

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

**SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A CESENA**

**CORSO DI LAUREA SPECIALISTICA
IN INGEGNERIA MECCANICA**

TESI DI LAUREA

In

DISEGNO TECNICO INDUSTRIALE

***STUDIO E OTTIMIZZAZIONE DEL SISTEMA DI AVVIAMENTO DI UN
AEROGENERATORE AD ASSE VERTICALE***

CANDIDATO

RELATORE:

Riccardo Nasolini

Chiar.mo Prof. Ing. *Luca Piancastelli*

Anno Accademico 2010/11
Sessione III

Premessa

Si è cercato di progettare un aerogeneratore ad asse verticale in grado di erogare una potenza di circa 100 kW con un vento di 16 m/s. Allo stesso tempo si è perseguito l'obiettivo fondamentale di risolvere i problemi di avviamento comuni per le turbine ad asse verticale (VAWT), che affliggono in particolare le turbine Darrieus. Inoltre la turbina eolica in questione non deve necessitare di fondazione o di trasporti eccezionali per l'installazione limitandosi al massimo ad autocarri e a piccole gru di uso comune, permettendo l'abbattimento dei costi iniziali di installazione. Le vele, presenti nel progetto accennato in precedenza, sono stati sostituiti da profili alari, in grado di generare non solo resistenza ma anche portanza.

CAPITOLO 1

L'ENERGIA EOLICA

1.1 MOTI VENTOSI

Il vento è uno spostamento di masse d'aria dovuto a dislivelli di pressione e temperatura sulla superficie terrestre e nell'atmosfera, per via del riscaldamento solare disomogeneo nelle varie zone della superficie terrestre. I salti di temperatura producono infatti differenze di pressione e densità, che provocano l'insorgere dei moti ventosi. Il motivo principale delle differenze di soleggiamento è l'inclinazione della terra rispetto ai raggi solari. Se una zona calda è contigua ad una zona fredda, l'aria presente in quella calda diventa più leggera e si sposta verso l'alto, mentre in quella fredda l'aria scende verso il suolo. Questo genera due spostamenti di masse d'aria orizzontali, uno in basso dalla zona fredda a quella calda, e uno in direzione opposta. Tale flusso è influenzato dalla rugosità della superficie terrestre, che frena il moto negli strati più bassi dell'atmosfera fino ad una velocità nulla sulla superficie. Un altro effetto è causato dalla rotazione

terrestre, per effetto della quale i venti diretti dai poli verso l'equatore sono soggetti alla forza di Coriolis. Questo crea una deviazione del vento diversa tra i due emisferi, e di conseguenza determina la classica forma di cicloni e anticicloni.

Il vento presenta direzioni e velocità variabili con il tempo. Il problema della direzione è risolvibile prevedendo sistemi automatici di orientamento dei rotori eolici per la captazione della massima energia possibile posseduta dalla vena fluida. Per quanto riguarda la velocità, in una data località geografica essa risulta comunque oscillante intorno ad un valore medio che varia con periodo molto maggiore rispetto al tempo di variazione di velocità istantanea, permettendo quindi un'ottimizzazione dell'impianto in base ad una definita velocità media- velocità efficace.

1.2 L'ENERGIA EOLICA

L'eolico è una risorsa che per essere sfruttata necessita di sistemi in grado di "imbrigliare" il vento, sottraendogli parte della sua energia cinetica per convertirla in energia meccanica; quando si ottiene energia meccanica di rotazione di un albero si parla di aeromotori e nel caso specifico in cui l'albero posto in rotazione è quello di un generatore di elettricità si parla di aerogeneratori.

Tra gli aerogeneratori si possono distinguere due grandi categorie; in base alla disposizione dell'asse di rotazione si individuano macchine ad asse orizzontale e macchine ad asse verticale a seconda se l'asse è rispettivamente parallelo o perpendicolare alla direzione del vento.

In realtà esistono anche alcune soluzioni innovative per l'estrazione di energia da un flusso ventoso che non rientrano in nessuna delle due categorie sopra citate e che ancora non hanno ricevuto forte sviluppo in quanto presentano parti sospese in aria e collegate a terra tramite dei cavi.

La maggior parte delle turbine è progettata per generare la massima potenza ad una prefissata velocità del vento. Questa potenza è nota come "rated power" e la velocità del vento a cui viene raggiunta è detta "rated wind speed". Le prime turbine realizzate sia orizzontali sia verticali utilizzano un

generatore asincrono che presenta la costanza della frequenza, parametro indispensabile per l'immissione di elettricità nella rete elettrica, indipendentemente dalla velocità di rotazione delle pale (purché essa sia superiore a quella di sincronismo); questa sembrerebbe la scelta più naturale per un impiego del genere, vista la non costanza della velocità di rotazione. Lo svantaggio risiede nella necessità di adoperare un moltiplicatore di giri molto costoso, fonte di molto rumore che introduce perdite meccaniche e possibilità di rotture ma conferisce al tempo stesso il vantaggio di non utilizzare un generatore enorme, per le troppe coppie polari, ed evita alle pale di dover ruotare troppo velocemente. Ultimamente si realizzano turbine che prevedono un generatore sincro spesso a magneti permanenti, che si trova però a generare elettricità a frequenza del tutto variabile. Se questo poteva apparire un impedimento insormontabile anni addietro (infatti le turbine ad asse orizzontale con generatore sincro erano più costose e più pesanti rispetto a quelle con generatore asincrono), con l'evolversi dei dispositivi soprattutto in termini di potenze, costi e peso è risultato molto più naturale e vantaggioso disporre di questi generatori affiancati da un raddrizzatore e da un inverter, che provvedono a raddrizzare in ingresso la corrente a frequenza variabile, trasformandola in continua e operando una nuova riconversione da continua in alternata a frequenza di rete. Nel caso in cui si utilizza la turbina per fornire elettricità a qualche utenza senza immetterla in rete oltre ai classici componenti si aggiunge un sistema di batterie per poter accumulare l'energia che viene prodotta in surplus.

1.3 TURBINE AD ASSE ORIZZONTALE

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 offerta dalle pale, quindi hanno una velocità di rotazione molto bassa ed una coppia molto elevata.

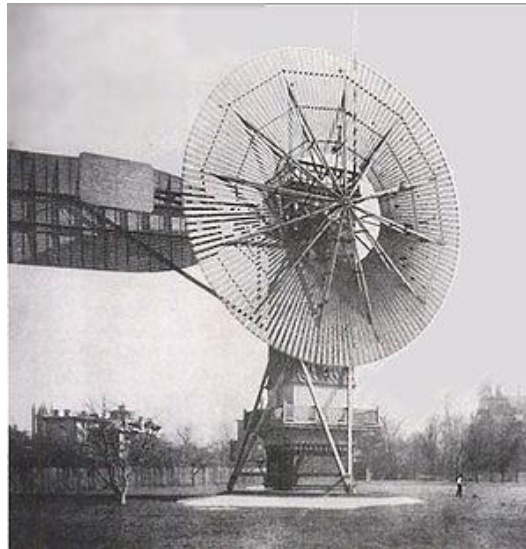


Fig. 1.1 Turbina di Charles Brush

L'utilizzo di rotori che si muovono lentamente è stato oramai abbandonato privilegiando rotori più veloci che sfruttano la coppia prodotta dalla portanza e non dalla resistenza. Proprio come accade in campo nautico dove prevalgono le zone in cui la navigazione avviene per portanza e non per resistenza (figura 1.2), 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.



Fig. 1.2 Navigazione per portanza e resistenza

Il tutto comporta un rotore con una grande velocità angolare e una coppia più piccola, quindi un meccanismo che tutto sommato riesce a produrre maggior potenza, ben si adatta per la produzione di energia ma non per applicazioni di pompaggio dell'acqua o macinazione del grano, inoltre la bassa coppia genererà una scia a valle del rotore di minor estensione.

Le moderne turbine eoliche ad asse orizzontali basate su 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), gli attuatori del "pitch control" (controllo del passo) e dello "yaw control" (controllo dell'imbardata).

L'angolo di "pitch", o angolo di calettamento, è l'angolo che assume la pala rispetto al piano di rotazione del rotore e tramite una sua variazione è possibile regolare l'incidenza del vento sulla pala e di conseguenza effettuare una regolazione attiva della macchina.

L'angolo di "yaw" è l'angolo di rotazione della navicella sulla propria torre di sostegno; dal momento che la macchina deve sempre essere allineata rispetto al vento, un sistema di movimentazione attivo, formato da attuatori elettrici e relativi riduttori, provvede a movimentare la navicella a seconda della direzione di provenienza del vento registrata da un apposito strumento

(indicatore di direzione, simile a una banderuola) posto nella parte posteriore della navicella stessa.

Nel caso di macchine di piccola potenza la variazione dell'angolo di "pitch" è assente, mentre quella dell'angolo di "yaw" al posto di essere effettuata da servomeccanismi viene garantita da un timone (fig. 1.3) che ricorda nelle forme una pinna di pesce e meccanicamente, senza elettricità orienta la navicella.

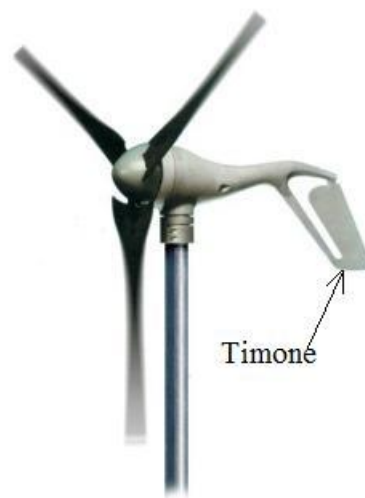


Fig. 1. 3 Timone

La torre di sostegno oltre a tenere in posizione la macchina, ha il compito di assorbire le vibrazioni provenienti dalla navicella evitando che le stesse vadano a scaricarsi eccessivamente sul basamento e sulle fondazioni.

Può essere costituita da un traliccio simile a quelli utilizzati per il sostegno dei cavi elettrici ma questa soluzione ha lo svantaggio di essere strutturalmente molto rigida e di trasmettere alle fondazioni tutti i carichi generati dalla navicella, particolarmente elevati in certe condizioni transitorie.

La tendenza attuale è quella di realizzare torri di sostegno molto elastiche, in acciaio laminato, a sezione tubolare con elementi componibili di forma tronco-conica che va riducendosi verso l'alto collegati mediante flange o incastri; in tal

modo si riescono a smorzare le sollecitazioni provenienti dalla navicella, con notevoli vantaggi nella realizzazione delle fondazioni.

Esistono due modalità di installazione del rotore (fig. 1.4): quella sottovento e quella sopravvento.

La prima non ha bisogno di nessun motore elettrico per lo “yaw control” e nessun timone, infatti le pale sono molto flessibili e flettendo creano un cono aerodinamico che allinea la macchina al vento.

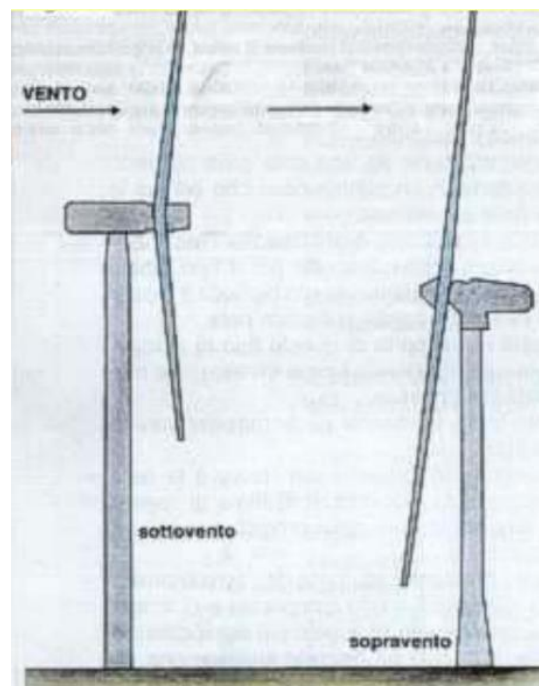


Fig. 1.4 Rotore sottovento e rotore sopravvento

Presenta però il grosso svantaggio di generare carichi pulsanti su tutta la struttura facendo sorgere il fenomeno della fatica e poi c'è anche il problema della schermatura generata dalla torre che riduce l'efficienza, ragione per cui in genere si predilige l'installazione sopravvento che pur richiedendo pale più rigide al fine di evitare che una loro flessione le porti a impattare contro la torre di sostegno garantisce maggior efficienza.

Per entrambe le installazioni al crescere della velocità del vento l'angolo di attacco sulle pale aumenta finché al di sopra di una certa velocità, il flusso d'aria inizia a distaccarsi dalla superficie delle pale. Questo fenomeno di stallo si presenta all'inizio in prossimità del mozzo e poi si estende verso l'estremità della pala all'aumentare della velocità del vento fornendo un meccanismo automatico di regolazione della potenza.

Attualmente il numero di pale può variare da un minimo di una a un massimo di tre pale con le seguenti differenze:

- Rotori tripala (fig. 1.5): con tre pale montate a 120° l'una rispetto all'altra e con numero di giri caratteristico tra 30 e 60 giri/minuto, è la configurazione più usata perché, se pur a fronte di costi di trasporto e di costruzione maggiori, è quello con il miglior rapporto costo/potenza sviluppata;



Fig. 1.5 Rotori tripala

- Rotori bipala (fig. 1.6): con due pale montate a 180° l'una rispetto all'altra e con numero di giri caratteristico tra 40 e 70 giri/minuti (quindi superiore rispetto al caso precedente con incremento della produzione di

rumore e di vibrazioni). Ha un costo minore dei tripala ma anche un peggiore impatto visivo e una efficienza minore risentendo maggiormente della presenza della torre e della variazione di velocità con la quota;



Fig. 1.6 Rotori bipala

- Rotore monopala (fig. 1.7): presenta una sola pala munita di apposito contrappeso, è la soluzione meno costosa, di aspetto poco gradevole e più rumorosa in quanto è la più veloce tra i tre modelli esaminati; risulta indicata nel caso di siti poco accessibili; dato che l'efficienza è minore delle due viste sopra.



Fig. 1.7 Rotori monopala

1.4 TECNOLOGIA AD ASSE VERTICALE: VARI UTILIZZI

L'idea di utilizzare delle pale disposte parallelamente all'asse di rotazione che nel loro movimento delimitano una superficie cilindrica, al posto della classica disposizione radiale che descrive un cerchio, non è una peculiarità dell'eolico, ma esistono diverse applicazioni che sfruttano tale concetto; una di queste è da ricondurre a una intuizione di Van Voith che per primo utilizzò delle pale ruotanti secondo la direzione verticale per realizzare un propulsore disposto sul fondo delle imbarcazioni in sostituzione delle classiche eliche (fig. 1.8); in tale sistema le pale utilizzano un passo variabile per realizzare una spinta nella direzione desiderata e migliorare la manovrabilità. Questo propulsore viene tuttora utilizzato.



Fig. 1.8 Imbarcazione dotata del sistema di propulsione a portanza di Voith

Lo stesso principio utilizzato da Voith potrebbe essere utilizzato in campo aeronautico per generare sia una spinta sia una portanza; questo permetterebbe di realizzare un nuovo modello di aeroplano senza ali e senza le classiche eliche del motore, come descritto nel brevetto e di cui si riporta una immagine (fig. 1.9).

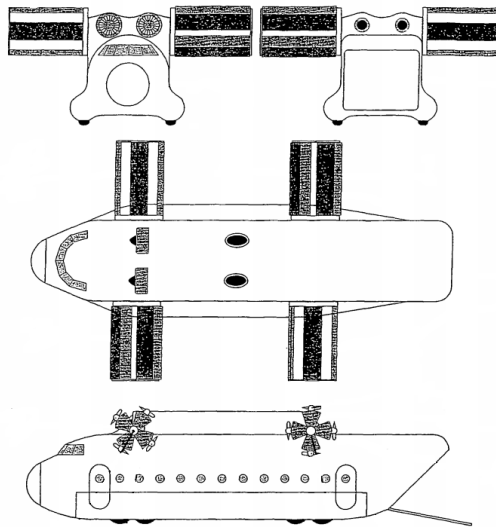


Fig. 1.9 Sistema brevettato in campo aeronautico per generare portanza e resistenza senza ali

Pale verticali fisse o a passo variabile, si adattano anche su una turbina idraulica fissata sul fondale marino (fig. 1.10 (a)) oppure in stazioni galleggianti (fig. 1.10 (b)).

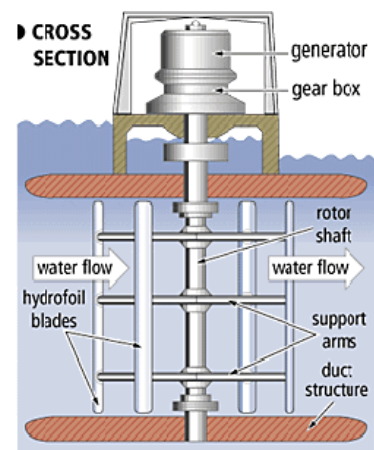
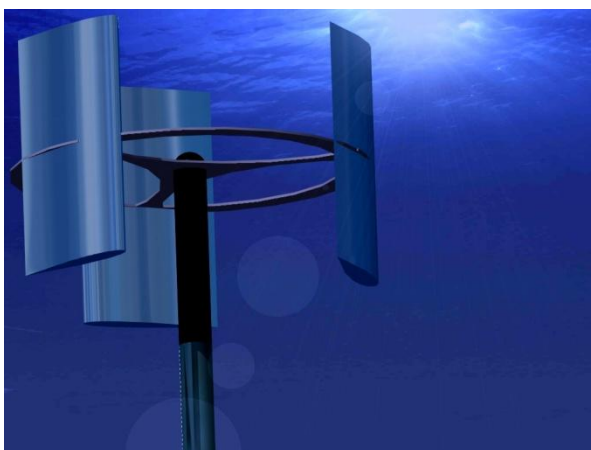


Fig. 1.10 (a) e (b) Altri utilizzi di palettamenti ad asse verticale

Nel settore dell'eolico le turbine ad asse verticale possono essere principalmente di tre tipi: le turbine Savonius, il panemone e le turbine Darrieus e verranno discusse nei paragrafi successivi.

1.5 LA TURBINA SAVONIUS

Sono turbine a resistenza inventate da un ingegnere finlandese Sigurd Savonius. La loro realizzazione è molto semplice e prevede due semicilindri fissati a un albero centrale e montati in opposizione (fig. 1.11).

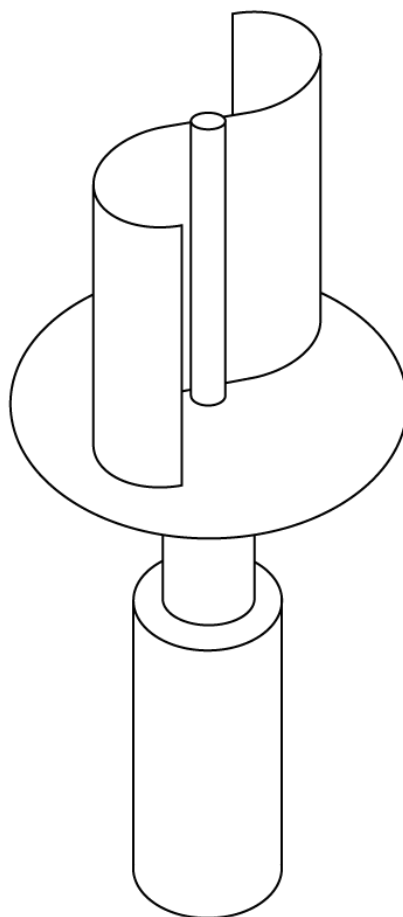


Fig. 1.11 Schema esemplificativo di una turbina Savonius

Il vento andando a impattare su un semicilindro mette in rotazione tutto l'albero, in questo modo mentre un semicilindro vede lentamente ridurre la

vena fluida che lo colpisce, quello opposto vede incrementare tale vena (fig. 1.12). A questo punto il processo si ripete dando luogo ad una rotazione continua.

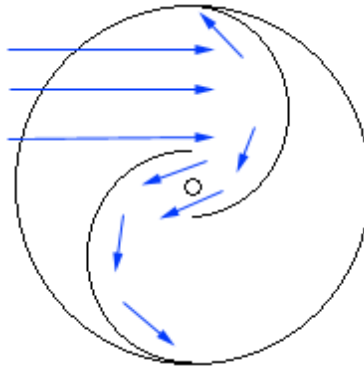


Fig. 12 Schema di funzionamento di una Savonius

Il principale problema di tale tipo di macchine, che ne limita le prestazioni, è di avere un semicilindro che si muove controvento limitando la coppia che può essere prodotta, però come tutte le macchine verticali non ha bisogno di essere orientato al vento per funzionare in modo ottimale.

1.6 IL PANEMONE

Il panemone, in modo analogo alla turbina Savonius, funziona grazie alla resistenza offerta dai suoi pannelli; il vento colpendo ogni pannello lo mantiene a battuta contro un supporto fisso (un fermo) così da generare una coppia che pone in rotazione tutta la struttura (fig. 1.13).

Ogni singolo pannello possiede un grado di rotazione attorno ad un perno cosicché quando viene a trovarsi sottovento la spinta della vena fluida lo fa ruotare attorno a tale perno disponendolo parallelo alla direzione del flusso, senza produrre quella resistenza che si ha nella Savonius dovuta al semicilindro che si muove controvento.

Durante la rotazione, dopo mezzo giro dal punto in cui il pannello si è orientato parallelo al vento, viene a trovarsi di nuovo contro il fermo e quindi è in posizione utile per generare una coppia motrice.

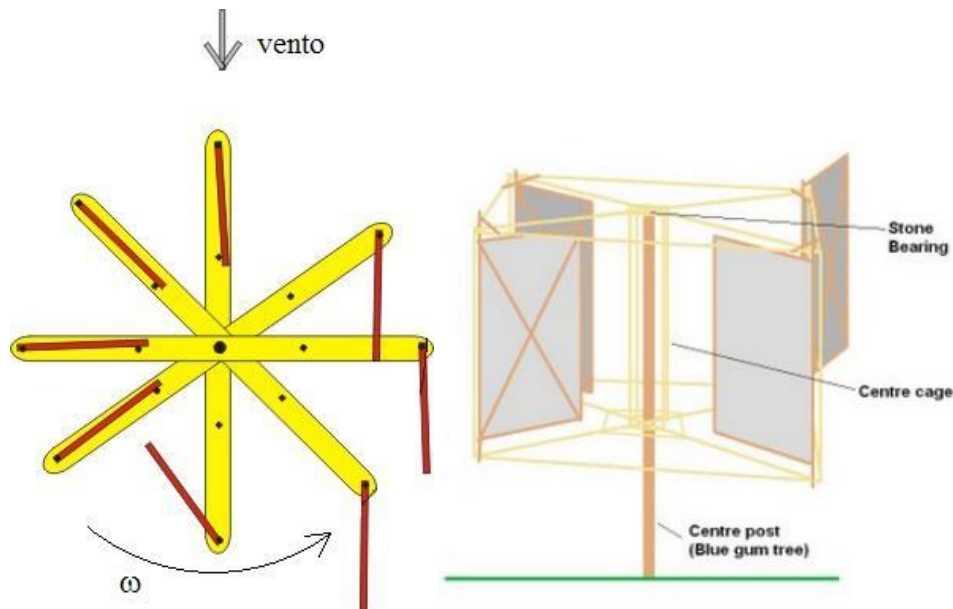


Fig. 1.13 Il panemone

Va sottolineato come il tutto avvenga senza l'utilizzo di dispositivi elettronici, ma in modo semplicemente meccanico.

L'uso del panemone potrebbe sembrare redditizio rispetto ad una Savonius, essendo minima la resistenza aerodinamica delle parti che si muovono controvento, ma va detto che, mentre un panemone utilizza come superficie resistente utile a generare coppia motrice un pannello piatto, la Savonius utilizzando una forma semicircolare ottimizza tale coppia; quindi se da un lato la Savonius ha l'inconveniente di ridurre la potenza prodotta a causa dei movimenti controvento dall'altro il semicilindro è più efficiente nello sfruttare la vena fluida rispetto a un pannello, quindi le due macchine si equivalgono in termini di prestazioni.

1.7 LA TURBINA DARRIEUS

Le Turbine Darrieus sono turbine ad asse verticale basate sul principio della portanza, brevettate da George Darrieus nel 1931, sono in grado di produrre potenza al pari e anche maggiore delle migliori turbine ad asse orizzontale attualmente in grandissima diffusione. Il nome Darrieus si riferisce a tre classi di turbine ad asse verticale: le “eggbeater”, “H-type”, e la Darrieus elicoidale che si differenziano tra di loro solo per la forma delle pale, ma tutte funzionano sfruttando la portanza creata dal profilo palare (fig. 1.14).

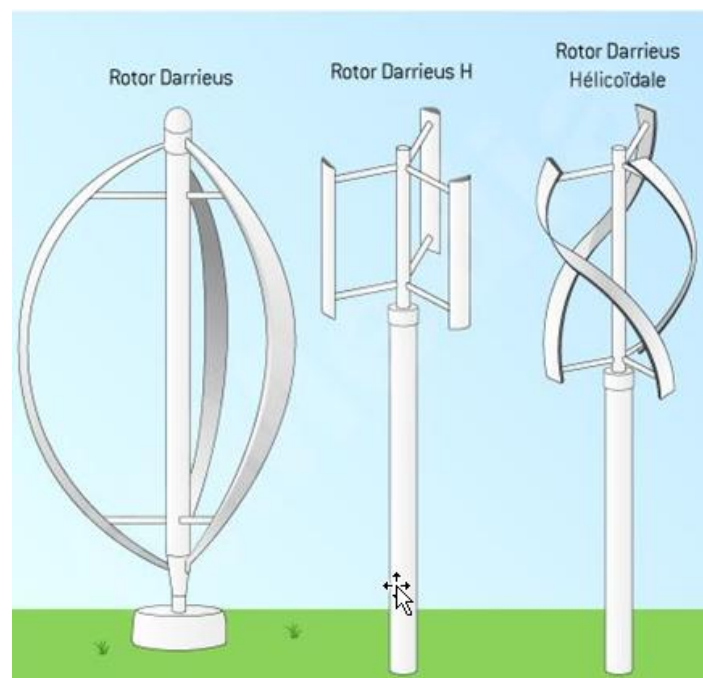


Fig. 1.14 Le tre classi di turbine Darrieus

Le turbine Darrieus sarebbero molto più comuni oggi se non fosse per un enorme difetto: affinché la portanza sviluppata sulle pale sia in grado di movimentare il generatore, il rotore deve essere portato a una velocità minima; in altri termini una tale turbina non è in grado di avviarsi.

