

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale
Corso di Laurea in Ingegneria Aeronautica



Ottimizzazione aeroelastica per il controllo passivo
dei carichi su pale di aerogeneratori
ed integrazione con tecniche di controllo attivo

Relatore:

Prof. Carlo Luigi Bottasso

Correlatore:

Ing. Filippo Campagnolo

Tesi di laurea di:

Carlo Tibaldi

Matricola: 736166

Anno Accademico 2010/2011

Indice

Elenco delle figure	III
Elenco delle tabelle	V
Sommario	IX
1 Introduzione	1
1.1 Accoppiamento flessione torsionale	2
1.2 Stato dell'arte	6
1.3 Considerazioni e obiettivi	8
2 Procedura di ottimizzazione per la progettazione delle pale	11
2.1 Procedura di ottimizzazione	11
2.1.1 Gradi di libertà dell'ottimizzazione	15
2.1.2 Modelli FEM 2D	16
2.2 Vincolo sulla fatica	17
2.2.1 Determinazione del danneggiamento	18
2.2.2 Effetto del vincolo	22
2.3 Modello base	23
2.3.1 Materiali	25
2.4 Parametri per i confronti	27
3 Pala interamente accoppiata	29
3.1 Modelli	29
3.1.1 Vincoli attivi	29
3.1.2 Massa della pala	30
3.1.3 Spessori degli elementi	31
3.1.4 Accoppiamento	32
3.1.5 Fattore di induzione	33
3.2 Prestazioni	34
3.2.1 Potenza	34
3.2.2 Velocità di rotazione	36
3.2.3 Passo	36
3.2.4 Considerazioni	37
3.3 Involuppo	37
3.4 DEL e carico medio	40
3.5 ADC	41
3.6 Considerazioni	43

4	Pala parzialmente accoppiata	45
4.1	Modelli	45
4.1.1	Vincoli attivi	46
4.1.2	Massa della pala	47
4.1.3	Spessori degli elementi	47
4.1.4	Accoppiamento	48
4.2	Prestazioni	49
4.2.1	Potenza	49
4.2.2	Velocità di rotazione	51
4.2.3	Passo	51
4.3	Inviluppo	52
4.4	DEL e carico medio	53
4.5	ADC	54
4.6	Considerazioni	55
5	Integrazione controllo passivo con controllo attivo	57
5.1	Controllore a passo individuale	58
5.2	DEL	58
5.3	ADC	60
5.4	Considerazioni	61
6	Conclusioni	63
6.1	Limiti e futuri sviluppi	64

Elenco delle figure

1.1	Sistema di riferimento locale sulla pala.	2
1.2	Distribuzione degli sforzi su due pannelli, uno sul dorso ed uno sul ventre del profilo, per una sezione soggetta a puro momento flessionale.	3
1.3	Vista della rotazione delle fibre nello <i>spar cap</i>	5
1.4	Schema del lavoro.	9
2.1	Curve del C_p al variare del TSR e del passo, con traiettoria ottimale evidenziata.	13
2.2	Modello multicorpo aero-servo-elastic di una turbina eolica e modello di una sezione di palal.	15
2.3	Gradi di libertà del processo di ottimizzazione per ogni sezione di pala.	16
2.4	Esempi di griglie utilizzate in ANBA.	17
2.5	Matrice di Markov.	18
2.6	Differenza tra matrice di Markov e DEL.	19
2.7	Diagramma di Goodman per il materiale triassiale	20
2.8	Diagramma $S - N$ con evidenziati i valori misurati σ e n e i valori limite S e N	22
2.9	Andamento dei valori massimi di danneggiamento nella <i>skin</i>	22
2.10	Andamento del danneggiamento nella <i>skin</i> alla sezione al 10% dell'apertura.	23
2.11	Viste del modello base della pala.	24
2.12	Andamento degli spessori in apertura del modello base.	25
2.13	Coefficiente di accoppiamento e rigidità flessionale normalizzata al variare dell'angolo di rotazione delle fibre per una piastra. Confronto tra materiale triassiale e unidirezionale.	26
3.1	Incremento percentuale, rispetto al modello <i>Baseline</i> , della massa delle diverse pale.	30
3.2	Spessori della <i>skin</i> e degli <i>spar cap</i> normalizzati rispetto al modello <i>Baseline</i>	31
3.3	Spessori dei rinforzi e delle <i>web</i> normalizzati rispetto al modello <i>Baseline</i>	32
3.4	Confronto del coefficiente di accoppiamento.	33
3.5	Disco attuatore e tubo di flusso.	33
3.6	Confronto dei coefficienti di induzione.	34
3.7	Confronto tra i valori di potenza media ottenuta con vento turbolento.	34

3.8	Variazione della potenza e della sua deviazione standard rispetto al modello <i>Baseline</i>	35
3.9	Confronto dell'andamento della velocità di rotazione media ottenuta con vento turbolento.	36
3.10	Confronto dell'andamento del passo di pala medio ottenuto con vento turbolento.	36
3.11	Riduzione percentuale della massima risultante dei momenti alla radice della pala rispetto al modello <i>Baseline</i>	37
3.12	Riduzione percentuale dei carichi massimi sull'hub rispetto al modello <i>Baseline</i>	38
3.13	Riduzione percentuale dei carichi massimi alla base della torre rispetto al modello <i>Baseline</i>	38
3.14	Angolo di incidenza all'80% dell'apertura durante una raffica EOG con vento a 25m/s.	39
3.15	Riduzioni, rispetto al modello <i>Baseline</i> , della risultante dei momenti sulla radice della pala.	40
3.16	Riduzione, rispetto al modello <i>Baseline</i> , della risultante dei momenti sull' hub	40
3.17	Riduzione, rispetto al modello <i>Baseline</i> , dalla risultante dei momenti alla base della torre.	41
3.18	Riduzione dell'actuator duty cycle rispetto al modello <i>Baseline</i>	41
3.19	Andamento dell'angolo di passo durante la simulazione DLC 1.2 con vento medio pari a 11 m/s.	42
4.1	Visualizzazione della regione con le fibre ruotate, areatratteggiata, per i diversi modelli.	46
4.2	Incremento percentuale, rispetto al modello <i>Baseline</i> , della massa delle diverse pale.	47
4.3	Spessori della <i>skin</i> e degli <i>spar cap</i> normalizzati rispetto al modello <i>Baseline</i>	47
4.4	Spessori dei rinforzi e delle <i>web</i> normalizzati rispetto al modello <i>Baseline</i>	48
4.5	Confronto del coefficiente di accoppiamento.	49
4.6	Confronto tra i valori di potenza media ottenuta con vento turbolento.	50
4.7	Variazione della potenza e della sua deviazione standard rispetto al modello <i>F0</i>	50
4.8	Confronto dell'andamento della velocità di rotazione media ottenuta con vento turbolento.	51
4.9	Confronto dell'andamento del passo di pala medio ottenuto con vento turbolento.	51
4.10	Riduzione dei carichi di inviluppo rispetto al modello <i>Baseline</i> alla radice della pala.	52
4.11	Riduzione dei carichi di inviluppo rispetto al modello <i>Baseline</i> sull'hub.	52
4.12	Riduzione dei carichi di inviluppo rispetto al modello <i>Baseline</i> alla base della torre.	53
4.13	Riduzione del DEL, rispetto al modello <i>Baseline</i> , dalla risultante dei momenti alla radice della pala.	53

4.14	Riduzione, rispetto al modello <i>Baseline</i> , della risultante dei momenti sull' hub	54
4.15	Riduzione del DEL, rispetto al modello <i>Baseline</i> , dalla risultante dei momenti alla base della torre.	54
4.16	Riduzione dell'actuator duty cycle rispetto al modello <i>Baseline</i>	55
5.1	Riduzione del DEL, al variare della velocità del vento, rispetto al modello <i>Baseline</i> , della risultante dei momenti sull'hub.	59
5.2	Riduzione del valor medio, al variare della velocità del vento, rispetto al modello <i>Baseline</i> , della risultante dei momenti sull'hub.	59
5.3	Riduzione, rispetto al modello <i>Baseline</i> , della risultante dei momenti sull'hub.	60
5.4	Riduzione dell'ADC, rispetto al modello <i>Baseline</i> , al variare della velocità del vento.	60
5.5	Riduzione dell'ADC, rispetto al modello <i>Baseline</i>	61

Elenco delle tabelle

1.1	Riassunto dei lavori precedenti.	7
2.1	Coefficienti per la determinazione dei valori ammissibili secondo le direttive della GL.	20
2.2	Caratteristiche della turbina.	23
2.3	Descrizione della struttura della pala.	24
3.1	Modelli di pala interamente accoppiati e rispettiva rotazione delle fibre.	29
3.2	Vincoli di ottimizzazione attivi.	30
3.3	Rapporto tra AEP ottenuta con vento turbolento ed AEP ottenuta con vento stazionario.	35
3.4	Actuator duty cycle.	42
4.1	Modelli di pala parzialmente accoppiati e rispettiva sezione di inizio rotazione delle fibre.	45
4.2	Vincoli di ottimizzazione attivi.	46
4.3	Rapporto tra AEP ottenuta con vento turbolento ed AEP ottenuta con vento stazionario.	50
4.4	Actuator duty cycle.	55
5.1	Modelli analizzati.	57
5.2	Actuator duty cycle	61

Sommario

In questo lavoro sono stati studiati i benefici prodotti dall'utilizzo dell'accoppiamento flesso torsionale nella progettazione di pale per aerogeneratori di taglia MW, in termini di riduzione dei carichi sull'intero aerogeneratore e dei pesi/costi di tutti i componenti della macchina stessa. L'accoppiamento è stato ottenuto sfruttando le proprietà di ortotropia dei materiali compositi utilizzati nella costruzione delle pale, nello specifico ruotando le fibre rispetto alla direzione dell'asse di variazione passo delle pale. È stato quindi dimensionato un set omogeneo di pale tramite una procedura di ottimizzazione basata sull'utilizzo di codici aero-elastici e FEM, sviluppati dal gruppo di ricerca POLI Wind del Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale del Politecnico di Milano. L'uscita dell'ottimizzazione è il dimensionamento dei componenti strutturali della pala caratterizzata dal minimo peso e contemporaneamente soddisfacente un nutrito set di vincoli, spesso imposti da normativa.

Le pale prodotte presentano quindi le stesse specifiche in termini di potenza prodotta, velocità di rotazione, deflessione massima, posizionamento delle frequenze naturali e vita operativa. I carichi agenti sulla macchina sono stati ottenuti tramite analisi dinamiche con un modello multicorpo aero-servo-elastico di tutta la turbina, permettendo di focalizzare lo studio non solo sugli effetti sulla pala ma anche su quelli sui restanti componenti dell'aerogeneratore. La valutazione dei benefici prodotti dall'accoppiamento è stata portata a termine confrontando le masse delle pale costituenti il set soggetto di analisi, l'entità dei carichi trasmessi sui principali componenti della macchina e la qualità della potenza prodotta. Per garantire la resistenza delle pale a fatica è stato implementato ed aggiunto al programma di ottimizzazione un vincolo sul danneggiamento.

In una prima fase, è stato analizzato l'effetto delle rotazioni delle fibre lungo tutta l'apertura per massimizzare l'effetto di accoppiamento. Successivamente, per ottenere dei modelli più performanti, le fibre sono state ruotate solo da una certa sezione fino all'estremità. Il lavoro si conclude con un'analisi, prima nel suo genere, dove si combinano un modello di pala con accoppiamento flesso torsionale e un sistema di controllo a passo individuale, in modo tale da studiarne l'effetto combinato.

Parole chiave: accoppiamento flesso torsionale, ottimizzazione pale eoliche, riduzione carichi, analisi a fatica, controllo a passo individuale

Capitolo 1

Introduzione

L'industria degli aerogeneratori, ad asse orizzontale di taglia MW, sta vivendo negli ultimi anni una crescita continua. L' aumento della domanda di potenza prodotta con i generatori eolici sta spingendo i costruttori a progettare macchine in grado di sviluppare sempre maggiore potenza con conseguente riduzione dei costi dell'energia. Per poter ottenere questi risultati è necessario incrementare le dimensioni del rotore, cioè progettare pale sempre più lunghe. A causa delle dimensioni che le pale oggi hanno raggiunto, è diventata fondamentale, nella fase di progettazione, l'abilità dei progettisti nel contenere il peso delle stesse. Infatti una pala più leggera vuol dire minor quantità di materiale per produrla e minori carichi trasmessi alla restante macchina con una conseguente riduzione del costo dell'intera turbina.

Uno degli approcci per poter contenere e ridurre il peso della pala è quello di utilizzare dei sistemi che riescano a diminuire i carichi. Questo è possibile o tramite dei sistemi di controllo attivo, cioè dei sistemi che ricevendo della potenza movimentano dei componenti che riducono i carichi, oppure tramite le pale adattive, cioè dei sistemi di controllo passivo che non hanno bisogno di fonti esterne di potenza e che sfruttano le proprietà della pala stessa per deformarsi opportunamente e ridurre i carichi. Entrambi questi sistemi hanno i loro punti di forza e le loro problematiche.

Con questo lavoro si vogliono investigare le prestazioni che si possono ottenere con dei modelli di pale adattive, al fine di quantificare la variazione dei carichi sulle pale e su tutta la struttura del generatore. La tecnica scelta per ottenere la pala adattiva consiste nel progettare le proprietà elastiche della struttura in modo tale che la pala nel flettersi nella direzione del flappeggio si torca attorno all'asse di passo (in inglese *bend twist coupling* BTC). Questo fenomeno si chiama accoppiamento flesso torsionale perché unisce la flessione alla torsione. Esistono diversi approcci che ne consentono la realizzazione, questo lavoro si vuole concentrare esclusivamente su una tecnica che sfrutta le proprietà anisotrope dei materiali compositi, utilizzati nella costruzione della pala, che consiste nella rotazione delle fibre che li compongono in modo tale che le stesse non risultino allineate con l'asse di passo della pala.

È stato quindi progettato un intero set di pale permettendo il confronto dei benefici prodotti dall'utilizzo di questa tecnologia sia in termini di carichi sull'intera macchina che di prestazioni globali.

Una pala del set è stata selezionata, in base al confronto, e si sono valutati gli

aspetti benefici relativi all'accoppiamento con un sistema di controllo. Questa analisi è stata svolta per cercare di combinare i vantaggi di entrambi i sistemi sui carichi dell'aerogeneratore. Il controllore attivo selezionato per questo scopo è il controllore a passo individuale (*individual pitch controller IPC*).

1.1 Accoppiamento flessione torsionale

L'accoppiamento flessione torsionale è la capacità di un corpo di torcersi quando soggetto a momento flessionale. Nel progetto delle pale per turbine eoliche questo può essere sfruttato in caso di raffica oppure durante una condizione di vento turbolento. In entrambi i casi la pala, flettendosi, si torce, riducendo così l'angolo di attacco e quindi il carico aerodinamico. L'effetto benefico risulta quindi in una riduzione dei carichi ed in una minore sensibilità alle variazioni repentine della velocità del vento.

I metodi per ottenere il BTC che sono stati presentati e studiati da gruppi di ricerca sono diversi e molteplici. Quello su cui si basa questo lavoro prevede l'utilizzo delle proprietà di anisotropia dei materiali compositi. Le pale delle turbine eoliche sono infatti costruite con materiali che non presentano le stesse caratteristiche elastiche nelle varie direzioni. Nello specifico, i materiali considerati, detti ortotropi, hanno proprietà simmetriche rispetto a tre piani mutuamente ortogonali. Queste caratteristiche permettono di definire diversamente tre direzioni: la direzione longitudinale, trasversale e normale alle fibre. Nel caso in cui le rigidità nella direzione longitudinale e trasversale siano diverse è possibile far sorgere un termine della matrice che lega il momento flessionale con la rotazione attorno all'asse della trave. Per il caso specifico delle pale delle turbine è quindi possibile posizionare i materiali in modo da ottenere un accoppia-

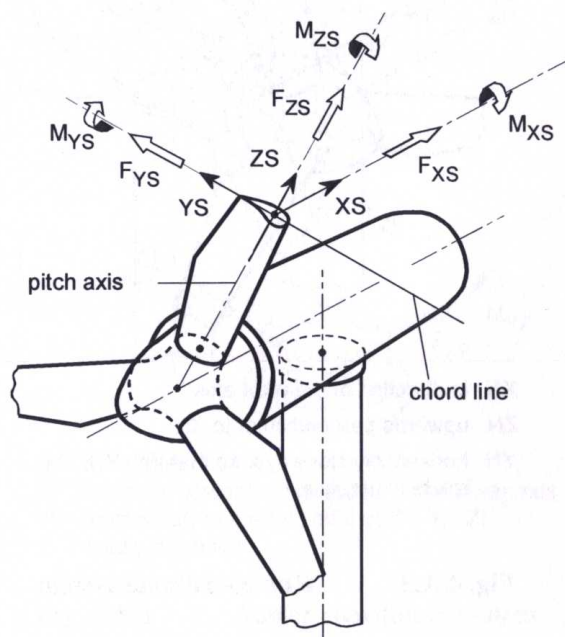


Figura 1.1: Sistema di riferimento locale sulla pala.

mento tra il momento flessionale in flappeggio e la rotazione attorno all'asse di passo. Facendo riferimento al sistema di riferimento mostrato in Figura 1.1, per un momento positivo attorno all'asse YS si genera una rotazione attorno all'asse ZS .

Per avere una visione nel dettaglio del fenomeno si può osservare la Figura 1.2. Nella figura è riportata la distribuzione degli sforzi su due pannelli, uno sul dorso ed uno sul ventre della pala, appartenenti ad una sezione soggetta a puro momento flettente. Questi pannelli sono formati da un materiale con fibre unidirezionali non allineate con la direzione del carico. Poiché gli sforzi tendono a seguire la direzione di massima rigidità del materiale, questi si allineano con la direzione delle fibre, generalmente molto più rigide della matrice che le avvolge e le tiene unite. La direzione di sforzo, che si genera, non è quindi allineata con il carico applicato poiché l'azione generata dal momento flettente è puramente longitudinale, o a compressione o a trazione, a seconda del pannello considerato. Per poter equilibrare lo sforzo principale, allineato con le fibre, si deve formare uno sforzo a taglio. Questo sforzo deve essere tale per cui la sua somma vettoriale con lo sforzo lungo la direzione delle fibre sia equivalente al carico applicato. In questo modo, al livello della lamina, si forma l'accoppiamento trazione-taglio o compressione-taglio. Cioè, dato uno stato di sforzo a compressione o trazione, il pannello reagisce formando anche una componente di sforzo a taglio. Osservando dal punto di vista della sezione, i due sforzi di taglio che si creano per la trazione e la compressione hanno stessa direzione ma verso opposto. La risultante delle forze è quindi pari a zero, ma non quella dei momenti. A causa della distanza tra dorso e ventre si genera un momento torcente. Da qui l'accoppiamento flesso torsionale.

Da questa semplice analisi emerge subito un fattore molto importante: la dipendenza dell'accoppiamento dalla geometria. A seconda della distanza tra i pannelli, che per una pala di una turbina dipende dallo spessore massimo dei profili e dall'andamento dello spessore lungo la corda, il livello di accoppiamento può variare notevolmente anche a parità di materiale e angolo di rotazione delle fibre. È quindi importante specificare che i risultati mostrati in questo lavoro sono sensibili alla geometria della pala e possono variare da modello a modello considerato.

Per poter avere un'idea del livello di accoppiamento raggiungibile è necessario fare riferimento ad un parametro che indichi quantitativamente questo effetto. Per quanti-

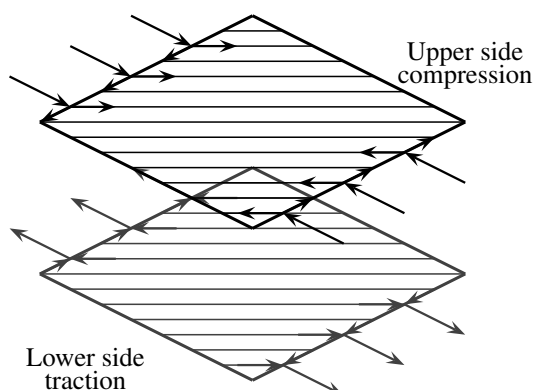


Figura 1.2: Distribuzione degli sforzi su due pannelli, uno sul dorso ed uno sul ventre del profilo, per una sezione soggetta a puro momento flessionale.

care il livello di accoppiamento in una sezione e quindi se il termine extra-diagonale sia confrontabile o meno con gli altri termini della matrice, si può utilizzare il coefficiente introdotto da Lobitz, Veers e Laino [1].

$$\alpha = \frac{g}{\sqrt{EJGJ}} \quad (1.1)$$

In questa espressione tutti i termini sono ricavati da un blocco della matrice di rigidezza della sezione, quello formato dai termini di momento in flappeggio e torsione.

$$\begin{Bmatrix} M_b \\ M_t \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} EJ & -g \\ -g & GJ \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta'_b \\ \theta'_t \end{Bmatrix} \quad (1.2)$$

Nell'espressione M_b e M_t sono rispettivamente il momento flessionale a flappeggio e il momento torcente. θ'_b e θ'_t sono invece la derivata prima, rispetto alla coordinata lungo l'asse della trave della rotazione a flappeggio e a torsione.

A seconda di come sono ruotati i materiali l'effetto di accoppiamento, a pari momento flettente, può essere ottenuto per rotazioni a cabrare o a picchiare. In lavori precedenti, descritti nel capitolo sullo stato dell'arte, sono emersi dei comportamenti sfavorevoli sull'affaticamento per la soluzione con le rotazioni a cabrare. Per questo motivo in questo lavoro l'accoppiamento flesso torsionale è stato considerato esclusivamente in modo tale da ottenere una rotazione delle sezioni a picchiare, cioè in modo tale da ridurre l'angolo di incidenza a seguito di una flessione a flappeggio positiva. Per poter ottenere questo effetto, facendo riferimento all'immagine 1.1, bisogna avere il termine nella matrice di rigidezza negativo. Questo spiega la scelta di definire il coefficiente extradiagonale come $-g$. Conseguenza che il coefficiente di accoppiamento risulta positivo per angoli di rotazione delle fibre positivi. Per ottenere la rotazione a picchiare è necessario ruotare le fibre così che dalla radice verso l'estremità della pala si avvicinino verso il bordo di attacco. La tipologia di rotazione deve essere uguale sia sul dorso che sul ventre. Nella Figura 1.3 è riportato una immagine che mostra l'angolo di rotazione delle fibre positivo.

Il problema principale in cui si incorre con la rotazione delle fibre risiede nella inevitabile riduzione di rigidezza flessionale. Non allineando la direzione di massima rigidezza dei materiali con l'asse di passo si ha che solo una parte di questa è sfruttata per la rigidezza della sezione. Questo implica una riduzione sempre maggiore delle proprietà elastiche flessionali della sezione con l'aumentare dell'angolo di rotazione dei materiali.

Nella progettazione delle pale una riduzione di rigidezza ha conseguenze importanti su tutta la pala. Questo perché in genere le pale non sono dimensionate per la resistenza dei materiali ma per il posizionamento delle frequenze naturali e la massima deflessione dell'estremità. A seguito di una variazione di rigidezza è necessario ristabilire i valori delle frequenze e della deflessione agendo su tutto il modello cambiando gli spessori degli elementi strutturali.

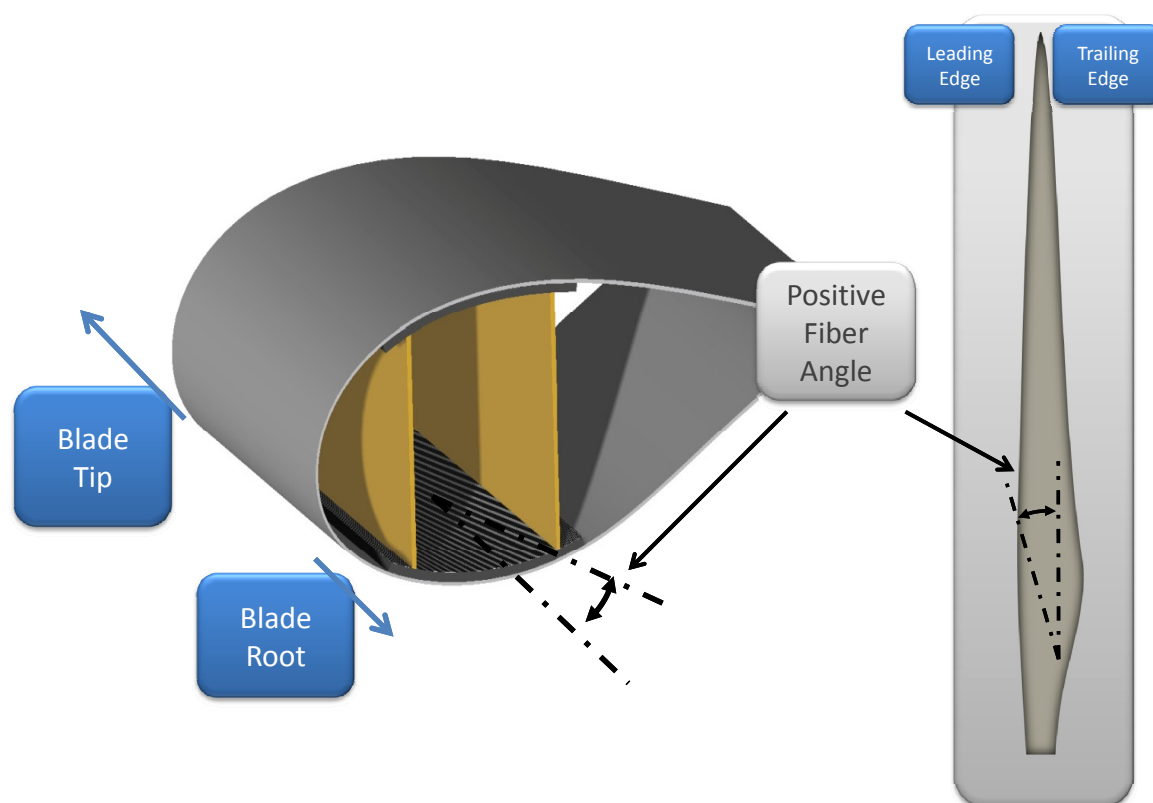


Figura 1.3: Vista della rotazione delle fibre nello spar cap.

Un secondo svantaggio che si manifesta con la rotazione delle fibre è il maggiore coinvolgimento nello stato di sforzo della direzione trasversale dei materiali. Non essendo il materiale allineato con la direzione dell'asse di passo, una parte maggiore dello sforzo ricade sulla direzione trasversale. A pari carico lo sforzo nella direzione longitudinale diminuisce ma quello nella direzione trasversale aumenta. Questo diventa critico soprattutto per quello che riguarda la vita a fatica. Infatti questo maggiore coinvolgimento della direzione trasversale, che è generalmente molto meno resistente di quella longitudinale, può portare a delle riduzioni della vita a fatica anche a seguito di una riduzione del carico equivalente applicato alla sezione stessa. Diventa quindi importante eseguire un'analisi dettagliata sulla fatica a partire dallo stato di sforzo delle sezioni e non solo considerando il carico applicato.

