiche del sistema strutturale, tali da amplificare (in un mondo privo di smorzamento fino all'infinito) le deformazioni della struttura stessa. Se la struttura è deformata, in seguito ai carichi aerodinamici, il cambio di forma della struttura modificherà a sua volta le forze aerodinamiche; ciò in ragione del diverso angolo di attacco del profilo nel fluido, nel caso di profili asimmetrici. A sua volta la derivata prima delle deformazioni porterà ad un cambiamento della velocità relativa della struttura nel fluido, con un conseguente cambiamento dei carichi aerodinamici. Oltre a tali forze le azioni di natura inerziale giocano un importante ruolo nell'accoppiare le forze aerodinamiche con quelle elastiche dando origine alle accelerazioni finali. La struttura può quindi iniziare ad oscillare in seguito al cambiamento continuo delle forze in gioco e quando tali vibrazioni aumentano indefinitamente di ampiezza nel tempo la struttura risulta essere instabile.

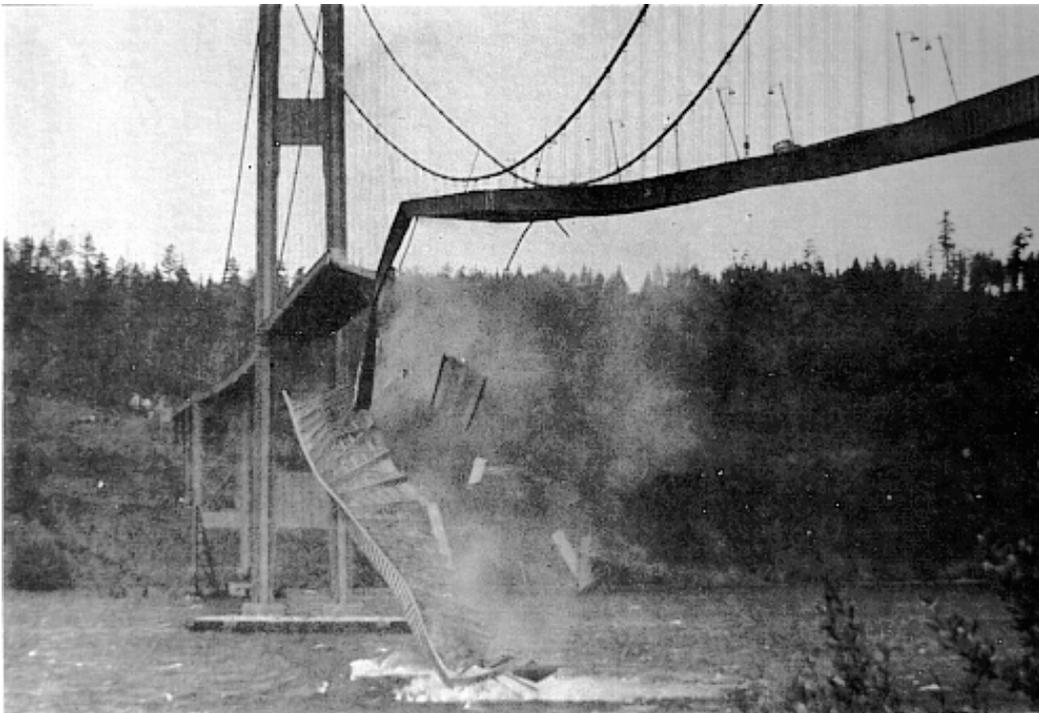


Fig. 1.2: Ponte di Tacoma, distrutto

L'incidente più famoso e spettacolare dovuto ad un'instabilità aeroelastica è quello occorso al Tacoma Narrows Bridge negli Stati Uniti d'America nel 1940, visibile in figura 1.2 e 1.1. Il ponte, uno dei primi ponti sospesi costruiti, era stato progettato per resistere a venti di velocità ben maggiore a quello che effettivamente ha poi portato alla sua distruzione. La rottura è stata imputata ad un fenomeno fisico detto flutter di stallo. Tale instabilità si instaura nelle strutture che si trovano appunto in stallo immerse in un campo fluido in movimento. A valle del campo fluido si instaurano vortici di natura caotica e disordinata, ma in particolari condizioni di velocità e di scala, tali vortici possono instaurarsi con un processo ritmico costante; è ciò che si verifica nella cosiddetta scia di von Karman. Tale scia è una configurazione che si caratterizza per un distacco alternato di vortici, e si realizza solo all'interno di un dato intervallo di numero di Reynolds. Tali vortici pertanto impongono carichi variabili alla struttura investita dal fluido, imponendo forze di natura transitoria alla stessa. Se tali vibrazioni si instaurano sulla stessa frequenza fondamentale della struttura le deformazioni conseguenti saranno via via amplificate fino alla rottura dell'intera struttura.

In generale l'interazione fra queste tipologie di forze è forte soprattutto nell'ambito delle turbine eoliche e delle eliche degli elicotteri o degli aerei. Le forze aerodinamiche che si sviluppano dipendono dalla velocità relativa della struttura nel fluido e dalle frequenze proprie, o fondamentali, della struttura elastica. Ad ogni modo di vibrare tipico della struttura è associata una particolare frequenza a cui avverrà la vibrazione del particolare modo se sufficientemente sollecitato. Le pale delle turbine eoliche e degli elicotteri sono strutture flessibili che vibrano sotto l'azione delle forze.

I modi di vibrare dipendono principalmente dalla distribuzione delle massa nella struttura e dalla tipologia di condizioni al contorno a cui è sottoposta. Nei sistemi rotanti inoltre la velocità di rotazione influenza i modi propri, infatti l'azione della forza centrifuga e della forza di Coriolis modificano la rigidità della pala.

Nella progettazione di una pala per una turbina eolica è buona cosa quindi tentare di smorzare il più possibile tutti i modi propri della pala (il primo modo flessionale, il primo torsionale ecc), il tutto per tentare di evitare lo svilupparsi di oscillazioni risonanti. Tali oscillazioni infatti se si verificassero porterebbero rapidamente alla *failure* dell'intera turbina eolica. Per limitare quindi problemi di natura aeroelastica è essenziale quindi mantenere ben distinti e distanti le frequenze fondamentali della pala e della struttura da quelle che sono le frequenze note dei carichi, come la frequenza della rotazione

Ω e i suoi multipli.

In particolar modo lo smorzamento diventa tanto più importante quanto più è basso il modo e la frequenza, infatti man mano che le frequenze aumentano gli effetti inerziali della pala agiranno da smorzamento naturale andando quindi a limitare l'impatto di quelle vibrazioni sulla struttura.

1.2 Turbine eoliche, macchine a fluido

Un sistema eolico di sistemi di diversa natura, fluidi - meccanici - elettrici integrati che hanno la funzione di convertire l'energia del vento in un'altra forma direttamente utilizzabile (meccanica, elettrica o idraulica). In base alla tipologia di energia che sono in grado di fornire questi sistemi si dividono in

- aerogeneratori (en. elettrica)
- aeropompe (en. idraulica)
- aereolettropompe (en. meccanica ed idraulica)

Fra queste la più utilizzata e comune è la prima, ed è anche la categoria in cui rientra la turbina eolica AOC 15/50.

Il vento, inteso come fluido che colpisce le pale della turbina trasportando energia, è parte integrante del sistema. Facendo le dovute semplificazioni si può affermare che un sistema eolico è una turbomacchina ad aria in grado di convertire l'energia del vento in energia meccanica che verrà poi trasformata in energia elettrica dalla macchina elettrica.

Il flusso d'aria che investe il piano del disco di una turbina eolica ad asse orizzontale è caratterizzato, sulla sezione della turbina, da una propria velocità v e densità ρ . Il flusso d'aria interessato quindi forma con la turbina un campo fluido bene definito nelle sue dimensioni fisiche. Per la legge della continuità, pertanto, la velocità v_0 del fluido in ingresso nella sezione A_0 sarà maggiore della velocità v sulla sezione della turbina. La velocità minima si avrà nella sezione A_u in uscita dalla turbina. Nella sezione A_u inoltre il fluido avrà una componente rotatoria dovuta ovviamente dalla rotazione delle pale. Questo modello teorico è il cosiddetto modello a disco attuatore, esemplificato in figura 1.3.

All'interno del tubo di flusso così definito la densità dell'aria rimarrà invece costante in ogni sua sezione. Come la densità anche la pressione p e l'altezza geodetica del fluido rimarranno costanti per ogni sezione del tubo

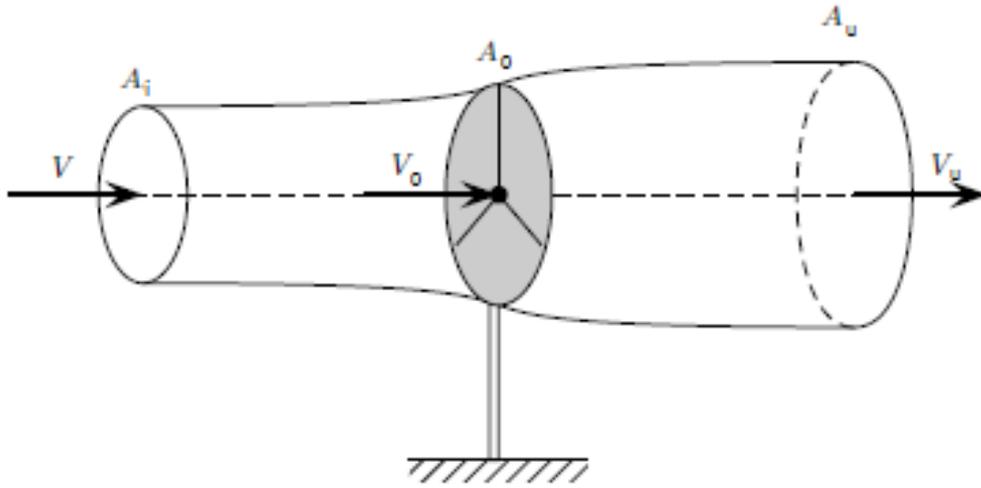


Fig. 1.3: Modello a disco attuatore

di flusso.

Il vento nel suo passaggio attraverso la turbina quindi perde parte della sua energia cinetica iniziale. Esso infatti mette a disposizione della turbina un'energia specifica (per ogni kg di aria) iniziale proporzionale alla velocità d'ingresso v_0^2 che si riduce ad un valore proporzionale alla velocità di uscita v_u^2 .

Poichè la portata di massa d'aria rimane costante in ciascuna sezione avremo che

$$W = \rho v_0 A_0 = \rho A v = \rho A_u v_u$$

dove la portata massica è espressa in [kg/s].

Pertanto la potenza messa a disposizione dal vento sarà pari a

$$E_i = W \frac{v_0^2}{2} = \rho A_0 \frac{v_0^3}{2}$$

che non potrà essere sfruttata completamente per la sua conversione in energia meccanica dalla turbina eolica poichè parte di essa verrà inevitabilmente persa nell'energia rimanente del fluido

$$E_u = W \frac{v_u^2}{2}$$

se consideriamo idealmente nulla la componente rotazionale del fluido a valle della turbina eolica. In generale quindi una turbina eolica, come qualsiasi

macchina a fluido del resto, avrà un'efficienza inferiore ad 1, e la teoria dimostra come la potenza uscente dalla macchina non possa essere inferiore al 40.7% di quello entrante, questo è chiamato il limite di Betz dal fisico tedesco Albert Betz che per primo riuscì a dimostrare questo assunto. Il fluido pertanto può cedere al più il 59.3% della propria energia alle pale della turbina. Di tale energia poi una parte verrà persa nel processo di conversione da energia meccanica ad energia elettrica all'interno dell'alternatore elettrico.

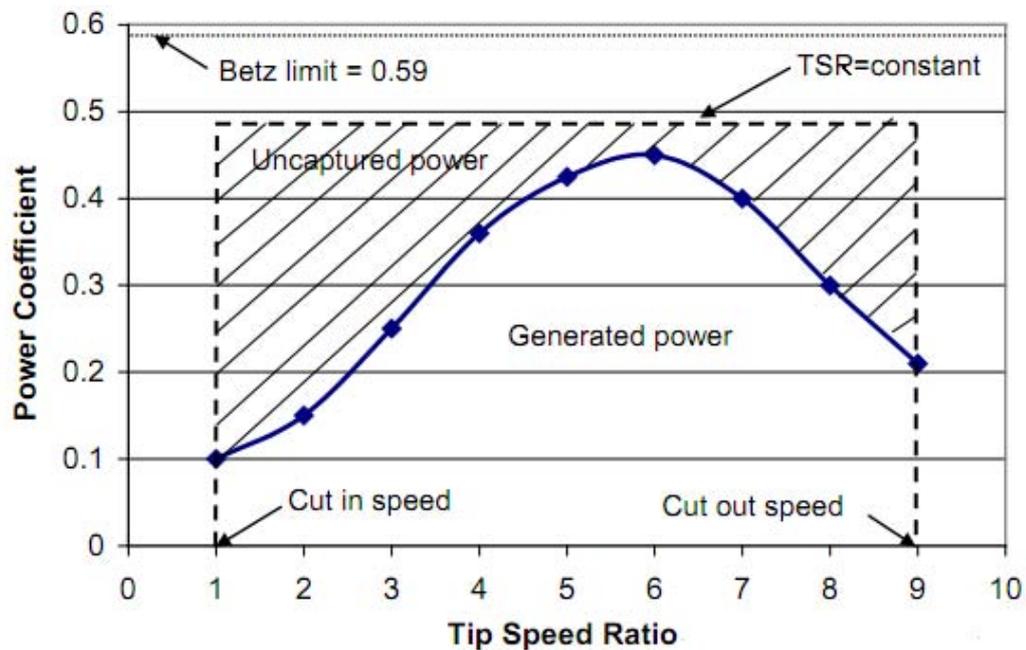


Fig. 1.4: Diagramma del coefficiente di potenza e limite di Betz

Se poi consideriamo le inevitabili perdite dovute alla componente residua rotatoria che le pale cedono al fluido, alla formazione di vortici nella scia e all'attrito dell'aria che lambisce le pale della turbina la potenza persa aumenta a valori più alti.

Per una turbina la potenza messa a disposizione non è nota a priori conoscendo semplicemente la velocità indisturbata del vento v e la sezione della turbina stessa A poichè non è nota la sezione di uscita A_0 .

In generale quindi si preferisce esprimere la potenza prodotta come potenza relativa ad un valore di riferimento, detta potenza di riferimento

$$E_0 = \rho A \frac{v_0^3}{2}$$

riarrangiando i termini si ottiene

$$E_0 = \rho A_0 v_0 \frac{A}{A_0} \frac{v_0^2}{2} = W \frac{v_0^2}{2} \frac{A}{A_0} = E_i \frac{A}{A_0}$$

La potenza di riferimento è quindi maggiore della potenza entrante E_i poichè A è maggiore di A_0 . E' utile a livello ingegneristico quindi definire un coefficiente, detto coefficiente di potenza c_p e pari al rapporto fra la potenza realmente prodotta e la potenza di riferimento.

$$c_p = \frac{P_t}{E_0}$$

Spesso si riporta un grafico di tale coefficiente c_p in ordinata e con un secondo parametro indicato con la lettera λ in ascissa. Tale parametro è il rapporto fra la velocità di punta della pala della turbina con la velocità del vento all'infinito, in particolare quindi si ha che

$$\lambda = \frac{\omega R}{v}$$

dove ω è la velocità di rotazione costante del rotore espressa in rad/s, R è il raggio del rotore, espresso in metri e v la velocità indisturbata del vento. L'andamento del grafico è un andamento crescente decrescente con un punto di massimo, punto di massima efficienza operativa della turbina, posto ad un valore non superiore a 0.4 come la teoria prescrive.

In particolare la teoria di Betz afferma che il limite per il parametro c_p è pari a $\frac{16}{27} = 0.593$. Tale limite è valido per qualsiasi tipologia di turbina eolica, anche per quelle ad asse verticale, sebbene la sua definizione e determinazione sia leggermente diversa.

Normalmente le moderne turbine commerciali riescono a raggiungere valori attorno a 0.45, quindi ben al di sotto del valore limite imposto dalla teoria. In particolare si può notare inoltre che la potenza prodotta dalla turbina è nulla, ovvero è nullo il valore del coefficiente c_p quando

- $\lambda = 0$, ovvero le pale della turbina sono fisse e bloccate
- $\lambda = \lambda_f$, ovvero le pale ruotano alla velocità di fuga

Per avere una potenza infatti le forze aerodinamiche devono agire su delle pali rotanti, e tale velocità di rotazione ω è costante rispetto ad un albero a cui trasferisce la rotazione. Se infine su tale albero non è applicato alcun momento frenante al moto rotatorio della pala, la turbina inizierà a girare sempre più velocemente fino a raggiungere la propria velocità di fuga data

da quelle particolari condizioni di vento.

Come si può intuire quindi con velocità variabile del vento la turbina non potrà mai operare nella condizione di massima efficienza. Non bisogna però confondere l'efficienza con l'effettiva potenza prodotta. Per velocità superiori del vento infatti la turbina sarà in grado di sviluppare maggiori quantitativi di energia, ma con minor efficienza.

1.3 Carichi aerodinamici, gravitazionali e inerziali

I carichi a cui sono sottoposte le pale di una turbina eolica sono per lo più di natura

- carichi aerodinamici
- carichi gravitazionali
- carichi inerziali
- carichi operativi

Se per i primi tre la loro natura è palese, con carichi operativi si intende carichi dovuti alla manovra della turbina, ovvero carichi dovuti all'assemblaggio delle pale, alla frenatura delle pale durante la loro rotazione, alla rotazione attorno ad angoli di pitch e o di yaw per la regolazione dell'angolo di attacco. Tali carichi possono essere suddivisi in carichi normali, ovvero con normali condizioni di vento, o estremi, ovvero in condizioni estreme di vento.

Il design delle pale dovrà tenere ovviamente conto sia dei valori massimi che si potrebbero verificare durante la vita operativa della turbina, sia dei carichi medi operativi che possono generare carichi a fatica se ripetuti ciclicamente su periodi successivi nell'intera vita operativa della turbina.

Normalmente però le turbine eoliche vengono dimensionate più sui carichi a fatica che sui massimi carichi a cui può essere sottoposta. Ciò perché la maggior parte dei carichi a cui sono sottoposte sono carichi ciclici, che si verificano ad ogni rivoluzione. Pensando infatti alla semplice forza peso, esso agirà ad ogni rivoluzione completa della pala per tutte le rivoluzioni che dovrà eseguire nel corso della sua vita operativa, ovvero approssimativamente attorno a 20 anni.

Viceversa si considerano i carichi estremi come eventi talmente rari e di natura talmente spuria e velleitaria da non giustificare una progettazione ad hoc per la loro compensazione.

Se non consideriamo i carichi dovuti alle fluttuazioni del vento e alla sua turbolenza, ma consideriamo il vento nella sua natura costante e lineare è possibile individuare quelli che saranno i carichi a cui sarà soggetta la pala in condizioni stazionarie. Ciò perchè queste ultime sono funzioni di un numero ristretto di variabili e preventivamente verificabili, come ad esempio la velocità del vento, la sua densità, la velocità di rivoluzione delle pale, le loro dimensioni ecc. Oltre ai carichi dovuti al solo vento o movimento delle pale in esso vi saranno anche carichi di natura inerziale dovuti all'azione della gravità e del moto imposto alle pale della turbina.

Se consideriamo quindi le equazioni delle forze aerodinamiche e in particolare ci concentriamo su una porzione della singola pala, perpendicolare al piano di rotazione e nella direzione del moto, si ottengono le forze per unità di lunghezza in direzione x e direzione y

$$F_x = \frac{1}{2}C_x\rho W^2c$$

come forza fuori dal piano in direzione x e

$$-F_y = \frac{1}{2}C_y\rho W^2c$$

come forza nel piano in direzione y. Dove con W si intende la velocità relativa della pala rispetto al fluido, C_x e C_y sono invece costanti del profilo della pala nelle direzioni x ed y, ed infine c è la lunghezza della corda del profilo.

Le costanti C_x e C_y sono ottenuti dalla composizione delle costanti di *drag* C_d e di *lift* C_l del profilo, proiettate sul piano x-y secondo le relazioni

$$C_l \cos \phi + C_d \sin \phi = C_x$$

per la x, mentre per y

$$C_l \sin \phi - C_d \cos \phi = C_y$$

dove ϕ è l'angolo relativo fra profilo della pala e fluido incidente.

Se si vanno a valutare le forze nella direzione x, si può notare come esse tendano ad aumentare linearmente man mano che ci si avvicina alla *tip* della pala, anche al diminuire delle dimensioni della corda, ciò è dovuto principalmente al fatto che con l'aumentare del raggio aumenta la velocità relativa

del vento. Al contrario le forze lungo la direzione y tendono a rimanere sostanzialmente costanti lungo tutta la pala.

L'integrazione di queste forze lungo l'asse della pala portano all'individuazione dei momenti a cui essa è sottoposta. L'andamento è sostanzialmente lineare, in prima approssimazione, per quanto concerne la direzione x ; col valore massimo alla radice e minimo (idealmente nullo) in punta alla pala. Ciò è dovuto principalmente al fatto che i carichi diventano via via più importanti in punta rispetto alla radice.

I carichi gravitazionali invece sono di natura sinusoidale, dato il moto rotatorio con velocità costante della pala della turbina, variando da valori negativi a valori positivi a seconda della posizione della pala rispetto alla verticale locale. Il massimo momento dovuto alla sola forza peso si avrà quindi quando la pala si trova in posizione orizzontale, per arrivare ad un minimo quando raggiunge la posizione verticale. Il momento dovuto alla gravità sarà pertanto dato da

$$M_g = \int_0^R m(r)r \, dr$$

che avrà un andamento parabolico decrescente man mano che ci si sposta dalla radice verso la punta della pala della turbina. In particolar modo questo carico genererà sforzi a fatica agenti con periodo coincidente col periodo di rotazione della pala.

Oltre ai carichi gravitazionali la pala nel suo moto è soggetta ad una coppia di forze, questa volta di natura inerziali, dirette parallelamente e perpendicolarmente all'asse della pala della turbina come si vede in figura 1.5.

In particolare agente lungo l'asse della pala vi è la forza centrifuga, una forza di tensione che è proporzionale alla velocità di rotazione e al raggio di rotazione secondo la relazione

$$F_c = \Omega^2 \int_r^R m(r)r \, dr$$

dove Ω è la velocità di rotazione. Carichi di punta sulla pala, come appunto la forza centrifuga, inflettono la struttura in direzione controvento. Ovvero generano un momento fuori dal piano che inflette la pala nella direzione del vento. Tale effetto centrifugo è un fenomeno di natura fortemente non lineare, che richiede pertanto tecniche iterative per raggiungere la soluzione.

Tale effetto può però essere sfruttato a vantaggio dal progettista per far sì che il momento inflettente uguagli il momento indotto dalla pressione del

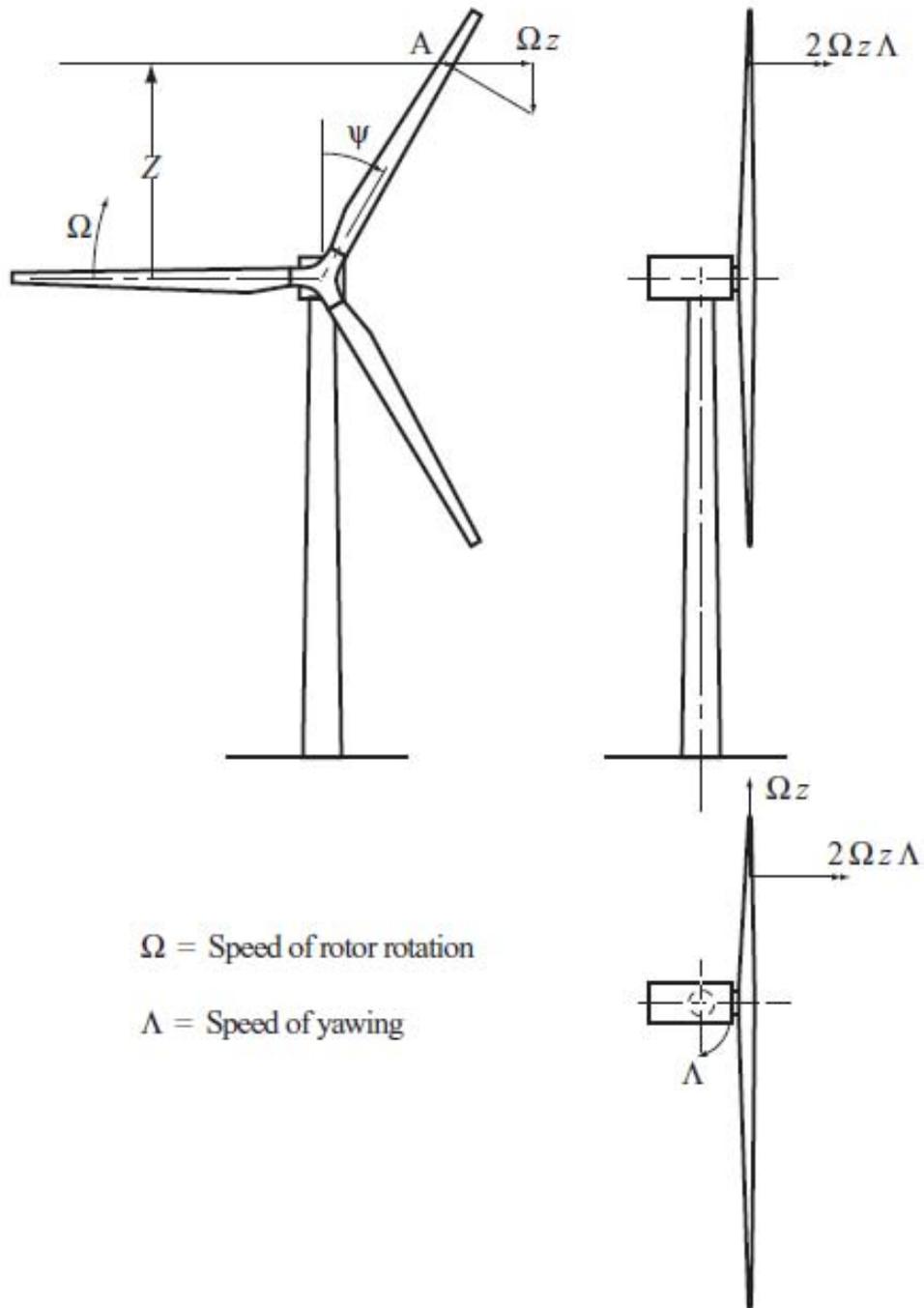


Fig. 1.5: Forze dinamico-inerziali agenti su una turbina eolica

vento ottenendo così un sostanziale pareggio fra i carichi e le deformazioni, il che manterrebbe indeformata la pala secondo le dimensioni e le tolleranze ottimali di progetto.

Oltre al carico centripeto-centrifugo si realizza un fenomeno giroscopico lungo le sezioni della pala che agisce perpendicolarmente al piano di rotazione. Tale carico si genera per ogni corpo in moto rotatorio, ed in particolare il momento sarà pari a

$$M_y = \int_0^R 2\Omega\Lambda z r m(r) dr = 2\Omega\Lambda \cos \psi \int_0^R r^2 m(r) dr = 2\Omega\Lambda \cos \psi I_p$$

dove I_p è il momento d'inerzia della pala calcolato rispetto alla radice.

Per capire il senso delle variabili che rientrano nella relazione, se prendiamo un punto A sulla pala, esso ruoterà con velocità angolare costante Ω per cui la sua velocità sul piano di rotazione sarà pari a Ωz dove z è la distanza del punto A dalla radice della pala. Se però la pala ruota attorno all'asse della struttura di sostenimento, o si muove in direzione perpendicolare al piano di rotazione con velocità di rotazione Λ il punto A si muoverà in direzione di controvento con accelerazione $2\Lambda\Omega z$. Se integriamo il tutto sulla lunghezza della pala otteniamo la forza agente risultante.

Tale momento risultante è di norma circa 2 ordini di grandezza inferiore rispetto al momento dovuto all'azione del vento.

Capitolo 2

Rotore eolico in oggetto

In questo capitolo verrà presentato il rotore eolico così come lo si può trovare oggi. Ne verranno descritte caratteristiche fisiche e geometriche, strutturali e prestazionali. Seguirà una rapida analisi per capire le peculiarità e le caratteristiche principali del rotore reale, che verrà poi modellato in ambienti CFD e FEM

2.1 Rotore Eolico AOC 15/50

La Turbina Eolica AOC 15/50 ad oggi è prodotta dalla ditta Seaforth Energy (ex Atlantic Orient Canada) che ha sede a Dartmouth in Canada. E' una turbina eolica in grado di fornire una potenza di picco di 50 kW, per cui una turbina di taglia medio-piccola. Nel suo settore è però una delle più performanti nonché una delle più studiate ed analizzate, sia dal punto di vista fluidodinamico sia strutturale.

Originariamente disegnata e progettata nei primi anni '90, negli ultimi 20 anni ha subito numerosi cambiamenti, sempre nell'ottica di ottimizzare la sue prestazioni. La ditta garantisce una produzione annuale nel mercato europeo (quindi caratterizzato da una frequenza elettrica di 50 Hz) di circa 155000 kWh, per un vento costante per tutto l'anno di circa 7 m/s.

Ad oggi la turbina è installata in molti paesi, fra cui il Canada gli Stati Uniti, il Marocco, la Russia, l'Irlanda, la Scozia l'India ed altri. Il suo utilizzo ideale è per fornire energia a strutture isolate ed che attualmente utilizzano generatori a benzina o diesel.

La sigla 15/50 si riferisce ai 15 metri di diametro del rotore e alla massima potenza in condizioni standard in grado di erogare, pari a 50 kW. Tale potenza è raggiunta per venti di 12 m/s per i sistemi a 50 Hz o per venti di



Fig. 2.1: Rotore eolico AOC 15/50

11.3 m/s per i sistemi a 60 Hz. La turbina eolica include ed è caratterizzata da

- Profili NREL ad alta efficienza
- Generatore ad induzione tri-fase
- Hub realizzato senza saldature
- Controllori di assetto e velocità di rotazione
- Freni elettro-dinamici
- Pale rinforzate in fibra di vetro

La turbina è basata su uno schema in controvento, il rotore si trova sottovento rispetto all'hub a cui si attacca. La torre standard su cui viene montata presenta un'altezza di 30.5 m con una struttura autoportante.

La turbina presenta una velocità del vento minima operativa di *cut off* pari a 4.6 m/s e per i generatori a 50 Hz la turbina presenta il suo picco di potenza prodotta per una velocità del vento di 15 m/s, per una produzione di 55 kW di potenza.

Parametri Prestazionali

Potenza di picco	50 kW per 12 m/s (@ 50 hz)
Velocità minimo vento	4.9 m/s
Velocità massima vento	22.4 m/s
Velocità massima di sopravvivenza	59.5 m/s
Produzione annua Kwh	85000 kWh per venti di 5.4 m/s

Con velocità massima si intende la massima velocità operativa della turbina, oltre tale velocità del vento la turbina verrà arrestata onde evitare forze eccessive.

Con velocità di sopravvivenza s'intende la massima velocità del vento a cui la turbina può sopravvivere, senza ruotare, senza incorrere in failure eccessive. La velocità del vento indicata equivale a quella di un tornado di classe F3 della scala Fujita.

Parametri Geometrici Rotore

Diametro	15 m
Numero di Pale	3
Velocità di rotazione rotore	62 rpm (@ 50 Hz)
Orientazione	Sottovento
Velocità massima in punta	51 m/s

Come si può notare la velocità di rotazione del rotore imposta dipende dalla frequenza propria della rete elettrica a cui la turbina deve fornire potenza.

Parametri Geometrici Pala

Lunghezza	7.2 m
Materiale	composito
Profili	NREL
Angolo di twist	7 deg
Massa	140 kg
Corda massima	749 mm
Corda profilo di punta	406 mm
Corda profilo radice	457 mm

Si nota come la corda dei profili vari di lunghezza nella direzione longitudinale della pala stessa andando da un minimo di 40 cm fino ad un massimo di circa 80 cm.



Fig. 2.2: Rotore eolico AOC 15/50 in un sito rurale

2.2 Design Pala della Turbina

La pala della turbina AOC 15/50 in esame in questo studio differisce da quella utilizzata fino ai primi anni del nuovo millennio ed oggetto dell'analisi del report SANDIA. In particolare infatti i profili NREL serie 819-820 e 821 utilizzati in quella pala ad oggi sono stati sostituiti rispettivamente dalle serie NREL 812- 813 e 814 che dalle ultime analisi e test eseguiti nei laboratori NREL presentano migliori capacità di penetrazione dell'aria e quindi una migliore efficienza dal punto di vista aerodinamico.

La pala del rotore eolico in oggetto pertanto prevede la successione del profilo S814 dalla radice fino a circa il 50 % della lunghezza totale della pala. Quindi seguono il profilo S812 e S813 in proporzioni pressochè identiche.

L'andamento delle dimensioni della corda dei profili lungo la lunghezza della pala segue l'andamento di una spline lungo tutta la sua lunghezza partendo da valori di 47.5 cm, alla radice, passando per valori di 73.8 cm a metà della sua lunghezza per finire con 40.6 cm di lunghezza della corda per il profilo posto in punta alla pala, come si vede in figura 2.3. Tale andamento permette di generare il corretto momento sulla superficie della pala per ottenere la potenza voluta e desiderata.

Nella sua lunghezza inoltre i profili presentano un angolo di *twist* variabile. L'angolo di *twist* è l'angolo di rotazione ortogonale al piano del profilo. Tale modifica è imposta per problemi di natura esclusivamente aerodinamica. Infatti data la rotazione della pala nel dominio, il vento colpisce la pala con velocità via via maggiori man mano che ci si avvicina all'estremo della pala, è necessario quindi compensare questa diversa velocità con angoli di *twist* via via decrescenti per ottenere un corretto angolo di attacco con il fluido in movimento.

Ciò inoltre permette di avere un andamento graduale e sufficientemente costante dei carichi aerodinamici lungo tutta la lunghezza della pala.

La pala della turbina in esame presenta un angolo di *twist* massimo alla corda, per un valore di 7.69 gradi fino a raggiungere un angolo nullo in punta. L'andamento non è però perfettamente lineare, ma segue in parte la posizione, longitudinale, della pala e in parte la tipologia di profilo che si trova in quella sezione.

I profili della pala presentano inoltre un angolo di attacco costante, detto angolo di *pitch* pari a 1.54 gradi, lungo tutta la lunghezza della pala.