A dire il vero, una turbina con un numero di pale superiore a uno si potrebbe avviare in qualsiasi posizione (solo una turbina Darrieus monopala presenta alcune posizioni in cui non si avvia autonomamente), ma il problema è che questo si verifica solo con grandi velocità del vento e in condizioni ideali. A

volte neppure un forte vento è sufficiente a metterla in movimento a causa degli attriti e delle vorticità che generandosi attorno a un profilo si prolungano sulle pale successive e ne disturbano l'efficienza. Quindi nella pratica si rende necessario un meccanismo di partenza.

Per superare il problema appena descritto esistono diverse soluzioni, una delle quali consiste nel montare un dispositivo a resistenza (una turbina Savonius) all'interno di una turbina Darrieus esistente (fig. 1.15). Questa Savonius dovrebbe avere una forma tale da creare abbastanza resistenza per poter muovere velocemente le pale della Darrieus finché queste non sono in grado di produrre sufficiente portanza per auto - movimentarsi e a quel punto l'avviatore sarebbe disaccoppiato.

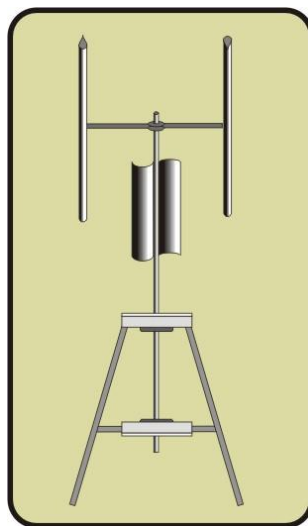


Fig. 1.15 Turbina Darrieus dotata di dispositivo a resistenza coassiale

Un altro sistema per l'avviamento consiste nell'utilizzare elettricità per portarsi nella condizione di auto sufficienza; sebbene questo metodo è funzionante, non sempre è desiderabile, in quanto la turbina deve essere collegata ad una centrale elettrica e nel caso in cui essa venga usata per il pompaggio dell'acqua è un grosso inconveniente mancando il generatore, inoltre complica notevolmente il design della macchina limitandone l'uso solo in alcune aree (zone offshore nelle vicinanze di reti elettriche).

Le forze trainanti delle turbine Darrieus possono essere descritte in dettaglio con l'aiuto della fig. 1.16. Ci sono due componenti di velocità importanti: la velocità del profilo alare rispetto all'albero, che è sempre parallela alla corda, di modulo pari alla velocità angolare moltiplicata per il raggio e la velocità del vento, approssimata con una velocità costante in direzione, modulo e verso. La risultante di questi due vettori è la velocità dell'aria rispetto al profilo alare, cioè la velocità apparente del vento, detta anche velocità relativa. L'angolo tra questa risultante e la corda del profilo alare si chiama l'angolo di attacco α .

Le pale che fendono l'aria sotto un certo angolo di attacco sono soggette ad una differenza di pressione, origine della forza chiamata portanza che spinge in avanti la pala.

Sempre osservando fig. 1.16, in cui sono rappresentate quattro pale con un profilo alare simmetrico, nella posizione $\vartheta=0^\circ$ e in quella $\vartheta=180^\circ$ si ha $\alpha=0^\circ$ ed esiste solo una forza di resistenza; per poter generare una spinta di portanza è necessario un angolo di attacco diverso da zero, altrimenti a causa della simmetria tra dorso e ventre della pala non si genera nessuna differenza di pressione e quindi nessuna forza motrice positiva (mentre se il profilo è asimmetrico l'angolo di attacco per il quale si ha portanza nulla varia da profilo a profilo, cosicché anche con un angolo di attacco nullo si potrebbe ottenere generazione di portanza).

Non appena le pale si allontanano dall'angolo appena descritto nasce la portanza, dall'inglese "lift force", cioè una forza perpendicolare alla velocità relativa che possiede una componente in grado di spingere in avanti le pale; naturalmente la forza di resistenza, dall'inglese "drag force", diretta come la velocità relativa rimane e tende a rallentare le pale.

La coppia generata dalle forze di portanza deve essere maggiore della coppia generata da quelle di resistenza per poter essere in grado di produrre energia utile.

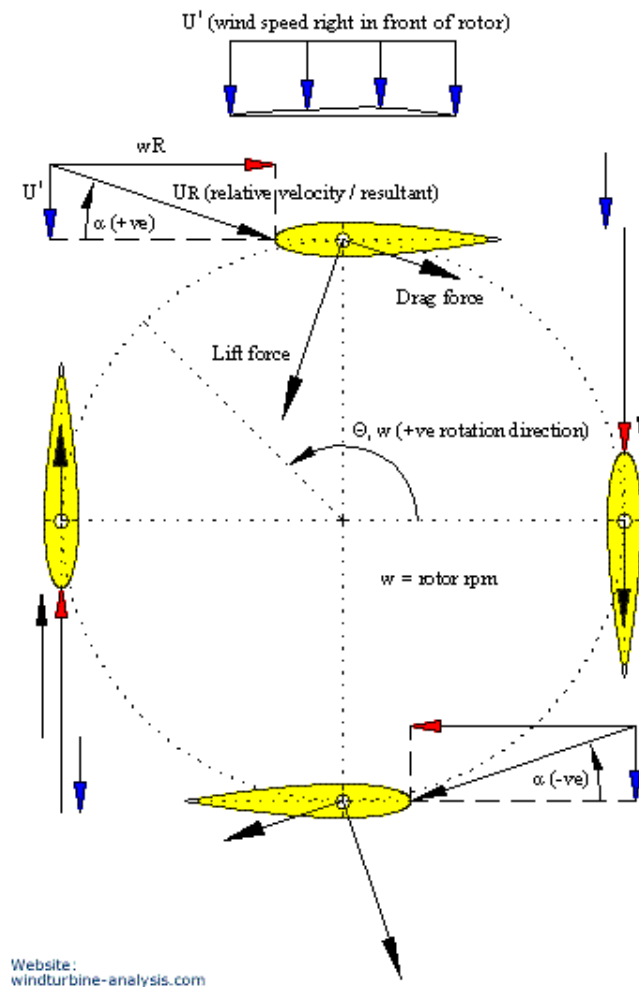


Fig. 1.16 Forze agenti su una turbina Darrieus "H-type"

LEGENDA

- freccia blu: velocità dell'aria rispetto al terreno (velocità assoluta)
- freccia rossa: velocità dell'aria che incide sul profilo, dovuta alla sola rotazione del rotore (l'opposto della velocità di trascinamento)
- freccia nera: velocità dell'aria risultante delle due sopra (velocità dell'aria relativa o apparente)
- freccia verde: forza di portanza
- freccia grigia: forza di resistenza

Le pale delle Darrieus, al pari di quelle delle turbine ad asse orizzontale, quando raggiungono una velocità eccessiva iniziano a stallare, offrendo un freno aerodinamico per il rotore, evitando i sovraccarichi, inoltre spesso questi aerogeneratori sono dotati di un ulteriore meccanismo mobile che alle alte velocità esce creando un effetto frenante.

1.8 TECNOLOGIA AD ASSE ORIZZONTALE E VERTICALE A CONFRONTO

Rispetto all'eolico ad asse orizzontale le turbine ad asse verticale hanno diversi vantaggi uno dei quali è il fatto di presentare il generatore in basso, vicino al terreno facilitando le operazioni di manutenzione; altro punto a favore dell'asse verticale è una bassa produzione di rumore, infatti le pale si mantengono sempre alla stessa distanza dall'albero principale evitando che si formi quel cono di rumore tipico delle turbine ad asse orizzontale quando la pala passa vicino alla torre di sostegno.

Altri vantaggi sono una maggior semplicità produttiva delle pale e minori costi iniziali poiché manca un sistema di orientamento della macchina, infatti le turbine verticali accettano il vento da qualsiasi direzione, al contrario delle turbine ad asse orizzontale che devono essere disposte a favore di vento.

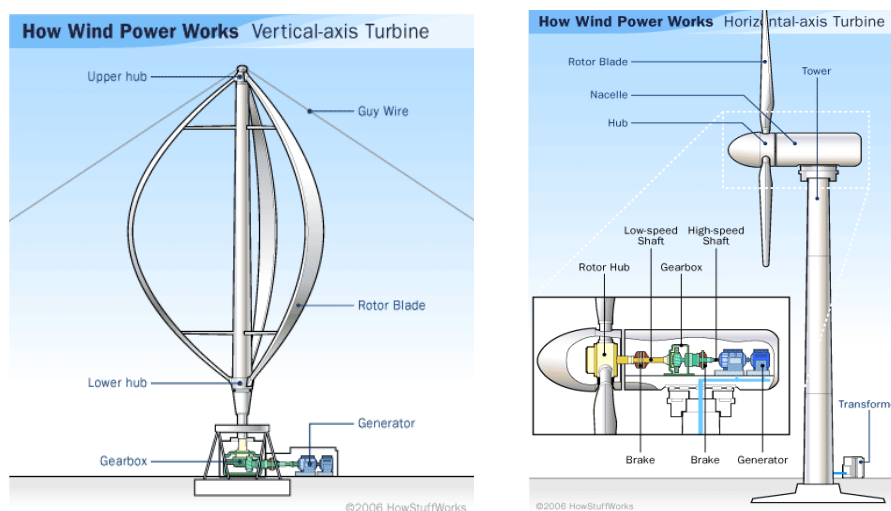


Fig. 1.17 Confronto fra una turbina eolica ad asse verticale e orizzontale

Infine si fa osservare come le macchine ad asse verticale, in genere, avendo altezze inferiori a pari potenza sviluppata, hanno una minor probabilità di essere colpite da un fulmine e la loro messa in sicurezza (tramite l'installazione di cavi conduttori, sia sulla superficie della pala sia al suo interno e lungo l'intera macchina fino ad un'opportuna messa a terra) risulta facilitata; la presenza dei fulmini non va trascurata in quanto sono causa di frequenti guasti nelle navicelle delle macchine ad asse orizzontali situate più in alto.

Vi sono anche alcune controindicazioni: le pale di una turbina ad asse verticale che si trovano sottovento, per mezzo giro sono costrette a ruotare all'interno di una scia turbolenta prodotta dalle pale precedenti; questo fatto unito alla continua variazione dell'angolo di incidenza durante la rotazione è la causa di una coppia non costante, variabile da valori positivi a negativi, osservazione questa, che porta a non poter trascurare la fatica, preferendo quelle macchine non troppo caricate, che comunque devono essere progettate per una vita finita. Le turbine ad asse verticale sono state oggetto di molte ricerche in passato, soprattutto Sandia National Laboratories concentrò il suo interesse sulle Darrieus e produsse per prima prototipi di dimensioni imponenti di cui si possono trovare numerose pubblicazioni. Attualmente pur avendo un mercato di nicchia non mancano compagnie che producono aerogeneratori ad asse verticale soprattutto di piccole dimensioni adatte ad un contesto urbano (figura 1.18).

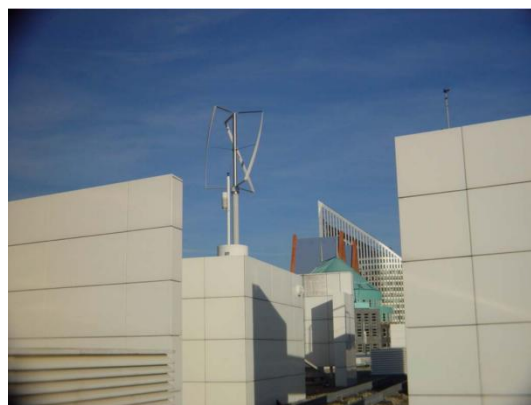


Fig. 1.18 Aerogeneratore ad asse verticale di piccole dimensioni adattato ad un contesto urbano

1.9 LIMITE DI BETZ

La potenza effettivamente captabile da un rotore eolico, anche considerando perdite nulle, si discosta comunque da quella teoricamente disponibile nella vena fluida, in quanto non è possibile “fermare” completamente la corrente ventosa. In tal caso, infatti, si registrerebbe un accumulo infinito di massa a valle del rotore, impedendo l’afflusso di altra aria e quindi il funzionamento dell’aerogeneratore.

La potenza utilmente sfruttabile risulta limitata superiormente dal Limite di Betz. Tale valore rappresenta la massima potenza estraibile dalla vena fluida per fini energetici, senza considerare perdite meccaniche e fluidodinamiche, e rappresenta quindi un riferimento puramente teorico.

Per il calcolo del limite, si ipotizza che il tubo di flusso della vena ventosa non interagisca con il fluido circostante, che le sezioni infinitamente a monte e a valle del rotore siano fluidodinamicamente indisturbate, che il vento risulti di intensità costante con la quota, che sussistano condizioni stazionarie, che il rallentamento sia uniformemente distribuito sulla sezione del rotore, che la distribuzione di velocità sia monodimensionale lungo l’asse di avanzamento della vena fluida, che il flusso eolico sia indisturbato oltre il rotore, che l’aria abbia densità costante, infine che non vi siano effetti di rotazione della vena ventosa. Nel calcolo originario del Limite di Betz, inoltre, si sono considerate una densità dell’aria, composta per il 79 % in volume da N_2 e per il 21 % da O_2 , pari a 1.21 kg/m^3 , una temperatura di 15° C , ed una pressione di 1 atm. Il ragionamento teorico verrà opportunamente semplificato, per risultare più comprensibile, eliminando le considerazioni ritenute superflue o ridondanti.

L’andamento del tubo di flusso in prossimità ed in corrispondenza del rotore eolico viene schematizzato in figura 1.20.

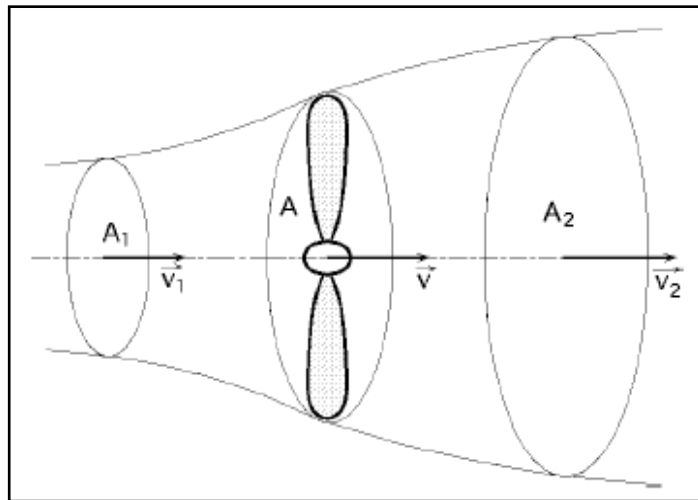


Fig. 1.20 Andamento del tubo di flusso in prossimità del rotore

Si consideri la velocità del fluido a valle del rotore come una frazione di quella a monte, come espresso nella formula seguente:

$$v_2 = a * v_1$$

Il parametro "a" prende il nome di *fattore di interferenza del rotore*. Risulta possibile esprimere la potenza captata dall' aerogeneratore attraverso due formule. Nella prima, il valore della potenza si ottiene moltiplicando la portata in massa per la differenza tra l' energia cinetica posseduta del fluido rispettivamente a monte e a valle del rotore. Tale formula viene riportata di seguito:

$$P = \rho * A * v * \left(\frac{v_1^2}{2} - \frac{(a * v_1)^2}{2} \right)$$

Nella seconda, il valore della potenza si ottiene moltiplicando la velocità del vento in corrispondenza del rotore per la forza agente sulla girante stessa, ottenibile a sua volta come prodotto tra la portata in massa del fluido e la differenza tra la velocità del vento rispettivamente a monte e a valle dell' aerogeneratore. Tale forma della forza è conseguenza dell' imposizione della quantità di moto:

$$F = m * \frac{\Delta v}{\Delta t} = Q * (v_1 - v_2) = \rho * A * v * (v_1 - a * v_1)$$

La seconda espressione relativa alla potenza captata è espressa dunque dalla formula riportata di seguito:

$$P = \rho * A * v * (v_1 - a * v_1) * v = \rho * A * v^2 * (v_1 - a * v_1)$$

Eguagliando le due espressioni della potenza captata, si ricava la velocità del vento in corrispondenza del rotore eolico, ottenibile come media aritmetica tra le velocità a monte e a valle. Tale legame emerge dalla relazione seguente:

$$v = \frac{v_1 + a * v_1}{2}$$

Sostituendo il valore sopra determinato nella prima espressione della potenza captata, si ottiene la relazione espressa nella formula riportata di seguito:

$$P = \frac{1}{2} \rho * A * v_1^3 * \left[\frac{1}{2} (1 + a) * (1 - a^2) \right]$$

La grandezza tra parentesi quadre prende il nome di coefficiente di potenza teorico. Derivando l'espressione di tale coefficiente rispetto alla costante a e ponendo la derivata ottenuta uguale a zero, si ottiene il valore di a in corrispondenza del quale il coefficiente di potenza teorico, e di conseguenza la potenza captata, risulta massimo. Il valore in questione del parametro a è pari ad $1/3$, come è possibile accertare dal grafico riportato in figura 1.21.

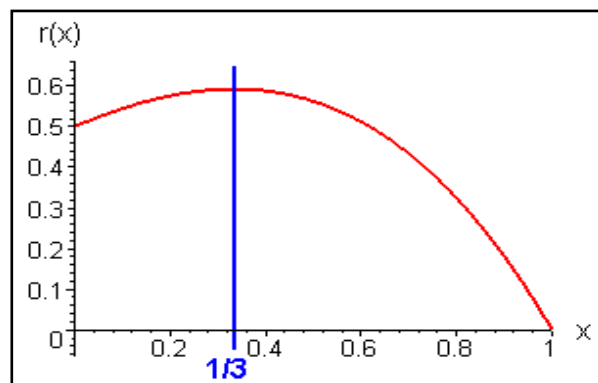


Fig. 1.21 Andamento del coefficiente di potenza teorico in funzione del parametro "a"

Sostituendo il risultato sopra ottenuto nell'espressione del coefficiente di potenza teorico si ottiene il valore massimo di quest'ultimo, che prende il nome di Limite di Betz. Tale limite rappresenta, come in precedenza detto, la massima potenza captabile dall'aerogeneratore, in assenza di perdite, e risulta approssimativamente pari a 0.6.

Considerando anche le perdite meccaniche, fluidodinamiche, quelle dovute ad inevitabili portate di fuga e quelle derivanti dall'interferenza tra le pale del rotore, si ottiene la formula definitiva della potenza captabile, riportata nella formula seguente:

$$P = \frac{1}{2} \rho * A * v_1^3 * C_P$$

In tale formula, C_P rappresenta il coefficiente di potenza, ottenibile moltiplicando il coefficiente di potenza teorico per il rendimento del rotore, comprensivo delle perdite sopra specificate. Tale relazione viene così espressa:

$$C_P = C_{Pt} * \eta_r$$

Nel calcolare l'espressione della potenza captata sopra riportata si è ipotizzato che la sezione incidente alla vena fluida sia ad essa perpendicolare. Diversamente, nella formula comparirebbe un ulteriore termine a fattore, ovvero $\cos q$, dove q rappresenterebbe l'angolo tra la direzione del vento e la normale alla superficie di intercettazione.

Considerando che il Limite di Betz è approssimativamente pari a 0.6 e che il rendimento del rotore è generalmente compreso tra 0.25 e 0.75, in dipendenza dalla tipologia di aerogeneratore, si ha un andamento del coefficiente di potenza compreso solitamente tra i valori 0.15 e 0.45. Tale situazione si può verificare nel grafico di figura 1.22, dove viene riportato il coefficiente di potenza in funzione del coefficiente di velocità periferica, per varie tipologie di rotor eolici. Si nota che nel caso reale il coefficiente di potenza non è costante, bensì variabile in dipendenza dalla velocità del vento.

Il coefficiente di velocità periferica è dato dal rapporto tra la velocità periferica delle pale del rotore, ottenuta moltiplicando la velocità di rotazione per lo sviluppo radiale della pala, e la velocità del vento, e rappresenta quindi un parametro molto significativo, rappresentativo delle condizioni anemologiche e di funzionamento dell' aerogeneratore.

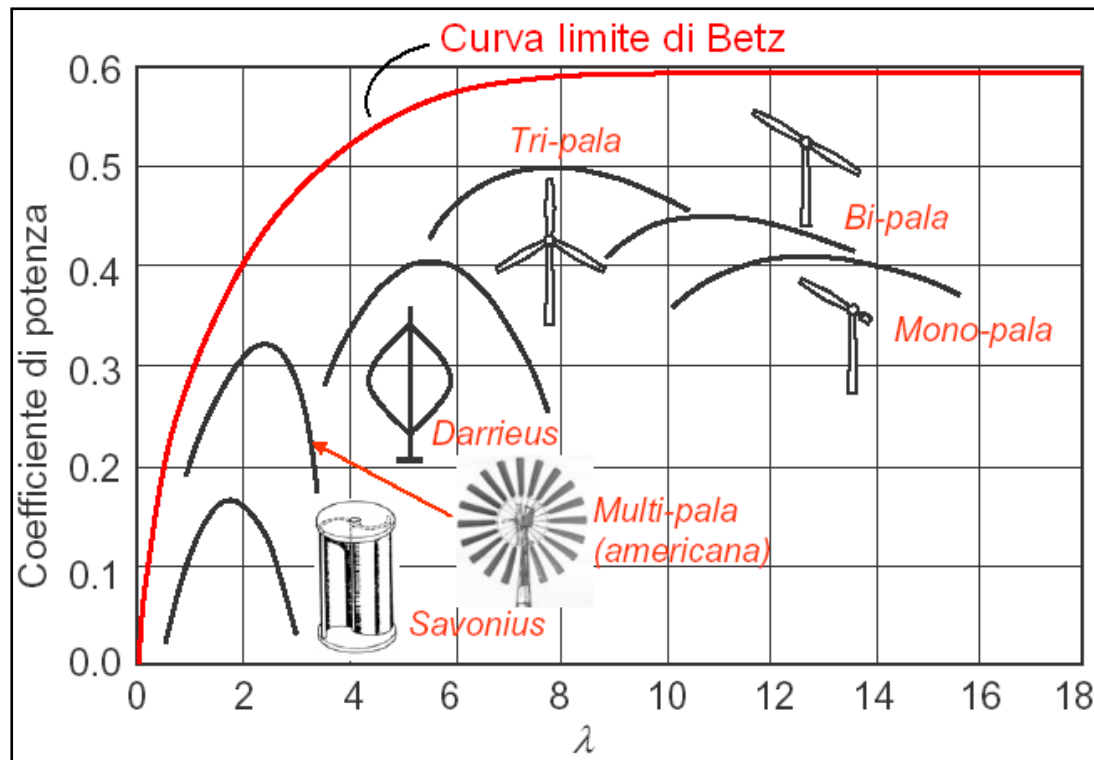


Figura 1.22 Andamento del coefficiente di potenza C_p in funzione del coefficiente di velocità periferica

CAPITOLO 2

I PROFILI NACA

(NORTHERN ADVISORY COMMITTEE FOR AERONAUTICS)

2.1 GENERALITÀ

Esistono un' estesa schiera di profili alari già disegnati e di prestazioni certe tra cui scegliere.. Certamente i profili alari più "famosi", indicati per i moti subsonici, sono contenuti nelle cosiddette famiglie di profili NACA "low speed":

- NACA A 4 CIFRE
- NACA A 5 CIFRE
- SESTA SERIE NACA LAMINARE

Il progetto di queste famiglie di profili è anteriore 1940 ma ancora oggi, quando si avvia il progetto di una nuova macchina che lavora in campo subsonico per la scelta del profilo di riferimento ci si rivolge ad un profilo NACA.

Come mostrato nella figura 2.1, un profilo alare può essere considerato come composto da una distribuzione di spessore simmetrica, adagiata su una linea media di forma opportuna. La linea media, infatti, è quella linea curva che è in ogni punto equidistante dal dorso e dal ventre del profilo. La distanza,

misurata perpendicolarmente alla linea media, fra il dorso e il ventre del profilo è detta spessore.

I punti in cui la linea media incontra il profilo nella zona anteriore e nella zona posteriore si chiamano rispettivamente bordo d'attacco e bordo d'uscita. Il segmento che unisce questi due punti si chiama invece corda del profilo. E' facile vedere geometricamente che in un profilo simmetrico la corda del profilo coincide con la linea media, cioè in un profilo simmetrico la linea media è un segmento che congiunge il bordo d'attacco con il bordo d'uscita.

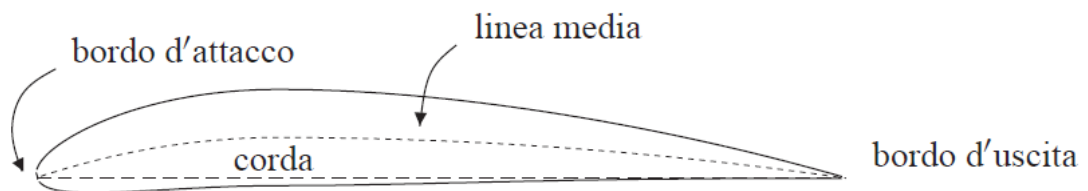


Fig. 2.1 Nomenclatura fondamentale di un profilo alare

Per quanto riguarda la distribuzione di spessori, il rapporto fra lo spessore massimo del profilo e la lunghezza della corda, espresso in percentuale, è un parametro geometrico spesso utilizzato nella definizione dei profili e viene denominato spessore percentuale.

Per definire la linea media si utilizza invece la massima ordinata, espressa in percentuale o in millesimi di corda, e la posizione lungo la corda per la quale si ha il massimo.

Si consideri ora un profilo alare immerso in una corrente uniforme, con velocità a grande distanza dal profilo pari a U diretta come l'asse x , che in questo caso non coincide necessariamente con la corda del profilo. Si chiami incidenza del profilo l'angolo compreso fra la direzione della velocità U e la corda del profilo, positivo in senso orario. Si definisce poi portanza, e la indichiamo con ℓ , la componente della forza, in questo caso per unità di apertura, che la corrente esercita sul profilo in direzione normale alla velocità

U. Si chiama resistenza la componente della stessa forza, per unità di apertura, in direzione parallela alla velocità U e momento aerodinamico di beccheggio il momento delle forze esercitate dal fluido sul profilo nel piano del profilo stesso, rispetto a un polo posto a $1/4$ della corda a partire dal bordo d'attacco.

2.2 NOMENCLATURA DEI PROFILI NACA

I profili alari della serie NACA a quattro o cinque cifre sono caratterizzati in modo convenzionale da un gruppo di quattro o cinque cifre che specificano sia la forma della linea media sia l'andamento dello spessore del profilo. I profili appartenenti a queste due serie sono definiti nel seguente modo:

NACA MPSS

NACA ddd SS,

dove M, P, SS e ddd sono tutti numeri *interi*, in particolare:

- M e P sono interi di *una sola* cifra,
- SS e ddd sono interi rispettivamente di *due* e *tre* cifre.