Nella descrizione del fenomeno dell'accoppiamento flesso torsionale, emerge che non tutti i materiali si comportano nello stesso modo. Infatti l'ipotesi che gli sforzi si allineino con la direzione parallela alle fibre è quanto più valida quanto la rigidità della direzione trasversale è piccola rispetto a quella longitudinale. Più il rapporto tra la rigidità della direzione longitudinale e quella trasversale è elevato, maggiore è la propensione del materiale a formare l'accoppiamento, ottenuto ruotando le fibre fuori asse. E' quindi importante valutare le proprietà dei singoli materiali per identificare la configurazione migliore. Una analisi semplice di questo comportamento è mostrata più avanti, nella sezione dove sono introdotte le proprietà dei materiali, utilizzati per la progettazione delle pale.

1.2 Stato dell'arte

Nei primi lavori riguardanti l'accoppiamento flesso torsionale di pale di turbine eoliche, [2, 3], il BTC è stato introdotto per aumentare l'angolo di attacco delle sezioni a seguito di variazioni di carico dovute alla turbolenza o alle raffiche. Così facendo è possibile, durante delle condizioni di aumento repentino della velocità del vento, ottenere nelle zone di estremità della pala un angolo di incidenza superiore rispetto ad un modello senza accoppiamento. L'aumento di incidenza è tale da far stallare i profili, riducendo così la portanza della pala e di conseguenza la potenza prodotta. Questo fenomeno risulta quindi in una riduzione della sensibilità della potenza rispetto alle variazioni di velocità del vento. Negli studi questo comportamento è stato sfruttato nei generatori a passo fisso controllati con lo stallo. La presenza di una pala che aiutasse a regolare i valori di potenza erogata, limitando le escursioni, ha portato ad un aumento della qualità dell'energia prodotta. Secondo le analisi inoltre, grazie alla riduzione delle oscillazioni, era possibile aumentare le dimensioni del rotore permettendo quindi di aumentare la produzione di potenza annua (AEP).

In successivi lavori questo metodo è stato però svalutato perché è emerso un notevole incremento del danneggiamento a fatica della pala [4]. A seguito di questa constatazione si è provato a far ruotare le sezioni nella direzione opposta, riducendo quindi l'angolo di attacco [4] [1]. Questo approccio voleva quindi sfruttare semplicemente la riduzione del carico conseguente la riduzione dell'incidenza, senza mettere in gioco fenomeni complessi come lo stallo. Il metodo ha mostrato riduzioni del danneggiamento a fatica nella sezione di radice della pala. Le analisi, che sono state svolte per valutare queste prestazioni, sono state condotte con un modello multicorpo implementato in ADAMS. Lo studio prevedeva direttamente di modificare i coefficienti della matrice di rigidità delle sezioni della trave utilizzata per il modello. Così facendo i ricercatori non si erano ancora occupati di come ottenere operativamente il giusto livello di accoppiamento ma si erano concentrati sui suoi effetti.

Ong and Tsai [5] sono stati tra i primi a mostrare come ottenere l'accoppiamento ruotando le fibre che formano il materiale composito. Nel loro lavoro hanno messo in evidenza l'accoppiamento e i suoi limiti sia con un approccio analitico che sperimentale utilizzando per lo studio una trave con la sezione a D.

Nel lavoro di Griffin [6] è stato condotto uno studio parametrico per identificare un metodo ottimale per ottenere l'accoppiamento. Nello studio sono state confrontate varie combinazioni di materiali e rotazioni delle fibre e una soluzione più performante è stata individuata considerando i costi del materiale. L'analisi è stata condotta su una trave a sezione costante variando lo spessore degli *spar caps* per mantenere le stesse deformazioni del modello non accoppiato. Le sue conclusioni sono state che era inevitabile accettare un aumento del costo e che considerare rotazioni delle fibre sia negli *spar caps* che nella *skin* avrebbe portato ad una soluzione con ottime prestazioni di accoppiamento.

Goeij, van Tooren e Beukers [7] hanno studiato invece diverse soluzioni di configurazione strutturale di pala, con e senza *spar-caps* e con cassone semplice o a doppia cella. Nelle indagini il materiale utilizzato è un materiale misto con le fibre in una direzione di vetro mentre nell'altra di carbonio. Nel loro lavoro hanno concluso che

Autori	Ref.	Direzione Rotazione	Componente	Carbonio	Raggio Rotore
Veers	[3]	Cabrare	-	-	14.9m
Lobitz	[4]	Picchiare	-	-	14.9m
Griffin	[6]	Picchiare	Skin	Si	35m
Goeij	[7]	Cabrare	Skin	Si	26.3m
Berry	[8]	Picchiare	Skin	Si	9m
Capellaro	[13]	Picchiare	Spar Caps	Si	60m

Tabella 1.1: Riassunto dei lavori precedenti.

le soluzioni più complesse riescono a raggiungere un buon accoppiamento riducendo i problemi legati alla fatica nelle zone di giunzione manifestatosi per il modello con sola *skin*.

Berry e Aswill [8, 9, 10, 11, 12] hanno progettato e provato sperimentalmente delle pale da 9m controllate con lo stallo. Nel lavoro hanno ottenuto l'accoppiamento mediante l'aggiunta nel modello di fibre di carbonio nella *skin* ruotate di 20 gradi fuori asse. Nelle prove eseguite hanno mostrato delle riduzioni di carichi significative rispetto al modello non accoppiato. La pala progettata con BTC però non soddisfaceva le stesse specifiche di deflessione massima dell'estremità della pala del modello senza accoppiamento.

Uno dei lavori a riguardo più recenti è quello di Capellaro e Kühn [13]. Dopo uno studio sull'effetto della rotazione delle fibre su una lastra piana e su dei profili della pala hanno modellato due pale da 60 metri con le fibre ruotate di 5 e 10 gradi negli *spar-caps*, utilizzando come materiale la fibra di carbonio. La rotazione è stata selezionata per ottenere una rotazione a picchiare dei profili. A causa della variazione della deflessione massima della pala, nel modello con le fibre ruotate di 10 gradi, hanno aumentato lo spessore degli *spar-caps*. Dalle simulazioni dinamiche hanno ottenuto delle riduzioni sia nei carichi massimi sia nei carichi da fatica.

1.3 Considerazioni e obiettivi

Quello che emerge dai precedenti lavori è la potenzialità dell'accoppiamento flesso torsionale. In tutti gli studi è infatti mostrata una riduzione consistente dei carichi, specialmente di quelli dovuti alla fatica. Il loro limite risiede, però, nell'indagine degli effetti su altri parametri che, generalmente, sono dimensionanti nella progettazione delle pale. In nessun lavoro, a seguito della rotazione delle fibre, sono stati valutati attentamente sia i valori delle frequenze proprie che la deflessione massima della pala, ottenuta per le casistiche indicate dalle normative. Poiché questi parametri sono generalmente dimensionanti per pale di grandi dimensioni, non soddisfarli implica non garantire le specifiche principali di un progetto. A causa di queste differenze i modelli non possono quindi rappresentare una alternativa rispetto ai relativi modelli senza BTC usati per i confronti.

Con questo lavoro si vogliono superare questi limiti analizzando delle pale che abbiano le stesse prestazioni e soddisfino esattamente gli stessi vincoli. I modelli progettati vogliono quindi essere tutti delle possibili alternative, tra le quali un acquirente può scegliere, da installare su una turbina con le medesime caratteristiche. Fondamentale è quindi che i modelli analizzati producano la stessa potenza, abbiano lo stesso posizionamento delle frequenze e la massima deflessione. In questo modo si vogliono mettere a confronto delle pale che rispondano esattamente alle stesse specifiche. Solo tramite un'analisi di questo tipo si può valutare effettivamente la convenienza o meno delle modifiche introdotte nelle pale. Inoltre quella che si vuole dare è una visione completa del fenomeno, non solo limitata alla pala. Questo è fatto analizzando gli effetti anche su componenti come l'hub, l'elemento strutturale al quale sono vincolate le pale, la torre e gli attuatori di passo. Per eseguire questa analisi è stato fatto uso di un programma di ottimizzazione, sviluppato al Politecnico di Milano, per la progettazione di pale per turbine eoliche ad asse orizzontale.

Il lavoro descritto nei capitoli successivi è strutturato come riportato in Figura 1.4. A seguito delle considerazioni riportate in questo capitolo è emerso che, per poter rafforzare la validità delle soluzioni, è necessario svolgere un'analisi dettagliata sulla fatica. Questa è stata inserita nel codice di ottimizzazione come vincolo per garantire un certo livello di danneggiamento durante la vita operativa della turbina. Il suo sviluppo è avvenuto nella prima parte del lavoro per poter permettere la progettazione dei modelli considerando anche questo fattore. Una volta terminata l'implementazione dell'algoritmo sono stati progettati dei modelli da confrontare con la pala di riferimento. In primo luogo sono state sviluppate delle pale interamente accoppiate, cioè con le fibre ruotate lungo tutta l'apertura. In un secondo momento, per ridurre gli effetti della riduzione della rigidità dovuta alla rotazione dei materiali, queste sono state ruotate solo da una certa sezione in apertura fino all'estremità (pale parzialmente accoppiate).

Visti i risultati ottenuti dai modelli con BTC è risultato interessante svolgere un'analisi, prima nel suo genere, che prevedesse l'integrazione tra un sistema di controllo per la riduzione dei carichi passivo, il BTC, ed uno attivo, il controllo a passo individuale IPC. In questa fase si sono analizzate le prestazioni dei sistemi accoppiati per valutarne l'effetto sinergico.

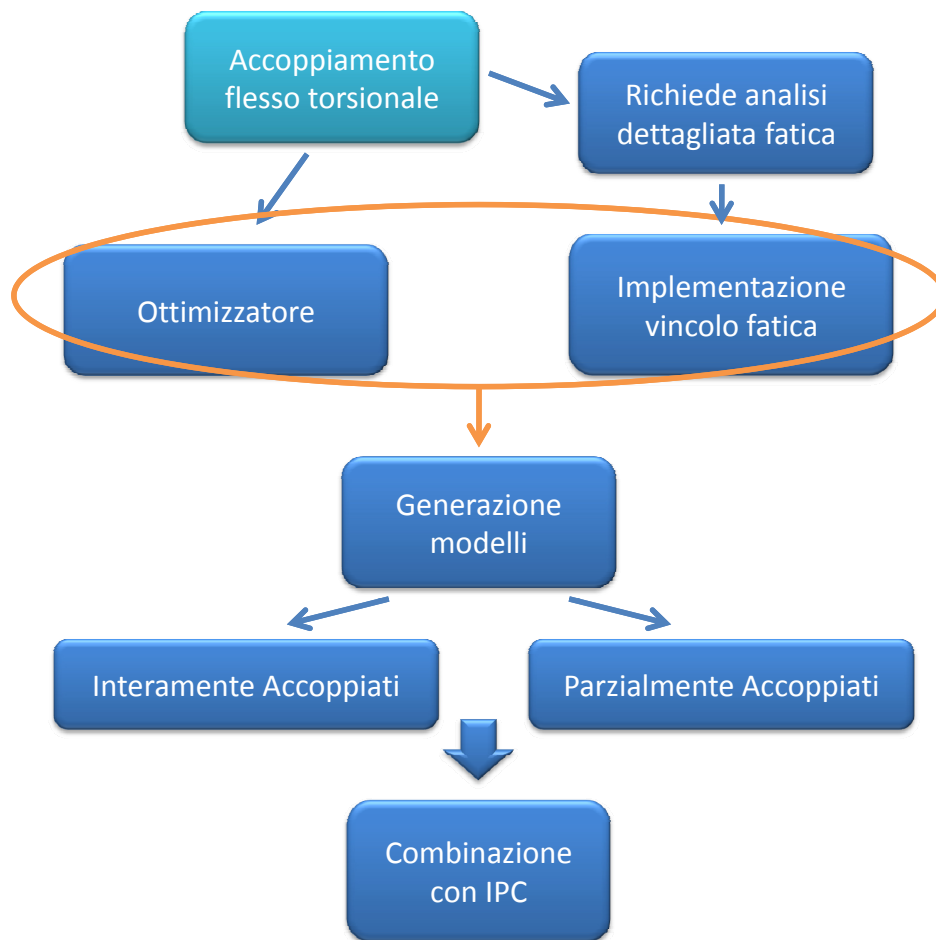


Figura 1.4: Schema del lavoro.

Capitolo 2

Procedura di ottimizzazione per la progettazione delle pale

In questo capitolo è spiegato il metodo seguito per le analisi. Prima si descrivono gli strumenti utilizzati e le modifiche principali fatte al codice per la progettazione delle pale. Successivamente viene descritto il modello di pala di riferimento, cioè la pala che è stata utilizzata per i confronti e come punto iniziale per la progettazione dei nuovi modelli. Infine sono elencati e descritti i parametri che sono stati presi in considerazione per le analisi dei diversi modelli.

2.1 Procedura di ottimizzazione

Lo strumento utilizzato per effettuare gli studi e le analisi presentate è *Cp-Max, Code for Performance Maximization* [14]. *Cp-Max* è un codice di ottimizzazione che permette il disegno di una pala considerando tutti gli aspetti critici che caratterizzano il progetto. Il programma considera quindi l'aerodinamica, il calcolo dei carichi, il dimensionamento strutturale e la definizione delle leggi di controllo. L'ottimizzazione cerca il miglior compromesso tra peso della pala e potenza prodotta annualmente, soddisfacendo una serie di vincoli tra i quali la deflessione massima, il posizionamento delle frequenze naturali e la resistenza dei materiali.

L'intero programma di ottimizzazione può essere descritto nel dettaglio dalla seguente espressione.

$$\mathbf{Function}(\mathbf{p}_a^*, \mathbf{p}_s^*, P_y^*, w^*) = \mathbf{SequantialMaxAEPMinBladeWeight}(\mathbf{p}_a, \mathbf{p}_s, \mathbf{D}) : \quad (2.1a)$$

$$\mathbf{do} \quad (2.1b)$$

$$(\mathbf{p}_a^*, P_y^*) = \mathbf{MaxAEP}(\mathbf{p}_a, \mathbf{p}_s, \mathbf{D}), \quad (2.1c)$$

$$(\mathbf{p}_s^*, w^*) = \mathbf{MinBladeWeight}(\mathbf{p}_a^*, \mathbf{p}_s, \mathbf{D}), \quad (2.1d)$$

$$\Delta p_s = \|\mathbf{p}_s^* - \mathbf{p}_s\|, \quad \Delta p_a = \|\mathbf{p}_a^* - \mathbf{p}_a\|, \quad (2.1e)$$

$$p_a = p_a^*, \quad p_s = p_s^*, \quad (2.1f)$$

$$\mathbf{while}(\Delta p_s \geq \mathit{tol}_{p_s} \mathbf{and} \Delta p_a \geq \mathit{tol}_{p_a}), \quad (2.1g)$$

Questa funzione rappresenta il ciclo di ottimizzazione più esterno. In esso si alternano l'ottimizzazione aerodinamica, che definisce la distribuzione di corda e twist per

massimizzare la produzione annua di energia, e l'ottimizzazione strutturale che trova la minima massa al variare degli spessori degli elementi e della configurazione strutturale della pala. Emerge quindi che la definizione dell'aerodinamica e della struttura avvengono in due ottimizzazioni separate, logicamente mutuamente dipendenti dai parametri della pala. In questo lavoro di tesi è stata considerata esclusivamente la parte di ottimizzazione strutturale perché l'intero progetto è stato sviluppato congelando la forma aerodinamica (più avanti nel lavoro si giustificherà questa scelta). Questa prima parte del codice non è quindi ripresa e descritta in questa sede.

Il codice di ottimizzazione strutturale, a sua volta, può essere descritto nel modo seguente.

$$\mathbf{Function}(\mathbf{p}_s^*, w^*) = \text{MinBladeWeight}(\mathbf{p}_a, \mathbf{p}_s, D) : \quad (2.2a)$$

$$\mathbf{E} = \text{LoadsEnvelope}(\mathbf{p}_a, \mathbf{p}_s, D), \quad (2.2b)$$

$$\mathbf{do} \quad (2.2c)$$

$$(\mathbf{p}_s^*, w^*) = \text{MinBladeWeightFrozenLoads}(\mathbf{p}_a, \mathbf{p}_s, \mathbf{D}, \mathbf{E}), \quad (2.2d)$$

$$\mathbf{E}' = \text{LoadsEnvelope}(\mathbf{p}_a, \mathbf{p}_s^*, D), \quad (2.2e)$$

$$\Delta p_s = \|\mathbf{p}_s^* - \mathbf{p}_s\|, \quad \Delta E = \|\mathbf{E}' - \mathbf{E}\|, \quad (2.2f)$$

$$p_s = p_s^*, \quad E = E', \quad (2.2g)$$

$$\mathbf{while}(\Delta p_s \geq \text{tol}_{p_s} \mathbf{and} \Delta E \geq \text{tol}_E), \quad (2.2h)$$

Si può notare che la funzione 2.2a contiene diverse funzioni. Nella funzione `LoadsEnvelope`, data la forma aerodinamica della pala \mathbf{p}_a e la configurazione strutturale \mathbf{p}_s , definita all'iterazione precedente o dalla configurazione iniziale, sono determinati i carichi tramite delle simulazioni dinamiche definite dalle normative [15]. Da queste simulazioni è possibile estrarre le storie temporali dei carichi e quindi identificare l'involuppo (l'insieme dei carichi ultimi) della pala. Successivamente è chiamata la funzione `MinBladeWeightFrozenLoads`, un ciclo di ottimizzazione più interno, che determina la massa minima possibile della pala considerando i carichi determinati in precedenza. La struttura \mathbf{D} , che compare nel codice, contiene una serie di parametri tra i quali i guadagni del controllore, la potenza erogata a regime, P_r , la velocità di cut-in e cut-out V_{in}, V_{out} , il raggio del rotore R , l'altezza della torre H , la lista di profili aerodinamici, la velocità massima della tip v_{tip} , etc.

$$\mathbf{Function}(\mathbf{p}_s^*, w^*) = \text{MinBladeWeightFrozenLoads}(\mathbf{p}_a, \mathbf{p}_s, \mathbf{D}, \mathbf{E}) : \quad (2.3a)$$

$$\mathbf{p}_s^* = \min_{\mathbf{p}_s} \mathbf{W}(\mathbf{p}_s, \mathbf{D}) \quad (\text{and } w^* = \arg \min_{\mathbf{p}_s} \mathbf{W}), \quad (2.3b)$$

$$s.t. : \mathbf{g}_s(\mathbf{p}_s) \leq \mathbf{0}, \quad (2.3c)$$

$$\omega(\mathbf{p}_s, \mathbf{D}) \in [\omega_L, \omega_U], \quad (2.3d)$$

$$\sigma(\mathbf{p}_s, \mathbf{E}, \mathbf{D}) \leq \sigma_{adm}, \quad (2.3e)$$

$$\epsilon(\mathbf{p}_s, \mathbf{E}, \mathbf{D}) \leq \epsilon_{adm}, \quad (2.3f)$$

$$\mathbf{d}(\mathbf{p}_s, \mathbf{E}, \mathbf{D}) \leq 1, \quad (2.3g)$$

$$\delta_{tipmax}(\mathbf{p}_s, \mathbf{E}, \mathbf{D}) \leq \delta_{tipmax}, \quad (2.3h)$$

Nell'ottimizzazione che riduce la massa considerando i carichi fissati, sono calcolati gli sforzi, le deformazioni, il danneggiamento a fatica, la massima deflessione e le frequenze naturali della pala. Questi parametri rientrano tutti nel processo di ottimizzazione in quanto sono soggetti a dei vincoli. I carichi \mathbf{E} sono mantenuti costanti sfruttando l'ipotesi che per piccole variazioni dei parametri strutturali \mathbf{p}_s i carichi varino poco. Nelle macro-iterazione i carichi sono calcolati nuovamente con la struttura aggiornata.

In ogni ciclo di iterazione contenuto nella funzione 2.2a è sintetizzato il sistema di controllo. Il controllore utilizzato per questo progetto è un controllore a passo ciclico/coppia basato su una architettura di regolatore lineare quadratico (LQR) a guadagni programmabili al variare della velocità del vento [16, 17, 18]. Per determinare i guadagni prima di tutto è calcolato il coefficiente di potenza al variare del *tip speed ratio* e del passo di pala, superficie $C_p - \lambda - \beta$. Da questa sono selezionati i punti che soddisfano il comportamento desiderato nelle tre regioni di funzionamento II, II $\frac{1}{2}$ e III. Successivamente viene definito un modello ridotto della turbina rispetto al quale è sintetizzato il sistema di controllo al variare della velocità del vento. Così facendo è possibile garantire che il comportamento della macchina soddisfi le richieste di comportamento imposte.

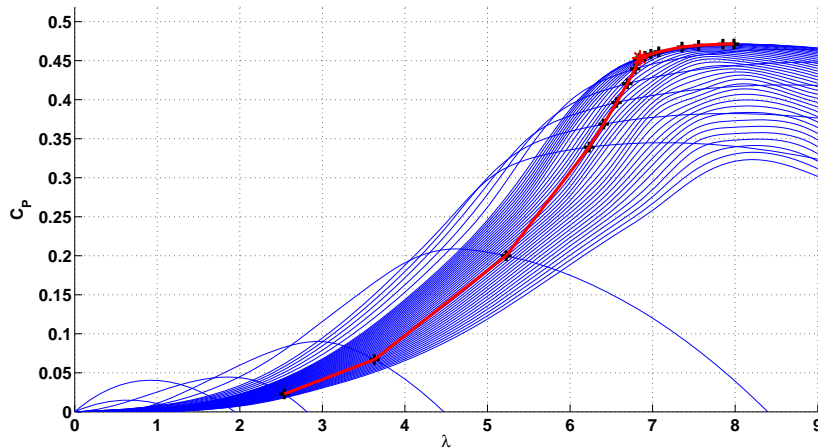


Figura 2.1: Curve del C_p al variare del TSR e del passo, con traiettoria ottimale evidenziata.

Il problema di ottimizzazione è risolto tramite il metodo *sequential quadratic programming* (SQP) implementato nella funzione `fmincon` del programma `Matlab` [19].

Come accennato in precedenza nell'ottimizzazione che minimizza la massa con i carichi congelati, sono definiti dei vincoli di ottimizzazione. Questi sono elencati e descritti più nel dettaglio di seguito.

1. L'equazione 2.3c esprime i vincoli sulle grandezze incognite del problema, come la posizione relativa tra il baricentro e l'asse di passo per ogni sezione e la variazione in apertura degli spessori degli elementi strutturali. Quest'ultimo vincolo dipende da aspetti tecnologici in quanto non è possibile fare delle laminazioni con spessori variabili arbitrariamente, ma devono avere una certa gradualità.

2. La diseuguaglianza 2.3d vincola invece le frequenze naturali ω della struttura a rientrare nei limiti ammissibili per evitare condizioni di risonanza durante la vita operativa della macchina. Nel caso specifico delle ottimizzazioni eseguite per questo studio, i vincoli considerati sono il rapporto tra la prima frequenza della pala e la velocità tre per giro 3ω e il rapporto tra la le prime due frequenze naturali (vincolate ad avere una certa distanza).
3. Per un certo numero di sezioni in apertura sono calcolati gli sforzi massimi σ , con il programma ANBA, dati i valori che definiscono la configurazione strutturale \mathbf{p}_s , i carichi di inviluppo \mathbf{E} e altri parametri \mathbf{D} . Il vincolo impone che gli sforzi siano contenuti nei limiti a compressione e trazione $\sigma_{min} \leq \sigma \leq \sigma_{max}$ dipendenti dalle caratteristiche del materiale; i fattori di sicurezza, richiesti dalle normative [15], sono considerati direttamente nella definizione dei carichi di inviluppo \mathbf{E} .
4. Analogamente al caso precedente sono calcolate e vincolate le deformazioni massime della struttura ϵ .
5. Il vincolo di disuguaglianza 2.3g è quello che è stato aggiunto durante lo svolgimento di questo lavoro di tesi. Questo vincola il danneggiamento dovuto alla fatica ad essere minore di 1 per un periodo di funzionamento della macchina impostato dell'utente a priori. Il danneggiamento è calcolato come spiegato nel capitolo 2.2.
6. L'ultimo vincolo impone che la deflessione massima dell'estremità della pala $\delta_{tip_{max}}$, determinato tra tutte le simulazioni DLC, sia minore del valore ammissibile.

Nel codice di ottimizzazione il vincolo sulla fatica è implementato su due livelli, nelle iterazione della funzione 2.2a e in quelle della funzione 2.3a. Nelle iterazioni esterne sono calcolate le storie dei carichi secondo le normative, *DLC 1.2*, ed è valutata la fatica su tutti gli elementi dei modelli ad elementi finiti. Questi sono poi analizzati e i nodi il cui danneggiamento è al di sopra di una certa soglia, impostata dall'utente, sono estratti. Gli elementi critici individuati in questa fase sono quelli che sono analizzati successivamente nelle iterazioni interne. In questa fase i carichi sono mantenuti congelati e sono aggiornati gli sforzi a seguito delle variazioni delle caratteristiche della sezione. La fatica, in questa fase di ottimizzazione, compare come un vincolo per garantire che il danneggiamento sia inferiore all'unità. Ogni nuova iterazione esterna i nodi analizzati sono aggiornati dopo aver calcolato nuovamente i carichi.

Le diverse ottimizzazioni sono basate su un codice che è strutturato su due livelli di modellazione. Il primo livello si basa su un modello a multi corpo della turbina eolica modellato in un programma di simulazione aero-servo-elastico ad elementi finiti non lineari *Cp Lambda* (Code for Performance, Loads, Aero-Elasticity by Multi-Body Dynamic Analysis) [20]. Questo è quello che esegue le simulazioni dinamiche per la determinazione dei carichi dimensionanti. Per la descrizione della pala, *CpLambda* utilizza un modello di trave descritto da una matrice di rigidezza, contenente tutti i termini, variabile in apertura. Il secondo livello di modellazione è composto da un modello ad elementi finiti bidimensionali implementato in *ANBA* (Anisotropic Beam

Analysis) [21]. Questo programma è utilizzato per determinare le proprietà elastiche delle sezioni che definiscono le travi del modello multicorpo. Il codice permette il calcolo degli sforzi e delle deformazioni dati i carichi calcolati nel primo livello. Inoltre *ANBA* consente l'inserimento dell'angolo di rotazione dei materiali, indispensabile per lo studio presentato.