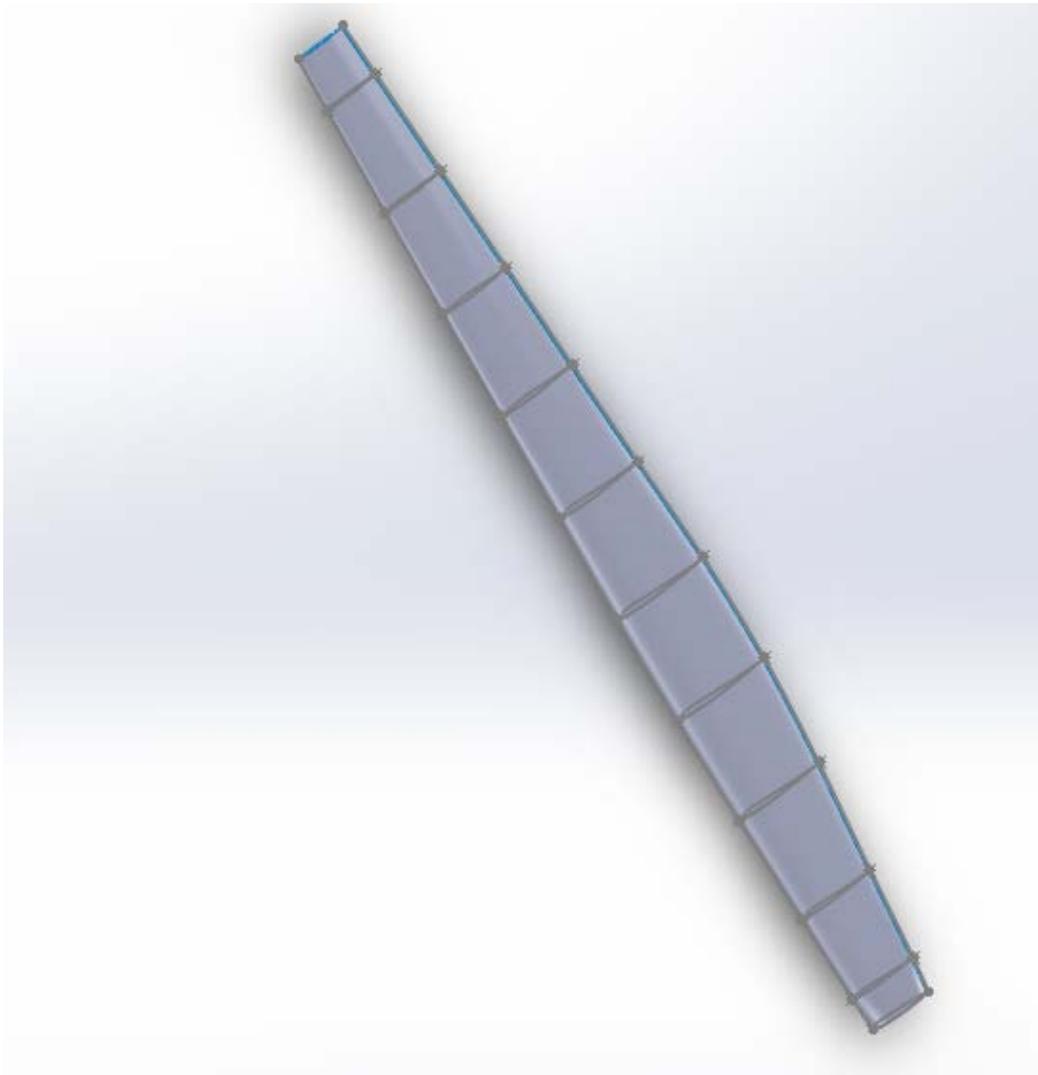


Fig. 2.3: Visione tridimensionale della pala

Posizione lung. [m]	Angolo twist [deg]	Lung. corda [m]	Profilo
0,28	7,69	0,457	-
0,515	7,69	0,494	S814
1,124	5,04	0,579	S814
1,874	4,6	0,68	S814
2,624	4,26	0,744	S814
3,374	3,85	0,738	S814
4,12	3,15	0,677	S814
4,87	2,45	0,616	S812
5,62	1,75	0,558	S812
6,37	1,05	0,497	S813
7,12	0,35	0,436	S813
7,49	0	0,406	S813

Come si può notare nella sezione alla radice di raccordo con l'hub è stata scelta, poichè non ben diversamente specificata nelle specifiche geometriche trovate, una generica forma aerodinamica di sezione ovoidale che segue la pendenza dell'ultimo profilo della pala. Tale sezione infatti non risultava descritta in alcun report inerente alla pala in oggetto di esame, poichè generalmente dipendente dalla tipologia dell'*hub* utilizzato nonchè del sistema di raccordo con lo stesso.

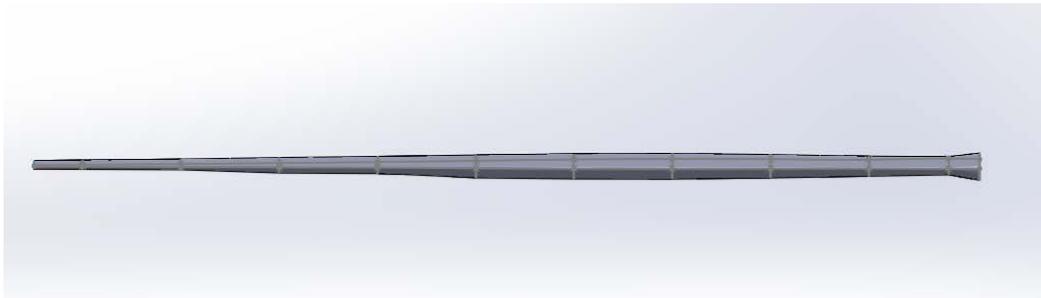


Fig. 2.4: Visione del profilo di spessore della pala

Capitolo 3

Modello e validazione lato fluido

In questo capitolo verrà presentato il modello del lato fluido generato. In particolare si descriverà le caratteristiche della mesh, il modello di turbolenza scelto, dimensioni e caratteristiche del dominio fluido ed infine si analizzeranno e confronteranno i dati ottenuti con i dati BEM e sperimentali in possesso, per la validazione finale del modello.

I dati utilizzati per la validazione sono frutto di analisi di tipo BEM e di dati sperimentali forniti, questi ultimi, dalla stessa casa costruttrice del rotore eolico.

3.1 Mesh fluida

Per la realizzazione della mesh del dominio fluido è stato utilizzato il software Pointwise, adatto a creare mesh strutturate e non strutturate per il dominio in oggetto. Per poter sfruttare le potenzialità di remeshing automatico del software FLUENT è stato necessario realizzare una mesh non strutturata tetraedrica per tutto il dominio. Tale decisione è stata presa consapevoli del fatto che avrebbe causato un costo computazionale maggiore e tempi di calcolo più lunghi. Una mesh di questo tipo infatti rispetto ad una mesh a blocchi strutturata presenta un numero maggiore di elementi a parità di volume totale e di dimensione media dell'elemento. Oltre a ciò una mesh tetraedrica presenta un maggior disordine che causa una maggior dispersione numerica della soluzione rispetto ad una mesh strutturata e quindi in un numero maggiore di iterazioni per poter raggiungere la soluzione corretta. A favore della mesh non strutturata però è possibile ascrivere la migliore velocità e facilità

nella sua realizzazione e impostazione.

La turbina eolica oggetto dello studio si compone di 3 pale equidistanti l'una dall'altra, ovvero formanti fra un loro una angolo di 120 gradi. In ragione di ciò è possibile suddividere il problema fluido ad un solo spicchio pari ad un terzo dell'intero dominio fluido, riducendo così enormemente il numero di celle necessarie.

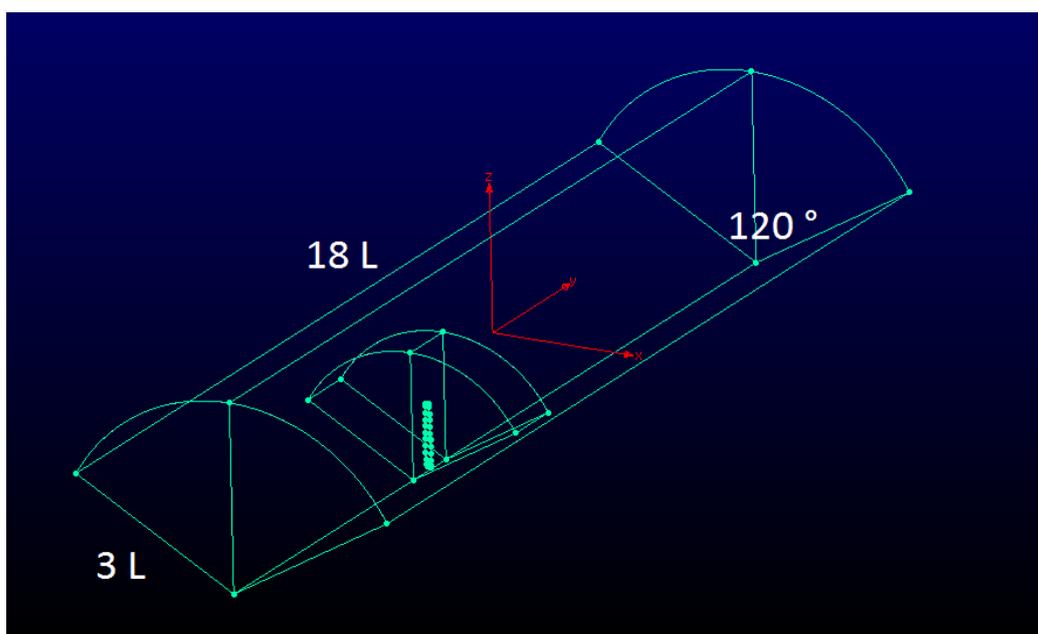


Fig. 3.1: Dominio fluido di analisi

In particolare è stato creato un dominio con simmetria assiale, le cui facce formano un angolo di 120 gradi. Il dominio presenta una altezza pari a $3L$, dove L è la lunghezza assiale della singola pala. Nel nostro caso la pala risultava essere lunga, iniziando la misurazione dal centro del rotore, metri 7.21. L'area di ingresso del fluido è stata posta poi ad una distanza pari a circa $5L$ dalla pala per evitare che eventuali irregolarità nella mesh potessero generare un flusso non coerente e disturbato inficiando la totalità delle soluzioni trovate. Infine la superficie di uscita del fluido è stata posta ad una distanza bene maggiore e pari a circa $15L$ per evitare di tagliare eccessivamente la scia generata dalla pala stessa.

Le condizioni al contorno imposte al dominio sono state di *velocity inlet*, nella superficie di ingresso, per poter scegliere la velocità di ingresso del fluido nel dominio, ovvero la velocità indisturbata nel vento nel caso reale. Così

facendo risultava più facile validare la mesh ed il modello con i dati sperimentali e derivanti dall'analisi BEM che avevamo e che erano in funzione della velocità del vento indisturbata. Come uscita è stata posta la condizione di *pressure outlet* per simulare la condizione di pressione atmosferica nella porzione sottovento di fluido della pala. Infine alla superficie curva di raccordo è stata data la condizione di *symmetry* per mantenere la condizione di assialsimmetria del problema. Tale condizione fa sì che la porzione di fluido (simulata) in un intervallo leggermente superiore alla *boundary* sia simmetrica a quello posto immediatamente sotto e viceversa. Poiché è stata scelta una altezza del dominio sufficiente da rientrare in una porzione di fluido caratterizzata da moto indisturbato, non vi è alcuna area della *symmetry* interessata da fluido con moto ortogonale alla superficie stessa.

Infine alle due facce piane è stata imposta una condizione di *periodic* al dominio. Tale condizione descrive la simmetria del problema imponendo che per punti omologhi della mesh debbano sussistere le medesime condizioni di flusso, ma speculari. Ovvero se nel punto A il fluido fuoriesce dal dominio nel punto corrispondente B e simmetrico il fluido dovrà entrare con le stesse condizioni di velocità e direzione e viceversa. Senza tale condizione sarebbe stato impossibile ridurre ad uno spicchio pari ad un terzo del dominio totale.

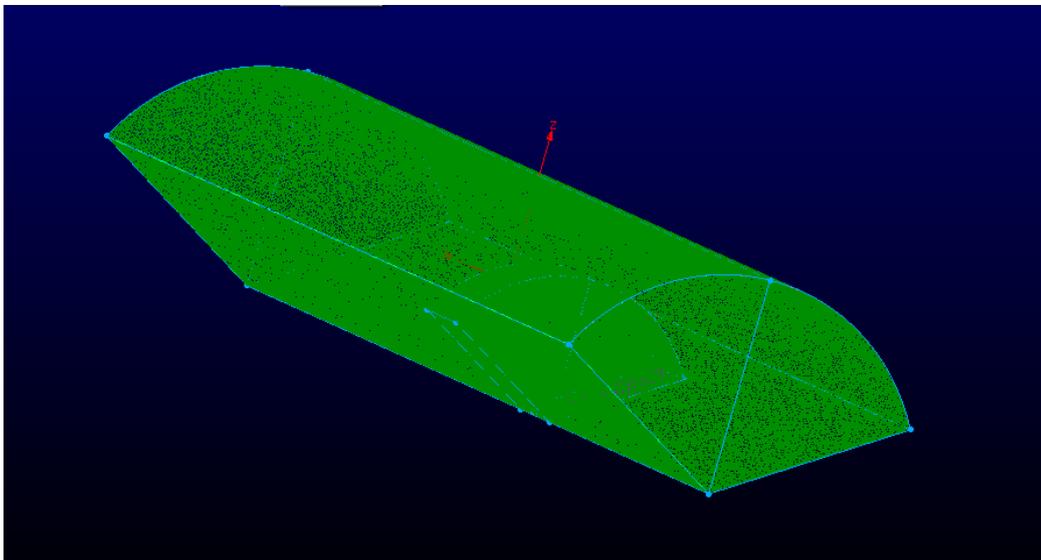


Fig. 3.2: Mesh del dominio completo

Perché tale condizione sia verificata è stato necessario generare una mesh identica e simmetrica su ambo le facce in modo che il programma fluidodinamico ai volumi finiti riesca ad impostare correttamente le relazioni e a

generare matrici coerenti. Le due facce presentano pertanto lo stesso numero di nodi nelle medesime posizioni.

Per massimizzare l'accuratezza delle simulazioni fluidodinamiche la mesh presenta un grado di raffinamento via via crescente man mano che ci si avvicina alla pala, per descrivere con maggiore accuratezza il flusso attorno alla stessa e trascurare eventuali fenomeni che si verificano sufficientemente lontano dalla pala. In totale la mesh così composta di compone di poco più di 3 milioni e mezzo di elementi di grandezza variabile da 10 cm di lato a 1 mm di lato.

Nella porzione di dominio fluido immediatamente adiacente alla superficie della pala per poter descrivere correttamente lo strato limite che si genera a parete è stato necessario generare una mesh particolare. Data la difficoltà nell'individuare l'altezza e la distanza dello strato limite per una mesh composta da tetraedri disordinati, è stata creata una mesh estrusa dalla superficie con altezze della celle via via crescenti. Lo strato, composto di 10 strati per poter uscire dallo spessore medio dello strato limite, presentava una altezza iniziale nell'ordine del decimo di millimetro in modo da mantenere l' y^+ entro un valore compreso fra 30 e 90. Tale parametro, deducibile dalle simulazioni fluidodinamiche, è un indice della bontà con cui gli algoritmi fluidodinamici gestiscono e simulano le condizioni al contorno a parete. Per ottenere risultati soddisfacenti e numericamente validi è necessario controllare quindi il valore di tale parametro di distanza adimensionalizzata.

Tale stima dell'altezza a parete è data dal valore della densità e viscosità dinamica del fluido in uso e dal valore della velocità (relativa fra fluido e celle).

In totale le celle poste a guscio attorno alla pala per la determinazione dello strato limite sono in numero di 700 mila circa, per una dimensione sulla superficie della pala che si aggira fra i 5 e gli 8 mm di lato.

Questa è quanto relativo alla mesh realizzata per le simulazioni relative al rotore in movimento all'interno del flusso fluido. Per le simulazioni invece relative al rotore bloccato il dominio è di conseguenza la mesh realizzata è stata diversa. La galleria realizzata infatti è stata molto più lunga della precedente, pari a circa 30L la lunghezza della singola pala. Il dominio generato poi presentava una geometria parallelepipedica.

Data la minor complessità da un punto di vista fluidodinamico di questo problema, flusso indisturbato in moto rettilineo uniforme che incontra un bersaglio fisso, è stato possibile creare una mesh più grossolana senza perdere

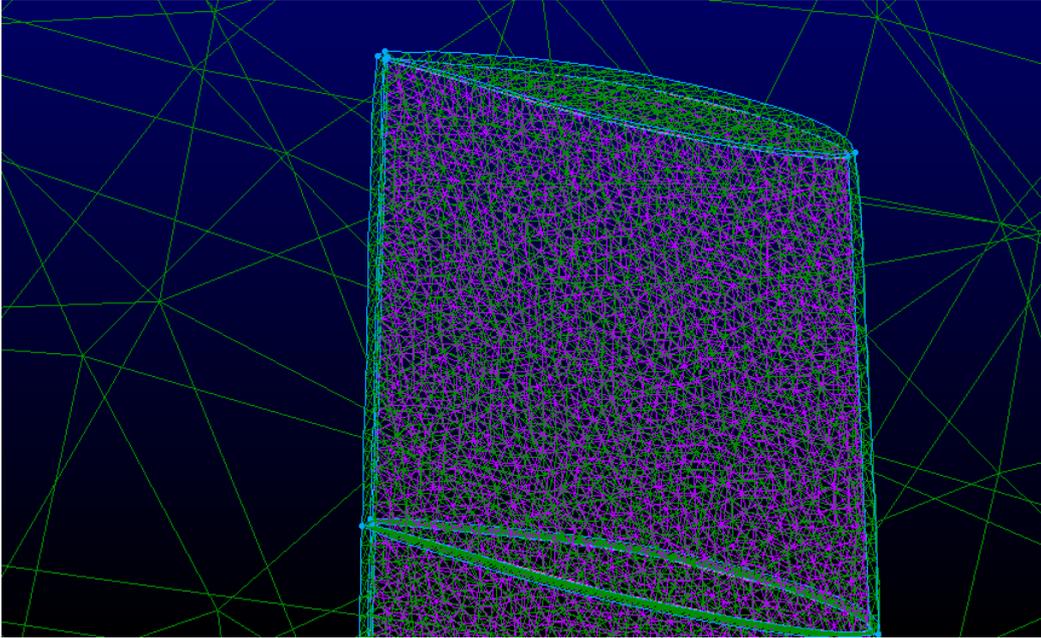


Fig. 3.3: Veduta della mesh della regione della punta della trave

accuratezza nel modello. La mesh per questo problema infatti presenta, solo 1 milione e 500 celle circa, di cui circa 700 mila poste attorno alla pala per simularne lo strato limite. Come nella mesh del problema precedente anche questa mesh generata è di tipo non strutturata, con elementi tetraedrici su tutto il dominio. Non essendo necessario utilizzare le condizioni di *boundary* di periodicità non è stato necessario prestare alcuna accortezza in questo caso circa la generazione della mesh lungo le superfici di controllo.

Le dimensioni della mesh sono state scelte per limitare i tempi di calcolo e per ottenere buone accuratèzze, consci del fatto che un simile problema non presenta una complessità, da un punto di vista fluidodinamico, tale da giustificare mesh più accurate ma sicuramente più pesanti e onerose in termini di risorse di calcolo. L'unico punto su cui soffermarsi risiede nella lunghezza del dominio. Poichè il rotore è bloccato, la scia non si arrotola su se stessa come nel problema del rotore in rotazione, pertanto presenta una lunghezza di gran lunga maggiore della precedente, e onde evitare una sua cesura si è reso necessario allungare notevolmente il dominio.

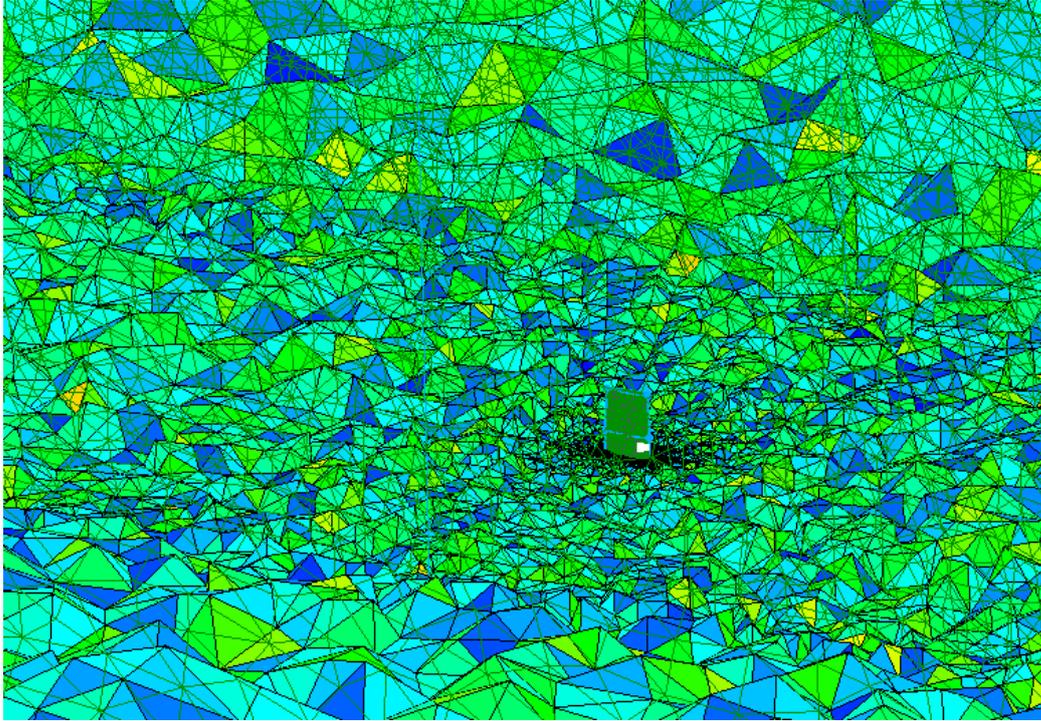


Fig. 3.4: Veduta della mesh di una sezione maggiore

3.2 Modelli Turbolenza

Per risolvere numericamente le equazioni di Navier-Stokes nel dominio oltre ad una discretizzazione dello stesso è necessario individuare una serie di equazioni che modellino il moto turbolento del fluido e chiudano il problema. Oltre alla discretizzazione delle equazioni, da qui la necessità di realizzare una mesh discreta a volumi finiti, il programma associa ad ogni grandezza del fluido (e in particolar modo alla velocità) due proprietà una costante e la seconda variabile e fluttuante; questo è il cosiddetto approccio RANS (Reynolds-averaged Navier Stokes). Tutti i moti turbolenti infatti sono caratterizzati da campi di velocità variabili e fluttuanti. Tali fluttuazioni trasportano quantità quali il momento, l'energia e la concentrazione di specie nel fluido. Poiché tali fluttuazioni possono essere di piccola scala e alta frequenza diventerebbe troppo dispendioso da simularle direttamente. Così invece di seguirle nelle loro fluttuazioni si preferisce risolverne il valore medio ed associare ad esso un modello di turbolenza che ne simuli le fluttuazioni. Non tutti i modelli proposti funzionano per ogni problema fluidodinamico, o per particolari condizioni e devono essere scelti in base al livello di accuratezza che si vuole raggiungere, alle risorse computazionali disponibili, alla tipologia di fluido e

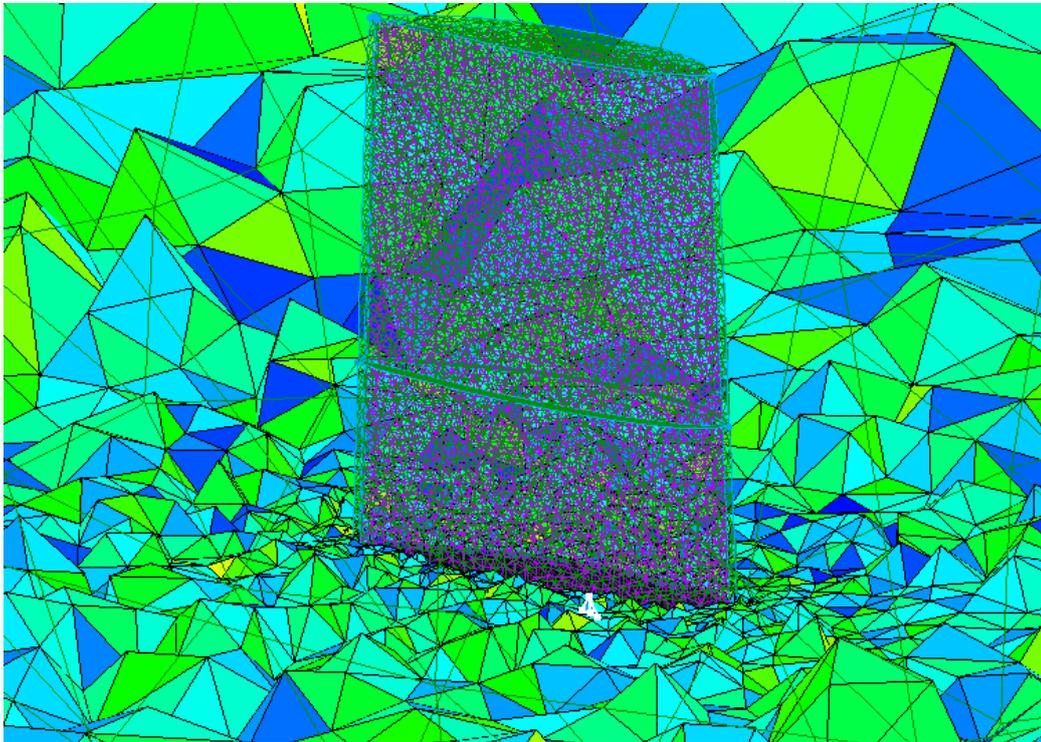


Fig. 3.5: Veduta dell'andamento di accrescimento della mesh dalle regioni più fini a quelle più grossolane

di problema. Spesso infatti si rende necessario adattare il modello da utilizzare alla tipologia del problema che si deve affrontare.

Le RANS riescono a risolvere la maggior parte dei problemi fluidodinamici con adeguata accuratezza, senza richiedere eccessivi costi computazionali e il modello principe per questa tipologia di discretizzazione del problema è il modello $k - \epsilon$.

Nello studio in oggetto è stato invece adottato, tra i tanti che è in grado di utilizzare FLUENT, il modello $k - \omega$ SST (shear stress transport) una evoluzione del $k - \epsilon$ che presenta alcuni aspetti e migliorie che lo hanno reso preferibile a quest'ultimo. Tale modello ben si adatta al nostro problema caratterizzato da un moto a parete (attorno alla pala) e da moto libero del fluido nella rimanente porzione di fluido.

Il modello originario semplice $k - \omega$ è stato introdotto e proposto per la prima volta da Wilcox. Tale modello prevede alcune modifiche rispetto all'approccio proposto dal cosiddetto modello $k - \epsilon$ in particolar modo per fluidi con bassi numeri di Reynolds, fluidi compressibili e fluidi ad alta diffusività. Tale modello nasce da studi empirici basati sullo studio delle equazioni di

trasporto per la turbolenza cinetica (k) e la velocità specifica di dissipazione (ω). Poichè con ω si indica la velocità di dissipazione specifica mentre con ϵ si indica la dissipazione, spesso si considera il modello $k - \omega$ come derivato concettualmente dal modello $k - \epsilon$. Se per certe situazioni infatti la differenza non sia praticamente visibile, per particolari tipologie di problema invece la differenza si fa più importante. In particolare tale modello è in grado di meglio descrivere il moto a parete di un fluido rispetto al modello cugino. Il maggior difetto di tale metodo però consiste nella sua lentezza e pesantezza (in termini computazioni e di tempo di calcolo) rispetto al modello $k - \epsilon$. Pertanto Menter introdusse una modifica importante al robusto $k - \omega$ dando origine al modello SST $k - \omega$, unendo i pregi di ambo i modelli, ovvero la robusta ed accurata trattazione del moto a parete e dello strato limite tipica del modello $k - \omega$ con la rapida ed accurata trattazione del moto libero del fluido in regioni lontane da parete del modello $k - \epsilon$.

In particolare tale modello a seconda della distanza delle celle da parete tratta le stesse con un modello piuttosto che con l'altro, rendendo quindi l'analisi con il modello $k - \omega$ più rapida pur mantenendo la sua accuratezza. Tale modello presenta quindi costanti di valore differente dal modello originale oltre ad una funzione interna di ammortizzamento fra i due modelli per quelle regioni in cui si ha transizione dal $k - \omega$ al $k - \epsilon$.

Ad oggi tale modello è quello che meglio si adatta alla maggior parte dei problemi fluidodinamici coniugando accuratezza nella simulazione con oneri non eccessivi di calcolo.

Per quanto concerne la trattazione a parete, è necessario inoltre che l'altezza della cella posta a contatto con la condizione di *wall* sia delle dimensioni corrette (per il modello in oggetto) per far sì che gli algoritmi simulino correttamente la condizione di vorticità senza incorrere in errori grossolani di scala o altro. Ovvero la cella non dovrà nè essere troppo schiacciata nè troppo grande per far sì che il modello si applichi correttamente.

I flussi turbolenti infatti sono fortemente influenzati dalla presenza di una o più pareti, la velocità infatti dovrà degradare dalla condizione di forte vorticità all'interno del campo fluido fino alla condizione di scivolamento lungo la parete solida. In posizioni prossime alla parete infatti lo smorzamento viscoso impedisce le fluttuazioni tangenziali della velocità. Pertanto è necessario modellare opportunamente la condizione prossima al *wall* per non inficiare la validità della soluzione numerica; un modello accurato della regione prossima al wall garantisce una corretta rappresentazione della turbolenza del fluido prossimo al muro stesso.

Per affrontare il problema vi sono due approcci principali, un primo che consiste nel non risolvere la porzione dello strato limite e lasciare la simu-

lazione dello stesso al modello prescelto, ed una seconda che invece prevede di analizzare direttamente lo strato limite. Nel nostro caso si è optato per utilizzare il primo approccio, mediante funzioni specifiche per lasciare quindi all'algoritmo di calcolo la scelta del modello corretto.

Affinchè tale approccio funzioni correttamente è necessario tenere sotto controllo il valore del cosiddetto Y_+ , un'altezza a parete adimensionalizzata il cui valore deve essere compreso fra 30 e 300 preferendo però valori più vicini al primo estremo. Tale grandezza non è una grandezza geometrica fissa ma dipende dalla soluzione del problema; ad esempio se dimezzassi l'altezza media a parete della mesh non otterrei un valore pari a metà del parametro. La corretta valutazione del parametro y_+ permette all'algoritmo di calcolo di trattare correttamente il comportamento del fluido nello strato limite, generando quindi vortici in scala corretta (dovuti all'altezza del centroide della cella di interesse) e pertanto un decorso fluido coerente con quanto si voglia simulare.

In particolare il valore corretto dell'altezza della prima cella a parete lo si può trovare dalle seguenti relazioni

$$\text{altezza} - \text{cella} = y_+ \frac{\mu}{v_c \rho}$$

dove μ è la viscosità dinamica, a cui è stato dato un valore medio di $1.84e-5$ [kg/ms], v_c è la *friction velocity* e ρ la densità dell'aria. Il valore y_+ è il valore che si vuole ottenere, e quindi un valore compreso fra 30 e 60. La *friction velocity* è determinata dalla relazione

$$v_c = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$$

dove τ_w è lo *wall shear stress* determinato tramite la relazione

$$\tau_w = \frac{c_f \rho v^2}{2}$$

dove c_f è un coefficiente di attrito che viene stimato in base al numero di Reynolds e alle proprietà fisiche e geometriche del modello.

Se non si tenesse conto di tale parametro infatti le simulazioni eseguite non avrebbero alcuna valenza ingegneristica di rilievo, poichè da esso ne dipende il valore della velocità e quindi della pressione nelle celle limitrofe a parete, andando quindi a falsare completamente i valori di forza e momento applicati dal fluido alla parete e viceversa.

3.3 Analisi Fluidodinamica

L'analisi del lato fluido della turbina eolica AOC 15/50 è stata eseguita con il software FLUENT del pacchetto ANSYS. I risultati così ottenuti sono stati poi validati tramite confronto con dati sperimentali provenienti da un report pubblicitario della società produttrice della turbina eolica e con dati derivanti dall'analisi BEM (Blade Element Momentum method) eseguita sulla turbina.

Per ridurre i tempi di calcolo derivanti dall'analisi CFD (Computational Fluid Dynamic) è stata simulata una sola pala delle 3 che compongono la turbina eolica completa, dividendo quindi l'intero dominio fluido ad un solo spicchio ampio 120 gradi. Il modello si compone di un classico sistema velocity inlet - pressure outlet, come condizioni di *boundary*. Ciò permette di controllare al meglio il modello dal punto di vista fluidodinamico permettendo di determinare le prestazioni del sistema controllando la sola velocità indisturbata del fluido che approccia la pala. La pala nella sua vita operativa si muove all'interno del fluido con velocità angolare costante, nel caso specifico è stata utilizzata una velocità pari a 65 rpm (caratteristica della rete elettrica americana che presenta una frequenza della rete pari a 60 Hz) ovvero pari a 6,8068 rad/s. Per simulare tale rotazione il modello fluido è stato posto su un sistema di riferimento rotante con tale velocità angolare costante.

Il programma ha così simulato e risolto equazioni derivanti dalla risoluzione di un modello con un sistema di riferimento non inerziale. Ciò si traduce in un noto fluido vorticoso che approccia la pala con velocità relativa via via crescente man mano che ci si avvicina alla punta della pala fino ad un valore di poco superiore ai 50 m/s (per una velocità indisturbata di 10 m/s).

La pala oggetto della simulazione si compone di tre diversi profili, ovvero dei profili S814, S812 e S813 della serie NREL (National Renewable Energy Laboratory) che presentano un'alta efficienza aerodinamica. La pala è progettata per produrre una potenza di circa 30 kW per una velocità indisturbata del vento di 10 m/s.

Il modello FLUENT della singola pala della turbina eolica prevede l'utilizzo di aria come fluido, aria considerata nelle sue condizioni medie di densità e viscosità

Densità [kg/m ³]	Viscosità [kg/m-s]
1,225	1,7894e-5

Come modello di turbolenza è stato scelto il modello $k - \omega$ SST con *curvature correction*. Tale modello permette di valutare correttamente ed ac-

curatamente sia il moto a parete sia il moto turbolento libero per fluido comprimibili, come appunto l'aria.

Il dominio fluido presenta un sistema di riferimento rotante, per simulare la rotazione della pala all'interno del fluido con velocità angolare costante pari a 6,8068 rad/s. La superficie della pala è stata modellata come parete, ovvero una condizione di *boundary* di *wall*. A tale superficie è stata poi connessa la dinamicità della mesh per poterne simulare la deformazione con un solutore ad elementi finiti FEM del pacchetto ANSYS.

Come solutore del problema fluidodinamico è stato scelto il solutore *Coupled*. Tale solutore presenta maggiore rigidità ma anche robustezza rispetto ad altri solutori di FLUENT come sono il SIMPLE e il SIMPLEC. In particolare il solutore *Coupled* gestisce le equazioni che governano le singole componenti del fluido ovvero le equazioni del momento, di continuità come un sistema di vettori. Per velocizzare la convergenza delle equazioni, problema che si riscontra soprattutto per bassi numeri di Mach con tale sistema, la matrice delle incognite viene preconditionata in modo da ridurne la rigidità numerica delle equazioni ossia la velocità di convergenza della soluzione.

Infine per ottenere valori utili a livello ingegneristico ciascun modello è stato portato a convergenza con discretizzazioni di second'ordine per quanto concerne la pressione, il momento e la turbolenza con tecniche *upwind* (normalmente più rapide) ove possibile. Come limite alla convergenza del modello è stato posto un valore limite per gli RMS (Route Mean Square), ovvero i residui, pari a 1e-5 per ognuna delle variabili in gioco. Per la discretizzazione del tempo è stato impostato come parametro di Courant un valore pari a 20. Tale parametro detto anche CFL (Courant-Friederichs-Levy) definisce il time step con cui il solutore discretizza il tempo nelle equazioni secondo la relazione

$$\delta t = \frac{CFL_{\delta x}}{\lambda_{max}}$$

Ciò determina il valore delle fluttuazioni che si avranno nella soluzione oltre al tempo (in termini di numero di iterazioni) di convergenza per la soluzione stesa. Nelle analisi steady-state si assume che il tempo avanzi di passo in passo (definito dal time step) finchè non si raggiunga una soluzione statica.

Il modello è stato quindi validato confrontando i risultati ottenuti tramite l'analisi CFD con i risultati di analisi parallele con il metodo BEM e con dati sperimentali della ditta produttrice della pala. In particolare l'analisi BEM presenta un'ottima aderenza con i dati sperimentali, presentando un andamento quasi lineare nella regione compresa fra i 5 e i 15 m/s di velocità indisturbata del vento, per quanto concerne la potenza prodotta. Tale spettro

di valori è pari al valore medio operativo in cui andrà ad operare la turbina eolica. Nello specifico per una velocità indisturbata del vento di 10 m/s e per una velocità di rotazione della turbina pari a 65 giri al minuto l'analisi BEM restituisce un valore massimo di potenza prodotta all'albero di 31,5 kW.

Velocità [m/s]	Potenza [kW]
5	2,49
6	5,66
7	10,10
8	15,93
9	23,08
10	30,64
11	38,19
12	45,33
13	51,81
14	57,45
15	62,44

3.4 Risultati modello Fluidodinamico

L'analisi fluidodinamica della pala del rotore eolico AOC 15/50 è stata eseguita generando un dominio rotante e simmetrico rispetto all'asse di rotazione. La velocità di rotazione adottata è stata pari a 6.8068 rad/s, ovvero una velocità di rotazione del rotore pari a 65 rpm. Ciò è stato fatto per poter validare i risultati ottenuti dalla simulazione del modello con dati sperimentali relativi alla pala in oggetto e con un modello BEM della turbina stessa.

Il modello fluidodinamico si compone di una mesh non strutturata tetraedrica (ovvero di poliedri con 4 facce triangolari) di circa 3 milioni e 700 mila celle all'interno dell'intero dominio. Le celle sono di dimensioni via via minori man mano che si avvicinano alla pala per poter descrivere più accuratamente la turbolenza del moto in prossimità della stessa.