Nel caso dei profili NACA a quattro cifre, indicati con NACA MPSS, le prime due cifre M e P descrivono la linea media mentre le ultime due cifre SS si riferiscono allo spessore del profilo in direzione normale alla linea media in ogni suo punto. Più precisamente:

- M rappresenta l'ordinata massima della linea media, espressa come *percentuale* della lunghezza della corda;
- P rappresenta la posizione lungo la corda della massima ordinata della linea media, espressa in *decimi* della lunghezza della corda (si usa il carattere speciale P per tener presente che questo valore è in *decimi*);
- SS rappresenta lo spessore massimo della distribuzione di spessore, espresso come *percentuale* della lunghezza della corda (si usa un

simbolo con due lettere per ricordare che questo valore è dato con *due* cifre).

Per i profili NACA a cinque cifre, indicati con NACA ddd SS, le prime tre cifre ddd indicano in modo convenzionale la scelta della linea media, mentre le ultime due cifre SS si riferiscono allo spessore massimo del profilo in direzione normale alla linea media, esattamente come nel caso a quattro cifre.

2.3 SPESSORE DEI PROFILI ALARI SIMMETRICI

La forma di tutti i profili simmetrici della serie NACA a quattro o cinque cifre è definita da un'unica funzione:

$$y_{sp} = y_{sp}(x)$$

la quale fornisce il valore dello spessore del profilo $y_{sp}(x)$ in funzione della distanza x dal bordo di attacco di un punto lungo la corda. Nella relazione compare un fattore moltiplicativo s che corrisponde alle due ultime cifre SS del profilo NACA in base alla definizione:

$$s = SS/100$$

Come si è detto, s rappresenta lo spessore massimo del profilo espresso in frazione della lunghezza c della corda. Lo spessore locale y_{sp} (in realtà la metà dello spessore, essendo simmetrico) dei profili NACA considerati, in funzione di x e del valore di s , è dato dalla relazione:

$$y_{sp}(x) = 5*s (0.29690 x^{1/2} - 0.12600 x - 0.35160 x^2 + 0.28430 x^3 - 0.10150 x^4)$$

Tutte le variabili di questa relazione, s , x e y_{sp} , sono adimensionali e sono espresse come frazione della lunghezza c della corda: così, la relazione è definita per $s < 1$ nell'intervallo $0 \leq x \leq 1$ e sarà in ogni caso $y_{sp}(x) < 1$. Ad esempio, $SS = 12$ equivale a $s = 0.12$ e definisce lo spessore del profilo simmetrico NACA 0012 mostrato nella figura 2.2 sottostante. Naturalmente

nel caso di profili simmetrici, come quello utilizzato per la nostra turbina, la linea media nel profilo coincide con la corda.



Fig. 2.2 Profilo alare NACA 0012

2.4 COEFFICIENTI AERODINAMICI E CURVE CARATTERISTICHE

E' spesso conveniente esprimere le forze aerodinamiche e il momento delle forze in forma adimensionale dividendo la portanza ℓ e la resistenza d , per unità di apertura, per $\frac{1}{2} \cdot \rho U^2 c$, mentre il momento m , per unità di apertura, deve essere diviso per $\frac{1}{2} \cdot \rho U^2 c^2$, dove ρ rappresenta una densità di riferimento, tipicamente la densità del fluido nella regione della corrente uniforme. In questo modo si ottengono i coefficienti aerodinamici:

- coefficiente di portanza c_l : $c_l = \frac{2\ell}{\rho U^2 c}$,
- coefficiente di resistenza c_d : $c_d = \frac{2d}{\rho U^2 c}$,
- coefficiente di momento di beccheggio c_m : $c_m = \frac{2m}{\rho U^2 c^2}$.

I coefficienti aerodinamici dipendono dal numero di Reynolds, dal numero di Mach e dall'angolo di incidenza α . Dato un certo profilo alare e fissati i primi due parametri è possibile studiare la dipendenza di tali coefficienti dall'angolo di incidenza. Le curve caratteristiche di un profilo alare progettato correttamente presentano alcune proprietà comuni a tutti i profili. Si riportano

in figura 2.3 gli andamenti delle curve caratteristiche di un profilo NACA 23012, misurate per un numero di Reynolds pari a $6.0 \cdot 10^6$.

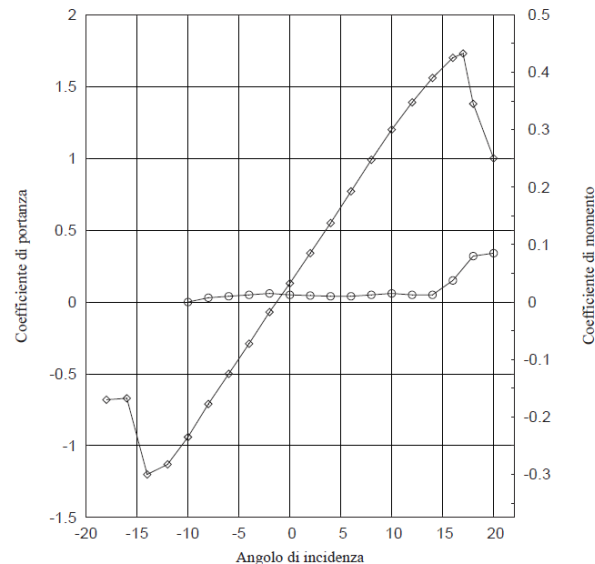


Fig. 2.3 Curva c_l - α (\diamond) e c_m - α (\circ) del profilo NACA 23012 per un numero di Reynolds di 6.0×10^6

Osservando la curva c_l - α , possiamo individuare un tratto centrale lineare per angoli di incidenza sufficientemente vicini all'angolo di incidenza di progetto. La pendenza di tale tratto è all'incirca 2π come previsto dalla teoria dei profili sottili, quando si esprimano gli angoli in radianti. Se il profilo è simmetrico, l'angolo di incidenza per il quale si annulla il coefficiente di portanza, $\alpha_l=0$, è nullo. Per profili non simmetrici, invece, esso assume in generale un valore diverso da zero. All'aumentare dell'angolo d'incidenza, per valori dell'ordine di 15° - 20° , la curva si discosta dalla linearità fino a raggiungere il suo valore massimo per un angolo di incidenza, detto angolo di stallo. Il fenomeno associato a questo scostamento dalla linearità è detto appunto stallo.

Fisicamente si verifica un distacco dello strato limite che impedisce al profilo di lavorare correttamente e che porta, più o meno rapidamente a seconda della forma del profilo e del numero di Reynolds, a una diminuzione del coefficiente di portanza e a un aumento del coefficiente di resistenza. A seconda che la separazione dello strato limite avvenga in una zona in prossimità del bordo

d'attacco del profilo o in prossimità del bordo d'uscita lo stallo è più o meno brusco.

2.5 FORZE AGENTI SUL PROFILO

Si valutano ora le forze che vengono scambiate tra fluido e corpi solidi (considerati bidimensionali) ricordando alcune nozioni di fluidodinamica. Consideriamo un profilo aerodinamico avente la forma indicata in figura:

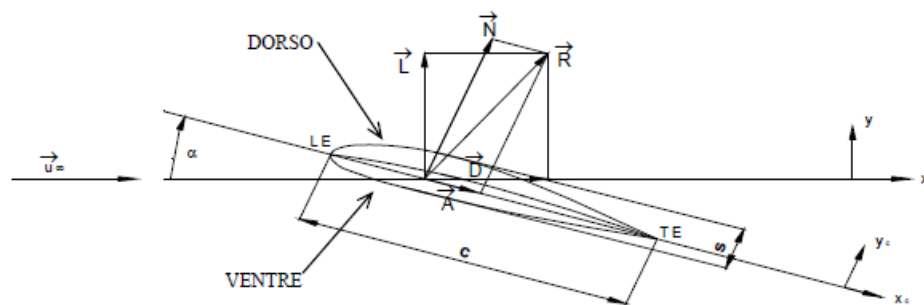


Fig. 2.4 Forze agenti su un profilo alare

La notazione per la figura 2.4 è la seguente:

c : corda del profilo

LE : Leading edge (bordo d'attacco)

TE : Trailing edge (bordo d'uscita)

s : spessore massimo del profilo

α : angolo d'incidenza

N e A : forze (componenti di R) nel sistema di riferimento (assi corpo) associato al profilo (assi x_c e y_c , $A \parallel x_c$ e $N \parallel y_c$)

R : risultante delle forze aerodinamiche L e D : (Portanza e Resistenza) sono le componenti di R nel sistema di riferimento (assi vento) associato a U_∞ (cioè tale che $L \perp U$ e $D \parallel U_\infty$)

U_∞ : velocità indisturbata incidente sul profilo.

2.6 DEFINIZIONE DEL PROFILO PER LA TURBINA AD ASSE VERTICALE

In genere si utilizzano i profili NACA a 4 cifre della serie 0012, 0015, 0018; nel caso in analisi si procede ad utilizzare il profilo 0018 essendo quello a maggior spessore, che garantisce maggior sicurezza nel caso si volesse in futuro aggiungere il flap mobile.

L'utilizzo di un profilo simmetrico non è casuale infatti la pala deve funzionare continuamente nell'arco di una rivoluzione completa, con un angolo di attacco che da positivo diventa negativo; la simmetria garantisce un ugual comportamento del profilo in una posizione θ e in quella corrispondente nella metà opposta ($2\theta - \theta$).

Nel nostro caso è stata utilizzato un applet che definisce completamente il profilo una volta inserito una sigla valida, secondo la nomenclatura descritta in precedenza. L'applet calcola quindi automaticamente le coordinate dei punti attraverso le equazioni del dorso e del ventre del profilo. E' possibile inoltre controllare l'accuratezza del profilo ottenuto aumentando o diminuendo i punti di controllo: infatti un secondo parametro di input all'applicazione è il numero di punti per cui deve passare la curva. In questo caso il profilo è stato calcolato passante per 200 punti, 100 sul dorso e altrettanti sul ventre.

L'APPLET

Per utilizzare l'applet che calcola le coordinate del profilo bisogna inserire nel campo "Profilo NACA" una sigla valida di un profilo (ad esempio 2412 o 23014). Premendo il pulsante "Calcola" verrà disegnato il profilo richiesto. Nella tabella verranno riportate le coordinate sia del dorso che del ventre. Alcune applicazioni richiedono le coordinate in un ordine particolare: ad iniziare da un punto (il bordo d'uscita normalmente) e percorrendo il profilo in

senso orario o antiorario. Per questi casi è prevista l'opzione "inverti le coordinate del ventre".

Si riporta in figura 2.6 la tabella delle coordinate dei punti per cui passa il profilo ed il profilo NACA 0018 utilizzato per l'aerogeneratore ad asse verticale.

Profilo Naca (4 0 5 cifre)

Numero di punti (10 - 300)

Fig.2.5 Applet per il calcolo del profilo alare NACA: dati di input

| Xupper | Yupper | Xlower | Ylower |
|----------|----------|----------|-----------|
| 0,000000 | 0,000000 | 1,000000 | -0,001890 |
| 0,000062 | 0,002092 | 0,999938 | -0,001903 |
| 0,000247 | 0,004169 | 0,999753 | -0,001942 |
| 0,000555 | 0,006232 | 0,999445 | -0,002007 |
| 0,000987 | 0,008281 | 0,999013 | -0,002098 |
| 0,001541 | 0,010315 | 0,998459 | -0,002214 |
| 0,002219 | 0,012334 | 0,997781 | -0,002356 |
| 0,003020 | 0,014338 | 0,996980 | -0,002524 |
| 0,003943 | 0,016328 | 0,996057 | -0,002718 |
| 0,004988 | 0,018299 | 0,995012 | -0,002937 |
| 0,006156 | 0,020255 | 0,993844 | -0,003181 |
| 0,007445 | 0,022195 | 0,992555 | -0,003450 |
| 0,008856 | 0,024118 | 0,991144 | -0,003744 |
| 0,010389 | 0,026023 | 0,989611 | -0,004062 |
| 0,012042 | 0,027911 | 0,987958 | -0,004406 |
| 0,013815 | 0,029781 | 0,986185 | -0,004773 |
| 0,015708 | 0,031632 | 0,984292 | -0,005164 |
| 0,017721 | 0,033464 | 0,982279 | -0,005579 |
| 0,019853 | 0,035276 | 0,980147 | -0,006018 |
| 0,022103 | 0,037068 | 0,977897 | -0,006479 |
| 0,024472 | 0,038840 | 0,975528 | -0,006964 |
| 0,026957 | 0,040590 | 0,973043 | -0,007471 |
| 0,029560 | 0,042319 | 0,970440 | -0,008000 |
| 0,032278 | 0,044026 | 0,967722 | -0,008551 |
| 0,035112 | 0,045709 | 0,964888 | -0,009123 |
| 0,038060 | 0,047370 | 0,961940 | -0,009716 |
| 0,041123 | 0,049006 | 0,958877 | -0,010331 |
| 0,044298 | 0,050618 | 0,955702 | -0,010965 |
| 0,047586 | 0,052204 | 0,952414 | -0,011620 |
| 0,050986 | 0,053765 | 0,949014 | -0,012294 |
| 0,054497 | 0,055300 | 0,945503 | -0,012987 |
| 0,058117 | 0,056808 | 0,941883 | -0,013698 |
| 0,061847 | 0,058288 | 0,938153 | -0,014429 |
| 0,065684 | 0,059740 | 0,934316 | -0,015176 |
| 0,069629 | 0,061164 | 0,930371 | -0,015942 |

Fig.2.6 Applet per il calcolo del profilo alare NACA: dati di output

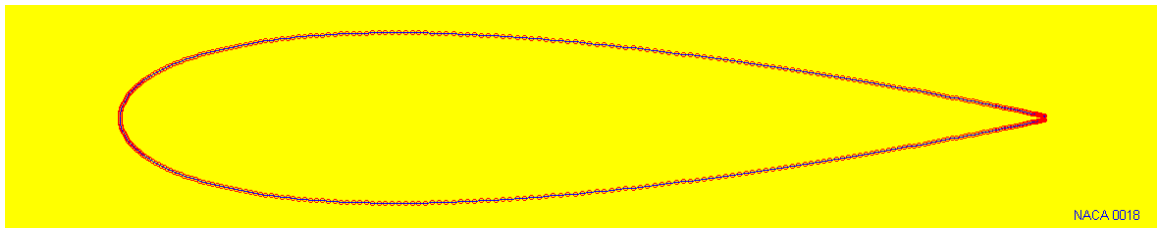


Fig.2.6 Applet per il calcolo del profilo alare NACA: visualizzazione del profilo desiderato

Ottenute le coordinate del dorso e del ventre palare si procede a convertire la tabella in fig. 2.6 in un file di testo in formato .txt. in questo modo si passa l'informazione al software di modellazione 3D, e con la funzione "inserisci curva" è possibile tracciare il profilo passante per i punti desiderati. Ottenuta la forma esterna, che si affaccia alla vena fluida, e da cui dipendono i coefficienti di portanza e resistenza, si può poi progettare la struttura interna del profilo, come sarà descritto nei capitoli successivi, in particolare nel 5.

CAPITOLO 3

LE PROBLEMATICHE DELL'AVVIAMENTO NELLE VAWT

3.1 PROBLEMATICHE DI AVVIAMENTO PER LE TURBINE AD ASSE VERTICALE

E' stato già accennato come la maggiore limitazione che impedisce la comune diffusione delle turbine Darrieus sia l'incapacità di raggiungere una velocità sufficiente tale per cui si possa sviluppare una portanza che autoalimenti il moto di rotazione della turbina. Infatti solo per considerevoli velocità del vento la turbina potrebbe avviarsi, ma a volte neppure un vento forte sarebbe in grado di vincere le resistenze dovute alle vorticosità che si generano sul profilo e si propagano anche sui profili seguenti. Innanzi tutto definiamo con più precisione il termine "auto-avviamento". Ebert e Wood sostengono che l'avviamento termina quando la turbina è in grado di iniziare ad estrarre potenza, mentre Kirk sostiene che una turbina può definirsi in grado di auto-avviarsi solo se essa è in grado di accelerare dal momento in cui produce un "output significativo". In entrambi i casi però le due definizioni sono semplicemente qualitative. Altri, per esempio Lunt, hanno adottato una definizione più specifica in base alla quale si ritiene che la macchina si sia

avviata correttamente quando le pale operano ad una velocità costante che supera quella della vena fluida indisturbata; cioè per definizione il $TSR > 1$ (Tip Speed Ratio, rapporto fra la velocità periferica della macchina e la velocità del vento). Il fondamento di questa definizione di questa definizione quantitativa risiede nel fatto che la turbina, lavorando solo per resistenza, non può raggiungere la velocità del vento, quindi durante la rotazione deve essere prodotta necessariamente una forza portante. Sebbene sia una definizione più precisa delle precedenti, anch'essa ha delle limitazioni; in particolare è evidente che nel momento in cui inizia a generarsi portanza, lungo una parte significativa della rivoluzione non è comunque garantito che la macchina continui ad accelerare. Baker suppone che un $TSR < 2$ c'è una coppia insufficiente o addirittura negativa che ostacola un'ulteriore accelerazione. Quando si opera in tale zona, solo un'improvvisa raffica di vento può portare il rotore della macchina ad un completo funzionamento a portanza. Questa affermazione implica che sono necessarie precise condizioni atmosferiche affinché il processo di avviamento per una turbina Darrieus a profili simmetrici con geometria fissa avvenga compiutamente.

3.2 STUDIO NUMERICO DELL'AVVIAMENTO DI UNA TURBINA DARRIEUS

I dati sono riferiti ad una turbina Darrieus di potenza ridotta, approssimativamente di 2.5 kW dotata di profili NACA 0012, i dati geometrici sono riportati nella tabella sottostante:

| Data for NACA 0012 | | Other physical constants | |
|--------------------|-------------------|--------------------------|-------------------------|
| Chord, c | 0.15 m | Radius of rotation, R | 1.20 m |
| Span, s | 2.00 m | Air density, ρ | 1.20 kg/m ⁻³ |
| Mass, m | 3 kg (each blade) | Wind speed, V | 10 m/s |

Fig. 3.1 Dati geometrici turbina Darrieus

La modellazione delle prestazioni delle turbine è basata su un approccio time-stepping. Per qualsiasi posizione di partenza della pala, velocità del vento, e velocità angolare, il triangolo delle velocità risultante determina la velocità relativa e l'incidenza per ogni pala. I coefficienti di portanza e resistenza sono stati trovati mediante interpolazione su una look-up table basata sul database della pala aerodinamica e quindi le forze assolute sono facilmente determinabili per le dimensioni scelte del profilo. Per questo studio, sono stati considerati gli effetti di punta, ma il rapporto d'aspetto è elevato in modo che gli effetti di punta non abbiano un impatto significativo sulla fisica del flusso associato all'avvio. Una volta che le forze della pala sono state determinate, le forze vengono risolte nella direzione circonferenziale al fine di stabilire la coppia istantanea e la potenza. Si conoscono le caratteristiche inerziali della macchina insieme alla resistenza dovuta all'attrito dei cuscinetti e le caratteristiche del carico del generatore; l'accelerazione istantanea del rotore è calcolata e applicata nel corso di un breve intervallo di tempo per determinare una nuova posizione del rotore, da cui si ripete il processo. Le informazioni provenienti da ogni passo temporale sono memorizzate per consentire una mappatura completa nel tempo di ogni variabile inclusa nel calcolo. Fino a quando l'incremento di tempo è piccolo in confronto ai cambiamenti di velocità e accelerazione, il tempo (stepping) di approccio fornisce un modello accurato del dispositivo. Per macchine a più pale, è un semplice compito sommare gli effetti di ogni singola pala. Per questo lavoro, è stato utilizzato un incremento di tempo di 0.001 s, ma può essere utilizzato un passo ancora più fine se necessario. Un'analisi preliminare dei risultati presentati qui ha confermato che la riduzione del periodo di un ordine di grandezza non ha avuto effetti significativi e quindi l'intervallo più ampio è stato adottato per mantenere le dimensioni del set di dati all'interno di limiti accettabili. In assenza di dati direttamente rilevanti, l'impatto della scia

generata da una pala a monte dei suoi vicini a valle non è stato considerato durante il corso di questo studio iniziale.

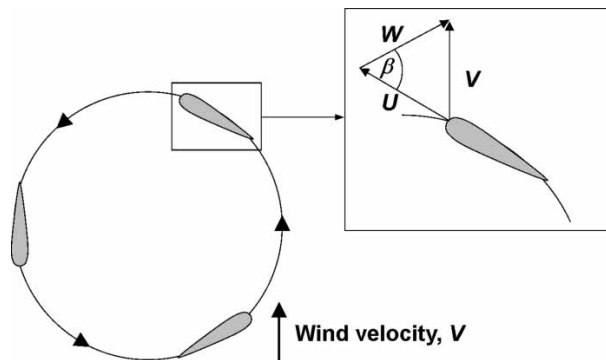


Fig. 3.2 Generica velocità triangolo pala per un VAWT

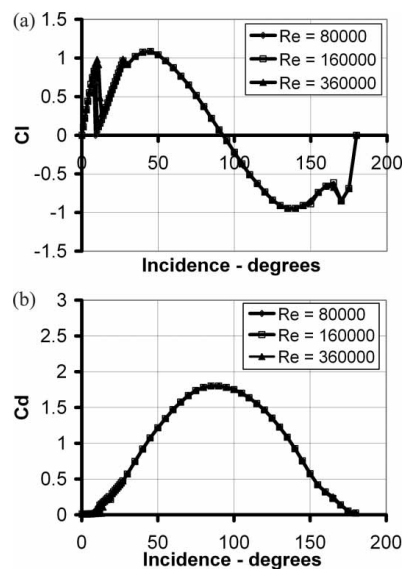


Fig. 3.3 Profilo NACA 0012, coefficienti di portanza e resistenza per tre diversi numeri di Reynolds; studio di Sheldahl

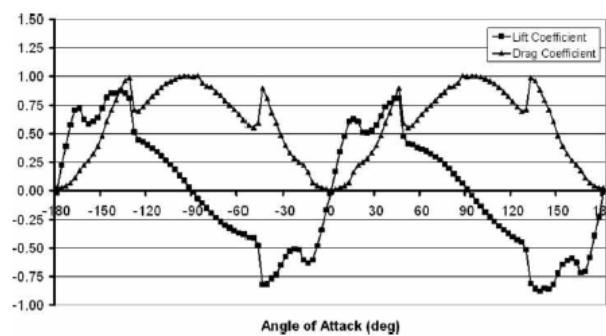
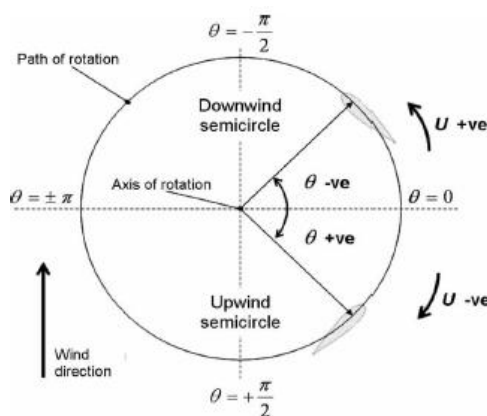


Fig. 3.4 Dipendenza dei coefficienti di portanza e di resistenza in funzione dell'angolo di incidenza

3.2.1 ROTORE MONOPALA

Inizialmente sono considerate le caratteristiche di partenza di un rotore a singola pala. Questa configurazione è improbabile che venga utilizzata per una macchina pratica, ma fornisce un prezioso strumento per aiutare la visualizzazione e spiegazione dei processi coinvolti durante l'avvio.



3.5 Segni convenzionali

La Figura 3.6 nella pagina seguente mostra l'andamento nel tempo della velocità della pala sulla base di una velocità costante del vento di 10 m/s ed una velocità iniziale della pala nulla che rappresenta il punto in cui ogni freno o blocco del meccanismo viene rilasciato. Per questa dimostrazione, l'angolo di incidenza iniziale della pala era 45° in una posizione di partenza di $3\pi/4$. In questa situazione istantanea di partenza, anche se in fase di stallo, la componente circonferenziale della portanza è sufficiente per accelerare il rotore in avanti. Anche se le forze aerodinamiche fluttuano come ruota il rotore e l'incidenza della pala cambia, il rotore è in grado di mantenere una accelerazione continua fino al raggiungimento una velocità di punta con TSR di circa 3.9. Il transitorio, come si può vedere sempre in figura 3.6 ha una durata di circa 150 s.

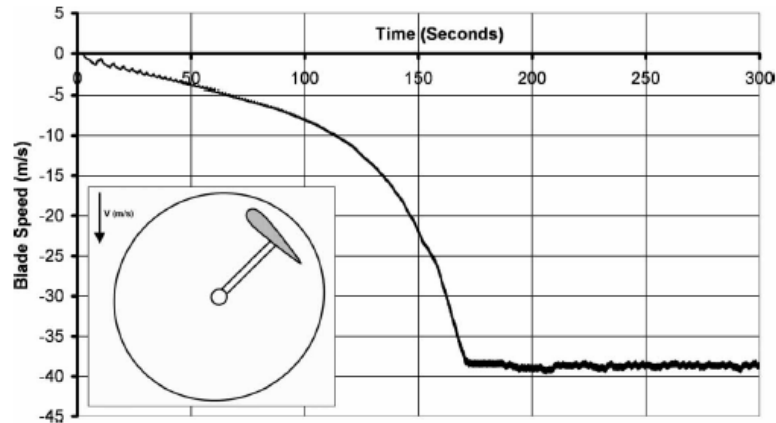


Fig. 3.6 Andamento della velocità del rotore monopala da fermo, posizione di partenza $\frac{3}{4} \pi$

Anche in questo caso, apparentemente allo stato stazionario, ci sono variazioni di coppia considerevoli su tutto il ciclo (Fig. 3.7 (a)) che corrispondono alle variazioni di incidenza della pala che si verificano (Fig. 3.7 (b)) e alla corrispondenti variazioni di portanza, resistenza, al netto della componente della forza tangenziale (Fig. 3.7 (c)). Va notato che la scelta del passo di simulazione di 0.001 s non è sufficientemente piccola per catturare esattamente la periodicità vera della soluzione (più evidente in fig. 3.7 (c)). Si è osservato un impatto limitato sulle sui risultati fondamentali. Ciò è evidente solo ai rapporti di alta velocità periferica associata ad una turbina in “modalità portanza”.