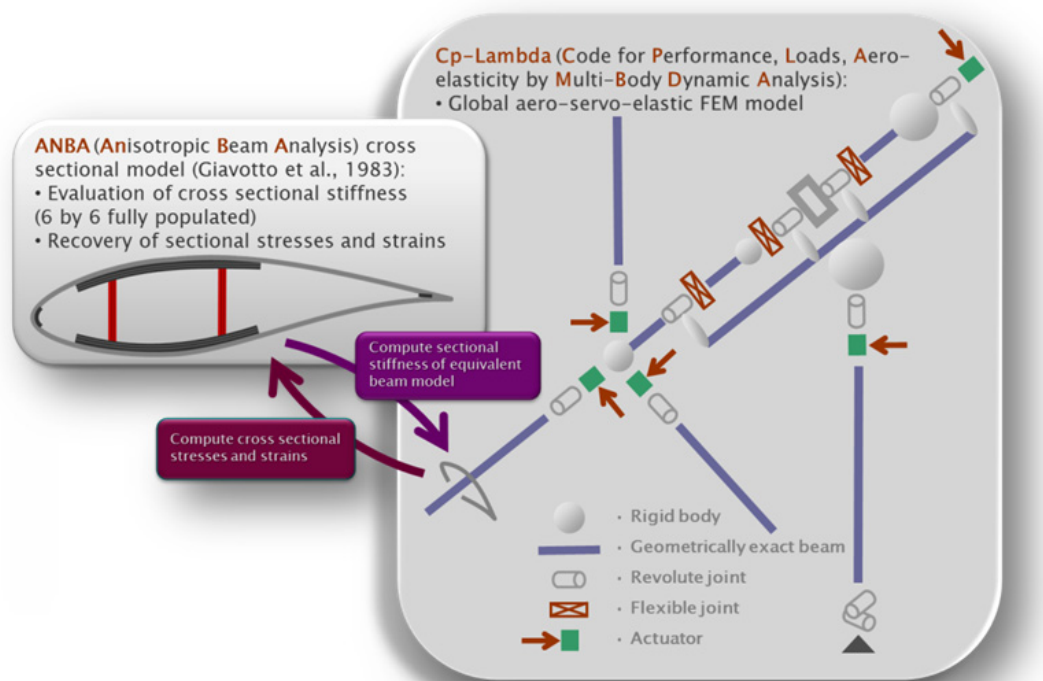


Figura 2.2: Modello multicorpo aero-servo-elastico di una turbina eolica e modello di una sezione di palal.

Il codice si basa quindi su una continua alternanza dei livelli perché questi si scambiano informazioni a vicenda permettendo un'analisi completa e globale di tutta la turbina.

Una peculiarità di questo codice è che permette la gestione di matrici di rigidezza $[6 \times 6]$ contenenti tutti i termini. *ANBA* in primo luogo restituisce un'informazione completa sulle proprietà elastiche della sezione. Poiché anche il modellatore multicorpo supporta la matrice di rigidezza interamente popolata è possibile analizzare tutti gli effetti sul comportamento dinamico della trave dovuti a tutte le proprietà elastiche delle sezioni. Grazie a questa specifica possibilità si è in grado di svolgere il lavoro qui presentato.

2.1.1 Gradi di libertà dell'ottimizzazione

Il codice di ottimizzazione permette di considerare diverse variabili come gradi di libertà per l'ottimizzazione. Nel lavoro qui presentato una parte ridotta di questi parametri è stata fissata. Questo è stato fatto per ottenere dei modelli con poche differenze

e quindi più facili da confrontare e più plausibili da proporre come valide alternative. Nei dimensionamenti fatti, i parametri legati all'aerodinamica non sono stati considerati come variabili libere di progetto. Tutti i modelli confrontati presentano la stessa distribuzione di corda e di svergolamento in apertura. La forma aerodinamica è quindi stata congelata sul riferimento del modello iniziale. Nell'ottimizzazione strutturale, invece, vengono considerate come variabili esclusivamente gli spessori degli elementi. Non si sono quindi modificati valori come il punto di inizio e fine lungo l'apertura delle *web*, il loro collocamento rispetto all'asse di variazione passo, la larghezza degli *spar-caps*, la loro estensione in apertura e il posizionamento rispetto alle *web*. Infine si sono mantenuti costanti i macroparametri come il diametro del rotore e la velocità di rotazione di regime.

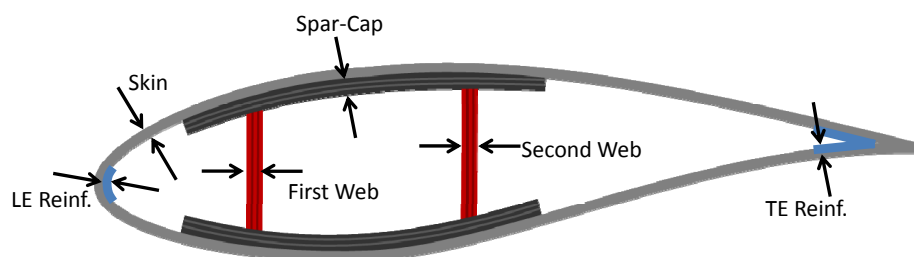


Figura 2.3: Gradi di libertà del processo di ottimizzazione per ogni sezione di pala.

Nella Figura 2.3 sono mostrate le variabili di ottimizzazione per ogni sezione, cioè i parametri che rappresentano i gradi di libertà per il dimensionamento. Come si può osservare, queste sono lo spessore della *skin*, lo spessore degli *spar-caps*, gli spessori delle due *web* e gli spessori dei due rinforzi, di bordo d'attacco e di bordo d'uscita. Poiché non tutti questi elementi si sviluppano lungo tutta la lunghezza della pala in alcune sezioni non compaiono tutti e sei.

Nella progettazione anche i guadagni del sistema di controllo sono stati modificati per poter ottenere le stesse prestazioni tra i differenti modelli. Per ogni modello è quindi stato sintetizzato un controllore specifico che permettesse di massimizzare la produzione di potenza.

2.1.2 Modelli FEM 2D

Come spiegato precedentemente per poter definire le proprietà elastiche della trave del modello multi-corpo sono eseguite delle analisi ad elementi finiti bidimensionali con il programma *ANBA*. I modelli utilizzati sono definiti automaticamente da delle funzioni implementate in Matlab ed hanno tutti delle griglie formate da elementi di tipo pannello *mid thickness*. Questi sono quindi posizionati lungo la mezzeria dello spessore dei diversi elementi strutturali. Ogni volta che, nel processo di ottimizzazione è modificato uno spessore è quindi necessario generare un nuovo modello con una differente griglia. Nel file di input al programma sono definite le proprietà degli elementi che dipendono dai materiali, che li compongono, e dagli spessori strutturali. Nella Figura 2.4 sono riportati degli esempi di griglie utilizzate per modellare le sezioni della pala nel programma *ANBA*.

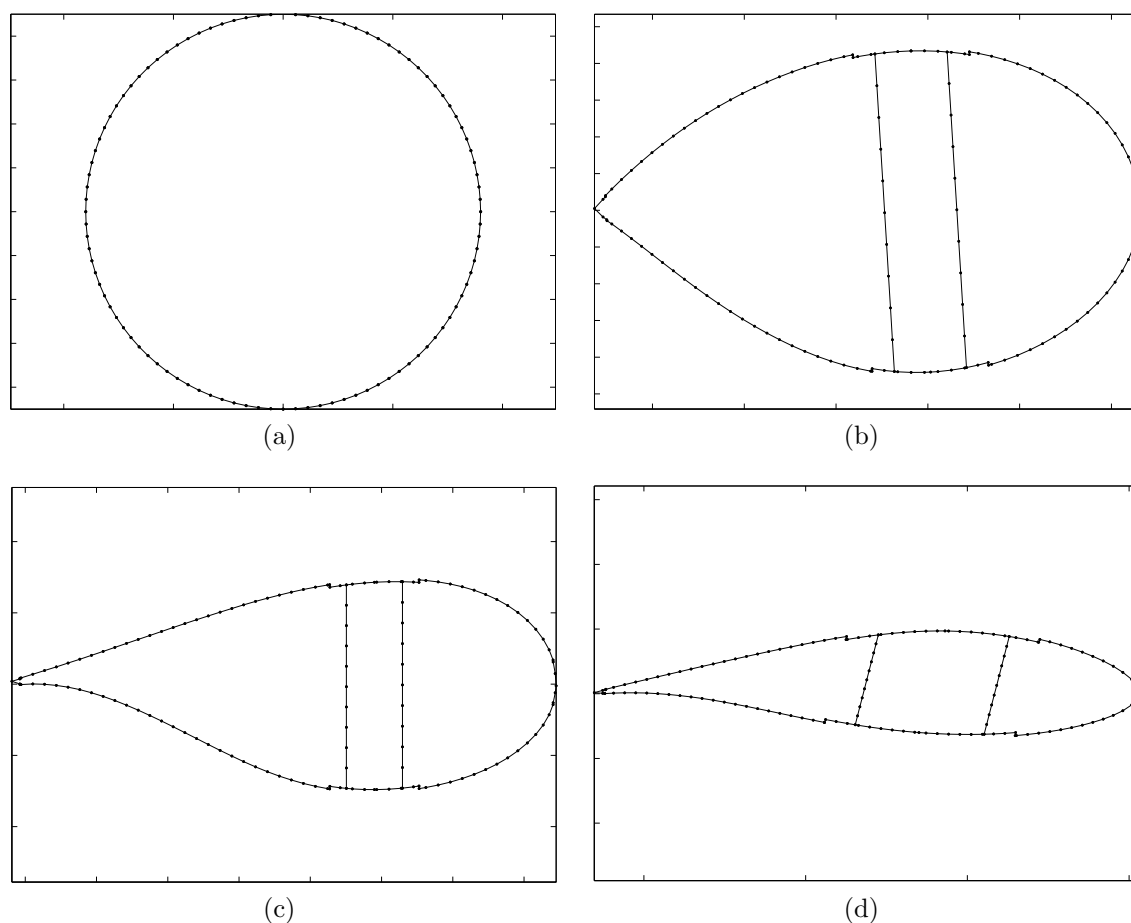


Figura 2.4: Esempi di griglie utilizzate in ANBA.

2.2 Vincolo sulla fatica

La necessità di implementare un vincolo sulla fatica nasce per diversi motivi. Prima di tutto lo studio della fatica è fondamentale per le turbine eoliche in quanto, nella loro vita operativa, sono soggette continuamente a carichi ciclici. Mediamente una turbina è progettata per poter resistere a circa $2 \cdot 10^8$ cicli di carico, valore largamente superiore a quello delle strutture civili e dei velivoli da trasporto. La fatica è quindi un fattore importante da analizzare e considerare nelle diverse fasi di progetto. Vista la complessità delle analisi, generalmente questo studio viene fatto nella parte finale perché dipende molto anche da scelte costruttive di dettaglio. Nel caso in cui il valore di vita operativa desiderato non sia raggiungibile, a causa di un danneggiamento eccessivo, si rimedia con delle soluzioni concentrate nella zona critica. Poter considerare la fatica sin dalle prime fasi del progetto permette di ridurre questi interventi che possono anche aggravare la pala aumentandone il peso. Analizzare fin da subito nella progettazione anche questo vincolo permette di ottenere dei modelli molto più vicini alla condizione di ottimo, riducendo ulteriori interventi e modifiche.

Il vincolo sul danneggiamento è stato sviluppato anche perché, nel ruotare le fibre,

la fatica può diventare maggiormente critica per la progettazione. Con le fibre non allineate con la direzione principale di carico, lo sforzo si dispone maggiormente lungo la direzione trasversale che, essendo molto meno resistente di quella longitudinale, può portare ad un aumento del danneggiamento anche se il carico equivalente applicato sulla sezione diminuisce. Quindi non solo è importante analizzare la fatica, ma anche analizzarla date le storie temporali degli sforzi e non solo dei soli carichi.

2.2.1 Determinazione del danneggiamento

Date le storie temporali dei carichi, estratte dalle simulazioni *DLC 1.2*, per determinare il danneggiamento sono calcolati i tre sforzi, longitudinale, laterale e taglio, su varie sezioni lungo l'apertura della pala. Le tre componenti di sforzo sono determinate per ogni elemento del modello ad elementi finiti bidimensionale presente nella sezione analizzata.

Alle storie temporali degli sforzi è quindi applicata la procedura di conteggio *rain flow*. Questa permette di ottenere il numero di occorrenze N_k con cui avviene ogni oscillazione dell'azione considerata, in questo caso lo sforzo, dato il valor medio

$$S_{k,M} = \frac{1}{2}(S_{k,max} + S_{k,min}) \quad (2.4)$$

e l'ampiezza

$$S_{k,A} = |S_{k,max} - S_{k,min}|. \quad (2.5)$$

Quello che si ottiene dal conteggio è una matrice, matrice di Markov, [22, 23, 24], Figura 2.5, per ogni storia temporale, dove sono indicati i numeri di cicli per ogni coppia di valore medio e ampiezza. Le matrici di Markov ottenute sono poi pesate con la distribuzione di Weibull per avere una stima del numero di cicli per tutta la vita operativa della pala. Con questa operazione si determina così una matrice di Markov per ogni sforzo di ogni elemento strutturale di ogni pannello del modello FEM bidimensionale che compone ogni sezione.

Si sono preferite le matrici di Markov, rispetto ad uno sforzo equivalente calcolabile come il *damage equivalent load* DEL, perché permettono di avere una stima migliore del danneggiamento. In questo metodo infatti non trascura il valore medio dell'oscillazione.

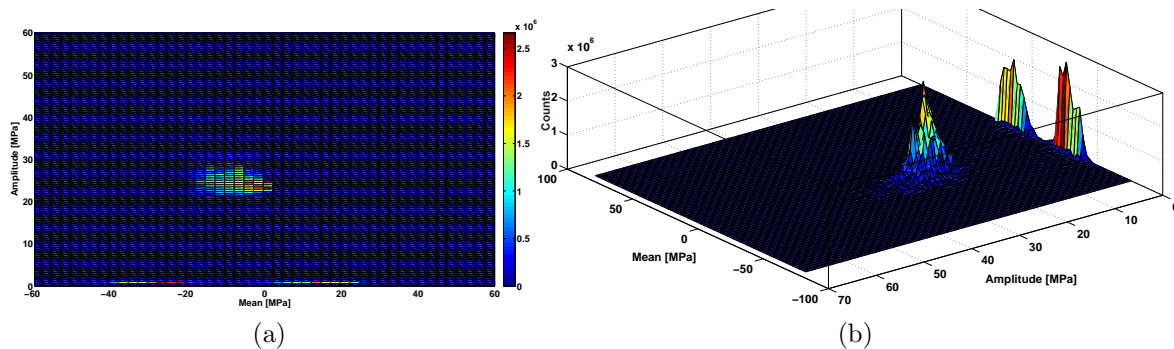


Figura 2.5: Matrice di Markov.

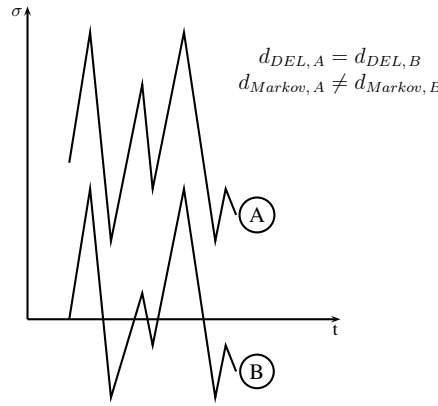


Figura 2.6: Differenza tra matrice di Markov e DEL.

In Figura 2.6 sono riportati due segnali identici ma con valore medio differente. I danneggiamenti dei due segnali calcolati con il DEL risultano uguali, anche se i due segnali sono visibilmente differenti, mentre quelli calcolati con le matrici di Markov sono diversi, nello specifico quello a media maggiore porterà ad un danneggiamento più vicino al limite ammissibile.

La stima del danneggiamento richiede di conoscere i valori ammissibili di cicli per ogni materiale. Per far questo si è deciso di far riferimento alle linee guida della *Germanischer Lloyd* (GL) [25]. Nel manuale la GL suggerisce la seguente formula per ottenere i valori ammissibili di numero dei cicli al variare del valore medio dell'azione $S_{k,M}$ e dell'ampiezza $S_{k,A}$.

$$N_{amm} = \left[\frac{R_{k,t} + |R_{k,c}| - 2|\gamma_{Ma}S_{k,M} - R_{k,t} + |R_{k,c}|}{2\gamma_{M,b}/C_{1b} S_{k,A}} \right]^m \quad (2.6)$$

Nell'espressione $R_{k,t}$ e $R_{k,c}$ sono il valore ammissibile dell'azione (nel caso in considerazione lo sforzo) a trazione e a compressione, mentre $\gamma_{M,a}$, $\gamma_{M,b}$ e C_{1b} sono dei coefficienti di sicurezza dati dalla relazione

$$\gamma_{M,x} = \gamma_{M,0} \Pi_i C_{i,x}. \quad (2.7)$$

I vari coefficienti $C_{i,x}$ sono mostrati nella Tabella 2.1. Il parametro m è invece l'indice della pendenza della curva SN , curva che lega il valore dell'ampiezza di sforzo al numero di cicli ammissibile per quel valore.

Dalla relazione 2.6, sostituendo gli opportuni valori, si ottiene il diagramma di Goodman, Figura 2.7, per ogni materiale e ogni direzione di sforzo.

Conoscendo i valori dei conteggi e i dati sugli ammissibili è possibile calcolare il danneggiamento secondo la regola di Miner.

$$D = \sum_i \frac{n_i}{N} \quad (2.8)$$

Questa espressione risulta per ogni singola coppia di valor medio e ampiezza. Per poter ottenere il valore globale basta fare la sommatoria lungo tutti i valori medi e i valori

	Triassiale	Unidirezionale	Biassiale		Triassiale	Unidirezionale	Biassiale
γ_{M0}	1.35	1.35	1.35	γ_{M0}	1.35	1.35	1.35
C_{1a}	1.35	1.35	1.35	C_{1b}	$N_{tot}^{1/m} = (60\ 60\ 24\ 365\ 20)^{0.1} = 7.5855$ ¹		
C_{2a}	1.1	1.1	1.1	C_{2b}	1.1	1.1	1.1
C_{3a}	1.1	1.1	1.1	C_{3b}	1.1	1.0	1.1
C_{4a}	1.0	1.0	1.0	C_{4b}	1.0	1.0	1.0
				C_{5b}	1.0	1.0	1.0
γ_{Ma}	2.2052	2.2052	2.2052	γ_{Mb}	12.3909	11.2645	12.3909

Tabella 2.1: Coefficienti per la determinazione dei valori ammissibili secondo le direttive della GL.

di ampiezza.

$$D = \sum_i \sum_j \frac{n_{i,j}}{N_{i,j}} \quad (2.9)$$

Con il procedimento, spiegato fino ad ora, si riesce ad avere una stima del danneggiamento per ognuna delle tre componenti di sforzo. Per avere una rappresentazione più compatta ed una stima migliore del danneggiamento si è deciso di unificare i tre parametri in un unico modello di danneggiamento. La tecnica selezionata per analizzare la fatica con lo stato complesso di sforzo è quella mostrata da Philippidis e Vassilopoulos in [26, 27]. Si è scelto proprio questo metodo perché è stato validato con prove sperimentali utilizzando materiali in fibra di vetro specifici per pale di turbine eoliche.

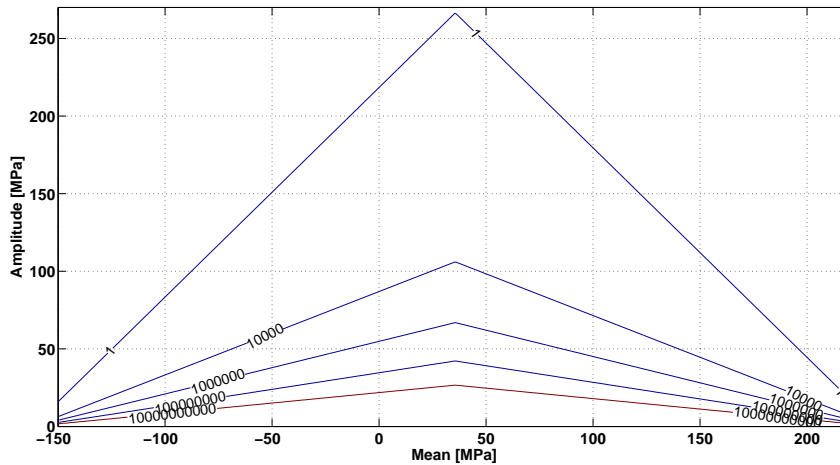


Figura 2.7: Diagramma di Goodman per il materiale triassiale

¹Questo valore è pari al numero di cicli imposto nel calcolo del DEL e coincide con il numero di secondi presenti nella vita operativa della turbina.

Di seguito viene spiegato velocemente il metodo e come la sua formulazione è stata utilizzata. Nella spiegazione si fa riferimento al solo valore di sforzo equivalente, quello che si otterrebbe con un'analisi simile ad una eseguita per il DEL. Così facendo non si perde di generalità perché nel caso delle matrici di Markov basta applicare il procedimento visto a ogni singola coppia ampiezza-media in modo indipendente e poi sommare tutti i margini ottenuti.

Il metodo per identificare il margine è espresso come

$$F_{11}\sigma_1^2 + F_{22}\sigma_2^2 + F_{12}\sigma_1\sigma_2 + F_{66}\sigma_6^2 \leq 1 \quad (2.10)$$

dove σ_1 , σ_2 e σ_6 sono lo sforzo longitudinale, trasversale e a taglio rispettivamente, mentre i coefficienti sono dati da:

$$F_{11} = \frac{1}{(C_1 N_1^{-1/m})^2} \quad (2.11a)$$

$$F_{22} = \frac{1}{(C_2 N_2^{-1/m})^2} \quad (2.11b)$$

$$F_{12} = \frac{1}{C_1 N_1^{-1/m} C_2 N_2^{-1/m}} \quad (2.11c)$$

$$F_{66} = \frac{1}{(C_6 N_6^{-1/m})^2} \quad (2.11d)$$

dove C_1 , C_2 e C_6 sono i coefficienti delle curve SN delle diverse direzioni di sforzo:

$$S_1^m N_1 = k_1 \quad C_1 = k_1^{1/m} \quad (2.12a)$$

$$S_2^m N_2 = k_2 \quad C_2 = k_2^{1/m} \quad (2.12b)$$

$$S_6^m N_6 = k_6 \quad C_6 = k_6^{1/m} \quad (2.12c)$$

I valori dei coefficienti F_{11} , F_{22} , F_{12} ed F_{66} possono essere riscritti semplicemente esprimendo, al posto del numero di cicli limite, il valore dello sforzo limite S . La relazione 2.13 si può quindi riscrivere come:

$$\left(\frac{\sigma_1}{S_1}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{S_2}\right)^2 - \frac{\sigma_1\sigma_2}{S_1 S_2} + \left(\frac{\sigma_6}{S_6}\right)^2 - 1 \leq 0 \quad (2.13)$$

Questa risulta quindi essere una combinazione dei rapporti tra sforzi calcolati e sforzi ammissibili nelle singole direzioni di sforzo. Per ottenere una rappresentazione di questo valore riferita al danneggiamento definito secondo la regola di Miner, cioè definito come il rapporto tra il numero di cicli reali e quello ammissibile, basta fare una semplice trasformazione, facendo riferimento alla Figura 2.8.

$$\frac{\sigma}{S} = \frac{(k/N)^{1/m}}{(k/n)^{1/m}} = \left(\frac{n}{N}\right)^{1/m} = D^{1/m} \quad (2.14)$$

Quella che si ottiene è la seguente formula:

$$d = D_1^{2/m} + D_2^{2/m} - (D_1 D_2)^{1/m} + D_6^{2/m} \quad (2.15)$$

dove 1, 2 e 6 indicano le direzioni di sforzo longitudinale, trasversale e a taglio rispettivamente. Questa formulazione è quella operativamente utilizzata come vincolo nel codice di ottimizzazione.

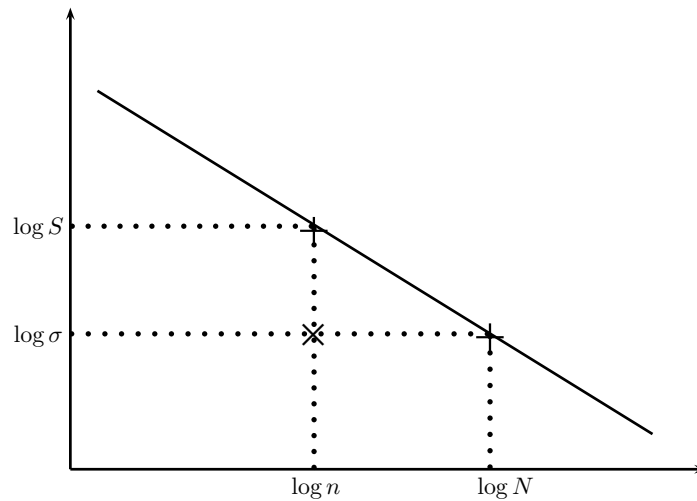


Figura 2.8: Diagramma $S - N$ con evidenziati i valori misurati σ e n e i valori limite S e N .

2.2.2 Effetto del vincolo

In questa parte del lavoro sono riportati brevemente gli effetti del vincolo della fatica. Questi sono fatti per mostrare esclusivamente la sua efficacia. I conti riportati sono per una vita operativa della turbina di 20 anni. Nella Figura 2.9 è riportato l'andamento del danneggiamento d massimo su ogni sezione per diversi punti in apertura, per il solo elemento *skin*. Nel grafico sono mostrati i valori per un modello progettato senza il vincolo e per uno con. Quello che emerge chiaramente è che nella regione al 10% dell'apertura il margine è abbassato per rientrare nel limite imposto. L'ottimizzazione riesce quindi a far soddisfare il vincolo sulla fatica. Ovviamente questo ha conseguenze su tutta la pala, il margine infatti è differente non solo nella zona critica ma anche nella regione a metà dell'apertura.

Osservando nel dettaglio quello che succede nella sezione, Figura 2.10, si osserva che i margini massimi sono concentrati tutti nella zona del bordo d'uscita. Questo è

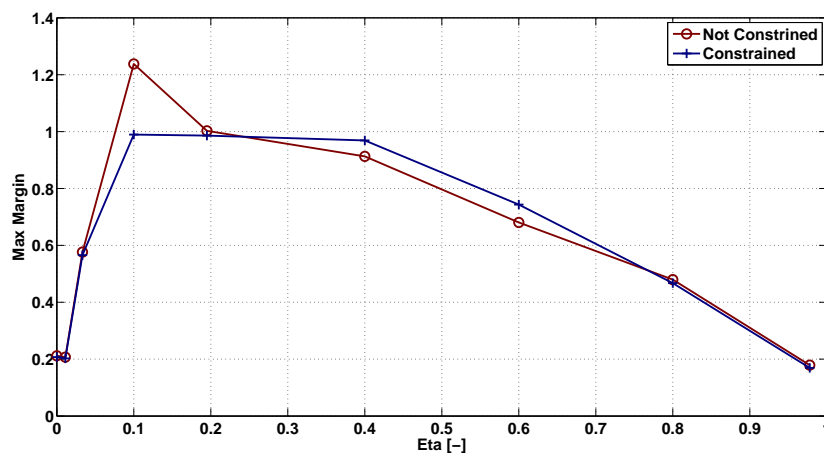


Figura 2.9: Andamento dei valori massimi di danneggiamento nella *skin*.