Per la validazione del modello sono poi state realizzate una serie di simulazione con differenti velocità di ingresso all'inlet del vento, ottenendo una buona corrispondenza con i dati sperimentali e derivanti dal BEM in possesso, come visibile in figura 3.6. In particolare dalle simulazioni FLUENT per una velocità di inlet di 10 m/s è stata ottenuta una coppia di circa 1448,71 Nm rispetto all'origine del dominio. Questa coppia moltiplicata per la velocità di rotazione della pala (del dominio nel nostro caso) e moltiplicata per le 3 pale che compongono il rotore permettono di ottenere una potenza all'albero

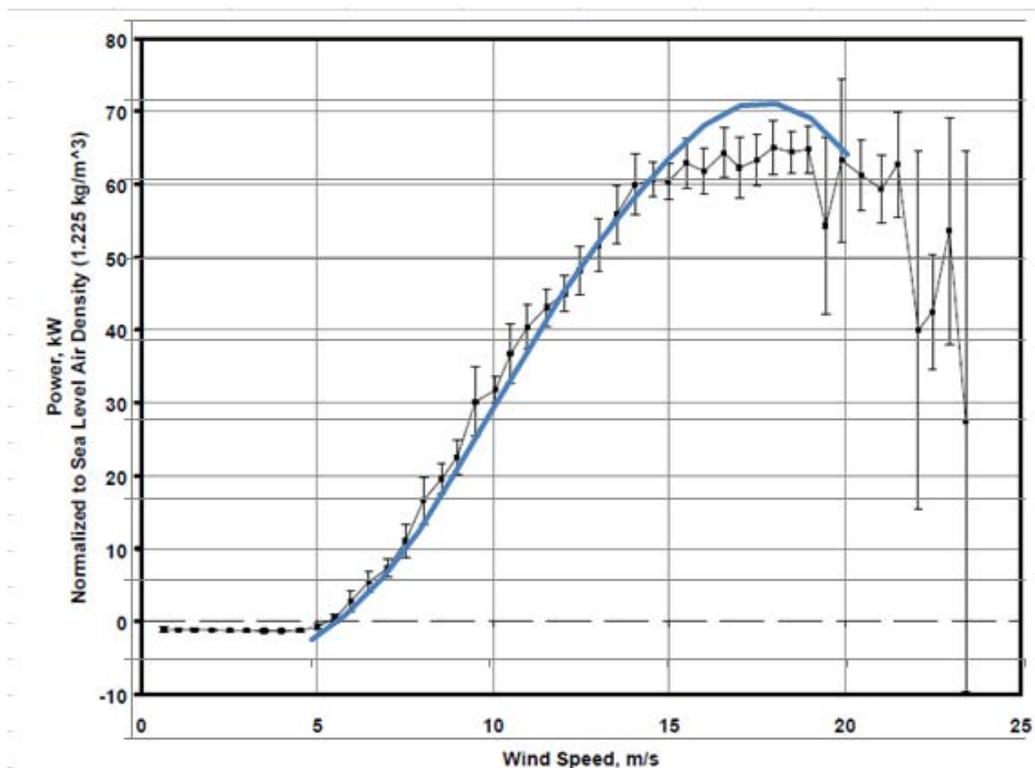


Fig. 3.6: Confronto dati sperimentali - BEM

pari a 29,58 kW contro i circa 30,64 kW ottenuti dal grafico di test e dai dati BEM. Ciò porta ad un errore di valutazione pari a circa il 3,45%, un valore molto contenuto che sottolinea la bontà del modello realizzato, pur nelle sue semplificazioni. Bisogna considerare infatti che rispetto al modello BEM il modello CFD non sottostima le perdite dovute ai vortici in punta alla pala e che in ogni caso il valore è all'interno dell'intervallo di incertezza indicato dai dati sperimentali. Le successive simulazioni ottenute con differenti velocità di ingresso hanno riscontrato una sostanziale conferma circa i dati di potenza prodotta se confrontati con i dati sperimentali e di simulazione BEM in possesso. La curva di potenza visibile in figura 3.7 è infatti quasi sovrapponibile e comunque all'interno dell'incertezza sperimentale indicata.

La potenza non si distribuisce in egual misura sulle diverse sezioni della pala, ma varia lungo la sua lunghezza sia per le diverse dimensioni areolari delle sezioni, sia per la lunghezza della corda dei profili. Oltre a ciò si può notare come la parte più performante in termini di produzione di potenza sia la parte centrale della pala, dove il moto fluido è meno disturbato da effetti

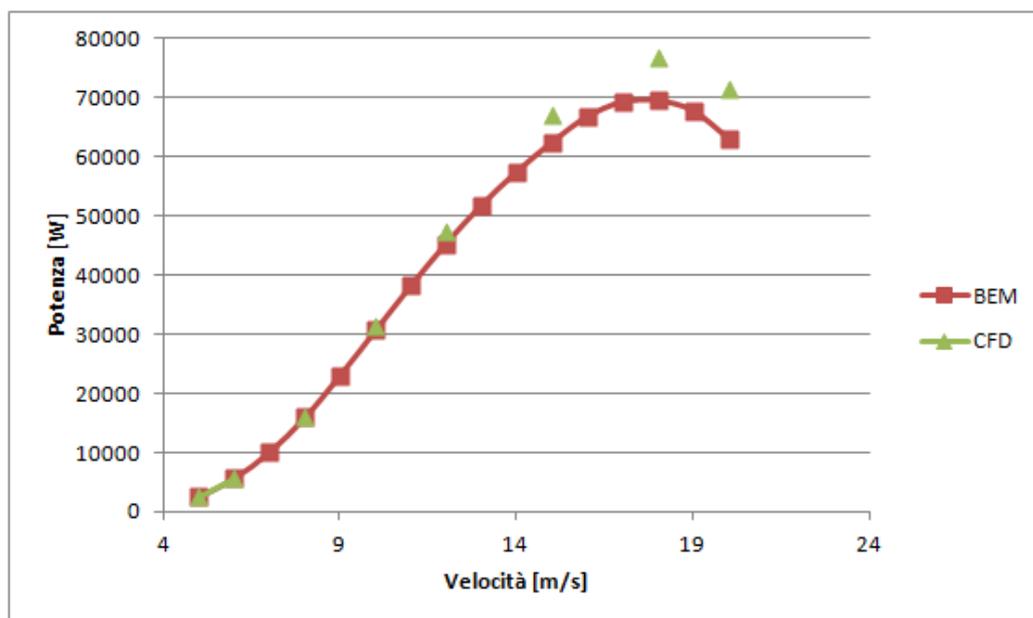


Fig. 3.7: Confronto dati di potenza BEM - CFD

di bordo. Si nota infatti che la potenza aumenti via via, e rimanga costante verso gli ultimi stadi pur diminuendo l'area dei singoli settori di riferimento. Non tutti i settori indicati infatti presentano la medesima superficie palare.

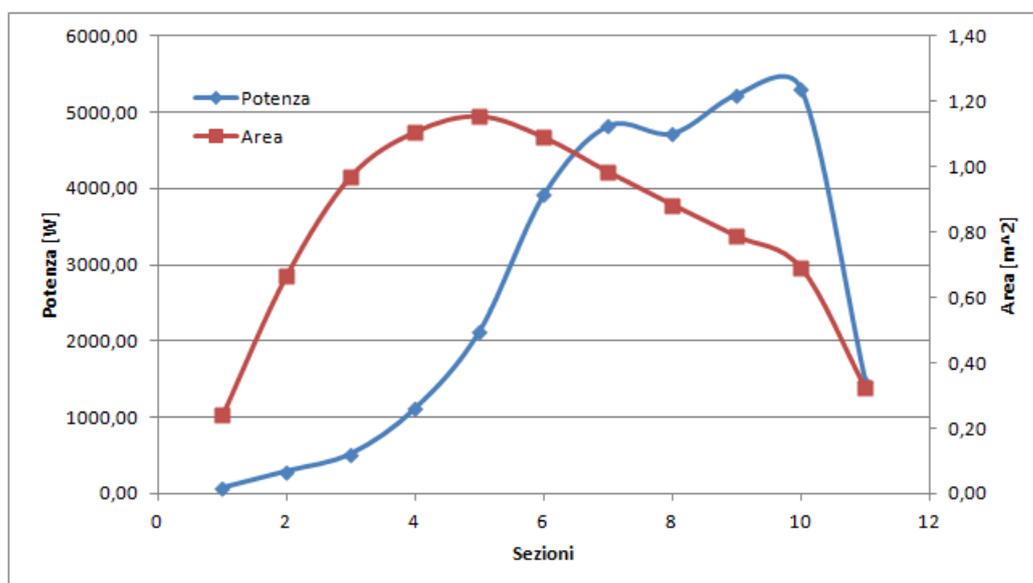


Fig. 3.8: Potenza e area delle diverse sezioni della pala

Le porzioni meno efficienti sono invece quelle relative alla radice della pala come si vede in figura 3.8, che ricordiamo è stata modellata in modo approssimativo e sommario con un semplice profilo aerodinamico non ottimizzato e la regione di punta. In particolare in quest'ultima si ha un netto calo della potenza, dovuto principalmente alle perdite dovute agli effetti di bordo.

Sezione	Potenza [W]	Area [m^2]
sez. 1	70,96	0,24
sez. 2	289,12	0,67
sez. 3	518,19	0,97
sez. 4	1114,04	1,11
sez. 5	2126,65	1,15
sez. 6	3913,35	1,09
sez. 7	4813,85	0,98
sez. 8	4713,45	0,88
sez. 9	5224,26	0,79
sez. 10	5300,75	0,69
sez. 11	1457,87	0,32

In tale zona infatti il moto fluido è fortemente disturbato, con la formazione di vortici, cambi repentini di velocità ecc che inevitabilmente riducono l'efficienza del profilo, ben visibili in figura 3.9.

Tale regione viene infatti corretta da un punto di vista fluidodinamico con la realizzazione di una protuberanza incurvata, detta *winglet*, che migliora il flusso nella zona della tip della pala portando ad un inevitabile miglioramento prestazionale della turbina stessa. Per non appesantire troppo la simulazione e soprattutto in mancanza di una geometria corretta di una *winglet* da applicare si è preferito non simulare questo componente nel presente lavoro.

Dall'analisi dei grafici del coefficiente di pressione c_p valutato per diverse sezioni alari nelle sue diverse altezze all'interno del fluido è facile individuare quelle zone che sono in grado di garantire una maggiore differenza di pressione fra le superfici. Ciò garantisce una maggiore coppia e quindi una maggior potenza prodotta dalla sezione. Tali grafici presentano forme e dimensioni diverse fra loro che permettono di valutarne l'impatto della specifica zona interessata all'intero processo di produzione di energia.

In particolare una forma poco simmetrica genererà dei carichi non bilanciati, ovvero una coppia che permetterà la produzione di energia all'albero. A differenza dei grafici tipici dei profili alari da questi grafici si evince che l'obiettivo primo non è la produzione di portanza da parte del profilo, quando

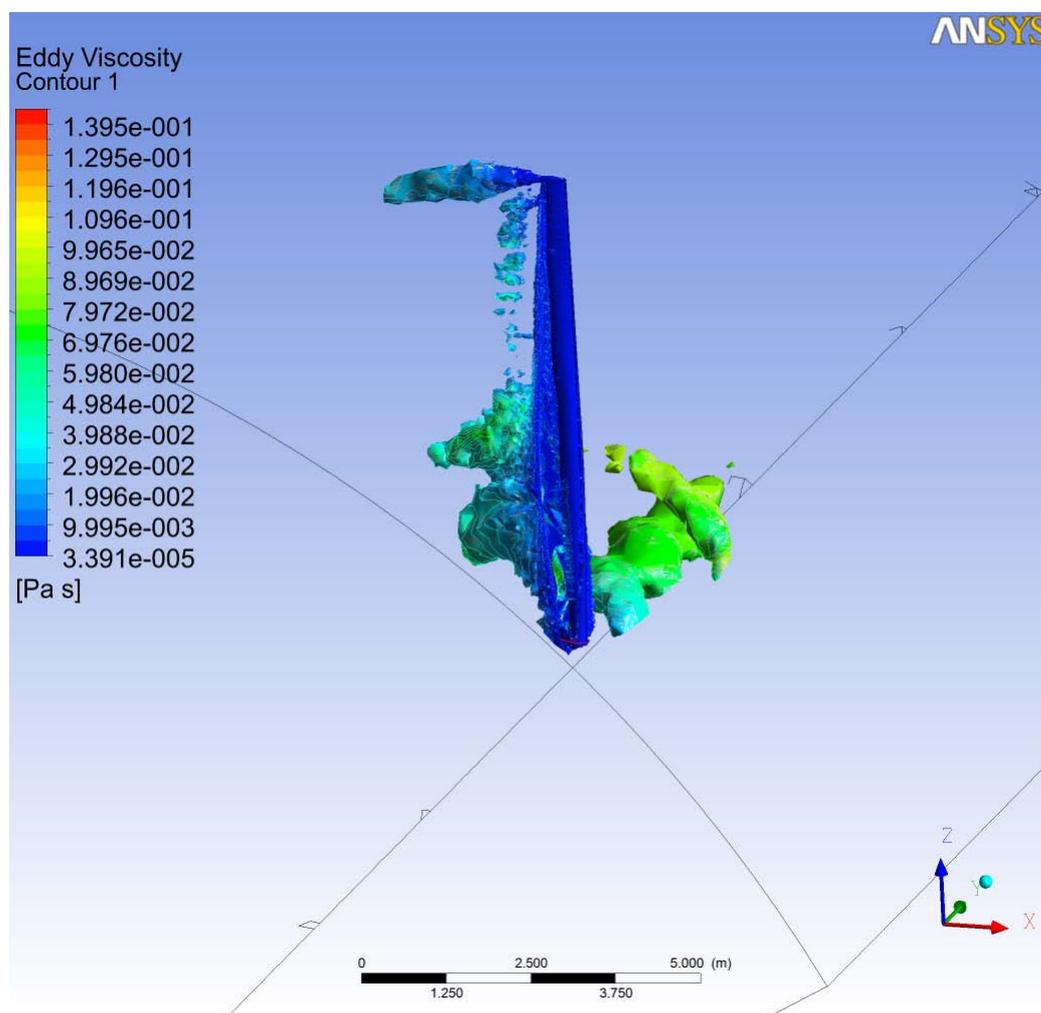
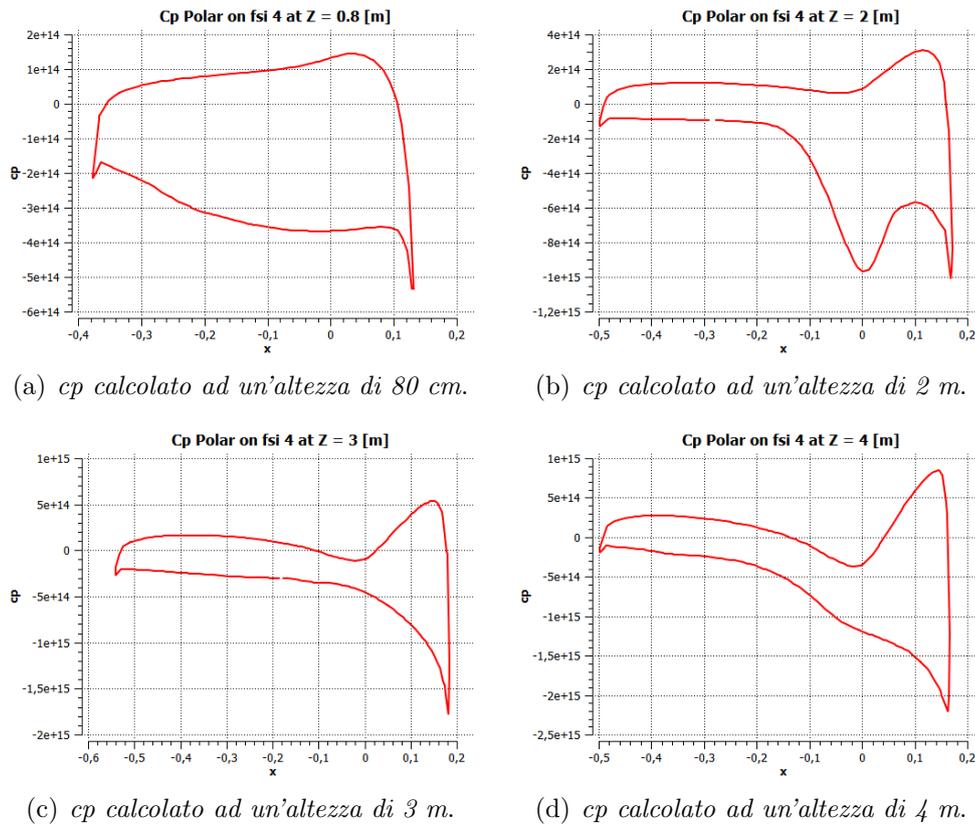


Fig. 3.9: Formazione di vortici in coda e in punta alla pala

di una forza non equilibrata che mantenga in rotazione la struttura.

Procedendo dalle sezioni più prossime alla radice della pala si nota come la differenza di pressione fra le due facce sia sostanzialmente simmetrica, ovvero tali regioni della pala, come già anticipato precedentemente non sono in grado di produrre grandi porzioni di coppia.

Man mano che si cresce di quota (ovvero che ci si avvicina) alla regioni di punta della pala i profili acquistano forme sempre più asimmetriche e spostate verso destra. Il salto di pressione che si può vedere ha luogo nel bordo di coda del profilo della pala. Da notare anche la formazione di un distacco di vena nella sezione posta a 2 m dall'origine del sistema di riferimento, indicato



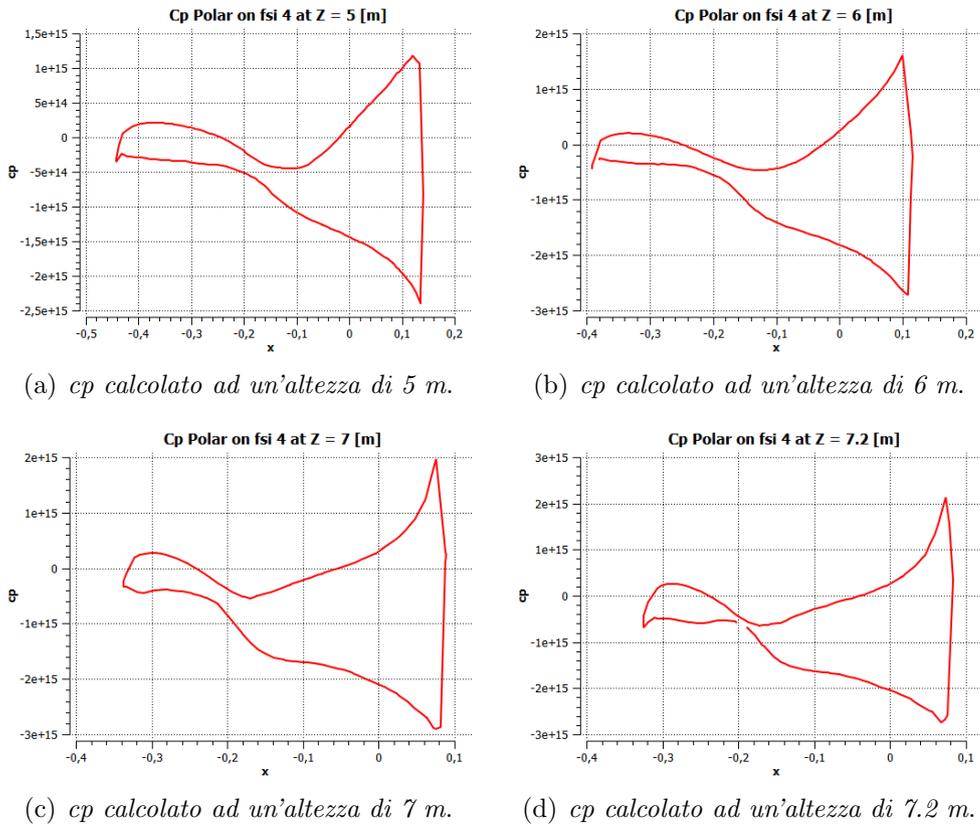
(a) c_p calcolato ad un'altezza di 80 cm.

(b) c_p calcolato ad un'altezza di 2 m.

(c) c_p calcolato ad un'altezza di 3 m.

(d) c_p calcolato ad un'altezza di 4 m.

Fig. 3.10: Diagrammi polari del c_p

Fig. 3.11: Diagrammi polari del C_p

dalla rientranza curva nella posizione prossima al TE.

Man mano che ci si avvicina alla punta della pala il profilo di pressione verrà sempre più sporcato, ovvero la regione sarà via via meno efficiente nel convertire l'energia del flusso fluido in coppia meccanica. Lo si nota ad esempio dall'andamento irregolare dei profili con ondulazioni, picchi ed ampie insenature. Ciò è dovuto sostanzialmente dalla formazione di vortici o di moti turbolenti in generale di alta intensità come si verificano solitamente in queste zone.

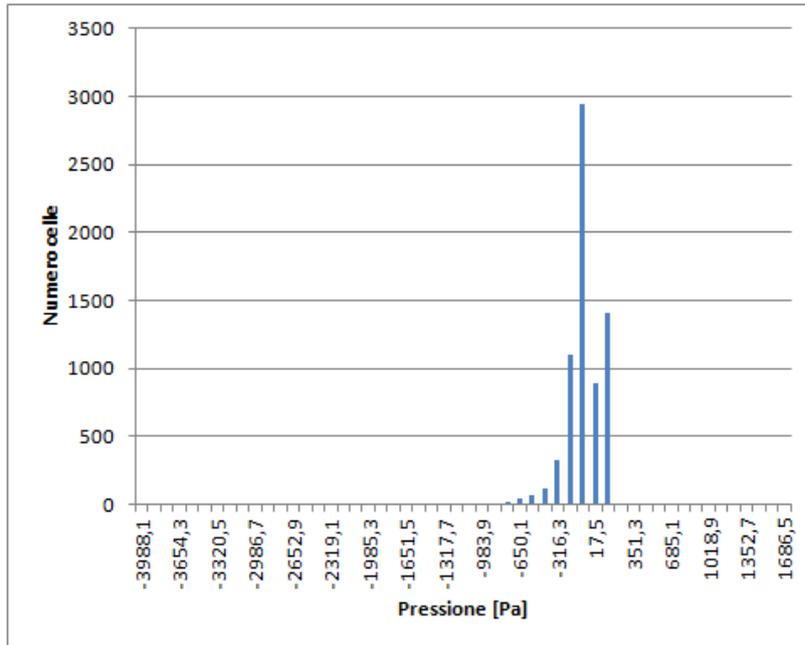


Fig. 3.12: Distribuzione della pressione a parete delle celle alla radice

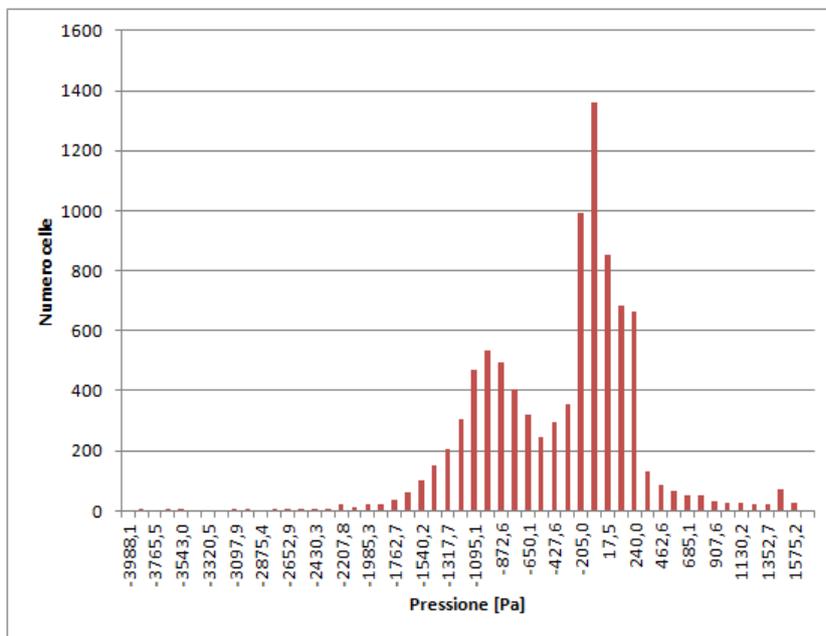


Fig. 3.13: Distribuzione della pressione a parete delle celle in punta

Capitolo 4

Modello e validazione lato strutturale

In questo capitolo verrà presentato il modello FEM realizzato per la simulazione del rotore eolico dal punto di vista strutturale. In particolare si presenterà il modello realizzato, la sua struttura composita, le condizioni al contorno imposte e il raffronto fra i risultati ottenuti col presente modello e con quelli ottenuti dai laboratori SANDIA.

Infine si evidenzieranno le differenze fra i due modelli. La validazione dei risultati ottenuta è infatti ibrida. Ovvero il modello realizzato differisce leggermente da quello presente nel report SANDIA che qui di seguito verrà presentato, ciò nonostante si è fatto in modo di validare la bontà generale dell'ambiente FEM con un raffronto diretto con i risultati presenti nel report.

4.1 Modello Sandia

I Sandia National Laboratories (oggi facenti parte del gruppo Lockheed Martin) sono i principali laboratori di ricerca del Dipartimento dell'Energia statunitense. Nati originariamente per testare gli armamenti atomici ad oggi il loro obiettivo principe è quello di condurre test sui sistemi di produzione di energia nucleare e di energia dell'ambiente. Dispongono sia di potenti mezzi informatici, tra cui il super computer ASCI Red, uno dei più potenti al mondo, sia di infrastrutture e logistica adatti ai test. I ricercatori di questi laboratori nel 2001 hanno eseguito un report FEM completo sulla turbina eolica AOC 15/50 pubblicato secondo il numero SAND2001-1441. Il report espone dettagliatamente (solo però per particolari aspetti) la struttura della pala eolica e le verifiche a cui è stata sottoposta. Il presente lavoro utilizza il suddetto report per la validazione dei dati FEM ottenuti.

Lo scopo principale di questo report era quello di ottenere e progettare una pala di turbina eolica della Atlantic Orient Corporation (AOC) 15/50 con materiali compositi, anzichè con materiali lignei come nella sua configurazione precedente, per conferirgli migliori performance energetiche a parità di comportamento strutturale.

In particolare per la pala del rotore eolico è proposta una struttura in fibra di vetro rinforzato (GRP, glass-reinforced polyester) per sostituire la precedente configurazione di laminati di legno rinforzati con resina epossidica. Nel report pertanto si eseguono analisi statiche in direzione tangenziale, assiale e longitudinale per valutarne lo spostamento totale in punta. Oltre a queste sono state eseguite analisi modali, per valutare le frequenze principali della struttura e quindi il suo comportamento dinamico. Infine sono state eseguite simulazioni per carichi prossimi alle situazioni a regime ed estreme a cui la pala della turbina potrebbe essere sottoposta durante la sua vita operativa.

La turbina eolica si compone quindi di tre pali poste simmetricamente a 120 gradi l'una dall'altra della lunghezza ciascuna di circa 7,20 metri. Ciò impone quindi un diametro del rotore pari a circa 15 metri per una turbina posta solitamente su una torre alta circa 24 metri. Il raccordo di attacco fra la radice e il rotore della turbina presenta una forma ovoidale aerodinamica classica e non viene trattato nel report poichè poco incidente sui risultati da analizzare.

La pala si compone della serie di 3 diverse tipologie di profili, classificati dai laboratori NREL (National Renewable Energy Laboratory) americani dedicati esclusivamente alla ricerca e sviluppo delle energie rinnovabili ed efficienza energetica. Fondati nel 1974 ed operativi dal 1977 i laboratori NREL hanno sviluppato negli anni molti profili aerodinamici tutt'oggi adottati nella maggior parte delle turbine eoliche commerciali. In particolare la pala eolica in esame utilizza i profili SERI821, SERI819 e SERI820 partendo dalla radice per arrivare alla punta, rispettivamente. Tali profili non presentano corde uguali fra loro ma presentano un rigonfiamento centrale seguendo una curva poliforme dalla radice alla punta; i profili presentano corde di lunghezza variabile comprese fra un minimo di 43 cm fino ad un massimo di circa 81 cm.

La pala dal punto di vista strutturale presenta una struttura composita variabile in lunghezza e larghezza, caratterizzata da un rinforzo centrale. In particolare per l'80% della sua lunghezza la pala è attraversata da una *spar* (anima di rinforzo) posta a circa 1/3 della corda, più vicina al bordo di attacco, che la irrigidisce per carichi di tipo flessionale. Attorno al bordo di attacco della *spar* con i profili si sviluppa sulla pelle della pala stessa

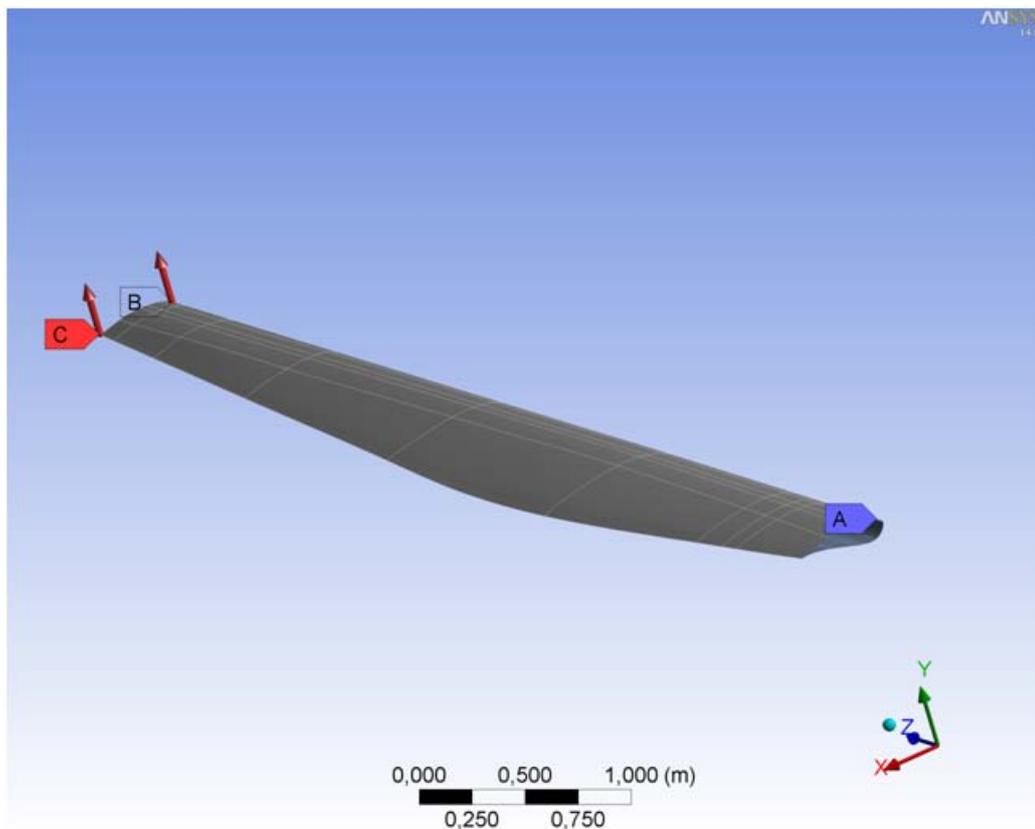


Fig. 4.1: Modello FEM della pala di tipo SANDIA

una serie di rinforzi maggiori e via via scemanti man mano che ci si sposta verso il bordo di attacco o di coda. E' possibile quindi individuare 3 zone longitudinali diverse, che spazialmente si dispongono secondo lo schema

- bordo di attacco (Leading Edge)
- Spar Cap
- Spar Flange con Spar centrale
- Spar Cap
- bordo di coda (Trailing edge)

Da un punto di vista prettamente strutturale il bordo di uscita ha scarsa incidenza essendo per lo più composta da un materiale con rinforzo in legno di Balsa che grazie alla sua struttura alveolare molto spiccata è caratterizzato dall'aver una forte resistenza alla compressione (e quindi indeformabile)

Componente	Layup	Spessore [cm]
Root	$[\pm 45/0_6/ \pm 45/0_6/ + 45]_s$	1,57
	$[\pm 45/0_5/ \pm 45/0_5/ + 45]_s$	1,35
	$[\pm 45/0_4/ \pm 45/0_4/ + 45]_s$	1,12
Spar Cap	$[\pm 45/0_4/ \pm 45/0_4/ + 45]_s$	1,12
	$[\pm 45/0_3/ \pm 45/0_3/ + 45]_s$	0,89
	$[\pm 45/0_2/ \pm 45/0_2/ + 45]_s$	0,66
	$[\pm 45/0/ \pm 45/0/ + 45]_s$	0,43
Leading Edge	$[\pm 45/0_2/ \pm 45]_s$	0,39
	$[\pm 45/0/ \pm 45]_s$	0,28
Trailing Edge	$[\pm 45/0/ Balsa/0/ \pm 45]$	1,15
	$[\pm 45/0]_s$	0,20
Spar web	$[\pm 45/0_2/ \pm 45]_s$	0,40
Spar Flange	$[\pm 45/0_2/ \pm 45]_s$	0,40

nella sua forma in seguito a carichi aerodinamici) ma soprattutto per il fatto di essere il legno più leggero in natura. Esso è infatti utilizzato soprattutto nell'ambito dell'aeromodellismo. Tale regione di coda quindi presenta esclusivamente una valenza aerodinamica e strutturalmente trascurabile. Il suo scopo è quello di garantire una forma stabile dei profili, garantendo un regolare deflusso aerodinamico, senza appesantire troppo la struttura. In particolare è stato adottato per minimizzare la probabilità di verificarsi di *buckling* secondario sulla superficie della pala.

Come materiali sono stati utilizzati il DB120 e l' A130 secondo schemi di impacchettamento ripetuti. Il materiale A130 (detto anche VECTRA) è una fibra di polimeri a cristalli liquidi (LCP) rinforzata al 30% da fibre di vetro. E' caratterizzata da buone proprietà strutturale e da una facile lavorabilità, è possibile infatti utilizzare processi ad iniezione in stampi anche ad alte velocità di lavorazione. Tali fibre rientrano in ogni impacchettamento composito con inclinazione nulla delle fibre lungo la direzione dell'asse della pala. Analogamente il DB120 è formato da lamine di fibre di vetro-E immerse in una matrice polimerica. A differenza del precedente le fibre del DB120 sono poste a 45 gradi rispetto alla direzione dell'asse della pala.

La composizione generale del composito risulta ricorsiva nella sua composizione lungo l'intera pala secondo uno schema ricorsivo che ritorna e si ripete. In particolare i vari layup sono visibili nella tabella.

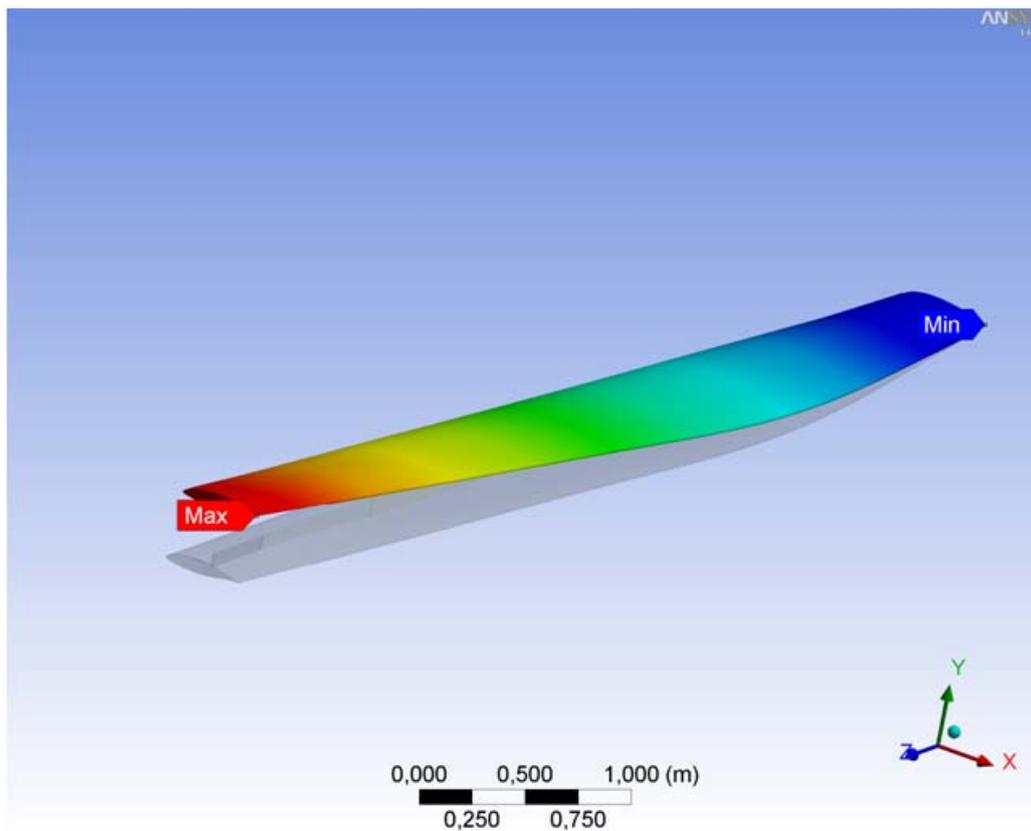


Fig. 4.2: Analisi del modello FEM SANDIA

Il modello si caratterizza di un mesh ad elementi piastra, elementi piani a 4 nodi i cui nodi presentano 5 g.d.l. Tali elementi detti SHELL99 e SHELL91 sono stati poi vincolati nel modello con un incastro lungo i nodi della radice di attacco della pala all'hub della turbina. Successivamente sono state eseguite analisi di carico statico, modali e di buckling.