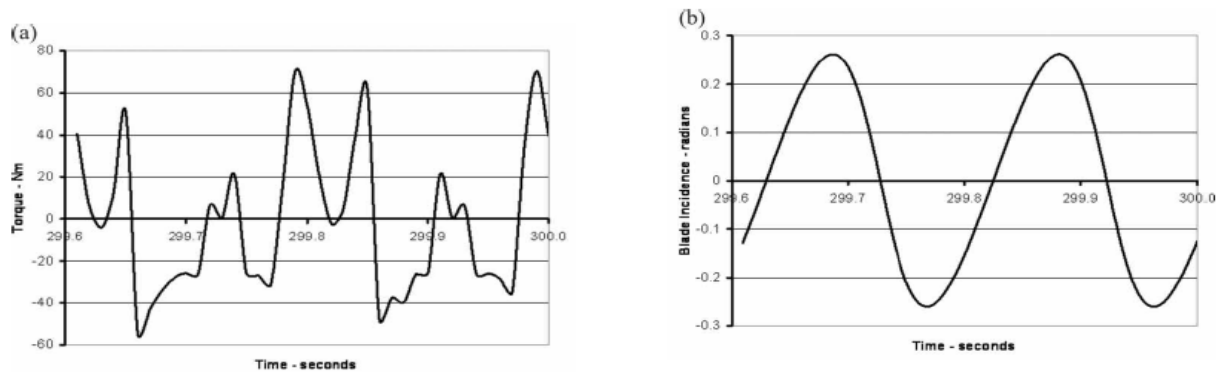


Fig. 3.7 (a) e (b) Coppia e angolo di incidenza per rotore monopala con posizione di partenza $\frac{3}{4} \pi$

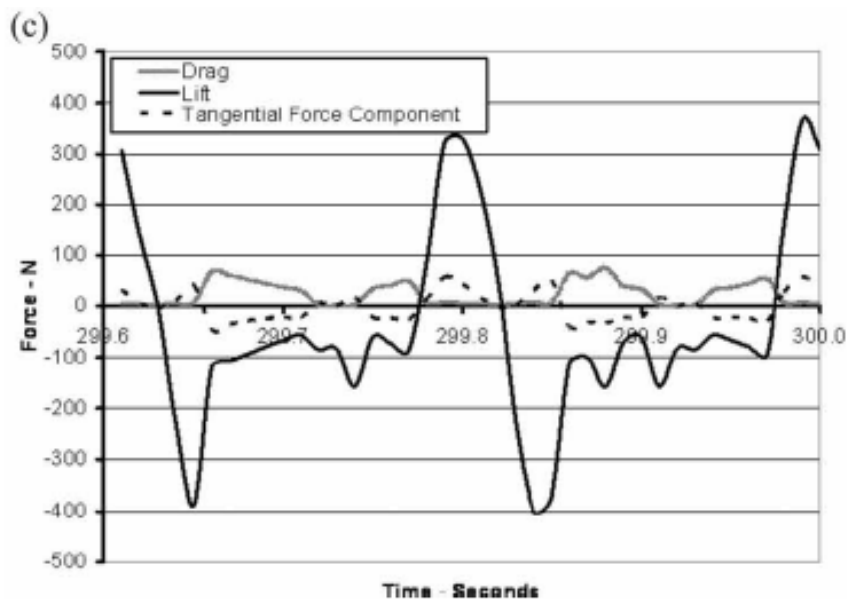


Fig. 3.7 (c) Forze agenti sul profilo del rotore monopala: lift, drag e componente tangenziale

I dati del profilo alare secondo Sheldahl (Fig. 3.3) e quelli presentati qui (Fig. 3.4) mostrano che le caratteristiche della portanza del profilo alare sono qualitativamente simili sia che ci si muova a favore del vento (0° - 90°) o contro il vento (180° - 90°). Tuttavia, la resistenza è maggiore quando essi sono opposti. Di conseguenza, se la posizione di partenza è si è spostata in avanti di 90° , la componente tangenziale della resistenza è maggiore della corrispondente componente di portanza e la pala inizia quindi a muoversi in avanti, lontano dal vento, come si può vedere in Fig. 3.8.

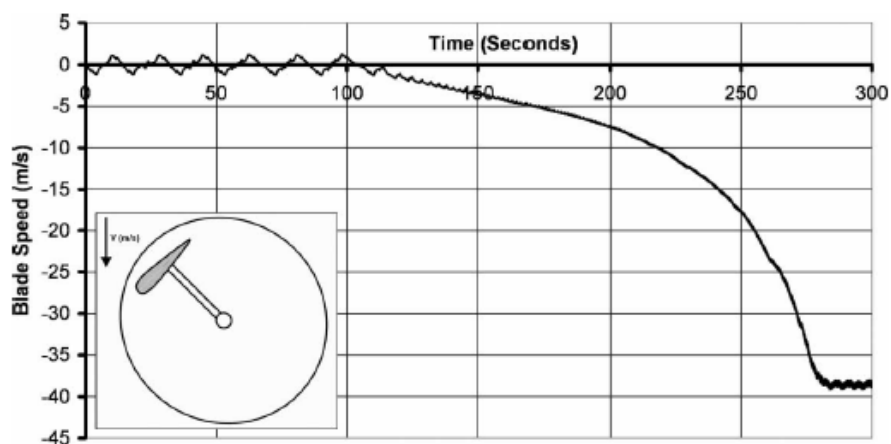


Fig. 3.8 Andamento della velocità del rotore monopala da fermo, posizione di partenza $1/4$

Nel quadrante successivo, la componente tangenziale di portanza e la resistenza di portanza agiscono nella stessa direzione, in modo da far avanzare ulteriormente la pala, che si avvicina alla posizione $-\pi/2$, quei componenti si avvicinano allo zero, e la pala passa nel terzo quadrante, entrambi sono invertiti nella direzione iniziando così a rallentare la pala fino ad una posizione di circa $3\pi/2$ il movimento della pala è invertito. La pala non ritorna esattamente nella sua posizione iniziale di partenza ma si muove da quella, prima di fermarsi pochi gradi dopo invertendo di nuovo il moto e ripetendo il ciclo. Tuttavia, le diverse posizioni di partenza portano ad un movimento più grande che cresce ogni volta che viene ripetuto fino a compiere sei cicli di movimento che sono sufficienti per portare la pala nel quarto quadrante. Il significato di questo è che la componente tangenziale della portanza agisce in avanti, fornendo alla pala una completa rivoluzione e che permette alla turbina di accelerare rapidamente fino alla sua condizione di funzionamento continuo, ancora una volta con un TSR di circa 3.9.

Infine un terzo caso di interesse puramente teorico coincide con la pala inizialmente perpendicolare al vento a $-\pi/2$. Se l'anteriore e la metà posteriore del profilo alare fossero simmetrici, non ci sarebbe alcuna forza netta tangenziale e la pala sarebbe rimasta in questa posizione stabile. Per le forme convenzionali del profilo, come il NACA 0012, l'asimmetria si traduce in una piccola forza che muove molto lentamente tangenzialmente la pala all'indietro. Ogni piccolo cambiamento di posizione è sufficiente per creare una forza di richiamo che muove il dorso della pala, poco oltre la sua posizione iniziale fino ad avere la forza di nuovo invertita. Questa "oscillazione" avanti e indietro continua indefinitamente e fornisce una bassa ampiezza, condizione periodica ma sostanzialmente stabile (Fig. 3.9). Si può dimostrare che una qualsiasi posizione di partenza corrisponderà a una delle tre condizioni sopra descritte o una combinazione di due dei loro.

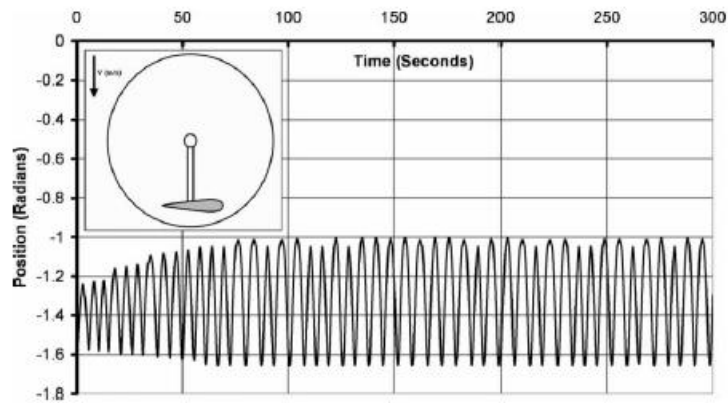


Fig. 3.9 Andamento della posizione della pala nel tempo (pala singola, $-\pi/2$ posizione di partenza)

3.2.2 ROTORE BIPALA

Utilizzando un approccio simile è possibile riassumere gli effetti di due o più pale per determinare le caratteristiche di macchine a più pale, anche se adottando molte pale si influenza la solidità complessiva della macchina ed è probabile che si possa avere una significativa influenza sulle prestazioni delle turbine. La Figura 3.10 fornisce una sintesi delle caratteristiche di partenza di un rotore a due pale. L'auto-avviamento avviene in tutte le condizioni, ma ci sono quattro zone (circa 0° , 90° , 180° , e 270°) la cui capacità di auto-avviamento è marginale tra cui due (175° , 355°), questo è un aspetto piuttosto problematico per un dispositivo commerciale.

| | Start Position, θ (radians) | Description of behaviour |
|---|------------------------------------|---|
| a | | VAWT enters continuous rotation immediately |
| b | | VAWT makes small oscillations then comes to rest. This is the 'neutral position' of the machine. |
| c | | VAWT makes small oscillations then enters continuous rotation |
| d | | VAWT makes small oscillations, growing in size, then suddenly moves backwards by just more than $\pi/2$ and then enters continuous rotation |

Fig. 3.10 Caratteristiche di partenza di un rotore bipala, in funzione delle posizioni delle pale.

3.2.3 ROTORE TRIPALA

Per quanto riguarda il rotore tripala la trattazione di Chua che fornisce un andamento nel tempo del rotore velocità per una delle tre pale della macchina. Una specifica dettagliata del dispositivo non è stato fornito dall'autore ed i risultati possono quindi essere utilizzati solo qualitativamente ma il confronto con i dati normalizzati generati utilizzando il modello qui descritto è altamente incoraggiante (Fig. 3.11).

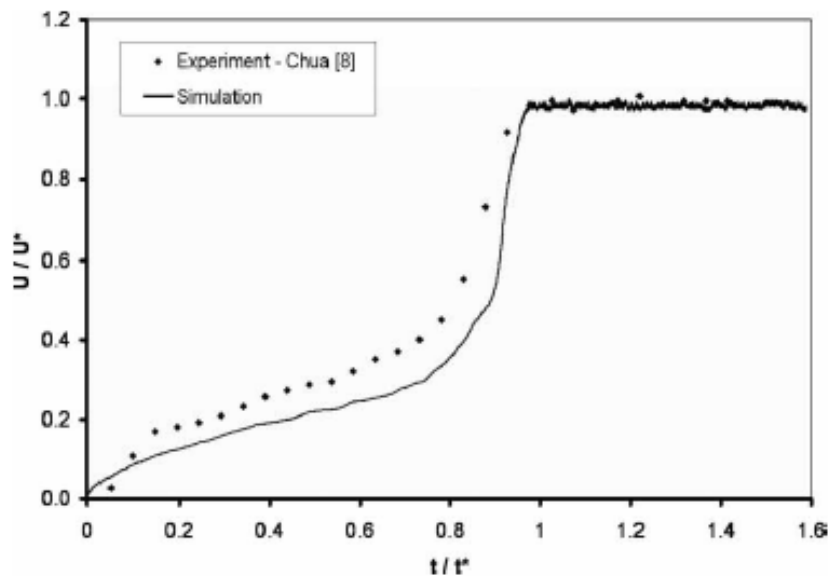


Fig. 3.11 Confronto tra i valori di risposta normalizzati velocità/tempo di una macchina reale calcolati attraverso la trattazione di Chua con la simulazione del tripala in questione. Velocità vento: 10 m/s.

Si riporta di seguito il confronto dei tempi di avviamento per rotori monopala, bipala e tripala, considerando in ascissa come variabile indipendente la posizione di avviamento. Si può notare chiaramente come il rotore tripala non presenti particolari dipendenze dalla posizione di avviamento rispetto alla direzione del vento, mentre per il monopala si può arrivare, come già detto in precedenza, a condizioni di stallo totale, che nel grafico sono rappresentate dai plateau con ordinata 300 s, cioè il tempo di “cut-in” considerato per la simulazione. Per il rotore bipala non si verifica mai una condizione estrema,

tuttavia si riscontrano problemi per diversi angoli di attacco, che ne limitano l'efficienza.

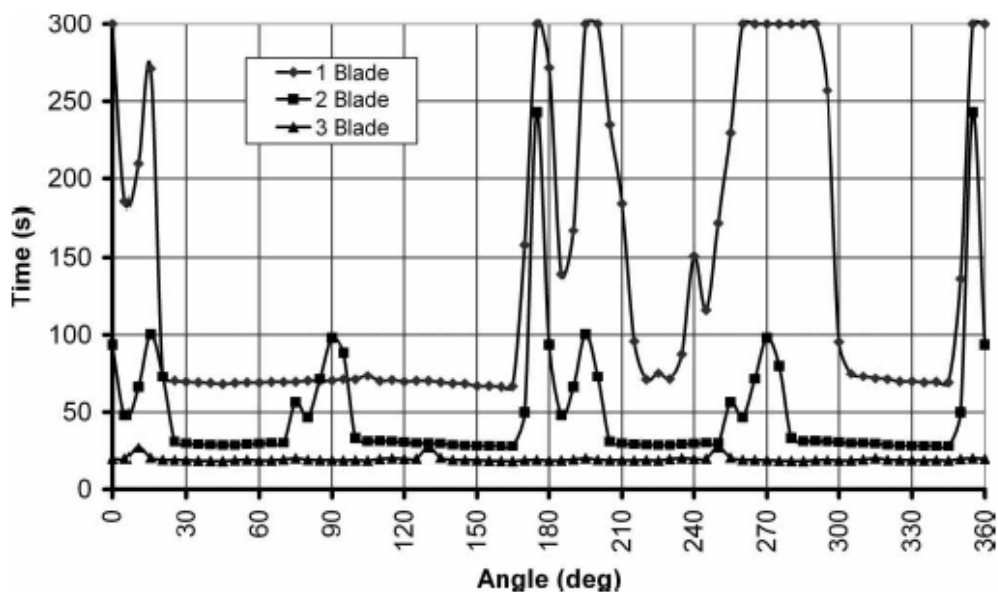


Fig. 3.12 Tempo di avviamento per rotore monopala, bipala e tripala da diverse posizioni di partenza

Finora le simulazioni sono state effettuate per un regime di vento costante pari a 10 m/s. Analizziamo ora brevemente il comportamento di un rotore tripala al variare dell'intensità del vento.

La Figura 3.13 nella pagina seguente mostra il tempo necessario per l'avviamento di una delle tre pale del rotore in una gamma di velocità del vento sulla base di una posizione di partenza di $\theta=\pi$ insieme ad una retta di regressione. Può verificarsi che al diminuire della velocità del vento nell'ambiente, aumenti il tempo di avvio, ma non c'è discontinuità nel fenomeno, suggerendo che alla fine la macchina ha la capacità di auto-avviarsi su una gamma molto ampia di velocità del vento.

Per tutte le previsioni presentate qui si è supposto che il rotore non sia collegato ad alcun carico durante il transitorio. Questo non è irragionevole dal momento che è relativamente semplice applicare il carico elettrico solo

quando è stata raggiunta una condizione stabile di portanza. L'introduzione del carico influenzerà quindi la condizione di regime, il TSR, e di conseguenza la potenza e la generazione della coppia, ma il fondamentale processo di aerodinamica di partenza dovrebbe rimanere invariato.

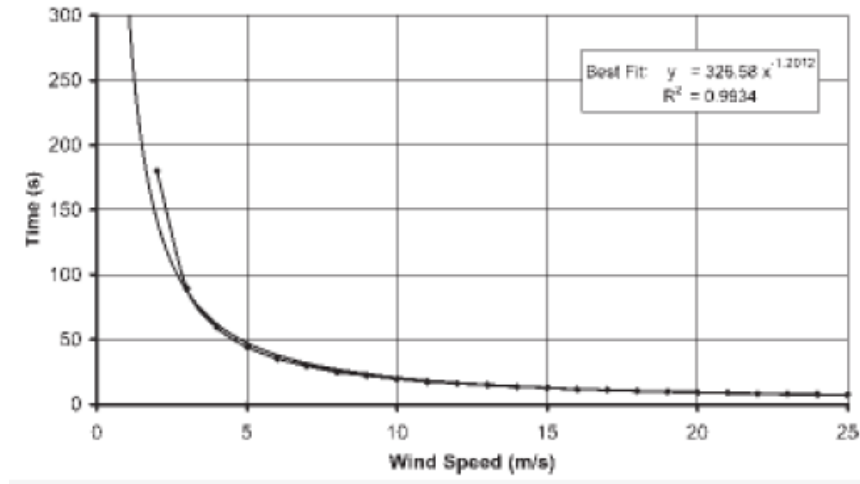


Fig. 3.13 Tempo di avvio per un NACA 0012, tre pale VAWT a diverse velocità del vento

Lo spunto per un ulteriore aspetto qualitativo da inserire in questo progetto di tesi è stato fornito da esperimenti che sono stati condotti su piccola scala ma con macchina geometricamente paragonabile prodotta da Carbon Concepts Ltd. Una sequenza di fotografie (Fig. 3.14) dimostra la transizione della macchina dalla condizione di trascinamento fino a quella di portanza durante il processo di avviamento attraverso l'utilizzo di striscioni attaccati alla punta delle pale. Nella fig. 3.14 (a), si vede che la pala 1 (lato sinistro della foto) è in funzione con un flusso incrociato componente di circa 90°. Dall'esperienza anche per la pala 2 (in primo piano) si può notare un cross-flow (flusso incrociato) ma a ridotta incidenza, mentre la pala 3 (lato destro della foto) opera nella sua zona di lift ed è questa pala che fornisce la maggior parte del contributo alla coppia motrice. Nella fig. 3.14 (b), si vede che il rotore ha accelerato in modo che due delle tre pale operanti siano in "modalità lift". Una

sola pala (lato sinistro della foto) non mostra alcun segno di cross-flow. Nella fig. 3.14 (c), tutte e tre pale rimangono in stallo e in questo modo si raggiunge il massimo valore del TSR. A causa di tali velocità le immagini non risultano molto nitide, tuttavia gli indicatori applicati nelle sommità delle pale rimangono ben visibili.



Fig. 3.14 (a)



Fig. 3.14 (b)



Fig. 3.14 (c)

Fig. 3.14 Comportamento VAWT partendo da una condizione di completo funzionamento a resistenza al completo funzionamento a portanza

CAPITOLO 4

CALCOLO DELLA POTENZA PRODOTTA

4.1 DESCRIZIONE DELLA ROUTINE

Il programma ha lo scopo di calcolare la potenza ottenibile da una corrente fluida. Può essere considerato strutturato in 4 sezioni diverse; la prima è quella contenente i dati di partenza da modificare a seconda delle proprie esigenze. La seconda invece è una raccolta di subroutine richiamate dalla routine principale, che è il vero “cuore” di tutto il programma ed è contenuta nella terza sezione. La fine del foglio di calcolo rappresenta l’ultima parte e contiene i risultati e i grafici che il programma stampa in base ai dati e alle subroutine delle sezioni precedenti.

I dati in ingresso sono rappresentati dalla quota da terra, “ z_{cr} ”, in cui viene a trovarsi il centro geometrico dell’area spazzata dalle pale, dal loro numero, dalla loro altezza, dalla corda e dal raggio di rotazione nominale.

Vi sono anche i parametri dell’aria quali densità e viscosità cinematica, inoltre, viste le altezze che gli aerogeneratori eolici raggiungono, essi si trovano ad operare all’interno di uno strato limite che deve essere considerato; infatti la velocità del vento dipende sia dai parametri atmosferici, sia dalla conformazione del terreno che genera uno strato limite più o meno esteso, all’interno del quale le velocità si modificano con la quota; tra i dati compare un coefficiente che viene usato dal programma per stimare, tramite la legge di Hellman, tale variazione così da valutare la effettiva velocità relativa del vento su ogni elemento di pala.

La legge di Hellman è definita come segue:

$$U_{\infty} = U_{\infty_0} (z/z_{cr})^{esp}$$

in cui:

- U_{∞} : velocità indisturbata alla quota z desiderata;
- U_{∞_0} : velocità indisturbata alla quota z_{cr} , centro geometrico delle pale assunto come riferimento;
- z : quota in cui valutare la velocità;
- z_{cr} : centro geometrico delle pale assunto come riferimento;
- esp : esponente.

La legge di Hellman è valida solo all’interno dello strato limite completamente sviluppato; in termini pratici la sua validità è confermata quando il flusso non incontra ostacoli su un raggio pari a circa 50 volte l’altezza dell’aerogeneratore, valore questo che garantisce la formazione di uno strato limite completamente sviluppato quando arriva nei pressi delle pale.

Più un terreno è rugoso, cioè presenta variazioni brusche di pendenza, boschi, edifici e montagne, più il vento incontrerà ostacoli che ridurranno la sua velocità. In generale la posizione ideale di un aerogeneratore è in un terreno appartenente ad una bassa classe di rugosità con una pendenza compresa tra i 6 e i 16 gradi.

L'esponente "esp" da utilizzare rientra tra uno di quelli riportati in tabella.

| VALORE COEFFICIENTE | TIPO DI TERRENO |
|------------------------|--|
| 0,12 | Aree agricole aperte con presenza limitata di ostacoli bassi |
| 0,16 | Aree agricole con presenza limitata di ostacoli di media grandezza 6÷8 metri |
| 0,2 | Aree agricole con presenza di numerosi ostacoli di media grandezza 6÷8 metri |
| 0,3 | Zone urbane, boschi |

Per affinare la simulazione si può agire sul numero di suddivisioni angolari, su quelle in altezza e anche sulla precisione, parametro quest'ultimo che arresta le iterazioni necessarie alla ricerca del fattore di interferenza, quando la soluzione trovata, rispetto alla soluzione ottenuta nella iterazione precedente, differisce di una quantità inferiore alla precisione imposta; riducendo il valore di questi parametri il programma si velocizza ma la soluzione si allontana da quella esatta, quindi si consiglia di avere un numero di suddivisioni non troppo

piccolo, ma senza esagerare per non avere problemi di convergenza delle soluzioni.

Per evitare che durante le situazioni di non convergenza il programma continui all'infinito a cercare il parametro desiderato, è stato fissato un numero massimo di iterazioni oltre il quale non avendo trovato una soluzione che rientra nella precisione imposta, si utilizza quella dell'ultima iterazione.

Tra i dati in ingresso (di cui si riporta un esempio in figura 4.1) compare la velocità tangenziale massima della pala ut_{max} che viene utilizzata unicamente per diagrammare nel tempo il valore della coppia e ottenere la potenza media generata dall'aerogeneratore quando le pale si muovono a ut_{max} .

```
(* DATI INPUT *)
(*velocità indisturbata vento nel centro del rotore in [m/s]*)
uinfo = 16;
(*velocità tangenziale pala in [m/s]*)
utMax = 45;
(*altezza rotore in [m]*)
h = 8;
(* raggio rotore ad H in [m]*)
r = 6;
(*corda in[m]*)
c = 0.65;
(*numero divisioni lungo l'altezza*)
n = 10;
(*numero divisioni angolari*)
nteta = 36;
(*numero pale*)
nb = 3;
(*quota a cui installare il centro del rotore in[m]*)
zcr = 7;
(*fattore per legge di hellman*)
esp = 0.16;
(*densità aria in [kg/m^3]*)
d = 1.204;
(*viscosità cinematica aria in [m^2/s]*)
v = 1.5 * 10^(-5);
(*precisione*)
e = 0.01;
```

Fig. 4.1 Grandezze in ingresso della routine di calcolo

La velocità u_{info} della vena indisturbata alla quota “zcr”, viene inserita dal programma nella equazione 4.1 ricavando le velocità indisturbate alle varie quote, ed è un parametro indispensabile sia al calcolo della potenza media in corrispondenza di ut_{max} di cui si è appena accennato, sia al calcolo del valore

del coefficiente di potenza di cui si ricava l'andamento con una interpolazione lineare per diversi valori del "tip speed ratio".

Conoscendo il tipo di problema che si voleva affrontare il programma è stato sviluppato in forma semplificata risultando valido solo nel caso di aerogeneratori a pale rettilinee, ma è facilmente modificabile tramite poche correzioni, adattandolo anche al caso di pale curve, in base alla teoria svolta nel capitolo precedente.

Per il profilo NACA 0018, scelto per la turbina, si è provveduto a ricercare in testi specifici, i coefficienti di portanza e resistenza al variare del numero di Reynolds palare, valutato come prodotto tra la velocità relativa sul bordo di attacco della pala e la corda, rapportato alla viscosità cinematica. Con i dati trovati si è realizzato un foglio di calcolo *excel* che il programma utilizza per prelevare da esso i corretti coefficienti di portanza e resistenza a seconda del valore del numero di Reynolds palare che il programma stesso ha precedentemente valutato. In figura 4.2 si riporta la subroutine realizzata per poter eseguire tale operazione.

```
(*INIZIO SUBROUTINE*)
TABNACA = Import["C:\\reynolds\\naca0018.xls", "XLS"];
(*HNACA riporta i numeri di Reynolds per i quali ho i valori dei coeff di portanza e resistenza*)
HNACA = {40 000, 80 000, 160 000, 360 000, 700 000, 1 000 000, 2 000 000, 5 000 000};
Media[a_, b_] := ((a+b)/2)
(*A seconda del numero di Reynolds calcolato obbligo a scegliere uno tra quelli che compare in HNACA*)
indexHNACA[] := (
  Which[re < Media[HNACA[[1]], HNACA[[2]]], 1, re <= Media[HNACA[[2]], HNACA[[3]]], 2, re <= Media[HNACA[[3]], HNACA[[4]]],
    3, re <= Media[HNACA[[4]], HNACA[[5]]], 4, re <= Media[HNACA[[5]], HNACA[[6]]], 5, re <= Media[HNACA[[6]], HNACA[[7]]],
    6, re <= Media[HNACA[[7]], HNACA[[8]]], 7, re > Media[HNACA[[7]], HNACA[[8]]], 8]
)
```

Fig. 4.2 Subroutine per importare i valori di C_D e C_L

Creando un nuovo foglio di calcolo *excel* per un profilo diverso si può cambiare la scelta del NACA 0018 con quello desiderato.