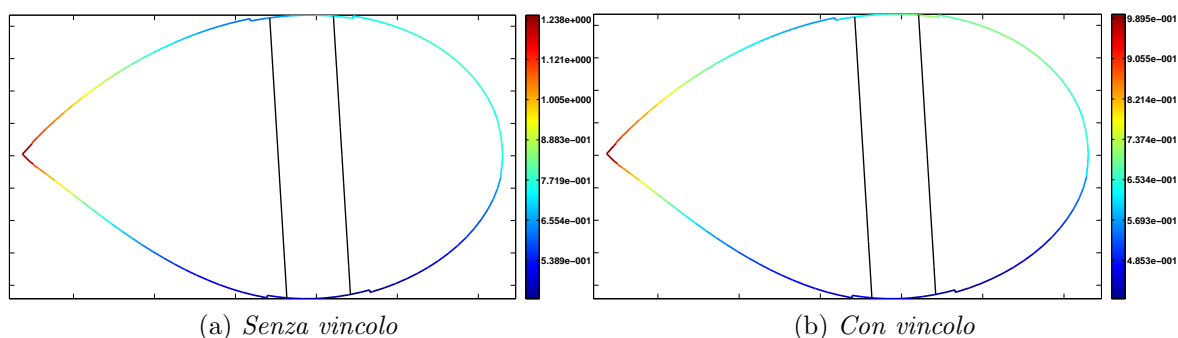


Figura 2.10: Andamento del danneggiamento nella *skin* alla sezione al 10% dell'apertura.

in accordo con l'effetto dato dalle oscillazione dovute alla rotazione del rotore. Analizzando l'effetto del vincolo sulla fatica si nota che la regione critica rimane la medesima e che i margini sono semplicemente abbassati al di sotto della soglia limite.

2.3 Modello base

L'intero studio presentato in questo lavoro è stato svolto partendo da un modello di pala di riferimento, modello *Baseline*. Questa pala è stata disegnata ed ottimizzata interamente al *POLI-Wind Reserch Lab*, presso il Politecnico di Milano, nell'anno 2010. La pala ha una lunghezza di 45 m ed è stata progettata per un turbina eolica da 2MW di Classe III A.

La struttura della pala è formata da uno *spar cap*, due *shear web* mantenute piane in apertura e due rinforzi, uno di bordo d'attacco e uno di bordo di uscita. Questa configurazione è visibile nella Figura 2.11, dove sono riportate delle viste e degli spaccati del modello. Uno schema di come sono distribuiti e disposti i diversi elementi strutturali è descritta nella Tabella 2.3. Nella tabella sono anche indicati i materiali utilizzati per i diversi componenti.

Diametro rotore	92m	Velocità di rotazione	15 rpm
Altezza torre	80 m	Velocità di cut-in	3 m/s
Lunghezza pala	45 m	Velocità di cut-out	25 m/s
Passo (min/max)	-5/85 deg	V_{rated}	10.5m/s

Tabella 2.2: Caratteristiche della turbina.

	Sezione inizio apertura %	Sezione fine apertura %	Materiale
Skin	0	100	Triassiale cucito -45/0/+45 fibra di vetro
Spar Caps	3	97.8	Unidirezionale fibra di vetro
Shear Webs	10	97.8	Biassiale cucito -45/+45 fibra di vetro
Rinforzi di bordo d'attacco ed uscita	10	80	Unidirezionale fibra di vetro

Tabella 2.3: Descrizione della struttura della pala.

Nella Figura 2.12 sono riportati gli andamenti degli spessori degli elementi strutturali del modello base. Nei grafici non sono mostrate le scale per motivi di segretezza industriale.

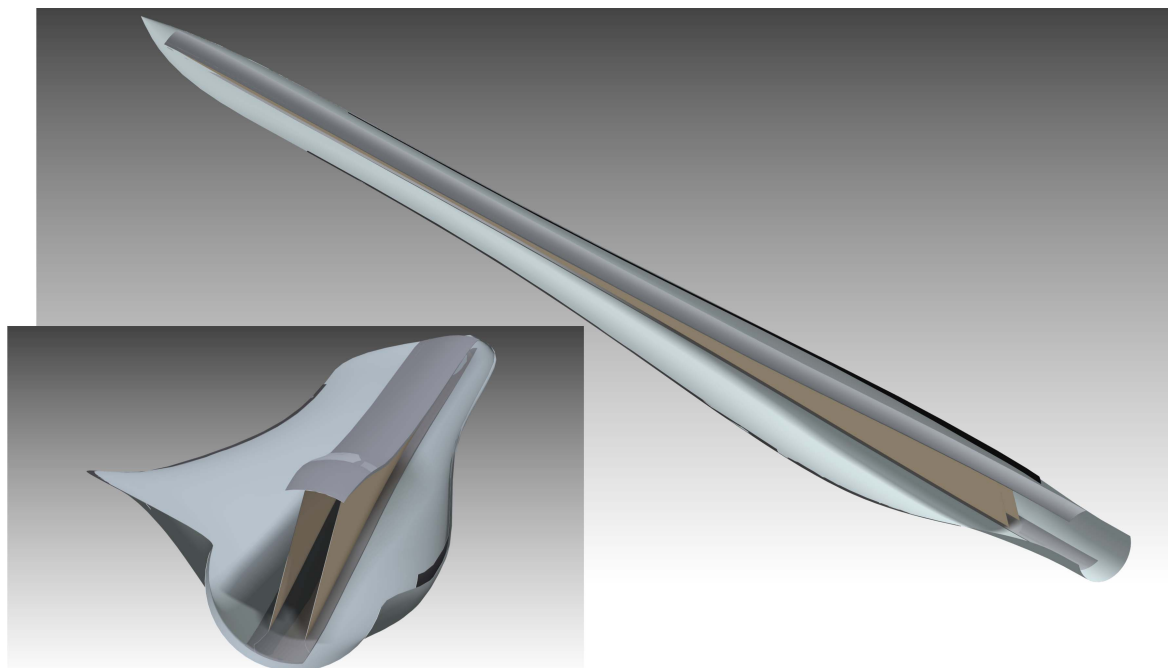


Figura 2.11: Viste del modello base della pala.

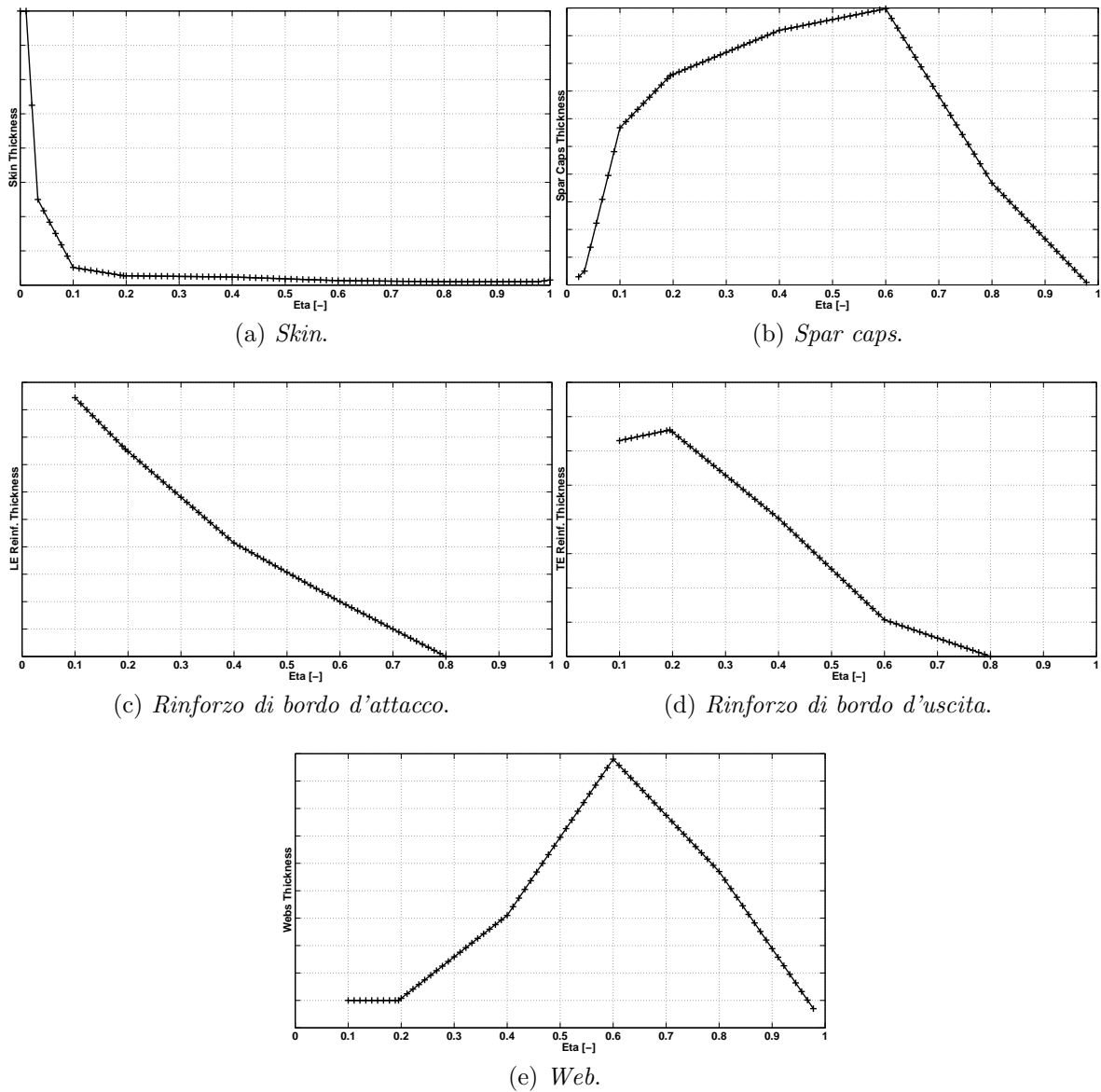


Figura 2.12: Andamento degli spessori in apertura del modello base.

2.3.1 Materiali

La pala è interamente formata da fibra di vetro. Per quanto riguarda la *skin* è utilizzato un materiale triassiale formato da tre diversi strati posizionati a -45 , 45 e 0 gradi. Quello che risulta è quindi un materiale con la direzione longitudinale più resistente rispetto alla laterale, per la presenza della fibre a zero gradi. Il rapporto tra le rigidezze nelle due direzioni è pari a 2.78. Gli *spar caps* sono invece formati da materiale unidirezionale, le fibre di vetro sono quindi tutte posizionate lungo la stessa direzione. In questo materiale ogni dieci strati è collocato uno strato di materiale a $-45/+45$ gradi per mantene l'insieme di fogli più rigido e compatto quando gli spessori degli *spar caps* sono elevati. Il rapporto tra la rigidezza nella direzione longitudinale e quella laterale è di 4.43. Le *web* sono invece formate da materiale bidirezionale con

le fibre a $-45/+45$ gradi sempre poi cucite assieme. Infine i rinforzi sono formati dallo stesso materiale degli *spar caps* solo che avendo spessori inferiori non è aggiunto lo strato di materiale bidirezionale per irrigidirli nella direzione laterale.

Dalle proprietà dei materiali e nello specifico dai valori dei rapporti tra le rigidità nelle due direzioni si può concludere, a seguito delle considerazioni spiegate nel paragrafo 1.1, che il materiale che forma gli *spar caps* è più propenso a generare accoppiamento rispetto a quello della *skin* perché ha un rapporto tra le rigidità superiore.

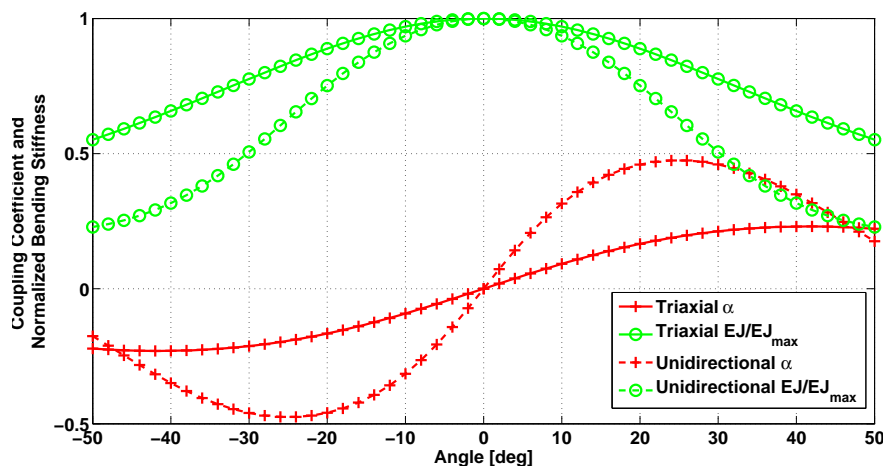


Figura 2.13: Coefficiente di accoppiamento e rigidità flessionale normalizzata al variare dell'angolo di rotazione delle fibre per una piastra. Confronto tra materiale triassiale e unidirezionale.

In Figura 2.13 è mostrato il comportamento differente per il materiale triassiale e unidirezionale, per un caso prova su una lastra piana. Come anticipato il materiale unidirezionale permette di ottenere valori di accoppiamento superiori a scapito però di una elevata perdita in rigidità flessionale. Il materiale unidirezionale riesce a raggiungere valori massimi di accoppiamento che sono doppi rispetto a quelli del triassiale. Dal grafico si nota anche che, a pari livello di accoppiamento, l'unidirezionale riesce a contenere maggiormente le perdite in rigidità.

Da questi dati si può dedurre che gli *spar caps* generino più accoppiamento rispetto alla *skin*. Da un altro punto di vista bisogna però considerare che gli *spar caps* partecipano maggiormente alla rigidità flessionale della sezione rispetto alla *skin*. Quindi una variazione di rigidità nella *skin* modifica meno le proprietà della sezione rispetto ad una negli *spar caps*. Questo fatto può portare quindi all'ottenimento di un buon livello di accoppiamento senza dover incrementare eccessivamente gli spessori. La stima di quale materiale partecipi maggiormente è inoltre complicata dalla dipendenza dell'accoppiamento flessione torsionale dalla geometria.

Poiché è difficile scartare a priori l'utilizzo di un materiale per ottenere l'accoppiamento, si è deciso di ruotare le fibre sia negli *spar caps* che nella *skin*.

2.4 Parametri per i confronti

I confronti tra i modelli di pala progettati con il programma di ottimizzazione sono eseguiti analizzando diversi parametri, scelti per avere una visione generale del comportamento. Questi sono:

- la massa della pala. Questa, essendo la cifra di merito dell'ottimizzatore, rappresenta un primo indice di qualità del progetto. Più la pala è leggera, minori saranno i carichi legati alle forze di inerzia e minore sarà la quantità di materiale necessaria per costruirla. Una pala più leggera vuol dire anche semplificazioni nelle procedure successive alla costruzione come il trasporto e l'installazione. In una prima stima generalmente si può concludere che meno pesa la pala e inferiore sarà il costo totale dell'aerogeneratore;
- i carichi dell'involuppo. I carichi di involuppo sono determinati analizzando le simulazioni dinamiche di transitori indicate dalle normative, *DLC*. Queste sono calcolate durante la fase di progettazione e dimensionamento della pala. Dalle simulazioni vengono estratti i valori massimi per ogni componente di carico, formando così l'involuppo. I componenti analizzati sono la radice della pala, l'hub e la base della torre. Per la pala è stata analizzata esclusivamente la risultante dei momenti nel piano della sezione mentre per l'hub e la torre le singole componenti.

È da sottolineare che i risultati riguardanti la pala sono di relativo interesse. Essendo il modello già dimensionato per una minima massa, una riduzione del carico non vuol dire una potenziale diminuzione degli spessori e quindi del peso della pala. Questo è importante da evidenziare perché vuole essere il punto chiave di questo lavoro. Nei lavori precedenti i ricercatori si sono limitati a evidenziare le riduzioni di carico ipotizzando delle possibili riduzioni di peso. Nel caso qui presentato, invece, essendo le pale progettate nuovamente a seguito della rotazione delle fibre, presentano già la minima massa possibile per quel modello. Nonostante questo si sono confrontati i carichi di involuppo anche sulla pala al fine di avere una sensibilità sull'efficacia dell'accoppiamento flesso torsionale. Di importanza maggiore sono i carichi misurati sugli altri componenti, che non essendo ottimizzati possono subire variazioni di dimensione al variare del carico massimo a loro applicato.

- il *damage equivalent load*, DEL. Il DEL viene utilizzato per il confronto del danneggiamento a fatica sugli elementi strutturali. Questo è stato calcolato alla radice della pala, sull'hub e alla base della torre. La componente di carico che è stata considerata, per tutti gli elementi strutturali, è la risultante dei momenti nel piano della sezione. Per la pala è quindi la risultante del momento in flappeggio e ritardo, per l'hub di nodding e side-side mentre per la torre di fore-aft e side-side. Il DEL sulla pala è stato considerato, anche in questo caso, esclusivamente per avere una stima della bontà dell'accoppiamento. Una sua riduzione infatti non può portare ad un miglioramento della pala in alcun suo aspetto essendo questa già ottimizzata.

Il DEL è determinato dalle simulazioni *DLC 1.2*, per l'intera vita operativa dell'aerogeneratore. Il carico equivalente è definito come:

$$DEL = \left(\frac{\sum_k N_k S_{k,A}^m}{N_{tot}} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (2.16)$$

dove $S_{k,A}$ è l'ampiezza del carico, definita come nell'equazione 2.5, m è la pendenza della curva SN e N_{tot} sono il numero di occorrenze imposte al carico equivalente per ottenere lo stesso danneggiamento del carico reale. Il carico equivalente determinato per ogni velocità del vento è poi pesato, con la distribuzione del vento Weibull, per ottenere il carico equivalente a 20 anni di funzionamento.

- valore medio del carico. Poiché il DEL perde le informazioni riguardanti il valore medio dei carichi durante le simulazioni turbolente, è necessario analizzare il carico medio. Per ogni simulazione turbolenta sono quindi calcolati i carichi medi che sono poi pesati con la distribuzione del vento per ottenere una stima del valore
- l'*actuator duty cycle*, ADC. Questo parametro indica il livello di utilizzo degli attuatori per il controllo del passo di pala. Da questo indice è possibile capire quanto l'attuatore sia stressato e quindi quanto si logori per l'utilizzo. Un valore di ADC superiore ad un altro indica che il primo attuatore necessiterà di più manutenzione del secondo o addirittura un ridimensionamento. Questo si ripercuote quindi su un aumento del costo iniziale della turbina o di manutenzione. L'ADC è calcolato come

$$ADC = \frac{1}{T_{tot}} \sum_i F_{V_i} \int_0^{T_{tot}} \left| \frac{\dot{\beta}_i}{\dot{\beta}_{max}} \right| dt \quad (2.17)$$

dove T_{tot} è il tempo di durata dell'intera simulazione, $\dot{\beta}$ è la derivata temporale dell'angolo di passo delle pale, F_{V_i} è il numero di volte che si ripete il tempo della simulazione T_{tot} nella vita operativa della macchina (la pesatura è data dalla distribuzione del vento di Weibull con valore medio pari a $7.5m/s$ e fattore di forma 2) e $\dot{\beta}_{max}$ è la velocità massima con cui può variare il passo.

Capitolo 3

Pala interamente accoppiata

In questa parte del lavoro sono studiati dei modelli di pala che presentano accoppiamento flessione torsionale lungo tutta la loro apertura. Per ottenere questo effetto viene semplicemente imposto un angolo di rotazione delle proprietà del materiale costante lungo tutto l'elemento strutturale. Prima sono mostrati di vari modelli e le loro differenze strutturali. Successivamente si verificano le prestazioni ed infine vengono confrontati i carichi.

3.1 Modelli

Nello studio sono stati considerati sei modelli differenti. Ognuno di questi presenta un angolo differente di rotazione o nella *skin* e/o negli *spar caps*. Nella Tabella 3.1 si riportano gli angoli di rotazione dei materiali per i diversi modelli e il nome con il quale sono indicati nelle diverse figure successive. Le rotazioni sono state limitate esclusivamente a questi valori perché per angoli superiori gli incrementi di massa sono risultati eccessivi.

Nome modello	Skin [deg]	Spar Caps [deg]
<i>Sk+10</i>	10	0
<i>Sk+20</i>	20	0
<i>Sk+30</i>	30	0
<i>SC+05</i>	0	5
<i>SC+10</i>	0	10
<i>Sk+20&SC+05</i>	20	5

Tabella 3.1: Modelli di pala interamente accoppiati e rispettiva rotazione delle fibre.

3.1.1 Vincoli attivi

Per capire l'esito dell'ottimizzazione e quindi quali siano i parametri dimensionanti dei progetti è necessario osservare i vincoli attivi. Nella Tabella 3.2 sono riportate le indicazioni sui vincoli attivi per i diversi modelli. Per i vincoli che riguardano la

Nome modello	1° Freq.	2° Freq.	Defles.	Max σ e/o ϵ	Fatica
<i>Sk+10</i>	Si	Si	Si	No	Skin dal 10% al 40%
<i>Sk+20</i>	Si	Si	Si	No	Skin dal 10% al 40%
<i>Sk+30</i>	Si	Si	Si	No	Skin dal 10% al 40%
<i>SC+05</i>	Si	Si	Si	No	Skin al 40%
<i>SC+10</i>	Si	Si	Si	No	Skin dal 10% al 40%
					SC al 10%
<i>Sk+20&SC+05</i>	Si	Si	Si	No	Skin dal 10% al 40%

Tabella 3.2: Vincoli di ottimizzazione attivi.

pala intera è solamente riportato se sono attivi o meno, mentre per i vincoli localizzati, cioè quelli legati agli sforzi, alle deformazioni, e alla fatica, se risultano attivi, sono specificate la posizione in apertura e l'elemento costruttivo sul quale il vincolo è dimensionante.

Quello che emerge è che tutti i modelli sono dimensionati per i vincoli sulle frequenze naturali e la massima deflessione. A questi si aggiungono anche i vincoli sulla fatica su elementi differenti e stazioni a seconda della pala. Nei modelli con piccoli angoli di rotazione delle fibre *Sk+10*, *Sk+20*, *SC+05* e *Sk+20&SC+05* il vincolo sulla fatica è attivo ma non è critico. In questi modelli il danneggiamento è portato sotto la soglia unitaria in poche iterazioni e, seppur molto vicino al limite, non è il vincolo massimo. Per i modelli con angoli elevati, invece, questo vincolo è quello effettivamente critico.

3.1.2 Massa della pala

Il primo parametro confrontato è il peso dei diversi modelli. Poiché un peso maggiore è indice di un costo maggiore, dai valori della massa si riesce da subito ad avere un primo indicatore di quanto ottenuto. Dalla Figura 3.1 si nota che nessun modello ha una massa nettamente inferiore rispetto al modello *Baseline*. I modelli *Sk+10*, *SC+05* e *Sk+20&SC+05* mostrano delle variazioni di massa che non sono da prendere in con-

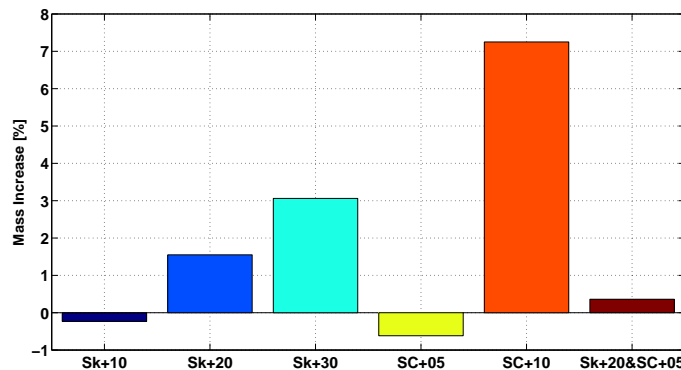


Figura 3.1: Incremento percentuale, rispetto al modello *Baseline*, della massa delle diverse pale.

siderazioni in quanto sono confrontabili con la variazione minima imposta nel codice di ottimizzazione per raggiungere la convergenza. I modelli $Sk+20$, $Sk+30$ e $SC+10$ presentano invece una variazione di peso maggiore, rispettivamente di circa 1.5%, 3% e 7%. Questo accade, come anticipato nei capitoli introduttivi, perché la riduzione di rigidità è eccessiva e quindi per poter ottenere lo stesso valore di massima deflessione e di frequenze proprie l'ottimizzatore deve inspessire gli elementi strutturali. E' da sottolineare che la variazione di massa è comunque molto limitata per tutti i modelli tranne per quello con le fibre degli *spar caps* ruotate di 10 gradi.

3.1.3 Spessori degli elementi

Per avere una visione migliore sulle differenze strutturali sono confrontati gli spessori dei vari elementi che compongono la pala. Questi sono riportati normalizzati rispetto al corrispettivo valore del modello *Baseline*.

