

**ALMA MATER STUDIORUM  
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA**

**SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA**  
Sede di Forlì

**CORSO DI LAUREA  
IN INGEGNERIA MECCANICA**  
Classe L-9

**ELABORATO FINALE DI LAUREA**

In

*DISEGNO TECNICO ASSISTITO DAL CALCOLATORE*

***STUDIO E OTTIMIZZAZIONE DI UN GENERATORE EOLICO A  
VELOCITÀ AUTOLIMITANTE***

CANDIDATO

RELATORE

*Francesco CANTONI*

*Prof. Ing. Luca PIANCASTELLI*

Anno Accademico 2013/2014  
Sessione II



# ***PREMESSA***

Si è deciso di proseguire lo studio, già precedentemente sviluppato solamente in linea teorica, da un altro studente per conto del Professor Luca Piancastelli: un generatore eolico a basso costo facilmente trasportabile tramite un carrello.

Il mio compito è stato quello di progettare e ottimizzare le caratteristiche del rotore, in grado di deformarsi in campo elastico e moderare la velocità di rotazione in caso di vento troppo forte. Nel progetto originale la potenza stimata del generatore era circa 1 kW.

Dato che il progetto di partenza prevedeva un contenuto costo di produzione e progetto, si è scartata la possibilità di costruire una pala simile a quelle già rintracciabili in commercio, con profili complessi e difficili da riprodurre, nella pratica, a costi relativamente bassi.

Si è deciso quindi di utilizzare una lamiera metallica piegata e tagliata, materiale di ampia disponibilità e costo basso. Una conseguenza di questa scelta, dettata quindi dall'economicità in fase di costruzione, è che il progetto fosse una pala che sfruttasse la resistenza aerodinamica del vento e non la portanza, come invece fanno le turbine eoliche moderne. Un'altra caratteristica del progetto originale da cui sono partito è che il rotore fosse monopala, in modo che fosse di facile trasporto e limitato ingombro.

# INDICE

<b>Premessa.</b> . . . . .	3
<b>Capitolo 1</b>	
L'energia Eolica . . . . .	5
1.1 Vento . . . . .	5
1.2 Energia eolica . . . . .	5
1.3 Turbine eoliche. . . . .	6
1.4 Inquadramento teorico del problema. . . . .	10
1.5 Limite di Betz. . . . .	11
<b>Capitolo 2</b>	
Studio del progetto e creazione di un primo modello. . . . .	16
2.1 Introduzione. . . . .	16
2.2 Scopo del progetto: deformazione del rotore. . . . .	19
2.3 Scelta del materiale. . . . .	22
2.4 Inizio dello studio. . . . .	23
2.5 Simulazioni per ottimizzare l'angolo di piegatura. . . . .	24
2.6 Deformazioni diverse da quelle ricercate. . . . .	28
2.7 Modello definitivo. . . . .	32
<b>Capitolo 3</b>	
Analisi fluidodinamica e delle tensioni del modello creato. . . . .	34
3.1 Velocità di rotazione in funzione del vento	
Caso indeformabile. . . . .	34
3.2 Potenza - Caso indeformabile. . . . .	39
3.3 Velocità di rotazione in funzione del vento	
Caso deformabile. . . . .	39
3.4 Coefficiente di sicurezza . . . . .	45
3.5 Potenza - Caso deformabile. . . . .	46
<b>Capitolo 4</b>	
Conclusioni. . . . .	48
Bibliografia. . . . .	51

# ***CAPITOLO1***

## ***L'ENERGIA EOLICA***

### **1.1 VENTO**

L'atmosfera terrestre è caratterizzata da masse d'aria in moto fra loro. Questo moto è causato da differenze di temperatura, densità e pressione nei diversi punti dell'atmosfera. Quando sono presenti due masse d'aria con differente pressione atmosferica, si crea una forza chiamata forza del gradiente di pressione, che tende a ristabilire l'equilibrio: il vento è il risultato di questa forza, che fa muovere una massa d'aria da una zona di alta pressione a una di bassa. I venti generati da questa disparità di pressione sono per lo più orizzontali, cioè la forza di gradiente di pressione risulta essere tangenziale alla superficie. Se però una massa d'aria calda si trova vicina ad una più fredda, l'aria presente nella prima diventa più leggera e si sposta verso l'alto; inversamente, la massa d'aria fredda diventa più pesante e scende verso la superficie. Nell'atmosfera esistono quindi anche moti imputabili a forze di gradiente normali alla superficie terrestre, a cui si va aggiungere la forza generata dall'attrazione gravitazionale terrestre, la quale attira verso di sé con maggiore intensità le masse d'aria con densità più alta: da queste condizioni si generano moti ventosi verticali, chiamati correnti convettive.

## **1.2 ENERGIA EOLICA**

La produzione di energia eolica si basa sulla sottrazione di energia cinetica dal vento tramite organi preposti, per esempio le turbine eoliche, e nella sua trasformazione in forme utilizzabili, come per esempio l'energia meccanica, o quella elettrica. Da sempre il vento è stato utilizzato dall'uomo come fonte di energia, prima di tutto per la navigazione, ma anche per compiere lavori meccanici come nel caso dei mulini a vento, diffusi in tutte le civiltà antiche da migliaia di anni. Per arrivare, invece, allo sfruttamento del vento per la produzione di energia elettrica dobbiamo aspettare tempi molto più recenti. Solo nella seconda metà del diciannovesimo secolo, infatti, l'ingegnere belga Zénobe Gramme inventò per primo un modello primitivo di dinamo, aprendo nuovi orizzonti nella produzione di energia elettrica. Poco tempo dopo, nel 1887, fu costruito il primo aerogeneratore destinato unicamente alla produzione di energia elettrica da correnti atmosferiche. L'energia eolica, però, non si diffuse su grande scala, messa da parte dallo sfruttamento dell'energia del petrolio. Con l'inizio della crisi petrolifera, negli anni 70, si iniziò a riscoprire l'interesse per le energie rinnovabili, fra cui quella eolica, che si iniziò a diffondere. Il consumo globale di energia sempre crescente, esigenze ambientali e trasformazioni climatiche legate all'uso del petrolio, stanno portando l'energia eolica, assieme alle altre rinnovabili, alla diffusione su larga scala.

## **1.3 LE TURBINE EOLICHE - PORTANZA E RESISTENZA**

Le turbine eoliche sono organi studiati per sottrarre energia cinetica al vento e trasformarla, come prodotto finale, in una energia di forma diversa, sfruttabile, come quella elettrica o quella meccanica.

Uno dei primi tentativi di generare elettricità sfruttando il vento fu fatto negli Stati Uniti nel 1888 da Charles Brush. Nella sua turbina (fig. 1.1) l'aria colpendo un gran numero di pale è costretta a deviare, generando una rotazione di tutta la ruota. Questo tipo di rotore, similmente alle turbine multipala dei ranch americani che erano usate per pompare acqua, sono basate sulla resistenza fluidodinamica offerta dalle pale, e hanno velocità di rotazione bassa e coppia elevata.

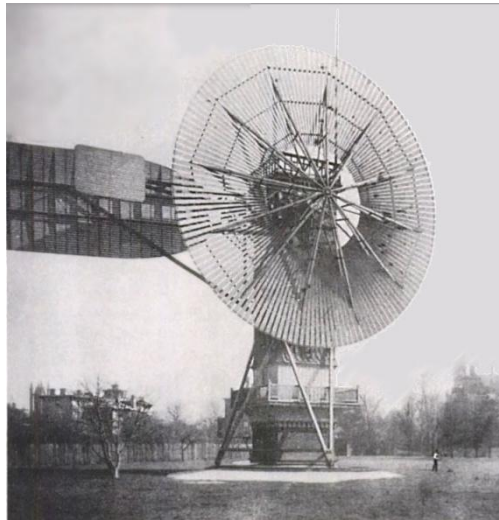


Figura 1.3.1: turbina di Charles Brush

L'utilizzo di rotori che ruotano lentamente è stato oramai abbandonato privilegiando rotori più veloci che sfruttano la coppia prodotta dalla portanza e non dalla resistenza.

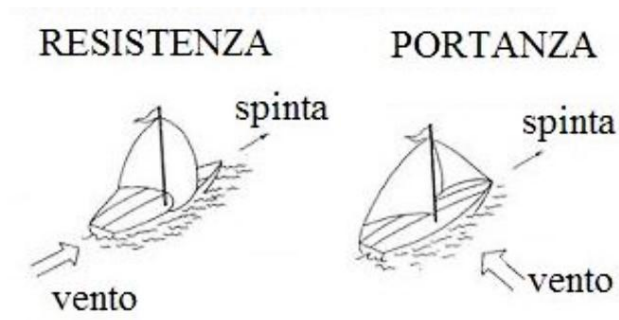


Figura 1.3.2: navigazione per resistenza e per portanza

La portanza e la resistenza sono due delle forze che un corpo in movimento in un fluido scambia con il fluido stesso, provocate dalla viscosità di quest'ultimo. La resistenza aerodinamica (*drag*) è la componente della risultante di queste forze nella direzione del vettore velocità del corpo e nel verso contrario, ed è quindi quella forza che si oppone al movimento del suo moto nel fluido. In riferimento al moto nei liquidi è anche indicata come resistenza fluidodinamica, nel caso degli aeriformi come

resistenza aerodinamica. L'entità della resistenza fluidodinamica dipende dalla natura del fluido e dalla velocità e forma geometrica del corpo.

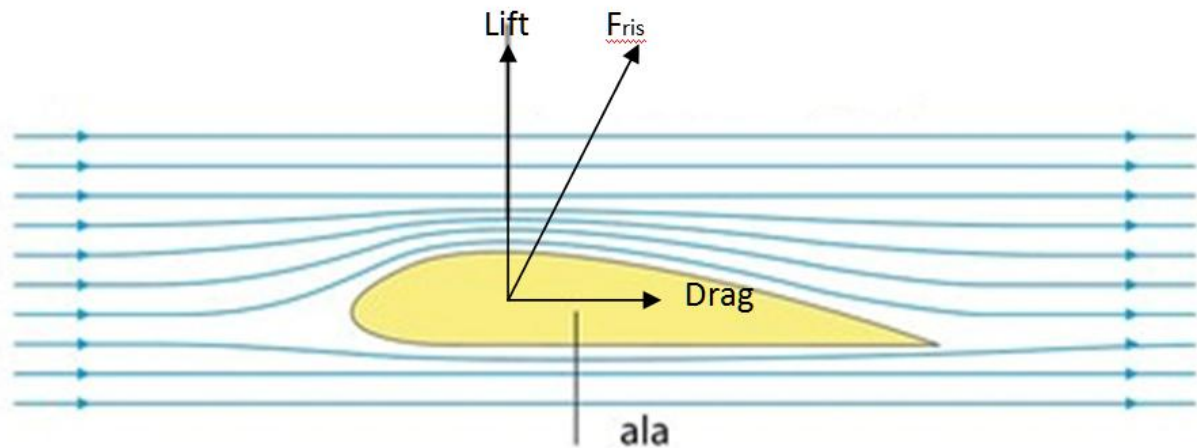


Figura 1.3.3: portanza e resistenza applicate dal fluido ad un profilo alare in moto verso sinistra.

La portanza (*lift*) è, invece, una forza provocata da uno squilibrio di pressione sui diversi lati di un corpo: facendo riferimento alla Figura 1.3.3, si nota come il diverso profilo tra la parte superiore e quella inferiore crei una deviazione delle linee di flusso: sulla faccia superiore il flusso è forzato a percorrere maggior distanza che sulla parte inferiore, il che crea uno squilibrio di velocità e, quindi, di pressione, il cui risultato finale è una forza rivolta verso l'alto chiamata portanza.

Proprio come accade in campo nautico dove prevalgono le zone in cui la navigazione avviene per portanza e non per resistenza (Figura 1.3.2), anche nel settore eolico dal punto di vista prestazionale è vantaggioso prediligere la forza di portanza dato che nella maggior parte delle configurazioni in cui una pala si trova a lavorare tale forza risulta superiore alla resistenza. A questo si aggiunge il fatto che la resistenza fluidodinamica o, nel caso dell'eolico, aerodinamica, crea grandi sollecitazioni sul supporto del rotore e, quindi, su tutto l'impianto. Le pale che sfruttano la portanza sono caratterizzate da grandi velocità angolare del rotore e coppie minori rispetto ai modelli a resistenza: riescono a produrre maggior potenza, il che è fondamentale per la produzione di energia elettrica, ma allo stesso tempo è uno svantaggio in caso di applicazioni meccaniche, come per esempio di pompaggio dell'acqua o macinazione del grano. La bassa coppia genera una scia a valle del rotore di minor estensione e potenza, con conseguenti miglioramenti di rendimento e minori impatto ambientale per quanto riguarda le turbolenze nella zona circostante. Le moderne turbine eoliche



ad asse orizzontali basate sulla portanza si rifanno al modello introdotto da Marcellus Jacobs la cui macchina prevedeva tre pale, una serie di batterie di accumulazione e un timone direzionale che orientava il rotore al vento. Durante tutto il ventesimo secolo questo tipo di aerogeneratori ha continuato ad evolversi fino a diventare un modello molto avanzato e di dimensioni sempre maggiori. Tutti i modelli ad asse orizzontale indipendentemente dal numero di pale presentano caratteristiche identiche; sono costituite da una torre di sostegno, un rotore (che è l'insieme delle pale, del mozzo, dell'albero e parte del meccanismo di controllo del passo) e da una navicella in cui sono contenuti il generatore, il moltiplicatore di giri (assente nel caso di generatori sincroni), i freni, il sistema di controllo (che deve azionare i freni meccanici in caso di sovraccarico, guasto o per manutenzione).

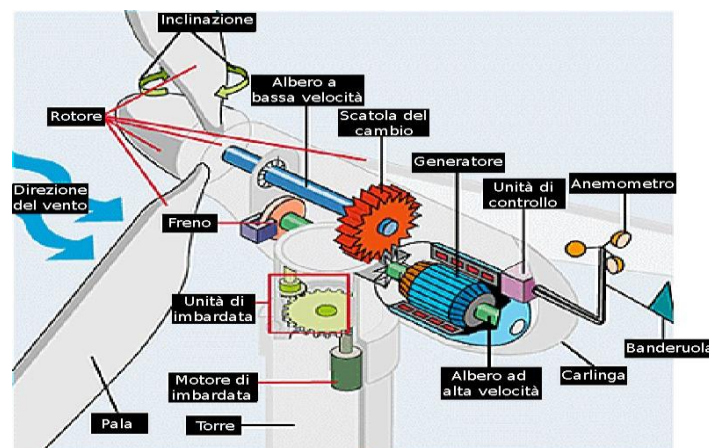


Figura 1.3.4: i componenti che compongono una moderna pala eolica.