Se da un lato si considerano le variazioni dei coefficienti in base al numero di Reynolds dall'altro non si tiene conto della tridimensionalità dell'ala che tende a ridurre la portanza e incrementare la resistenza, inoltre avendo realizzato il

programma sulla base del modello matematico semplificato precedentemente esposto, non si considera lo stallo dinamico. Il programma non prende in considerazione neppure la eventuale variazione di velocità in punti diversi della macchina a pari quota, che sono valutabili solo con l'ausilio di rilevazioni sperimentali.

Riguardo a queste critiche finali va detto che la tridimensionalità provoca effetti negativi sulla efficienza mentre lo stallo dinamico è un fenomeno che crea, per un breve lasso di tempo, un aumento di portanza in quanto il repentino cambio dell'angolo di incidenza provoca un ritardo nella separazione dello strato limite; tutto questo genera un aumento di efficienza andando a contrastare gli effetti della tridimensionalità e rendendo accettabile le ipotesi di trascurare entrambi i fenomeni.

Se invece non si accettano tali semplificazioni, è possibile modificare il programma nei punti dove lo si ritiene necessario: ad esempio si può tenere conto dello stallo dinamico generando una nuova subroutine; in questo modo è possibile ottenere dei risultati ancora più precisi.

4.2 VERIFICA DELLA ROUTINE

Per valutare la bontà del programma si confrontano i dati simulati con quelli presentati nel testo "The Darrieus Wind Turbine: *An Analytical Performance Study*".

Va subito detto che il confronto può essere fatto solo a grandi linee in quanto mancano alcuni dati fondamentali che vengono solo ipotizzati tra cui la scelta del profilo.

Quello che interessa è valutare se il programma è in grado di rispondere alla variazione del "TSR" in maniera analoga a quanto accade nei grafici presentati nel testo sopraccitato di cui si riportano le immagini (fig. 4.3); quindi non si

vuole fare un confronto tra valori numerici ma solo sull'andamento delle curve che deve rimanere all'incirca uguale.

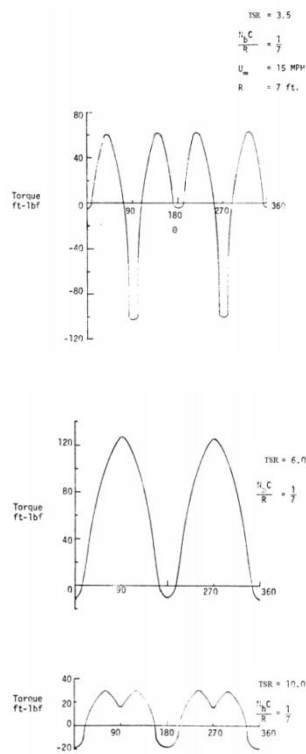


Fig. 4.3 Dati teorici di coppia presenti nel testo "An Analytical Performance Study"

Si riportano ora i grafici simulati con il programma realizzato con l'ausilio di Mathematica 7.0 (fig. 4.4)

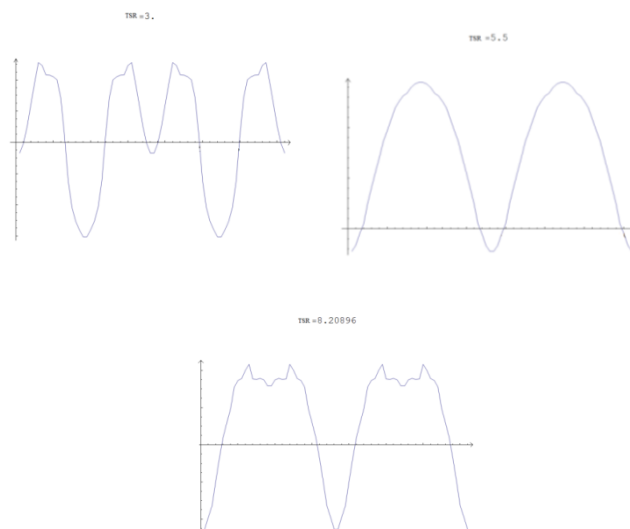


Fig. 4.4 Dati di coppia ottenuti dalla simulazione

Dal confronto si può ben vedere che l'andamento dei grafici è all'incirca uguale e quindi si può dire che il programma risulta valido.

4.3 OTTIMIZZAZIONE E SCELTA DEI PARAMETRI DIMENSIONALI

Sono state eseguiti diversi tentativi per poter ricavare le dimensioni ottimali di una turbina che potesse rispondere alle esigenze fissate in precedenza di 100 kW con un vento di 16 m/s.

La scelta più difficile è stata quella riguardante il numero delle pale da utilizzare, optando alla fine per tre pale.

Il motivo di tale scelta è dovuto alle sollecitazioni a cui la pala è sottoposta: l'analisi di tali carichi non è cosa semplice infatti le pale possiedono molti modi propri di vibrare (un esempio di tali modi, è visibile in figura 4.5) obbligando ad effettuare un'analisi accurata per eliminare il rischio di risonanza tra i diversi oscillatori meccanici (pale, torre, ecc.).

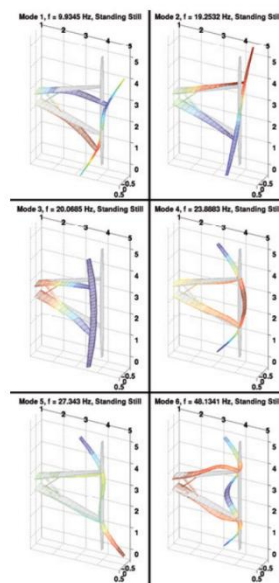


Fig. 4.5 Esempio di modi di vibrare delle pale

Dall'osservazione sulla criticità dei carichi e sui molteplici modi di vibrare a cui si riconduce anche il fenomeno della fatica si è scelto di avere delle sollecitazioni dovute a forze centrifughe il più basse possibili e quindi di realizzare una macchina con un numero di pale tale da avere una bassa velocità angolare.

Il parametro $\frac{N_b C}{R}$, detto solidità, viene utilizzato per valutare l'interazione tra le pale, quindi per ricavarne il numero ottimale che garantisca il massimo coefficiente di potenza per un prefissato valore del TSR; si riporta nella figura 4.6 sottostante un grafico rappresentativo per valutare gli effetti della solidità.

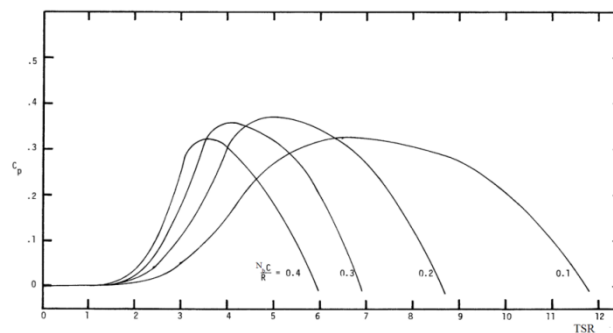


Fig. 4.6 Influenza del parametro "solidità" sul coefficiente di potenza C_p .

All'aumentare della solidità e quindi del numero di pale si ha un valore del coefficiente di potenza che è massimo per valori del TSR minori, però al tempo stesso si osserva che il valore del C_p tende a diminuire.

Dalle varie simulazioni effettuate si è giunti alla conclusione che per avere un buon coefficiente di potenza si poteva scegliere tra due, tre o quattro pale; dall'analisi di fig. 4.6 si può affermare che a pari dimensioni della turbina le due pale sono più efficienti, si risparmia del materiale ma sono soggette a carichi variabili più elevati dovendo ruotare ad un maggior numero di giri, ed essendo di difficile valutazione questa soluzione viene scartata a favore di una variante a tre pale meno stressata sotto questo punto di vista ruotando più lentamente. La

soluzione a quattro pale non viene adottata perché penalizza troppo le prestazioni, evidentemente a causa di un probabile disturbo di copertura delle pale sopravento su quelle sottovento.

Si riportano ora i dati scelti e i risultati stimati (figura 4.7 e 4.8) per l'aerogeneratore che si vuole progettare.

- Altezza rotore: 10 m
- Raggio rotore: 5 m
- Quota minima da terra del centro del rotore: 5.8 m
- Corda del profilo: 1 m
- Numero pale: 3

```
(* DATI INPUT *)
(*velocità indisturbata vento nel centro del rotore (m/s)*)
uinf0 = 16;
(*velocità tangenziale pala (m/s)*)
utMax = 48;
(*altezza rotore (m)*)
h = 10;
(* raggio rotore ad H (m)*)
r = 5;
(*corda (m)*)
c = 1;
(*numero divisioni lungo l'altezza*)
n = 10;
(*numero divisioni angolari*)
nteta = 36;
(*numero pale*)
nb = 3;
(*quota a cui installare il centro del rotore (m)*)
zcr = 5.8;
(*fattore per legge di hellman*)
esp = 0.16;
(*densità aria (Kg/m^3)*)
d = 1.204;
(*viscosità cinematica aria (m/s^2)*)
v = 1.5 * 10^(-5);
(*precisione*)
e = 0.01;
```

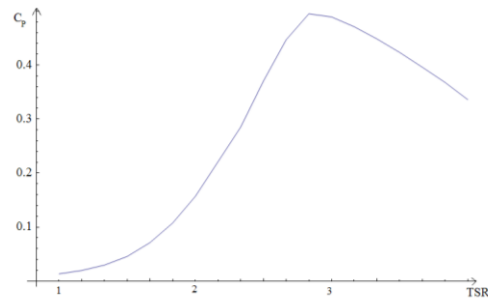


Fig. 4.7 Coefficiente di potenza stimato in funzione del TSR

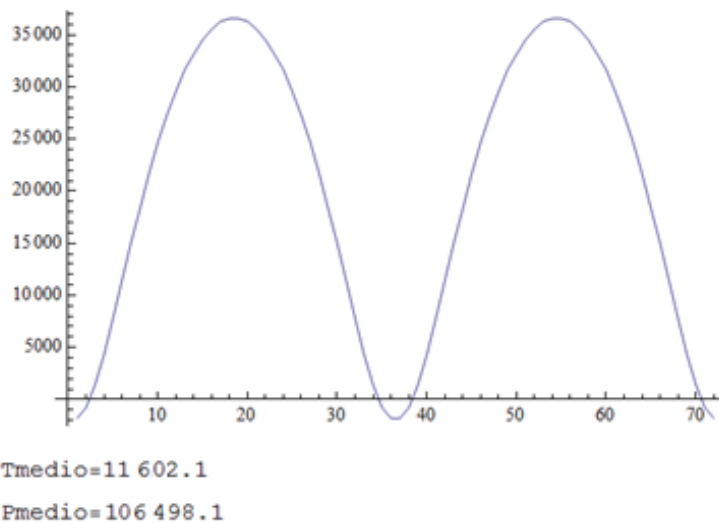


Fig. 4.8 Coppia media stimata in funzione della posizione del rotore (diagrammata fino ad un angolo di 70°)

In caso ideale la turbina dovrebbe essere in grado di generare 106 kW con 16 m/s di vento indisturbato, con un TSR pari a 3, come si può vedere in fig. 4.8. Si ricorda tuttavia come tale valore sia stato ricavato senza considerare la resistenza aerodinamica dovuta ai bracci di sostegno e all'attrito che si sviluppa fra le rotelle dei carrelli di supporto e le piste della rotaia.

Per questo nei calcoli successivi si considererà una potenza utile di 100 kW, ad una velocità di rotazione di circa 90 rpm, pari a 9.6 rad/s.

CAPITOLO 5

IL SISTEMA DI AVVIAMENTO

5.1 LA SOLUZIONE DI PARTENZA: LIMITI STRUTTURALI E DI AVVIAMENTO

La soluzione da cui è partito lo studio per la progettazione della turbina presentava la principale problematica, come già accennato, della difficoltà in avviamento. I profili scelti per il rotore tripala, pensati in alluminio, erano anche in quel caso NACA 0018, della corda di 1 m. Tuttavia dall'analisi delle proprietà di massa del pezzo, effettuate attraverso il software CAD, è emerso un peso eccessivo, di molto superiore ai 100 Kg che va ad inficiare sia il transitorio di avviamento, sia la resistenza della macchina durante il funzionamento. I bracci di sostegno dei profili di cui si è accennato, progettati in acciaio, sono di massa notevole e ciò significa avere un'inerzia complessiva altissima, fattore determinante e negativo durante l'avviamento della turbina. un problema ulteriore risiede nel fatto che il profilo progettato è di forma variabile e nella sua parte terminale assume una conformazione che non segue più le equazioni della superficie NACA 0018, bensì si presenta tondeggiante, a causa dell'accoppiamento con il porta-pala che lo collega al

braccio del rotore. Ovviamente in tale sezione il coefficiente di portanza, fondamentale nel funzionamento a regime della turbina non corrisponde a quelli noti per il profilo in questione; ciò significa non avere la massima efficienza aerodinamica ottenibile. La soluzione della “barchetta” fendi-aria a geometria fissa, come si vede in figura 5.1, non è da considerare del tutto soddisfacente per la soluzione di questa problematica. Nelle figure 5.1, 5.2 e 5.3 sono riportate le immagini di tali componenti.

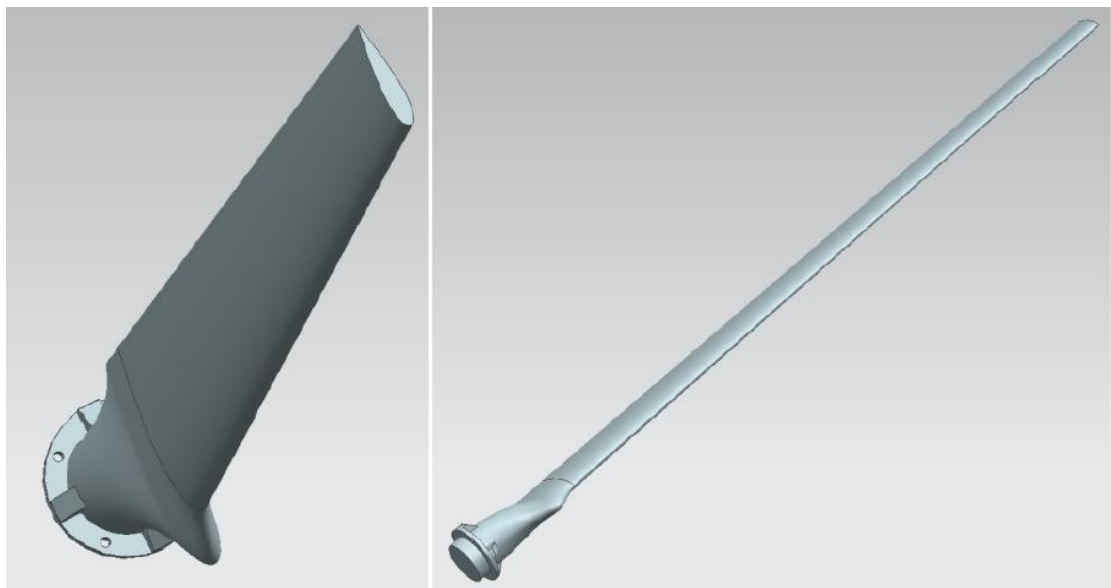


Fig.5.1 Soluzione di partenza: profilo NACA 0018 a sezione variabile.

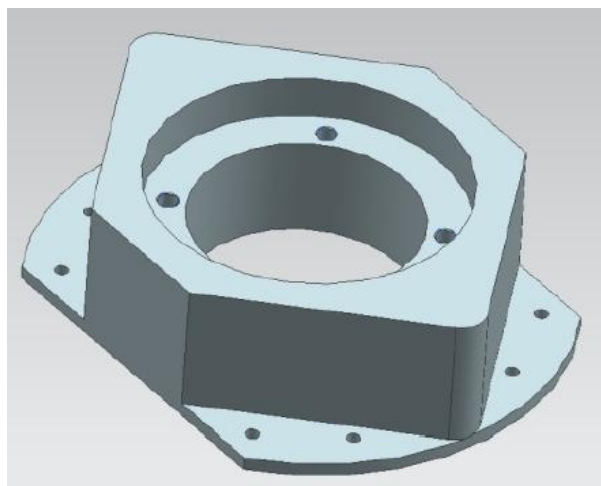


Fig.5.2 Soluzione di partenza: porta-pala di sezione circolare.

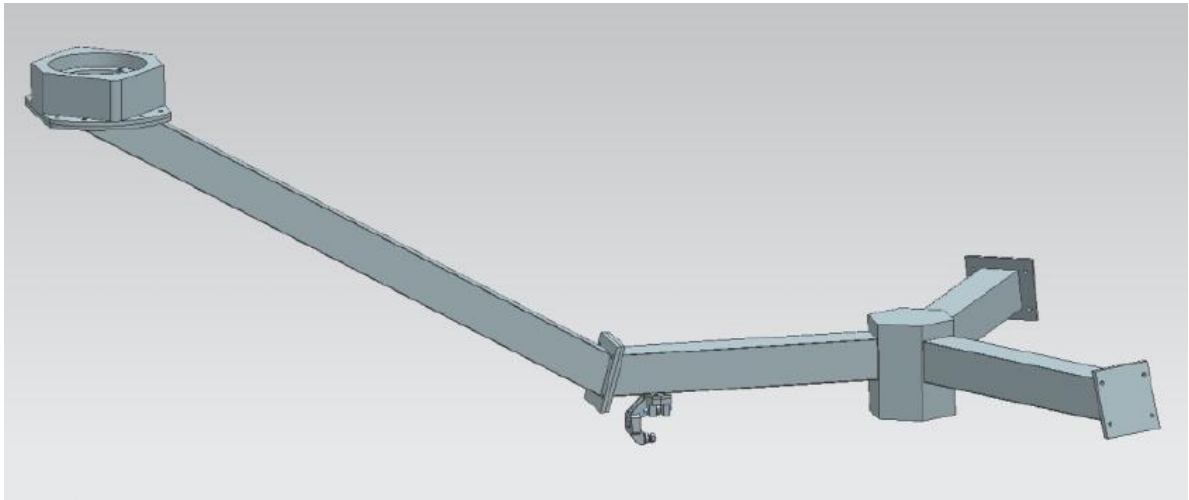


Fig.5.3 Soluzione di partenza: braccio a sezione rettangolare, collegamento fra il profilo e il rotore della turbina.

Ammesso infine che un sistema così progettato possa accelerare dalla posizione di stallo iniziale e arrivare alla condizione di portanza, è concreto il rischio di arrivare a rottura sia a causa del peso proprio dei profili sia delle forze centrifughe a cui sono soggetti componenti rotanti di massa così importante.

La mancanza di un albero centrale di trasmissione ha lo scopo di limitare la massa della turbina e i suoi costi di investimento iniziali. Tuttavia l'eventuale presenza dell'albero non darebbe un contributo significativo all'inerzia complessiva della struttura, visto che l'asse per cui l'inerzia stessa è calcolata coinciderebbe con quello dell'albero. Dunque da un punto di vista del transitorio di avviamento non ci sarebbe alcuna controindicazione ad inserire un albero di supporto centrale. Al contrario la sua mancanza, dal punto di vista strutturale, provoca una minore rigidezza della macchina e quindi un notevole indebolimento della turbina. Come si può vedere in figura 5.4 (a) e 5.4 (b), il sistema di trasmissione del moto di rotazione pensato in assenza della torre centrale è piuttosto articolato, ma in sostanza consiste nell'accoppiamento per

interferenza di tre perni situati in un trascinatore conico, che si inseriscono in apposite biellette.

Il trascinatore conico a sua volta è fornito di foro centrale per l'alloggiamento del generatore, al quale trasmette potenza attraverso un accoppiamento con linguetta (Fig. 5.5). E' evidente che possono verificarsi dei problemi di tenuta sui pezzi appena citati, visto che la turbina è stata dimensionata per produrre una potenza nominale di circa 100kW. Infatti tutto il carico dovuto al momento torcente si scarica su componenti dalle dimensioni ridotte, e anche se questi fossero prodotti con materiali ad alta resistenza, si andrebbe incontro al rischio di rottura.

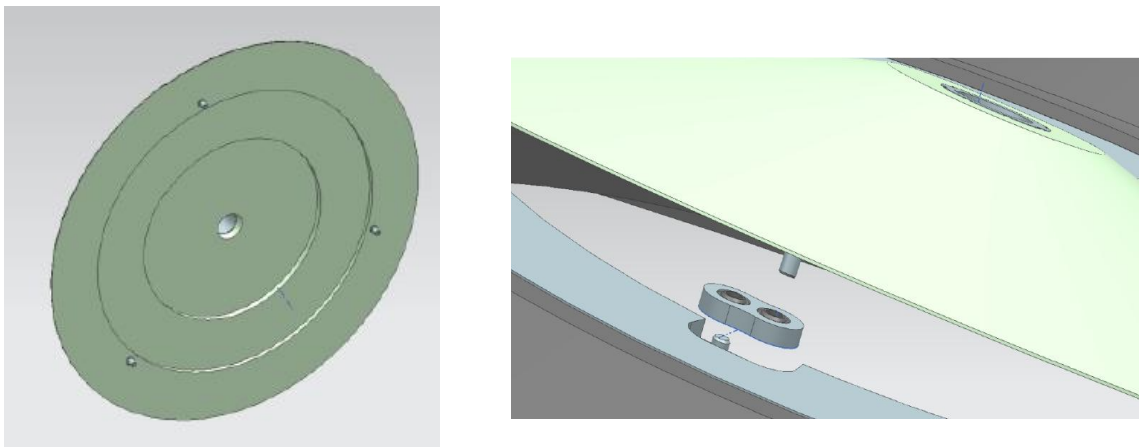


Fig.5.4 (a) e (b) Soluzione di partenza: trascinatore conico e sistema di trasmissione del moto dal rotore al trascinatore.

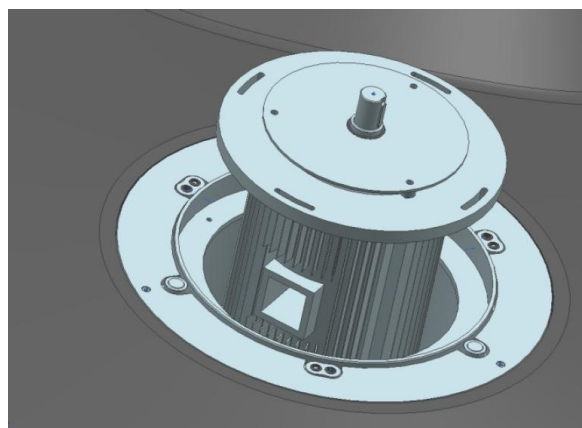


Fig.5.5 Soluzione di partenza: generatore situato nel foro del rotore, accoppiato attraverso linguetta.

Infine bisogna considerare la possibilità che durante il funzionamento si verificano delle raffiche per le quali sussiste il pericolo di ribaltamento della turbina, o comunque della nascita di momenti di ribaltamento che provocando disallineamenti possono danneggiare la pista di scorrimento dei carrelli o l'albero del generatore. Il fatto che il polo su cui si calcola il momento di ribaltamento sia ad una quota radiale inferiore rispetto al baricentro delle pale e dei bracci, su cui possiamo supporre che agiscano le rispettive forze peso, e anche le forze aerodinamiche di resistenza e portanza, accentua il pericolo di ribaltamento e lo rende possibile anche per velocità del vento non elevate.

Questa serie di problematiche appena elencate hanno portato lo sviluppo di un nuovo generatore eolico ad asse verticale. In particolare ci si concentrerà sull'obiettivo di fornire alla macchina un sistema di partenza valido, che possa garantire l'avviamento in un ampio range di vento, anche sotto i 10 m/s.

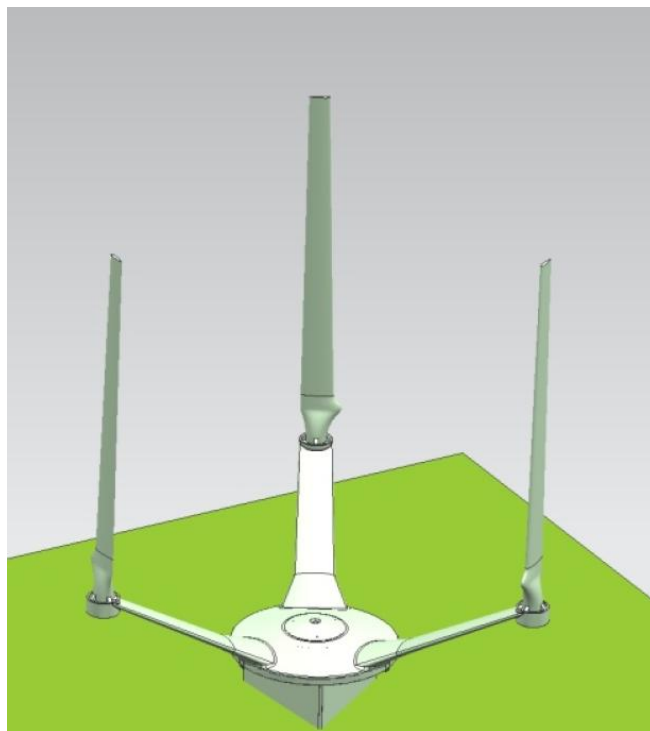


Fig.5.6 Soluzione di partenza: vista complessiva della soluzione di partenza

5.2 IL SISTEMA DI AVVIAMENTO

5.2.1 L'IDEA DI FUNZIONAMENTO

Le turbine ideate da George Darrieus negli anni '20 sono in grado di produrre molta maggiore potenza rispetto alle altre e più tipiche turbine a vento. Le turbine Darrieus sarebbero molto più diffuse oggi se non fosse per il loro maggiore problema: fino al momento in cui la portanza non le fa ruotare abbastanza velocemente, esse devono essere portate alla velocità minima, affinché essa possa sostenere la turbina. Per la maggior parte delle Darrieus esistenti il problema dell'avviamento è stato risolto utilizzando l'energia elettrica per arrivare alla velocità di partenza richiesta. Benché questo metodo funzioni, come già descritto nei capitoli introduttivi dell'elaborato, è sconsigliato perché:

- le turbine devono essere inserite nella rete elettrica, con grande aumento della complessità del progetto e l'impossibilità di usarle in aree remote, come gli impianti offshore;
- si combina l'energia delle turbine, completamente rinnovabile, con l'energia elettrica, magari ottenuta con combustibili fossili, ed non si può più parlare di fonte di energia completamente rinnovabile.

L'obiettivo della tesi è quello di concepire un sistema funzionante che utilizzi esclusivamente l'energia del vento per avviare la turbina in questione.

Inoltre la turbina deve essere in grado di coesistere con le più svariate precipitazioni atmosferiche sul lungo periodo, incluso per condizioni di vento sopra i 16 m/s e per qualsiasi tipo di temperature. Tutte le parti devono essere ragionevolmente semplici da rimpiazzare, da ispezionare e di costi relativamente contenuti.