Dalle immagini nella Figura 3.2 si può notare come variano gli spessori della *skin* e degli *spar caps*. Emerge che l'ottimizzazione tende ad aumentare lo spessore degli *spar caps* nel primo 70% di pala (le riduzioni a ridosso della radice sono poco importanti perché in quella regione lo spessore è molto ridotto). Questo accade per compensare le riduzioni di rigidità. Per quanto riguarda la *skin*, emerge invece che lo spessore per tutti i modelli, tranne per $SC+10$, sono spostati verso la radice. Infatti sono superiori nella prima metà di pala e oltre diminuiscono. Il modello $SC+10$ invece presenta uno spessore superiore oltre il 50% per avere una distribuzione di massa in apertura più regolare, visto il netto inspessimento degli *spar caps* nella prima metà. La variazione di spessori nelle *web*, Figura 3.3, è praticamente speculare a quella della *skin*, Figura 3.2. Anche in questo caso si ha una traslazione dei valori. I modelli con le fibre ruotate nella *skin* hanno gli spessori superiori in estremità mentre quelli con le fibre ruotate negli *spar caps* li hanno verso la radice. Le variazioni nei rinforzi di bordo di attacco e bordo di uscita presentano un andamento più diversificato tra i modelli. Si può notare che per le pale con le fibre ruotate nella *skin* gli spessori tendono ad aumentare considerevolmente soprattutto al bordo di uscita. Questa può essere una conseguenza

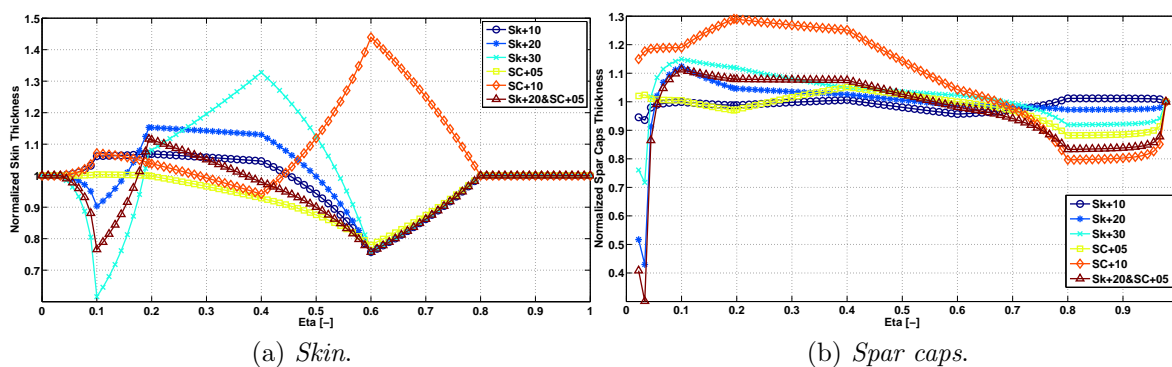


Figura 3.2: Spessori della *skin* e degli *spar cap* normalizzati rispetto al modello *Baseline*.

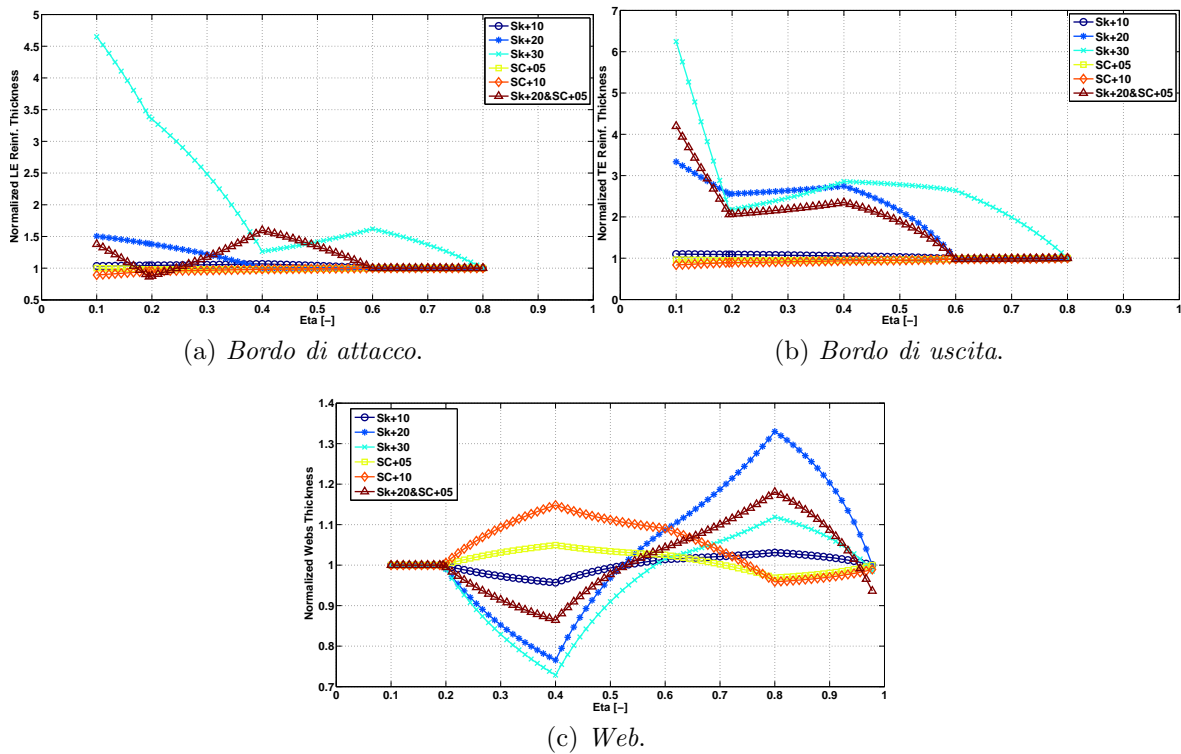


Figura 3.3: Spessori dei rinforzi e delle *web* normalizzati rispetto al modello *Baseline*.

del vincolo sulla fatica. L'ottimizzazione aumenta gli spessori al bordo di uscita per ridurre il valore degli sforzi e quindi soddisfare il limite sul danneggiamento.

3.1.4 Accoppiamento

In Figura 3.4 è riportato il confronto tra i valori del coefficiente di accoppiamento α per i modelli in esame. Confrontando questi, con i valori mostrati da Capellaro e Kühn in [13], si nota che il valore qui ottenuto con la fibra di vetro è, come atteso, minore, ma comunque confrontabile con quello ottenuto nel loro lavoro con la fibra di carbonio. Per il modello *SC+05* gli autori hanno ottenuto come valore massimo circa 0.16 contro gli 0.11 qui calcolati, mentre per il modello *SC+10* il loro valore massimo è di poco superiore a 0.25 mentre quello qui determinato è di poco inferiore a 0.20. Questo valore è anche confermato dai risultati delle analisi di Ong e Tsai [5] che mostrano come il rapporto tra il coefficiente di accoppiamento di un elemento fatto con fibra di carbonio ed uno fatto con fibra di vetro è $3/2$. I modelli progettati hanno quindi un livello di accoppiamento flessione torsionale inferiore rispetto a quelli ottenuti da Capellaro e Kühn con la fibra di carbonio, ma, essendo il valori confrontabili ed in linea con quelli provati in lavori precedenti, è lecito aspettarsi comunque un effetto rilevante sui carichi.

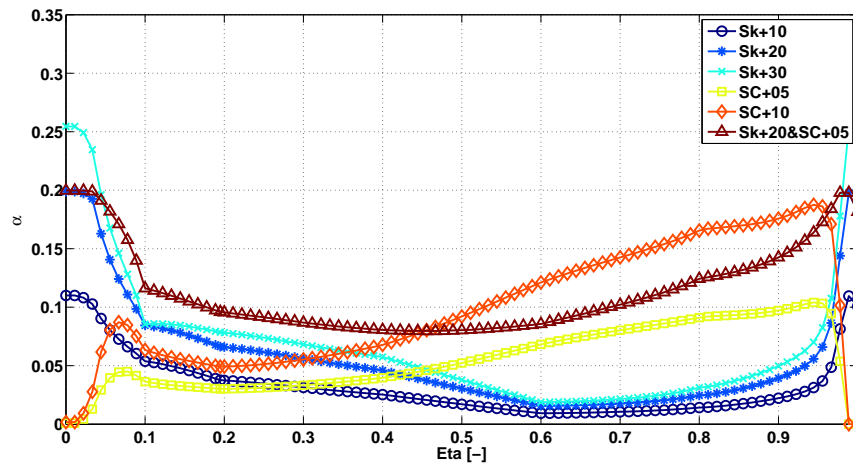


Figura 3.4: Confronto del coefficiente di accoppiamento.

3.1.5 Fattore di induzione

Per vedere se, con l'accoppiamento flesso torsionale, la pala si deforma troppo e quindi si scosta eccessivamente dalla condizione aerodinamica ottimale di progetto, si analizza il fattore di induzione. Questo è così definita:

$$a = \frac{U_1 - U_2}{U_1}. \quad (3.1)$$

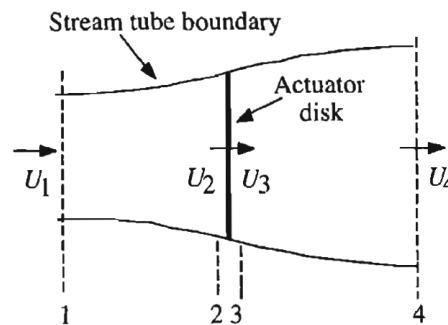


Figura 3.5: Disco attuatore e tubo di flusso.

Generalmente il valore $1/3$ è considerato ottimale per questo rapporto. Dalla Figura 3.6 si può notare che questo parametro si scosta sia dal valore ottimale e da quello di riferimento del modello non accoppiato ma non in modo sensibile e marcato. In questo lavoro questa variazione è stata considerata tale da non giustificare un'ulteriore ottimizzazione dell'aerodinamica. Per avere dei risultati più precisi questo passaggio sarebbe inevitabile, ma in questa sede è lasciato come possibile sviluppo futuro.

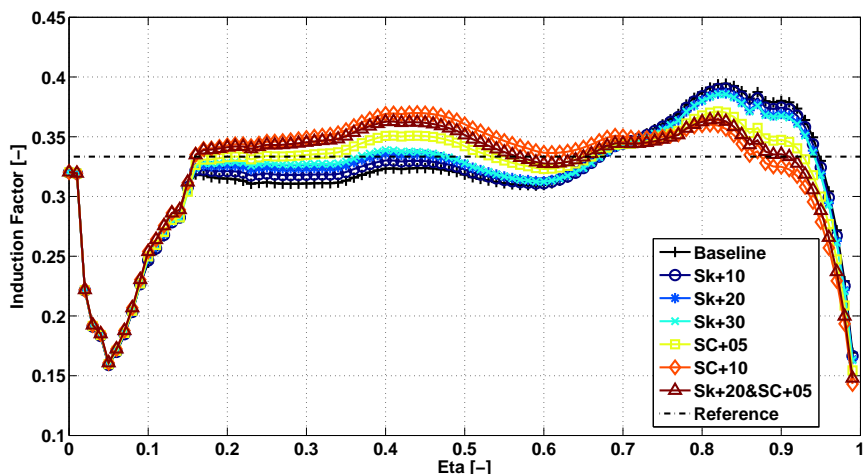


Figura 3.6: Confronto dei coefficienti di induzione.

3.2 Prestazioni

In questa sezione sono riportate le curve di potenza, passo e velocità di rotazione per sottolineare che i modelli disegnati soddisfano le stesse specifiche. I dati mostrati sono ottenuti mediando i valori dati da delle simulazioni turbolente *DLC 1.2* a dodici velocità di vento medio differenti.

3.2.1 Potenza

In Figura 3.7 sono confrontate le curve di potenza. Si può notare che l'andamento dei valori, con il variare della velocità del vento, segue quello del modello base per tutti i modelli con accoppiamento. In Figura 4.7a è riportato il valore percentuale di differenza rispetto al modello *Baseline* per ogni velocità del vento. Si nota subito che le differenze, nella regione III, sono contenute abbondantemente per tutti i modelli nel

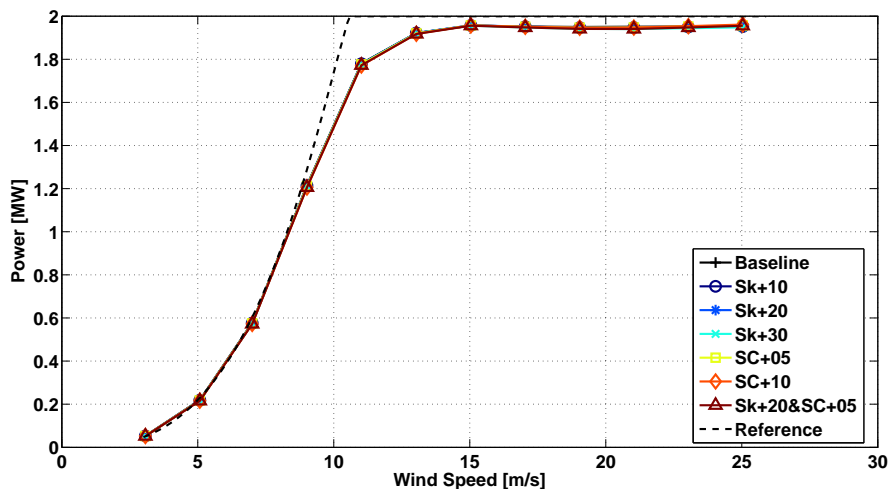


Figura 3.7: Confronto tra i valori di potenza media ottenuta con vento turbolento.

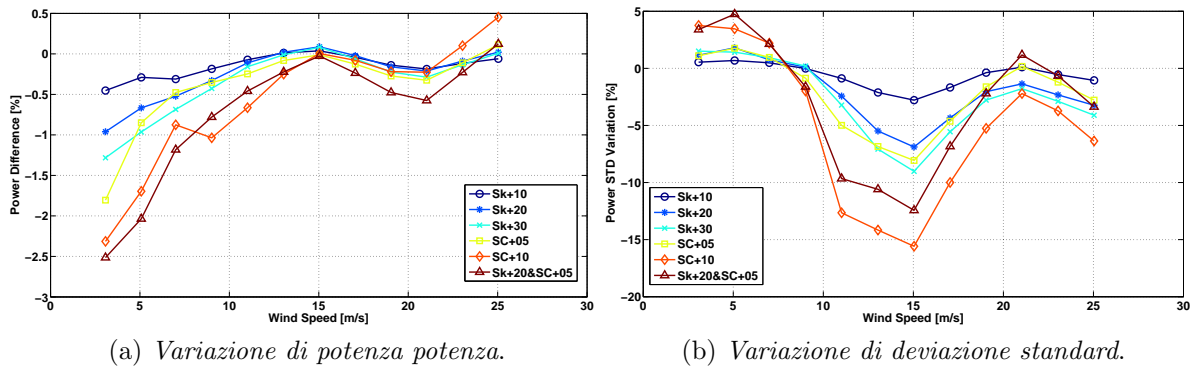


Figura 3.8: Variazione della potenza e della sua deviazione standard rispetto al modello *Baseline*

punto percentuale. Solo a bassi valori di velocità del vento si hanno delle differenze più significative. In Figura 3.8b è invece riportata la variazione di deviazione standard della potenza per ogni velocità del vento. Questo parametro è un indicatore della qualità della potenza prodotta perché quantifica le oscillazioni dovute alla variazione della velocità del vento. Ovviamente minori sono le oscillazioni, e quindi la deviazione standard, e maggiore è la qualità della potenza.

Quello che si osserva dal grafico è una riduzione significativa della deviazione standard e quindi un aumento della qualità. Con l'aumento del livello di accoppiamento, nella regione III, diminuisce lo scostamento dal valor medio. Con i modelli *SC+10* e *Sk+20&SC+05* nel range tra 11 e 17 metri al secondo si hanno degli incrementi della qualità della potenza superiori al 10%.

Una visione integrale della variazione di potenza prodotta è data dall' *annual energy production* calcolata con vento turbolento e rapportata a quella calcolata con vento stazionario del modello base. Nella Tabella 3.3 sono riportati questi valori. Dal valore integrale si nota che la variazione è addirittura minore perché i due modelli che si scostano maggiormente dal modello base hanno una variazione dello 0.5%.

Baseline	94.2%
Sk+10	94.2%
Sk+20	94.1%
Sk+30	94.0%
SC+05	94.0%
SC+10	93.7%
Sk+20&SC+05	93.7%

Tabella 3.3: Rapporto tra AEP ottenuta con vento turbolento ed AEP ottenuta con vento stazionario.

3.2.2 Velocità di rotazione

Dall'andamento del valore medio di velocità di rotazione emerge che i diversi modelli garantiscono alle turbine lo stesso comportamento in velocità di rotazione. Dalla Figura 3.9 si nota infatti come tutti i modelli abbiano le stesse velocità medie indipendentemente dal loro livello di accoppiamento. Questo parametro è importante per soddisfare le specifiche del generatore.

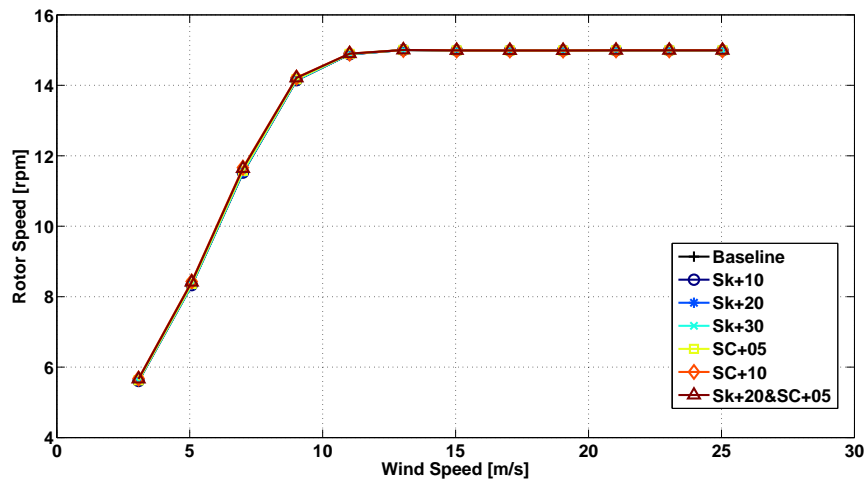


Figura 3.9: Confronto dell'andamento della velocità di rotazione media ottenuta con vento turbolento.

3.2.3 Passo

I valori del passo invece si scostano rispetto al modello *Baseline*. Questo è dovuto al fatto che le pale più sono accoppiate più hanno le sezioni ruotate in modo da avere

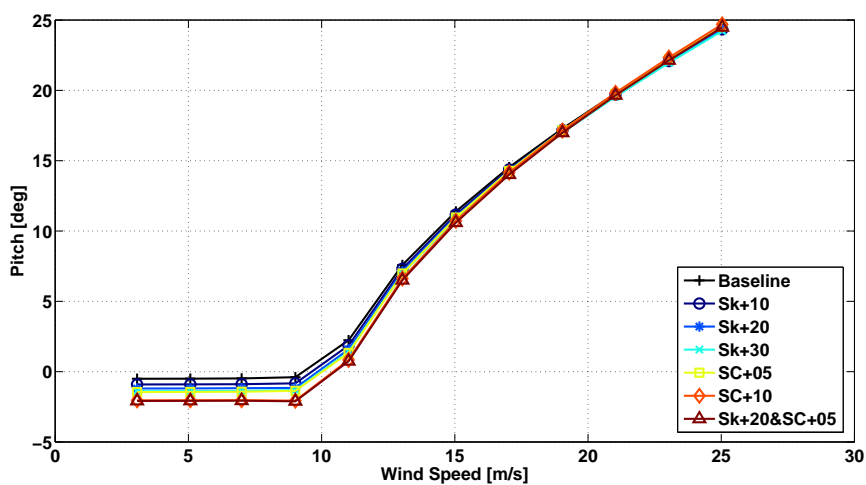


Figura 3.10: Confronto dell'andamento del passo di pala medio ottenuto con vento turbolento.

un'incidenza inferiore, anche in condizioni operative. Per poter ottenere il valore massimo di coefficiente di potenza il controllore deve fissare quindi il passo della pala ad un angolo minore più la pala è accoppiata. Osservando l'andamento si vede quindi che in regione II i valori di passo diminuiscono con l'aumentare dell'accoppiamento mentre in regione tre, dove le pale non lavorano più a massimo coefficiente di potenza, i valori del passo tornano ad avere un valore medio molto simile.

3.2.4 Considerazioni

Quello che emerge da questa analisi è che i differenti controllori agiscono diversamente sui diversi modelli di pala per ottenere praticamente le stesse prestazioni. Si evidenzia quindi che questi sei modelli analizzati rientrano tutti in ugual modo in quelle che potrebbero essere delle richieste di progettazione. In termini di potenza prodotta i sei modelli si equivalgono. Un valore aggiunto dei modelli con BTC si ha per i miglioramenti nella qualità della potenza prodotta. Infatti con l'accoppiamento, nella regione III, la deviazione standard della potenza diminuisce, garantendo una produzione più regolare rispetto al modello base.

3.3 Inviluppo

I primi carichi che sono riportati sono quelli che compongono l'inviluppo, i carichi massimi determinati dalle simulazioni DLC.

I carichi alla radice della pala sono riportati in Figura 3.11.

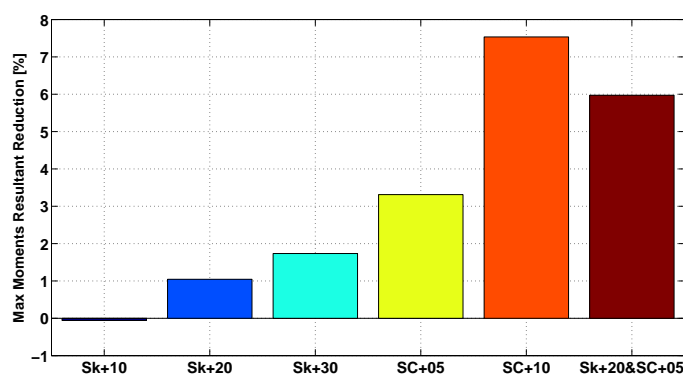


Figura 3.11: Riduzione percentuale della massima risultante dei momenti alla radice della pala rispetto al modello *Baseline*.

Dal grafico emerge che per tutti i modelli si ha una riduzione del carico massimo. Solo i modelli con angoli ridotti nella *skin* presentano variazioni poco significative. Con l'aumentare del livello di BTC il carico massimo si riduce di un valore più significativo.

Nella Figura 3.12 sono riportati i valori di riduzione dei carichi per l'hub. Osservando le forze si può notare come queste presentano delle variazioni limitate. La variazione maggiore la si ha per il modello *Sk+30* ed è un incremento del carico pari al 2%. Per quanto riguarda i momenti il comportamento è invece differente. Dai risultati emerge

che per tutte le pale vi è una riduzione del carico sia nella componente di side-side sia in quella di nodding. Maggiore è l'accoppiamento maggiore è la riduzione, anche se, nel caso di pala particolarmente pesante, per il momento di nodding la riduzione non è maggiore rispetto ai modelli con accoppiamento e peso inferiore. Per il modello *SC+10* il momento di nodding si riduce meno rispetto al modello *SC+05* che ha sia massa che accoppiamento minore.

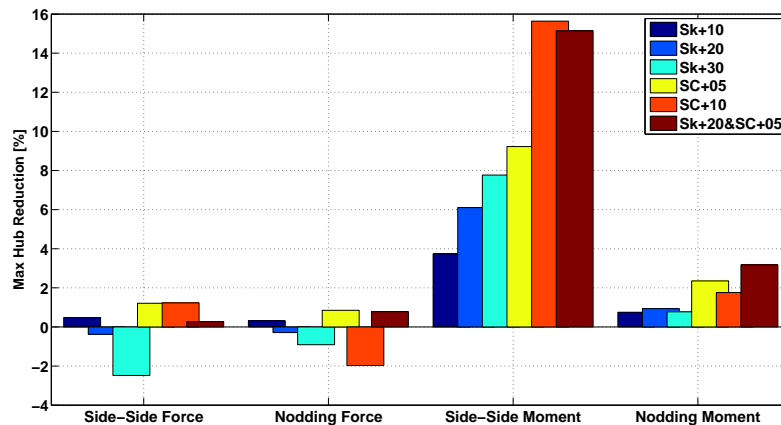


Figura 3.12: Riduzione percentuale dei carichi massimi sull'hub rispetto al modello *Baseline*.

In Figura 3.13 sono riportati infine i carichi alla base della torre. Da questi è evidente che i momenti si riducono in modo direttamente proporzionale rispetto al livello di accoppiamento senza dimostrare una forte dipendenza dalla massa della pala. I valori massimi di riduzione raggiungono il 16%.

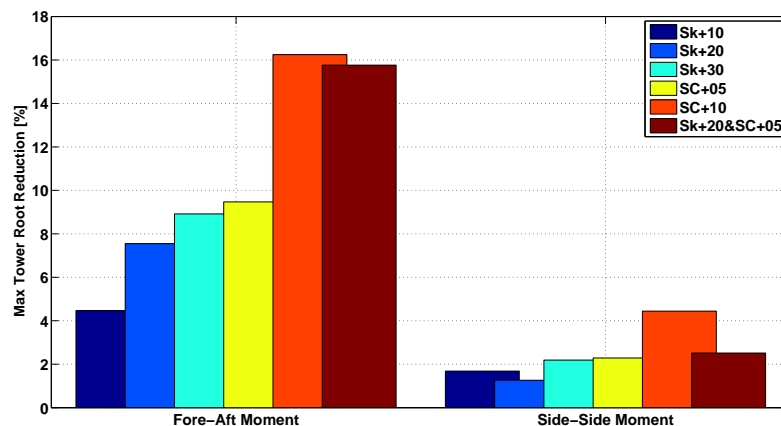


Figura 3.13: Riduzione percentuale dei carichi massimi alla base della torre rispetto al modello *Baseline*.

Queste riduzioni dei carichi possono essere giustificate meglio se si osserva l'andamento dell'angolo di attacco in una sezione della pala, durante una raffica estrema

(EOG). In Figura 3.14 è riportato l'andamento dell'angolo di attacco durante la simulazione *DLC 1.4* con vento imperturbato di 25 m/s , simulazione in cui si hanno i valori massimi di momento alla base della torre nella direzione di fore-aft. Emerge che, quando la velocità del vento è ancora simile a quella indisturbata, gli angoli di attacco dei diversi modelli sono molto simili. Man mano che il fronte di raffica avanza si ha un comportamento differente e le sezioni dei modelli con maggiore accoppiamento flessore torsionale subiscono un incremento di angolo di attacco inferiore rispetto al modello *Baseline*. Il vantaggio del sistema di controllo passivo risiede nella velocità di reazione. Poiché gli attuatori di passo non riescono ad adattarsi con sufficiente prontezza alla variazione della velocità del vento, le incidenze aerodinamiche lungo la pala crescono eccessivamente. Il controllo passivo, rispondendo più tempestivamente, riesce a intervenire prima, riuscendo a mantenere un angolo inferiore. Si può notare che il valore massimo di incidenza per il modello *SC+10* è di circa 2 gradi inferiore rispetto al modello non accoppiato. Tale riduzione si ripercuote sui carichi generati dalla pala e quindi giustifica le variazioni su tutto il sistema.