Il rotore è collegato all'albero a bassa velocità collegato, tramite un rotismo moltiplicatore di giri, a quello di alta, alla cui estremità c'è l'alternatore che, ruotando, trasforma l'energia cinetica del vento (già convertita in forma meccanica dal rotore) in elettrica.

La turbina eolica che ho studiato in questo progetto di tesi va in direzione opposta rispetto a quelle diffuse oggi: le esigenze di progetto, infatti, richiedevano un rotore economico e facile da produrre con materiali anche di scarto, per cui si è scelto di utilizzare il principio fisico della resistenza fluidodinamica della pala al posto di quello della portanza. In questo modo, non dovendo studiare e ricreare profili alari

complessi che ottimizzino la portanza e l'efficienza, il costo finale del progetto risulta notevolmente inferiore.

#### 1.4 INQUADRAMENTO TEORICO DEL PROBLEMA

Lo scopo del lavoro è l'ottimizzazione di una turbina eolica monopala portatile, in grado di generare potenze di qualche chilowatt. Introduciamo alcuni parametri utili a caratterizzare una turbina e il suo funzionamento.

Per misurare l'efficienza di una qualsiasi turbina definiamo il parametro coefficiente di potenza  $C_p$ :

$$C_p = \frac{\text{Potenza prodotta dalla turbina}}{\text{Potenza disponibile dal vento}} = \frac{P}{P_w}$$

con:

$$P = \omega T \quad e \quad P_w = \frac{1}{2} \rho v^3 D H$$

dove:

- $\omega$  è la velocità angolare della pala in  $\left[\frac{rad}{s}\right]$ ;
- $T$  è la coppia della turbina in  $[N \cdot m]$ ;
- $\rho$  è la densità dell'aria;
- $v$  è la velocità del vento;
- $D$  è il diametro della pala;
- $H$  è l'altezza della turbina.

Il coefficiente di potenza diventa quindi:

$$C_p = \frac{2\omega T}{\rho v^3 D H}$$

Come si può notare questo coefficiente è in funzione della velocità del vento  $v$  e della velocità angolare della turbina  $\omega$ .

Introduciamo quindi il parametro TSR (*Tip Speed Ratio*), che definiamo come il rapporto tra la velocità dell'estremità della pala ( $\omega R$ ) e la velocità del vento  $v$ :

$$TSR = \frac{\omega D}{2v}$$

Definiamo anche il coefficiente di torsione  $C_t$ :

$$C_t = \frac{4T}{\rho v^2 D^2 H}$$

$C_t$ ,  $C_p$  e  $TSR$  sono collegati dalla seguente relazione:

$$C_p = TSR \cdot C_t$$

## 1.5 LIMITE DI BETZ

Pur considerando nulle le perdite, un generatore eolico non può sottrarre tutta l'energia cinetica al vento che scorre attraverso di esso, dato che questo significherebbe fermare il flusso d'aria, provocando un accumulo di massa a monte del rotore, che impedirebbe l'afflusso di altra aria compromettendo quindi il funzionamento del rotore. La potenza che è possibile sottrarre e sfruttare è limitata superiormente dal Limite di Betz, che rappresenta la massima potenza estraibile da una vena fluida, con le perdite fluidodinamiche e meccaniche nulle. Il Limite di Betz è quindi un riferimento puramente teorico, in quanto per raggiungerlo servirebbero rendimento meccanico e fluidodinamico unitario.

Per calcolare il valore del Limite di Betz, si assume che:

- il tubo di flusso del vento non interagisca con il fluido esterno;
- il vento abbia intensità costante al variare della quota;
- le sezioni a monte e a valle del rotore non siano disturbate fluidodinamicamente;
- le condizioni siano stazionarie;
- il rallentamento del flusso di fluido sia uniformemente distribuito sulla superficie della pala;
- il flusso d'aria non sia disturbato a valle del rotore;
- la distribuzione di velocità sia monodimensionale lungo l'asse di movimento del flusso ventoso;
- la densità dell'aria sia costante;
- non vi siano effetti rotatori nella vena ventosa.

Oltre a queste condizioni, viene considerato che la composizione e le caratteristiche dell'aria siano:

- 79% in volume di  $N_2$  ;
- 21% da  $O_2$ ;
- densità  $1.21 \frac{kg}{m^3}$  ;
- temperatura  $15^\circ C$  ;
- pressione 1 atm.

Sotto queste condizioni, si assume che l'andamento del tubo di flusso in prossimità ed in corrispondenza del rotore venga così schematizzato:

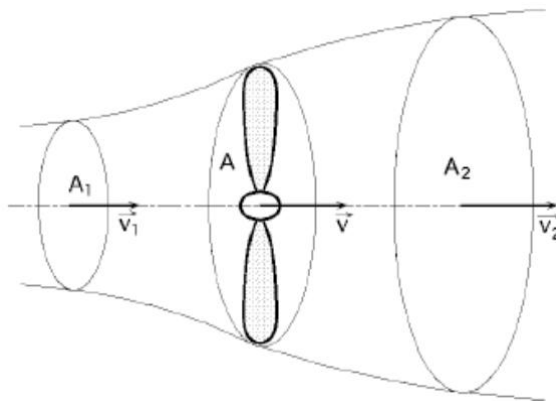


Figura 1.6: Tubo di Betz

Se chiamiamo  $a_-$  e  $a_+$  le sezioni rispettivamente a monte e a valle di quella del rotore ( $S$ ), l'equazione di conservazione della massa si scrive:

$$\dot{m} = \rho A_1 v_1 = \rho S v_{a_-} = \rho S v_{a_+} = \rho A_2 v_2 \rightarrow v_{a_-} = v_{a_+}$$

L'equazione di conservazione della quantità di moto permette di ricavare la forza che il vento esercita al rotore:

$$F = \dot{m}(v_1 - v_2)$$

Se applichiamo il teorema di Bernoulli fra i tratti  $1 \rightarrow a_-$  e  $2 \rightarrow a_+$ , otteniamo:

$$p_{a_-} = p_1 + \frac{1}{2}\rho(v_1^2 - v_{a_-}^2) \quad \text{e} \quad p_{a_+} = p_2 + \frac{1}{2}\rho(v_2^2 - v_{a_+}^2)$$

La forza estratta dal fluido in movimento vale quindi:

$$F = (p_{a_+} - p_{a_-})S = \frac{1}{2}\rho S(v_2^2 - v_1^2)$$

Sapendo che  $v_{a_-} = v_{a_+}$  e che  $p_1 = p_2$ , dato che il flusso è indisturbato, possiamo ottenere la velocità del fluido in attraversamento del rotore, che è:

$$v_a = \frac{v_1 + v_2}{2}$$

Moltiplicando l'espressione della forza estratta dal fluido per  $v_a$ , troviamo quella della potenza:

$$P = \frac{1}{2}\rho S v_a (v_1^2 - v_2^2)$$

$$P = \frac{1}{2}\rho S \left(\frac{v_1 + v_2}{2}\right) (v_1^2 - v_2^2) = \frac{1}{4}\rho S v_1^3 \left(1 - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^2 + \frac{v_2}{v_1} - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^3\right)$$

Differenziamo ora questa espressione rispetto alla variabile  $\frac{v_2}{v_1}$  in modo da ottenerne il valore massimo,  $\frac{1}{3}$ , che andiamo a sostituire nell'espressione appena trovata.

In questo modo troviamo la potenza massima:

$$P_{max} = \frac{1}{2} \rho S v_1^3 \frac{16}{27}$$

che ci permette di trovare:  $C_{p_{max}} = \frac{16}{27} \approx 0.593$ .

Considerando, poi, le perdite fluidodinamiche e meccaniche, possiamo scrivere la potenza:

$$P = \frac{1}{2} \rho S v_1^3 C_{pR}$$

con  $C_{pR}$  coefficiente di potenza nel caso reale, definibile come:

$$C_{pR} = C_p \cdot \eta_R$$

Con  $\eta_R$  rendimento reale del rotore.

La potenza massima ottenibile varia, però, a seconda del tipo di rotore che si utilizza. Rotori ad asse verticale hanno coefficienti di potenza maggiori, risultando quindi più efficienti, anche se solamente per valori di  $TSR$  elevati.

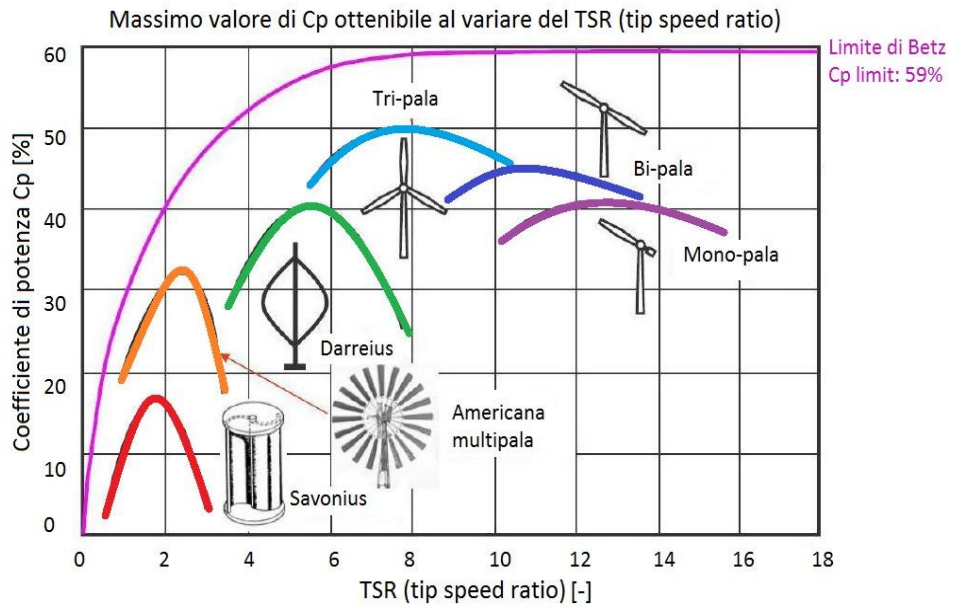


Figura 1.7: Le diverse efficienze dei vari tipi di rotore.

Il rotore monopala, come quello del progetto preso in esame, sono mediamente efficienti e raggiungono il massimo  $C_p$  per valori elevati di  $TSR$ .

## ***CAPITOLO 2***

# ***STUDIO DEL PROGETTO E CREAZIONE DI UN PRIMO MODELLO***

### **2.1 INTRODUZIONE**

Si è iniziato lo studio, come detto in precedenza, dalle specifiche del progetto che ho preso come punto di partenza.

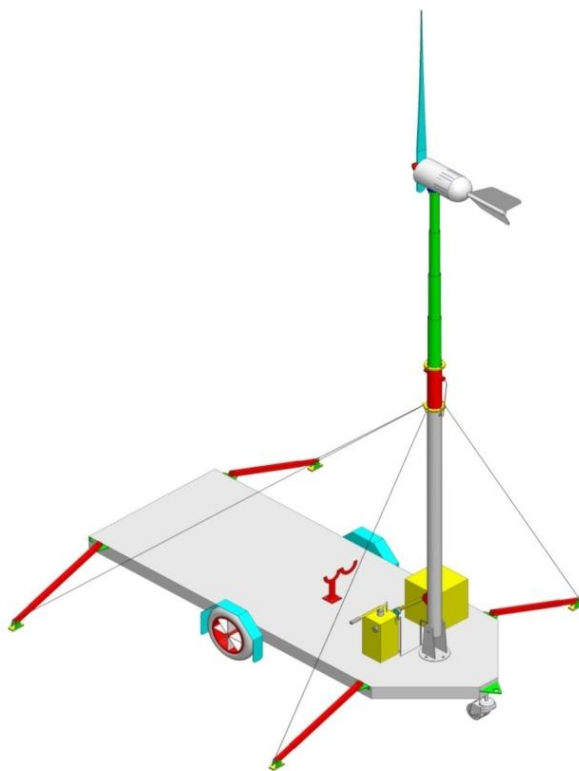


Figura 2.1.1: il modello del progetto originale



### Caratteristiche:

- realizzazione e studio economici;
- rotore necessariamente monopala per motivi di ingombro;
- possibilità di essere riprodotto in pratica anche con pezzi di scarto;
- rotore che si deformasse in campo elastico in risposta all'intensità del vento, in modo da limitare autonomamente la velocità di rotazione in caso di valori troppo alti;
- potenza di circa 1kW;
- raggio del rotore di circa 2 m;
- relativa portabilità d'insieme rotore/basamento.

Per soddisfare tutte le caratteristiche di progetto, si è deciso di partire da un pezzo non lavorato di lamierino di spessore 1mm, materiale di facile reperibilità e costo quasi irrisorio. È stata scartata l'idea di studiare profili alari complessi della pala per la difficoltà e dispendiosità di realizzazione.

L'idea è stata fin da subito quello di piegare il lamierino in modo da formare una superficie di resistenza al vento, inclinata di un angolo  $\alpha$ , che producesse una forza con componente diretta tangenzialmente al rotore diversa da 0 (Figura 2.1.1). Il vento che impatta sul rotore, infatti, incontra una resistenza nel suo flusso e applica alla pala una forza normale alla superficie impattata:

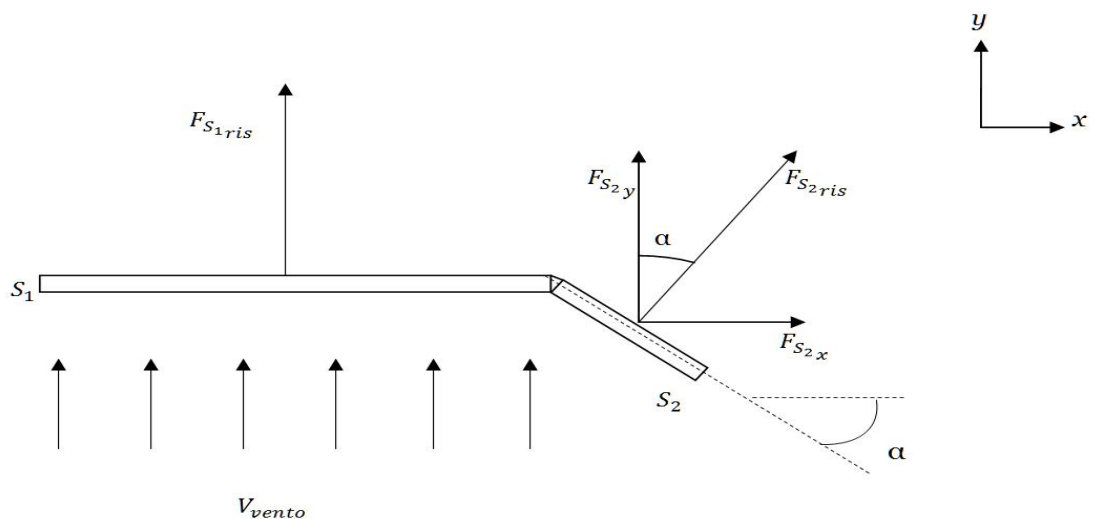


Figura 2.1.2: profilo della pala, vista in sezione.