5.2.2 SISTEMA DI AVVIAMENTO ATTRAVERSO UNA TURBINA COASSIALE A RESISTENZA

La prima idea concepita è stata quella di inserire una turbina coassiale con la Darrieus da avviare. Essa ad esempio potrebbe essere costituita da 3 piatti ricurvi spazati equamente di 120° . L'idea è di avere una maggior forza per resistenza con un sistema montato all'interno delle pale. Un sistema siffatto però comporta un grosso svantaggio: la forma non aerodinamica dei profili lavoranti per resistenza; di conseguenza si produce una considerevole coppia negativa quando il dorso del piatto si affacciava al vento. La coppia netta prodotta da questo sistema è quindi piuttosto limitata e non sufficiente ad avviare una turbina delle dimensioni in questione. Quindi si è pensato di implementare un sistema a 3 coppe, in modo che la coppia netta venisse in sostanza aumentata. Si consideri infatti una rotazione completa della turbina intorno al proprio asse: l'arco angolare per il quale la vena fluida, impattando le coppe, produce coppia motrice non cambia rispetto al caso precedente, e di conseguenza non cambia nemmeno l'arco angolare per il quale si produce coppia resistente, visto che è il complementare del primo a 360° . La differenza risiede nella diversa area affacciata al vento nelle due sezioni angolari: mentre si produce coppia positiva la coppa "raccolge" più aria, mentre si produce coppia negativa la coppa offre meno resistenza al vento. In questo modo si ottiene una maggior coppia netta per l'avviamento della turbina principale.

Questo sistema ha potenziale, tuttavia presenta due consistenti svantaggi:

1. la coppia netta prodotta non è comunque sufficientemente elevata per avviare una turbina Darrieus dalla grande inerzia, anche perché dovendo essere coassiale alla Darrieus vi sono precisi limiti di ingombro;
2. La turbina a resistenza usata per l'avviamento continua ad essere solidale con quella principale, e quindi con l'albero del generatore; si ha una

maggiore inerzia totale, la velocità di rotazione è inferiore e quindi minore si ha meno portanza. Complessivamente il funzionamento dell'aerogeneratore non sarebbe ottimale come da progetto. Per questo motivo la soluzione sopra descritta implica un meccanismo di disaccoppiamento nel momento in cui l'albero raggiunge la velocità di rotazione desiderata. Questo rende la macchina più complicata, diventa necessario un sistema di controllo a distanza che intervenga mentre la macchina è in funzione.

5.2.3 SISTEMA DI AVVIAMENTO ATTRAVERSO LA GEOMETRIA DEI PROFILI SEMI-VARIABILE

Per ovviare alle carenze dei sistemi con turbina coassiale si è pensato di eliminare la turbina coassiale e progettare un unico sistema che permettesse sia di avviare l'aerogeneratore sia di funzionare a regime, nella modalità "lift".

L'idea che sta alla base di tutta il sistema di partenza è utilizzare una coppia di profili incernierati nel loro bordo di attacco. All'avviamento la coppia di profili si trova alla massima apertura, in modo tale da raccogliere la massima portata di vena fluida, e fare accelerare la turbina il più rapidamente possibile. Al crescere della velocità di rotazione, la forza centrifuga agente sulle masse rotanti, principalmente sulle pale, riduce l'angolo di apertura dei profili fino a provocare la completa chiusura. Al momento della chiusura:

- la superficie della coppia di profili coincide con quella di un NACA 0018 a sezione costante;
- la velocità raggiunta deve essere quella di regime, per cui la macchina è in grado di autosostentarsi grazie alla forza di portanza.

Affinché il transitorio sommariamente descritto avvenga correttamente è necessario introdurre nel sistema di avviamento una forza in direzione

centripeta, quindi opposta alla forza centrifuga che si genera a causa dell'accelerazione del rotore. Tale forza dovrà essere calibrata in modo tale che si ottenga la chiusura dei profili quando la velocità è sufficiente per generare "lift", altrimenti non si raggiungeranno i rapporti di TSR adeguati per produrre la potenza per cui la turbina è stata progettata. L'inserimento di elementi elastici, quali molle di trazione, è il sistema più semplice ed economico che possa generare una forza con queste caratteristiche.

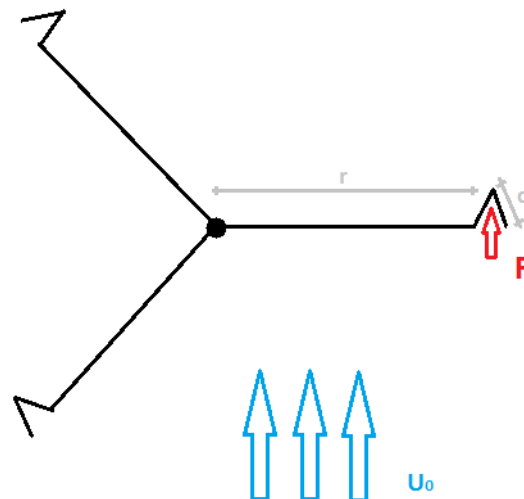


Fig.5.8 Schema funzionale di un tripala con la forza di resistenza agente su una coppia di profili aperti

Il sistema è stato progettato partendo da questi presupposti, cercando di trovare il miglior compromesso fra la necessità funzionale e le limitazioni di ingombro e di peso di ogni componente, aspetti da tenere sempre in considerazione rispetto all'argomento trattato.

5.3 I COMPONENTI

5.3.1 I PROFILI E LE CERNIERE

Ogni pala progettata corrisponde ad un mezzo profilo alare NACA 0018: il rivestimento esterno quindi è la superficie che passa per i punti riportati in fig. 2.6 e una superficie piana, la quale durante il funzionamento a regime andrà a battuta con il profilo “gemello”. Il materiale scelto è alluminio.

Come già detto la turbina, di altezza utile complessiva di 10 m, si sviluppa su quattro livelli; il singolo profilo misura uno sviluppo di 2.5 m. Esso non è svergolato: infatti l'angolo γ compreso fra la normale punto per punto alla superficie e l'asse di rotazione verticale della macchina, è costante e vale $\pi/2$. Un altro parametro direttamente dipendente dai dati di progetto è la corda: volendo ottenere una potenza all'albero di circa 100 kW è necessario che essa sia di poco inferiore ad 1 m. E' stato deciso di preferire un margine in eccesso sul dato di potenza, per cui è stata scelta una corda esattamente di 1 m, a scapito di un peso leggermente superiore e di un maggior costo di produzione del pezzo.

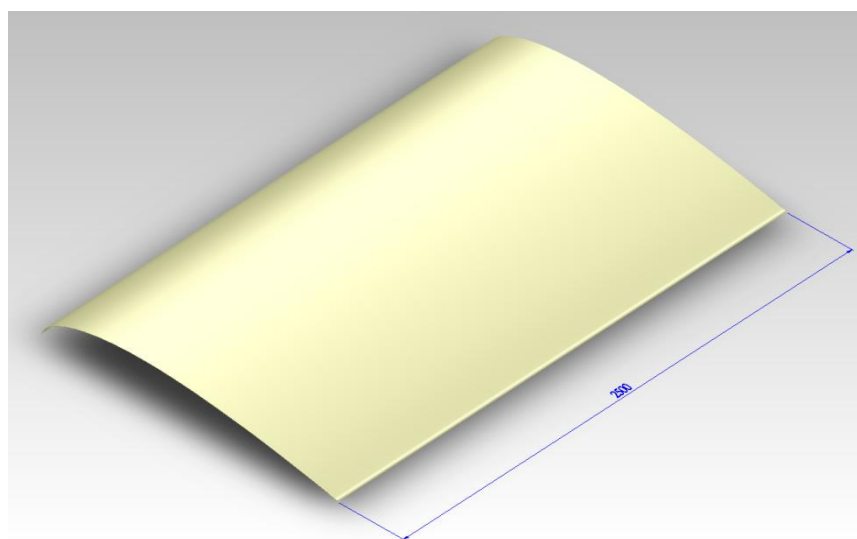


Fig.5.9 Rivestimento del profilo in alluminio: sviluppo assiale di 2.5 m, corda di 1 m e spessore di 1 mm.

A questo punto, definite le grandezze fondamentali, l'obiettivo della progettazione si è spostato su come realizzare il giusto compromesso fra resistenza meccanica e leggerezza. E' stato già detto come l'ala precedentemente concepita pesasse oltre 100 Kg, perché non presentava alcuna cavità al suo interno. Si è deciso di cambiare completamente idea costruttiva, prendendo spunto dalla struttura dell'ala di un aereo.

I componenti portanti della pala sono riconducibili a dei longheroni, travi anch'esse in alluminio con sezione ad "I", adatte a sopportare sforzi di taglio, flessione e torsione. Le travi sono ad anima doppia, questo perché lo spessore metallico richiesto è notevolmente inferiore e la resistenza agli sforzi, soprattutto a torsione, si mantiene molto valida. Costruire travi portanti con sezione ad anima semplice risulterebbe deleterio, per l'eccessivo peso e anche per i costi dei materiali. In definitiva la soluzione adottata è simile ad un'ala bilongherone: in questo modo gli sforzi di flessione e taglio sono ripartiti fra due longheroni principali, che unitamente al rivestimento della zona centrale fra di essi compresa, risentono anche alla torsione. Il complesso dei longheroni e del rivestimento lavorante fra di essi compreso costituisce il così detto cassone alare, e forma una struttura molto rigida flessionalmente e torsionalmente (fig. 5.10).

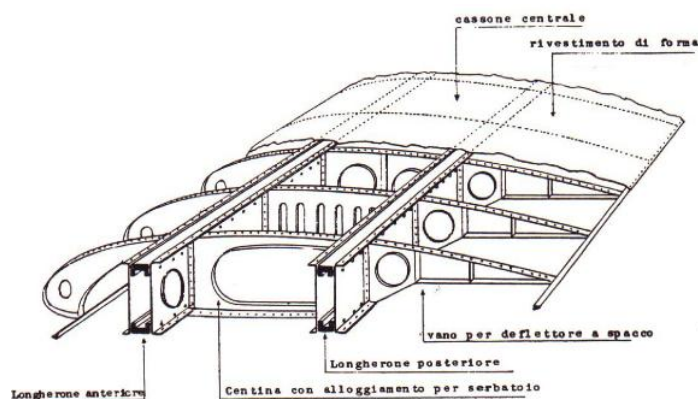


Fig. 5.10 Ala bilongherone

Nel profilo sono presenti anche le centine, cioè gli elementi di collegamento fra i longheroni e il rivestimento esterno. Le centine hanno lo scopo essenziale di forma, assolvono staticamente al compito di trasmettere le forze aerodinamiche dal rivestimento ai longheroni. Gli sforzi che devono sopportare non sono molto rilevanti, tenuto conto del loro interasse e della loro altezza, rispetto a quelli dei longheroni. Ogni profilo è dotato di dieci centine di spessore 1 mm. Una centina ad una determinata quota, è costituita da tre parti:

- la parte anteriore, fra bordo d'attacco e il primo longherone;
- la parte centrale, fra i due longheroni;
- la parte posteriore, fra il secondo longherone e il bordo di uscita.

In corrispondenza delle cerniere l'interasse è di 200 mm, nelle altre posizioni è di 300 mm. In questo modo per ognuna delle tre coppie di cerniere che collegano i profili corrispondono due centine anteriori. Le centine non sono piene: per ottenere un peso complessivo inferiore è stata pensata una forma con ampi vuoti centrali, che non inficia la funzione di trasmettere gli sforzi agenti sul rivestimento ai longheroni, ma che minimizza il peso complessivo. I componenti descritti sono stati collegati fra loro tramite rivettatura, un metodo efficace ed economico.

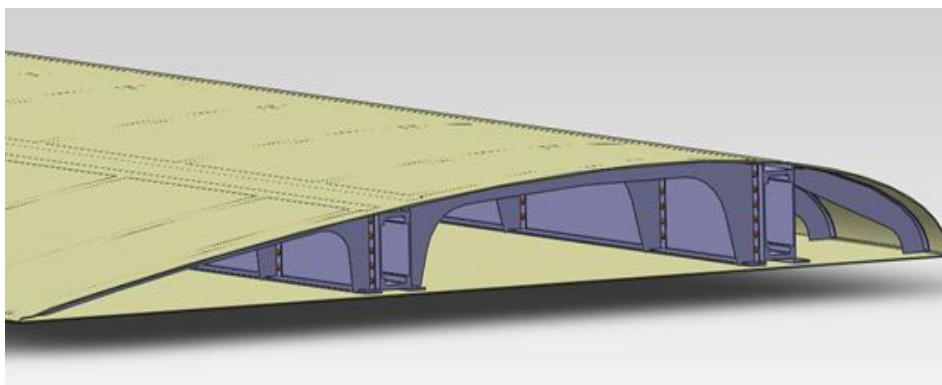


Fig. 5.11 Soluzione costruttiva del profilo: due longheroni portanti ad anima doppia, centine suddivise in tre sezioni, collegate attraverso rivetti con rivestimento e longheroni.

Ogni profilo infine è dotato, alle due estremità, di due perni del diametro di 30 mm (vedi dimensionamento dei perni a seguire) che vengono alloggiati in due cuscinetti e che servono per trasmettere il moto di apertura e chiusura ai profili stessi. Tali perni sono realizzati in acciaio per sopportare meglio il peso proprio del profilo e la forza centrifuga che si scarica durante il funzionamento dell'aerogeneratore. Ecco la geometria definitiva della singola pala eolica:

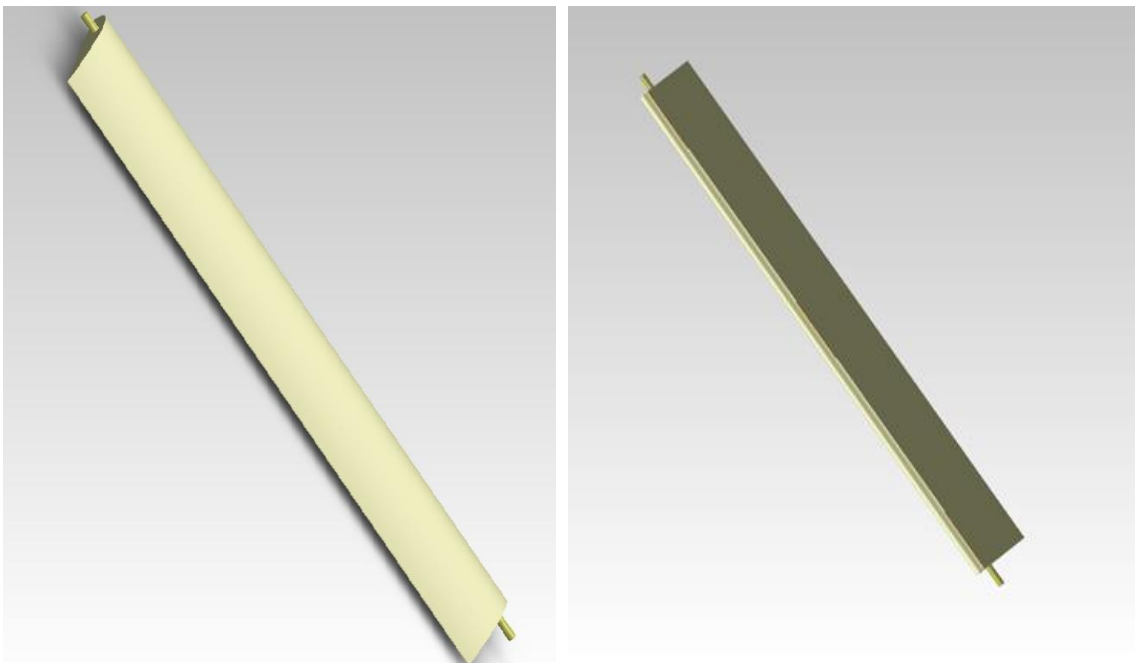


Fig. 5.12 Geometria esterna del singolo profilo aerodinamico

Per accoppiare due profili è stato utilizzato un sistema basato su una terna di cerniere. Ogni cerniera è lunga 300 mm e spessa 3 mm, e la superficie è stata modellata esattamente su quella di un NACA 0018, in modo tale che si possa accoppiare per forma con la pala. Lo spessore è piuttosto elevato, quindi incide sulla geometria esterna durante il funzionamento, tuttavia per sopportare i carichi a cui la cerniera è soggetta nella sua zona posteriore quando la macchina è in fase di avviamento si è preferito perdere qualcosa a livello di prestazione aerodinamica e privilegiare la resistenza del sistema. Infatti ogni singola cerniera permette di mantenere la massima apertura angolare di

progetto fra due profili omologhi, senza che questi si allontanino ulteriormente a causa della forza di resistenza. Il peso della singola cerniera, compreso il proprio perno è di 2.5 Kg, quindi la terna complessivamente incide per 7.5 Kg.

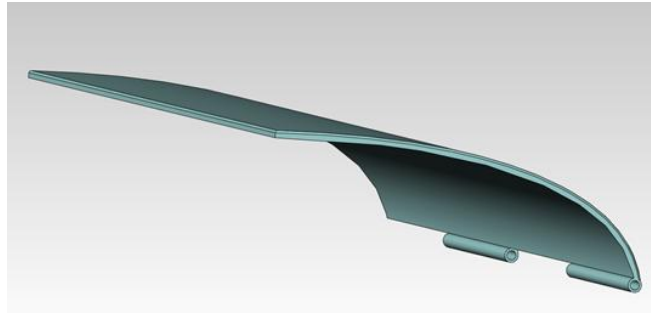


Fig. 5.13 Cerniera sagomata secondo il profilo NACA 0018

La massa del singolo profilo è di circa 35 Kg, significativamente inferiore rispetto all'ala concepita per la macchina da cui è partito questo studio. Una coppia di profili pesa quindi approssimativamente 70 Kg. La massa totale del sistema profili-cerniere (fig. 5.13), l'unità su cui va calcolata la forza centrifuga durante il transitorio di avviamento risulta essere 77.5 Kg.

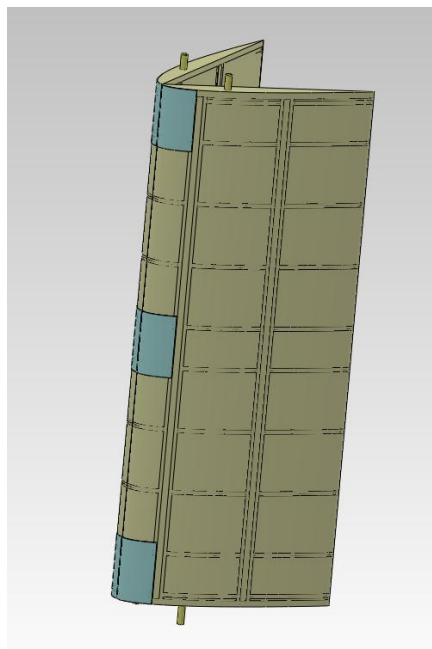


Fig. 5.13 Coppia di profili, provvisti del collegamento con una terna di cerniera esterne.

5.3.2 LE GUIDE

La guida fissa

Questo componente, progettato in alluminio è situato all'interno del braccio del rotore, fissato ad esso attraverso viti e permette lo scorrimento dell'elemento traslatorio (guida mobile) lungo la guida prismatica che si trova ai suoi lati. La guida fissa è lunga 1.3 m e pesa 5 Kg. Per ridurre la massa è stata sagomata con diverse cavità, sui fianchi e sul fondo, cosa che non determina nessun tipo di problema per la resistenza, visto che essa non subisce alcuna sollecitazione, ma è solo utile a livello di cinematica del meccanismo. All'estremità più vicina all'asse della turbina, come si può vedere in fig. 5.14, è presente il blocco per lo scorrimento della guida mobile; quando essa va a battuta con il sistema di bloccaggio, si è nella posizione di massima apertura, esattamente all'avviamento da fermi. La posizione dei blocchi (uno per ogni guida prismatica) è determinata dal massimo angolo di apertura fra i due profili, e non è ovviamente modificabile. Il massimo angolo di apertura è 50° e il blocco si trova ad una distanza di 10 mm dall'estremità della guida.

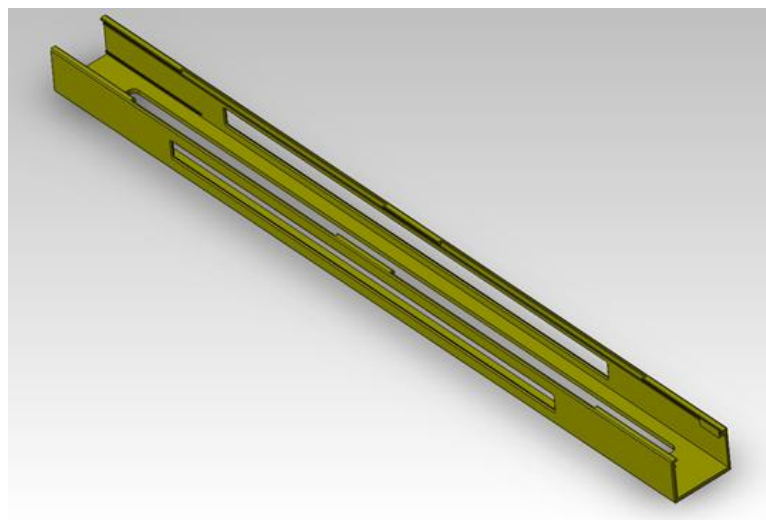


Fig. 5.14 Guida fissa per il livello inferiore e superiore dell'aerogeneratore.

L'elemento in fig. 5.14 è montato nei meccanismi del primo livello e del quarto e ultimo livello della Darrieus. Si noti infatti come in questi due casi il sistema di avviamento necessita solamente di una guida mobile che si accoppi con due profili omologhi. Al contrario per il secondo e il terzo livello della macchina sono necessarie due guide mobili che scorrono all'interno della stessa guida fissa. Consideriamo per esempio il secondo livello: la guida fissa in questo caso dovrà essere dotata di due coppie di profilature una per ogni elemento mobile. Una gestirà il moto dei profili più vicini al terreno, del primo livello, l'altra gestirà il moto dei profili del secondo livello. E' chiaro che non potrà essere presente la parte inferiore che si ancora al braccio tramite viti, come nel caso descritto in precedenza, perché impedirebbe l'accoppiamento con i profili inferiori. Quindi il fissaggio dovrà essere realizzato nelle parti laterali del braccio e la guida assumerà una sezione ad "H". Per quanto concerne il posizionamento del sistema di bloccaggio e della lunghezza del componente non si hanno variazioni rispetto al caso riportato in fig. 5.14. La massa è leggermente inferiore ai 5 Kg, ma è assolutamente approssimabile con quella della guida fissa presente ai livelli estremi della macchina.

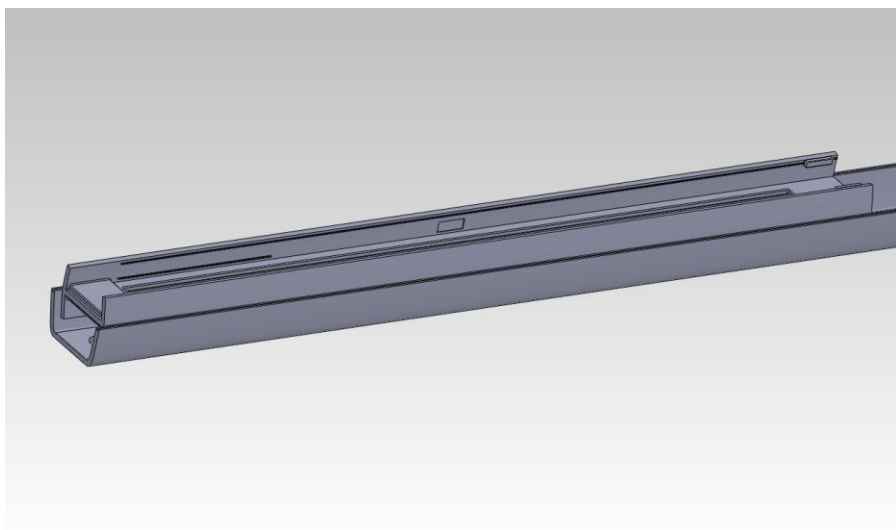


Fig. 5.15 Guida fissa presente nei livelli di mezzeria della turbina. in figura essa è già fissata nel braccio inferiore

La guida mobile

La guida mobile (fig.5.16 (a)) è uno dei componenti più sollecitati del sistema di avviamento, sia per gli sforzi di trazione a cui è sottoposta, sia perché la conformazione del sistema stesso esige che il pezzo abbia uno spessore minimo.

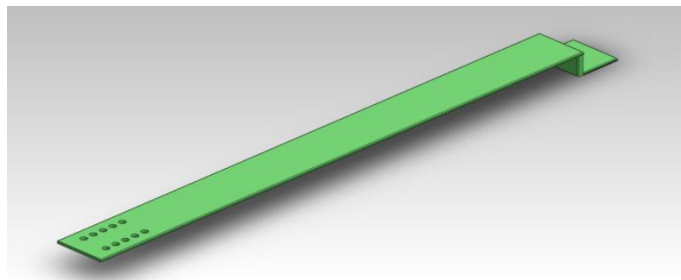


Fig. 5.16 (a) Guida mobile.

La lunghezza complessiva del componente è 1100 mm, per uno spessore di 8 mm. Ovviamente la larghezza della guida mobile è vincolata quella della guida fissa, visto che devono accoppiarsi con coppia prismatica, già descritta in precedenza. Per ospitare il cuscinetto che permette il moto del profilo, il componente è stato progettato con una forma ad “L”. C’è infatti una differenza fra la quota a cui sono posizionati i fori della guida e quella a cui deve essere alloggiato il cuscinetto per l’accoppiamento con il mezzo profilo più interno. In fig. 5.16 (b), si mostra come si è ovviato a questo problema, anche se il pezzo è soggetto a momento flettente nella sua sezione ad “L”.

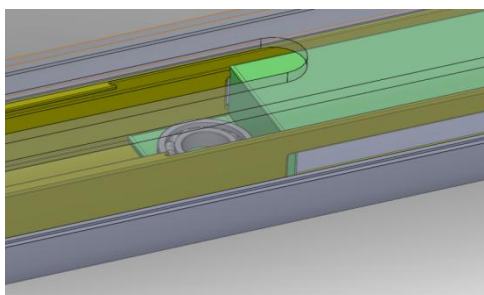


Fig. 5.16 (b) Particolare della sezione ad “L” della guida mobile, su cui è fissato il cuscinetto a sfere.