4.2 Analisi strutturali

Per l'analisi strutturale della pala del rotore eolico AOC 15/50 è stato creato un modello CAD con il programma SolidWorks. Il modello strutturale è stato poi completato con la definizione del materiale e delle sue proprietà oltre alle condizioni al contorno opportune. Tale modello è stato quindi utilizzato per eseguire analisi di tipo transient, quindi variabili nel tempo, analisi steady state, ovvero statiche ed infine analisi modali per meglio comprendere il comportamento strutturale della pala. Ciò è stato fatto per poter valutare quali

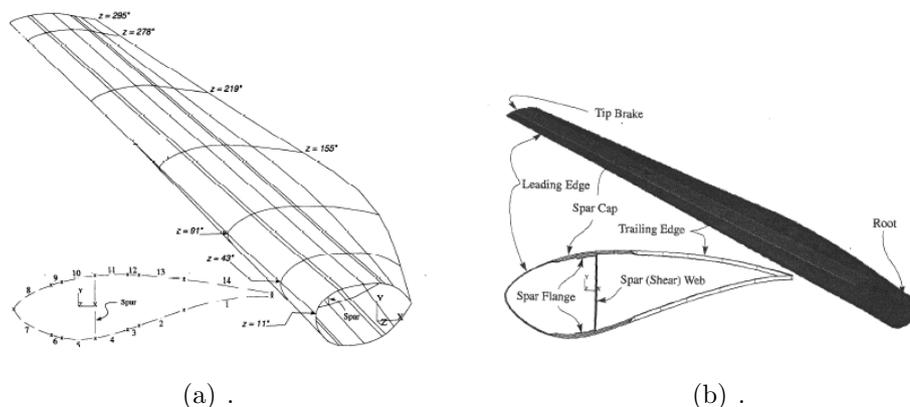


Fig. 4.3: Modello SANDIA in profilo e sezione

potessero essere le deformazioni e i carichi più rilevanti tali da interagire con la dinamica propria della pala della turbina eolica.

La pala della turbina in oggetto presenta una struttura articolata con materiali compositi, caratterizzati da un'anima interna (*spar*) e da diversi spessori nelle diverse posizioni della pala. In particolare il modello strutturale composito presenta uno spessore, e quindi numero di stratificazioni, via via decrescente man mano che ci si avvicina alla punta del modello. Ciò è dovuto per conferire snellezza e leggerezza alla pala della turbina in modo da renderla più performante fluidodinamicamente, senza al tempo stesso renderla poco resistente alle sollecitazioni esterne date dal fluido.

In particolare la struttura del composito che compone la pala si caratterizza per diversi impacchettamenti di materiali quali il DB120 e l' A130 oltre al legno di balsa e all'alluminio.

Proprietà	A130	DB120	Balsa	Alluminio
E_x [GPa]	31,7	26,2	0,187	24,1
E_y [GPa]	7,58	6,55	0,061	24,1
E_z [GPa]	7,58	6,55	4,07	24,1
ν_{xy}	0,32	0,39	0,67	0,30
ν_{yz}	0,32	0,35	0,01	0,30
ν_{xz}	0,32	0,32	0,02	0,30
G_{xy} [GPa]	3,45	4,14	0,0203	9,28
G_{yz} [GPa]	3,10	3,72	0,150	9,28
G_{xz} [GPa]	3,10	3,72	0,220	9,28
ρ [g/cm ³]	1,714	1,714	0,153	2,062
t [mm]	0,571	0,203	9,53	19,1

I materiali A130 e DB120 sono caratterizzati da una forte anisotropia, per cui il loro impacchettamento secondo schemi e procedure opportune permette di ottenere materiali compositi dal comportamento e dalla rigidità voluta secondo le direzioni scelte in fase di progettazione. Ciò permette quindi di ottimizzare lo spessore, l'uso del materiale, la massa totale della struttura e la sua resistenza ai carichi operativi. In particolare si nota come essi compaiano sempre con medesimo spessore in ogni struttura composita e come il DB120 si posto sempre con fibre poste a 45 gradi rispetto all'asse di riferimento dato dalla direzionalità delle fibre che compongono il materiale A130.

La struttura nella sua composizione si divide quindi in tre regioni principali, la regione di attacco (del *Leading Edge*), la regione della spar (anima centrale di rinforzo) e la regione della coda (*Trailing Edge*).

La regione di attacco si suddivide in due sole regioni, la prima più vicina all'attacco all'*hub* della pala si caratterizza per un numero maggiore di strati rispetto alla regione più distante.

La regione della spar si caratterizza per 4 suddivisioni lungo l'asse della pala man mano che ci si muove dalla radice alla punta (*tip*) della stessa e di 3 regioni parallele all'asse. Analogamente alle regioni limitrofe le regioni più distanti dall'*hub* presentano un numero inferiore di stratificazioni del composto composito, mentre parallelamente all'asse si individuano 3 regioni con diverso irrigidimento. La regione centrale presenta uno spessore, e quindi una rigidità, maggiore rispetto alla due ad essa adiacenti che sono simmetriche fra loro, come si vede in figura 4.4.

La regione di coda presenta invece una netta predominanza dell'uso di una stratificazione con anima in balsa, che ha una scarsa valenza strutturale contrapposta alla sua valenza fluidodinamica. Ovvero la maggior parte dei

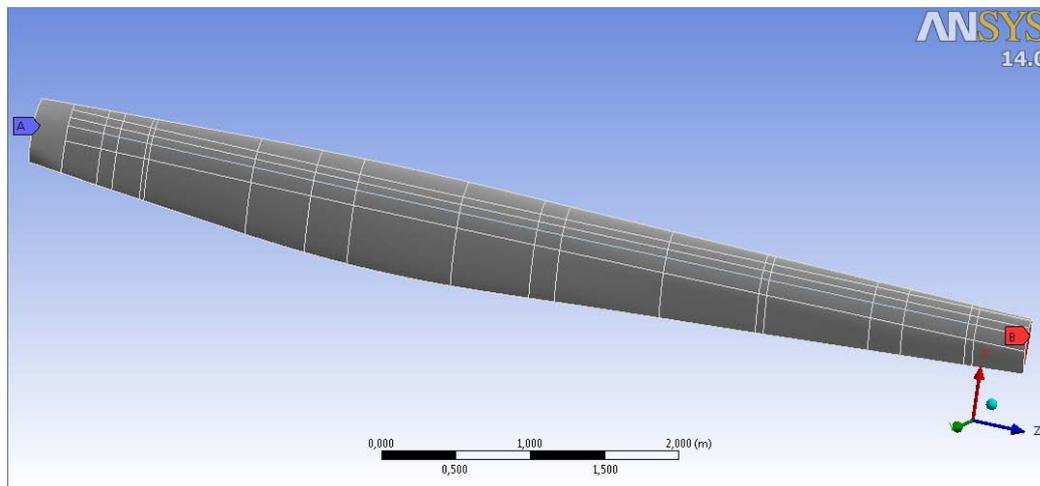


Fig. 4.4: Modello FEM della pala con le diverse suddivisioni del materiale

carichi, o meglio la loro quasi totalità viene assorbita dalla regione centrale e in parte dal bordo di attacco della pala. La balsa ha infatti il solo scopo di conferire leggerezza alla struttura e la corretta dimensionalità ai profili della pala al fine di garantire il corretto moto fluidodinamico sulla sua superficie. Infine la regione di punta della pala è composta da un profilo in alluminio dello spessore di 19 mm che garantisce la corretta rigidità, impedendo la deformazione del profilo stesso che causerebbe un netto deperimento delle performance prestazionali della turbina.

Da un punto di vista analitico tale modello è stato quindi sottoposto ad analisi modali, transient e statiche per comprenderne il comportamento a regime e le frequenze proprie della struttura.

Per tutti i modelli è stata creata una mesh di elementi piastra a 4 nodi. Tali elementi, detti SHELL181 in ambiente ANSYS strutturale presentano 5 gradi di libertà per ogni nodo, pertanto non supportano solo eventuali momenti agenti ortogonalmente alla superficie degli stessi. La mesh si compone di elementi di circa 8 mm di lato, e in totale conta circa 250 mila elementi per ambo le facce, anima centrale di rinforzo compresa.

Nell'analisi non sono state considerati e simulati eventuali fenomeni di contatto, che in ragione anche delle ridotte deformazioni totali subite non sono da considerarsi come fenomeni plausibili o verificabili. Il modello dell'impacchettamento composito è stato quindi posto in ogni regione della mesh prestando attenzione a far sì che il composito si dispiegasse dalla regione della mesh verso l'interno del modello, al fine di rendere inalterata la reale dimensione dei profili della pala lungo la sua lunghezza. Ciò ha fatto sì che i

momenti d'inerzia di ciascun profilo non fossero alterati in eccesso, andando ad inficiare l'intera simulazione FEM. A parità di struttura e condizioni al contorno infatti, strutture che presentano diametri e quindi momenti d'inerzia maggiori presentano anche deformazioni e frecce inferiori.

Il modello è stato poi vincolato alla regione di attacco all'hub imponendo

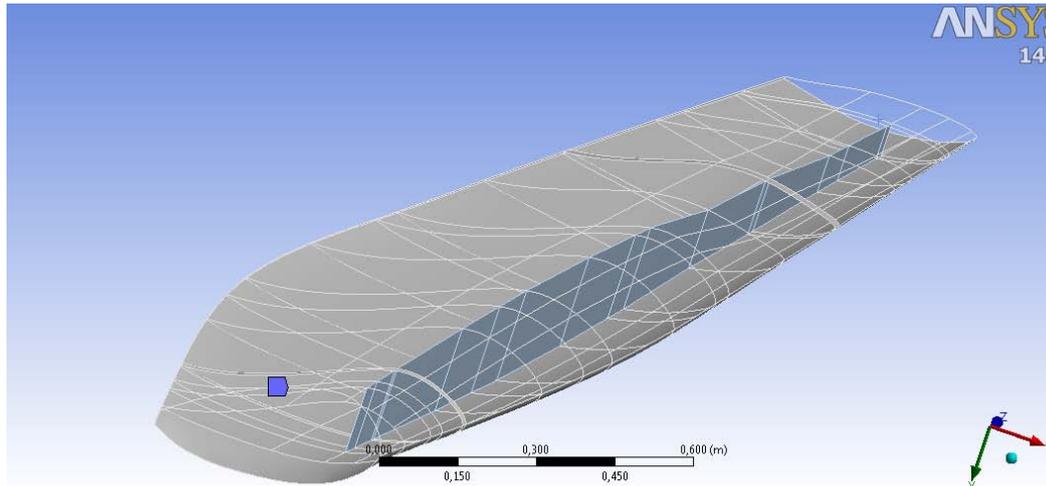


Fig. 4.5: Spaccato della pala con spar centrale di rinforzo

una condizione di vincolo ai nodi lungo il bordo della radice del modello ed è infine stata inserita una condizione di velocità rotazione costante. Tale velocità è stata introdotta per valutare i carichi inerziali dovuti al movimento della pala all'interno del fluido. La velocità imposta è stata diretta lungo l'asse delle ordinate del modello, e con intensità pari a $6,8068 \text{ rad/s}$. Per ogni modello è stato quindi abilitato fra le opzioni del solutore la valutazione dei carichi inerziali (forze di centripete e di coriolis) per meglio descrivere la dinamica del problema.

4.3 Modello FEM sandia confronto

Per la validazione del modello FEM realizzato è stato necessario confrontare i risultati ottenuti con il nostro modello con quelli presentati nel report SANDIA, SAND2001-1441. Per farlo si è reso quindi necessario modificare la geometria della pala riportandola alla geometria originale a cui il report fa riferimento.

Ovvero la pala è stata modellata utilizzando i profili SERI819-820-821, con profilo di attacco rettilineo e con profili privi di *twist* lungo la corda. La successione di tali profili lungo l'asse della pala porta ad avere il profilo S821

per metà della sua lunghezza, a partire dalla radice, quindi segue il profilo S819 dal 50% al 80% della sua lunghezza per finire con il profilo S820.

La pala è stata quindi modellata con un modello FEM, elementi bidimensionali piani di tipo *shell*, con materiale composito composta da diverse stratificazioni di diverso materiale ortotropo.

Per il confronto con le analisi presenti nel report SANDIA sono state eseguite simulazioni di natura statica, con carichi in punta di diversa intensità e direzione.

In particolare è stata eseguita la prima prova di carico, con una forza di 4448 N totali (pari a 1000 lb nel sistema di misura imperiale a cui fa riferimento il report) in direzione cosiddetta *flapwise*. Tale forza agisce perpendicolarmente alla direzione assiale della pala imponendo quindi una deformazione flessione alla pala stessa (essendo il modello realizzato del tutto assimilabile ad un modello di trave incastrata ad una estremità).

Dall'analisi dello spostamento massimo in punta si nota come quello ottenuto nel nostro modello sia pari a 58,37 cm, ovvero con una differenza pari a solo il 3,5% rispetto a quanto ottenuto nel modello SANDIA, pari a 56,38 cm.

Tale differenza, perfettamente nei limiti dell'incertezza del modello, è imputabile esclusivamente a diversi fattori. In primis la grossolanità della mesh utilizzata nel report in oggetto, dovuta forse alla scarsità di risorse di memoria di quegli anni (il report risale infatti agli inizi degli anni 2000). In questi 10 anni l'industria di computer ha fatto passi da gigante, e parallelamente ad essa anche quella dei software di calcolo FEM portando alla realizzazione di macchine e programmi sempre più performanti.

Oltre a questo l'incertezza è dovuta anche all'incertezza stessa del modello, poichè dove non diversamente e correttamente descritto dal report SANDIA alcune misure e geometrie sono state prese con un discreto livello di accuratezza.

La seconda prova che è stata eseguita è relativa ad un carico sempre di 4448 N totali, ripartiti su due carichi nodali da 2224 N ciascuno, in direzione perpendicolare si all'asse della pala ma parallelo alla corda dei profili che la compongono, in direzione cosiddetta *edgewise*.

Con questa prova si sono ottenuti risultati più prossimi, ottenendo uno spostamento in punta di 12,34 cm contro i 12,70 cm del report ottenendo così un'incertezza di circa il 2,8%.

Ciò è giustificabile dal fatto che tale prova risenta meno della geometria della trave nella sua lunghezza poichè tale deformazione risente maggiormente

di quelle che sono le proprietà geometriche della trave nella sua sezione.

Prima di analizzare i risultati dell'analisi modale è importante notare come la pala reagisca non simmetricamente a carichi invece simmetrici. Ciò è dovuto alla sua conformazione geometrica, tendenzialmente convessa una superficie, tendenzialmente concava la superficie opposta. Ciò unita alla non linearità ed isotropia di risposta dei materiali di cui è fatta fa sì che la deformazione in seguito ad un carico perpendicolare al suo asse che subiscono il bordo di attacco e il bordo di coda siano leggermente differenti come ben evidenzia il grafico. Per un carico di punta di 4448 N si ottengono infatti i seguenti spostamenti lungo la direzione y per i due bordi.

Posizione x [m]	Spostamento y TE [m]	Spostamento y LE [m]
0,778	0,025	0,026
0,893	0,095	0,093
1,097	0,164	0,160
2,321	0,234	0,226
3,953	0,304	0,293
5,585	0,374	0,360
6,630	0,443	0,427
7,089	0,513	0,494
7,523	0,583	0,560

Per cui anche inseguito ad un carico in direzione y la pala subirà una leggera, e dipendente dalla intensità della forza normale, rotazione dei propri profili.

Si nota inoltre come la resistenza al momento flettente della struttura via via diminuisca man mano che ci si muove verso la punta della pala della turbina. Ciò è dovuto ad un duplice effetto. Dalla definizione di resistenza flessionale infatti

$$\frac{M}{d\theta/dz} = EI$$

si nota come essa sia direttamente proporzionale al modulo elastico E del materiale utilizzato e dal momento d'inerzia I delle sezione della struttura.

Nel caso in questione man mano che ci si avvicina alla *tip* della pala abbiamo una sempre minore quantità e stratificazione di materiale composito, ergo una diminuzione del modulo elastico, e anche una diminuzione del momento d'inerzia poichè minori, sia in termini di corda sia di spessori, sono gli ultimi profili che la compongono rispetto ai profili posti verso la radice di attacco alla *hub*.

Da un punto di vista modale il modello qui realizzato rispecchia quasi pedissequamente i valori riscontrati nel report SANDIA, ciò non deve sorprendere poichè l'individuazione dei modi di vibrare e le frequenze ad essi connesse dipendono molto dalla distribuzione delle masse piuttosto che dalla geometria stretta o dalla sensibilità della mesh. Poichè si è utilizzato lo stesso schema e sequenza per quanto concerne la conformazione del materiale di costruzione della struttura non si sono riscontrati differenze di sorta.

Modo	Tipologia	Frequenza [Hz]
1	Flessionale y	3.7
2	Flessionale x	7.4
3	Flessionale y	13.8
4	Flessionale y	30.2
5	Misto	33.6

4.4 Risultati modello FEM pala attuale

Validato il modello FEM con la geometria del report SANDIA è stata utilizzato lo stesso schema costruttivo del materiale composito e le stesse condizioni al contorno per verificare il comportamento strutturale della pala AOC 15/50 con l'odierna sequenza di profili che la compongono.

I profili utilizzato oggi sono infatti i profili SERI 814-812-813, che hanno una maggiore efficienza aerodinamica ma anche un momento inerziale areolare inferiore rispetto a quelli originali, come si può vedere in figura 4.6. Ciò rende, come vedremo dalle simulazioni effettuate, la struttura più cedevole rispetto alla struttura originale, pur mantenendo inalterata la struttura e lo schema del materiale composito di cui è composta.

Dall'analisi in direzione *flapwise*, ovvero carico normale all'asse della pala e alla corda dei profili, si ottiene per un carico di 4448 N una deformazione in punta di circa 105,4 cm. Come si può notare la deformazione è pari a circa il doppio della deformazione che si ottiene con la geometria precedente. Ciò è da imputarsi esclusivamente alla differente sezione che caratterizza la pala in tutta la sua lunghezza, che porta ad avere la stessa una inferiore momento d'inerzia I , e dunque una inferiore rigidità flessionale.

Per carichi invece paralleli alla direzione della corda dei profili di cui è composta, direzione *edgewise* in inglese, pari a 4448 N (1000 lb. del sistema imperiale a cui fa riferimento il report SANDIA) corrisponde una defor-

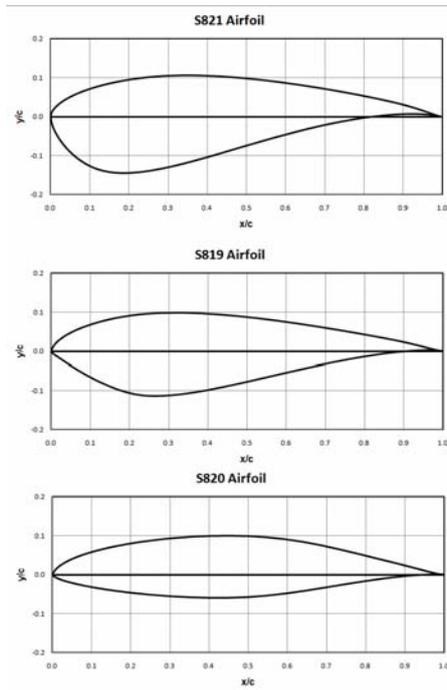
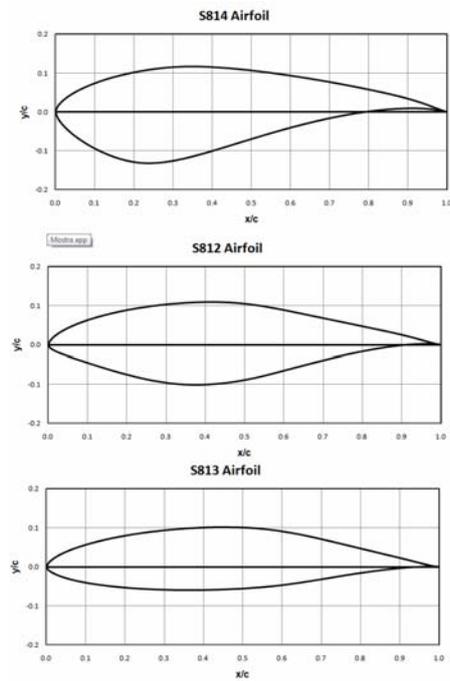
(a) *Profili vecchia serie.*(b) *Profili nuova serie.*

Fig. 4.6: Profili NREL utilizzati

mazione di 22,2 cm, sempre maggiore della geometria originale ma di entità inferiore rispetto alla precedente, come di può vedere in figura 4.7.

Ciò è da imputarsi al fatto che tale prova risulta essere meno sensibile al momento d'inerzia e più sensibile allo spessore dello stesso, ovvero alla lunghezza della corda di ciascun profilo. In questo caso poichè non è stata modificata in alcun modo, la differenza diventa di gran lunga inferiore rispetto alla direzione *flapwise*

Analizzando le deformazioni lungo il bordo di attacco e lungo il bordo di

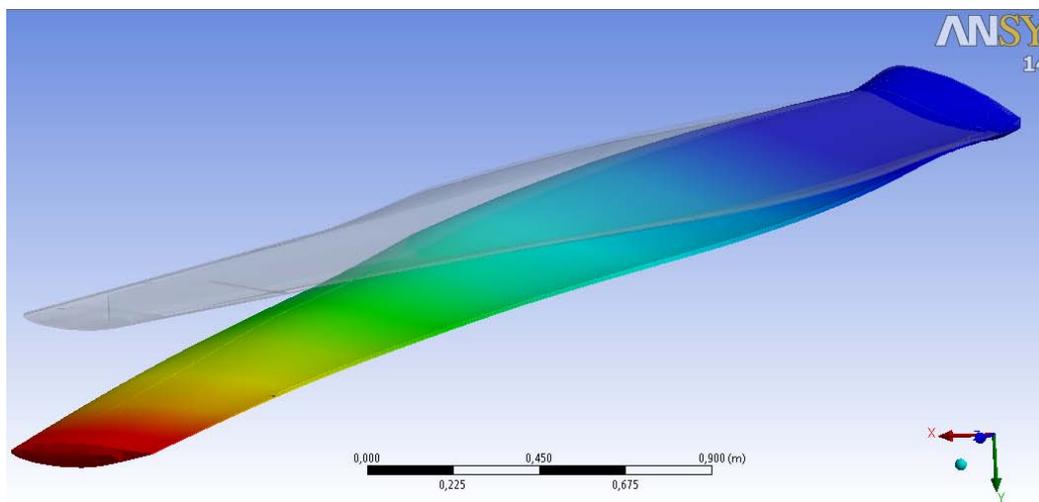


Fig. 4.7: Deformazione flessionale con carico di 4448 N

coda della pala, si nota, ovviamente come le deformazioni siano maggiori, ma tendano a seguire lo stesso schema di quanto già verificato nel modello precedente. Ovvero la pala non risponde simmetricamente a carichi simmetrici, data la forma fortemente asimmetrica dei profili. Oltre a ciò si nota che la tendenza di divergenza fra le deformazioni lungo i due bordi, sia maggiore per questo modello rispetto al precedente. Ciò è dato dal fatto che la pala è twistata lungo il proprio asse. Ovvero il modello SANDIA non prevedeva una diversa inclinazione delle corde dei profili lungo l'asse della pala, come invece prevede il modello in esame. Tale incurvatura della pala ha scopi prettamente ed esclusivamente di natura aerodinamica.

Questo angolo di *twist* permette infatti di mantenere costante l'angolo di attacco rispetto alla velocità del vento, ma inevitabilmente condiziona anche il suo comportamento strutturale.

Modo	Mod. SANDIA Freq. [Hz]	Mod. ATTUALE Freq. [Hz]
1	3,6	3,3
2	7,2	7,8
3	13,6	13,4
4	29,9	22,9
5	33,2	28,5
6	-	35,4

Posizione x [m]	Spostamento y TE [m]	Spostamento y LE [m]
0,778	0,006	0,006
0,893	0,136	0,133
1,097	0,266	0,261
2,321	0,395	0,389
3,953	0,525	0,516
5,585	0,654	0,644
6,630	0,784	0,771
7,089	0,913	0,899
7,523	1,043	1,027

L'analisi modale del modello attuale della pala evidenzia nette differenze rispetto al modello della pala del modello SANDIA, soprattutto per quanto riguarda le frequenze più alte. Ciò è da imputarsi alla diversa distribuzione delle masse rispetto al modello precedente, sia per la diversa natura dei profili sia per il twist lungo l'asse della pala che inevitabilmente va a modificare le caratteristiche strutturali del modello.

Questi dati sono relativi ai modi di vibrare e alle relative frequenze per una pala fissata ad un'estremità ma non in movimento. Tali frequenze sono quindi proprie della struttura quando si trova nella posizione di riposo e non in rotazione all'interno del dominio fluido.

Per un'analisi modale che tenga conto anche degli effetti dinamici della rotazione con velocità costante di 6,8068 rad/s è stata eseguita un'altra simulazione che tenesse conto quindi anche dei carichi e delle deformazioni inerziali.

Come si può notare la differenza è netta e ben più marcata della precedente, soprattutto per quanto riguarda il primo modo di vibrare. Ciò è da imputarsi anche al fatto che le simulazioni SANDIA sono state eseguite nel-

Modo	Mod. SANDIA Freq. [Hz]	Mod. ATTUALE Freq. [Hz]
1	3,9	1,2
2	7,3	7,7
3	13,9	13,2
4	30,2	28,4
5	33,4	35,4
6	-	65,1

l'ipotesi in cui i carichi inerziali fossero sostanzialmente trascurabili, ipotesi non del tutto verificabile per strutture di questo tipo e dimensione.

Il carico centrifugo-centripeto è stato in effetti simulato ponendo solo una semplice forza assiale nella posizione di punta della trave, stimata sulla base della velocità di rotazione e della massa totale. Ciò porta però a semplificazioni importanti si trascurano infatti completamente gli effetti dovuti all'accelerazione di coriolis ad esempio o ad altri effetti non lineari che interessano dei corpi in rotazione.

Si può notare in generale come le frequenze si abbassino notevolmente,

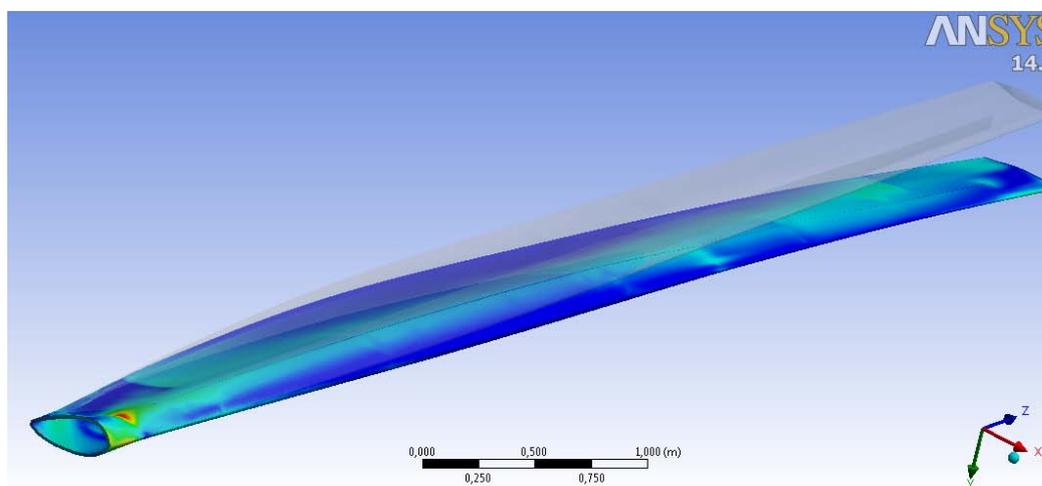


Fig. 4.8: Stato di tensione sulla superficie esterna della pala

rispetto a quelle equivalenti con rotore bloccato, ovvero quelle con pala non rotante. Ciò fa sì che il comportamento strutturale della pala in condizioni di moto siano nettamente differenti rispetto a quello della pala ferma.

Capitolo 5

Risultati analisi coupling

Dopo una rapida presentazione dell'ambiente di lavoro delle analisi coupling, il capitolo presenterà le scelte prese in termini di remeshing e adattamento della mesh alle deformazioni che subirà il modello. Successivamente verranno presentati i risultati ottenuti dalle analisi eseguite, sia in ambiente stazionario sia tempovariante.

I risultati descriveranno il comportamento strutturale della pala nelle diverse condizioni di carico e di vento, oltre a presentare anche rapidamente gli effetti fluidodinamici da essa generati.

5.1 Analisi coupling

Il programma ANSYS permette di realizzare delle analisi accoppiate (*coupling*) per poter analizzare tutti quei fenomeni che abbiano un forte accoppiamento fra fenomeni fisici di diversa natura. La suite di software che propone ANSYS permette di poter realizzare molte di queste simulazioni multidisciplinari. Ovvero i solutori utilizzati presentano delle possibilità di interscambio di dati reciproci, possibilità di importare dati dall'esterno di esportarli ecc.

In particolare il programma dispone di un pacchetto specifico per gestire questo interscambio continuo di dati fra e per solutori diversi. Quando infatti l'accoppiamento dinamico, strutturale, termico o fluido dei vari fenomeni è molto forte e continuo si rende necessario utilizzare una piattaforma che gestisca autonomamente il flusso di dati per limitare i tempi di risoluzione del problema e il quantitativo di dati coinvolti.

Alcuni esempi di utilizzo del pacchetto System Coupling può coinvolgere simulazioni di tipo

- analisi termiche (statiche)
- strutturali statiche
- strutturali dinamiche
- fluidodinamiche (sia statiche sia tempo-varianti)

L'esecuzione di simulazioni che coinvolgano l'utilizzo fra alcuni dei solutori elencati qui sopra è gestita dal pacchetto System Coupling. Durante l'esecuzione vi è possibilità di avere un notevole interscambio di informazioni fra i vari solutori, sia in una via sia in due vie.

Un'analisi coupling ad una via, è una semplice simulazione in cui un solutore una volta terminate le simulazioni secondo le proprie impostazioni al contorno trasferisce parte della soluzione trovata ad un secondo solutore che utilizzerà i dati ottenuti per completare il quadro delle proprie condizioni al contorno. Una volta terminata la simulazione anche del secondo solutore il problema si può considerare completato ed risolto. Un esempio può essere la deformazione termica di una piastra di metallo asimmetrica. Una volta ottenuto il campo di temperature della piastra, tramite un solutore termico, tale campo viene utilizzato per valutare gli allungamenti differenziali per ogni nodo della mesh FEM della piastra per ottenerne così gli spostamenti e le deformazioni indotte.

Un'analisi cosiddetta a due vie viceversa è caratterizzata ad un interscambio maggiore di dati, appunto a due vie. Se il primo solutore fornisce dei dati al secondo per completarne il problema delle condizioni al contorno, i risultati ottenuti dal secondo vengono nuovamente utilizzati dal primo per rivalutare la soluzione ottenuta. Il tutto quindi si concretizza in un processo iterativo che si conclude con la convergenza del modello attorno ad un valore di equilibrio che rientra entro i parametri di accuratezza imposti. Un esempio potrebbe essere quello di una bandiera posta in moto fluido. Se il fluido in moto impone un particolare campo di forze sulla tela della bandiera, al tempo stesso la deformazione della bandiera impone un cambiamento del dominio fluido in un processo continuo di mutue influenze. Il problema in oggetto di questa tesi è proprio un problema tipico di un'iterazione coupling a due vie, fra il lato fluido e il lato strutturale della pala di una turbina eolica.

Il programma è quindi in grado di gestire al più due solutori accoppiati che eseguano simulazioni sia tempo varianti sia statiche. Il programma divide queste simulazioni impostando un problema coupling

- Analisi Generale (statica)
- Analisi Transient (tempo-variante)

Con la prima analisi il solutore non adotta alcuna discretizzazione del tempo, che viene lasciata eventualmente agli algoritmi dei singoli solver dei programmi coinvolti. L'analisi coupling permette di poter eseguire un numero qualsiasi di iterazioni multiple, siano esse distinte fra cosiddetti step o iterazioni. La differenza, per questa tipologia di analisi è sostanzialmente nulla e determina solo quando e a che punto il programma potrà salvare o meno i dati fin lì ottenuti. I file soluzione vengono infatti prodotti solo al termine di ogni step di iterazioni reciproche, viceversa il numero di singole iterazioni determina quante analisi accoppiate debbano essere eseguite per ottenere convergenza nel singolo step.

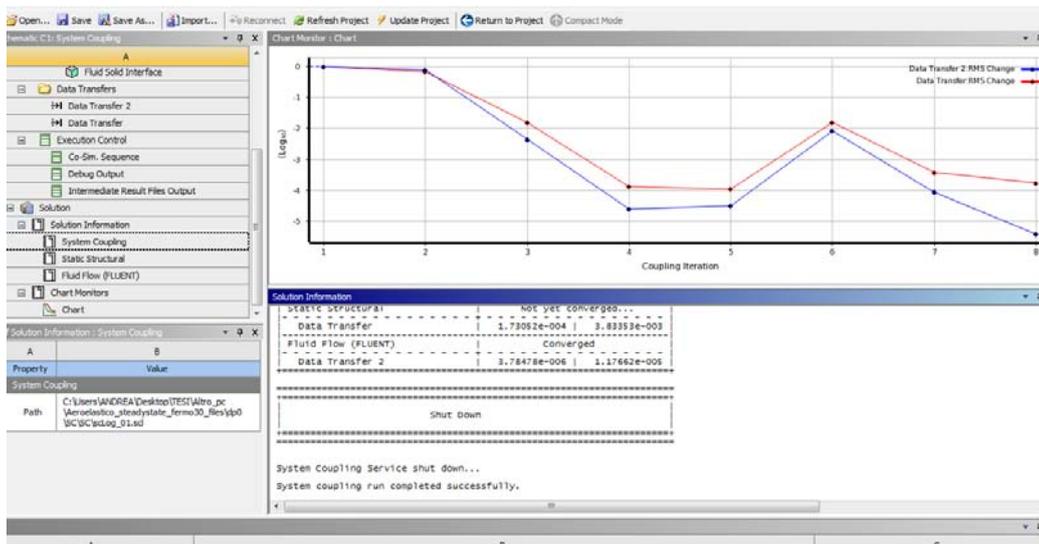


Fig. 5.1: Output per simulazione coupling di tipo steady-state

Normalmente si preferisce introdurre un discreto numero di salvataggi intermedi per ovviare a probabili (data l'elevata difficoltà intrinseca del problema da analizzare) *failure* durante il processo di calcolo.

Le analisi *transient* invece adottano la stessa distinzione fra step ed iterazione con la differenza in questo caso che lo step indica l'effettivo *time*

step (passo temporale) che verrà fornito ai solutore dei programmi. Il *time step* imposto nella scheda di setup dell'analisi coupling sovrascriverà infatti eventuali impostazioni diverse precedentemente impostate nei singoli solver dei programmi. Le singole iterazioni determinano invece quale sarà l'effettivo numero di iterazioni multiple nel singolo intervallo di tempo. Questa tipologia di analisi è di solito eseguita quando i fenomeni di interesse hanno una forte dipendenza con il tempo.

Per entrambe le tipologie di soluzione il programma fornirà ad ogni iterazione il valore dei residui minimo e massimi ottenuti per ogni variabile in gioco in modo da poter determinare se e quando una soluzione ha raggiunto convergenza o meno. La convergenza dei dati scambiati infatti è ottenuta quando si ha a disposizione la variazione normalizzata fra due valori in due iterazioni successive del bersaglio, per verificare se la tale valore è sceso al di sotto di un limite imposto. Parametro principale che viene visualizzato e calcolato è al solito il Root Mean Square (RMS) fra la variazione normalizzata dei dati proveniente fra due iterazioni successive. In particolare avremo che

$$RMS = \sqrt{(\hat{\delta}_i)^2}$$

dove il valore normalizzato fra due iterazioni successive dei dati scambiati all'interno di un unico time step, ϕ , per ogni posizione, I , è dato da

$$\hat{\delta}_i = \frac{\delta_i}{0.5((\max|\phi| - \min|\phi|) + \bar{\phi})}$$

il cui denominatore varia a seconda che sia stata eseguita una iterazione coupling tempo-variante o meno.