$S_2$  è la superficie piegata del lamierino.

Facendo riferimento alla Figura 2.1.1, sulle due facce della pala ( $S_1$  quella normale alla direzione del vento e  $S_2$  quella inclinata dell'angolo  $\alpha$ ) la pressione del vento applica forze di diversa direzione: la prima,  $F_{S_1_{ris}}$ , possiede un'unica componente sull'asse  $y$ , mentre la seconda, essendo inclinata dell'angolo  $\alpha$ , ne ha una  $F_{S_2_y}$  sull'asse  $y$  e una  $F_{S_2_x}$  su quello  $x$ , la cui risultante è:

$$F_{S_2_{ris}} = \frac{F_{S_2_y}}{\cos\alpha} = \frac{F_{S_2_x}}{\sin\alpha}$$

Soltanto le componenti sull'asse  $x$  delle forze compiono un lavoro utile sul rotore, perchè essendo tangenziali al raggio di rotazione creano un momento che fa ruotare la pala.

Se immaginiamo la turbina composto da più componenti puntiformi, il momento totale è la somma dei singoli momenti, ognuno dovuto alla forza sul singolo componente e al relativo braccio:

$$\bar{M} = \sum_i \bar{r}_i \times \bar{F}_i$$

Se chiamiamo  $F_{x_{ris}}$  la risultante di tutte le forze tangenziali al raggio della pala e  $R_{ris}$  il suo raggio di applicazione, avremo un momento risultante sulla pala pari a :

$$C_M = F_{x_{ris}} \cdot R_{ris} ,$$

che chiameremo coppia motrice sulla pala. Per un oggetto in rotazione vale la seguente relazione, che mette in relazione la potenza  $P$  alla coppia risultante su un oggetto in rotazione, in questo caso la turbina:

$$P = C_M \cdot \omega$$

con  $\omega$  velocità angolare a cui ruota il rotore.

La precedente espressione si può formulare anche in funzione al numero di giri al minuto  $n$ :

$$P = \frac{C_M \cdot 2\pi \cdot n}{60}$$

Il vento, per iniziare a far ruotare il rotore, deve applicare ad esso una coppia motrice che superi quella resistente,  $C_R$ , cioè la somma dei momenti che si oppongono alla rotazione del rotore, prodotti dalle perdite meccaniche per attriti, da eventuali cambi o rotismi e dalla rotazione dell'alternatore.

## **2.2 SCOPO DEL PROGETTO: DEFORMAZIONE DELLA PALA**

Un punto fondamentale del progetto da cui sono partito per il mio studio è la scelta di una turbina monopala. Queste turbine, nonostante siano le più economiche e meno ingombranti nel trasporto, sono caratterizzate da difetti che ne hanno impedito, o quantomeno limitato, la diffusione nell'ambito dello sfruttamento energetico. Il difetto più evidente e invalidante deriva direttamente dalla loro geometria: anche se equilibrate da contrappesi, non essendo simmetriche durante il loro moto producono forti momenti flettenti rotanti dovute allo squilibrio di carico tra pala e contrappeso. Considerando poi che le turbine monopala per loro natura ruotano a velocità molto alte rispetto agli altri tipi, si intuisce che sono in grado di creare sollecitazioni variabili nel tempo molto forti sulla struttura di sostegno del rotore. Da qui nasce l'esigenza di limitare la velocità di rotazione, se si è intenzionati a utilizzare questa tipologia di turbina. Un'altro motivo che ha portato allo studio di una turbina che limitasse la propria velocità è stato il forte rumore che caratterizzano le turbine ad alta velocità, tra cui soprattutto quella monopala. Essendo lo scopo di questo progetto una turbina per un possibile commercio di tipo privato, la velocità di rotazione molto alta, e quindi di conseguenza il forte rumore, è un difetto da dover necessariamente limitare.

Lo scopo di questo progetto di tesi è stato proprio quello di cercare di limitare la velocità di un rotore monopala, tramite deformazioni in campo elastico della forma della pala, le quali fanno in modo che l'effetto utile del vento sulla turbina cali sensibilmente all'aumentare eccessivo della velocità del vento.

Definiamo ora, con l'aiuto della Figura 2.2.1,  $S_2$  e  $S_1$ , che rappresentano, rispettivamente, la superficie piegata e quella normale al vento del lamierino. La spinta del vento, e in particolare la pressione applicata alla superficie  $S_2$ , fanno sì che quest'ultima subisca una deformazione in termini di angolo di inclinazione.

Supponendo che questa deformazione sia uniforme con la distanza su  $x$  dalla linea di piegatura, l'angolo  $\alpha$  tende a ridursi: più la pressione sulla superficie sale e più questa deformazione diventa apprezzabile. Ad un certo valore di vento, poi, la pressione applicata sulla faccia della pala sarà così alta da annullare completamente l'inclinazione tra le due superfici:

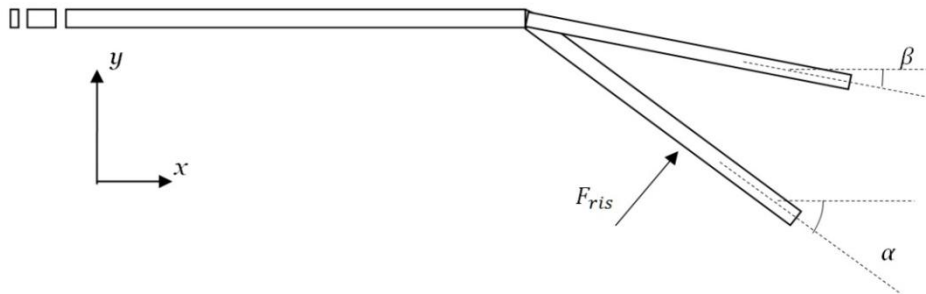


Figura 2.2.1:  $\alpha$  è l'angolo della pala non deformata, mentre  $\beta$  del corpo deformato.

Facendo riferimento alla Figura 2.2.1, l'effetto utile alla rotazione della pala sarà la componente sull'asse  $x$  della forza  $F_{ris}$  : chiamando questa componente  $F_{x_{ris}}$  , abbiamo che, nel caso non deformato, varrà:

$$F_{x_{ris}} = F_{ris} \cdot \text{sen } \alpha$$

mentre col rotore deformato:

$$F_{x_{ris}}' = F_{ris} \cdot \text{sen } \beta$$

Dato che  $\alpha > \beta$  , risulta anche:

$$F_{x_{ris}} > F_{x_{ris}}'$$

da cui si capisce che se, deformatosi, l'angolo di piegatura diminuisce, cala di conseguenza anche la spinta utile sul rotore.

Nella realtà la superficie non si modifica uniformemente e l'angolo  $\alpha$  non è uniforme con la distanza dalla linea di piegatura. Supponiamo, però, di suddividere la superficie

in  $n$  parti e la forza risultante su  $S_2$  la somma di tutte le forze applicate su ognuna di questi  $n$  elementi di superficie. Ognuna di queste  $n$  forze è diretta normale alla superficie di riferimento, che avrà un'inclinazione diversa a seconda della distanza dalla linea di piegatura. Chiamando  $F_i$  la  $i$ -esima forza applicata alla superficie  $i$ -esima, inclinata dell'angolo  $\alpha_i$ , la risultante di queste forze sarà quindi, sui due assi di riferimento:

$$F_{y_{ris}} = \sum_{i=1}^n F_i \cdot \cos \alpha_i$$

$$F_{x_{ris}} = \sum_{i=1}^n F_i \cdot \sin \alpha_i$$

da cui:

$$F_{ris} = \sqrt{(F_{y_{ris}})^2 + (F_{x_{ris}})^2}$$

Flow Simulation ci dà la possibilità di trovare la risultante  $F_{ris}$  sulla superficie  $S_2$ , la sua inclinazione  $\alpha_{ris}$  e quindi le due componenti  $F_{x_{ris}}$  e  $F_{y_{ris}}$ .

La deformazione della superficie  $S_2$  deve diminuire al calare dell'intensità del vento, in modo che la pala possa di nuovo incrementare la propria velocità e riiniziare a produrre energia: perché questo accada è necessario che la deformazione della pala rimanga in campo elastico, e cioè che sia reversibile. In fisica l'elasticità è la proprietà di un materiale di deformarsi sotto l'azione di uno stato di sollecitazione imposto (per esempio, a causa di forze esterne applicate) e poi di riacquistare la sua forma originale al venir meno della causa sollecitante. Definiamo il limite elastico quello stato tensionale oltre al quale le deformazioni diventano irreversibili. La tensione corrispondente al limite elastico viene chiamata tensione di snervamento o punto di snervamento di un materiale duttile ed è definita in scienza dei materiali come il valore della tensione in corrispondenza della quale il materiale inizia a deformarsi plasticamente, passando da un comportamento elastico reversibile ad un comportamento plastico caratterizzato dallo sviluppo di deformazioni irreversibili, le quali non rientrano al venir meno della causa scatenante.

### 2.3 SCELTA DEL MATERIALE

L'alto valore della deformazione che la pala deve sopportare hanno orientato la scelta del materiale verso un metallo con limite di snervamento molto elevato. In questo modo la superficie  $S_2$  può variare di molto la propria inclinazione senza raggiungere la tensione di snervamento, condizione oltre la quale la pala perderebbe la possibilità di tornare allo stato originale, rendendosi inservibile per utilizzi futuri.

La scelta si è fin da subito diretta verso l'AISI 4340, un acciaio duro al cromo-nichel-molibdeno, il quale ha caratteristiche di ottima duttilità, durezza ed elevata resistenza alle sollecitazioni. È un acciaio largamente impiegato per costruzioni di alta durezza, ma anche per componenti di aerei commerciali e militari e mezzi di supporto, impianti automobilistici, utensili oleodinamici ed altre applicazioni nell'ambito dell'utensileria. Uno dei principali fattori che ha determinato la scelta di questo acciaio è il limite di snervamento molto alto: dato che lo scopo di questo progetto è una pala soggetta a deformazioni abbastanza elevate, il limite di snervamento dell'AISI 4340 è abbastanza alto da permettere di lavorare a CS ottimali. Un'altra caratteristica che ha condizionato la scelta di questo acciaio è stata la relativa economicità.

La scheda tecnica dell'AISI 4340 è la seguente:

Proprietà	Valore	Unità
Modulo elastico	2.05e+011	N/m <sup>2</sup>
Rapporto di Poisson	0.32	N/A
Modulo di taglio	8e+010	N/m <sup>2</sup>
Densità	7850	kg/m <sup>3</sup>
Resistenza alla trazione	1110000000	N/m <sup>2</sup>
Resistenza a compressione in X		N/m <sup>2</sup>
Snervamento	710000000	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente di espansione termica	1.23e-005	/K
Conducibilità termica	44.5	W/(m·K)
Calore specifico	475	J/(kg·K)

Figura 2.3.1

## 2.4 INIZIO DELLO STUDIO

Lo studio è cominciato creando un prototipo grezzo su Solidworks, che è stato mano a mano ottimizzato analizzando dati ottenuti sia da simulazioni di fluidodinamica (*cfd*) sia da analisi agli elementi finiti (*fem*). Tutte le simulazioni sono state eseguite con Solidworks, tramite gli strumenti di calcolo offerti da Flow Simulation e Simulation. Il lavoro è consistito nel raccogliere i dati dalle analisi eseguite su questi programmi e nell'analizzarli, per capire come variare e ottimizzare i vari parametri che regolano la raccolta di energia della turbina eolica.

Innanzitutto si è costruito un modello iniziale grezzo con cui iniziare le simulazioni:

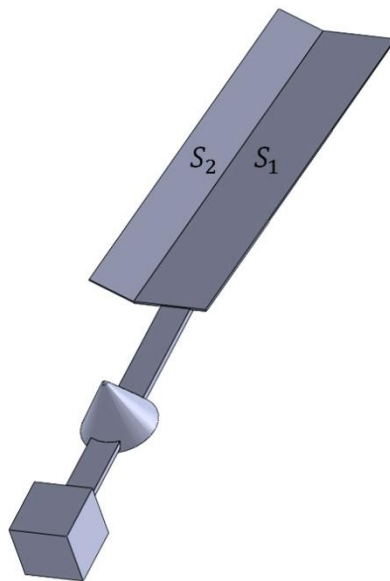


Figura 2.4.1: il modello iniziale.

Nella prima pala disegnata (Figura 2.4.1) la lamiera è stata piegata di un angolo di circa 20 gradi. È stato creato un contrappeso che bilanciassse il peso della pala, in modo che non vi fossero squilibri di forze create dalle masse rotanti.

La pala è stata costruita tagliando nella lamiera una superficie a forma di parallelogramma(Figura 2.4.2):

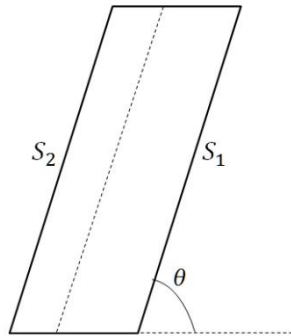


Figura 2.4.2: il taglio originale della pala, con un angolo  $\theta$ ,  
in questo schizzo volutamente accentuato, di  $4^\circ$ .

Con  $\theta$  diverso da 0 è stata notata, in sede di analisi con Flow Simulation, una maggiore capacità di catturare il vento e, quindi, una maggiore spinta tangenziale sulla pala. Dopo varie prove si è scelto il valore di  $4^\circ$ . Per prima cosa, su questo modello è stata analizzata la variazione dell'intensità delle forze agenti sulla superficie in funzione all'angolo di piegatura. Sono state eseguite una serie di analisi con Solidworks Flow Simulation cambiando mano a mano l'angolo di piegatura, da  $0^\circ$  fino a  $90^\circ$ , e analizzando le forze prodotte sulla superficie in risposta ad un vento costante di  $15 \frac{m}{s}$ .

## 2.5 SIMULAZIONI PER OTTIMIZZARE L'ANGOLO DI PIEGATURA

Con Solidworks Flow Simulation, un flusso ventoso è stato indirizzato verso la pala, in modo da registrare sulla superficie la pressione, la forza risultante sulla superficie e le sue componenti sui due assi di riferimento.

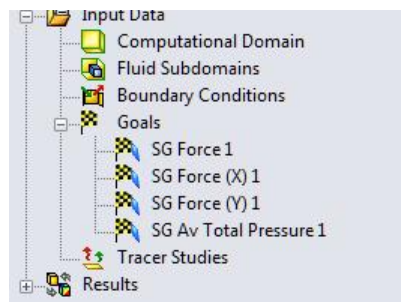


Figura 2.5.1: La finestra dei "goals", gli obiettivi da calcolare.