Per le ragioni sopra esposte il materiale scelto per la guida mobile è un acciaio legato, 20MoCrS5, dall'alto modulo di resistenza a trazione e a rottura. Riportiamo nella tabella sottostante le sue caratteristiche:

| Proprietà | Valore | Unità |
|---------------------------------------|----------|-------------------|
| Modulo elastico | 210000 | N/mm ² |
| Rapporto di Poisson | 0.28 | N/A |
| Modulo di taglio | 79000 | N/mm ² |
| Densità di massa | 7800 | kg/m ³ |
| Resistenza alla trazione | 1100.83 | N/mm ² |
| Resistenza a compressione in X | | N/mm ² |
| Snervamento | 785.59 | N/mm ² |
| Coefficiente di espansione termica | 1.1e-005 | /K |
| Conducibilità termica | 14 | W/(m·K) |
| Calore specifico | 440 | J/(kg·K) |
| Rapporto di smorzamento del materiale | | N/A |

La guida mobile è dotata di due serie di cinque fori, dove devono alloggiare i ganci grazie ai quali si realizza la trasmissione della forza elastica dalla molla alla guida, quindi al cuscinetto ed, in ultima istanza ai profili stessi. L'interasse fra il primo e l'ultimo foro è complessivamente di 25 mm, valore adatto per coprire tutti i range di vento possibili fino a 16 m/s. (vedi dimensionamento molle a trazione). Questa è la soluzione adottata per ottenere una regolazione della forza elastica di precarico. Infatti a seconda del foro in cui alloggia il gancio, varia l'allungamento iniziale della molla rispetto alla posizione di riposo, e di conseguenza varia anche il precarico elastico che la forza centrifuga deve vincere per chiudere i profili e raggiungere la posizione di funzionamento a portanza (fig. 5.16 (c)). Ovviamente, più le condizioni sono di vento forte, sopra i 12 m/s, maggiore sarà il precarico a cui il sistema di partenza sarà soggetto prima della messa in funzione dell'aerogeneratore.

In questo modo il profilo si evitano due situazioni di malfunzionamento della turbina Darrieus.

1. Se le condizioni sono di vento forte, sopra i 12 m/s, e il precarico non è abbastanza elevato, quindi i ganci si impegnano nei fori più vicini alle

molle, i due mezzi profili arrivano a battuta troppo velocemente, senza prima aver raggiunto il TSR desiderato. Ciò significherebbe non ottenere una forza di lift sufficiente e quindi una potenza all'albero inferiore rispetto a quella di progetto;

2. Se le condizioni sono di vento leggero, e il precarico è troppo alto, la forza la turbina non riesce ad accelerare ad una velocità tale da generare sufficiente forza centrifuga per chiudere i due profili. Ciò significa, anche in questo caso non avere lift per generare la potenza di progetto.

Comunque sia, in entrambi i casi, la turbina non arriva a regime correttamente, il sistema di regolazione assicura il corretto transitorio in un range di vento ampio.

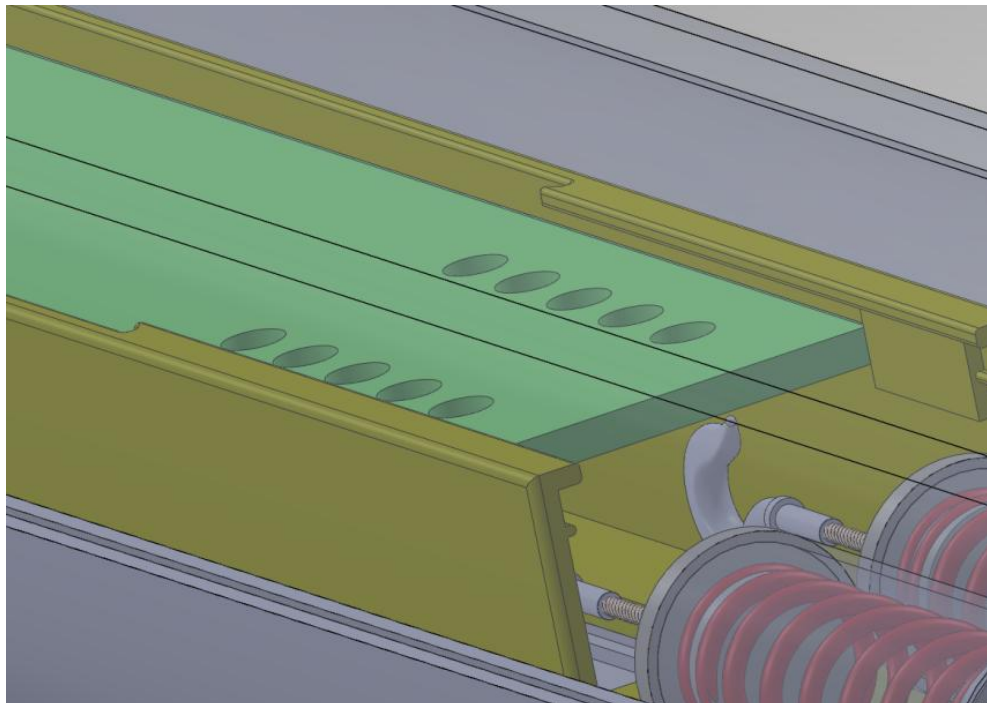


Fig. 5.16 (c) Particolare del sistema di regolazione del precarico elastico.

5.3.3 I BRACCI E IL SISTEMA DI REGOLAZIONE MANUALE DEL PRECARICO ELASTICO

I bracci sono gli elementi fondamentali che costituiscono il rotore. Attraverso collegamenti bullonati sono ancorati alle boccole che trasmettono la potenza generata dal vento all'albero centrale della turbina. La trasmissione di potenza, per ogni livello dell'aerogeneratore, è realizzato con un profilo scanalato, che è il sistema più affidabile per le grandi potenze (in questo caso si hanno circa 100kW, come da progetto). Per il livello inferiore e quello superiore della turbina i profili scanalati hanno un minor sviluppo assiale rispetto a quelli dei due livelli in mezzeria, a causa, come vedremo di una piccola differenza nell'altezza dei bracci. In particolare i profili scanalati alla base e in testa alla macchina misurano complessivamente 160 mm, mentre gli altri misurano 200 mm. Sia il sistema dei profili scanalati che i collegamenti bullonati dovranno essere dimensionati con la massima attenzione per evitare la rottura del rotore; quindi sono stati calcolati nelle condizioni più probanti che la macchina dovrà sostenere durante il funzionamento.

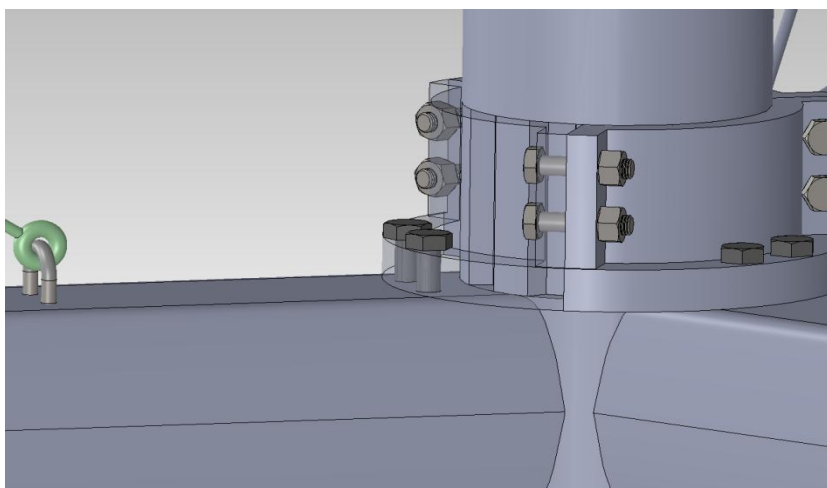


Fig. 5.17 Particolare dell'accoppiamento braccio-boccola attraverso bulloni e dell'accoppiamento per la trasmissione di potenza fra boccola e albero con profilo scanalato

Per ogni livello del rotore sono presenti 3 bracci, essendo il rotore un tripala, ed ogni braccio è costituito da una parte superiore ed una inferiore. Le due parti si accoppiano con una guida a “coda di rondine”, cioè dopo il montaggio del sistema di avviamento, ancorato alla parte inferiore, l’una va fatta scorrere sull’altra. Al raggio esterno, in periferia della macchina c’è la chiusura del braccio, che è stata disegnata con una forma affusolata per creare meno resistenza possibile e quindi migliorare il rendimento aerodinamico dell’aerogeneratore.

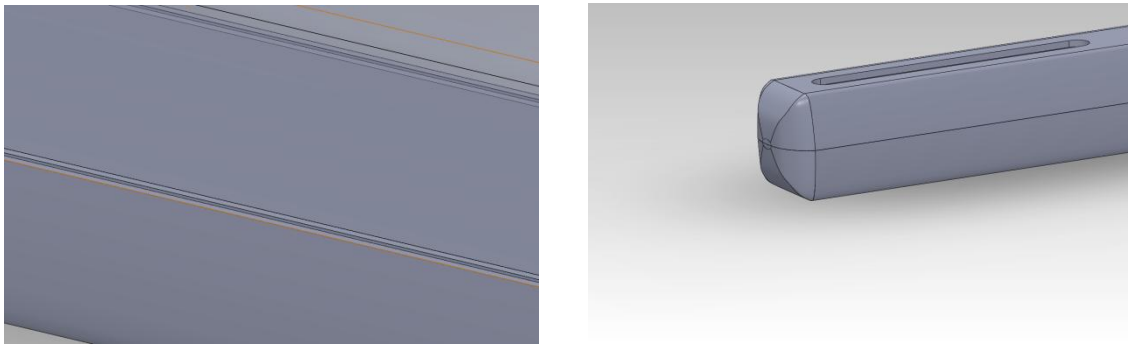


Fig. 5.18 (a) e (b) Particolari rispettivamente: (a) dell’accoppiamento con guida a coda di rondine fra parte inferiore e superiore del braccio e (b) della chiusura alla periferia del componente.

Il braccio ha una lunghezza di 5.5 m, visto che il diametro a cui sono situati i profili è di 11 m. I bracci collocati al primo livello del rotore misurano 6 m; questo perché devono appoggiare sulla rotaia di sostegno, che ha diametro 12 m. tuttavia tutte le coppie di profili e i relativi sistemi di avviamento sono collocati alle stesse quote radiali.

Ogni braccio, in alluminio 2014-T6, ha uno spessore di 10 mm, per una massa complessiva di 60 Kg, e si può correttamente approssimare che sia la parte inferiore sia la parte superiore pesino 30 Kg. Le caratteristiche del materiale sono riportate nella tabella seguente alla pagina seguente:

| Proprietà | Valore | Unità |
|---|----------|-------------------|
| Modulo elastico in X | 72400 | N/mm ² |
| Rapporto di Poisson in XY | 0.33 | N/A |
| Modulo di taglio in XY | 28000 | N/mm ² |
| Densità di massa | 2800 | kg/m ³ |
| Resistenza alla trazione in X | 470 | N/mm ² |
| Resistenza a compressione in X | 470 | N/mm ² |
| Snervamento | 415 | N/mm ² |
| Coefficiente di espansione termica in X | 2.3e-005 | /K |
| Conducibilità termica in X | 155 | W/(m·K) |
| Calore specifico | 880 | J/(kg·K) |
| Rapporto di smorzamento del materiale | | N/A |

Si descrivono ora le differenze nella sagomatura della parte inferiore e superiore del braccio.

La parte superiore del braccio

La parte superiore, oltre ai due fori passanti per la coppia di bulloni M24 che collegano il braccio alla boccola (visibili in fig. 5.17), presenta uno scasso rettilineo, in corrispondenza dello stesso raggio a cui sono situati i profili, che misura 400 mm di lunghezza per 40 mm di larghezza. La sua presenza è resa necessaria dal passaggio dei perni dei profili che si devono impegnare nei cuscinetti sottostanti. La lunghezza è stata determinata in seguito alla massima apertura che assumono i mezzi profili in condizione di funzionamento a resistenza (50 °, vedi paragrafo precedente). Per entrambi i perni dei mezzi profili è stato lasciato un margine, in modo che i componenti non arrivassero a contatto.

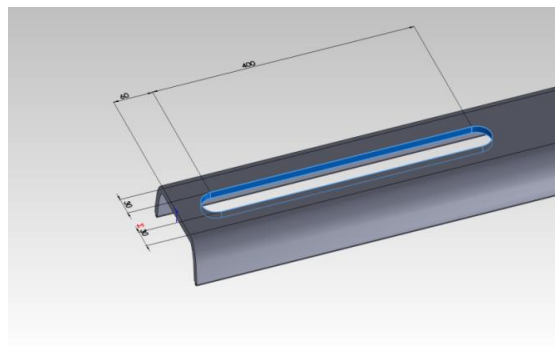


Fig. 5.19 Scasso rettilineo per lo scorrimento dei perni dei mezzi profili durante il transitorio di avviamento

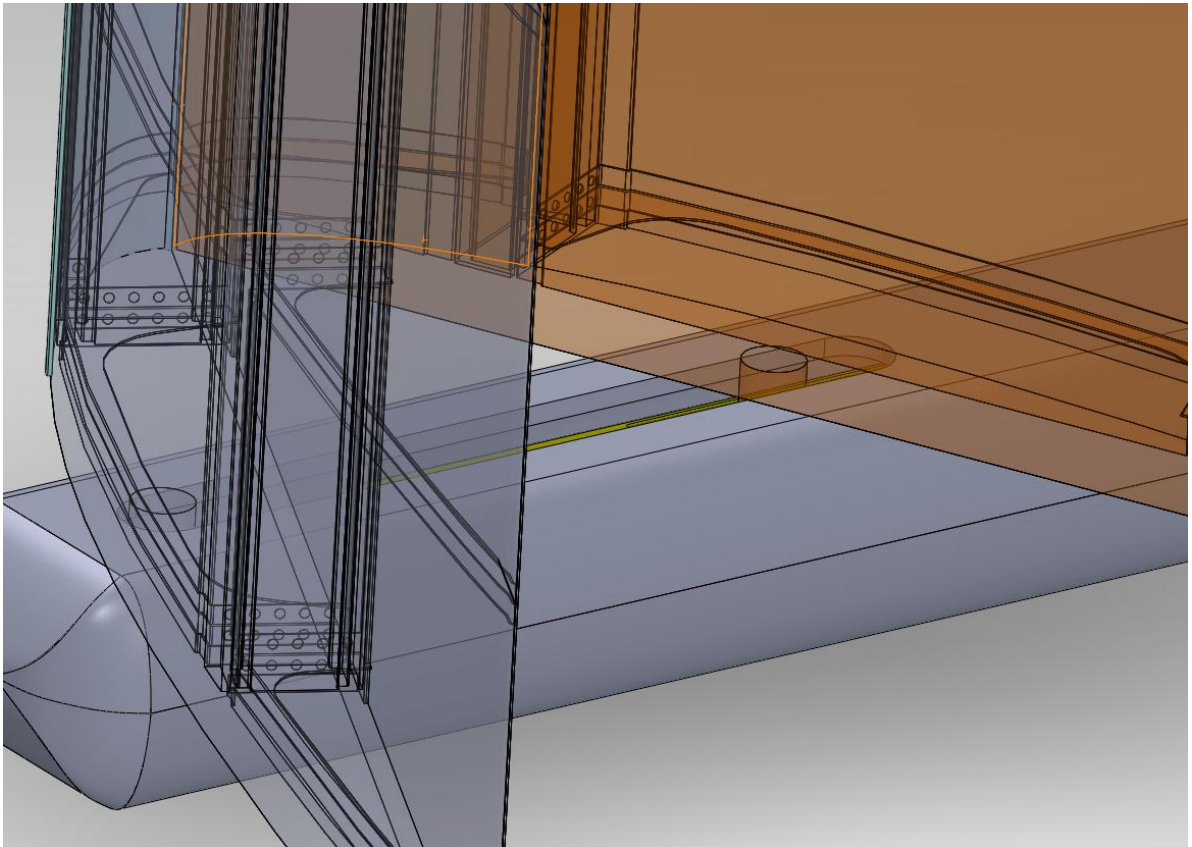


Fig. 5.20 Posizione di massima apertura dei profili (50°) all'avviamento: si noti il margine fra i perni che vanno ad alloggiare nei cuscinetti e lo scasso rettilineo ricavato nella parte superiore del braccio

La parte inferiore del braccio

Nella parte inferiore, oltre ai due fori passanti per la coppia di bulloni M24 che collegano il braccio alla boccola (visibili in fig. 5.17), ovviamente corrispondenti a quelli della parte superiore, è presente un'apertura rettangolare di lunghezza 900 mm per una larghezza di 80 mm. In questa apertura si impegna uno sportellino, sempre in alluminio, fissato con viti M6, che è utilizzato per poter regolare il precarico delle molle a trazione. La posizione radiale dell'apertura è stata quindi calcolata con precisione, in modo da rendere possibile il raggiungimento manuale di tutti i fori; in particolare essa si trova a 1250 mm dall'estremità del braccio in periferia del rotore. Questo tipo di soluzione è

stato adottato anche per le parti superiori dei bracci che si trovano al secondo e al terzo livello, in mezzeria della turbina, perché, come già accennato in precedenza, in quei casi ci sono due coppie di molle che regolano due diverse coppie di profili. Di conseguenza per avere la possibilità di regolare entrambi i precarichi allo stesso modo, è necessario che l'apertura descritta sia presente sui due diversi componenti, sia su quello inferiore che su quello superiore.

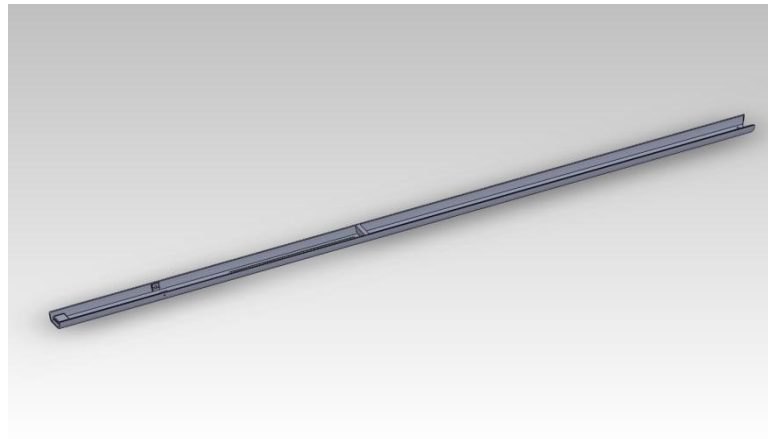


Fig. 5.21 Parte inferiore di un braccio del rotore

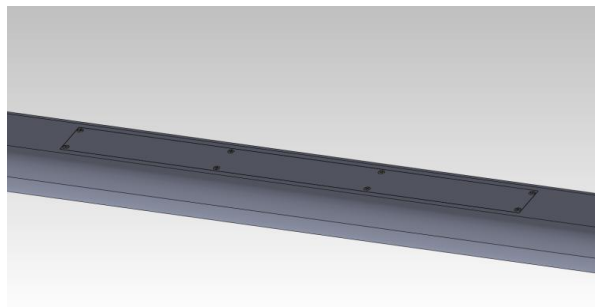
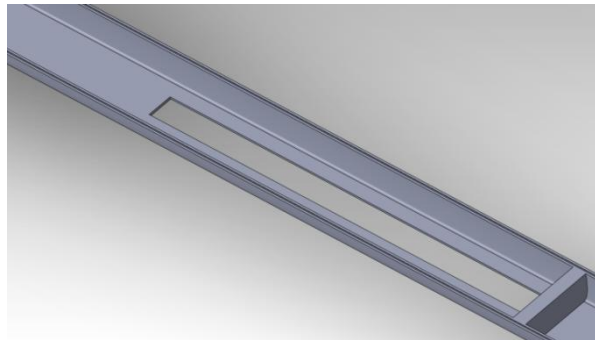


Fig. 5.22 (a) e (b) Particolari del braccio inferiore: apertura per regolazione del precarico (a), sportellino fissato con viti M6 (b)

Infine, come si può vedere in fig. 5.23 , sono presenti delle sagomature interne, che ospitano il sistema di bloccaggio dei tiranti che lavorano a trazione. Esse si trovano ad una distanza di 4 metri dall'albero della macchina.

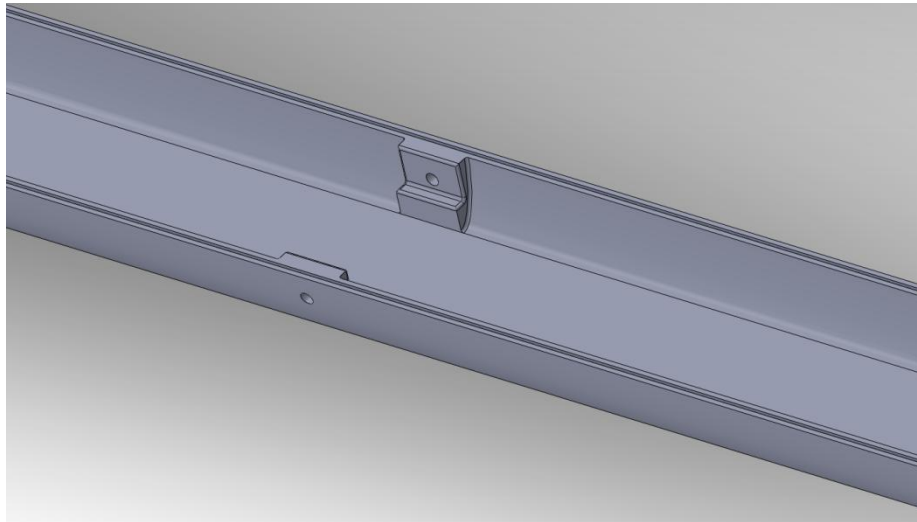


Fig. 5.23 Sagomatura per l'alloggiamento del sistema di ancoraggio dei tiranti

5.3.4 LE MOLLE DI TRAZIONE

La molla di trazione è l'elemento fondamentale del sistema di avviamento. La sua scelta è di primaria importanza per il transitorio di avviamento della turbina Darrieus. Come già esposto nei paragrafi precedenti infatti un errato calcolo del precarico, sia in eccesso, sia in difetto, comporta una chiusura anticipata o una non-chiusura dei profili, e in entrambi i casi l'effetto è una sensibile diminuzione della portanza, e quindi della coppia, generata a regime.

Innanzitutto è stata dimensionata la molla di trazione, partendo dalla conoscenza della forza centrifuga a cui deve opporsi. Gli elementi rotanti che danno contributo alla forza centrifuga agente sull'elemento elastico sono:

- I profili, $m_p = 35$ Kg;
- La guida mobile, $m_G = 5$ Kg.

Le masse sono state calcolate attraverso il software di modellazione 3D. L'ingombro massimo del pistoncino contenente la molla di trazione è 35 mm, quindi il D_e del singolo elemento elastico non può superare questo valore.

Supponiamo che la velocità del vento sia 16 m/s. Per raggiungere il TSR desiderato di 3 la velocità tangenziale dei profili deve valere, a regime 48 m/s, pari a 92 rpm. Tuttavia da studi precedenti effettuati sulle Darrieus è risultato chiaro come si riesca a generare portanza a partire da un TSR di 1.5, quindi la velocità per cui il meccanismo si deve muovere è 24 m/s.

Sulla base di queste considerazioni la forza centrifuga vale:

$$F_C = m_{tot} \omega^2 r = m_{tot} \frac{v^2}{r} = (35 + 5) \frac{24^2}{5} = 4608 \text{ N}$$

La forza appena calcolata è da distribuire su quattro elementi elastici. Consideriamo infatti la pala montata fra il livello "x" e il livello "x+1": due delle molle di trazione che guidano il moto dei mezzi profili sono situate nel sistema di avviamento del livello "x", le rimanenti sono situate nel sistema di avviamento del livello "x+1".

Il sistema sopra descritto lavora con tutti e quattro gli elementi elastici in parallelo. Nell'esempio sottostante, di valenza generale, si mostra come si distribuiscono le forze al variare delle rigidità.

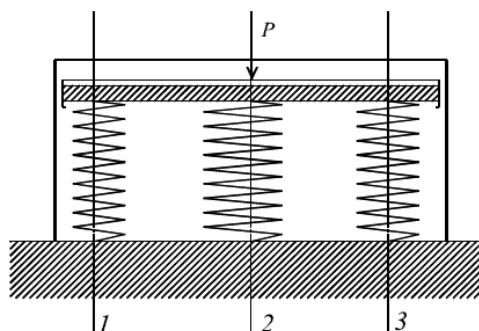


Fig. 5.24 Schematizzazione di un sistema di molle in parallelo

Ipotizzando che le rigidzze (che si suppongono costanti) siano k_1 , k_2 , k_3 , si vuole trovare la rigidzza di una molla equivalente alle tre. La freccia totale è la stessa per ogni singola molla, mentre ogni molla sopporta una parte del carico P . Per cui si ha, ricordando l'espressione della rigidzza:

$$P_1 = f k_1.$$

Calcolando i carichi sulle singole molle e sommandoli si ha il carico totale:

$$P = P_1 + P_2 + P_3 = f k_1 + f k_2 + f k_3 = f (k_1 + k_2 + k_3)$$

per la molla equivalente deve valere $P = f k_e$ da cui è possibile ricavare la rigidzza equivalente che vale:

$$k_e = k_1 + k_2 + k_3$$

Nel nostro caso, essendo $k_1 = k_2 = k_3 = k_4 = k$, si può ragionare su un singolo elemento elastico, sollecitato da un quarto della forza centrifuga totale, $F_C/4$, sapendo che la freccia a cui esso è sottoposto è la medesima rispetto agli altri tre elementi.

Dimensionamento di una molla a trazione

Generalità

Le molle più usate sono le seguenti:

- barra di torsione;
- molla ad elica cilindrica;
- molla a spirale piana;
- balestra;
- molla a disco.

Sono costruite in adatti acciai ad alta resistenza. Vengono impiegate solo in casi particolari molle in acciaio inossidabile, in bronzo e in ottone. Molle particolari sono quelle in gomma. Altre si basano sulla compressione di un gas.

Nelle sospensioni, in parallelo alle molle agiscono sempre dispositivi smorzanti. Le balestre e le molle in gomma danno luogo di per sé a una non trascurabile dissipazione di energia nella deformazione.

È significativa la curva forza- spostamento $F(f)$, come nella molla ad elica, o coppia- rotazione $C(q)$, come nella barra di torsione. Tale curva, o caratteristica, può essere lineare o meno. Nel primo caso $k = dF/df = F/f$ (oppure $k = C/q$) è la rigidezza ($1/k$ invece è la flessibilità), avente dimensioni di N/mm (forza/lunghezza), o Nm/rad (coppia/angolo). Più in generale $k = dF/df$, (o $k=dC/dB$). Un diagramma praticamente lineare con la rigidezza indipendente dalla freccia è comune per le molle metalliche, che sono state scelte per essere inserite nel sistema di avviamento della turbina ad asse verticale trattata in questa tesi. Il diagramma con rigidezza crescente con la freccia è tipico delle molle in gomma. Il diagramma con rigidezza decrescente con la freccia è tipico delle molle a disco.