Quando non vi è variazione fra i dati trasmessi fra i due solutori il valore massimo di RMS visualizzato è quello di default e pari a 1.e-14.

Uno dei problemi principali concernenti questa tipologia di analisi riguarda il modo con cui i dati trasferiti vengano poi utilizzati dai solutori. Infatti se i dati trasmessi corrispondono ad un campo di forze o di spostamenti è utile comprendere come vengono questi trasferiti ed adattati alla mesh in uso nel particolare solutore. Nella maggior parte dei casi infatti si avranno mesh di ordine e grandezza diverso, sia in termini di numero di nodi sia soprattutto in termine di posizione dei nodi stessi. La geometria infatti sarà sostanzialmente invariata in entrambi i casi, a meno di modifiche infinitesime di carattere semplicistico o logistico; come può essere l'arrotondamento di spigoli vivi per la generazione di mesh di qualità migliore ad esempio.

Il pacchetto System Coupling utilizza un particolare algoritmo di calcolo che permette di mappare fra loro due domini caratterizzati da numero di nodi e posizione degli stessi diversa. In particolare il programma utilizza il cosiddetto Smart Bucket Algorithm. Tale algoritmo è stato proposto nelle sue idee principale prima da S. Atluri e quindi da K. Jansen e F. Shakib nei primi anni '90 del secolo scorso. L'algoritmo non si limita a sovrapporre le due aree e interpolare (con funzioni lineari) il campo di grandezze in oggetto fra i nodi delle due mesh ma genera opportuni pesi ai vari valori in modo da non distorcerli durante il trasferimento a mesh differenti. Tale approccio è ideale quando si devono trasferire grandezze non conservative come spostamenti, stress, campi di temperatura ecc. L'algoritmo trasforma ogni mesh in una serie di secchi, bucket appunto, che a seconda della sovrapposizione fra le due mesh possono essere riempiti o vuoti a seconda del grado di sovrapposizione. I secchi così divisi, fra vuoti o pieni (semi-pieni), vengono trattati in modo distinto.

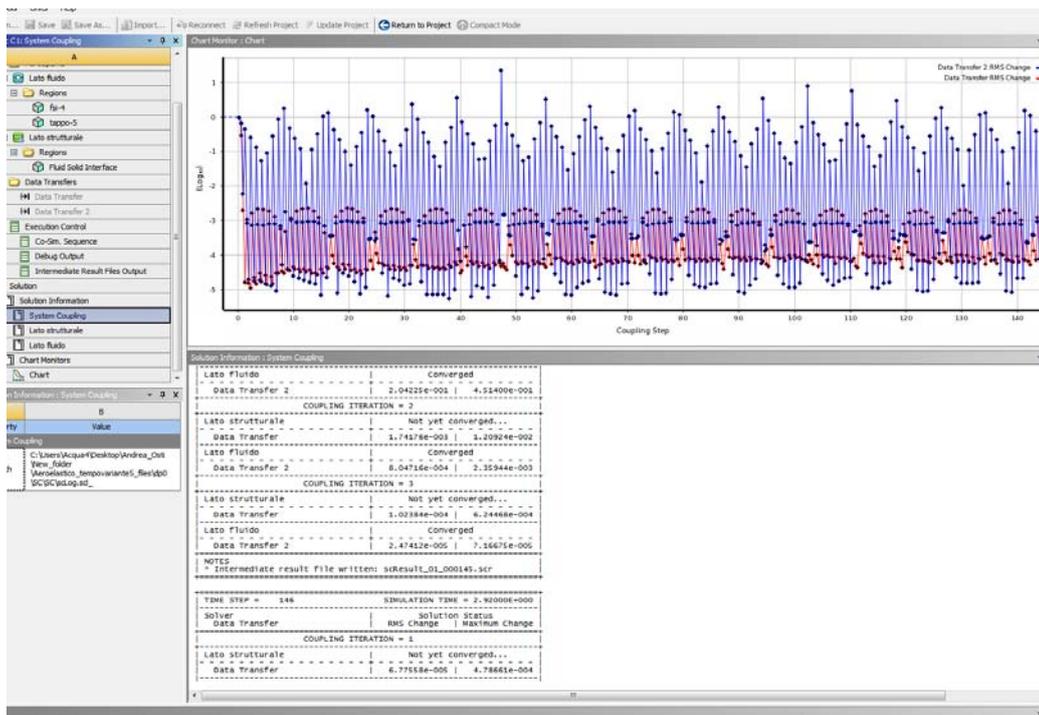


Fig. 5.2: Output per simulazione coupling di tipo transient

Se il secchio in oggetto è pieno o semi-pieno l'algoritmo cercherà di individuare un nodo corrispondente nella mesh bersaglio a cui associare la quantità contenuta nel secchio. Ciò è fatto tramite un processo iterativo che determina la posizione del nodo della mesh bersaglio rispetto alla dimensione ed

posizione del secchio stesso. Ad esempio per un elemento superficiale a 4 nodi se la posizione naturale ξ corrispondente ad un nodo della mesh bersaglio soddisfa le condizioni qui sotto riportate, il nodo si troverà esattamente nel dominio dell'elemento

$$|\nu_1| \leq 1 + tol |\nu_2| \leq 2 + tol$$

dove ν_1 e ν_2 sono le componenti del vettore di coordinate naturali ξ . Il termine *tol* indica una tolleranza imposta nel caso in cui la condizione succitata non sia esattamente verificata. La scelta dei pesi per i valori trasmessi sono calcolati utilizzando le funzioni di forma degli elementi in oggetto in modo da non distorcerli durante il processo di trasferimento.

Le simulazioni eseguite sono state sia di tipo *steady-state* sia *transient*, per poter osservare i diversi fenomeni che caratterizzano le sollecitazioni a cui una pala di un rotore eolico è soggetta. Da un punto di vista computazionale le simulazioni più onerose sono state quelle di tipo *transient*, che hanno necessitato di circa 2 o 3 giorni di simulazioni continuative per poter simulare circa 5 secondi reali di fenomeno fisico. Le singole simulazioni di tipo *steady-state* si sono generalmente esaurite in circa 30 ore ciascuna di simulazione.

Da un punto di vista computazionale è possibile infatti suddividere i diversi fenomeni attraverso cui il programma raggiunge la simulazione

- simulazione CFD
- simulazione FEM
- passaggio di informazioni CFD - FEM e viceversa
- remeshing locale

Di questi ciascuno aveva i propri tempi di realizzazione. Le simulazioni FEM si esaurivano generalmente in una decina di secondi, così come il passaggio di informazioni fra i due solutori, durava circa 10 secondi. Le simulazioni CFD invece necessitavano di molto più tempo, soprattutto nelle prime iterazioni coupling non arrivavano a convergenza prima di una decina di ore di simulazione. Con il passare delle iterazioni però si arrivava a convergenza della soluzione molto rapidamente, anche con una singola iterazione CFD con tempi di attesa quindi nell'ordine dei pochi secondi. Se i tempi di simulazione CFD tendono quindi via via a diminuire con l'avanzare della simulazione coupling ciò che rimane costante nel tempo è la fase di remeshing, la quale impone un periodo limite alla durata della simulazione, al di sotto della quale non si può andare.

Tale fase durava infatti all'incirca un minuto, impendendo così di poter realizzare più di 6-7 iterazioni coupling in un un'ora.

5.2 Fluent Dynamic Meshes

Una delle potenzialità del software FLUENT, che ha reso possibile questo lavoro, è quella che concerne la trattazione automatica della mesh, in particolar modo la possibilità di modificare in forma e dimensione una mesh già esistente. Lo scopo principale del lavoro era infatti quello di creare una piattaforma del tutto o quasi automatica che trattasse il problema di un'analisi coupling a due vie. Ovvero una piattaforma non solo in grado di trasferire da un solutore all'altro le informazioni in termini di forza e spostamento, ma che fosse anche in grado di gestire autonomamente gli spostamenti così creatisi andando a modificare quindi autonomamente la mesh originaria in un mutuo processo iterativo.

FLUENT presenta fra le sue capacità anche quella di gestire mesh cosiddette dinamiche, ovvero che eseguono movimenti rigidi preimpostati dall'utente o che si muovono/modificano in seguito al passaggio di dati ad un solutore esterno e quindi il cui movimento non è noto a priori. Tale caratteristica risulta quindi molto utile per tutti quei problemi in cui la forma del dominio fluido cambi con il tempo o in generale non sia costante.

Dopo aver preventivamente definito quali aree della mesh siano interessate dalla deformazione/spostamento il *software* ci fornisce tre metodologie differenti per modificare il dominio fluido in seguito allo spostamento delle superfici di controllo, in particolare

- smoothing method
- dynamic layering
- local remeshing

Nelle nostre analisi è stato utilizzato esclusivamente il primo metodo, più veloce e computazionalmente leggero rispetto ai successivi per problemi in cui la deformazione/spostamento delle superfici di interesse non è eccessiva. Prima di descrivere il primo metodo quindi procediamo ad una rapida descrizione dei due successivi. Il metodo cosiddetto della stratificazione dinamica (dynamic layering) è utile per la descrizione ed analisi di quei problemi in cui il dominio fluido cambia, per dimensioni, con continuità o seguendo una legge precisa. Tale metodo infatti è in grado di aggiungere o togliere strati di elementi esaedrici o prismatici in prossimità delle celle che hanno subito lo spostamento. In pratica il programma è in grado di mantenere costante l'altezza delle singole celle a parete andando a togliere o aggiungere singoli fogli

di elementi.

Il metodo del remeshing locale può a differenza del precedente, essere usato solo su mesh triangolari o tetraedriche ed è utilizzato quando si hanno grandi deformazioni delle superfici di controllo. FLUENT aggiorna la mesh, modificando, aggiungendo o togliendo elementi limitrofi alla zona interessata dalla deformazione in modo da garantire i parametri impostati dall'utente, ovvero parametri di dimensione (altezza minima e massima della singola cella) o di aspetto (*skewness* massimo delle celle). Tale metodologia, più generale delle due precedenti è altresì molto onerosa in termini di risorse e tempi di calcolo.

La metodologia adottata nel presente lavoro invece è quella dello *smoothing method*. Tale metodo, molto leggero ed adatto per problemi in cui la deformazione totale non eccede mai un valore di gran lunga maggiore delle celle limitrofe all'area di interesse è utilizzabile solo con mesh tetraedriche. Funziona bene con moti perpendicolari o quasi della superficie. Il metodo dello smoothing consiste nello spostare i nodi che giacciono sulla superficie in movimento e di spostare conseguentemente tutti i nodi ad essi collegati come una ragnatela di molle caratterizzate ciascuna da una propria rigidità intrinseca. Di tale metodo ne esistono due versioni differenti, una prima detta Spring-Based Smoothing Method ed una seconda chiamata Laplacian Smoothing Method; entrambe identiche nel concetto base differiscono per la determinazione dello spostamento dei nodi adiacenti ai nodi interessati dallo spostamento.

Lo spring-based method costruisce una rete collegando ciascun nodo con i nodi adiacenti con molle elastiche la cui rigidità è proporzionale alla radice dell'inverso della distanza fra nodi limitrofi, in particolar modo la rigidità k della singola molla che collega il nodo i al nodo j è data da

$$k_{ij} = \frac{1}{\sqrt{|x_i - x_j|}}$$

Spostando quindi i primi nodi della mesh, quelli ad essi collegati, si sposteranno di conseguenza e così di seguito i nodi successivi. Tale metodo seppur intuitivamente semplice ed efficace per piccoli spostamenti presenta una problematica di fondo importante, ovvero non presenta alcun controllo circa la qualità della mesh risultante. In seguito a spostamenti non simmetrici infatti il metodo restituisce una mesh con elementi molto distorti o con angoli di *skew* elevato, tali da inficiare l'accuratezza delle successive analisi fluidodinamiche. Per non distorcere troppo lo strato limite della mesh creato sulla

superficie della pala si è adottato il metodo smoothing di Laplace, che permette di gestire meglio la distorsione della mesh. Tale metodo infatti tende a posizionare ciascun vertice in movimento nella centro geometrico dato dai vertici ad esso confinanti. Tale metodo, iterativo, di modifica della mesh adotta quindi un peso, gestibile dall'utente, per determinare quanto e se i nodi collegati ai nodi interessati dal movimento debbano spostarsi di conseguenza. Il programma infatti evita di spostare i nodi vicini qualora questo spostamento creasse degli elementi troppo distorti rispetto agli originali. In particolare la posizione dei nodi viene determinata secondo la formula

$$\overline{x}_i^m = \frac{\sum_j^{n_i} x_j^m}{n_i}$$

dove \overline{x}_i^m è la posizione media del nodo i all'iterazione m , mentre x_j^m è la posizione dei nodi limitrofi alla iterazione m ed infine n_i è il numero di nodi limitrofi al nodo di interesse. La nuova posizione del nodo al passo $m+1$ sarà data da

$$x_i^{m+1} = x_i^m(1 - \beta) + \overline{x}_i^m\beta$$

dove β è il fattore di rilassamento dei nodi di confine impostato dall'utente. Tale fattore ha un comportamento ed un significato matematico del tutto simile al fattore di smorzamento di una molla. Esso può assumere infatti tutti i valori compresi fra 0 ed 1, dove 0 indica uno smorzamento nullo; ovvero è possibile determinare quanto sarà ampia l'influenza dello spostamento al contorno rispetto ad una modifica della mesh verso gli strati più interni.

5.3 Risultati aeroelastiche steady-state

Sono state eseguite una serie di analisi *Steady-State* ambo i lati (strutturale e fluidodinamico) a due vie. Lo scopo era quello di analizzare il comportamento a regime della pala, sia in condizione operative, ovvero con rotore in movimento sia con rotore bloccato.

Le analisi sono state eseguite con diverse velocità del vento, in un range da 5 a 22 m/s di velocità indisturbata del vento per le condizioni operative e in un range da 22 a 60 m/s di velocità del vento indisturbata in condizioni di rotore bloccato. La pala infatti viene utilizzata solo in uno spettro di velocità limitato e viene via via progressivamente rallentata e quindi bloccata quando la velocità del vento supera la velocità di 22 m/s. Ciò viene fatto per preservarne l'integrità strutturale, eccessive velocità del vento porterebbero infatti alla formazione di forze e quindi deformazioni di grande entità tali da inficiare la tenuta strutturale di tutta la struttura.

Le analisi eseguite prevedono quindi l'indagine di ambo i fenomeni, ovvero con la pala della turbina in movimento con velocità di rotazione di 6,8068 rad/s per velocità fino ai 22 m/s e con rotore bloccato per velocità di vento indisturbato superiori. Dall'analisi coupling a due viene si è individuata quindi la deformazione a regime che subisce la pala nelle date condizioni di velocità del flusso fluido. Le deformazioni infatti modificano mutuamente la forma e il profilo aerodinamico fino al raggiungimento della configurazione di convergenza per entrambe.

Oltre alle forze aerodinamiche nel caso della pala in rotazione sono state considerate anche le forze inerziali a cui la pala è inevitabilmente sottoposta nel suo moto. Andiamo quindi a valutare i risultati ottenuti dalle simulazioni prima nel caso di dominio rotante, ovvero pala in moto rotatorio immersa nel fluido e successivamente nel caso di pala bloccata.

5.3.1 Rotore in moto

Andando a valutare la deformazione massima, in punta, che subisce la pala in funzione della velocità del vento in ingresso nel dominio, un'analisi di sensibilità alla velocità del flusso fluido, si nota come la deformazioni aumenti con la velocità del fluido ma non seguendo una legge lineare. Le deformazioni

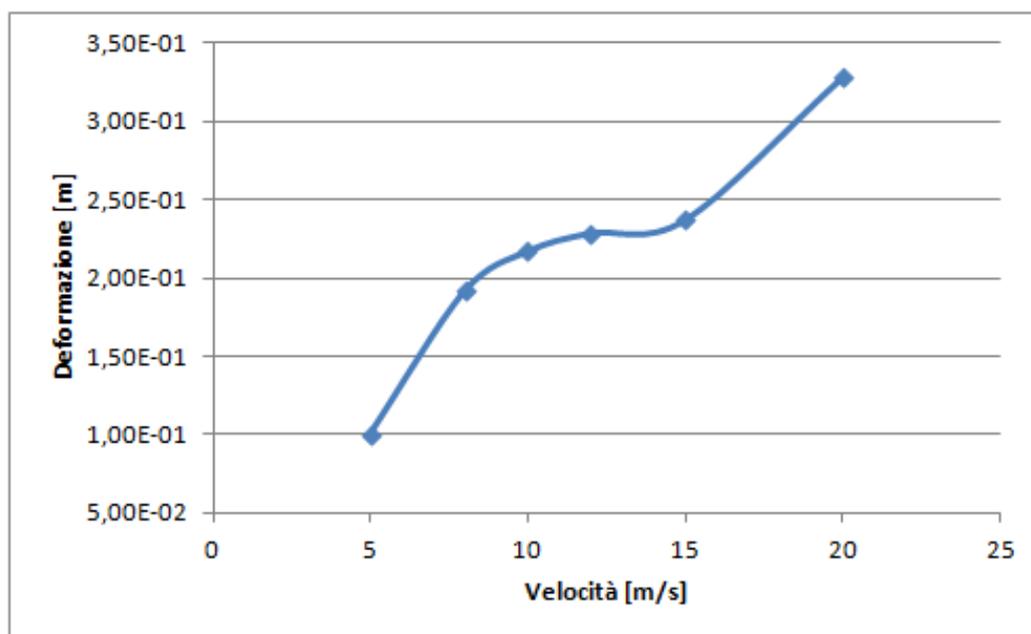


Fig. 5.3: Analisi sensibilità deformazione - velocità del vento

che si generano interessano principalmente la zona della punta della pala, passando da una decina di centimetri con velocità di 5 m/s, limite minimo di utilizzo della turbina, fino a deformazioni di oltre i 30 centimetri per velocità di 20 m/s. Oltre tali velocità la turbina viene rallentata via via fino al suo blocco totale onde evitare

- deformazioni eccessive che potrebbero portare alla formazione di tensioni elevate
- deformazioni eccessive che potrebbero portare la pala a sbattere nel suo moto contro la torre di sostegno del rotore
- deformazioni eccessive che inficerebbero la conformazione geometrica ottimale da un punto di vista aerodinamico diminuendo notevolmente l'efficienza aerodinamica della pala
- la formazioni di vortici e di turbolenze tali da generare distacchi di vena importanti ed estesi che ridurrebbero drasticamente l'efficienza aerodinamica e con essa la produzione di energia elettrica

Velocità [m/s]	Deformazione max [m]
5	1,00E-01
8	1,92E-01
10	2,17E-01
12	2,29E-01
15	2,37E-01
20	3,28E-01
22	3,72E-01

come si può notare dalla figura 5.3 la legge non è lineare con la velocità pur mantenendo un andamento, come prevedibile, crescente con la velocità stessa, ma presenta un andamento di terz'ordine. Ovvero se la pala operasse con condizioni di vento ancora superiori ai 22 m/s indicati dal foglio tecnico della casa costruttrice, 22 m/s sono infatti circa 80 km/h di velocità, le deformazioni presumibilmente aumenterebbero a tal punto da causare un evento di *failure* drastico per la struttura della pala o della torre di sostegno. In particolare si nota la perfetta congruenza con i dati sperimentali-BEM ottenuti per quanto concerne la produzione di potenza. Nell'intervallo 15-20 m/s la potenza inizia a diminuire in virtù della vorticità e delle perdite di carico che si generano a tali velocità. Parallelamente si può vedere come la deformazioni pur rimanendo sempre direttamente crescente con la velocità, presenti un flesso proprio nell'intervallo suddetto.

La deformazione infatti rimane contenuta fino a circa 15 m/s per poi risalire molto rapidamente per velocità superiori. Ciò è da imputarsi esclusivamente ai moti vorticosi generatisi a tali velocità. La pala infatti genera un vortice di punta tale da indurre perdite aerodinamiche e carichi aerodinamici tali da deformare notevolmente la struttura. Le deformazioni totali che subisce a regime la pala sono quindi nell'ordine di decine di centimetri, contro i circa 7 metri di lunghezza totale della struttura, andando dai 10 cm per velocità di 5 m/s fino ai circa 40 cm per velocità di 22 m/s

Tale comportamento è confermato poi se si va ad analizzare la rotazione che

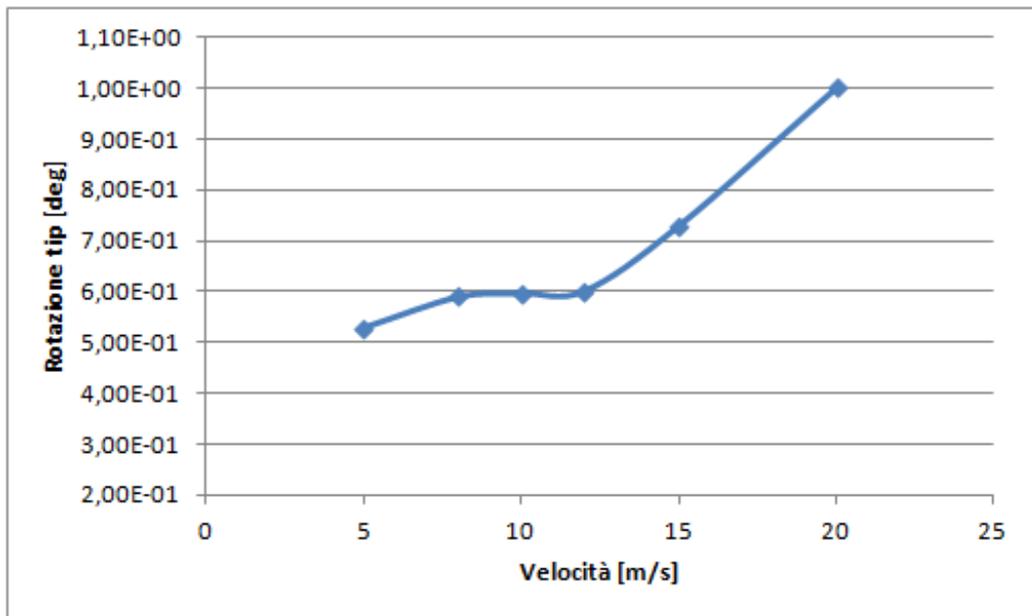


Fig. 5.4: Angolo di torsione *tip* in funzione della velocità del vento

subisce sul piano xy la sezione finale della *tip*. I carichi aerodinamici infatti oltre a inflettere la pala controvento, tendono ad torcerla attorno al proprio asse. Preso il piano della sezione della punta ortogonale all'asse z della pala sono stati valutati i mutui spostamenti in direzione x ed y dei vertici della sezione ultima, valutando così la rotazione della stessa. Come la teoria suggerisce tale duplice effetto flessione-torsione è poi la causa del verificarsi di fenomeni di instabilità quali il *flutter* ad esempio. Nel nostro caso però le deformazioni sono contenute, date le basse velocità, che il fenomeno non si presenta; e in ogni caso non sarebbe prevedibile o verificabile se non con simulazioni di tipo *transient*.

Velocità [m/s]	Rotazione tip [deg]
5	5,29E-01
8	5,90E-01
10	5,97E-01
12	6,02E-01
15	7,30E-01
20	1,00E+00

Se valutiamo l'andamento della torsione della superficie di punta in funzione della velocità del vento indisturbata si nota un comportamento analogo a quanto verificato per la flessione, vedi figura 5.4. Le differenze sono minime, seppur direttamente crescenti con la velocità nello spettro di velocità del vento operative per poi via via aumentare molto rapidamente per velocità superiori ai 15 m/s. Ciò conferma quanto osservato da un punto di vista flessionale ed evidenzia che la turbolenza generata genera anche momenti torcenti sulla struttura. Il fatto poi che tali rotazioni avvengano esclusivamente in tale regione denota una intrinseca snellezza in termini strutturali della regione di punta della pala. Le deformazioni e le rotazioni che ivi si verificano risultano essere di infatti entità maggiore di quanto non si abbia nelle sezioni precedenti.

Dalla valutazione della deformazioni flessioni lungo il lato di coda TE (Trail-

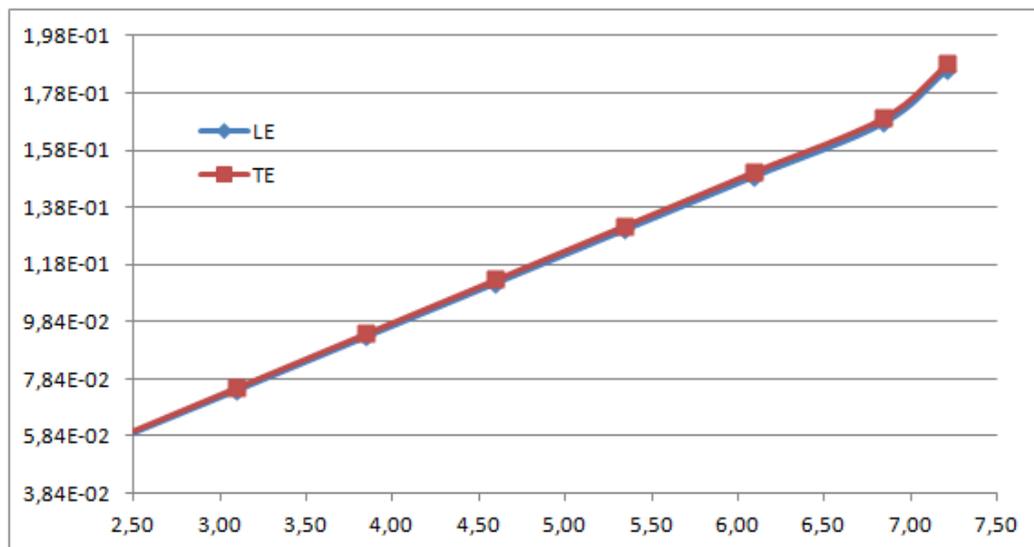


Fig. 5.5: Deformazione [m] TE e LE lungo l'asse della pala

ing Edge) e di attacco LE (Leading Edge) in funzione della posizione lungo l'asse risulta chiaro come nelle ipotesi dei progettisti, le deformazioni

dovessero seguire un andamento lineare. Ciò permette una migliore distribuzione delle tensioni oltre a non deteriorare eccessivamente l'aerodinamica della pala. La regione di punta tuttavia presenta una deformazione superiore rispetto alle sezioni precedenti, come si vede in figura 5.5. Ciò era prevedibile dall'analisi della sola struttura, ricordiamo infatti che la *spar* di rinforzo centrale alla struttura non arriva fino alla sezione finale ma termina qualche decina di centimetri prima della stessa. Ciò in congiunzione del fatto che la struttura composita del materiale che riveste la *tip* è la meno resistente dell'intera pala rende inevitabilmente tale zona la più cedevole, da un punto di vista strutturale, dell'intera struttura della pala. In tale regione nella turbina commerciale vi è posta una *winglet* che oltre a migliorarne il comportamento aerodinamico andrà a mitigarne anche quello strutturale.

Come evidenziato già in fase di analisi del modello FEM strutturale, data la conformazione geometrica asimmetrica e dall'ortotropicità del materiale che compone la pala, il comportamento della stessa a carichi simmetrici non sarà simmetrico. Ciò viene confermato anche in condizioni operative. Il carico aerodinamico in realtà non sarà costante nè in direzione assiale nè in direzione ad essa perpendicolare.

Posizione assiale [m]	diff. TE-LE (y) [m]	diff. TE-LE (x) [m]
0,24	1,30E-04	7,14E-05
0,84	3,35E-04	7,50E-05
1,59	5,40E-04	7,88E-05
2,34	7,44E-04	8,20E-05
3,09	1,04E-03	8,60E-05
3,84	1,15E-03	9,00E-05
4,59	1,36E-03	9,30E-05
5,34	1,57E-03	9,70E-05
6,09	1,77E-03	1,01E-04
6,84	1,98E-06	1,04E-04
7,21	2,17E-03	1,08E-04

Tuttavia anche a regime si nota in figura 5.6 come le deformazioni che interessano il lato di attacco LE, differiscano da quelle lungo il lato di coda TE, di entità nell'ordine dell'unità di millimetro. Valutando la differenza fra gli spostamenti in direzione y e in direzione x è possibile individuare un andamento sostanzialmente lineare con la posizione assiale, salvo avere una pendenza e valori ben maggiori in direzione y di quanto non si abbia invece in direzione x. Ciò suggerisce che vi sia un angolo di torsione lungo tutta la pala, e non solo in punta ad essa, ma date le risibili entità di tali spostamenti

differenziali si possono prevedere torsioni al più di qualche decimo di grado.

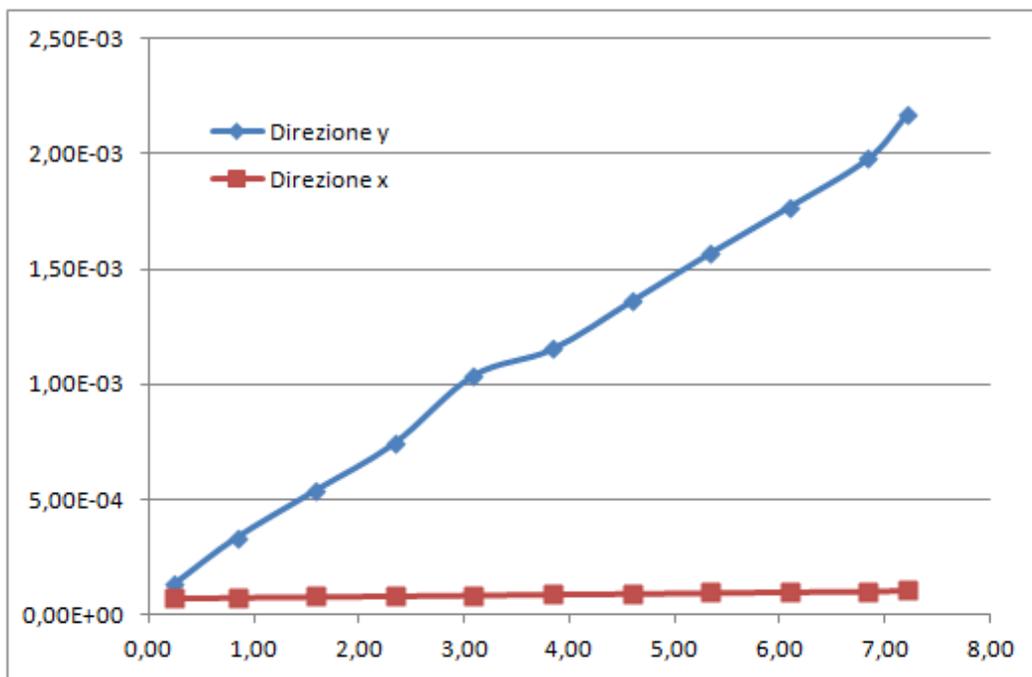


Fig. 5.6: Deformazione differenziale [m] TE - LE lungo l'asse della pala, in direzione x ed y

Quelle mostrate fino ad ora sono le deformazioni a regime che subisce la pala del rotore nelle diverse condizioni di moto fluido. Esse sono quindi il risultato sia delle forze aerodinamiche agenti sia delle forze inerziali dovute al suo moto rotatorio. Analizzando solo gli effetti dovuti all'inerzia della singola pala si nota come la deformazione conseguente ottenuta a regime dipenda esclusivamente dalla velocità di rotazione della pala, dalla sua massa e dalla distribuzione della stessa.

Posizione assiale [m]	TE (y) inerzia [m]	TE (y) totali [m]
0,24	-5,58E-06	-1,02E-04
0,84	-1,60E-04	1,86E-02
1,59	-3,14E-04	3,72E-02
2,34	-4,68E-04	5,59E-02
3,09	-6,23E-04	7,45E-02
3,84	-7,77E-04	9,32E-02
4,59	-9,31E-04	1,12E-01
5,34	-1,09E-03	1,31E-01
6,09	-1,24E-03	1,49E-01
6,84	-1,39E-03	1,68E-01
7,21	-1,55E-03	1,87E-01

Le deformazioni dovute al solo caso inerziale sono circa 2 ordini di grandezza inferiore rispetto a quelle che si ottengono ad esempio con una velocità indisturbata del vento di 8 m/s ma sono contrarie alla direzione del vento, come si vede in figura 5.7. Gli effetti dinamici quindi vanno a mitigare la deformazione in favore di vento che si avrebbe per i soli effetti aerodinamici del moto del vento. Ovvero gli effetti del solo moto ventoso porterebbe ad avere spostamenti, e quindi deformazioni, maggiori di quanto non avvenga, seppur in misura veramente ridotta data la loro ridotta entità.

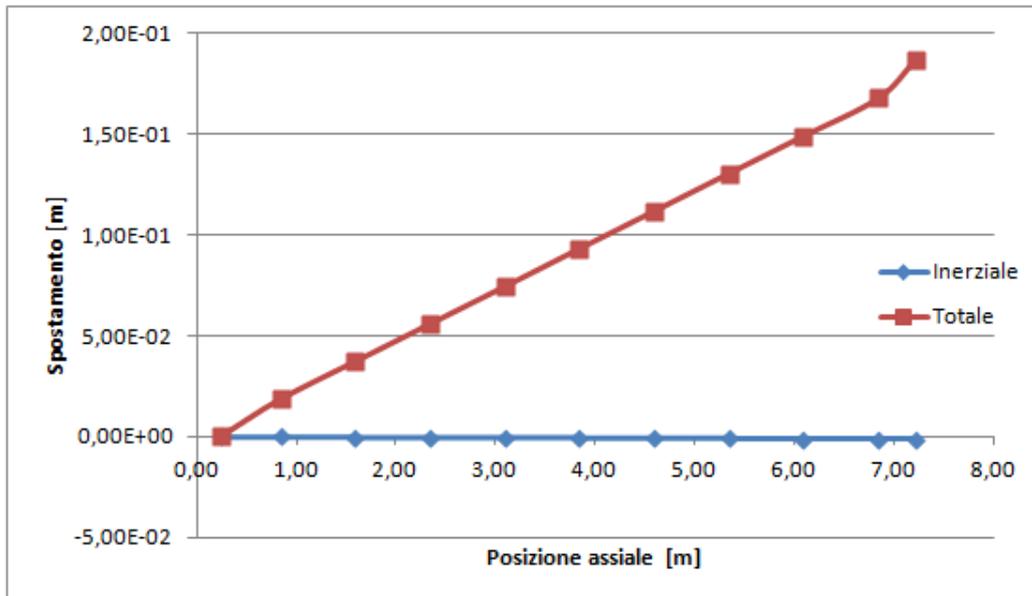


Fig. 5.7: Deformazione [m] TE inerziali e totali in direzione y

Infine da ultimo analizziamo gli effetti di compressione causati dalla pressione del vento. Fra le due facce della pala infatti si genera una differenza di pressione che è la causa poi del momento generato all'albero dalla turbina. Tale differenza di compressione si tramuta in una forza compressiva che agisce sulla pelle della pala. Tale forza di compressione viene assorbita in parte dall'anima centrale, la *spar* di rinforzo e in parte dalla regione di coda che è rinforzata con legno di balsa. Gli effetti nel tempo di tale deformazione possono portare, nel lungo periodo alla generazione di cricche o fratture, soprattutto lungo le giunture di incollaggio e collegamento fra le diverse stratificazioni di composito e nel breve periodo ad una diminuzione dell'efficienza aerodinamica. In seguito a compressione infatti i profili si deformerebbero allontanandosi quindi dalla loro forma ideale alla quale sono stati progettati per operare

Velocità vento [m/s]	Deform. compress. [m]	F_z [N]
5	2,41E-03	-2,09E+02
8	4,64E-03	-1,74E+02
10	5,26E-03	-1,62E+02
12	5,54E-03	-1,57E+02
15	5,82E-03	-1,49E+02
20	8,09E-03	-7,27E+01

Come si può notare l'andamento della compressione assorbito dall'anima centrale della *spar* varia da i 2 mm per venti nell'ordine di 5 m/s fino agli 8 mm per venti di 20 m/s come visibile in figura 5.8. La deformazione dunque non è eccessiva e rimane entro il centimetro di deformazione massima. Tuttavia tali valori sembrano seguire l'andamento della forza in direzione z a cui è soggetta la pala nel suo esercizio. Pertanto tali deformazioni aumentano con l'aumentare della velocità incidente del vento, ed inoltre generano forze di compressione sui pannelli di materiale che compongono le diverse sezioni della pala. Come noto tali deformazioni possono indurre tensioni in compressioni che possono indurre parti della superficie della pala in stato di *buckling* locale o secondario. Il report SANDIA sopra riportato tra le sue analisi prevedeva anche analisi *buckling* della pelle della pala del rotore, proprio per valutare se vi fosse o meno il rischio che tale fenomeno si verifici.