Con l'opportuno dominio di calcolo selezionato(Computational Domain in Figura 2.5.1), abbastanza esteso per produrre risultati attendibili, si è andati a studiare le componenti della forza totale impressa sulla superficie per i valori dell'angolo  $\alpha$  di piegatura.

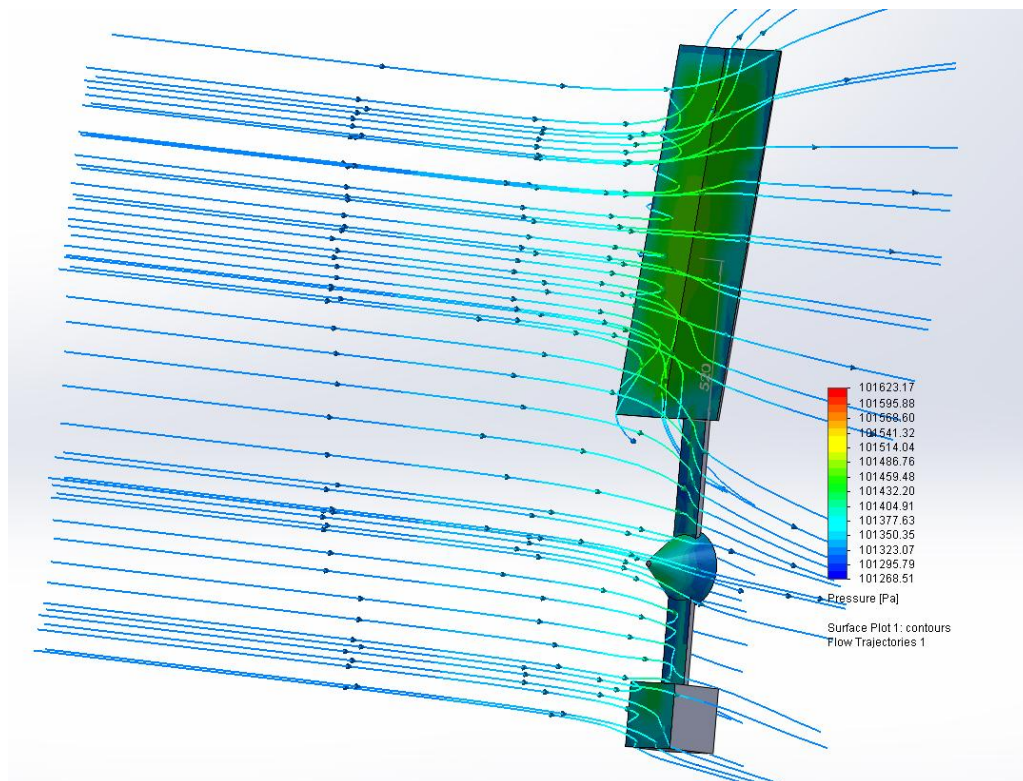


Figura 2.5.2: elaborazione grafica dei risultati di un'analisi. Sulle superfici sono indicati i valori di pressione.

### **Assieme2.SLDASM [Default (2)]**

Goal Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value	Progress [%]	Convergence
SG Force 1	[N]	23,3238573	23,67706485	23,12149459	24,33868751	100	Yes
SG Force (X) 1	[N]	-11,81008568	-12,00315915	-12,32624822	-11,73964978	100	Yes
SG Force (Y) 1	[N]	1,478667241	1,5002081	1,468011856	1,538739855	100	Yes
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	101449,9259	101452,2735	101449,2174	101456,4071	100	Yes

Iterations: 41  
Analysis interval: 21

Figura 2.5.3

La Figura 2.5.3 mostra la modalità di visualizzazione dei valori ottenuti da un'analisi fluidodinamica con Flow Simulation. La pressione totale mostrata in tabella comprende anche la pressione atmosferica: per trovare la pressione relativa dobbiamo quindi sottrarre 101325 Pa al valore ottenuto. Unendo i risultati ottenuti nelle molteplici prove con  $\alpha$  variabile, otteniamo i grafici delle componenti; in particolare, è interessante per lo studio quello relativo alla componente lungo  $x$  della forza:

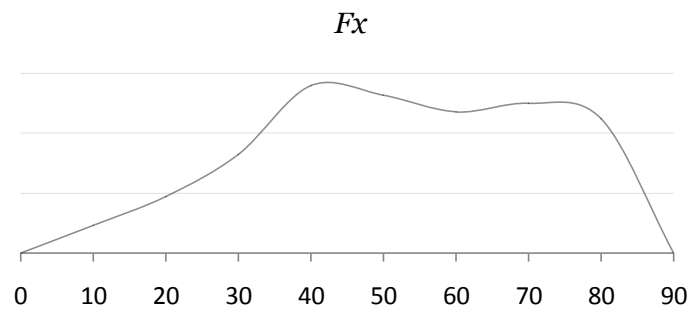


Figura 2.5.2

Per un qualsiasi valore del vento mantenuto costante al variare di  $\alpha$ , l'angolo in cui l'effetto utile del vento,  $F_x$ , è massimo, è circa  $45^\circ$ , un valore inutilizzabile per il nostro progetto in quanto la deformazione della superficie  $S_2$  che noi cerchiamo si avrebbe con valori enormi della velocità del vento: infatti, soltanto un vento estremo sarebbe in grado di far diminuire l'angolo  $\alpha$  di piegatura fino a portarlo a valori intorno allo 0, in modo da abbassare la spinta e rallentare la velocità di rotazione. Un'altro motivo per cui questo valore di  $\alpha$  non è utilizzabile è che in una ipotetica condizione di vento estremo capace di far compiere questa deformazione alla superficie  $S_2$ , si supererebbe ampiamente il limite di snervamento, il che deformerebbe irrimediabilmente la pala e la porterebbe a inevitabile rottura. Per lavorare in condizioni di sicurezza, lontani dal limite di snervamento, si è deciso di tenere un Coefficiente di Sicurezza minimo superiore ad 8, il quale è definito come:

$$CS = \frac{\text{tensione di snervamento}}{\text{tensione agente sul corpo}}$$

Il  $CS$  ci indica quindi quanto siamo lontani, dal punto di vista tensionale, dal punto in cui si entra nel campo delle deformazioni irreversibili.

Per lo studio, serve una deformazione quasi completa della pala, che quindi riduca quasi completamente la spinta utile del vento, restando in condizioni di sicurezza ( $CS = 8$ ), e lo faccia per valori del vento normali e non estremi. Per scegliere l'angolo ottimale di piegatura della lamiera si è, quindi, valutata la velocità del vento per cui, per ogni valore dell'angolo  $\alpha$ , la pala raggiunge  $CS=8$ : questo valore ci rappresenta la velocità del vento massima per cui la pala resta in sicurezza. Si sono analizzati con Flow Simulation diversi prototipi, ognuno con angoli di piegatura della lamiera crescente, per tutti i valori di velocità del vento fino a  $90 \frac{m}{s}$ , in modo da ricevere in uscita il valore la pressione esercitata da esso sulla faccia piegata della pala. Il valore di pressione, rispettivo ad ogni intensità di vento, è poi stato studiato su Simulation, che, tramite un'analisi agli elementi finiti, calcolava il livello di sollecitazione, di deformazione e il  $CS$  sulla lamiera piegata. Il grafico ottenuto dall'elaborazione dei dati (Figura 2.5.3) mostra la relazione che persiste tra l'angolo di piegatura  $\alpha$  e la velocità del vento per cui il  $CS$  arriva a 8, il nostro limite prestabilito.

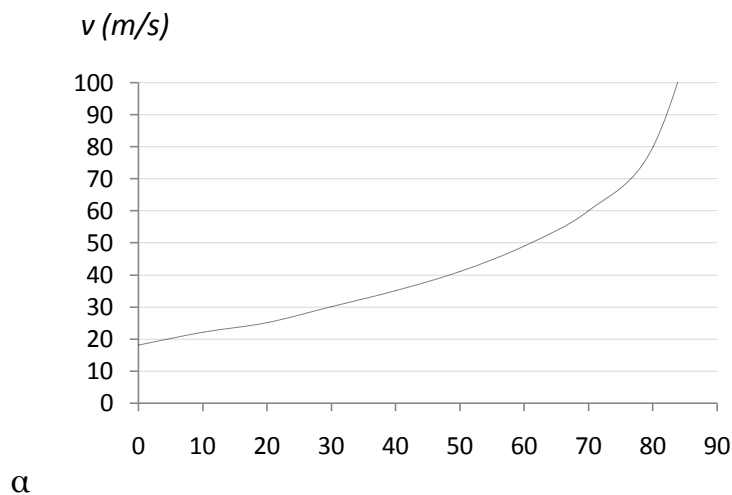


Figura 2.5.3

Il passo successivo è stato quindi valutare un angolo che permettesse di lavorare abbastanza lontani dal punto di snervamento.

Considerando attentamente anche il grafico della frequenza delle diverse velocità del vento in natura:

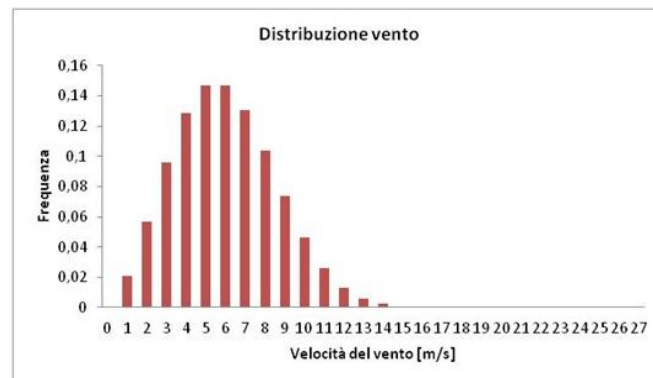


Figura 2.5.4

è stato scelto il valore di  $7^\circ$  per l'angolo  $\alpha$ . Questo valore, infatti, ci permette di avere un  $CS > 8$  per ogni velocità del vento minore di  $21 \frac{m}{s}$ , che è un vento raro e di intensità molto forte. La pala in esame, con  $\alpha = 7^\circ$ , permette di produrre energia con un range molto ampio di intensità di vento e, allo stesso tempo, ci garantisce un buon grado di deformazione per quelle più frequenti. Scegliendo un valore più alto, la deformazione della pala sarebbe poco apprezzabile per le velocità più comuni, anche se si ottimizzerebbe la produzione di energia.

## 2.6 DEFORMAZIONI DIVERSE DA QUELLE RICERCATE

Il vento che viene intercettato dal rotore non deforma solamente la parte piegata di quest'ultimo, ma crea deformazioni significative su tutto il corpo della pala. Se consideriamo la pala come una trave vincolata nel suo centro di rotazione con un incastro, e il carico del vento  $q_v$  uniformemente distribuito sulla superficie, il momento applicato su di essa è:

$$M_{ris} = \frac{q_v \cdot S \cdot R}{2}$$

Questo momento flettente tende a inclinare la superficie rivolta al vento del rotore, creando una situazione in cui il flusso non impatta il rotore perpendicolarmente ma con un angolo  $(90^\circ + \beta)$  (Figura 2.5.6): in questo caso, il vento cede meno energia al rotore e il rendimento della pala si discosta ulteriormente da quello ideale. In

aggiunta, questa deformazione incrementa ulteriormente la tensione all'interno della superficie piegata, abbassando quindi il CS di lavoro della pala a pari condizioni di vento.

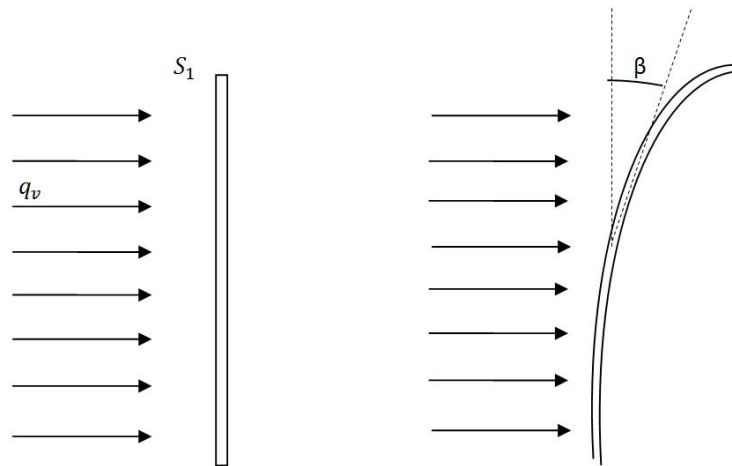


Figura 2.6.1: la deformazione della pala, la quale si inclina di un angolo  $\beta$ .

Per evitare che questa situazione si verifichi si è deciso di rinforzare la pala; il modello di rinforzo utilizzato è lo stesso che viene impiegato in alcuni ambiti aeronautici, in particolare per le pale di alcuni elicotteri: alcuni rinforzi in lamiera sovrapposti che corrono lungo la lunghezza della pala, aumentandone lo spessore man mano che ci si avvicina all'asse di rotazione.

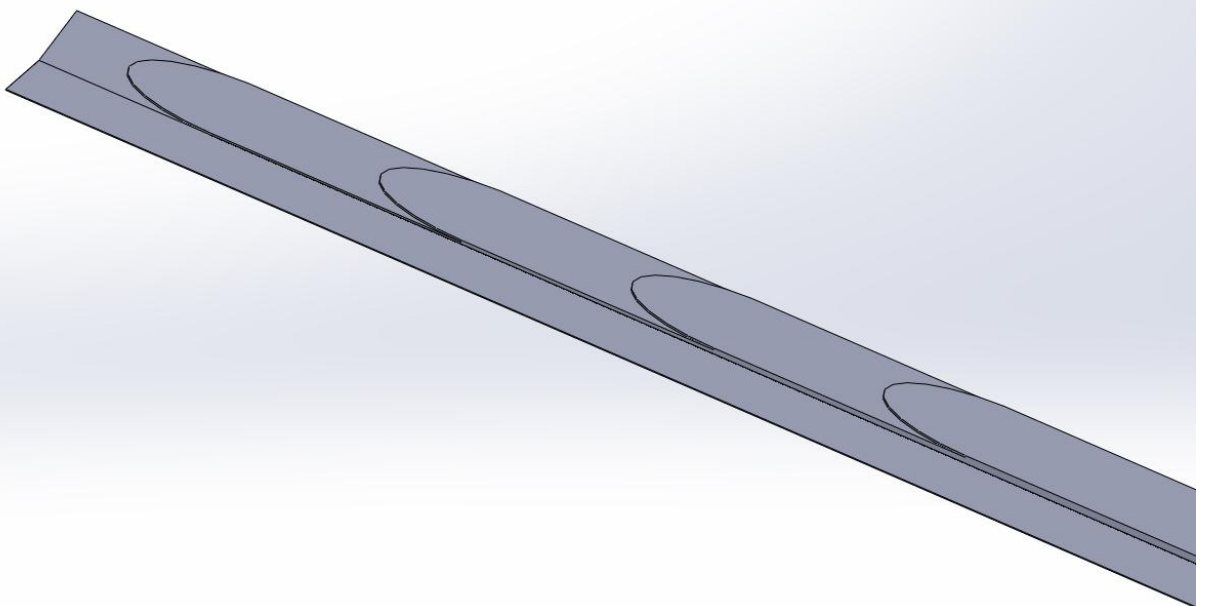


Figura 2.6.2: i 4 rinforzi applicati alla faccia frontale della pala.