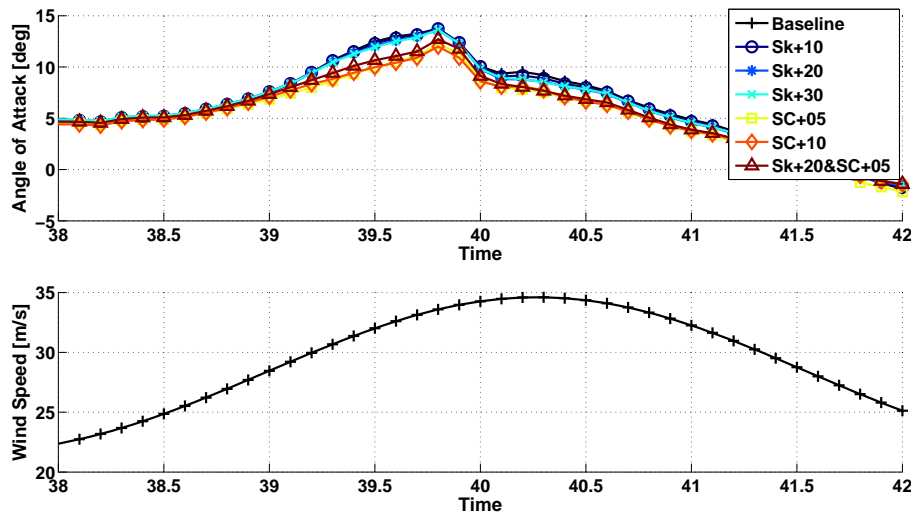


Figura 3.14: Angolo di incidenza all'80% dell'apertura durante una raffica EOG con vento a 25m/s .

3.4 DEL e carico medio

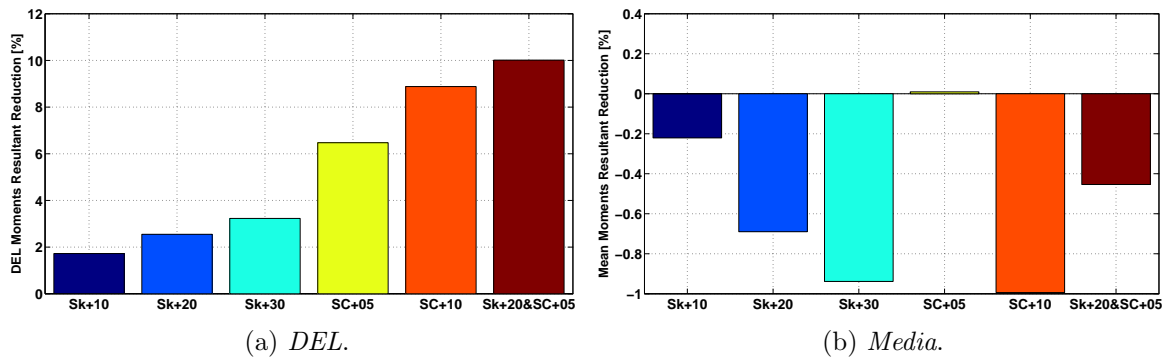


Figura 3.15: Riduzioni, rispetto al modello *Baseline*, della risultante dei momenti sulla radice della pala.

In questa sezione è riportata la riduzione del *Damage Equivalent Load* e del carico medio alla radice della pala, sull'hub e alla base della torre. Dalla Figura 3.15 emerge che per tutti i modelli si ha una riduzione del danneggiamento a fatica alla radice della pala. Questo indica che i modelli riescono ad ottenere delle riduzioni sensibili, anche sul danneggiamento a fatica, nonostante il fatto che tutti abbiano un livello di accoppiamento ridotto visto che sono composti solo da fibra di vetro. I valori di riduzione sono infatti confrontabili con quelli ottenuti da Capellaro in [13]. Da specificare che, nel suo caso, i valori sono per una fissata velocità del vento mentre quelli qui riportati comprendono la distribuzione di velocità del vento e sono quindi indicativi per tutta la vita operativa della pala. Il valore massimo di riduzione che si riesce ad ottenere è di quasi il 10%. Le variazioni riguardanti il valore medio sono tutte trascurabili, infatti sono tutte inferiori ad un punto percentuale.

Anche osservando i risultati sull'hub e alla base della torre emerge una sostanziale riduzione del danneggiamento. Le riduzioni massime che si riescono ad ottenere sull'hub sono quelle del modello *Sk+20&SC+05* che riduce il DEL del 5% lungo tutta la vita

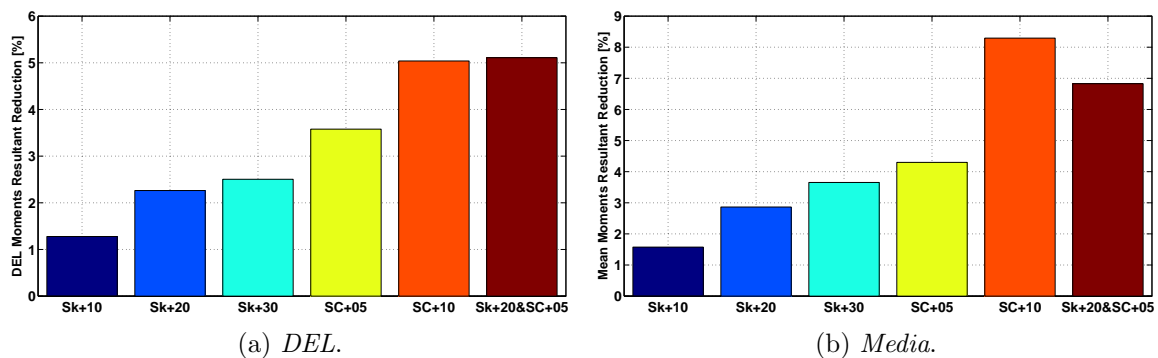


Figura 3.16: Riduzione, rispetto al modello *Baseline*, della risultante dei momenti sull'hub

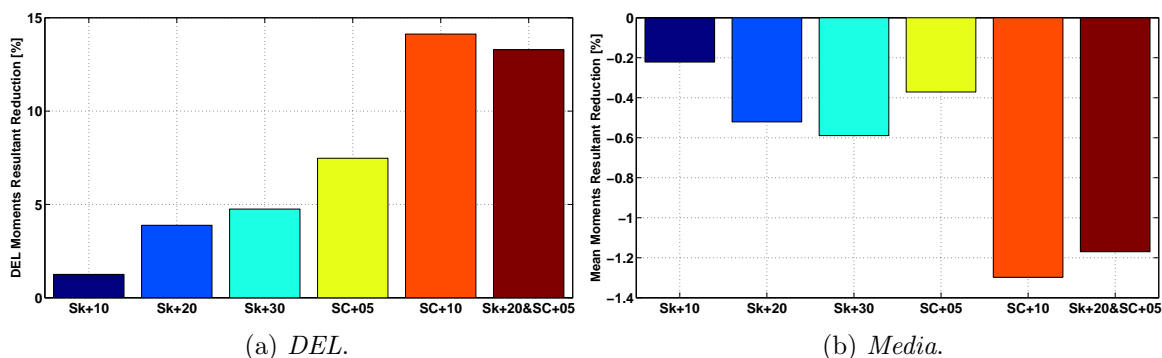


Figura 3.17: Riduzione, rispetto al modello *Baseline*, dalla risultante dei momenti alla base della torre.

operativa della turbina. Per i valori medi invece è il modello *SC+10* che presenta la riduzione massima 8%. All'hub tutti i modelli riescono a raggiungere comunque una riduzione del valor medio significativa. I carichi alla base della torre, Figura 3.17 sono invece maggiormente legati all'accoppiamento. Con l'aumentare del livello di BTC diminuisce il valore di carico equivalente. Il modello che riesce a ridurre maggiormente il DEL è quello con accoppiamento maggiore, *SC+10*. La riduzione che riesce a raggiungere è pari al 14%. I risultati sul valore medio alla base della torre sono, come nel caso della pala, poco rilevanti perchè la variazione è minima.

3.5 ADC

L'ultimo parametro osservato per il confronto è l'*actuator duty cycle*. Dalla Figura 3.18 emerge che per tutti i modelli con accoppiamento flessione torsionale si ha una riduzione dell'ADC. Questo risultato mette in evidenza come questa soluzione sia un vero e proprio controllo passivo. Poiché la pala si adatta automaticamente alle condizioni di vento, alleviando le oscillazioni dovute alla turbolenza, il controllore attivo deve agire di meno sugli attuatori di passo. Da sottolineare che la riduzione mostrata

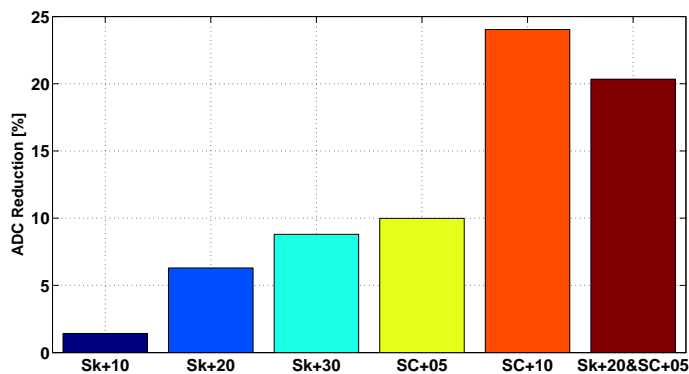


Figura 3.18: Riduzione dell'actuator duty cycle rispetto al modello *Baseline*.

Baseline	3.75%
Sk+10	3.70%
Sk+20	3.52%
Sk+30	3.42%
SC+05	3.38%
SC+10	2.85%
Sk+20&SC+05	2.99%

Tabella 3.4: Actuator duty cycle.

non è riferita esclusivamente ad una velocità del vento ma è pesata sulla distribuzione di Weibull. Questo vuol dire che l'attuatore agisce meno non soltanto in alcune condizioni specifiche ma su tutta la vita operativa permettendo quindi potenzialmente di ridimensionare il sistema di attuazione o di optare per delle leggi di controllo che siano più gravose per gli attuatori di passo.

Nel dettaglio quello che si manifesta è una riduzione proporzionale al livello di accoppiamento con un risultato più importante per le pale con le fibre ruotate negli *spar caps*. Il modello con una riduzione maggiore è *SC+10* che vede ridurre l'utilizzo degli attuatori quasi del 25% rispetto al modello non accoppiato. Nella Tabella 3.4 sono invece riportati i valori effettivi di ADC per i diversi modelli.

Per capire meglio questa riduzione, in Figura 3.19, sono riportati gli andamenti del passo per una condizione di vento turbolento, estratta da una simulazione *DLC 1.2*. Quello che si può notare dalle immagini è che quando si manifesta un incremento della velocità del vento il passo comincia a variare cercando di compensare le oscillazioni. Quello che risulta evidente è che per il modello *Baseline*, e quelli poco accoppiati, si hanno delle oscillazioni di passo di quasi 10 gradi, a 395 s della simulazione, mentre

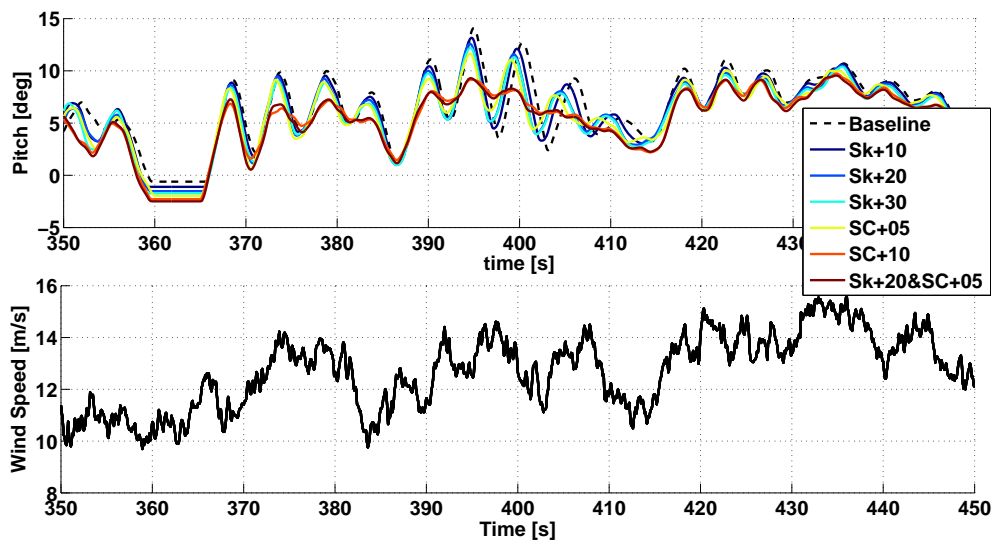


Figura 3.19: Andamento dell'angolo di passo durante la simulazione *DLC 1.2* con vento medio pari a 11 m/s.

il passo dei modelli molto accoppiati varia di poco, solo qualche grado. Dal secondo 390 al 410 i modelli *SC+10* e *Sk+20&SC+05* sembrano addirittura non vedere le variazioni che portano il modello *Baseline* a delle oscillazioni sostenute. Essendo la risposta elastica della pala molto più veloce del sistema di controllo, quest'ultimo non si accorge delle variazioni di velocità del vento che vengono mitigate dalle deformazioni della pala stessa. Questo vuol dire che i modelli accoppiati filtrano le oscillazioni del vento facendo sì che il controllore non debba adeguarsi continuamente alle variazioni. Il tutto si traduce in una riduzione netta dell'ADC.

3.6 Considerazioni

Quello che emerge da questa prima analisi è la potenzialità dell'accoppiamento flesso torsionale. Prima di tutto è stato messo in evidenza come i modelli progettati ed utilizzati per i confronti rispettino tutti le stesse prestazioni riguardanti la velocità di rotazione e la potenza prodotta. Non solo i parametri di progetto sono garantiti dal processo di ottimizzazione, ma anche le prestazioni. Un primo vantaggio delle pale con BTC lo si individua nella qualità della potenza prodotta. Per i modelli con accoppiamento maggiore sono state mostrate delle riduzioni della deviazione standard della potenza, durante le simulazioni turbolente, anche del 15%. Questo è sicuramente un fattore positivo perché indica che la potenza prodotta con pale accoppiate è più regolare e meno soggetta alle oscillazioni dovute alla turbolenza.

Dall'analisi è emerso che per tutte le pale disegnate si hanno delle variazioni soddisfacenti per i parametri analizzati. I carichi dell'involucro sulla pala, sull'hub e sulla torre o subiscono delle variazioni trascurabili o delle riduzioni significative. Il danneggiamento a fatica indicato dal DEL si riduce per tutte le condizioni. Questo risultato indica quindi che nonostante sia stata utilizzata esclusivamente fibra di vetro è possibile ottenere delle riduzioni di carico importanti. Un dato significativo è sicuramente quello riguardante l'*actuator duty cycle*. Questo infatti si riduce per tutti i modelli con un massimo di circa il 24% per la pala *SC+10*. La riduzione dell'ADC mette in evidenza la natura delle pale con BTC di controllore passivo. Più alto è l'accoppiamento flesso torsionale meno l'attuatore di passo deve agire per compensare e regolare le oscillazioni date dal vento turbolento.

Dovendo selezionare una soluzione ottimale tra quelle presentate la scelta dovrebbe ricadere sul modello *Sk+20&SC+05*. Questo modello infatti combinando la rotazione delle fibre in entrambi i materiali, riesce ad ottenere un elevato livello di accoppiamento e quindi di riduzione dei carichi. Poiché comunque gli angoli non sono eccessivamente grandi la riduzione di rigidità non è eccessiva e quindi l'incremento di peso per compensare questa variazione è abbastanza contenuto e limitato.

Poiché tutti i modelli hanno una massa superiore o invariata rispetto al modello *Baseline* si è deciso di provare a limitare la zona dove ruotare le fibre per avere una variazione minore di rigidità. Le fibre sono state ruotate quindi esclusivamente da una certa stazione in apertura fino all'estremità della pala. Questa analisi è mostrata nel capitolo successivo.

Capitolo 4

Pala parzialmente accoppiata

In questo capitolo sono analizzati dei modelli con accoppiamento flesso torsionale che non coinvolge la pala in tutta la sua estensione. Questo è stato ottenuto ruotando le fibre dei materiali esclusivamente oltre una certa sezione fino all'estremità. Questa analisi è stata fatta perché, non accoppiando tutta la pala, è possibile limitare la riduzione di rigidità data dalla rotazione delle fibre. Quello che si ritiene di ottenere sono quindi dei modelli con un buon livello di BTC ma con delle configurazioni di massa differenti. Per queste analisi si è deciso di mantenere fissa la configurazione di angoli e di modificare esclusivamente la stazione da cui ruotare le fibre. La configurazione che è stata selezionata è quella del modello $Sk+20\text{E}SC+05$, perché ha mostrato, nel capitolo precedente, un elevato livello di accoppiamento con riduzioni dei carichi considerevoli al prezzo di un modesto incremento della massa.

Dai confronti presentati in questo capitolo è stata individuata la pala ottimale che presenta il miglior compromesso tra riduzioni dei carichi e aumento di peso.

4.1 Modelli

I modelli progettati ed analizzati sono cinque, ognuno dei quali presenta un punto di inizio rotazione delle fibre differente, Tabella 4.1 e Figura 4.1. Il modello $F0$, avendo le fibre ruotate lungo tutta l'estensione della pala dalla sezione allo 0% dell'apertura, coincide con il modello $Sk+20\text{E}SC+05$, analizzato nel capitolo precedente. I modelli

Nome modello	Sezione di inizio rotazione [%]
$F0$	0
$F30$	30
$F50$	50
$F70$	70
$F80$	80

Tabella 4.1: Modelli di pala parzialmente accoppiati e rispettiva sezione di inizio rotazione delle fibre.

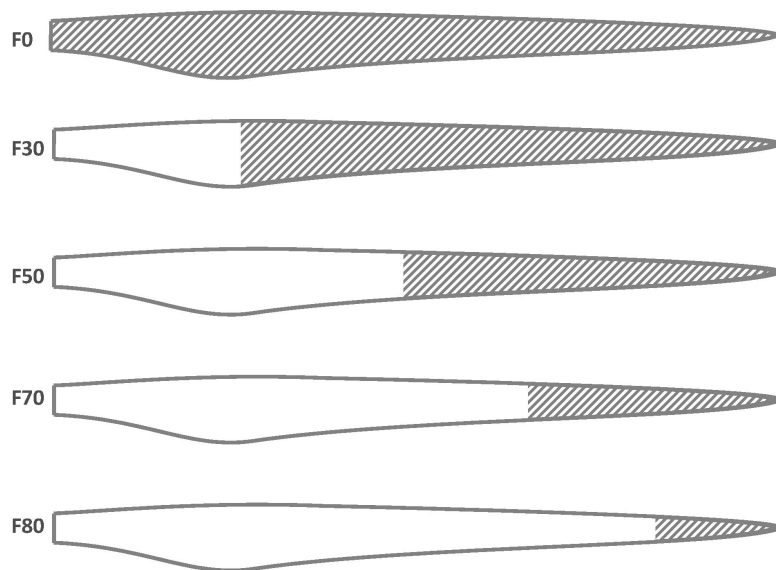


Figura 4.1: Visualizzazione della regione con le fibre ruotate, areatrattegiata, per i diversi modelli.

F30, *F50*, *F70* e *F80*, hanno le fibre ruotate, rispettivamente dalla sezione al 30%, 50%, 70% e 80% dell'apertura.

4.1.1 Vincoli attivi

Anche in questo caso per capire l'esito dell'ottimizzazione è riportato lo stato dei vincoli. Questi sono mostrati nella Tabella 4.2. Dalla tabella emerge che ruotando le fibre solo per una porzione di pala la fatica smette di essere critica per il dimensionamento. Nei modelli *F30*, *F50* e *F70* il vincolo sul danneggiamento non è più tra quelli massimi. Questo succede perché, generalmente, la fatica porta a rottura la prima parte di pala: se si sommano gli effetti di mantenere le fibre dritte in queste regioni critiche e di ridurre i carichi grazie al BTC, il dimensionamento non risulta più governato dal danneggiamento.

Nome modello	1° Freq.	2° Freq.	Defles.	Max σ e/o ϵ	Fatica
<i>F0</i>	Si	Si	Si	No	Skin dal 10% al 40%
<i>F30</i>	Si	Si	Si	No	No
<i>F50</i>	Si	Si	Si	No	No
<i>F70</i>	Si	Si	Si	No	No
<i>F80</i>	Si	Si	Si	No	Skin dal 10% al 30%

Tabella 4.2: Vincoli di ottimizzazione attivi.

4.1.2 Massa della pala

Come per il capitolo precedente il primo parametro di confronto dei modelli è la massa risultante. Dalla Figura 4.2 si può notare che per i modelli non interamente accoppiati la massa della pala risulta inferiore al modello *Baseline*. Al variare della sezione di inizio della rotazione si presenta un minimo locale, il quale avviene per il modello *F70* che mostra una riduzione di massa rispetto al modello *Baseline* di quasi il 3%. Quello che si nota quindi è che tutti i modelli non interamente accoppiati sono più leggeri del modello base. Le riduzioni aumentano se si confronta il peso dei modelli parzialmente accoppiati con quello del modello interamente accoppiato *F0*.

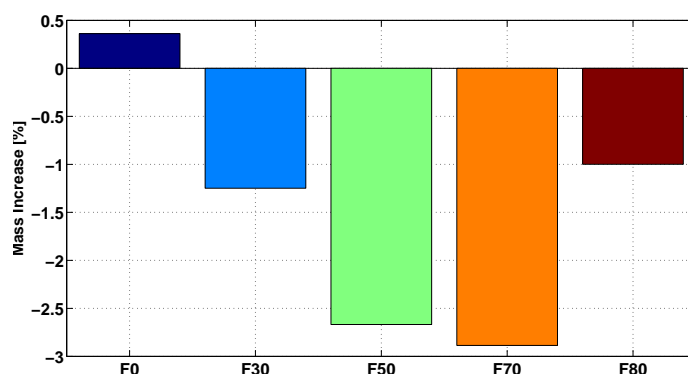


Figura 4.2: Incremento percentuale, rispetto al modello *Baseline*, della massa delle diverse pale.

4.1.3 Spessori degli elementi

In questa sezione sono riportati gli andamenti degli spessori negli elementi strutturali normalizzati rispetto a quelli del modello base. Dalla Figura 4.3 si può notare che gli spessori degli *spar caps*, nella prima metà della pala, diminuiscono rispetto al

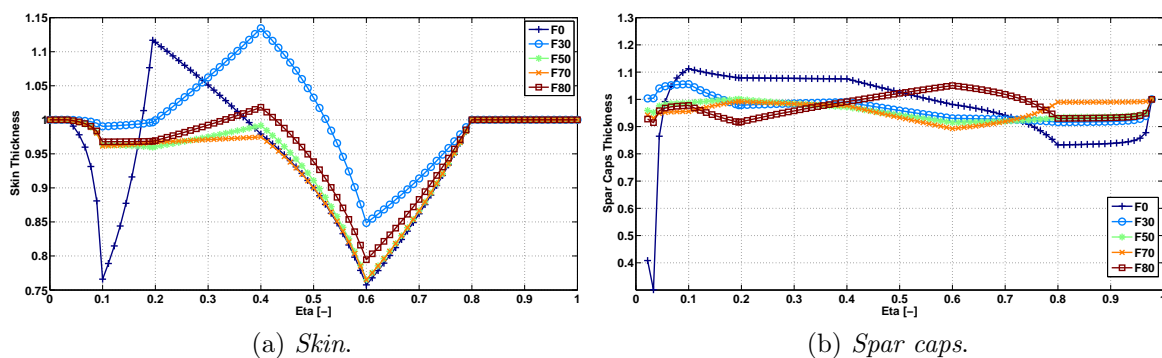


Figura 4.3: Spessori della *skin* e degli *spar cap* normalizzati rispetto al modello *Baseline*.

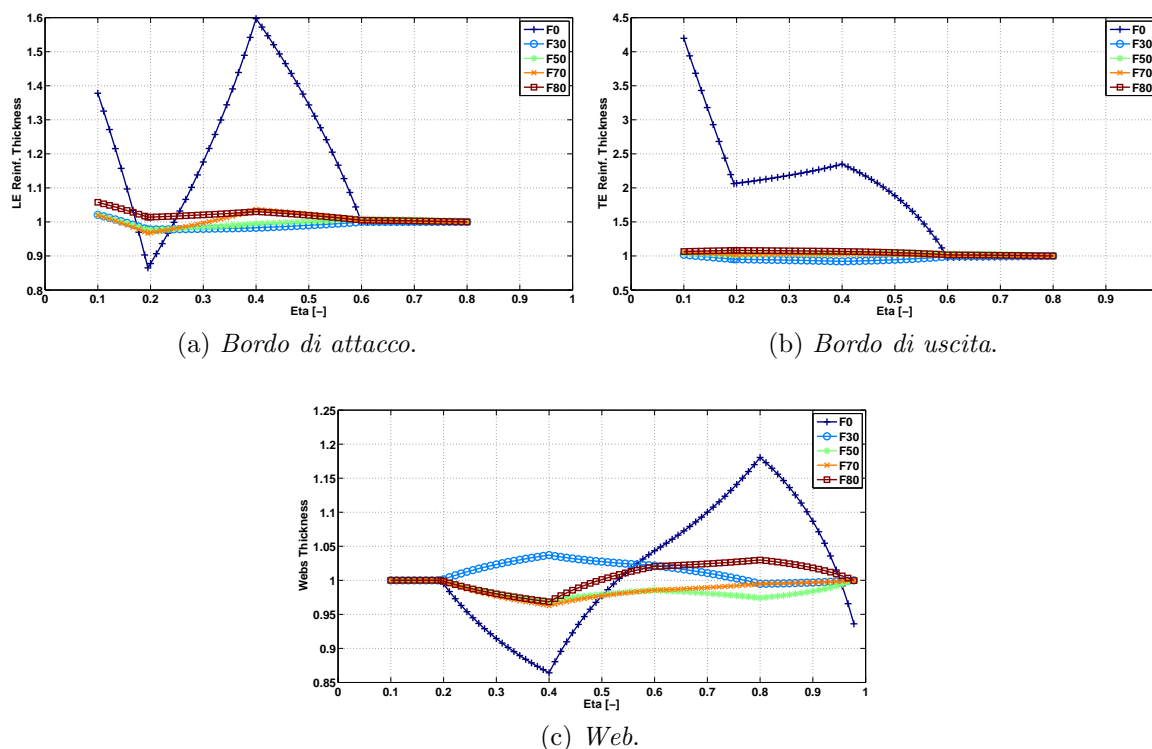


Figura 4.4: Spessori dei rinforzi e delle *web* normalizzati rispetto al modello *Baseline*.

modello interamente accoppiato. Solo la pala con le fibre ruotate oltre l'80% dell'apertura presentano un incremento di spessore rispetto al *Baseline*. Per quanto riguarda la *skin* si nota che lo spessore tendenzialmente si riduce soprattutto nella regione centrale della pala.