Analogamente alla compressione si verifica un fenomeno di dilatazione della pala, visibile in figura 5.8. Analizzando infatti gli spostamenti in direzione x del bordo di attacco TE e della *spar* centrale di rinforzo, si può notare uno spostamento differenziale fra le due che segue pedissequamente il comportamento già individuato prima con le deformazioni totali e poi anche con le compressioni. I valori in questo caso sono nell'ordine del millesimo

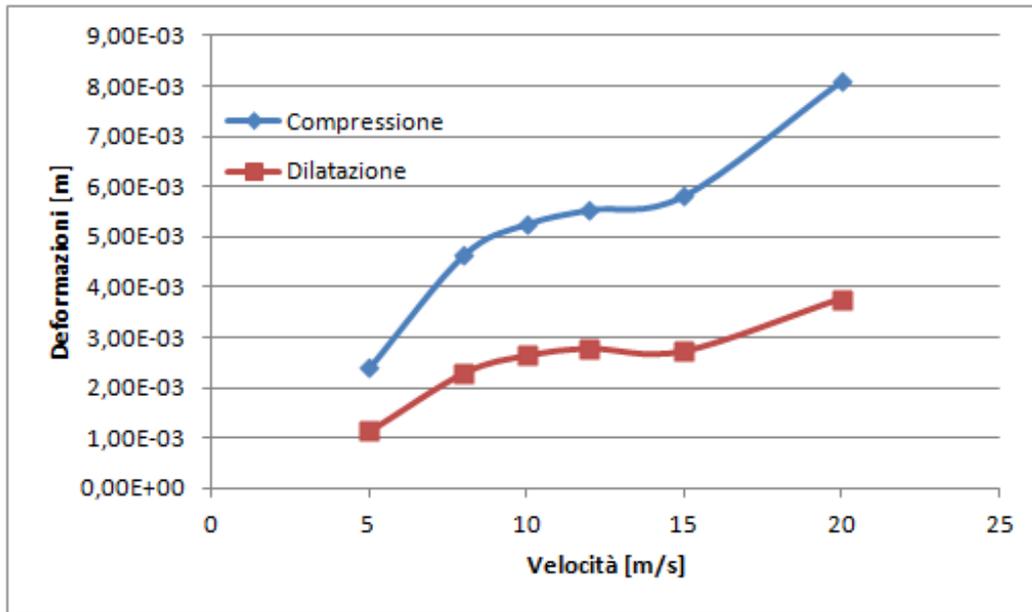


Fig. 5.8: Compressione e dilatazione *spar* in funzione della velocità del vento

di metro andando dai circa 1,1 millimetri per velocità di 5 m/s fino ai 3,8 millimetri per velocità di 20 m/s. Ciò è dovuto in parte all'azione del vento e in parte al comportamento ortotropo del materiale di cui la pala è fatta.

Andando a valutare le forze ed i momenti agenti alla base della pala, ovvero alla radice di attacco con l'hub del rotore si riscontra, similmente a quanto verificato con gli spostamenti un andamento crescente con la velocità di ingresso del vento, come prevedibile. Non prevedibile è invece la legge con la quale ciò avviene, che non è lineare od esponenziale ma molto più simile ad una curva polinomiale di terz'ordine.

Velocità vento [m/s]	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]	F_{tot} [N]
5	-5,654E+01	-9,004E+02	-2,091E+02	9,261E+02
8	-2,534E+02	-1,743E+03	-1,743E+02	1,770E+03
10	-3,511E+02	-2,036E+03	-1,623E+02	2,072E+03
12	-3,735E+02	-2,239E+03	-1,573E+02	2,275E+03
15	-3,276E+02	-2,614E+03	-1,494E+02	2,638E+03
20	-4,978E+02	-3,732E+03	-7,269E+01	3,766E+03

Come si può vedere la forza varia da circa un migliaio scarso di Newton per velocità di 5 m/s fino agli oltre 3000 N per velocità di 20 m/s del vento. Le

forze presentano segni negativi perchè ovviamente si oppongono alla direzione del vento, in particolare il vento spinge la pala in direzione x contraria al moto, lo stesso dicasi per la direzione y e z.

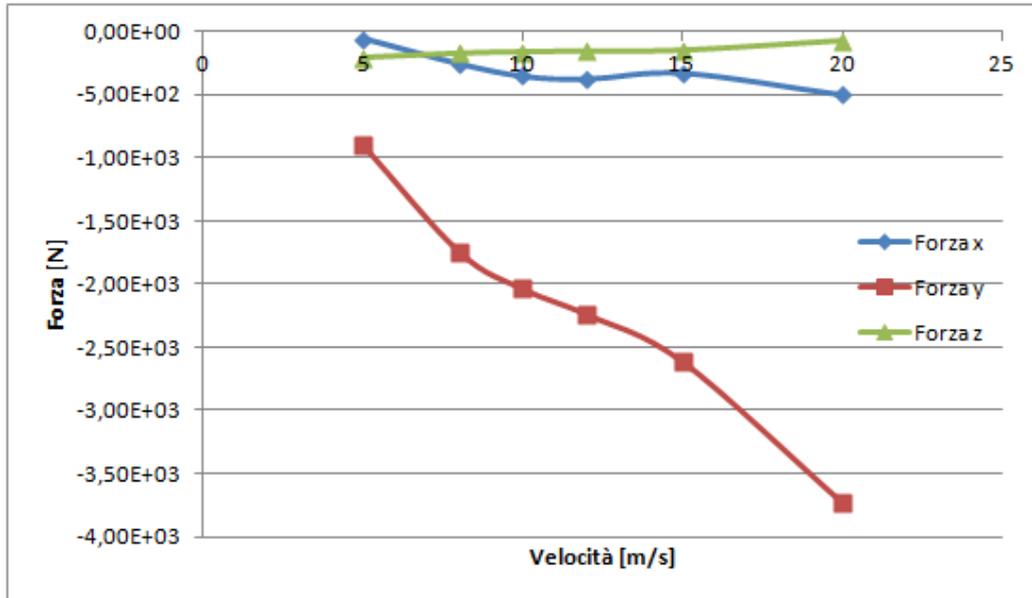


Fig. 5.9: Forze in funzione della velocità del vento

Da notare in figura 5.9 soprattutto l'andamento accoppiato della forza lungo la direzione y e lungo la direzione x, che seguono molto similmente il medesimo comportamento già evidenziato per quanto riguarda la forza totale agente alla radice della pala. Il loro, pur con un ordine di grandezza di differenza, è un comportamento crescente con la velocità secondo una legge polinomiale di terz'ordine, ovvero pur rimanendo monotona crescente (decescente se consideriamo il segno meno) presenta un flesso attorno ai 15 m/s di velocità indisturbata del vento.

In direzione z invece la forza tende a diminuire in senso assoluto (aumentare, considerando il segno negativo). Ciò sta a dimostrare che vi è una forza in compressione agente sulla pala che si va ad opporre all'azione centrifuga dovuta all'inerzia del moto circolare. Tale forza rimane di entità sempre contenuta, ma estrapolandone il comportamento per velocità superiori di vento, ovvero considerando un comportamento ideale della pala anche per alte velocità del flusso fluido, so potrebbe raggiungere un sostanziale equilibrio di forze per velocità comprese fra i 25 e i 30 m/s di velocità indisturbata del vento. Tali considerazioni non tengono in conto l'azione della gravità sull'intera struttura.

Discorso analogo è possibile farlo poi per quanto riguarda invece i momenti applicati alla radice della pala.

Velocità vento [m/s]	M_x [Nm]	M_y [Nm]	M_z [Nm]	M_{tot} [Nm]
5	4,083E+03	-1,574E+02	-5,013E+00	4,086E+03
8	7,799E+03	-9,729E+02	-7,847E+01	7,860E+03
10	8,863E+03	-1,354E+03	-1,060E+02	8,967E+03
12	9,427E+03	-1,441E+03	-9,720E+01	9,537E+03
15	1,026E+04	-9,779E+02	-5,104E+01	1,031E+04
20	1,433E+04	-1,382E+03	-3,771E+01	1,440E+04

Se il momento totale, fortemente influenzato dal momento in direzione x, generatore poi della potenza trasmessa ai motori elettrici, cresce all'aumentare della velocità del vento in ingresso non si può dire lo stesso dei momenti nelle altre due direzioni. In particolare il momento lungo z tende a rimanere sostanzialmente costante, viceversa il momento lungo y alterna andamenti crescenti ad andamenti decrescenti nel range di velocità 5-20 m/s considerato.

Tornando ad analizzare i dati relativi alla forza agente alla base della pala, si può notare nelle figure 5.10 e 5.11 come essa vari non solo in modulo ma anche in direzione. Prendendo come riferimento infatti gli angoli che essa forma sul piano xy e sul piano yz si ottengono i seguenti risultati.

Velocità vento [m/s]	Angolo xy [deg]	Angolo yz [deg]
5	8,64E+01	1,31E+01
8	8,17E+01	5,71E+00
10	8,02E+01	4,56E+00
12	8,05E+01	4,02E+00
15	8,29E+01	3,27E+00
20	8,24E+01	1,12E+00

Con l'aumentare della velocità l'angolo che la forza ha con il piano orizzontale via via diminuisce, poichè la forza lungo la direzione y diventa sempre più preponderante. Per quanto riguarda la direzione sul piano xy invece la direzione non ha un andamento univoco con la velocità ma aumenta o diminuisce a seconda della velocità indisturbata del vento. Le fluttuazioni in termini di direzione sono minime, lo spettro infatti è ampio solo 6 gradi considerando l'intero spettro di 15 m/s di velocità del vento simulato.

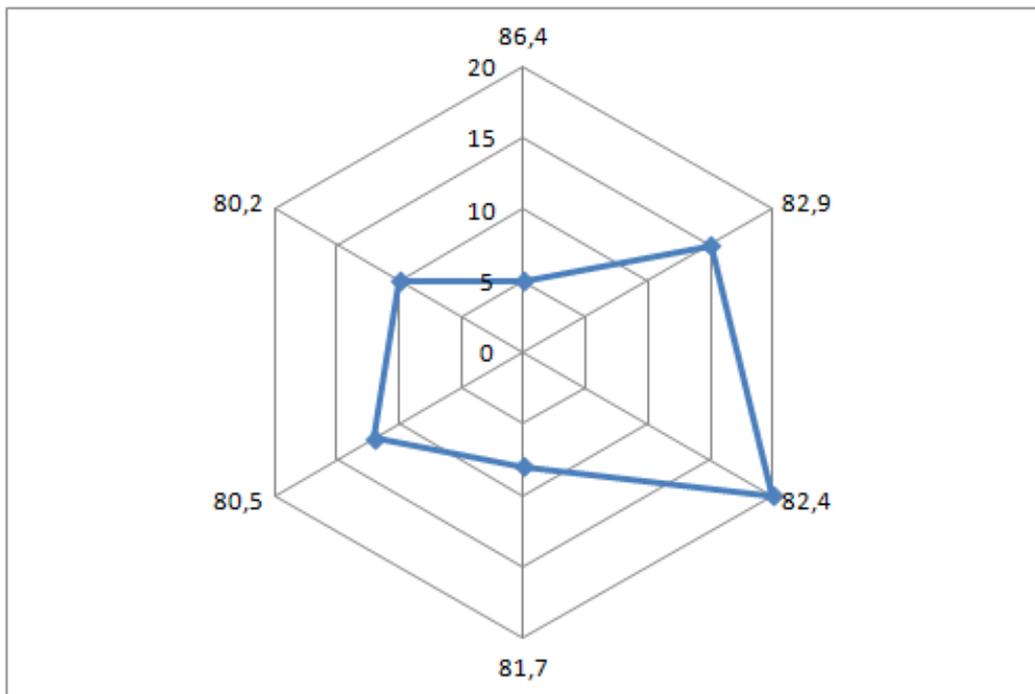


Fig. 5.10: Angoli forza sul piano xy

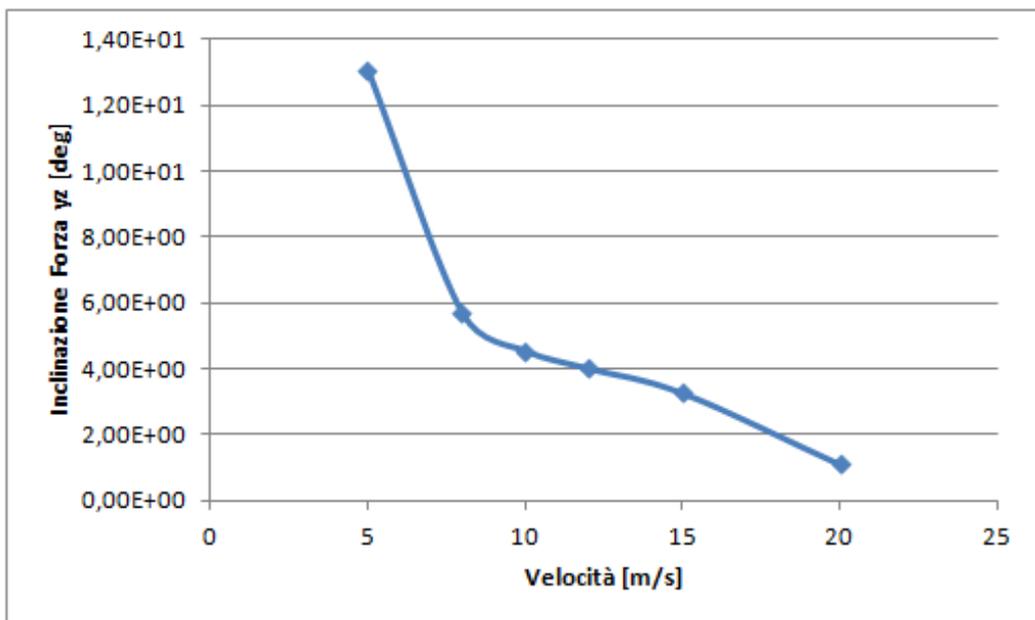


Fig. 5.11: Angolo forza sul piano yz

5.3.2 Rotore bloccato

Sono state quindi eseguite anche simulazioni con rotore bloccato. In questa tipologia di simulazioni il rotore non ruota all'interno del moto fluido e simuliamo quelle condizioni di vento in cui appunto il rotore venga fermato per eccessiva velocità del moto fluido. Nella pratica infatti quando il vento supera circa i 22 m/s di velocità la pala viene via via fermata per diminuire i carichi a cui è sottoposta. Le analisi eseguite sono state fatte per simulare condizioni di vento forte e limite per l'utilizzo della turbina eolica fino alle condizioni di vento estreme, 60 m/s, oltre le quali non è garantita l'integrità strutturale della pala.

Velocità vento [m/s]	Deform. tot [m]	Dilataz. x [m]	Compress. [m]
22	1,29E-01	1,57E-03	3,14E-03
25	1,66E-01	2,02E-03	4,04E-03
30	2,38E-01	2,90E-03	5,79E-03
35	3,22E-01	3,93E-03	7,83E-03
50	6,56E-01	8,53E-03	1,60E-02
60	1,14E+00	1,44E-02	2,80E-02

Come si può notare nelle figure 5.12 e 5.13 le deformazioni, ma anche la dilatazione e la compressione aumentano direttamente con la velocità del vento. Se nel caso però di rotore bloccato questo aumento seguiva una legge di terzo ordine in questo caso si ha più una legge esponenziale/secondo ordine, senza flessione quindi attorno ad un punto di turn off. Come si può notare le deformazioni che si verificano con 20 m/s di velocità del vento con il rotore in movimento sono simili a quelle che si verificano con velocità di 35 m/s ma con rotore bloccato.

Andando a valutare le condizioni estreme di sopravvivenza della struttura si ottiene una deformazione in punta di ben 1.14 metri, valore decisamente importante che non garantisce l'effettiva sopravvivenza della struttura anche perchè a quelle velocità il vento normalmente presenta notevoli turbolenze/picchi di velocità. La deformazione in compressione della *spar* varia da i 3 millimetri per una velocità del vento di 22 m/s fino ai quasi 3 centimetri per velocità di 60 m/s.

Da un punto di vista della forza e del momento che agisce alla base della struttura sembra confermare il comportamento crescente con ordine 2 come verificato per le deformazioni.

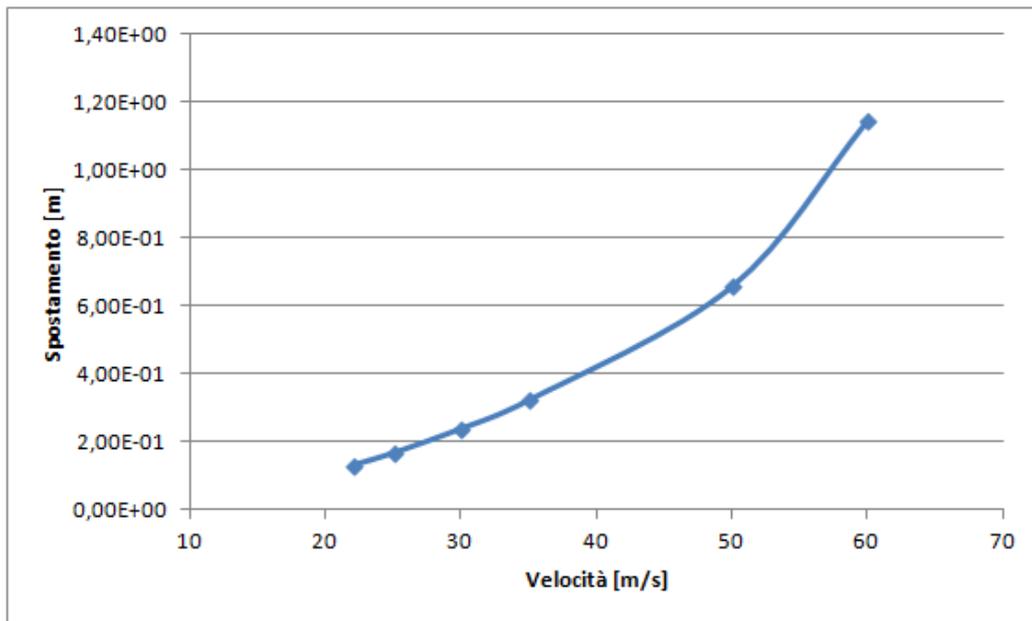


Fig. 5.12: Spostamento massimo totale in funzione della velocità

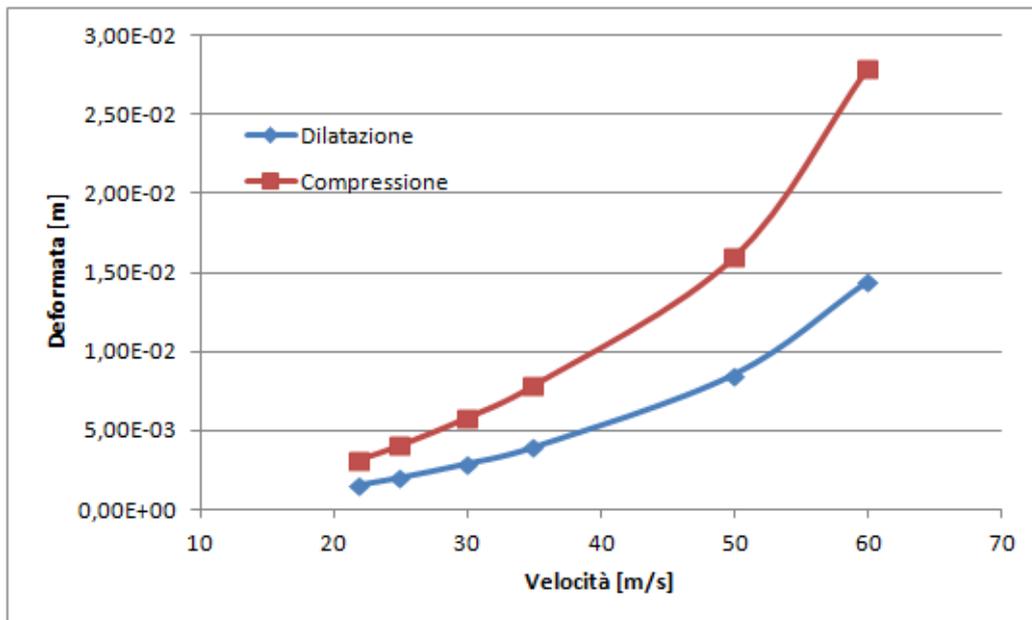


Fig. 5.13: Compressione e dilatazione in funzione della velocità del vento

Velocità vento [m/s]	F_{tot} [N]	M_{tot} [Nm]
22	1,66E+03	5,73E+03
25	2,14E+03	7,37E+03
30	3,07E+03	1,06E+04
35	4,18E+03	1,43E+04
50	8,38E+03	2,91E+04
60	1,38E+04	5,01E+04

Forse e momenti crescono con la velocità, analogamente a quanto già verificato nel caso di rotore in movimento, seppur con legge diversa, com'era prevedibile. Andando a valutare invece la forza nelle sue tre componenti,

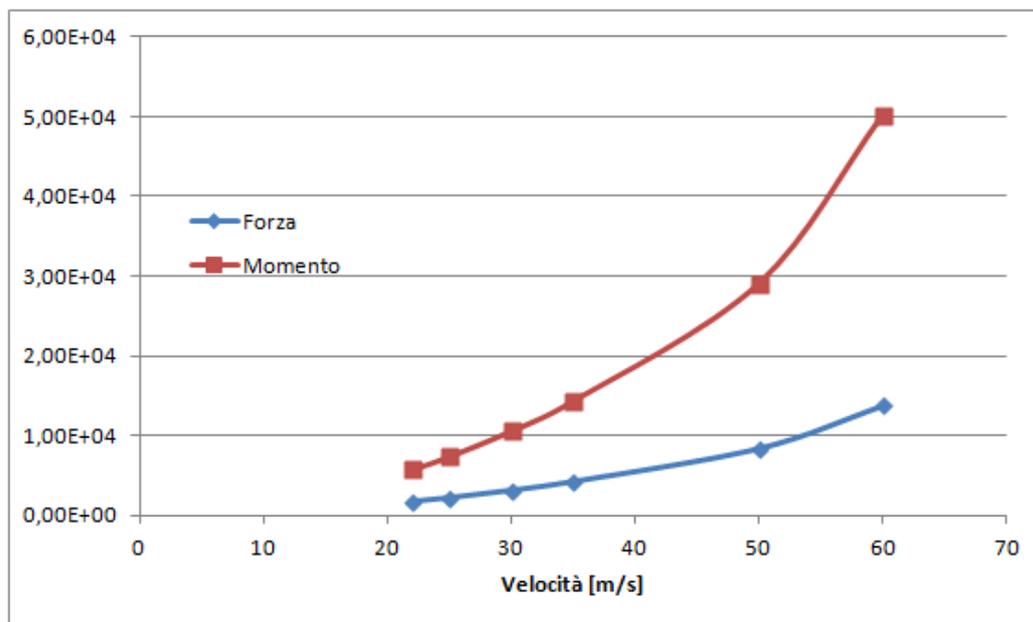


Fig. 5.14: Forze e Momenti in funzione della velocità del vento

analogamente a quanto è stato riscontrato con il rotore in movimento si ottiene una forza di compressione lungo la direzione z dell'asse della pala, soprattutto per alte velocità del flusso fluido. Ciò è da imputarsi principalmente alla generazione di un'area di depressione/sovrapressione nella regione della *tip* a causa di un distacco di vena/vortice generato dallo spigolo vivo della stessa, che va ad alterare preponderatamente il moto del flusso fluido.

Il comportamento quindi della pala con rotore bloccato differisce sia nell'entità, sia nella forma rispetto a quello con rotore in moto. Ciò perchè il vento approccia la pala con un angolo di attacco completamente differente e pertanto il profilo di pressioni che si generano sarà del tutto differente.

5.4 Risultati modello Coupling Transient

Oltre alle analisi *steady-state* per valutare la risposta a regime del sistema sono state anche eseguite simulazioni di tipo *transient* per valutarne la risposta temporale. Tali simulazioni infatti discretizzano il tempo perme-

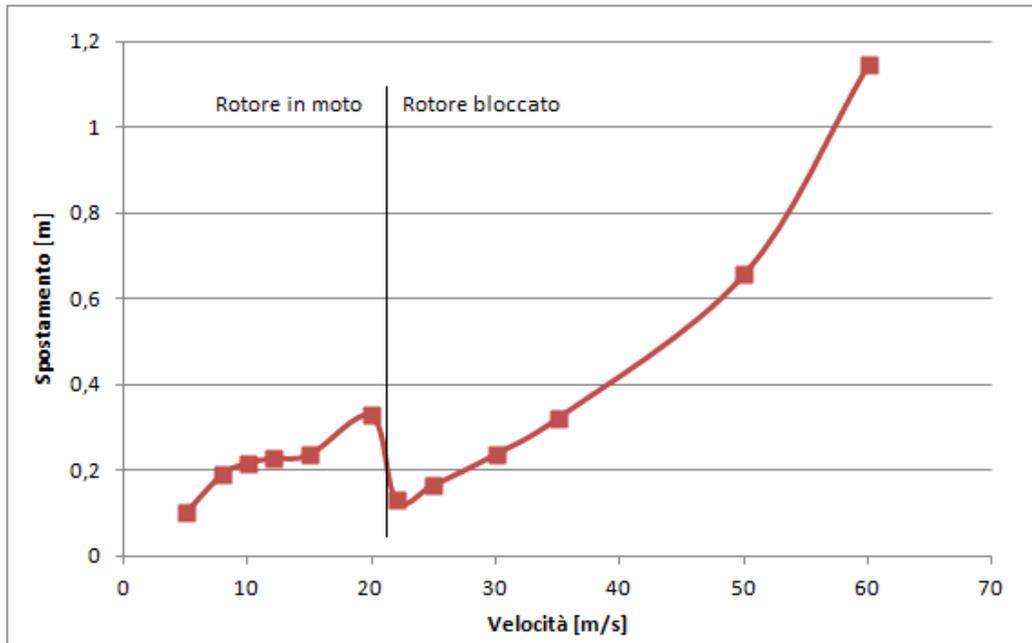


Fig. 5.15: Spostamenti massimi in funzione della velocità del vento con rotore bloccato o in moto

ttendo di valutare ed osservare la risposta temporale del modello in seguito all'applicazione dei carichi aerodinamici ed inerziali ai quali è sottoposto.

Nelle analisi in oggetto è stata presa una approssimazione circa il comportamento del lato fluido del problema. Per limitare le risorse di calcolo infatti le analisi del lato fluido eseguite sono state di tipo *steady-state* per ogni intervallo di tempo. Ciò è stato fatto come già detto per ridurre i tempi di calcolo e in ragione del fatto che gli effetti dinamici nel vento della pala, in seguito alla sua deformazione, sono trascurabili rispetto agli effetti dovuti alla velocità del vento.

Considerando infatti che le deformazioni sono limitate, e con esse lo è anche la velocità di deformazioni, i carichi indotti da tale moto risultano essere pertanto trascurabili rispetto agli eventi di pressione dovuti alla sola azione del vento. Tale approssimazione pertanto non pregiudica la bontà generale delle simulazioni eseguite ma al tempo stesso permette solo di ridurre i tempi generali di simulazione.

Sono state quindi eseguite simulazioni tempovarianti, con una discretizzazione del tempo di 0.02 secondi per ogni passo temporale. Questo permette di analizzare i fenomeni che coinvolgano il problema con una frequenza di 50 Hz permettendo così di analizzare fenomeni fino a 25 Hz per il teorema di

Nyquist. Oltre a risultato in funzione del tempo sono poi state eseguite analisi FFT (Fast Fourier Transform) per i segnali ottenuti in modo da analizzarne il contenuto in frequenza.

Infine per le simulazioni FEM è stato posto un coefficiente di smorzamento critico ξ pari a 0.2. Di norma, quando non è sperimentalmente noto il valore di ξ lo si pone pari a 0.05, valore che ben si adatta per la totalità dei materiali rimanendo in regime di buona sicurezza. Da tabelle e fogli tecnici relativi a materiali compositi rinforzati con fibre di vetro si è però optato per utilizzare un valore 4 volte maggiore, perchè valore maggiormente ricorrente nella letteratura tecnica dei materiali e per diminuire le deformazioni massime generate, in modo da limitare conseguentemente l'entità di deformazione della mesh per non incorrere in errori di remeshing del preprocessore di FLUENT.

5.4.1 Rotore in moto

Stante l'eccessiva richiesta in termini di tempi di calcolo per questa tipologia di simulazioni non è stato possibile eseguire un'analisi completa di sensibilità alla velocità del vento come è stato fatto per le simulazioni a regime. Ci si è soffermati invece su un paio di velocità del vento standard rispetto alle quali si son valutate deformazioni, forze alla base, velocità, accelerazioni ecc. Partendo dall'analisi delle deformazioni totali si nota in figura 5.16 come

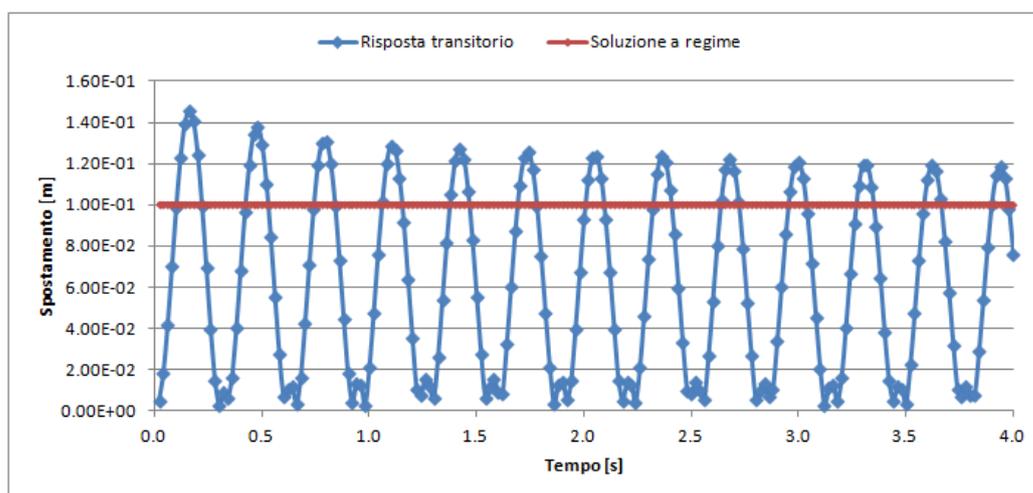


Fig. 5.16: Risposta transitorio

esse siano, per i valori massimi, maggiori rispetto alle deformazioni a regime rispetto alle quale però convergeranno con il passare dei secondi. L'andamento è di tipo sinusoidale e l'analisi FFT mostra come la frequenza principale sia

posta a circa 3 Hz, in accordo con la frequenza calcolata dall'analisi modale del modello. Ciò sottolinea il fatto che la maggior parte della deformazione sia di tipo flessionale, deformazione a cui è associata la frequenza di 3 Hz. Oltre a questa frequenza si nota l'esistenza di una portante di tipo lineare, o quasi, che porta i picchi massimi via via a degradare (e i minimi a crescere) nel tempo fino al raggiungimento della deformazione a regime.

Gli altri picchi che si possono distinguere in figura 5.17 dal rumore numerico dovuto all'incertezza dei dati raccolti, si trovano attorno alla posizione di 1 Hz, quindi di natura puramente inerziale. Come si può notare anche il loro valore assoluto è di molto inferiore a quello principale della deformazione flessionale dovuto all'azione del vento.

La risposta che qui si palesa non è la risposta a regime del sistema, come evidente ma la risposta di un sistema del prim'ordine composto da massa + molla e smorzatore soggetto ad un ingresso a gradino. La reazione sinusoidale che subisce è infatti del tutto assimilabile a quella di un sistema smorzato del primo ordine soggetto ad un ingresso a gradino, come effettivamente avviene nel caso in questione. La pala indisturbata viene colpita da un vento con velocità assoluta costante di 4 m/s nel suo moto attorno all'asse y . Le deformazioni conseguenti nel transitorio sono quanto si può vedere nei grafici presenti.

Oltre alla deformazione si è poi valutato l'andamento della forza alla base subita dalla struttura. Come si può vedere anche la forza segue l'andamento dovute alle deformazioni subite dalla pala. Lungo la direzione z invece si vede in figura 5.18, dopo una prima fase di assestamento un andamento costante per tutto il periodo considerato. Ovvero in direzione z i carichi aerodinamici non variano tanto da modificare i carichi inerziali dovuti al solo moto della pala.

Nelle direzioni x e y invece seguono l'andamento e il contenuto in frequenza di quanto già osservato per quanto concerne le deformazioni massime. L'analisi FFT del diagramma delle forze come visibile in figura 5.19, soprattutto in direzione y nota come alla frequenza fondamentale di circa 3 Hz se ne associa una secondaria, di minore entità, di poco superiore a 7 Hz.

Se si analizzano invece la compressione, subita dalla *spar* e la rotazione misurata in punta si nota in figura 5.20 come anch'esse seguano un andamento sinusoidale, con periodo e frequenza sostanzialmente identici a quanto individuato per la deformazione. Ciò sottolinea come entrambi i fenomeni seguano e dipendano quindi strettamente dal moto di deformazione indotto dalle forze aerodinamiche. In particolare la deformazione torsionale causa della rotazione della *tip* della pala, come si evince dall'analisi in frequenza visibile in figura 5.21, non è dovuta all'azione del vento ma conseguenza della

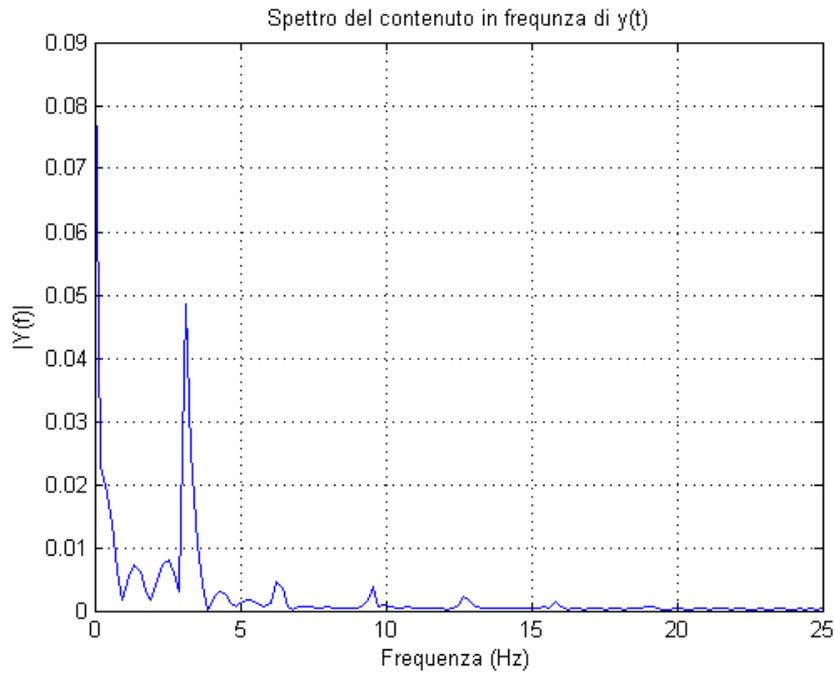
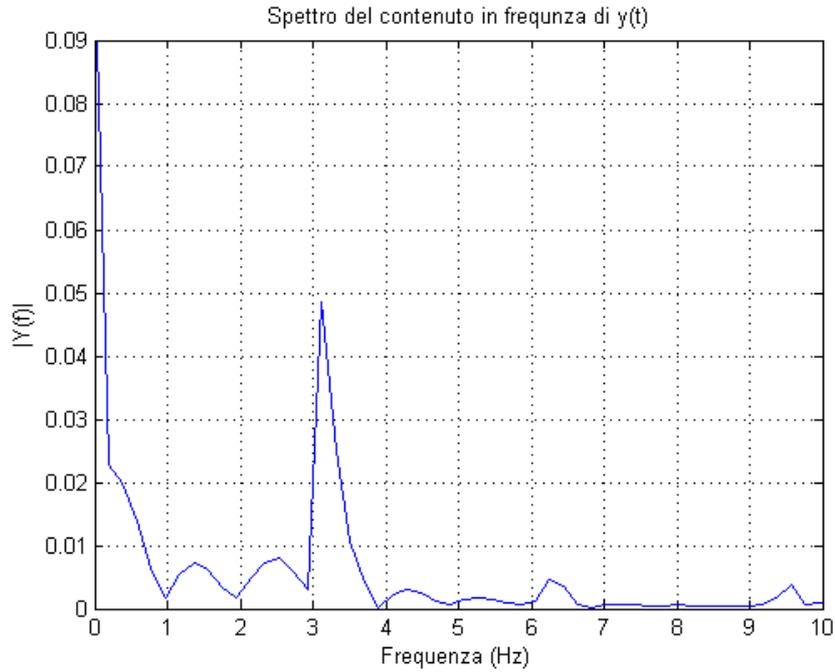
(a) *FFT deformazioni massime.*(b) *Ingrandimento della zona attorno ai 3 Hz.*

Fig. 5.17: Diagrammi in frequenza delle deformazioni

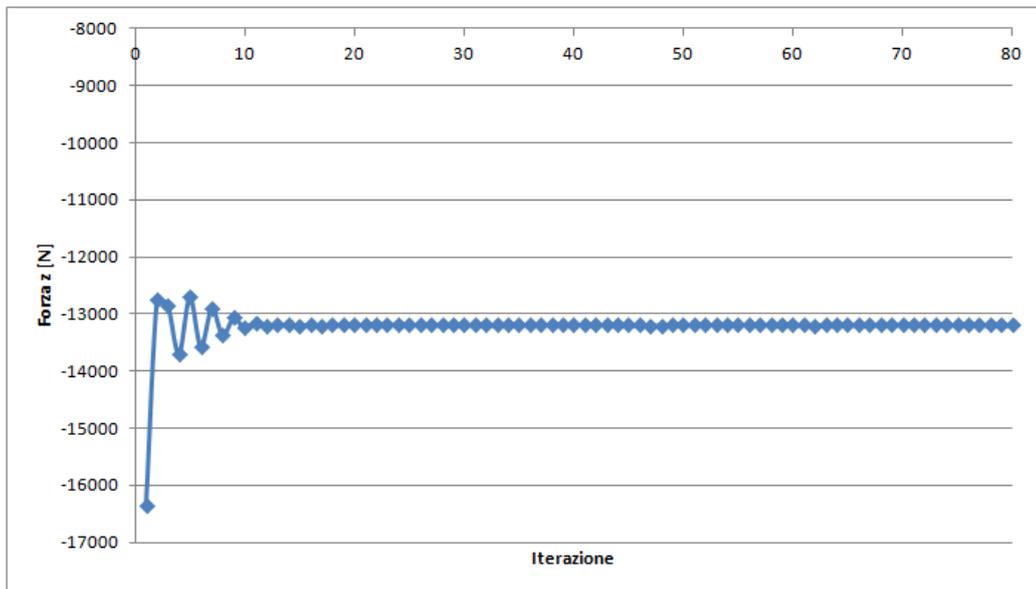


Fig. 5.18: Forza lungo z

deformazione flessionale della pala. Come già verificato dall'analisi del modello FEM, la pala data la sua asimmetria ed ortotropicità dei materiali che la compongono non risponde simmetricamente a carichi simmetrici. Ovvero associa ad una deformazione flessionale anche una rotazione attorno al proprio asse. La rotazione che si verifica dall'analisi di questa simulazione *transient* avendo lo stesso contenuto in frequenza della deformazione totale flessionale, è ascrivibile quindi al solo comportamento strutturale della pala e non ad un fenomeno aerodinamico autonomo. Ciò conferma quindi come il fenomeno del *flutter* non possa interessare questa pala, in particolare nelle date condizioni di vento. Tale fenomeno infatti si instaura quando deformazione flessionale e torsionale si accoppiano, secondo le frequenze proprie, cosa che in questo caso non si verifica poichè è stato misurata alcuna rotazione dovuta esclusivamente all'azione del solo vento.