I lamierini hanno lo spessore di 2mm, e ne sono stati applicati 4 sul parte frontale della pala e altrettanti sul retro: la pala raggiunge, quindi, nel punto più spesso, lo spessore di 17mm (4 rinforzi di 2mm ciascuno più la pala vera e propria da 1mm). Con questa soluzione la pala acquista rigidità senza appesantirsi eccessivamente. La differenza di deformazione tra la pala semplice e quella rinforzata è notevole:

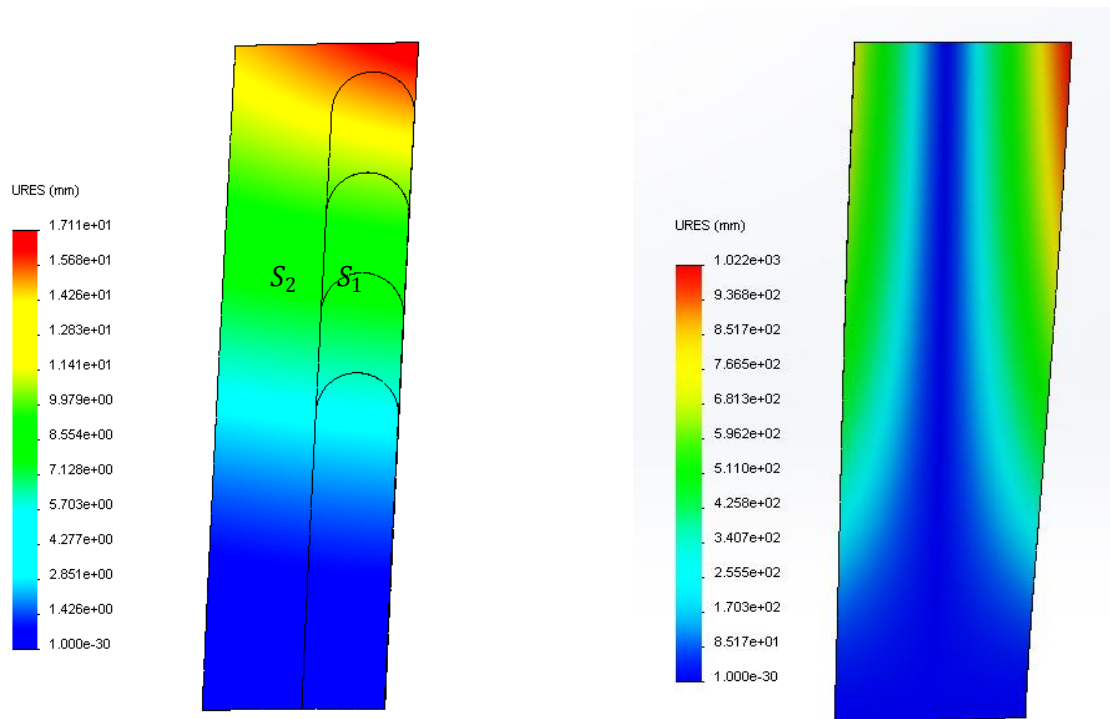


Figura 2.6.3: Vista frontale delle due pale, rinforzata e non rispettivamente, a cui viene applicata una forza di 1000Pa. Il carico non è stato applicato volutamente alla superficie  $S_2$ .

Sulle superfici è raffigurato lo spostamento in mm dovuto alla deformazione. Si nota come la pala si deforma notevolmente nel caso senza rinforzi, con spostamenti fino a  $1,022 \cdot 10^3$  mm; al contrario quando sono aggiunti i rinforzi lo spostamento è quasi impercettibile, raggiungendo nel punto massimo (estremità in alto a destra) valori di pochi millimetri, precisamente 1,711. Nelle successive simulazioni, dato che anche con carichi elevati gli spostamenti della superficie  $S_1$  sono trascurabili, si è considerata completamente rigida la superficie a cui sono stati applicati i rinforzi.

Lo spostamento e la sollecitazione presenti nell'angolo in alto a destra, al di sopra dei rinforzi, sono stati ridotti tagliando circolarmente l'estremità come mostrato in Figura 2.6.4.

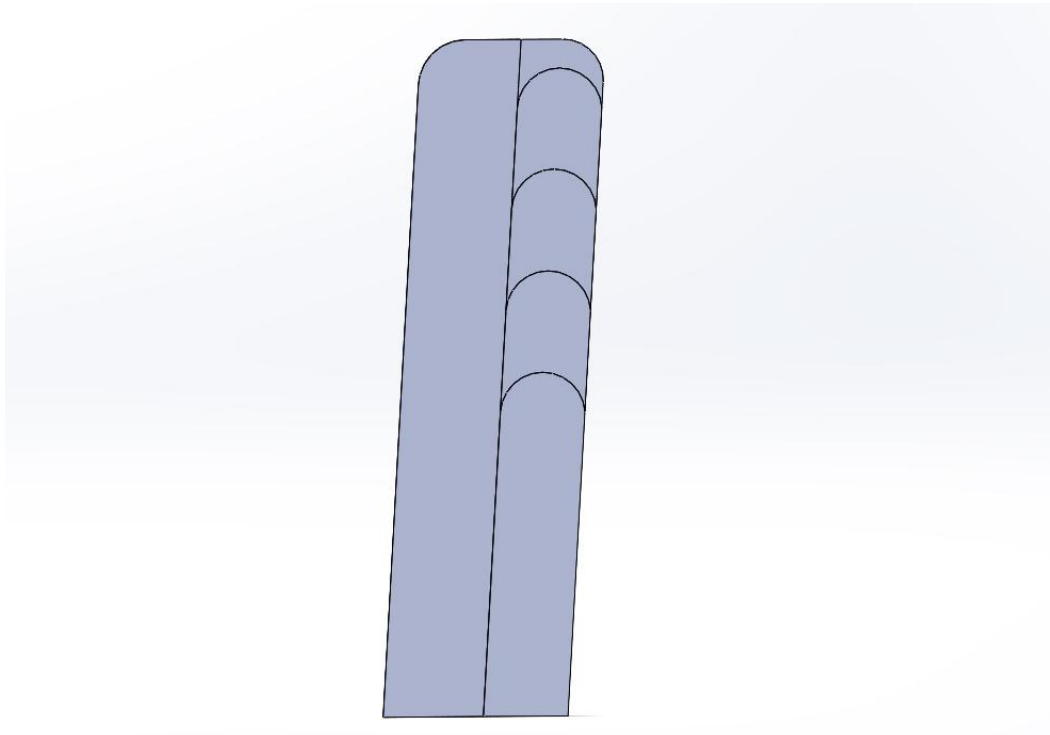


Figura 2.6.4: gli angoli che sono stati smussati erano i punti più deformati in presenza di un carico ventoso.

Per diminuire i momenti flettenti causati dal carico del vento sulla superficie, si è deciso di applicare dei fori passanti alle parti esposte al vento dei rinforzi, in modo da rendere possibile il passaggio dell'aria e limitare la pressione sulla superficie. La foratura dei rinforzi ha permesso di ridurre la pressione superficiale di circa il 10%, diminuendo conseguente sia il momento flettente statico sulla lunghezza della pala, sia quello rotante sui sostegni del rotore.

Dall'analisi delle pressioni superficiali applicate dal vento si nota che l'angolo in basso a sinistra e, più in generale tutta la parte bassa della superficie piegata, sono poco sollecitate: se ne deduce che catturano poca spinta utile. Per questo motivo la superficie piegata è stata ridotta di quasi  $\frac{1}{3}$ : questo ha permesso di alleggerire la pala diminuendo in modo non significativo il valore della spinta sottratta al vento e assorbita dalla pala. Nella Figura 2.6.7 si notano i fori e la riduzione della superficie piegata:

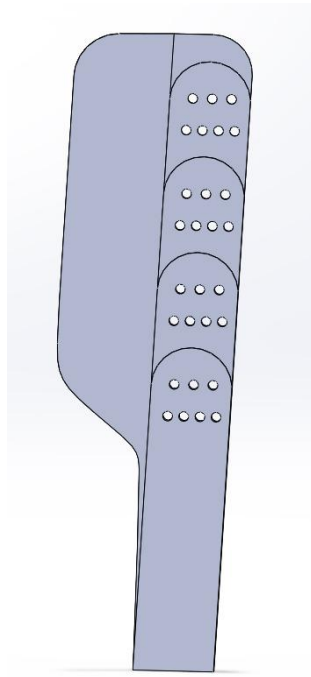


Figura 2.6.5: la pala tagliata e forata

## 2.7 MODELLO DEFINITIVO

Per completare il modello si è modificato il contrappeso in modo da renderlo più aerodinamico, così da ridurre la resistenza fluidodinamica e, conseguentemente, i momenti flettenti sul suo sostegno. Si è anche scelto di eliminare il sostegno centrale del peso e contrappeso, lasciando per questo studio soltanto l'innesto per l'albero di trasmissione.

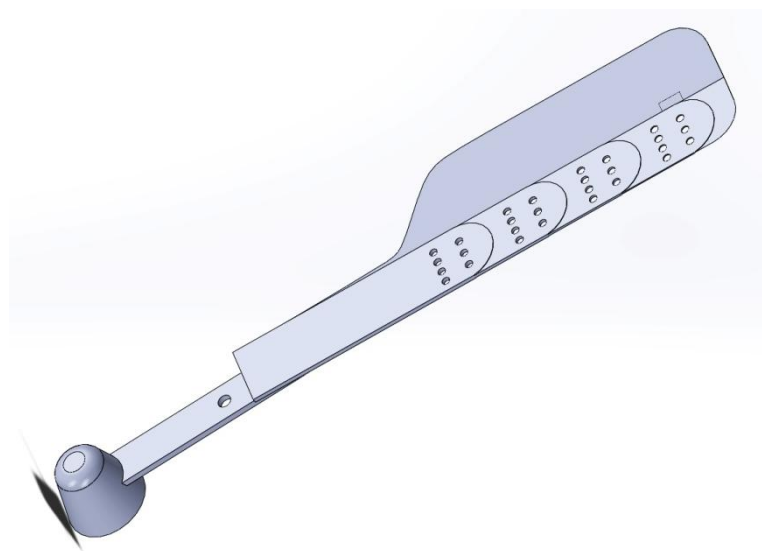


Figura 2.7.1: la pala completa, pronta per essere analizzata sotto il punto di vista del rendimento



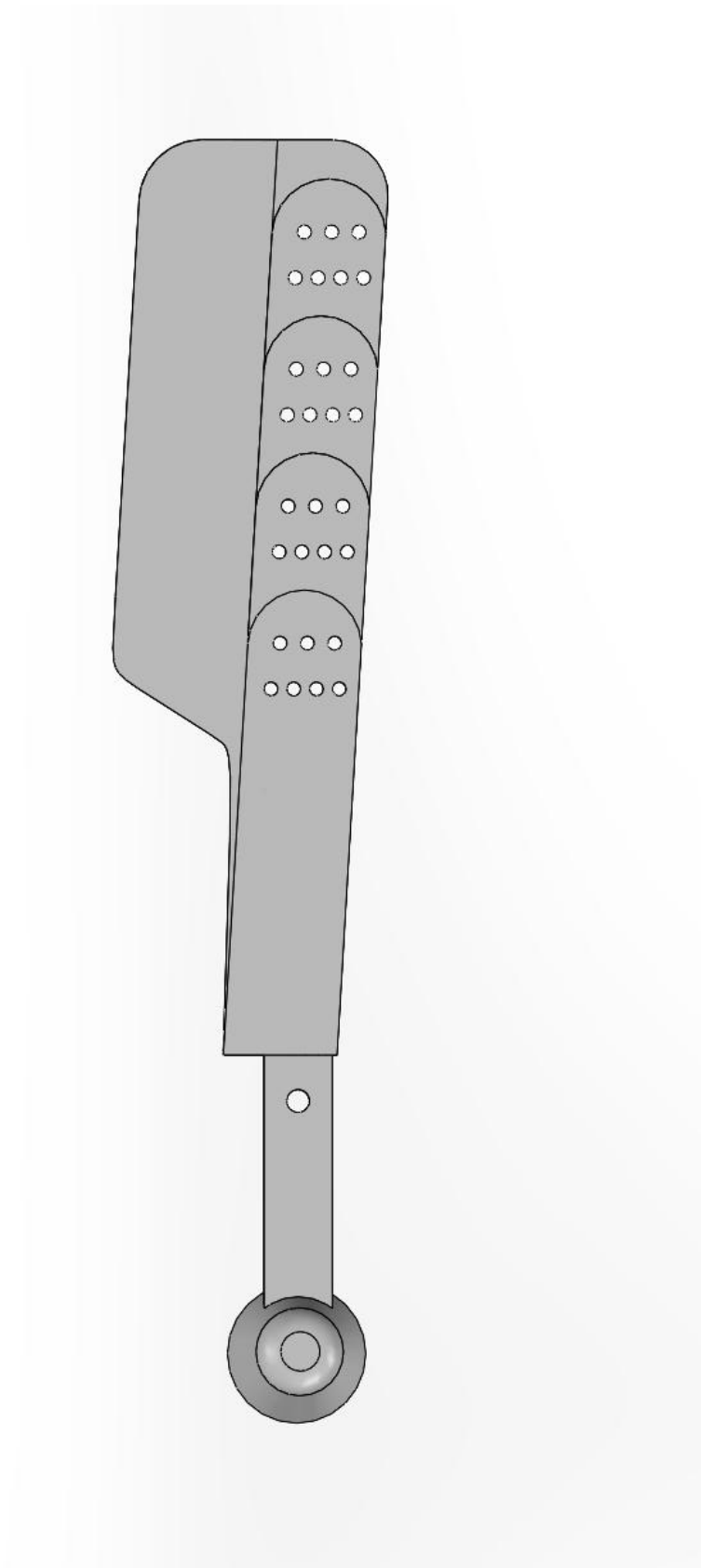


Figura 2.7.2: vista frontale finale della pala.