Osservando la variazione degli spessori nei rinforzi si notano delle differenze significative rispetto al modello interamente accoppiato. I modelli, con BTC limitato ad una porzione di pala, non hanno un incremento di spessore dei rinforzi significativo come quello del modello interamente accoppiato. Anche in questo caso la motivazione la si può ricercare nel vincolo sulla fatica. Poiché le fibre, nella prima metà della pala, sono allineate con la loro direzione di massima rigidità non è necessario incrementare gli spessori dei rinforzi per ridurre gli sforzi e limitare il danneggiamento. Da questa immagine si nota come accoppiare solo parzialmente le pale risulti già un vantaggio perché si riduce l'effetto del danneggiamento da fatica sul dimensionamento della pala.

4.1.4 Accoppiamento

In Figura 4.5 è riportato il coefficiente di accoppiamento α lungo l'apertura per i diversi modelli. Dall'immagine è evidente come per le sezioni con le fibre non ruotate il coefficiente sia nullo e che questi passi ad un valore diverso da zero non appena si raggiunge la sezione di inizio rotazione. I coefficienti di accoppiamento risultanti non sono esattamente uguali, anche se le fibre sono ruotate dello stesso angolo, perché gli spessori sono differenti. Emerge quindi che, per i modelli con le fibre ruotate da oltre

il 50% dell'apertura, il coefficiente di accoppiamento varia poco da modello a modello, indice di una variazione lieve negli spessori. Il modello *F30*, che dopo il modello *F0* è quello con più accoppiamento, presenta un andamento di α leggermente diverso nella zona centrale proprio perché la riduzione di rigidità, dovuta alla rotazione delle fibre, influisce maggiormente nella progettazione.

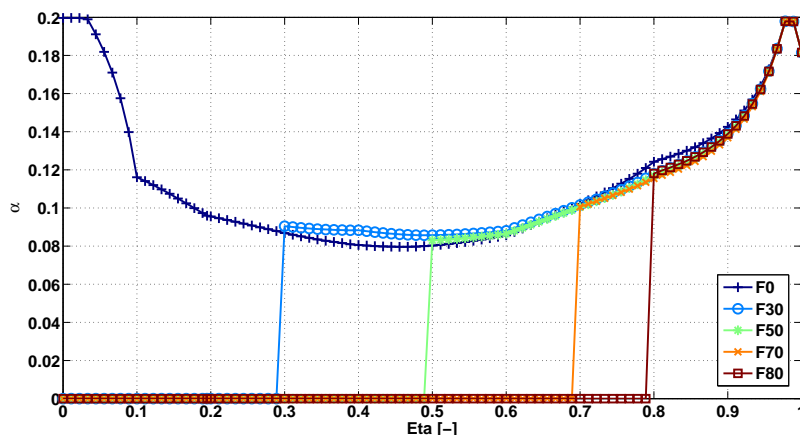


Figura 4.5: Confronto del coefficiente di accoppiamento.

4.2 Prestazioni

Anche in questo caso si vuole sottolineare che i modelli confrontati riescono ad avere le stesse prestazioni di produzione di potenza. Nelle sezioni seguenti sono mostrate le curve di potenza, di velocità di rotazione e di passo ottenute mediando i risultati da dodici simulazioni turbolente.

4.2.1 Potenza

Nella Figura 3.7 sono riportate le curve di potenza dei diversi modelli. Anche in questo caso si nota che i valori medi, per i diversi modelli, riescono a seguire il riferimento. Dal grafico 4.7a si vede che le variazioni sono molto contenute tranne alle basse velocità. Riducendo la regione di pala con accoppiamento la riduzione di potenza diminuisce. Nella regione III le differenze sono inferiori per tutti i modelli allo 0.5%.

Anche per le pale parzialmente accoppiate si ha una riduzione della deviazione standard della potenza e quindi un incremento della qualità. Quello che emerge è che ruotando le fibre, per i modelli che hanno un accoppiamento per una regione superiore al 50% della pala, si riescono ad avere anche delle riduzioni fino al 10%, per il modello *F30*, e fino al 6% per il modello *F50*. I restanti modelli hanno delle variazioni di deviazione standard trascurabili.

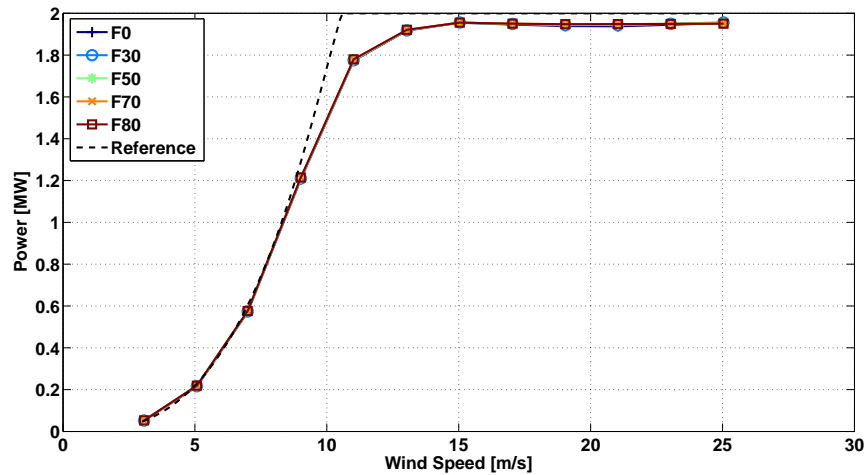
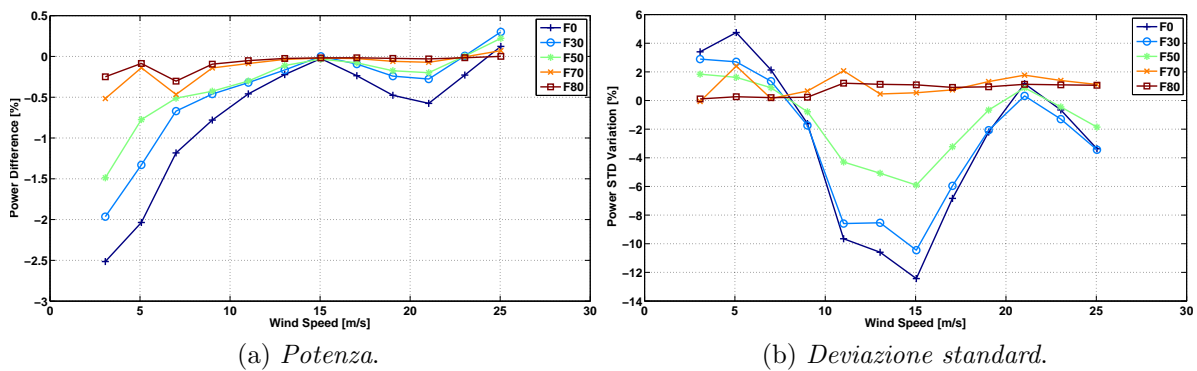


Figura 4.6: Confronto tra i valori di potenza media ottenuta con vento turbolento.



(a) Potenza.

(b) Deviazione standard.

Figura 4.7: Variazione della potenza e della sua deviazione standard rispetto al modello $F0$

In termini di rapporto tra AEP calcolato con simulazioni turbolente e AEP determinato da condizioni stazionarie le variazioni sono minime. Il modello che si scosta maggiormente da quello base è quello interamente accoppiato, man mano che la regione con le fibre ruotate si riduce il parametro di prestazione si avvicina sempre di più a quello del modello *Baseline*.

F0	93.7%
F30	93.9%
F50	94.1%
F70	94.2%
F80	94.2%
Baseline	94.2%

Tabella 4.3: Rapporto tra AEP ottenuta con vento turbolento ed AEP ottenuta con vento stazionario.

4.2.2 Velocità di rotazione

Anche la velocità di rotazione media risultante è praticamente la stessa per i diversi modelli. Le curve in Figura 4.8 si sovrappongono perfettamente.

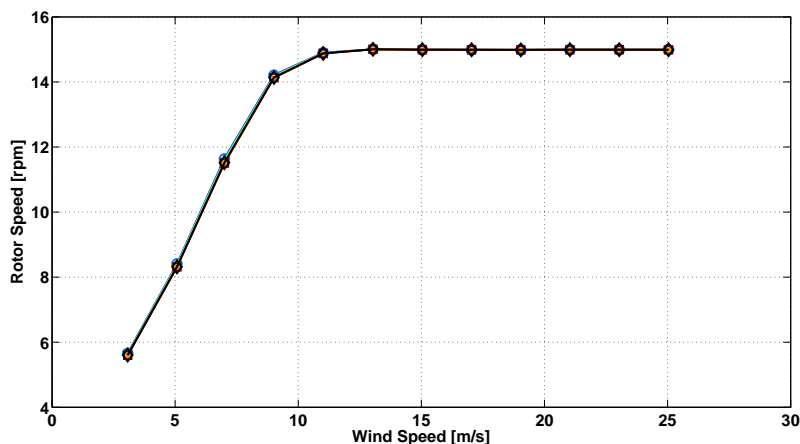


Figura 4.8: Confronto dell'andamento della velocità di rotazione media ottenuta con vento turbolento.

4.2.3 Passo

Poiché le pale si comportano in modo differente a causa dell'accoppiamento flesso torsionale i valori di passo sono diversi da modello a modello. Dal grafico si può notare che i diversi modelli parzialmente accoppiati si collocano tra il modello interamente accoppiato e quello non. Con l'aumento del livello di accoppiamento, in regione II, il passo medio diminuisce per poter compensare alla torsione indotta dalla flessione della pala.

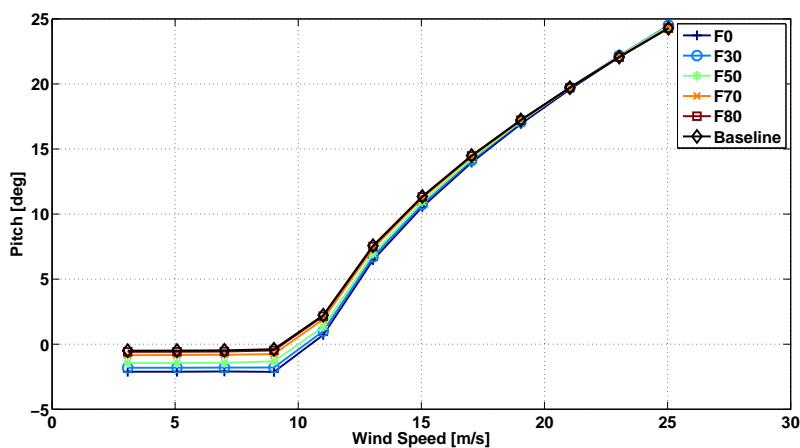


Figura 4.9: Confronto dell'andamento del passo di pala medio ottenuto con vento turbolento.

4.3 Inviluppo

Analizzando i carichi massimi, che si generano tra le simulazioni DLC considerate, si nota che questi variano con l'avanzare del punto di inizio di rotazione delle fibre.

Alla radice della pala si riescono ad ottenere delle riduzioni dei carichi al più del 6%, date dal modello interamente con BTC. Il modello *F30* permette una riduzione del carico uguale al modello con le fibre ruotate per tutta l'estensione della pala. Questo indica che il BTC, sul primo 30% di pala, partecipa poco alla riduzione dei carichi.

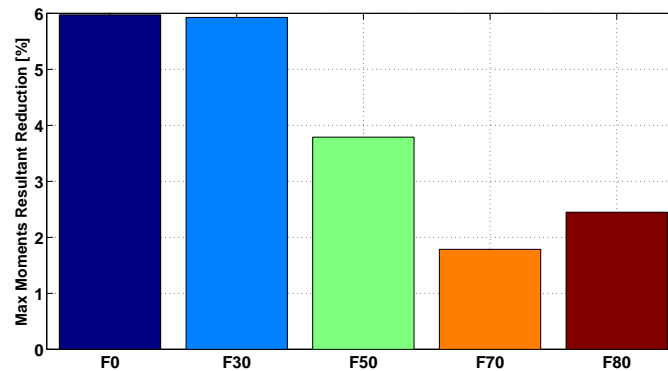


Figura 4.10: Riduzione dei carichi di inviluppo rispetto al modello *Baseline* alla radice della pala.

Osservando i carichi sull'hub si nota che i carichi massimi si riducono con l'aumentare del livello di accoppiamento. Spostando verso l'estremità della pala il punto di inizio di rotazione delle fibre, questa riduzione diminuisce fino ad ottenere un carico che è praticamente lo stesso del modello *Baseline*.

Per i carichi sulla torre questo comportamento è ripetuto, Figura 4.12. Quello che si nota da questa analisi è che diminuendo la regione di accoppiamento i carichi aumentano. Il modello *F30* è un ottimo compromesso perché, seppur non ha le fibre

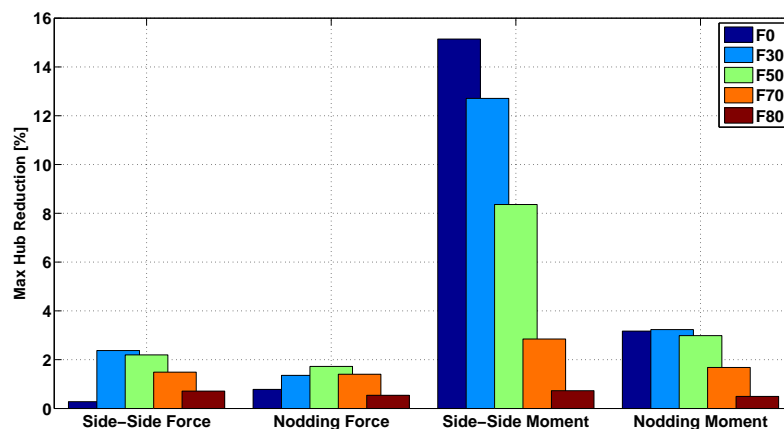


Figura 4.11: Riduzione dei carichi di inviluppo rispetto al modello *Baseline* sull'hub.

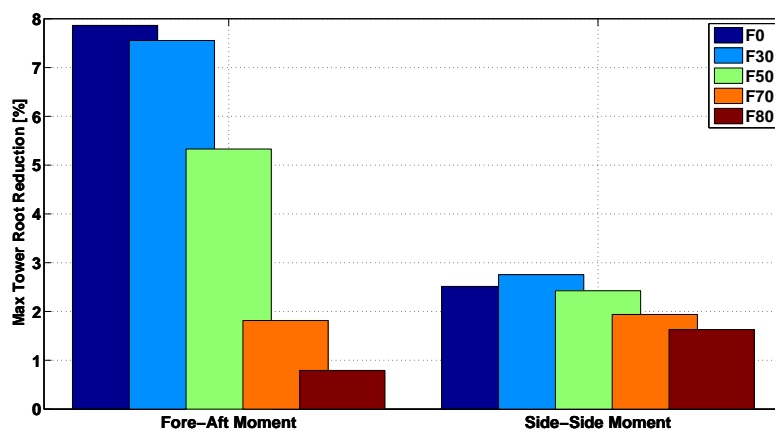


Figura 4.12: Riduzione dei carichi di involuppo rispetto al modello *Baseline* alla base della torre.

ruotate per tutta l'apertura, permette di ottenere delle riduzioni di carico molto simili a quelle del modello interamente accoppiato.

4.4 DEL e carico medio

Viste le variazioni poco significative del valor medio, misurate alla radice della pala e alla base della torre per i modelli con accoppiamento lungo tutta l'apertura della pala, in questa sezione non vengono analizzate. Solo il valore medio all'hub è riportato.

Osservando la riduzione del DEL alla radice della pala, Figura 4.13, si nota che anche con i modelli parzialmente accoppiati si manifesta una considerevole riduzione del danneggiamento a fatica. Al diminuire della regione con le fibre ruotate anche la riduzione di carichi diminuisce. Emerge quindi che anche se i modelli *F30* ed *F50* sono più leggeri del modello interamente accoppiato, la riduzione del livello di accoppiamento fa diminuire comunque l'alleviazione del carico.

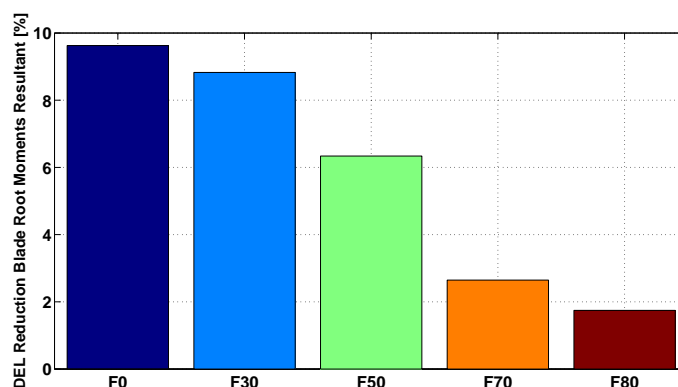


Figura 4.13: Riduzione del DEL, rispetto al modello *Baseline*, dalla risultante dei momenti alla radice della pala.

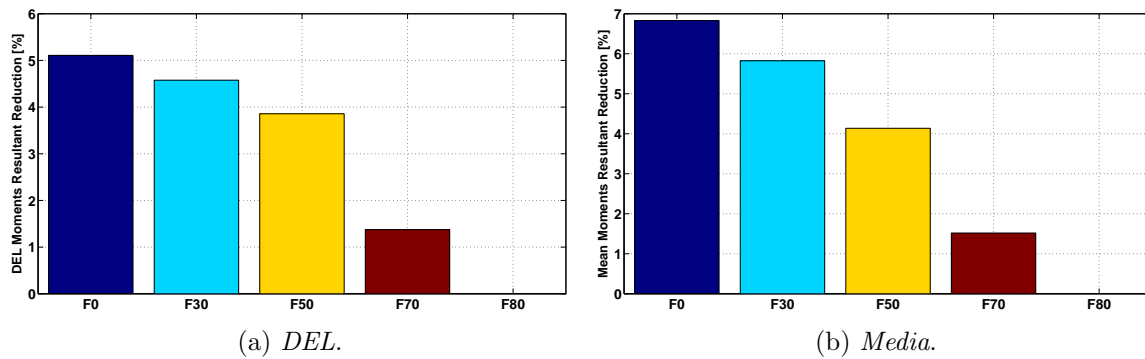


Figura 4.14: Riduzione, rispetto al modello *Baseline*, della risultante dei momenti sull'hub

Analizzando il DEL sull'hub, Figura 4.14 emerge che in entrambi i casi la riduzione del carico a fatica diminuisce con il ridursi della zona di pala che presenta accoppiamento. In questo caso più il modello è accoppiato più è grande la riduzione del carico. Sull'hub si ha una diminuzione regolare sia del danneggiamento che del valore medio man mano che aumenta la regione con le fibre ruotate.

Anche i carichi alla base della torre mostrano un aumento con il ridursi della frazione di pala con BTC. Le riduzioni massime sulla torre raggiungono valori di circa il 12%, riduzioni quindi molto significative, che possono portare ad un dimensionamento differente del componente.

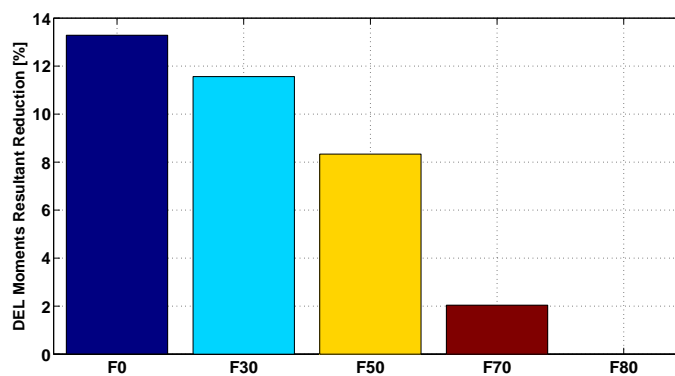


Figura 4.15: Riduzione del DEL, rispetto al modello *Baseline*, dalla risultante dei momenti alla base della torre.

4.5 ADC

Come ultimo parametro è analizzato l'ADC. Anche in questo caso sono riportati i valori di riduzione rispetto al modello *Baseline*. Quello che si osserva dalla Figura 4.16 è che spostando verso l'estremità il punto di inizio di rotazione delle fibre la riduzione di ADC diminuisce sensibilmente. Già per il modello *F50* il valore di riduzione è circa

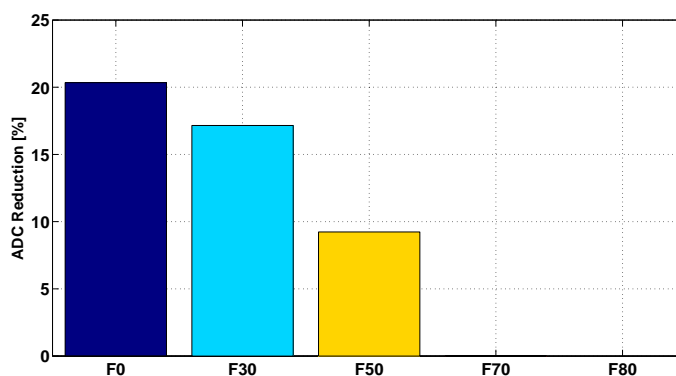


Figura 4.16: Riduzione dell'actuator duty cycle rispetto al modello *Baseline*.

la metà di quello del modello interamente accoppiato. Per poter avere una riduzione consistente dell'affaticamento degli attuatori è quindi necessario avere una pala con accoppiamento flesso torsionale lungo tutta la sua estensione. Il modello *F30* è l'unico modello, tra quelli parzialmente accoppiati, che presenta un valore di riduzione interessante. Questi infatti riesce ad ottenere una riduzione dell' ADC di circa il 17%. Nella tabella 4.4 sono riportati i valori di ADC di ogni singolo modello.

F0	2.99%
F30	3.11%
F50	3.41%
F70	3.75%
F80	3.77%
Baseline	3.75%

Tabella 4.4: Actuator duty cycle.

4.6 Considerazioni

Da questo studio emerge che, modificando solamente in parte la rigidità della pala, ruotando le fibre non lungo tutta la sua apertura ma solo oltre una certa stazione, si possono ottenere delle pale più leggere rispetto al modello interamente accoppiato. Così facendo si riescono ad avere degli effetti di accoppiamento ma non si modificano le rigidità a tal punto da dover incrementare gli spessori degli elementi strutturali. D'altro canto confinando verso l'estremità della pala la regione con le fibre ruotate si riducono gli effetti sui carichi. Questo mostra quindi che non è solo una regione limitata della pala che partecipa all'accoppiamento flesso torsionale ma che questo è un fenomeno che coinvolge tutta l'apertura. Mantenere le fibre dritte nella prima parte della pala è vantaggioso per la fatica. Questa zona generalmente è quella con danneggiamento superiore e quindi, se si hanno i materiali in questa regione allineati con la loro direzione di massima resistenza, bisogna agire meno sugli spessori per ridurre la fatica. Considerando inoltre che, con un buon livello di accoppiamento si riescono a ridurre i

carichi sensibilmente, si possono ottenere dei danneggiamenti inferiori, sia rispetto al modello *Baseline*, che non ha riduzioni di carico, sia rispetto al modello interamente accoppiato, che ha i materiali non allineati con la direzione di massima rigidità. Per questi motivi nei modelli *F30* e *F50* la fatica smette di essere dimensionante.

Il modello che sembra rappresentare il miglior compromesso tra i diversi fattori è il modello *F30*. Questo ha delle riduzioni di carico leggermente inferiori rispetto ai modelli interamente accoppiati, ma ha una massa minore rispetto alla pala *Baseline*. Quello che si riesce ad ottenere è quindi una pala che genera dei carichi sia di inviluppo che a fatica inferiori rispetto al modello base con una riduzione di peso. Anche in questo caso i risultati riguardanti la produzione di potenza rimangono praticamente identici a quelli del modello base, tranne per la deviazione standard che mostra delle riduzioni anche del 10%. Quello che si può concludere è che la scelta di ruotare le fibre, solo in una regione limitata lungo l'apertura, permette di ottenere una pala che presenta un miglior compromesso tra i parametri analizzati.

Capitolo 5

Integrazione controllo passivo con controllo attivo

La riduzione di ADC che si genera grazie all'utilizzo di una pala con accoppiamento flesso torsionale può essere sfruttata combinando questi modelli con delle leggi di controllo a passo individuale, IPC, [28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36]. Le leggi di controllo a passo individuale generalmente sono utilizzate in modo limitato perché, per ottenere una riduzione del carico, incremento eccessivamente l'usura degli attuatori. Combinando gli effetti di riduzione dell'ADC, ottenuti con le pale BTC, con gli incrementi causati dall'IPC, si possono ottenere dei sistemi che non sforzano eccessivamente gli attuatori ma permettono di raggiungere riduzioni di carico ulteriori sulla turbina. Questo studio è il primo nel suo genere perché non essendo mai state analizzate e valutate le variazioni dell'ADC, causate dal BTC, non sono mai stati messi in evidenza i possibili vantaggi nel combinare i due sistemi. Dalle analisi mostrate nei capitoli precedenti è stato selezionato un modello di pala BTC da integrare con un sistema di controllo a passo individuale per cercare di massimizzare gli effetti di riduzione dei carichi senza incrementare la massa e mantenendo contenuta la variazione di ADC. Il modello selezionato per questo studio è il modello *F30*. Questo ha le fibre ruotate sia nella *skin*, 20 gradi, che negli *spar caps*, 5 gradi, esclusivamente dal 30% dell'apertura fino all'estremità della pala.

L'integrazione è stata fatta per due tipologie di IPC: uno con i guadagni più bassi, *IPC1*, quindi con capacità ridotte di alleviare i carichi ma anche con aumenti inferiori di ADC, ed uno con i guadagni più elevati *IPC2*, per ottenere dei giovamenti consistenti

Nome	Modello pala	Controllo
BTC	<i>F30</i>	-
IPC1	<i>Baseline</i>	IPC1
BTC+IPC1	<i>F30</i>	IPC1
IPC2	<i>Baseline</i>	IPC2
BTC+IPC2	<i>F30</i>	IPC2

Tabella 5.1: Modelli analizzati.

sui carichi al prezzo di un incremento dell'affaticamento degli attuatori.

Poiché solo in regione III il passo è effettivamente utilizzato per il controllo, perché la coppia è mantenuta costante per poter avere sempre la potenza di regime, mentre in regione II il passo è mantenuto costante per massimizzare il coefficiente di potenza, l'IPC è stato attivato solo in regione III.

Lo scopo di questa analisi è quello di valutare la combinazione di questi sistemi di alleviamento dei carichi per identificare gli effetti sull'aerogeneratore.

I nomi dei modelli analizzati in questo capitolo e le loro combinazioni tra BTE e IPC sono riportati nella tabella 5.1.

5.1 Controllore a passo individuale

In questa sezione è descritto brevemente il funzionamento di un controllore a passo individuale.

Il controllo a passo individuale è una tecnica di controllo che prevede di modificare il passo delle pale in modo indipendente. Il passo di ciascuna pala è cambiato mantenendo il valore medio dei tre passi uguale a quello di riferimento del controllore di base LQR. L'IPC è quindi una legge di controllo che si aggiunge a quella pre-esistente permettendo di ridurre i carichi.