Oltre alle deformazioni è possibile con le analisi *transient* valutare anche velocità ed accelerazione proprie delle deformazioni che subisce la pala, come si vede in figura 5.22. Andando a valutare la velocità massima di deformazione raggiunta si nota che è pari a 1.55 m/s contro una velocità relativa del vento in punta di 51.15 m/s; ovvero un valore pari a solo il 3% del valore massimo raggiunto dal vento.

Ciò conferma quindi quanto precedentemente assunto in fase di definizione del modello, ovvero che gli effetti dinamici di deformazione della pala avessero

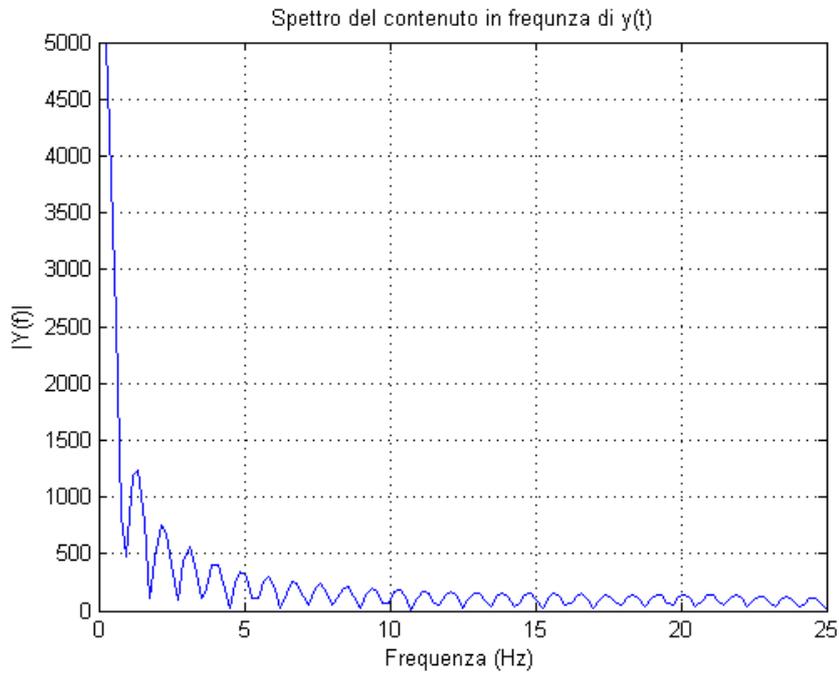
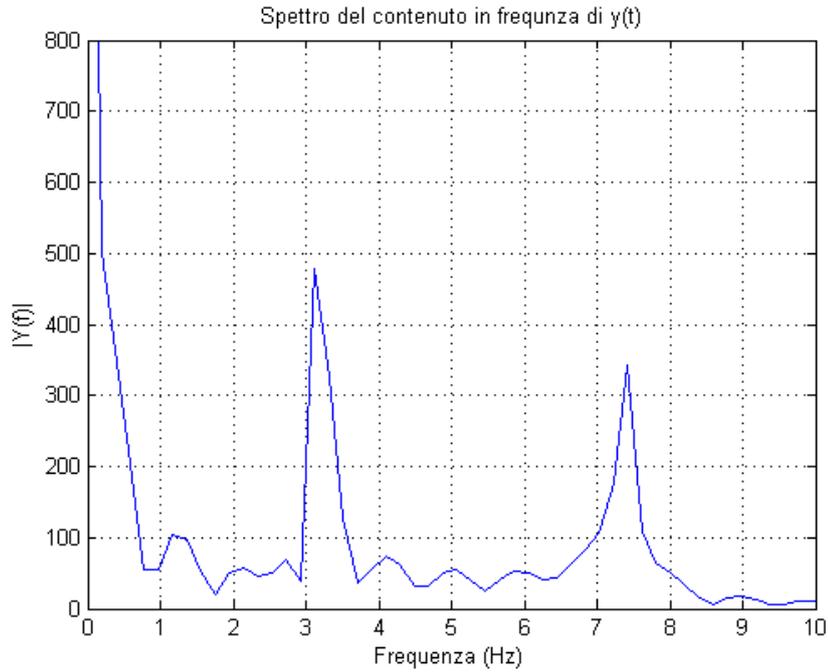
(a) *FFT forza totale.*(b) *FFT forza lungo y.*

Fig. 5.19: Diagrammi in frequenza delle forze alla base

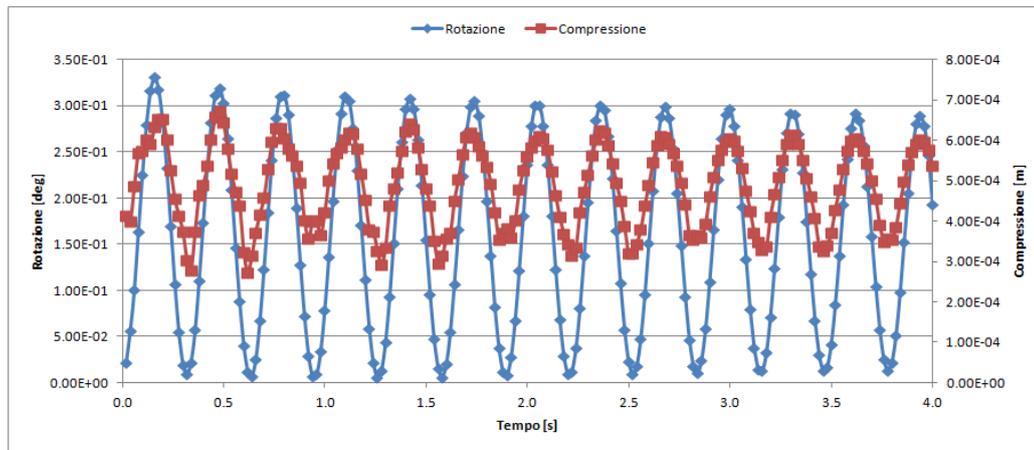


Fig. 5.20: Rotazione e compressione in funzione del tempo

una minima influenza sul moto del flusso fluido del vento, giustificando quindi l'approssimazione assunta precedentemente.

Il contenuto in frequenza di velocità ed accelerazione (che come la teoria prevede sono opposte di periodo) è differente rispetto a quello delle semplici deformazioni, come si può vedere in figura 5.26. In particolare, oltre ad un contenuto costante dato dallo smorzamento continuo delle oscillazioni, abbiamo che il primo picco lo si ottiene per valori attorno ai 6 Hz, circa doppi di quelli propri delle deformazioni, proseguendo poi con picchi secondari di circa 13 Hz e 19 Hz. Tali picchi sono prossimi alle frequenze proprie del secondo e terzo modo di vibrare della pala, adducendo al fatto che tali dati siano più puliti rispetto alle incertezze della posizione e pertanto ciò permetta di farli risaltare rispetto al rumore di fondo.

Tornando a valutare le deformazioni massime, si nota come i picchi dei massimi seguano una legge esponenziale come si vede in figura 5.24, o logaritmica a seconda delle preferenze, che si approssima alla soluzione a regime trovata con le simulazioni di tipo *steady-state* già presentate in questo lavoro. Ciò conferma quindi quanto previsto dalla teoria, ovvero uno smorzamento continuo delle oscillazioni fino al loro valore di stabilità, confermando quindi la natura di moto sottosmorzato tipica di un modello massa-molla più smorzatore.

Tempo [s]	Deform. max [m]	Velocità [m/s]	Acceler. [m/s^2]
2.00E-02	4.53E-03	4.40E-01	22.014
4.00E-02	1.86E-02	9.77E-01	28.59

6.00E-02	4.17E-02	1.35E+00	21.618
8.00E-02	6.99E-02	1.50E+00	11.788
0.1	9.85E-02	1.39E+00	8.147
0.12	1.23E-01	1.07E+00	16.16
0.14	1.39E-01	5.96E-01	23.999
0.16	1.46E-01	1.28E-01	28.719
0.18	1.41E-01	5.72E-01	29.551
0.2	1.24E-01	1.08E+00	26.514
0.22	9.93E-02	1.43E+00	18.875
0.24	6.95E-02	1.55E+00	6.5857
0.26	3.99E-02	1.42E+00	7.0175
0.28	1.50E-02	1.08E+00	17.896
0.3	2.79E-03	5.93E-01	25.384
0.32	8.67E-03	1.22E-01	29.525
0.34	6.18E-03	5.97E-01	29.708
0.36	1.64E-02	1.08E+00	24.631
0.38	4.01E-02	1.38E+00	15.129
0.4	6.84E-02	1.47E+00	5.7192
0.42	9.63E-02	1.34E+00	8.7972
0.44	1.20E-01	9.98E-01	17.681
0.46	1.34E-01	4.78E-01	26.107
0.48	1.38E-01	1.37E-01	30.71
0.5	1.29E-01	7.19E-01	29.136
0.52	1.10E-01	1.17E+00	22.575
0.54	8.43E-02	1.43E+00	14.078
0.56	5.52E-02	1.49E+00	5.9875
0.58	2.75E-02	1.32E+00	8.8944
0.6	7.13E-03	9.39E-01	18.962
0.62	1.04E-02	4.19E-01	26.499
0.64	1.20E-02	1.96E-01	29.196
0.66	3.34E-03	7.21E-01	27.65
0.68	1.63E-02	1.16E+00	22.781
0.7	4.22E-02	1.43E+00	14.101

Come si evince quindi dai dati ottenuti gli effetti di natura puramente inerziale tendono solo a sporcare la deformazione finale che subisce la pala nel suo moto. Tali dati infatti pur presenti presentano altresì ampiezze tali da limitare di molto gli effetti soprattutto in considerazione di quelli derivanti dal lato aerodinamico. Non ci si dimentichi infatti che le simulazioni sono

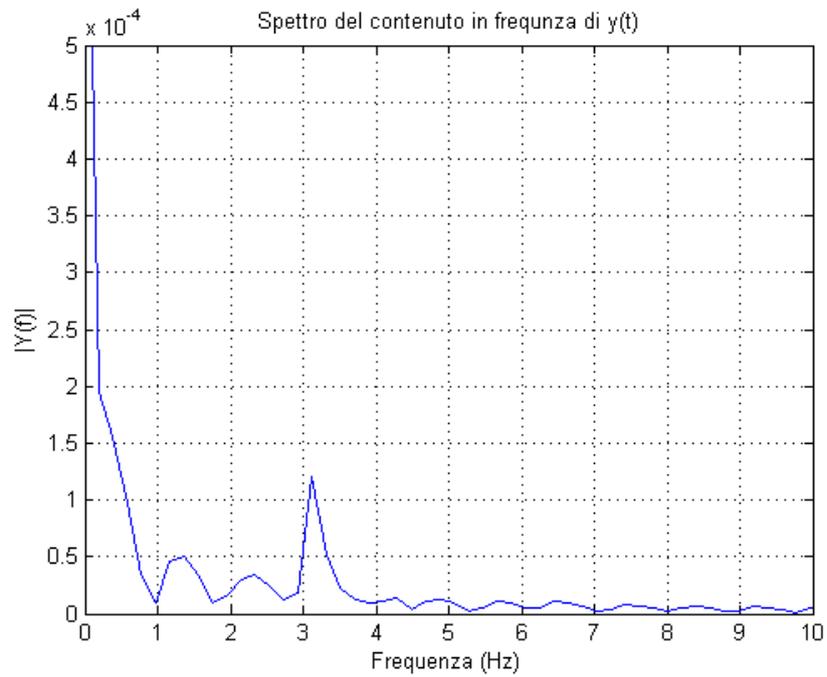
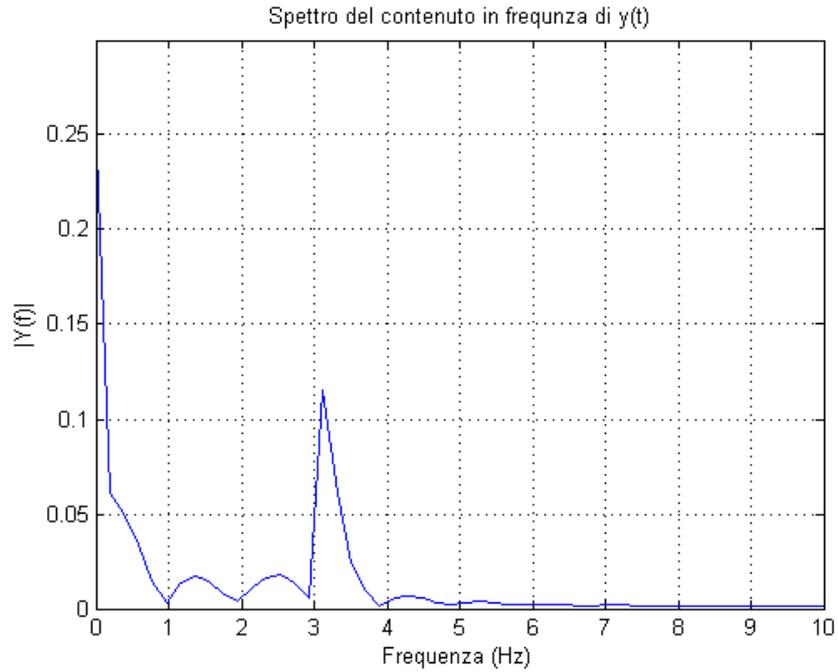
(a) *FFT compressione.*(b) *FFT rotazione.*

Fig. 5.21: Diagrammi in frequenza della compressione e rotazione

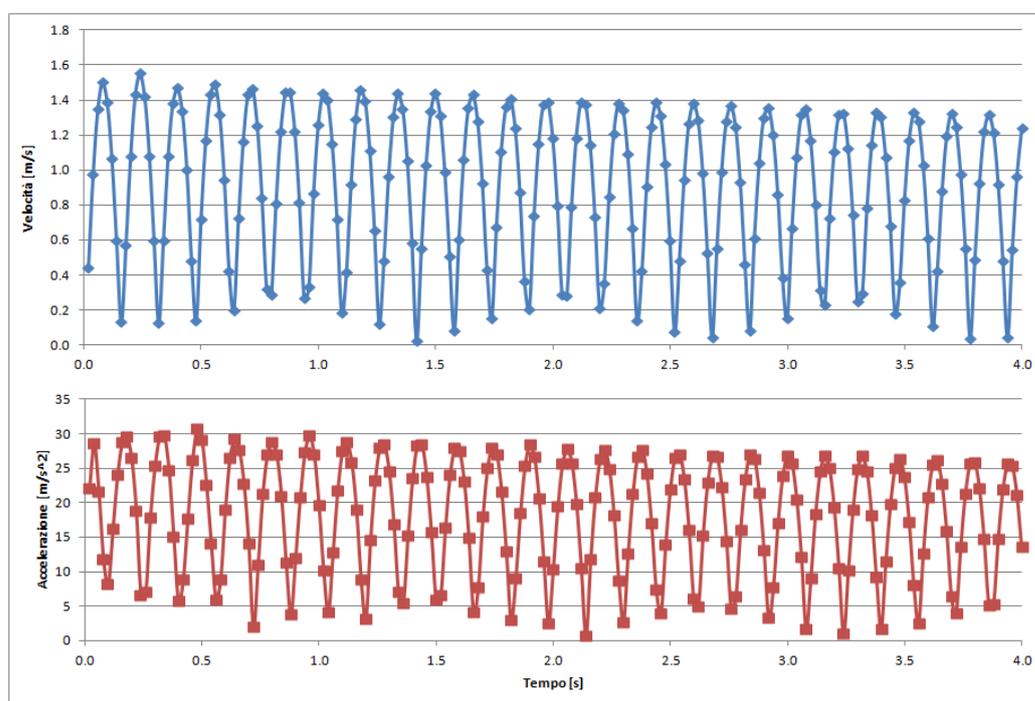


Fig. 5.22: Velocità ed accelerazione di deformazione in funzione del tempo

state eseguite in condizioni di vento molto basse, 4 m/s ovvero poco meno di 15 km/h, ovvero in condizioni di vento che nella realtà sono al limite dell'utilizzo della turbina eolica stessa.

Non ci si dimentichi però che quanto qui simulato non è la risposta vera e propria a regime, quanto più il transitorio in seguito al passaggio da una condizione indisturbata ad una perturbata generata da un salto di vento pari a 4 m/s.

Oltre a queste simulazioni ne sono state eseguite altre con velocità maggiore del vento, pari a 5 m/s. Dal confronto incrociato dei dati non si è notata alcuna discrepanza da un punto di vista del contenuto in frequenza. La deformazione imposta non è quindi dipendente dal vento quanto dalle caratteristiche intrinseche del sistema strutturale. L'unica differenza riguarda ovviamente le deformazioni massime ottenute che sono state maggiori nel secondo caso con velocità di 5 m/s rispetto al caso precedente. Non è stato poi possibile valutare la diversa risposta di smorzamento nei due casi. La teoria infatti sostiene che per basse velocità del vento lo smorzamento sia maggiore che con velocità superiori. In particolare rimane sostanzialmente costante fino a 8 m/s per poi cambiare repentinamente con velocità di 10

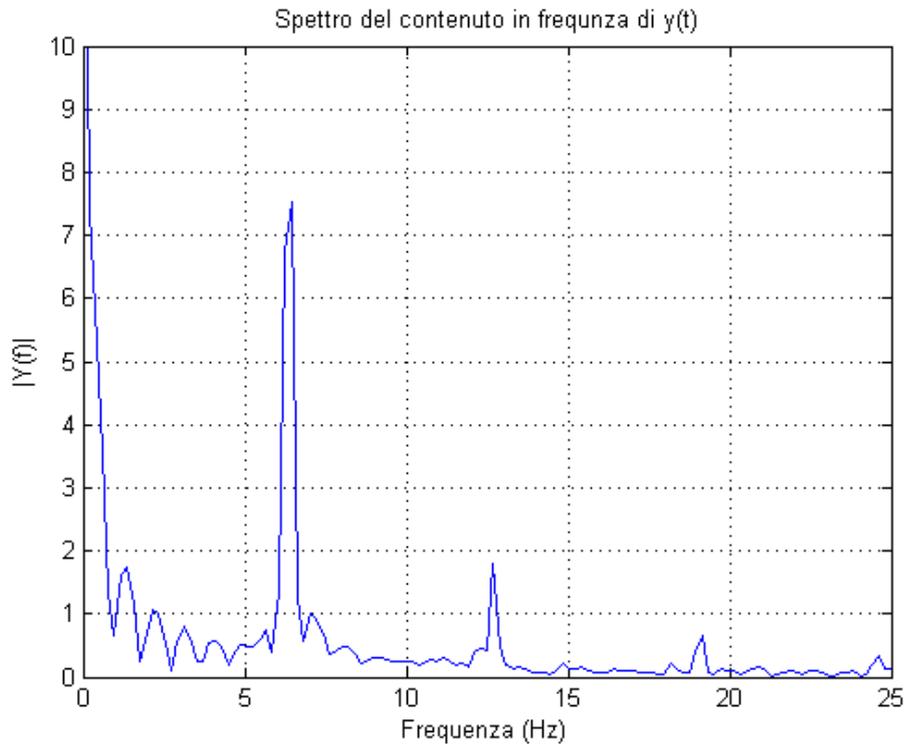


Fig. 5.23: Diagramma FFT dell'accelerazione di deformazione in funzione della frequenza

m/s. Date le incertezze intrinseche dei dati ottenuti e del modello, e data la differenza di velocità troppo piccola, non si è potuto confermare quanto la teoria impone anche per il modello di pala in esame.

5.4.2 Rotore bloccato

Analogamente a quanto già mostrato nel caso di rotore in moto sono state eseguite le medesime analisi anche per rotore bloccato. In questo caso quindi il fluido appropria la pala direttamente e con moto rettilineo partendo dalla superficie di *inlet* fino ad uscire dalla superficie di *outlet* opposta. Il moto come già spiegato nel capitolo 3.1 è meno complesso e più lineare. Per le analisi è stata scelta la stessa velocità del vento onde evitare una dipendenza dei dati dalla velocità assoluta del vento stesso, anche nel caso di rotore bloccato è stata utilizzata una velocità indisturbata del vento pari a 4 m/s.

Anche per il caso di rotore bloccato l'inviluppo temporale delle defor-

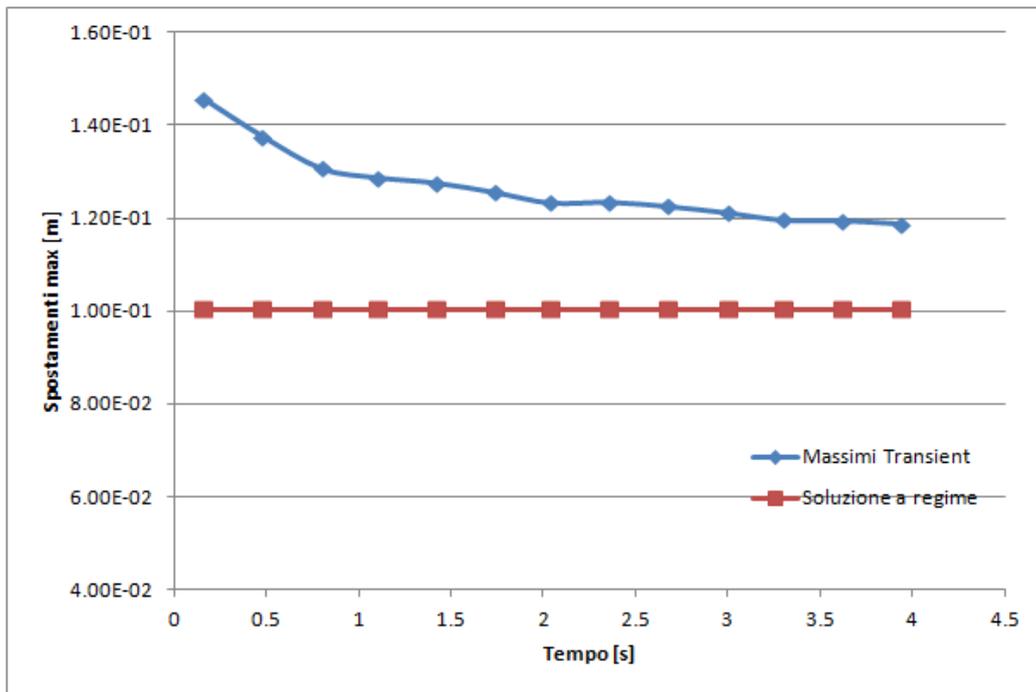


Fig. 5.24: Picchi massimi e soluzione a regime

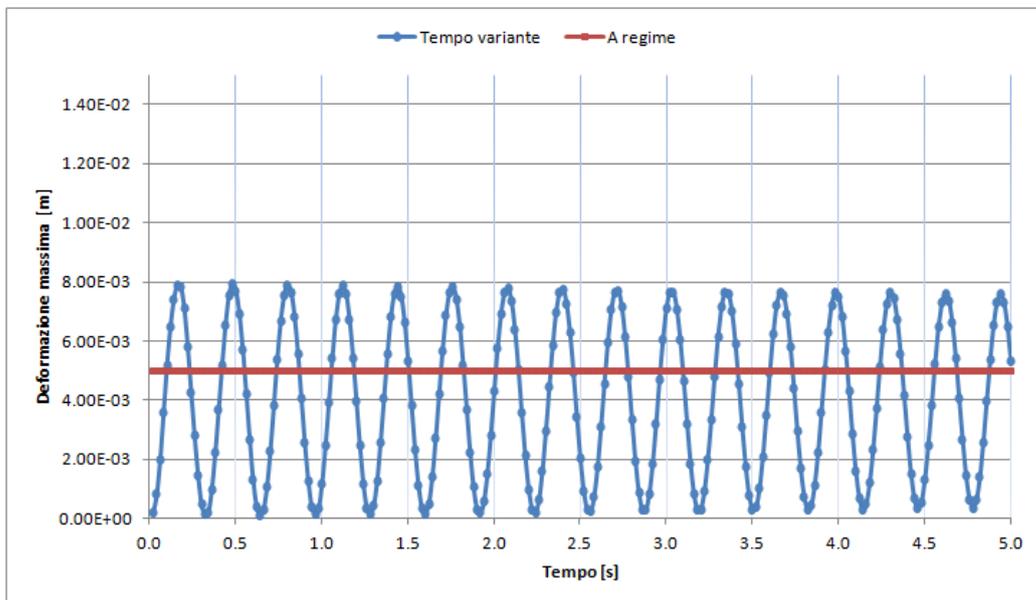


Fig. 5.25: Deformazione tempovariante e a regime

mazioni ha un andamento di tipo sinusoidale, leggermente decrescente, che

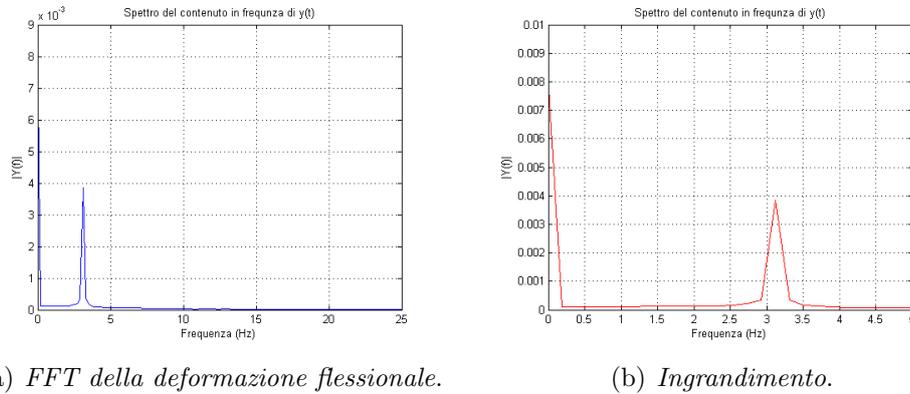


Fig. 5.26: Diagrammi in frequenza del moto flessionale

tende in un tempo ben superiore ai 5 secondi simulati in questa analisi, al valore raggiunto con le simulazioni di tipo *steady-state* come si può vedere in figura 5.25. Analizzando quindi il contenuto in frequenza si nota che oltre al contenuto statico la frequenza fondamentale si attesta attorno ai 3 Hz, ovvero la deformazione è di tipo flessionale puro. A differenza del caso di rotore in moto non compaiono infatti altri picchi a frequenze inferiori, 1 Hz e 2 Hz che quindi è corretto attribuire ad effetti di natura esclusivamente inerziale, come si nota in figura 5.26; si ricorda infatti che la pala esegue una rotazione completa in poco meno di un secondo.

L'inviluppo sinusoidale appare infatti in questo caso molto più pulito senza picchi minori e con un andamento più omogeneo, soprattutto in prossimità dei massimi e dei minimi.

Valutando quindi la deformazione e la rotazione in figura 5.27, come già spiegato nel capitolo precedente si nota come tali fenomeni seguano il fenomeno principale di deformazione flessionale. Con essi infatti hanno in comune la frequenza principale come si vede dal diagramma dell'analisi FFT e anche dalla perfetta sovrapposizione fra i due grafici espressi nel dominio del tempo. Ciò conferma quanto precedentemente verificato, ovvero che il fenomeno di rotazione della punta della pala è frutto esclusivamente della geometria e del materiale di cui la pala è composta, come si vede in figura 5.28. Ciò è infatti frutto della non simmetria della stessa se sottoposta ad un carico che le imponga una deformazione perpendicolare al proprio asse.

Come già visto nel capitolo 4.4 infatti la pala si deforma asimmetricamente lungo il bordo di attacco e lungo il bordo di coda, inducendo quindi una rotazione al profilo in punta alla pala. Anche in questo caso quindi la rotazione non è frutto della sola azione del vento, ma derivante dalla defor-

mazione flessionale principale.

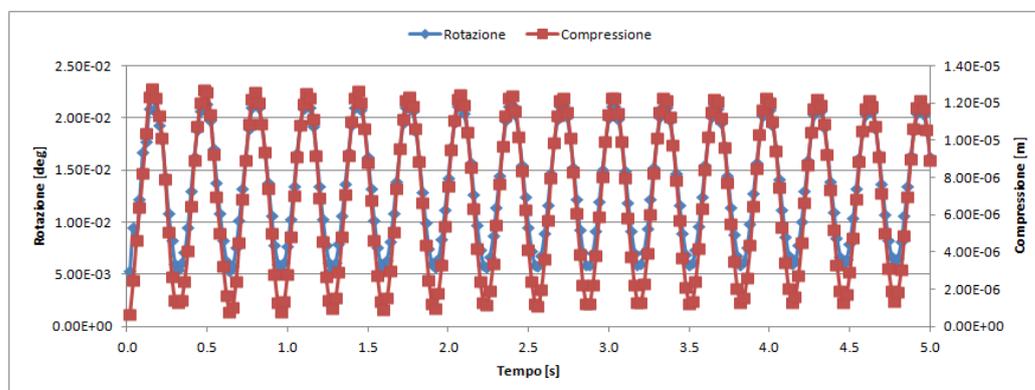


Fig. 5.27: Deformazione in compressione e rotazione

Andando a valutare la forza che agisce alla base invece si nota immediatamente la differenza rispetto al caso della pala in moto come si vede in figura 5.29. La forza in direzione z infatti non si assesta attorno ad un valore costante ma varia anch'essa sinusoidalmente per tutto il periodo di simulazione. Periodi e frequenze principali per le forze lungo tutti e 3 gli assi non variano, come si evince dall'analisi FFT eseguita sui dati ottenuti. Inoltre si nota come gli effetti della deformazione flessionale siano preponderanti rispetto a tutti gli altri effetti di distorsione dovuto dall'impatto del vento con la pala in posizione statica.

Inoltre si dimostra che l'angolo sul piano xy non varia, o meglio, varia in modo contenuto rispetto al caso del rotore in moto, questo sia perchè le deformazioni sono esse stesse contenute rispetto al caso precedente e perchè non vi è la componente dinamica in gioco.

Infine andando a valutare la risposta in termini di velocità ed accelerazione di deformazione si nota in figura 5.30 come le frequenze proprie di queste siano compatibili se non perfettamente sovrapponibili a quelle del caso del rotore in moto. Ciò quindi sottolinea come gli effetti di deformazione flessionale, pur avvenendo secondo direzioni differenti (nel caso di rotore bloccato il vento colpisce la pala perpendicolarmente, nel caso di rotore in moto il vento invece la incide con un angolo inferiore) sia preponderante rispetto a tutti gli altri fenomeni di deformazione che essa subisce.

Ovvero gli effetti inerziali presenti nel primo caso e non nel secondo influiscono poco sugli effetti globali di deformazione, sia in termini assoluti di spostamento sia in termini di contenuto in frequenza. Nonostante la pala

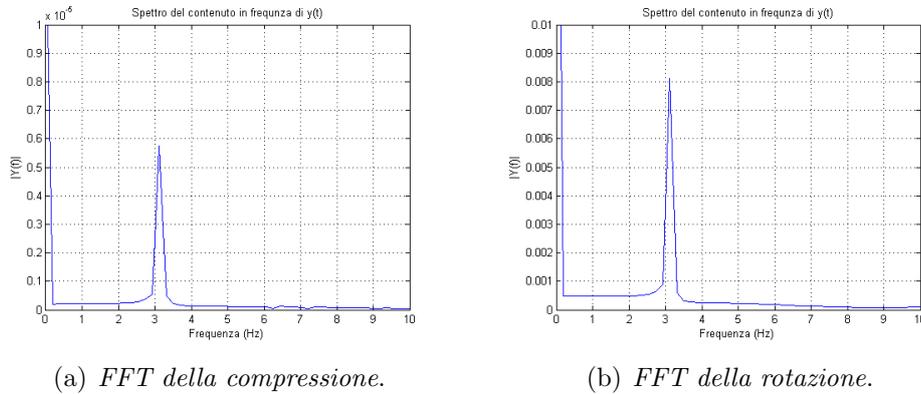


Fig. 5.28: Diagrammi in frequenza di compressione e torsione

ruoti con una grande velocità angolare la dinamica della propria massa è ben contenuta dalla resistenza strutturale del materiale che la compone, smorzando di molto le deformazioni indotte.

5.5 Risultati lato fluido analisi coupling

Dopo aver analizzato i risultati dal punto di vista strutturale della pala del rotore eolico, valutiamo anche il comportamento del lato fluido del problema. Diversamente da quanto fatto in precedenza i dati che si possono ricavare ed utilizzare da un punto di vista fluidodinamico sono minori rispetto a quelli utilizzabili per un'analisi strutturale.