## ***CAPITOLO 3***

# ***ANALISI FLUIDODINAMICA E DELLE TENSIONI DEL MODELLO CREATO***

### **3.1 VELOCITÀ DI ROTAZIONE IN FUNZIONE DEL VENTO -CASO INDEFORMABILE**

Per studiare il modello creato in funzione dal punto di vista di guadagno energetico, il primo passo è stabilire la funzione che lega la velocità angolare di rotazione all'intensità del vento. Per fare questo si è analizzato il modello in Flow Simulation utilizzandolo come propulsore: si è fatto cioè ruotare a velocità angolari note, come se fosse collegato ad un motore, ad intensità di vento nulla, ed è stata registrata la forza di spinta normale al rotore (*thrust*) prodotta e applicata al fluido.

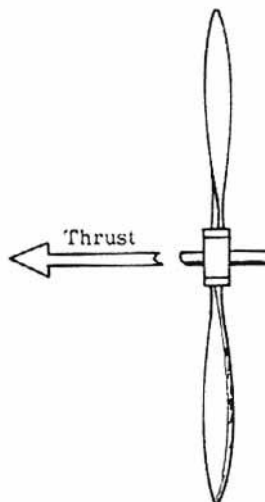


Figura 3.1.1: la spinta prodotta da un propulsore e ceduta al fluido.

Se, per esempio, ruotando alla velocità angolare  $\omega_1$  esso produce una spinta pari a  $F_1$ , invertendo il processo e ritrasformandolo in turbina, quindi con la rotazione indotta dal fluido, andremo a cercare l'intensità ventosa che produce lo stesso valore  $F_1$  di spinta normale al rotore: a quella particolare velocità di vento il rotore ruoterà alla velocità angolare  $\omega_1$ .

Flow Simulation permette di calcolare la spinta impressa al fluido da un propulsore a elica: in particolare, il programma non impone una rotazione alla pala, bensì a tutto il volume di fluido in cui è immersa, facendolo impattare quindi contro la pala alla velocità impostata dall'utente. Da questa analisi si riescono a calcolare le forze agenti sulla superficie, e quindi, anche la spinta normale parallela all'asse di rotazione.



Figura 3.1.2: in grigio più scuro, il volume che viene fatto ruotare a vortice attorno alla pala.

Utilizzando questo metodo e raccogliendo i risultati di spinta (che chiameremo  $F_y$ ) per ogni valore di velocità angolare di rotazione inserito (intervalli ogni  $5 \frac{rad}{s}$ ), si costruisce la seguente curva:

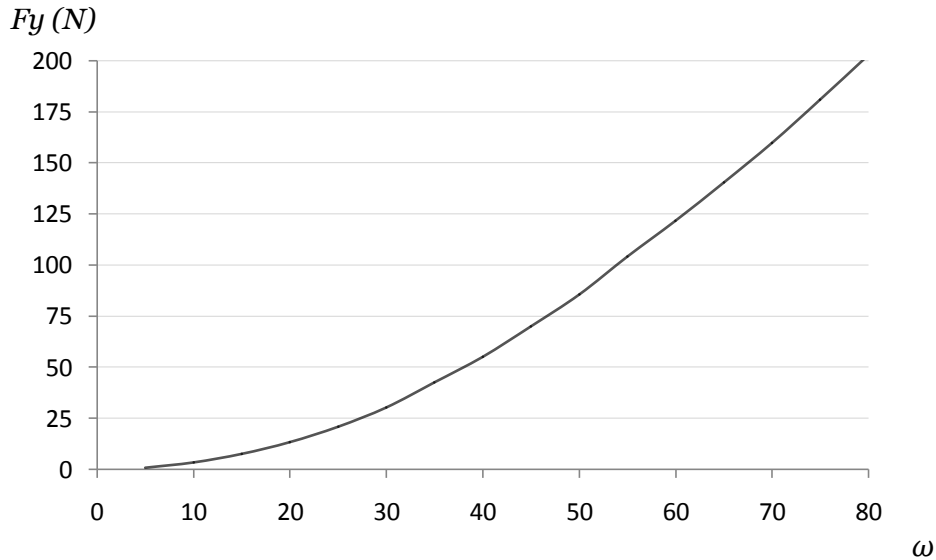


Figura 3.1.3: la curva  $F_y = F_y(\omega)$ . Sulle ascisse troviamo la velocità angolare  $\omega$  del propulsore.

Per mettere in relazione la velocità angolare di rotazione alla spinta del vento dobbiamo trovare anche la funzione che lega la velocità del vento alla spinta prodotta sulla superficie della pala, nel caso di funzionamento da turbina. Cerchiamo  $F_y = F_y(v_{vento})$ , e lo facciamo con delle simulazioni in Flow Simulation in cui i venti delle varie intensità viene fatto fluire attraverso il rotore. I risultati della spinta sono poi inseriti nel grafico di Figura 3.1.4:

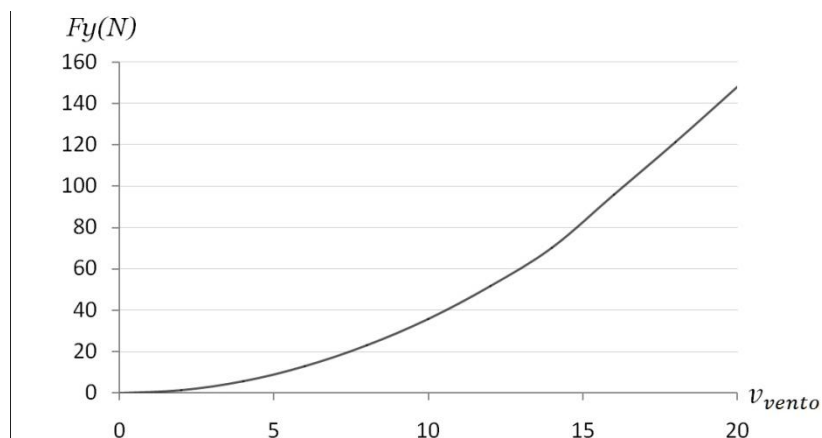


Figura 3.1.4:  $F_y = F_y(v_{vento})$ . Sulle ascisse troviamo le velocità del vento.

Tramite le medesime simulazioni, siamo in grado di disegnare anche il grafico della coppia motrice fornita alla pala dal vento in funzione dell'intensità di quest'ultimo:

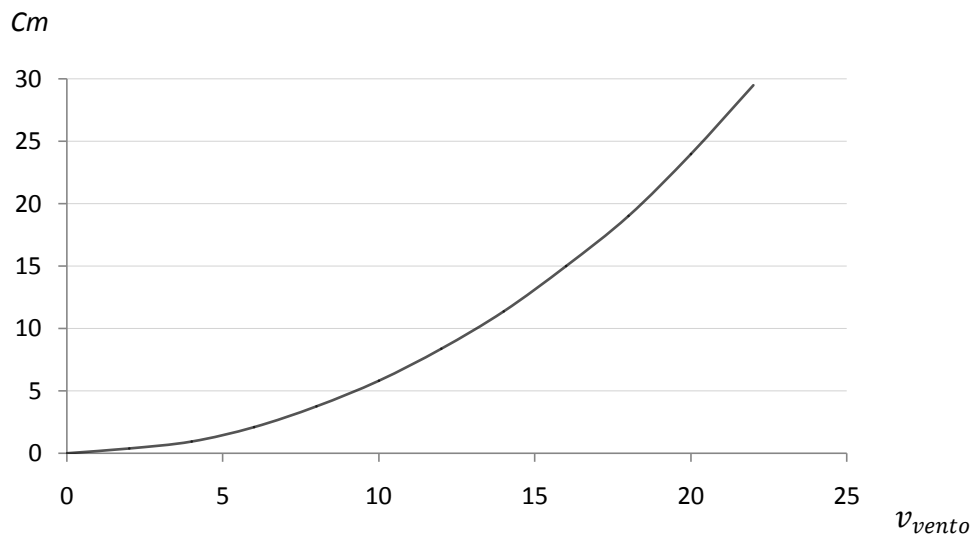


Figura 3.1.5: funzione che lega la coppia motrice  $C_M$  alla velocità del vento.

Dal confronto tra le Figure 3.1.3 e 3.1.4 nasce il grafico di comparazione tra velocità del vento e velocità angolare di rotazione prodotta nella turbina:

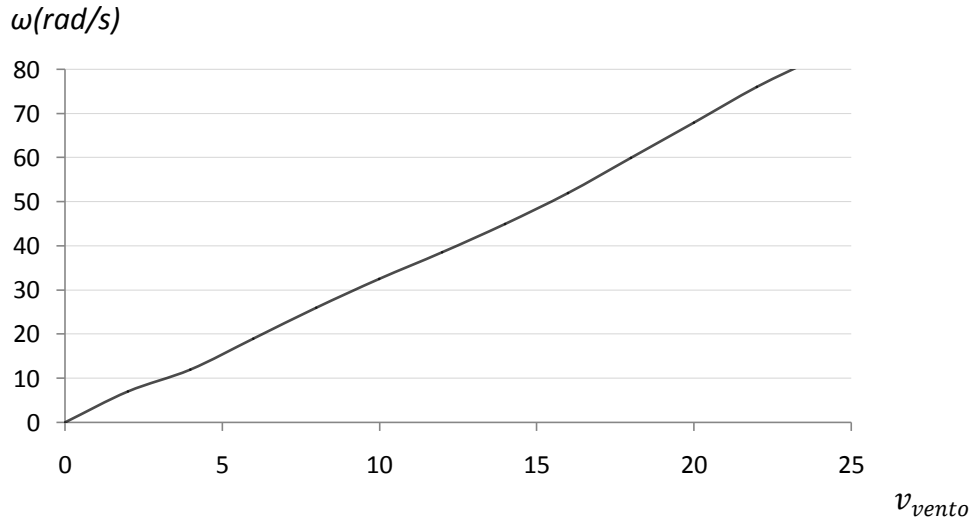


Figura 3.1.6: la curva  $\omega = \omega(v_{vento})$

Come si può ben vedere dalla Figura 3.1.6, se consideriamo indeformabile la pala, la velocità angolare del rotore cresce linearmente all'aumentare dell'intensità del vento. La curva in questione, però, non tiene conto delle perdite meccaniche in trasmissione, eventuali cambi e alternatore: rappresenta quindi la funzione che lega la velocità del vento a quella di rotazione in condizione ideale, con rendimento meccanico unitario.

Dato che nella pratica questo non si verifica dobbiamo tenere conto di queste perdite: si possono considerare applicate all'albero di trasmissione come un momento opposto a quello applicato dal vento, che chiamiamo coppia resistente  $C_R$ . Parte della coppia utile data dal vento sarà quindi dissipata per vincere le perdite meccaniche, da cui consegnerà una rotazione più lenta di quella sopra raffigurata nella Figura 3.1.6. La curva nel caso reale, quindi sarà parallela a quella della figura precedente, ma intersecherà l'asse delle ascisse in un punto in cui  $v_{vento} > 0$ : questo perché, inizialmente, la coppia prodotta dal vento sulla pala dovrà superare quella resistente. Per ottenere il grafico nel caso reale, comprendente quindi anche le perdite meccaniche, bisogna capire quanto vale la coppia resistente  $C_R$ . Per quanto riguarda gli attriti nella trasmissione del moto dal rotore all'alternatore, eventualmente attraverso un cambio, possiamo supporre, per una turbina di questo tipo, una coppia resistente  $C_{attrito} = 1.5Nm$ . Supponiamo poi costante la coppia necessaria a far muovere l'alternatore, pari a quella di un piccolo alternatore, circa  $C_{alt} = 3.5Nm$ . Otteniamo quindi una coppia resistente totale:

$$C_R = C_{attrito} + C_{alt} = 5 Nm$$

Il grafico  $\omega-v_{vento}$  diventa quindi, nel caso reale:

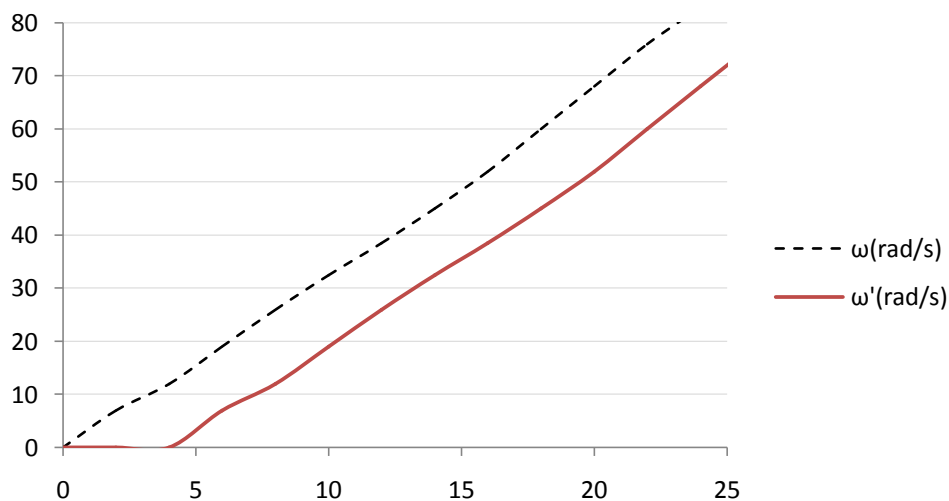


Figura 3.1.7: la curva reale di velocità angolare, in rosso, e quella ideale, tratteggiata.

Infatti, dalle prove effettuate risulta che per  $v_{vento} = 4 \frac{m}{s}$  si ottiene  $C_M = C_R$ , e quindi solamente per valori maggiori di  $4 \frac{m}{s}$  il vento è in grado di vincere le forze di resistenza di attrito e alternatore.

### 3.2 POTENZA - CASO INDEFORMABILE

Conoscendo la coppia motrice  $C_M$  (provocata dalla componente risultante  $F_x$  sulla parte piegata, definita nel paragrafo 2.1), e ricordando l'espressione della potenza:

$$P = C_M \cdot \omega$$

possiamo costruire la curva della potenza in funzione dell'intensità del vento, e, quindi, anche della velocità angolare  $\omega$ .

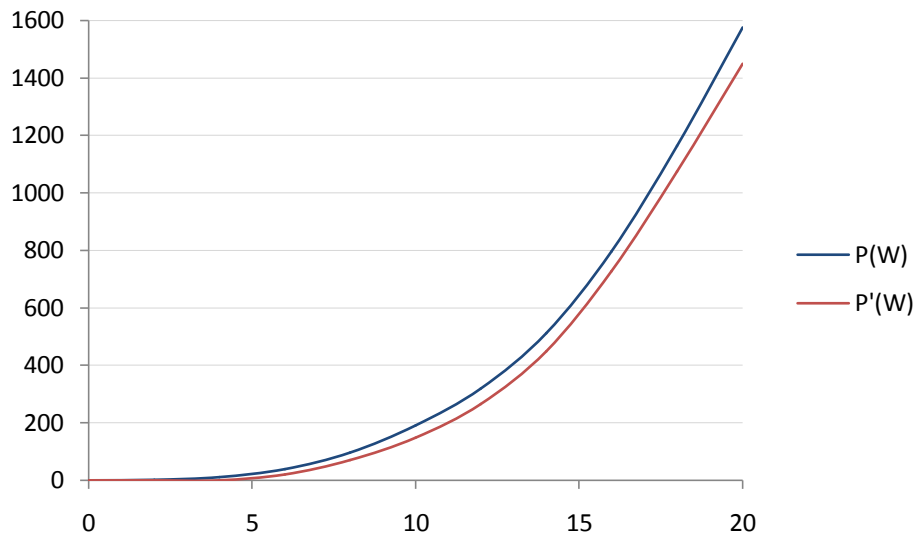


Figura 3.2.1: la potenza estraibile dalla rotazione della turbina, caso ideale in blu e reale in rosso.