Questo controllo permette di attenuare quei carichi generati da disallineamenti, asimmetrie della turbina e sbilanciamenti dovuti alle differenze di velocità all'interno del disco del rotore, quest'ultimi sempre più importanti viste le dimensioni delle pale. Poiché questi carichi agiscono con una frequenza pari alla frequenza di rotazione $1P$ (basti pensare ai carichi dovuti al passaggio della pala vicino alla torre) attenuandoli si riescono ad avere delle riduzioni significative del danneggiamento a fatica.

Il controllo riesce ad attenuare i carichi grazie ad una retroazione dei momenti alla radice delle pale. L'architettura che è stata utilizzata per questo lavoro di basa su un controllo proporzionale integrale, [28, 29].

5.2 DEL

In questa sezione sono riportate le riduzioni dei carichi da fatica sull'hub.

Poiché il sistema di controllo IPC lavora esclusivamente nella regione III sono mostrati sia i valori di riduzione dei carichi valutati sull'intera vita operativa, quindi pesati con la distribuzione del vento, sia i valori per le singole velocità del vento.

Osservando l'andamento della riduzione del carico del DEL rispetto a quello del modello *Baseline* emerge che nella regione III, la regione dove i sistemi di controllo IPC sono attivi, si hanno delle riduzioni rilevanti del carico. Coerentemente il modello che ha una riduzione maggiore è il modello con $BTC + IPC2$. Questo riesce ad ottenere delle riduzioni di carico che sono date dalla combinazione dei modelli BTC e $IPC2$. L'aggiunta del BTC all'IPC permette di incrementare di circa il 5% la riduzione del carico. Questo incremento si ha sia passando dal $IPC1$ a $BTC + IPC1$ che da $IPC2$ a $BTC + IPC2$. L'aver selezionato un sistema di controllo a passo individuale senza i guadagni variabili, con la velocità del vento, limita le prestazioni del sistema

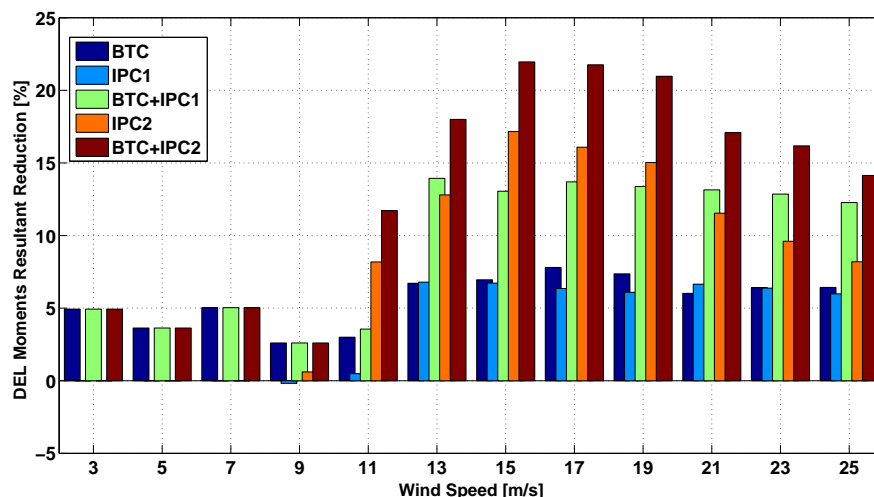


Figura 5.1: Riduzione del DEL, al variare della velocità del vento, rispetto al modello *Baseline*, della risultante dei momenti sull'hub.

di controllo infatti si notano che le riduzioni non sono regolari nella regione III ma hanno un massimo intorno ai 15m/s e poi diminuiscono nuovamente. In una successiva indagine si possono provare a cambiare i guadagni con la velocità per incrementare gli effetti di riduzione dei carichi. Anche i valori della media sono soggetti a delle riduzioni consistenti. Combinando i due sistemi di controllo, attivo e passivo, si ottengono delle riduzioni che sono date dalla somma di quelle ottenibili con i due sistemi separati.

Se si considerano i valori pesati su tutta la vita operativa della turbina le riduzioni mostrate in precedenza sono ridimensionate. Poiché la macchina è progettata per una velocità del vento medio pari a 7.5m/s gli effetti della regione III incidono in modo limitato. In Figura 5.3 sono riportate le riduzioni di DEL e valor medio pesate su tutta la vita operativa. Quello che emerge è che il sistema di controllo *IPC1* da solo produce una riduzione del carico molto limitata, inferiore a quella del solo *BTC*. I due sistemi

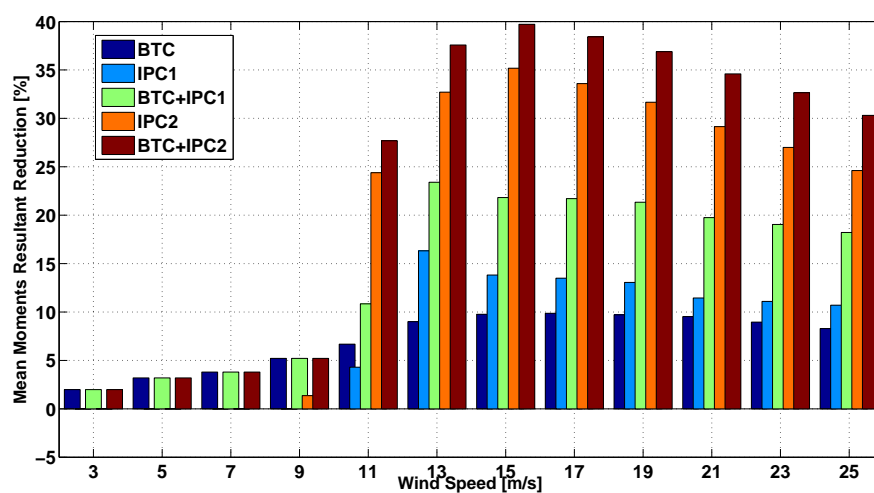


Figura 5.2: Riduzione del valor medio, al variare della velocità del vento, rispetto al modello *Baseline*, della risultante dei momenti sull'hub.

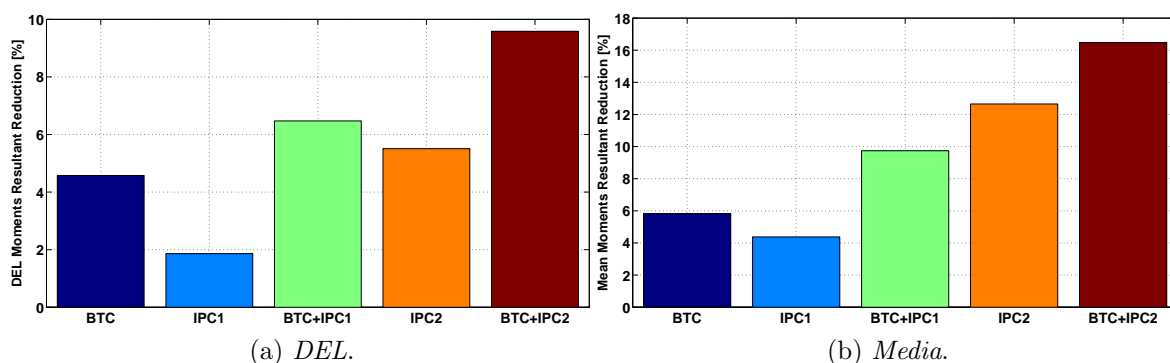


Figura 5.3: Riduzione, rispetto al modello *Baseline*, della risultante dei momenti sull'hub.

combinati portano a riduzioni del DEL di circa il 6% per il caso dell' IPC1 e quasi il 10% per l'IPC2. I valori sulla media rispecchiano gli andamenti spiegati per il DEL solo che le riduzioni ottenute sono superiori.

5.3 ADC

Anche per l'analisi dell'ADC è stato riportato il valore della riduzione per le singole velocità del vento. Questo permette di mettere in evidenza l'incremento di usura degli attuatori a cui porta l'IPC. Quello che emerge è un aumento massimo pari al 130% e mediamente un aumento attorno al 100% per il controllore più aggressivo. Il controllore *IPC1* porta invece a degli aumenti massimi di circa il 50%. Come per i carichi della fatica si può notare una sovrapposizione degli effetti tra il controllore passivo e quello attivo. Infatti a tutte le velocità del vento i modelli che combinano le due soluzioni di riduzione del carico hanno un incremento dell'ADC inferiore rispetto ai soli modelli con controllo attivo.

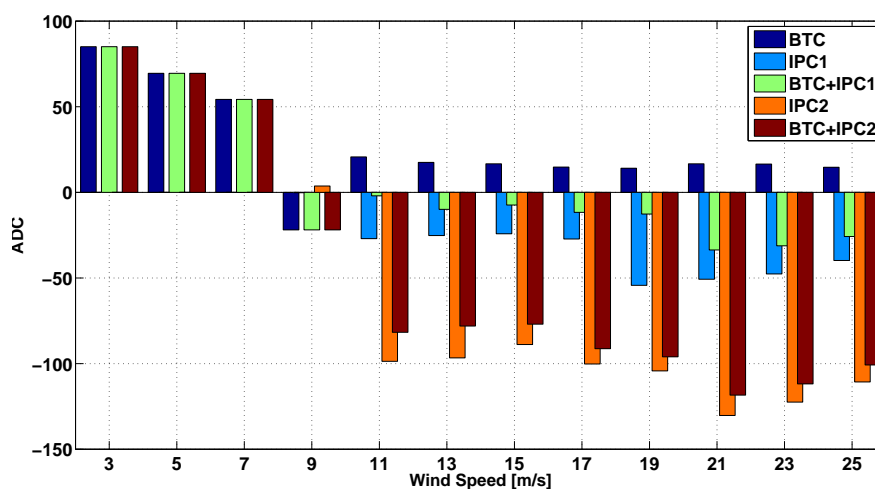
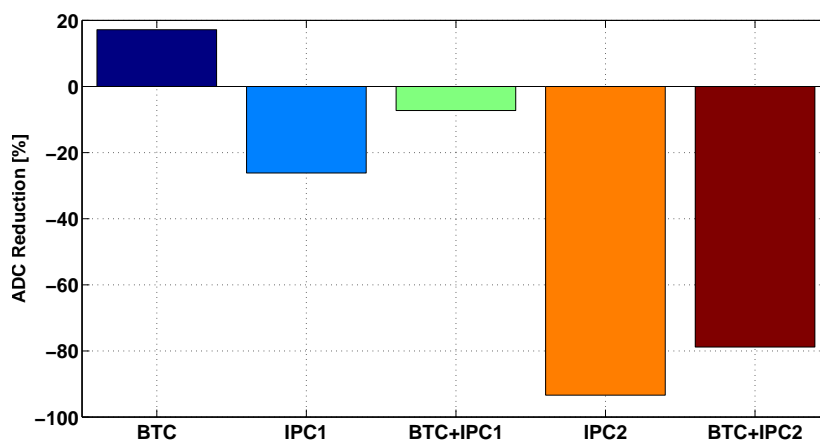


Figura 5.4: Riduzione dell'ADC, rispetto al modello *Baseline*, al variare della velocità del vento.

BTC	3.11%
IPC1	4.74%
BTC+IPC1	4.03%
IPC2	7.26%
BTC+IPC2	6.71%

Tabella 5.2: Actuator duty cycle

Dai dati pesati su tutta la vita operativa emerge che l'incremento di usura generato da *IPC2* è eccessivo per essere compensato dalla pala *BTC*. Si ha sì una riduzione ma il valore finale risulta comunque superiore quasi dell'80% rispetto al modello base. Il modello *BTC+IPC1* riesce invece ad ottenere un valore finale di ADC molto simile a quello del modello senza accoppiamento flesso torsionale e senza controllo attivo.

Figura 5.5: Riduzione dell'ADC, rispetto al modello *Baseline*.

5.4 Considerazioni

Con questa analisi è stato messo in evidenza l'effetto della combinazione di due sistemi per la riduzione dei carichi, il BTC e l'IPC. Dai risultati sul danneggiamento a fatica è emersa una riduzione considerevole dei carichi sull'hub, sia del DEL che del valore medio. L'unione dei due sistemi permette quindi di ottenere una somma degli effetti di riduzione dei carichi. Osservando le riduzioni su tutta la vita operativa della turbina emergono sempre delle riduzioni anche se di entità ristretta perché l'IPC è attivo solo nella regione III e quindi incide in modo limitato sul danneggiamento totale.

Dalle analisi è emerso che l'effetto dei due sistemi sulla variazione di *actuator duty cycle* riesce a bilanciarsi. Se si seleziona un controllore con dei guadagni non troppo elevati l'incremento di ADC dovuto all'IPC è simile alla riduzione data dal BTC. Questo risulta in un sistema che ha variazioni limitate di usura degli attuatori, rispetto al modello base, ma presenta delle riduzioni di carico date dalla somma di quelle ottenibili

con il solo BTC e IPC. E' quindi possibile, tarando opportunamente l'IPC, selezionare il compromesso desiderato tra alleviazione dei carichi e variazione di ADC, considerando che esiste una soluzione che riduce i carichi ma non aumenta l'usura degli attuatori.

Capitolo 6

Conclusioni

In questo lavoro sono stati studiati i benefici prodotti dall'utilizzo dell'accoppiamento flesso torsionale nella progettazione di pale per aerogeneratori di taglia MW, in termini di riduzione dei carichi sull'intero aerogeneratore e dei pesi/costi di tutti i componenti della macchina stessa. L'accoppiamento è stato ottenuto sfruttando le proprietà di ortotropia dei materiali compositi utilizzati nella costruzione delle pale, nello specifico ruotando le fibre rispetto alla direzione dell'asse di variazione passo delle pale, sia degli *spar caps* che della *skin*. Lo studio è stato compiuto confrontando le prestazioni di vari modelli con accoppiamento rispetto al modello base con configurazione classica. Le pale sono state progettate per una turbina di classe III-A da 2MW. L'analisi è stata svolta imponendo che tutti i modelli soddisfacessero le stesse specifiche e gli stessi vincoli (massima deflessione, posizionamento delle frequenze, resistenza a fatica, etc.). Il confronto si è basato sulle variazioni di carichi dei diversi modelli di pala. Sono stati analizzati i carichi massimi e di fatica alla radice della pala, sull'hub e alla base della torre. Inoltre sono state analizzate le variazioni dell'usura degli attuatori di passo e la qualità di potenza prodotta.

Nella prima fase del lavoro sono stati studiati diversi modelli con le fibre ruotate lungo tutta l'estensione della pala. I risultati rilevanti che sono stati messi in evidenza sono principalmente tre:

- aumento della qualità della potenza prodotta;
- riduzione dei carichi, sia massimi che a fatica, trasmessi dalla pala alla struttura;
- riduzione dell'*actuator duty cycle*.

La limitazione maggiore di queste soluzioni risiede nel peso delle pale. Poiché il dimensionamento dei modelli analizzati ha come vincolo attivo quello sul posizionamento delle frequenze e della massima deflessione, nonostante i carichi si riducano per effetto dell'accoppiamento, i modelli con le fibre ruotate devono avere degli spessori superiori per poter ristabilire il livello di rigidità e quindi rientrare nei limiti imposti. Questo si traduce in variazioni di massa trascurabili o in incrementi della stessa.

Per cercare di limitare questo fenomeno sono stati progettati dei modelli con le fibre ruotate non lungo tutta la loro estensione, ma esclusivamente da una certa sezione fino all'estremità della pala. In questo caso si è riusciti ad ottenere dei modelli con massa

inferiore rispetto a quella della configurazione standard. Nel ridurre la regione di pala con accoppiamento flesso torsionale, si sono però limitate le riduzioni di carichi. Una soluzione di compromesso è emersa essere quella con le fibre ruotate esclusivamente dalla sezione al 30% dell'apertura.

Come ultimo aspetto è stato analizzato l'effetto di combinazione di una pala con accoppiamento flesso torsionale con un sistema di controllo a passo individuale. Quello che si è riusciti a mostrare è che esistono delle configurazioni di compromesso che permettono di avere delle ulteriori riduzioni di carichi senza aumentare l'usura degli attuatori. Tarando opportunamente il sistema di controllo attivo è quindi possibile sfruttare la riduzione di *actuator duty cycle* dei modelli con accoppiamento flesso torsionale per annullare l'aumento prodotto dal sistema di controllo a passo individuale.

6.1 Limiti e futuri sviluppi

Il limite principale di questo lavoro risiede nel non aver considerato le implicazioni tecnologiche e di manifattura. La rotazione delle fibre, necessaria per ottenere l'effetto di accoppiamento flesso torsionale, porta certamente a degli svantaggi da un punto di vista costruttivo. Generalmente le pale sono costruite stendendo sullo stampo i fogli di materiale composito, disponibili in rotoli. Dovendo ruotare i materiali questi non possono più essere stesi parallelamente all'asse longitudinale della pala, ma devono essere posati inclinati per dei tratti di lunghezza ridotta. Questo porta quindi a delle complicazioni nella costruzione e ad un aumento degli scarti derivanti dai continui ritagli. Queste implicazioni possono far aumentare considerevolmente il costo di produzione della pala. Per poter fare un confronto effettivo tra i diversi modelli sarebbe quindi necessario stimare questo costo ed inserirlo in un modello globale che tenga conto di tutti i parametri. In questo lavoro sono state mostrate delle riduzioni di carico significative che possono portare a dei risparmi nella costruzione dei componenti principali della turbina ma queste non è detto che riescano a compensare l'inevitabile aumento del prezzo dovuto alla maggiore complicazione tecnologica.

Il primo futuro sviluppo è quello di definire un modello di costo della turbina. Questo sicuramente è un lavoro complesso che deve essere obbligatoriamente sviluppato con un'azienda che si occupa di progettazione e costruzione delle pale. Infatti solo in un'azienda possono essere in grado di dare una stima dell'impatto dei diversi aspetti costruttivi ma anche sui diversi dimensionamenti dei componenti sul prezzo finale. Questo strumento permette di avere un indice globale che tenga in considerazione di tutti gli aspetti della turbina. Con esso è possibile individuare le soluzioni che rappresentano il miglior compromesso. L'utilizzo non è limitato solo allo studio svolto in questo lavoro, ma è applicabile anche a tutta l'ottimizzazione. Il modello di costo può essere sfruttato per individuare meglio il compromesso tra potenza prodotta e peso della pala. Oppure, se esteso a tutta la turbina permetterebbe anche di individuare la soluzione ottimale considerando il dimensionamento della torre, del mozzo, dei cuscinetti che lo sorreggono, degli attuatori di passo, del sistema di rotazione della turbina, etc..

Per completare le analisi e avere un'idea più precisa della soluzione ottimale è necessario eseguire ulteriori ottimizzazioni al variare degli angoli di rotazione e delle

stazioni di inizio rotazione. In questo lavoro è stata presentata solo una parte molto ristretta delle possibili combinazioni. Basti pensare che è stato considerato solo un modello con una combinazione di angoli sia nella *skin* che negli *spar caps* e che i modelli, con le fibre ruotate solo oltre una certa stazione, sono stati progettati ruotando entrambi i materiali solo dallo stesso punto e non da punti in apertura differenti. Avere una matrice completa per un modello di pala permette di avere una superficie di riferimento da usare per identificare le possibili configurazioni di ottimo anche per altri modelli.

Importante è valutare l'effetto dell'accoppiamento flesso torsionale anche su altri fenomeni, come l'instabilità dei pannelli e la delaminazione. Queste analisi non sono state prese in considerazione in questo studio per questioni di tempo e di mezzi disponibili. Sviluppi recenti nel gruppo di ricerca POLI Wind permettono di avere gli strumenti adeguati per svolgere queste analisi. Oltre per questo studio è anche utile, ai fini della progettazione, inserire queste verifiche nel processo di ottimizzazione per rendere i modelli disegnati ancora più vicini a quelli finali del progetto completo.

Interessante è anche vedere l'effetto dell'accoppiamento flesso torsionale sull'ottimizzazione aerodinamica. Come si è visto in questo lavoro, anche senza definire una nuova e specifica distribuzione di corde e svergolamenti è possibile ottenere la stessa generazione di potenza. Nonostante questo potrebbe esistere una configurazione aerodinamica che si combini meglio con l'accoppiamento, portando a delle riduzioni di carico ulteriori o addirittura ad un aumento di AEP.

Bibliografia

- [1] Lobitz, D., Veers, P., and Laino, D., “Performances of Twist-Coupled Blades on Variable Speed Rotors,” *AIAA 2000-0062, 2000 ASME Wind Energy Symposium, Reno*, January, 2000.
- [2] Veers, P. S., Bir, G., and Lobitz, D. W., “Aeroelastic Tailoring in Wind-Turbine Blade Application,” *Proc. Windpower '98, AWEA Annual Conference and Exhibition, Bakersfield*, Apr. 27 - May 1, 1998.
- [3] Lobitz, D. W., Veers, P. S., and Migliore, P. G., “Enhanced Performances of HAWTs Using Adaptive Blades,” *Proc. Wind Energy '96, ASME Wind Energy Symposium, Houston*, Jan. 29 - Feb. 2, 1996.
- [4] Lobitz, D. W. and Laino, D. J., “Load Mitigation with Twist-Coupled HAWT Blades,” *Proc. '99 ASME Wind Energy Symposium, Reno*, Jan. 11-14, 1999.
- [5] Ong, C. and Tsai, S., “Design, Manufacture and Testing of a Bend-Twist D-spar,” *Stanford University, SAND 99-1324*, 1999.
- [6] Griffin, D. A., “Evaluation of Design Concepts for Adaptive Wind Turbine Blades,” *Sandia Report*, August 2002.
- [7] de Goeij, W., van Tooren, M., and Beukers, A., “Implementation of Bending-Torsion Coupling in the Design of a Wind-turbine Rotor-Blade,” *Applied Energy*, 1999.
- [8] Berry, D., “Design of 9-Meters Carbon-Fiberglass Prototype Blades: CX-100 and TX-100,” *SAND2007-0201 Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM*, September 2007.
- [9] Ashwill, T. D., “Passive Load Control for Large Wind Turbines,” *AIAA*, April 2010.
- [10] Zayas, J. R., Jones, P. L., and Holman, A., “CX-100 and TX-100 Blade Field Tests,” *Sandia Report, SAND 2005-7454*, DEcember 2005.
- [11] Berry, D., “TX-100 Manufacturing Final Project Report,” *Sandia Report, SAND 2007-6066*, November 2007.

- [12] Resor, B., Paquette, J., Laird, D., and Griffith, D. T., "An Evaluation of Wind Turbine Blade Cross Section Analysis Techniques," *51st AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, Orlando, Florida*, 12 - 15 April 2010.
- [13] Capellaro, M. and Kühn, M., "Boundaries of Bend Twist Coupling," *The Science of Making Torque from Wind*, June 2010.
- [14] Bottasso, C. L., Compagnolo, F., and Croce, A., "Multi-Disciplinary Constraint Optimization of Wind Turbines," *Wind Energy (under review)*, 2011.
- [15] Anonymous, "Wind Turbines - Part 1: Design Requirements," *International Standard IEC 61400-1*, 2005.
- [16] Bottasso, C. L., Croce, A., Riboldi, C. E. D., and Nam, Y., "Power curve tracking in the presence of a tip speed constraint," *Renewable Energy*, Under review (2009).
- [17] Bottasso, C. L. and Croce, A., "Power Curve Tracking with Tip Speed Constraint using LQR Regulators," *Scientific Report DIA-SR 09-04, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale, Politecnico di Milano*, March 2009.
- [18] Bottasso, C. L. and Croce, A., "Advanced Control Laws for Variable-Speed Wind Turbines and Supporting Enabling Technologies," *Scientific Report DIA-SR 09-01, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale, Politecnico di Milano*, January 2009.
- [19] Anonymous, "Matlab," *The MathWorks Inc., 3 Apple Hill Drive, Natick, MA 01760-2098, USA, www.mathworks.com*.
- [20] Bottasso, C. L. and Croce, A., "Cp-Lambda: Users Manual," *Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale, Politecnico di Milano*, 2006-2011.
- [21] Giavotto, V., Borri, M., Mantegazza, P., and Ghiringhelli, G., "Anisotropic Beam Theory and Applications," .
- [22] Frendahl, M. and Rychlik, I., "Rainflow Analysis: Markov Method," *International Journal of Fatigue*, 15 N 4 pp 285-272, 1993.
- [23] Johannesson, P., "Rainflow Analysis of Switching Markov Loads," *Doctoral Theses, Centre for Mathematica Sciences, Lund Institute of Technology*, 1999.
- [24] Sutherland, H. J. and Mandell, J. F., "Effect of Mean Stress on the Damage of Wind Turbine Blades," *Sandia Report*, 1994.
- [25] Anonymous, "Guidelines for the Certification of Wind Turbines," *Germanischer Lloyd*, 2010.
- [26] Philippidis, T. P. and Vassilopoulos, A. P., "Complex stress state effect on fatigue life of GRP laminates. Part I, experimental," *International Journal of Fatigue*, 24 813-823, 2002.

- [27] Philippidis, T. P. and Vassilopoulos, A. P., "Complex stress state effect on fatigue life of GRP laminates. Part II, theoretical formulation," *International Journal of Fatigue*, 24 825-830, 2002.
- [28] Bossanyi, E., "Individual Blade Pitch Control for Load Reduction," *Wind Energy*; 6:119-128, 2003.
- [29] Bossanyi, E., "Wind Turbine Control for Load Reduction," *Wind Energy*; 6:229-244, 2003.
- [30] Bossanyi, E., "Developments in Individual Blade Pitch Control," *The Science of Making Torque from Wind Conference, Delft, The Netherlands, 19-21 April*, 2004.
- [31] Bossanyi, E., "The Design of Closed Loop Controllers for Wind Turboines," *Wind Energy*; 3:149-163, 2000.
- [32] Bossanyi, E., "Further Load Reductions with Individual Pitch Control," *Wind Energy*; 8:481-485, 2005.
- [33] van Engelen, T., "Design Model and Load Reduction Assessment for Multi-Rotational Model Individual Pitch Control," *ECN-RX-06-068. 2006 European Wind Energy Conference (EWEC 2006), Athens Greece, 27 February-1 March 2006*.
- [34] Leithead, W., Neilson, V., and Dominguez, S., "Alleviation of Unbalanced Rotor Loads by Single Blade Controllers," *2009 European Wind Energy Conference (EWEC 2009), Marseille France, 16-19 March 2009*.
- [35] Kanev, S. and van Engelen, T., "Exploring the Limits in Individual Pitch Control," *2009 European Wind Energy Conference (EWEC 2009), Marseille, France, 16-19 March, 2009*.
- [36] Geyley, M. and Caselitz, P., "Individual Blade Pitch Control Design for Load Reduction on Large Wind Turbines," *2007 European Wind Energy Conference (EWEC 2007), Milano, Italy, 7-10 May, 2007*.