La pala è infatti già ottimizzata da un punto di vista fluidodinamico (se escludiamo la porzione di raccordo alla radice) e al tempo stesso date le incertezze intrinseche nel modello e le leggere deformazioni ottenute, non sarà possibile ricavare dati per comparare il momento all'albero prodotto in condizione deformata ed in condizione indeformata. Le incertezze del modello prodotto non garantiscono infatti questo raffronto. Per poterlo attuare si sarebbe dovuto creare dei modelli più puntuali, della sola porzione di punta della pala e confrontare il momento prodotto solo da queste porzioni. In seconda analisi un confronto diretto fra questi dati sarebbe stato possibile solo nel caso di deformazioni maggiori, ovvero strutture più snelle, ma ciò come già anticipato nei capitoli precedenti avrebbe impedito la realizzazione di questa tesi, o per lo meno con le risorse di calcolo in nostro possesso si sarebbe dovuto creare mesh più grossolane per consentire un corretto remesh-

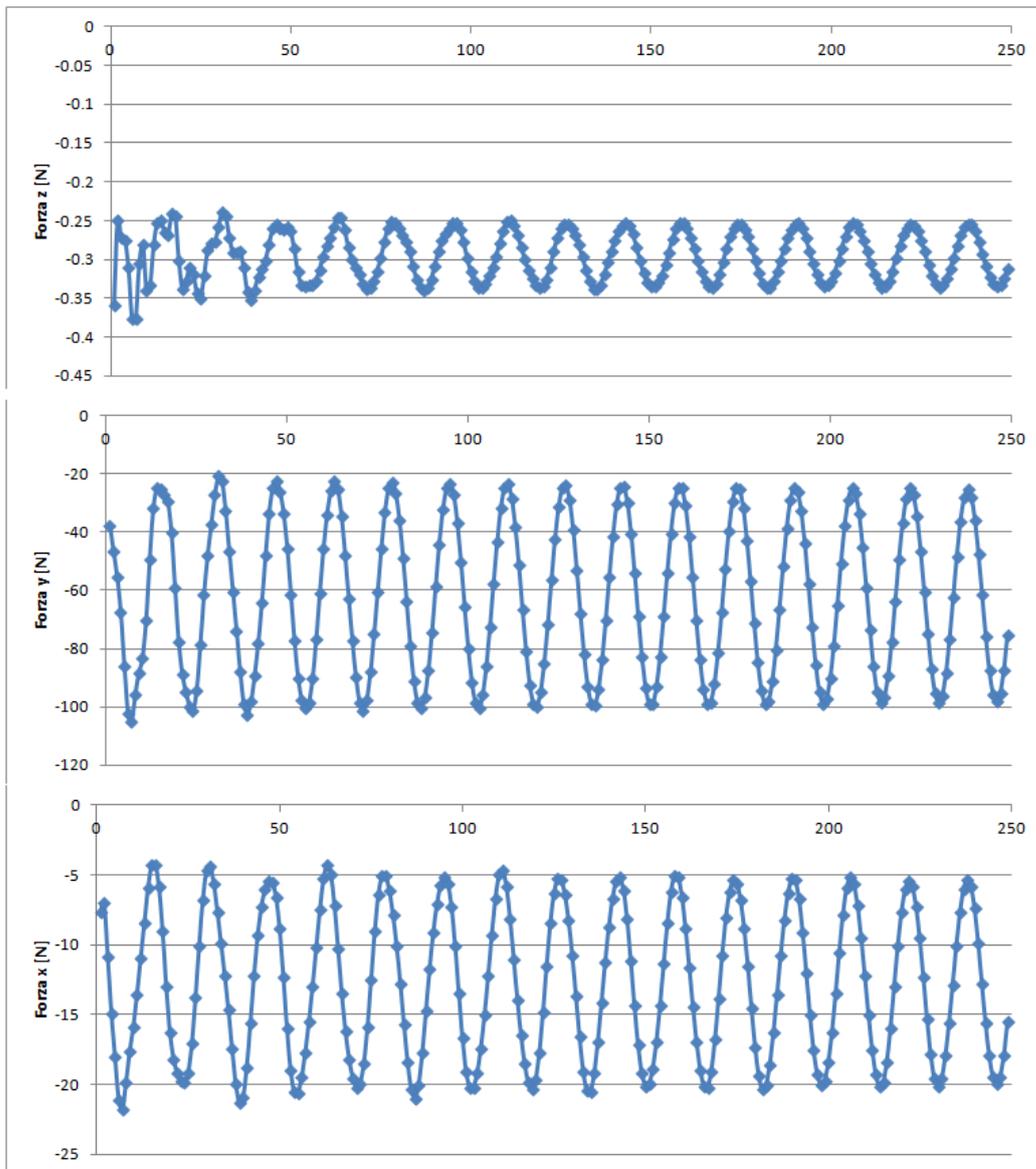


Fig. 5.29: Forze nelle tre componenti, andamento temporale

ing.

Analizzando quindi sono da un punto di vista puramente qualitativo l'andamento del momento prodotto all'albero nei 5 secondi della simulazione *transient* eseguita si nota come il suo andamento tenda a seguire la deformazione stessa subito dalla pala. Ciò sta a dimostrare che la deformazione seppur contenuta influenza in maniera tangibile, seppur non molto impor-

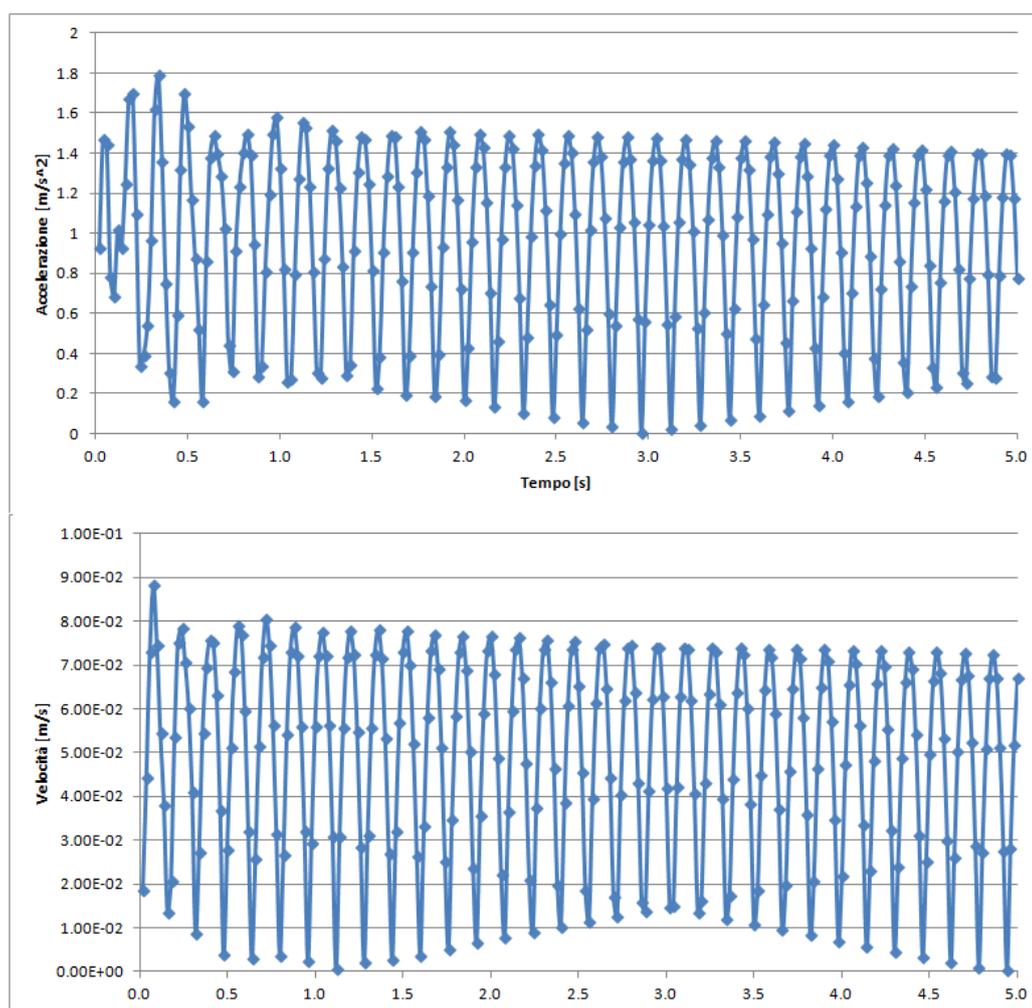


Fig. 5.30: Velocità e accelerazione nel dominio del tempo

tante l'efficienza aerodinamica della struttura. Come si può vedere in figura 5.32 la discretizzazione del tempo effettuata è stata circa 5 volte superiore a quella utilizzata per il lato strutturale, quindi un campionamento di 10 Hz circa. Ciò nonostante come si evince qualitativamente dalla figura 5.32, il momento presenta un andamento armonico nel tempo, indicando quindi che la deformazione effettivamente abbia un impatto sulla produzione di potenza della pala. I dati non sono però utilizzabili a pieno per un confronto diretto con il caso della pala indeformata poichè la deformazione della mesh avviene in modo automatico e non controllato direttamente, per cui la validazione della mesh perde di valore, e con essa parte della veridicità esatta dei dati.

Ricordiamo che in ambito commerciale tale pala è corretta nella zona

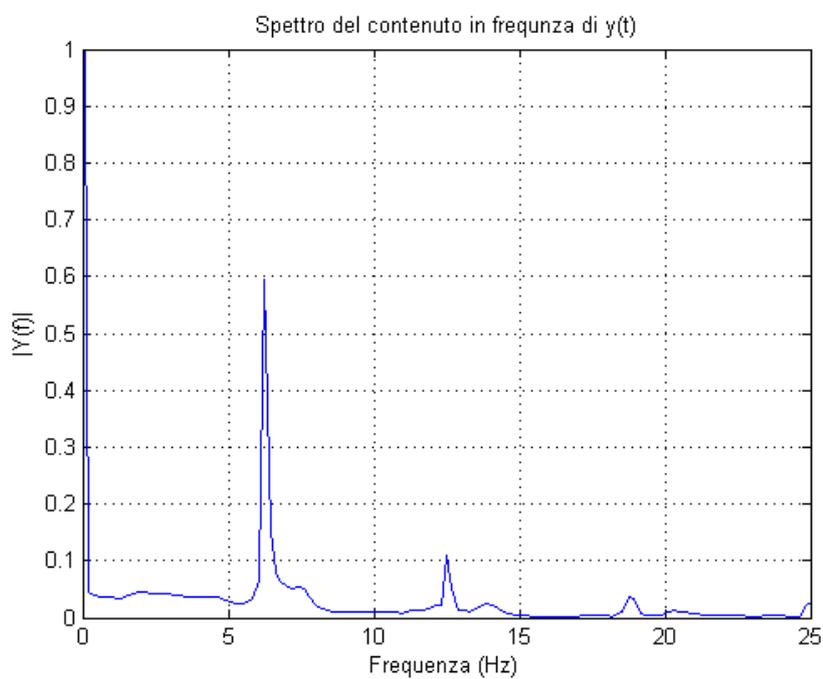


Fig. 5.31: Accelerazione nel dominio delle frequenze

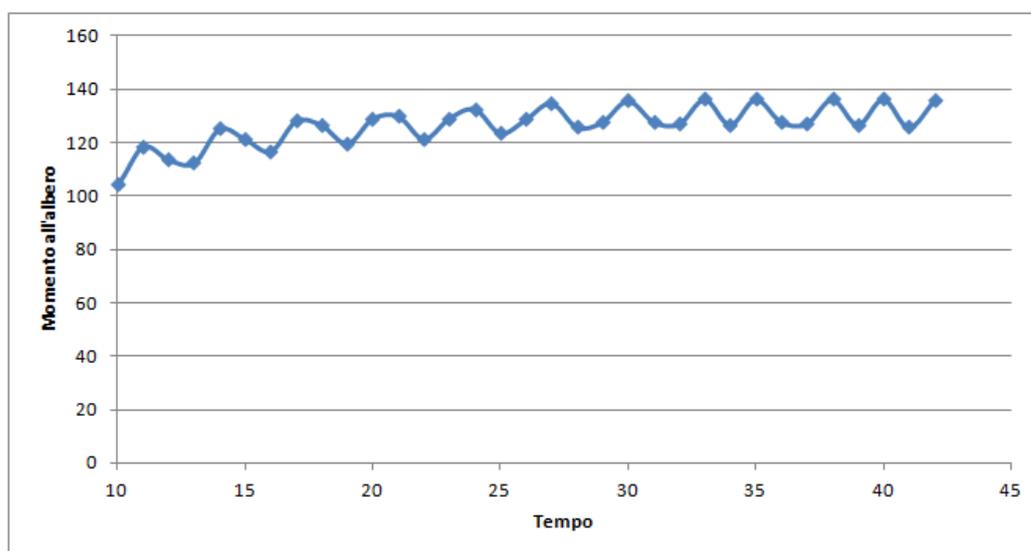


Fig. 5.32: Andamento del momento all'albero nel tempo

tramite l'inserzione di una *winglet* in testa, che va a correggere il vortice di scia prodotto, limitando le perdite aerodinamiche e molto probabilmente va

a correggere l'equilibrio delle forze agenti limitando quindi le deformazioni totali della regione della *tip*.

Da un punto di vista invece prettamente della simulazione è importante sottolineare l'effettiva ampiezza della scia prodotta dalla sola presenza della pala. Se nel caso rotatorio è già stata evidenziata la sua forma, che si attorciglia su se stessa fino all'outlet di uscita del dominio del modello, in figura 5.33 si può notare invece quella prodotta nel caso di rotore bloccato. Come si può vedere la parte vorticososa vera e proprio con ritorno di flusso

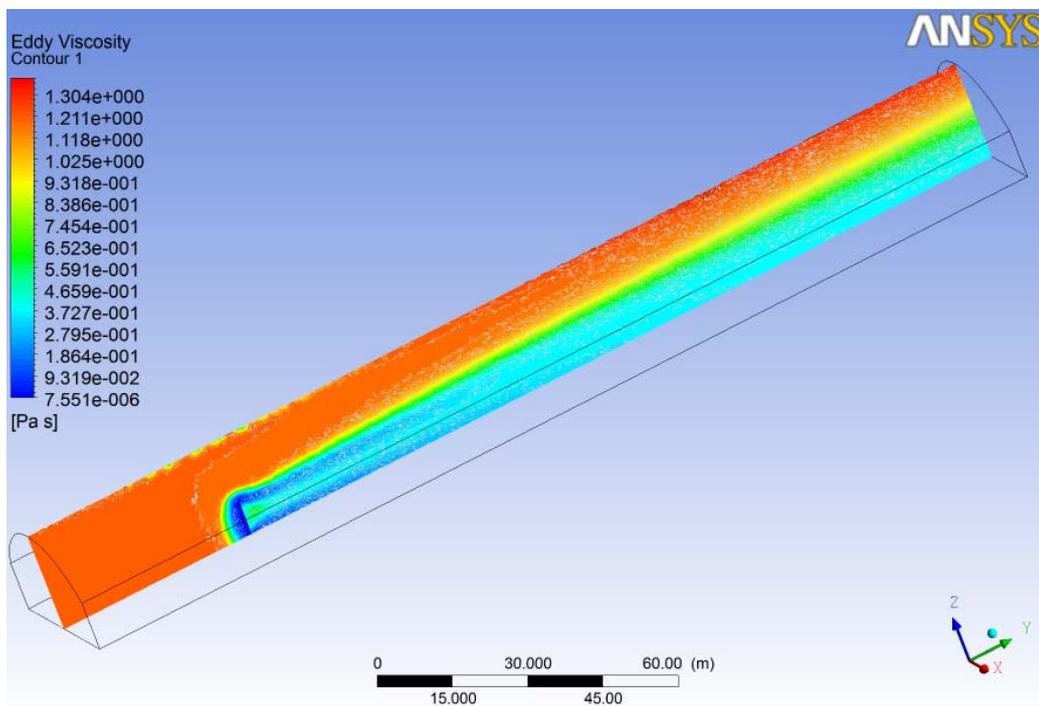
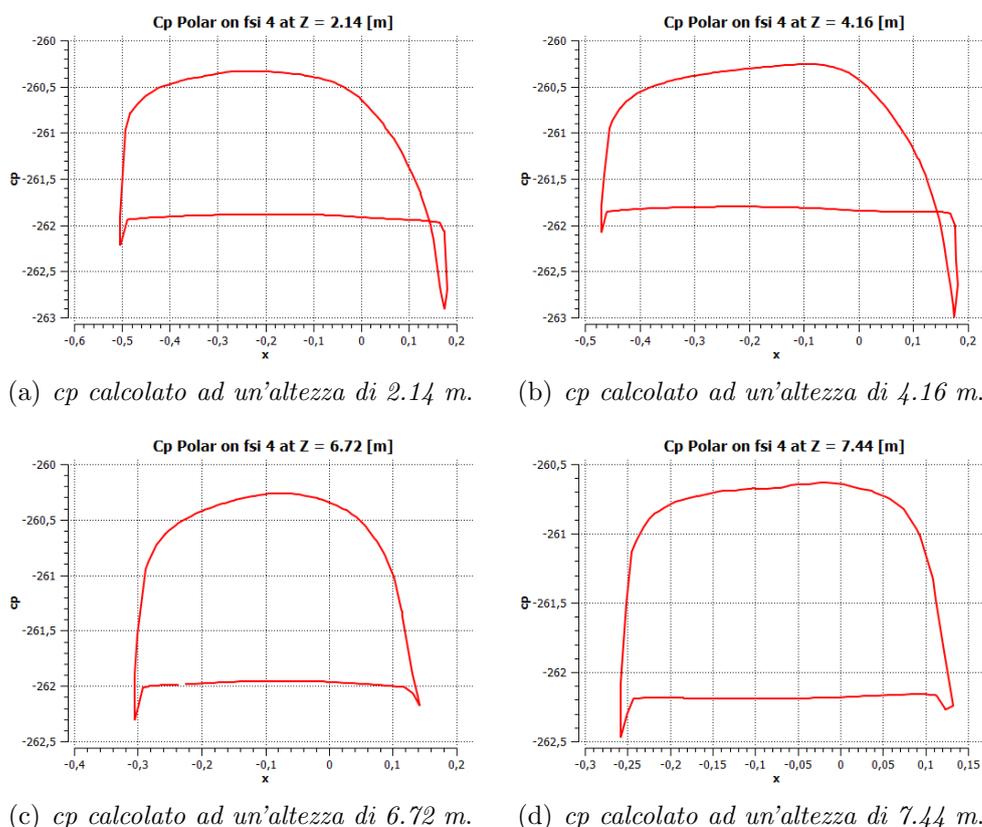


Fig. 5.33: Scia vorticososa nel dominio del rotore bloccato

termina a circa metà della lunghezza del dominio, viceversa la parte di pura turbolenza prosegue ben oltre, proseguendo idealmente anche ben oltre la lunghezza del dominio così creato. Con ciò si vuole dimostrare l'importanza della generazione di un dominio quanto più ampio possibile onde introdurre semplificazioni troppo stringenti. Ad esempio l'imposizione di pareti con condizioni al contorno di *symmetry* troppo ravvicinate alla pala avrebbe dato inevitabilmente luogo ad un flusso intubato con conseguente alterazione del flusso e quindi della bontà generale delle simulazioni svolte.

Fig. 5.34: Diagrammi polari del c_p per il rotore bloccato

Prima di andare a valutare la condizione di pressione sulle facce della pala nel suo esercizio, tramite un'indagine con *countour* superficiali, valutiamo la netta differenza di forma, e conseguente di carico imposto alla struttura, dei diagrammi di pressione del caso di rotore bloccato rispetto a quelli con rotore in moto. Come si può vedere in figura 5.34 i diagrammi sono tutti sostanzialmente identici, eccetto per i valori di estremo raggiunti. Ciò sta a sottolineare come a parità di velocità del fluido, la forma (fortemente anti-aerodinamica per come sono posti rispetto al moto fluido) influisca poco sul carico di pressione imposto dal moto del vento. Inutile sottolineare come non vi sia sostanzialmente coppia prodotta nella direzione di moto data la quasi totale simmetria dei diagrammi rispetto all'asse centrale. Ciò viene poi confermato se si va a valutare la pressione, come si distribuisca lungo le facce sopravento e controvento nei due casi, ovvero con rotore bloccato e con rotore in moto. Come si può notare dalla figura 5.35 la pressione si distribuisce omogeneamente su quasi tutta la faccia nel caso del rotore bloccato, viceversa si concentra soprattutto lungo il bordo di attacco nel caso di

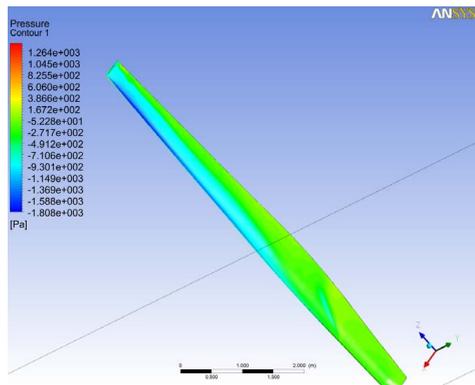
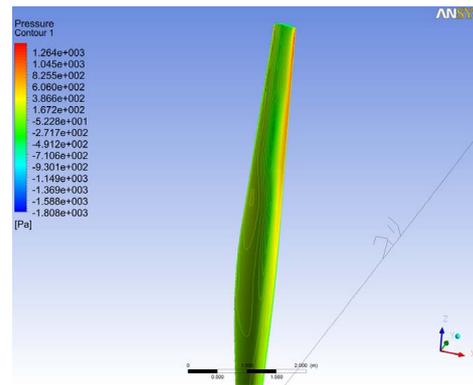
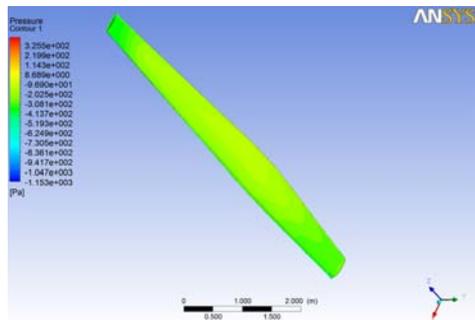
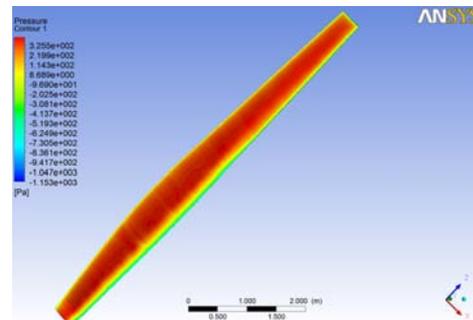
(a) *Pressione faccia sottovento, rotore in moto.*(b) *Pressione faccia sopravento, rotore in moto.*(c) *Pressione faccia sottovento, rotore fermo.*(d) *Pressione faccia sopravento, rotore fermo.*

Fig. 5.35: Contour della pressione nei due casi, rotore in moto e rotore bloccato

rotore in moto. Ciò pone una problematica importante dal punto di vista costruttivo. Il progettista infatti deve riuscire ad ottimizzare la struttura per il suo uso a regime senza al tempo stesso renderla troppo cedevole per quelle condizioni di vento che la costringono a rimanere ferma. Se così fosse infatti le probabilità di rottura per venti di forti intensità sarebbe molto probabile.

Infine andando a valutare la formazione di vortici sulla superficie, dalla figura 5.36 si nota come sulla superficie si generino molti vortici e distacchi di vena sia lungo l'asse della pala sia lungo la corda dei profili.

In particolare le immagini mostrano anche il valore della pressione dell'aria degli stessi. Nel caso del rotore bloccato viene automaticamente sottolineata una sostanziale simmetria, con una maggiore preponderanza alla formazione di vortici lungo la pelle per i profili caratterizzati da una corda più lunga. Ciò è in accordo con l'intuizione che vuole che un bersaglio dalle dimensioni maggiori sia più difficilmente circuibile dal moto ventoso che lo approcci. Data la forte anti-aerodinamicità della pala in posizione bloccata si generano lungo i bordi di attacco e coda una serie innumerevole di piccoli vortici di distacco che generano la turbolenza che si nota circoscrivere tutto il perimetro della pala.

Per quanto concerne invece la pala in moto attraverso il fluido, oltre al vortice di punta si nota come la totalità degli stessi si verifichi sulla faccia in controvento, a differenza del caso precedente, e non si generino con simmetria. La loro formazione tende infatti a seguire l'andamento della velocità relativa del fluido e a formare piccoli vortici superficiali che poco si discostano dalla superficie stessa. Anche in questo caso il bordo di coda è il luogo in cui si verificano lungo tutta la sua lunghezza la formazione di numerosi fenomeni vorticosi.

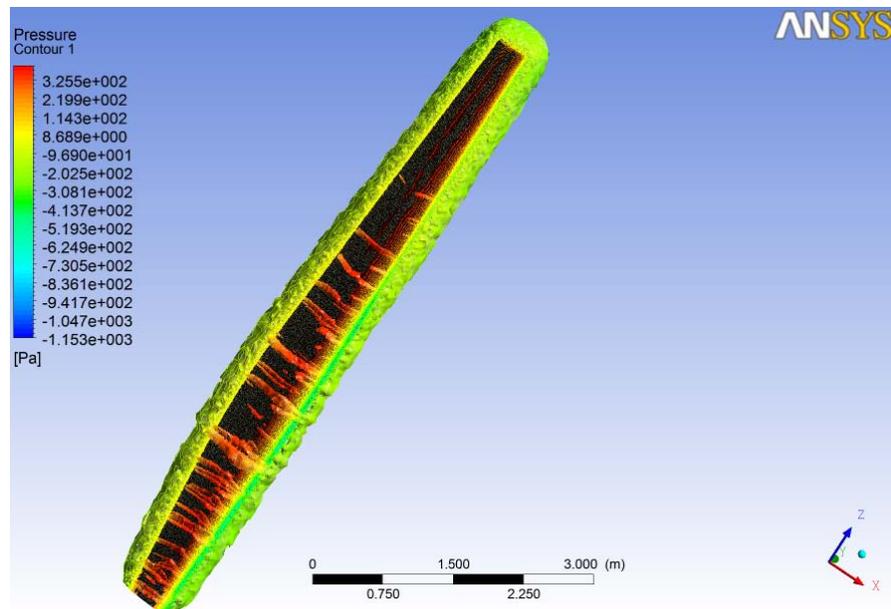
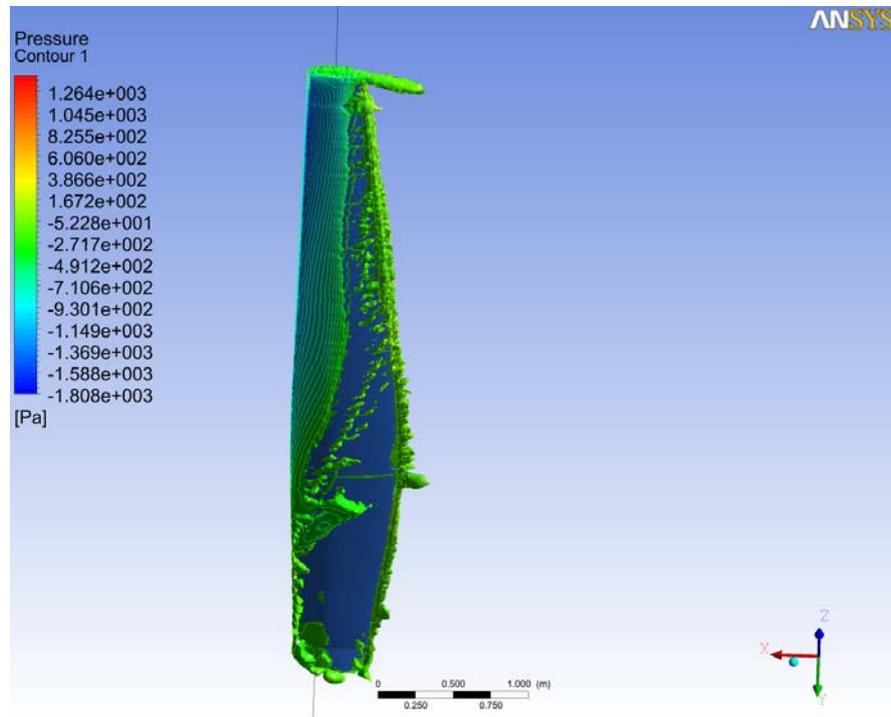
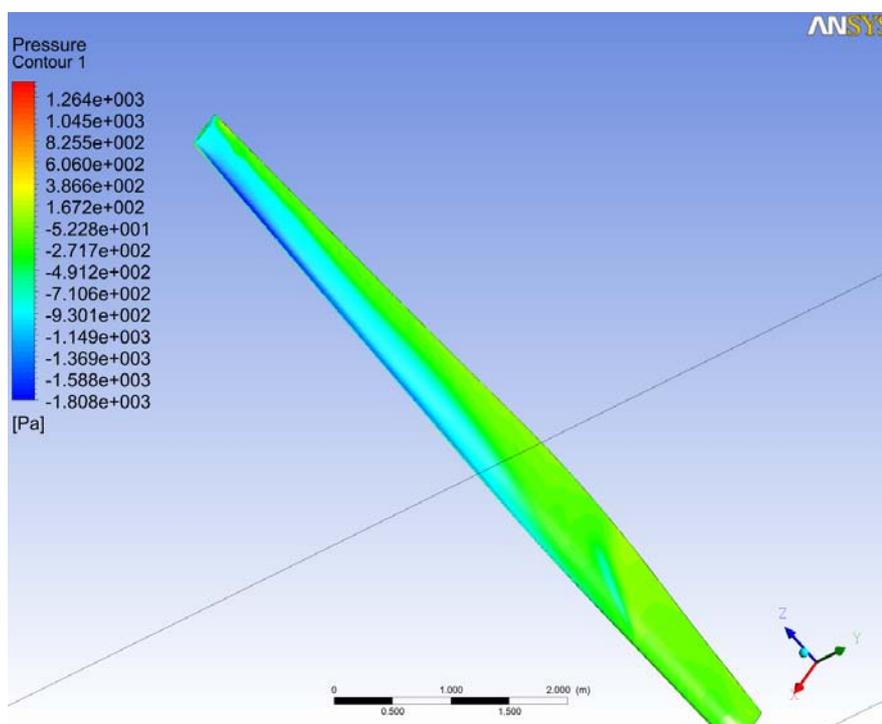
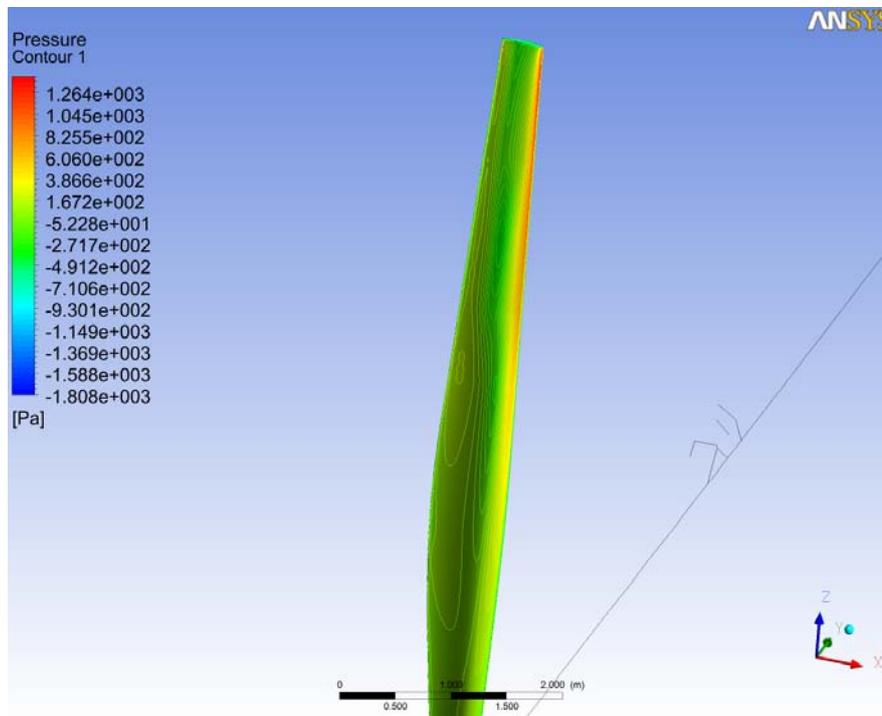


Fig. 5.36: Vortici sulla superficie nei due casi, rotore in moto e rotore bloccato



(a) *Pressione sulla faccia sottovento.*



(b) *Pressione sulla faccia sopravento.*

Fig. 5.37: Campi di pressione sulla superficie della pala

Ringraziamenti

Sarebbero molte le persone, gli oggetti, gli artisti musicali e non solo da dover ringraziare perchè mi hanno seguito ed accompagnato nella stesura di questa tesi; ma data la difficoltà nel trovare un qualsiasi ordine di importanza, o cronologico o altro procederò in ordine sparso. Ringrazio il mio computer, che seppur a fatica e con qualche problema di temperatura, ha saputo portare a termine parte delle simulazioni eseguite e salvato preziosamente tutti i dati raccolti. Ringrazio il prof. Benini per avermi dato l'opportunità di misurarmi con il mondo dell'aerolasticità e per avermi messo a disposizione un altro pc privo di problemi di natura termica. Ringrazio i miei genitori per avermi supportato in questi mesi, ma non solo, e per avermi permesso di arrivare alla stesura di questo lavoro, anche fisicamente accompagnandomi ogni giorno in stazione a prendere il treno. Ringrazio mia sorella soprattutto per l'aiuto datomi nel ricordare le scadenze. Ringrazio poi il gruppo di dottorandi che afferiscono al prof. Benini, sebbene si ostinino a credere che un drago sia più grande di un elefante. Ringrazio internet e youtube per avermi avviato all'utilizzo del pacchetto coupling con una illuminante conferenza di un impronunciabile ingegnere russo, in russo. Ringrazio poi i moltissimi gruppi musicali che ho alternato in questi mesi all'ascolto, a seconda dello stato d'animo richiesto. Infine ringrazio Viviana per essermi stata da pungolo soprattutto nei momenti più complicati, anche se ogni volta che le parlavo di mesh la sua mente volava alle acconciature per capelli.

Bibliografia

- [1] A. A. V. V. *ANSYS FLUENT Theory Guide* ANSYS, Inc. Release 14.0
- [2] A. A. V. V. *Ansys CFD-Post User's Guide*, ANSYS, Inc. Release 14.0
- [3] A. A. V. V. *System Coupling User's Guide* ANSYS, Inc. Release 14.0
- [4] A. A. V. V. *AOC 15/50 WIND TURBINE GENERATOR*, TECHNICAL BRIEF, March 23, 2011 (Version 7.0). Seaforth Energy Inc.
- [5] Ahlstrom, Anders *Aeroelastic Simulation of Wind Turbine Dynamics*, April 2005, Doctoral Thesis
- [6] Y. Bazilevs, M.-C. Hsu, M.A. Scott *Isogeometric fluid–structure interaction analysis with emphasis on non-matching discretizations, and with application to wind turbines*, Elsevier, Comput. Methods Appl. Mech. Engrg. 249–252 (2012) 28–41
- [7] Burton, T. and Sharpe, D. *Wind Energy Handbook*, John Wiley and Sons Ltd, ISBN 0-471-48997, Chichester 2006
- [8] Chul-Hee Jo, Do-Youb Kim, Yu-Ho Rho, Kang-Hee Lee, Cameron Johnstone *FSI analysis of deformation along offshore pile structure for tidal current power*, Elsevier, Renewable Energy 54 (2013) 248e252
- [9] Grogg, Kira *Harvesting the Wind: The Physics of Wind Turbines*, Physics and Astronomy Department, Physics and Astronomy Comps Papers, Carleton College Year 2005
- [10] Hansen M. O. L., Sorensen J.N. , Voutsinas S., Sorensen N., Madsen H. Aa. *State of art in wind turbine aerodynamics and aeroelasticity*, ScienceDirect, Progress in Aerospace Sciences 42 (2006) 285 330
- [11] Hansen, Martin O. L. *Aerodynamics of Wind Turbine*, Second edition published by Earthscan

- [12] HOLIERHOEK, Jessica Gabriëlle *Aeroelasticity of Large Wind Turbines*, master thesis, Printed by: PrintPartners Ipskamp, Enschede
- [13] Jonkman J.M. , Craig Hansen A. *Development and Validation of an Aeroelastic Model of a Small Furling Wind Turbine*, conference paper at the 43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Expedition Reno, Nevada, January 10–13, 2005
- [14] Kulunk, Emrah *Aerodynamics of Wind Turbines*, New Mexico Institute of Mining and Technology, USA
- [15] Ladean R. McKittrick, Douglas S. Cairns, John Mandell, David C. Combs, Donald A. Rabern, and R. Daniel Van Luchene *Analysis of a Composite Blade Design for the AOC 15/50 Wind Turbine Using a Finite Element Model*, Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico 87185 and Livermore, California 94550
- [16] Lobitz, Don W. *Flutter Speed Predictions for MW-Sized Wind Turbine Blades*, Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico 87185
- [17] Pallabazzer *Sistemi eolici* , Rubettino
- [18] Marco Raciti Castelli, Andrea Dal Monte, Marino Quaresimin, Ernesto Benini *Numerical evaluation of aerodynamic and inertial contributions to Darrieus wind turbine blade deformation* , Elsevier, Renewable Energy, Volume 51, March 2013, Pages 101-112
- [19] Sigrid Ringdalen Vatne *Aeroelastic Instability and Flutter for a 10 MW Wind Turbine*, Master of Science in Energy and Environment
- [20] O. Turhan, G. Bulut *Dynamic stability of rotating blades (beams) eccentrically clamped to a shaft with fluctuating speed*, Elsevier, Journal of Sound and Vibration 280 (2005) 945–964
- [21] Xin Shen, Xiaocheng Zhu, Zhaohui Du *Wind turbine aerodynamics and loads control in wind shear flow*, Elsevier, Energy 36 (2011) 1424e1434