La curva blu, riferita al caso di rendimenti unitari ( $C_R=0$ ), è stata calcolata con il valore di coppia motrice ottenuta dalle simulazioni di Flow Simulation, mentre la rossa, il caso reale, con:

$$C_{reale} = C_M - C_R$$

### 3.3 VELOCITÀ DI ROTAZIONE IN FUNZIONE DEL VENTO -CASO DEFORMABILE

Analizziamo ora il caso in cui la pala si deforma sotto la spinta del vento, per confrontare i risultati con il caso indeformabile. Sulla carta, all'aumentare della velocità del vento la spinta utile applicata alla pala deformabile avrà un picco massimo e poi tenderà a calare: aumentando, infatti, oltre un certo valore la velocità del vento l'angolo di piegatura inizierà a deformarsi in modo apprezzabile.

Riscriviamo l'espressione della spinta utile totale sulla parte deformabile (Paragrafo 2.1):

$$F_x = F_{ris} \cdot \sin \alpha$$

con  $F_{ris}$  spinta totale del vento sulla faccia piegata e  $\alpha$  l'angolo di piegatura. Essendo  $F_x$  proporzionale a  $\sin \alpha$ , diminuisce al calare dell'angolo, condizione che avviene in seguito ad una deformazione del corpo.

Si è lavorato utilizzando Flow Simulation per ricavare i valori di pressione superficiale sulla parte piegabile, responsabile dell'effetto utile di rotazione, alle varie intensità di vento. Questi valori sono poi stati utilizzati per ricavare la deformazione della pala, eseguendo analisi agli elementi finiti(*fem*) tramite il programma Simulation all'interno di Solidworks.

Esempio di un'analisi:



Figura 3.3.1: Finestra di comando di un'analisi lineare su Simulation



Come è mostrato in Figura 3.3.1, Simulation richiede la scelta del materiale, che in questo caso è l'AISI 4340 (si veda paragrafo 2.3), un vincolo, i carichi applicati e le caratteristiche della mesh. La mesh consiste nella suddivisione del corpo in tanti elementi più piccoli da analizzare prima singolarmente e poi nell'insieme, per capire come interagiscono tra loro e le sollecitazioni in ognuno.

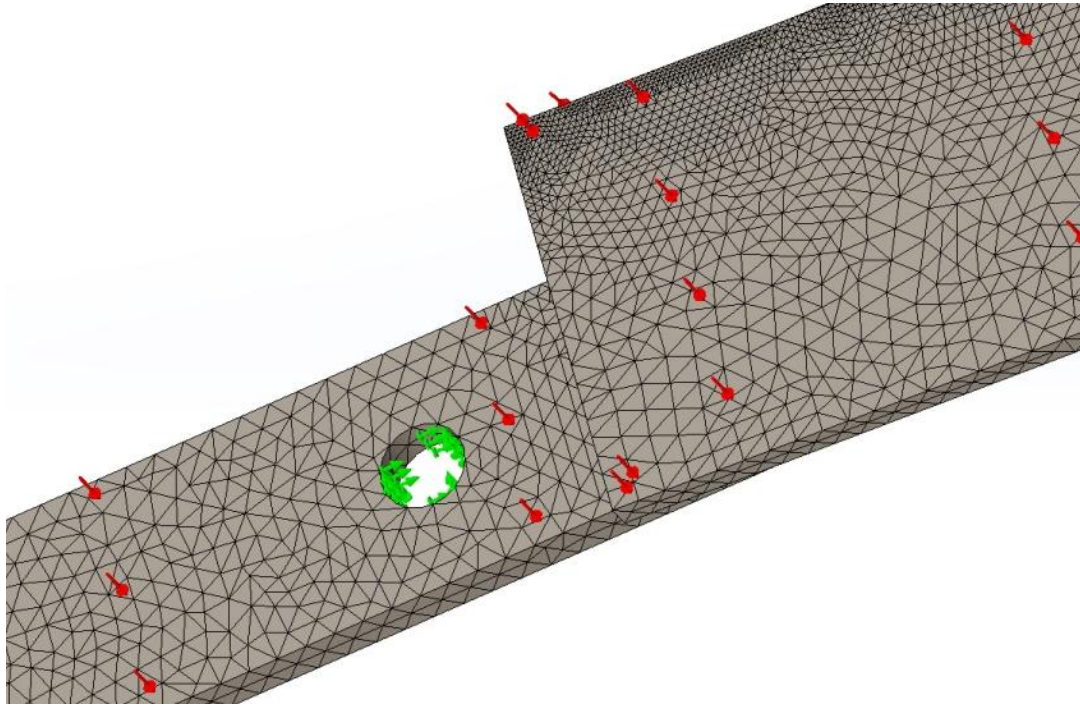


Figura 3.3.2: la mesh del corpo prodotta da Simulation.

Facendo riferimento alla Figura 3.3.2, in verde sono indicati i vincoli, in questo caso l'innesto per l'albero di trasmissione, e in rosso il carico, cioè la pressione del vento sulla superficie. Si può notare come la mesh non sia uniforme, ma disomogenea a seconda della conformazione del corpo. Punti più fragili richiedono una mesh più fine, per avere maggiore sensibilità e quindi attendibilità dei risultati. Dopo che la *fem* si è conclusa, possiamo leggere i valori di deformazione, sollecitazione, spostamento e *CS* per ogni elemento della mesh, e quindi in ogni punto del corpo.

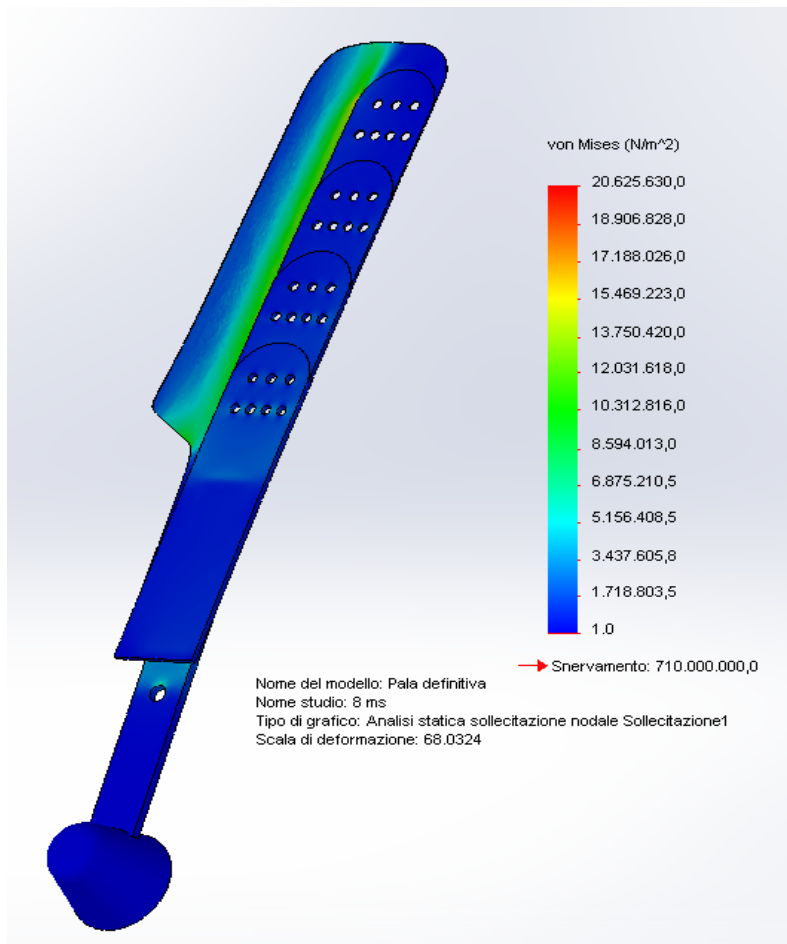


Figura 3.3.3: valori delle sollecitazioni visualizzati direttamente sulla superficie del corpo. Come si può notare nella parte piegata della pala, è mostrata la deformazione dell'oggetto, moltiplicata per un fattore di scala di circa 68, in modo da renderla più apprezzabile.

Con questo procedimento si sono ricavati i dati di sollecitazione e deformazione della pala in funzione della velocità del vento. Si sono ottenuti anche i corpi deformati della pala alle diverse intensità del flusso ventoso, così da poterli testare fluidodinamicamente in modo analogo al procedimento utilizzato nel caso indeformabile, ricavando anche in questo caso le funzioni che legano velocità del vento, velocità angolare di rotazione del rotore e spinta sulla pala.

Tramite le simulazioni eseguite con Flow Simulation, utilizzando una rotazione forzata della pala alle varie intensità, è stato ottenuto il grafico della spinta parallela all'asse della rotazione ( $F_y$ ):

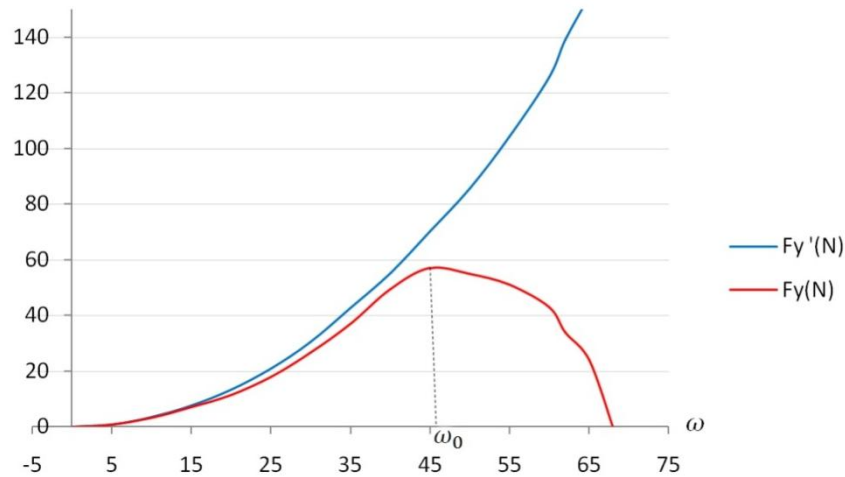


Figura 3.3.4: comparazione tra spinta nel caso deformabile(rosso) e indeformabile(blu).

Dal grafico di Figura 3.3.4, si nota come la spinta che la pala, in funzionamento da propulsore, è in grado di imprimere al vento cali notevolmente al crescere della deformazione. Tramite i risultati delle simulazioni, si è visto che il punto di massimo, e cioè in cui vale:

$$\frac{dF_y(\omega)}{d\omega} = 0$$

è

$$\omega_0 = 34 \frac{rad}{s} .$$

Nel caso indeformabile, a questo punto, è stato fatta un'analisi fluidodinamica per trovare la funzione che mette in relazione  $F_y$  e  $v_{vento}$ ; dato che le curve  $F_y(v_{vento})$  e  $F_y(\omega)$ , erano confrontabili, eravamo in grado di trovare anche la curva  $\omega(v_{vento})$ : ad ogni aumento di  $F_y$ , infatti, si riscontrava anche un aumento relativo di  $F_x$ . Nel caso in esame, quello deformabile, invece, non è possibile proseguire in questo modo: la spinta  $F_y$  impressa al rotore nel funzionamento da turbina, sarà influenzata irrimediabilmente dal fatto che deformandosi la pala esporrà più superficie al vento, con un aumento di resistenza fluidodinamica. Mentre, quindi, i valori di  $F_y$  trovati nei test di funzionamento da propulsore dopo un certo valore di  $\omega$  iniziano a diminuire, la  $F_y$  ricavata da Flow Simulation utilizzando la pala come turbina cresceranno

all'infinito: i due valori non sono paragonabili. Per terminare lo studio, quindi, è stato necessario studiare un altro stratagemma. Si è operato in questo modo: si sono utilizzate le pale deformate già salvate in precedenza, utilizzandole da propulsori secondo il procedimento descritto nel Paragrafo 3.1. In questo caso però, la velocità del vento che soffia contro il propulsore all'opera viene impostata diversa da zero e precisamente al valore che ha causato quella particolare deformazione. Se quindi, per fare un esempio, si sta studiando la pala precedentemente deformata a  $v_{vento} = 14 \frac{m}{s}$ , questa si utilizza da propulsore mentre un vento della stessa intensità le viene soffiato contro. La prova consiste nel variare il numero di giri al minuto del propulsore, finché la coppia motrice risultante sulla pala non va diventa 0: a quel punto abbiamo ottenuto la velocità esatta di rotazione per quella intensità di vento. Nel nostro caso, in cui sono presenti perdite meccaniche, ci dovrà per forza essere uno squilibrio di coppia, a favore del vento, che sia in grado di vincerle: dato che Simulation, in questo caso non tiene conto durante il calcolo della coppia resistente  $C_R$ , sappiamo di aver trovato la velocità di rotazione quando il valore della coppia totale agente sulla pala eguaglia quella della coppia resistente, che abbiamo precedentemente supposto di  $5 Nm$ . Eseguendo questo procedimento per ogni valore di velocità di vento possiamo, anche in questo caso, costruire il grafico della funzione che lega la velocità di rotazione all'intensità del vento.

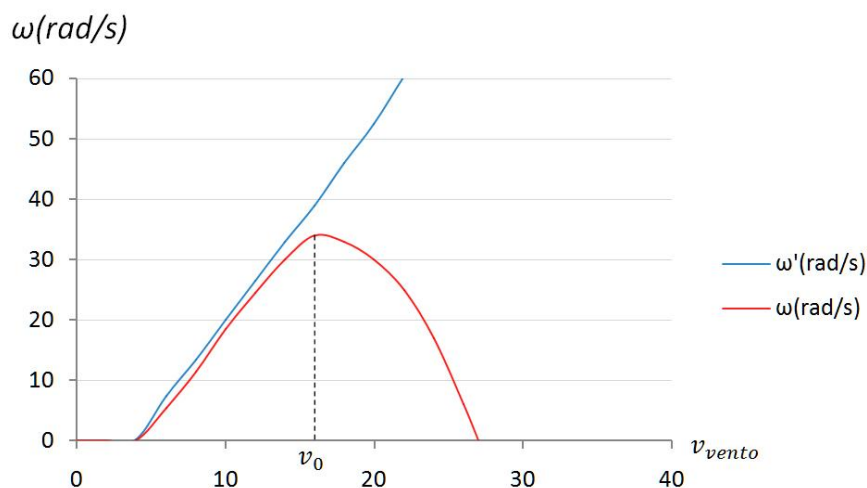


Figura 3.3.5: relazione tra la velocità di rotazione  $\omega$  e  $v_{vento}$ . La curva blu rappresenta il caso indeformabile, mentre la rossa quello deformabile.

Esaminando la Figura 3.3.5, otteniamo subito molte informazioni. Prima di tutto, analizziamo la curva che rappresenta il caso deformabile. Per  $v < v_0$  vale:

$$\frac{d\omega(v_{vento})}{dv_{vento}} > 0$$

il che ci fa capire che la pala accelera, e conseguentemente che l'incremento di coppia motrice dovuto all'aumentare del vento è maggiore di quella "sottratta" dalla deformazione della pala. Pur accelerando, si nota subito che, sempre per  $v < v_0$  :

$$\frac{d\omega'(v_{vento})}{dv_{vento}} > \frac{d\omega(v_{vento})}{dv_{vento}}$$

risultato che ci ricorda che la deformazione è comunque già in atto e che un rallentamento vi è già stato.

Nel punto  $v = v_0$  si ha che:

$$\frac{d\omega(v_{vento})}{dv_{vento}} = 0$$

che sarà quindi il massimo valore di rotazione della nostra pala nel caso deformato.

Per  $v > v_0$  vale:

$$\frac{d\omega(v_{vento})}{dv_{vento}} < 0$$

All'aumentare dell'intensità del vento, quindi, la pala rallenta rispetto al caso non deformato.

Dalle simulazioni si è ricavato che  $v_0 = 16 \frac{m}{s}$ , che corrisponde a una velocità di rotazione di circa  $45 \frac{rad}{s}$ .

Il fatto che la velocità smetta di aumentare oltre un certo valore di vento, e poi addirittura diminuisca, è segno che lo studio è stato condotto in modo efficace: uno dei punti iniziali era appunto la diminuzione delle alte velocità di rotazione che caratterizzano i rotor monopala. Se, per esempio, consideriamo il caso che vi sia un

vento forte di  $20 \frac{m}{s}$ , notiamo che nel caso indeformabile la pala ruoterebbe a circa  $70 \frac{rad}{s}$ , contro i  $28 \frac{rad}{s}$  del caso deformato.

È stato anche trovato che oltre i  $27 \frac{m}{s}$  di vento, la pala smette di ruotare: questo avviene perché, oltre questo valore, la spinta del vento deforma a tal punto la pala da cancellare completamente la coppia motrice.

### 3.4 COEFFICIENTE DI SICUREZZA

Il grafico di Figura 3.3.5 ci fornisce i valori della velocità di rotazione per ogni valore di vento. Dobbiamo, però, controllare che in ogni punto il Coefficiente di Sicurezza  $CS$  sia più alto di quello di soglia, che è stato precedentemente fissato a 8 (Paragrafo 2.5): il che ci permetterebbe di lavorare abbastanza lontani dalla sollecitazione di snervamento. A questo scopo è utile raccogliere i dati del  $CS$  in un grafico, in funzione della velocità del vento. I dati del  $CS$  sono stati raccolti durante le simulazioni su Simulation del Paragrafo 3.3.

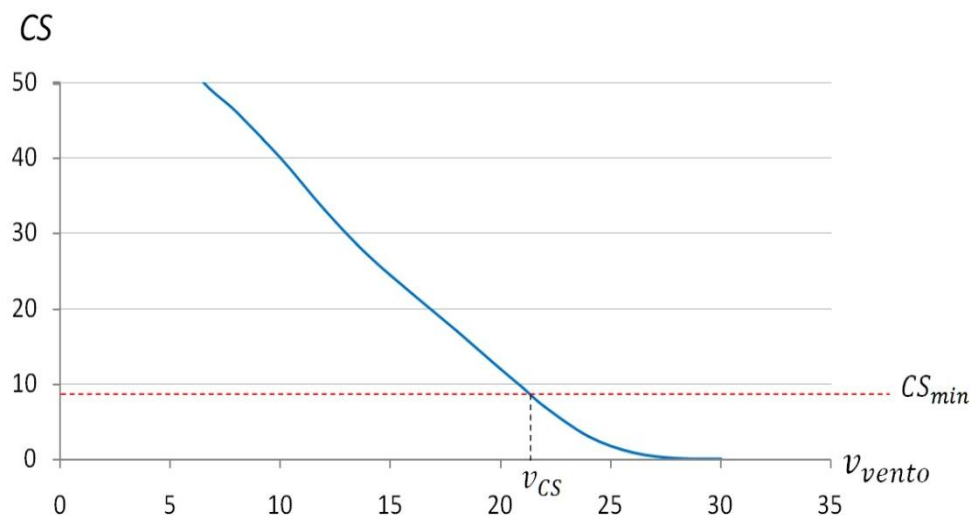


Figura 3.4.1: curva del Coefficiente di Sicurezza al variare del vento.

Definiti  $CS_{min}$  e  $v_{CS}$ , rispettivamente, il valore di Coefficiente di Sicurezza minimo del progetto e la velocità del vento a cui si raggiunge, la curva di Figura 3.4.1 ci permette di trovare l'intervallo di utilizzo della nostra pala.  $CS_{min}$  segna, infatti, il valore limite che ci permette di lavorare in sicurezza, lontani dal limite di snervamento: dato che questo valore si raggiunge ad una velocità del vento pari a circa  $21\frac{m}{s}$ , ed essendo la curva monotona calante, sarà proprio questo il nostro limite di funzionamento. Per valori di vento superiori a  $v_{CS}$ , infatti, il  $CS$  della pala scende sotto quello minimo di progetto, rischiando deformazioni plastiche o, ancor più grave, rotture. I valori del vento che ci permetteranno di produrre energia sono tutti quelli compresi tra  $4,2\frac{m}{s}$  (valore per cui la coppia motrice vince quella resistente) e  $27\frac{m}{s}$ . Questo ragionamento, però, vale solo in linea teorica, in quanto non possiamo rischiare di avvicinarci troppo alla velocità limite  $v_{CS}$ . Per questa ragione la turbina andrà munita di un anemometro, collegato ad un allarme, che misuri la velocità del vento e produca un segnale in caso di vento superiore ad un valore che possiamo sopporre intorno ai  $25\frac{m}{s}$ . Alla comparsa del segnale d'allarme, la turbina andrà smontata per evitare danni irreparabili: il fatto l'impianto in esame sia agevolmente trasportabile e smontabile facilita questo compito, ma ciò rende necessaria una supervisione umana costante per lavorare in sicurezza. Si può, comunque, garantire un funzionamento in totale sicurezza per i venti delle intensità più comuni e frequenti.

### **3.5 POTENZA - CASO DEFORMABILE**

Come già spiegato nel Paragrafo 3.2, conoscendo la velocità angolare di rotazione e la coppia motrice agente sulla pala, di cui abbiamo i valori al variare della velocità del vento, possiamo trovare la funzione  $P = P(v_{vento})$ . Questa funzione ci permetterà di caratterizzare completamente la pala costruita, fornendoci un dato significativo dell'energia effettiva ricavabile dal progetto.

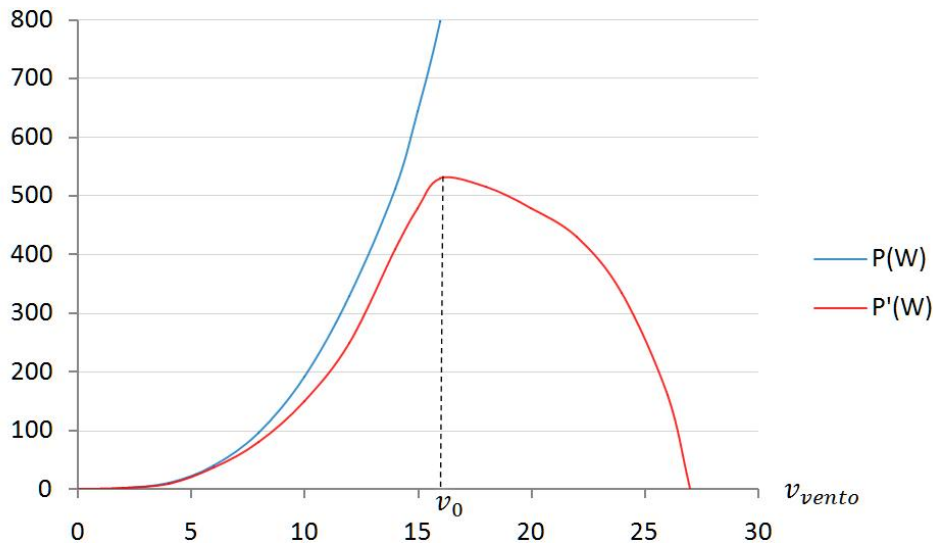


Figura 3.5.1: le due curve di potenza nel caso di pala deformabile e

indeformabile, rispettivamente rossa e blu.

La potenza raggiunge il suo picco per il valore di velocità nominale  $v_0 = 16 \frac{m}{s}$ , in cui era massima anche la velocità di rotazione. In questo punto, la potenza erogata corrisponde a circa 540W.

La figura 3.4.1 fa ben capire quanto la deformazione che la pala subisce influisca sulla potenza prodotta dalla pala. L'effetto di deformazione ricercato infatti, a cui consegue una diminuzione della coppia motrice all'aumentare del vento, porta la curva di potenza a distaccarsi in modo significativo da quella del caso indeformabile per valore di vento maggiori di circa  $10 \frac{m}{s}$ .

Oltre i  $27 \frac{m}{s}$  di velocità del vento, la potenza prodotta è nulla: da questo valore in poi, infatti la pala è talmente deformata da non ricever più coppia motrice, e quindi si ferma.



## ***CAPITOLO 4***

### ***CONCLUSIONI***

Lo scopo del progetto era quello di creare una turbina monopala da circa 1kW e 2 m di raggio, che fosse in grado di limitare la propria velocità autonomamente per cancellare alcuni difetti che caratterizzano i rotori di questo tipo, tra i quali rumorosità e sollecitazioni elevate per asimmetria geometrica. La pala del progetto originale era stata pensata per una commercializzazione in ambito privato.

Per esigenze di progetto, si è deciso di orientare lo studio su una turbina che basasse il suo funzionamento sulla resistenza aerodinamica e non sulla portanza, come invece le turbine moderne. L'intera turbina è stata costruita partendo da un unico pezzo piano di lamiera, in cui la resistenza aerodinamica al vento viene garantita da una parte piegata per fornire una componente tangenziale al piano di rotazione della pala. Dopo aver creato un primo prototipo, ottimizzato per quanto riguarda l'angolo di piegatura della lamiera, l'eliminazione di deformazioni diverse da quelle ricercate, la riduzione delle sollecitazioni sia rotanti che statiche, si è passato alla caratterizzazione del modello.

Dallo studio si è ottenuta una pala che, dopo le varie simulazioni, siamo in grado di dire potrebbe produrre come valore massimo, alla velocità nominale del vento, 0,54 kW. Questo dato, quasi la metà di quello ricercato nel progetto di partenza, è sicuramente molto influenzato negativamente da alcuni fattori impossibili o molto difficili da eliminare per un progetto con le caratteristiche citate nel Paragrafo 2.1.

Il fattore che ha influito maggiormente nella bassa efficienza del progetto, e da cui derivano altre problematiche che abbassano l'efficienza della turbina, è certamente la condizione autolimitante della pala: se infatti questa caratteristica non fosse stata richiesta, la potenza prodotta poteva essere soddisfacente, come si può vedere chiaramente nella Figura 3.5.1: in corrispondenza della velocità nominale della turbina deformata,  $16 \frac{m}{s}$ , la potenza ottenuta dalla stessa nel caso fosse indeformabile

supererebbe gli 1,5 kW. A velocità di vento maggiori potremmo arrivare a potenze alte, mentre la pala dello studio, deformabile, inizia a perdere velocemente la sua efficacia appena dopo la velocità nominale, in corrispondenza della quale, comunque, vengono prodotti valori di potenza tutt'altro che soddisfacenti.

Un'altra caratteristica che abbassa l'efficienza della nostra turbina è il basso angolo di piegatura della pala che, però, purtroppo, è necessario. Angoli più alti creerebbero poca variazione della velocità di rotazione alle velocità più comuni: con angoli molto più grandi la componente predominante della forza impressa alla parte piegata potrebbe essere quella tangenziale al rotore, con conseguente aumento della coppia motrice e, quindi, della potenza prodotta: nel nostro caso la componente maggioritaria è quella parallela all'asse del rotore, fondamentale per le deformazioni richieste e per garantire un buon rallentamento del rotore.

Il progetto è penalizzato poi, sicuramente, anche dal tipo stesso di turbina: un rotore a portanza potrebbe raggiungere potenze prodotte molto più alte a parità di diametro. La turbina monopala, poi, è la turbina ad asse orizzontale meno efficiente.

Secondo le formule dei Paragrafi 1.4 e 1.5, alla nostra velocità nominale di  $16 \frac{m}{s}$ , con una turbina efficiente è possibile ricavare circa 20 kW, contro gli 0,54 kW di questo progetto.

Le grandi dimensioni (per un uso privato come, per esempio, quello domestico) e la potenza prodotta abbastanza bassa, fanno pensare che la pala studiata in questo progetto non sia adatta alla commercializzazione su larga scala: risulta, infatti, troppo condizionata dai difetti già citati. Sicuramente, uno studio di una pala a portanza con le stesse richieste di economicità e maneggevolezza potrebbe portare a progetti più efficienti e più remunerativi dal punto di vista commerciale.

## BIBLIOGRAFIA

[01] Barth T. J., Jespersen D., "The design and application of upwind schemes on unstructured meshes". *Technical Report AIAA-89-0366*, AIAA 27th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, 1989.

[02] Menet J-L, Valdes L-C, Menart B., "A comparative calculation of the wind turbines capacities on the basis of the L- $\sigma$  criterion". *Renewable Energy*, 22: 491-506, 2001.

[03] Betz A., "Introduction to the Theory of Flow Machines". Oxford, Pergamon Press, 1966.

[04] Riccardi G., Durante D., "Elementi di fluidodinamica", Springer 2006.

[05] SolidWorks Simulation Student Guide, 2008.

[06] Wood D., "The Design and Analysis of Small Wind Turbines School of Engineering"; University of Newcastle NSW 2308 Australia, 2002.  
<http://www.wind.newcastle.edu.au/notes.html>

[07] Walker J. F., Jenkins N. "Wind Energy Tecnology"; JohnWiley&Sons .