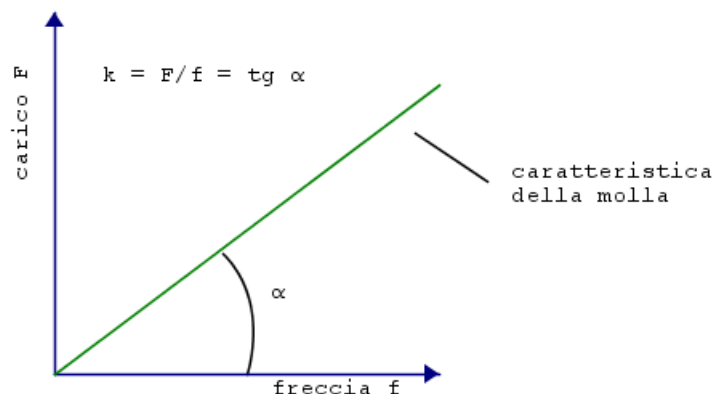


Fig. 5.25 Diagramma Forza-Freccia di una molla metallica, con caratteristica lineare

Le aree sottese dalle curve di tali grafici rappresentano l'energia potenziale elastica accumulata nella molla a seguito dell'applicazione della forza F .

Il materiale

Le molle si costruiscono in acciai con elevato carico di snervamento. Il modulo elastico ed il modulo di elasticità tangenziale si assumono uguali rispettivamente a: $E = 206000 \text{ N/mm}^2$ $G = 81400 \text{ N/mm}^2$. Si impiegano acciai al C e legati. Fra i primi, per esempio, gli acciai al carbonio C72 e C98 L'aggiunta di Silicio, fino al 2%, aumenta il carico di snervamento e la resistenza all'urto. Il Vanadio (0,1 - 0,2%) ed il Tungsteno ($> 1,2\%$) migliorano le caratteristiche meccaniche e la resistenza a caldo. I materiali per molle a più alta resistenza sono quelli al Silicio- Vanadio e al Cromo-Silicio-Vanadio. La resistenza alla fatica dipende non solo dalle dimensioni, dalla composizione e dallo stato del materiale, ma anche dalla finitura superficiale delle molle. Per le molle ad elica, particolarmente per piccoli diametri del filo, si usa normalmente il filo armonico, realizzato in acciaio al carbonio trafilato, ad altissima resistenza. I fili tondi di acciaio per molle trafilati crudi sono divisi in 4 classi nella UNI 3823 con caratteristiche progressivamente migliori dalla classe A alla D. Le prime due sono consigliate quando le sollecitazioni sono prevalentemente statiche e le seconde per le applicazioni dinamiche.

| Fili per molle di acciaio non legato trafilati | | | | |
|---|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| I fili per molle si classificano in quattro classi | | | | |
| classe A (bassa resistenza, sollecitazioni prevalentemente statiche limitate) | | | | |
| classe B (media resistenza, sollecitazioni prevalentemente statiche) | | | | |
| classe C (alta resistenza, sollecitazioni elevate e a fatica) | | | | |
| classe D (altissima resistenza, sollecitazioni elevate e a fatica) | | | | |
| Diametri e resistenze | | | | |
| Diametri mm | classe A N/mm ² | classe B N/mm ² | classe C N/mm ² | classe D N/mm ² |
| 0.1 | | | 2500-2850 | |
| 0.12; 0.15; 0.2 | | | 2500-2850 | |
| 0.25 | | 2160-2460 | | |
| 0.25; 0.3; 0.35; 0.40; 0.45; 0.5; 0.55; 0.6; 0.65 | 1860-2160 | 2110-3410 | 2350-2650 | 2550-2850 |
| 0.55 | | 2060-2360 | | |
| 0.7; 0.75; 0.80; 0.85; 0.90; 1.00 | 1770-2070 | 1960-2260 | 2160-2460 | 2350-2650 |
| 1 | 1670-1970 | 1910-2210 | | |
| 1.1; 1.2; 1.3; 1.4 | 1670-1970 | 1860-2160 | 2110-2360 | 2360-2510 |
| 1.5; 1.6; 1.7; 1.8; 1.9 | 1570-1870 | 1770-2070 | 1960-2160 | 2160-2410 |
| 2; 2.1; 2.2; 2.3; 2.4; 2.5; | 1470-1770 | 1720-1970 | 1960-2160 | |
| 2.6; 2.7; 2.8; 2.9; 3 | 1370-1670 | 1570-1820 | 1770-1970 | |
| 3.2; 3.4; 3.5; 3.7; 3.8; 4 | | | | |
| 4.2 | 1320-1570 | 1520-1770 | | |
| 4.5; 5 | | 1470-1720 | 1670-1870 | |
| 5.5; 6; 6.5; | 1180-1380 | 1370-1570 | 1520-1720 | |
| 7; | | | | |
| 7.5-8 | | 1280-1480 | 1470-1670 | |
| 8.5; 9; 0.5; 10 | | | 1370-1520 | |
| 10.5; 11 | | 1180-1330 | | |
| 12; 13 | | 1130-1280 | 1280-1430 | |

Fig. 5.26 Tabella riassuntiva della UNI 3823 sulle caratteristiche dei fili di acciaio per molle

In base alla normativa è stato scelto il 52SiCrNi5, di cui sono riportate di seguito le principali caratteristiche chimiche e meccaniche. E' un acciaio con caratteristiche di elevata temprabilità, ad alto limite elastico ed ottima resistenza all'usura. E' utilizzato, oltre che per molle elicoidali, anche per macchine automatiche e pinze elastiche.

| Composizione indicativa <i>Approximate chemical analysis</i> | C | Mn | Si | Cr | Ni |
|--|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| | 0.49 ÷ 0.56 | 0.70 ÷ 0.90 | 1.20 ÷ 1.50 | 0.70 ÷ 1.00 | 0.50 ÷ 0.70 |

| Temperature per la lavorazione a caldo ed il trattamento termico <i>Hot work and heat treatment temperatures</i> | Punti critici <i>Critical points</i> | Fucinatura <i>Forging</i> | Normalizzazione <i>Normalization</i> | Ricottura subcritica <i>Subcritical annealing</i> | Ricottura isoterma <i>Isothermal annealing</i> | Tempra <i>Tempering</i> | Rinvenimento <i>Hardening</i> |
|--|---|------------------------------|---|--|---|----------------------------|----------------------------------|
| | Ac1 760 | | | | | 840÷870 | |
| | Ac3 810 | 1100÷850 | 920÷830 | 840÷880 | 650÷700 | ↓ | 400÷450 |
| | Ms 270 | | | | | olio / oil | |

| Caratteristiche meccaniche / Mechanical properties | | | | | | |
|---|---------------------------------------|------------------------------------|-------------------------------|--------------------|----------------------|---|
| Stato <i>Condition</i> | Saggio Ø mm. <i>Specimen Ø mm.</i> | Re min. <i>N/mm²</i> | Rm <i>N/mm²</i> | A min. <i>%</i> | KCU min. <i>J</i> | Durezze HB allo stato <i>HB hardness in the following conditions</i> |
| Bonificato <i>Hardened and tempered</i> 480°C | 10 | 1220 | 1400÷1650 | 5 | - | Ricotto lavorabile/ <i>Soft-annealed</i> ≤ 260 Ricotto isoterma/ <i>Isothermal annealed</i> - Ricotto sferoidale/ <i>Spheroidized</i> - |

| Temprabilità <i>Hardenability</i> | HRC / % Martensite | | Diametro temprabile mm. / <i>Hardenable diameter mm.</i> | |
|---|--------------------|-----|--|---------------|
| | 95% | 80% | olio / oil | acqua / water |
| | 60 | 52 | 60 | - |

Fig. 5.26 Caratteristiche dell'acciaio 52SiCrNi5 utilizzato per le molle di trazione

Dimensionamento

In seguito a tutte le considerazioni espresse in precedenza, i dati in ingresso per il dimensionamento sono quindi:

- $\frac{F_C}{4} = 1152 \text{ N};$
- $S_U = 1650 \text{ N/mm}^2;$
- $D_{e \text{ LIM}} = 35 \text{ mm}.$

Utilizziamo la procedura standard per il dimensionamento delle molle elicoidali a trazione, ipotizzando un diametro del filo di partenza di 4 mm. Innanzi tutto si calcola il fattore di avvolgimento c , come rapporto fra diametro della molla e del filo.

$$c = \frac{2R}{d} = \frac{D}{d} = \frac{35}{4} = 8.75$$

Noto il fattore di avvolgimento si entra nel diagramma per il fattore di correzione delle tensioni λ , che dipende appunto da c .

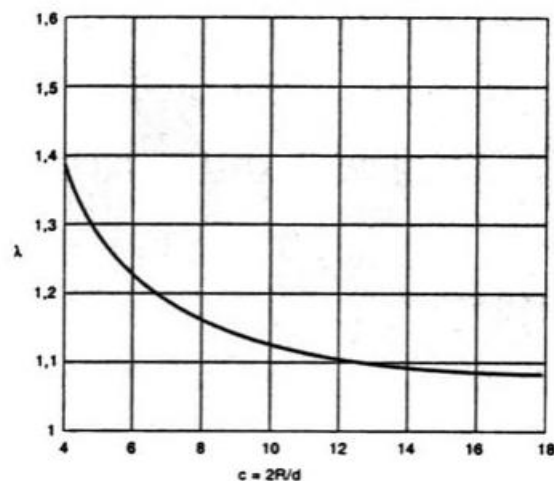


Fig. 5.27 Fattore di correzione delle tensioni λ , diagrammato in funzione del fattore di avvolgimento c

In questo caso si ottiene $\lambda = 1.15$. E' possibile ora calcolare le tensioni nell'elemento elastico, da confrontare con quelle ammissibili. Ovviamente deve valere $\tau \leq \tau_{amm}$

Si consiglia per le molle di trazione per l'impiego statico, quando, come in questo caso, non esistano incertezze sulle condizioni di lavoro:

$$\tau_{amm} = 0.45 S_U = 0.45 * 1650 = 742 \text{ MPa}$$

$$\tau = \lambda \tau_n = \lambda \frac{16 F R}{\pi d^3} = 1.15 \frac{16 * 1152 * 16}{\pi 4^3} = 1701 MPa$$

È chiaro che il diametro del filo sia insufficiente a sopportare la quota della forza centrifuga calcolata per un vento di 16 m/s. Si può quindi inizializzare un'iterazione che porta a convergenza al valore per cui la tensione calcolata è inferiore a quella ammissibile. Riportiamo quindi l'iterazione conclusiva:

$$c = \frac{2 R}{d} = \frac{D}{d} = \frac{35}{5.8} \approx 6$$

$$\lambda \approx 1.22$$

$$\tau = \lambda \tau_n = \lambda \frac{16 F R}{\pi d^3} = 1.22 \frac{16 * 1152 * 16}{\pi 5.8^3} = 586 MPa$$

$$CS = \frac{\tau_{amm}}{\tau} = \frac{742}{586} = 1.3$$

Si sceglie quindi dal catalogo per molle a trazione "VANEL":

www.VANEL.com

Extension Springs: English Hook

| Reference number | External diameter (mm) | Wire diameter (mm) | Free length (mm) | Spring rate (daN/mm) | Max Length (mm) | Max Force (daN) | Material | Taiffröde |
|------------------|------------------------|--------------------|------------------|----------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------|
| T.330.230.3240.A | 33.0 | 2.30 | 324.0 | 0.0086 | 1849.7 | 13.806 | music wire | 4N |
| T.330.230.3240.I | 33.0 | 2.30 | 324.0 | 0.0073 | 1812.0 | 11.593 | stainless steel | 4N |
| T.330.240.1520.A | 33.0 | 2.40 | 152.0 | 0.0304 | 632.8 | 15.552 | music wire | 4M |
| T.330.240.1520.I | 33.0 | 2.40 | 152.0 | 0.0261 | 621.3 | 13.072 | stainless steel | 4M |
| T.330.250.0889.A | 33.0 | 2.50 | 88.9 | 0.1150 | 230.7 | 17.432 | music wire | 4L |
| T.330.250.0889.I | 33.0 | 2.50 | 88.9 | 0.0987 | 227.4 | 14.666 | stainless steel | 4M |
| T.330.250.1016.A | 33.0 | 2.50 | 101.6 | 0.0815 | 301.5 | 17.432 | music wire | 4M |
| T.330.250.1016.I | 33.0 | 2.50 | 101.6 | 0.0700 | 296.8 | 14.666 | stainless steel | 4M |
| T.330.250.1143.A | 33.0 | 2.50 | 114.3 | 0.0629 | 373.5 | 17.432 | music wire | 4M |
| T.330.250.1143.I | 33.0 | 2.50 | 114.3 | 0.0540 | 367.4 | 14.666 | stainless steel | 4M |
| T.330.250.1300.A | 33.0 | 2.50 | 130.0 | 0.0490 | 462.4 | 17.432 | music wire | 4M |
| T.330.250.1300.I | 33.0 | 2.50 | 130.0 | 0.0421 | 454.6 | 14.666 | stainless steel | 4M |
| T.330.250.1480.A | 33.0 | 2.50 | 148.0 | 0.0392 | 564.1 | 17.432 | music wire | 4M |
| T.330.250.1480.I | 33.0 | 2.50 | 148.0 | 0.0337 | 554.4 | 14.666 | stainless steel | 4M |
| T.330.250.1520.A | 33.0 | 2.50 | 152.0 | 0.0375 | 586.7 | 17.432 | music wire | 4M |
| T.330.250.1520.I | 33.0 | 2.50 | 152.0 | 0.0322 | 576.5 | 14.666 | stainless steel | 4M |
| T.330.250.1650.A | 33.0 | 2.50 | 165.0 | 0.0329 | 660.1 | 17.432 | music wire | 4M |
| T.330.250.1650.I | 33.0 | 2.50 | 165.0 | 0.0283 | 648.6 | 14.666 | stainless steel | 4M |
| T.330.250.1790.A | 33.0 | 2.50 | 179.0 | 0.0291 | 739.2 | 17.432 | music wire | 4M |
| T.330.250.1790.I | 33.0 | 2.50 | 179.0 | 0.0250 | 726.1 | 14.666 | stainless steel | 4M |
| T.330.250.1850.A | 33.0 | 2.50 | 185.0 | 0.0277 | 773.1 | 17.432 | music wire | 4M |
| T.330.250.1850.I | 33.0 | 2.50 | 185.0 | 0.0238 | 759.4 | 14.666 | stainless steel | 4M |
| T.330.250.1990.A | 33.0 | 2.50 | 199.0 | 0.0250 | 852.2 | 17.432 | music wire | 4M |
| T.330.250.1990.I | 33.0 | 2.50 | 199.0 | 0.0214 | 836.9 | 14.666 | stainless steel | 4M |
| T.330.250.2030.A | 33.0 | 2.50 | 203.0 | 0.0243 | 874.8 | 17.432 | music wire | 4M |
| T.330.250.2030.I | 33.0 | 2.50 | 203.0 | 0.0208 | 859.1 | 14.666 | stainless steel | 4N |
| T.330.250.2050.A | 33.0 | 2.50 | 205.0 | 0.0239 | 886.1 | 17.432 | music wire | 4M |
| T.330.250.2050.I | 33.0 | 2.50 | 205.0 | 0.0206 | 870.2 | 14.666 | stainless steel | 4N |
| T.330.250.2250.A | 33.0 | 2.50 | 225.0 | 0.0211 | 999.0 | 17.432 | music wire | 4N |
| T.330.250.2250.I | 33.0 | 2.50 | 225.0 | 0.0181 | 981.0 | 14.666 | stainless steel | 4N |
| T.330.250.6730.A | 33.0 | 2.50 | 673.0 | 0.0057 | 3529.7 | 17.432 | music wire | 4Q |
| T.330.250.6730.I | 33.0 | 2.50 | 673.0 | 0.0049 | 3463.2 | 14.666 | stainless steel | 4Q |
| T.330.340.1240.A | 33.0 | 3.40 | 124.0 | 0.2612 | 265.5 | 40.983 | music wire | 4M |
| T.330.340.1240.I | 33.0 | 3.40 | 124.0 | 0.2243 | 263.0 | 34.736 | stainless steel | 4M |
| T.330.340.2150.A | 33.0 | 3.40 | 215.0 | 0.1122 | 544.6 | 40.983 | music wire | 4N |
| T.330.340.2150.I | 33.0 | 3.40 | 215.0 | 0.0963 | 538.7 | 34.736 | stainless steel | 4N |
| T.330.340.2290.A | 33.0 | 3.40 | 229.0 | 0.1031 | 587.4 | 40.983 | music wire | 4N |
| T.330.340.2290.I | 33.0 | 3.40 | 229.0 | 0.0886 | 581.1 | 34.736 | stainless steel | 4N |
| T.330.340.2410.A | 33.0 | 3.40 | 241.0 | 0.0963 | 624.8 | 40.983 | music wire | 4N |
| T.330.340.2410.I | 33.0 | 3.40 | 241.0 | 0.0827 | 618.0 | 34.736 | stainless steel | 4N |
| T.330.340.3240.A | 33.0 | 3.40 | 324.0 | 0.0665 | 879.6 | 40.983 | music wire | 4Q |
| T.330.340.3240.I | 33.0 | 3.40 | 324.0 | 0.0571 | 869.8 | 34.736 | stainless steel | 4Q |
| T.330.340.4200.A | 33.0 | 3.40 | 420.0 | 0.0490 | 1174.2 | 40.983 | music wire | 4Q |
| T.330.340.4200.I | 33.0 | 3.40 | 420.0 | 0.0421 | 1160.9 | 34.736 | stainless steel | 4P |
| T.333.340.3050.A | 33.3 | 3.40 | 305.0 | 0.0697 | 824.6 | 40.086 | music wire | 4Q |
| T.333.340.3050.I | 33.3 | 3.40 | 305.0 | 0.0600 | 846.4 | 35.874 | stainless steel | 4Q |
| T.334.580.1000.A | 33.4 | 5.80 | 100.0 | 6.3028 | 123.4 | 173.472 | music wire | 5E |
| T.334.580.1000.I | 33.4 | 5.80 | 100.0 | 5.4134 | 123.3 | 149.242 | stainless steel | 5G |
| T.334.580.2030.A | 33.4 | 5.80 | 203.0 | 2.0706 | 272.7 | 169.752 | music wire | 5F |
| T.334.580.2030.I | 33.4 | 5.80 | 203.0 | 1.7784 | 277.3 | 155.460 | stainless steel | 5G |

Scelto la molla da catalogo sono noti i valori della forza massima sopportabile per la molla e del suo massimo allungamento. Per quanto riguarda la forza si vede immediatamente che il limite è rispettato: infatti la molla in questione sopporta fino a 1550 N, contro i 1152 massimi a cui è sottoposta nel nostro impiego.

Per verificare l'allungamento è necessario prima calcolare la freccia massima:

$$f_{max} = \frac{64 i_u F R^3}{G d^4} = \frac{64 * 8 * 1152 * 16^3}{81400 * 5.8^4} = 22.9 \text{ mm}$$

Essa è chiaramente inferiore ai 74.3 mm, differenza fra la lunghezza a riposo e la lunghezza nella massima estensione, indicati nel catalogo.

Passiamo infine al calcolo della rigidezza della molla K e alla somma delle distanze minime S fra le spire utili i_u della molla e x coefficiente adimensionale in funzione del fattore di avvolgimento c :

$$K = \frac{F}{f} = \frac{G d^4}{64 i_u R^3} = \frac{81400 * 5.8^4}{64 * 8 * 16^3} = 50.3 \frac{N}{mm}$$

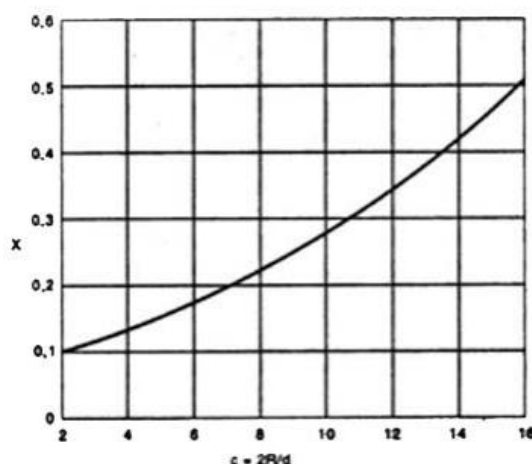


Fig. 5.28 Coefficiente x diagrammato in funzione del fattore di avvolgimento c

Dal diagramma si ottiene il coefficiente $x = 1.17$, ed essendo $i_u = 10$ risulta:

$$S = x d i_u = 1.17 * 5.8 * 10 = 68 \text{ mm}$$

Si riporta di seguito il disegno dell'elemento elastico effettuato con il CAD 3D in una specifica posizione di precarico.

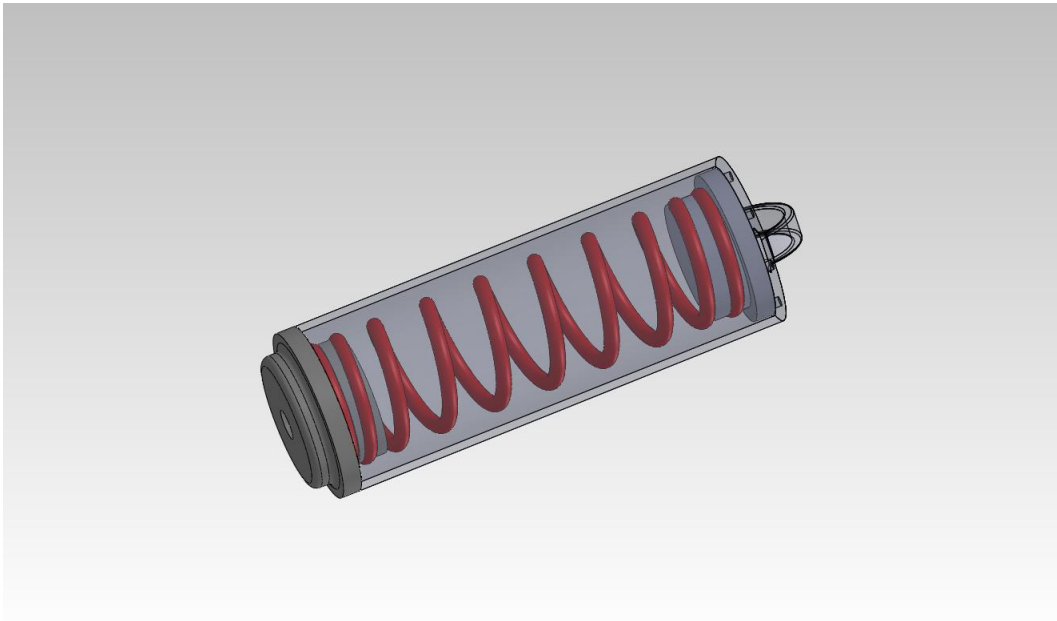


Fig. 5.29 Particolare di una molla a trazione e del pistoncino all'interno della quale lavora.

5.3.5 IL SISTEMA DI ANCORAGGIO AL BRACCIO

Il sistema di ancoraggio al braccio e alla guida mobile è realizzato da un parte, come già detto, con un gancio, dall'altra parte attraverso un sistema moschettone-fune in acciaio. La resistenza di questi elementi non è assolutamente un problema dato le forze in gioco sopraccitate e tutti i componenti appena elencati presentano coefficienti di sicurezza elevatissimi.

Riportiamo per esempio i valori standard di definizione di una fune in acciaio e quelli scelti per questo caso, da catalogo "Metalcorde".

DIAMETRO NOMINALE: dimensione utilizzata per indicare la fune come da catalogo.

DIAMETRO EFFETTIVO: valore rilevato in accordo ad uno specifico metodo di misurazione e deve essere nelle tolleranze permesse dalle norme in vigore.

TORSIONE: senso di avvolgimento dei trefoli e dei fili. Si possono avere:

- Z/s: trefoli verso sinistra e fili verso destra;
- Z/z: trefoli e fili verso destra;
- S/z: trefoli verso destra e fili verso sinistra;
- S/s: trefoli e fili verso sinistra.

MASSA: peso per metro di fune. I valori di catalogo sono solitamente indicativi.

SEZIONE METALLICA: è la somma delle superfici dritte di tutti i fili che compongono una fune.

COEFFICIENTI DI SICUREZZA: in data 21/9/1996 il governo italiano ha fatto propria la normativa europea 91/368 che modifica i vecchi coefficienti di sicurezza. In particolare si ha:

- Brache di funi d'acciaio CS = 5;
- Brache di catene CS = 4;
- Componenti di sollevamento CS = 4;
- Brache di canapa o polipropilene CS = 10.

CARICO DI ROTTURA CALCOLATO: è il prodotto della sezione retta della fune per la resistenza nominale dei fili che la compongono.

CARICO DI ROTTURA MINIMO: è il carico che si ottiene dal prodotto del carico nominale per il coefficiente di cordatura.

| DIAMETRO | | Sezione metallica mm ² | Peso Kg/m | CARICO DI ROTTURA minimo | |
|----------|-------------------|---|--------------|----------------------------|--|
| Ø Fune | Ø Filo esterno | | | Resistenza 1770 N KN | Resistenza 180 Kg/mm ² Kg |
| 4 | 0,80 | 10 | 0,08 | 15 | 1.528 |
| 5 | 0,98 | 14 | 0,12 | 23 | 2.343 |
| 6 | 1,18 | 21 | 0,17 | 33 | 3.362 |
| 7 | 1,38 | 29 | 0,23 | 46 | 4.687 |
| 8 | 1,59 | 38 | 0,31 | 61 | 6.226 |
| 9 | 1,77 | 47 | 0,38 | 75 | 7.642 |
| 10 | 1,98 | 59 | 0,48 | 94 | 9.578 |
| 11 | 2,15 | 70 | 0,56 | 111 | 11.310 |
| 12 | 2,35 | 83 | 0,67 | 132 | 13.450 |
| 13 | 2,54 | 99 | 0,79 | 155 | 15.794 |
| 14 | 2,74 | 112 | 0,91 | 180 | 18.340 |
| 15 | 2,94 | 130 | 1,06 | 207 | 21.093 |
| 16 | 3,13 | 148 | 1,19 | 235 | 23.946 |

Fig. 6.30 Catalogo "Metalcorde", da cui è stata scelta la fune per il sistema di avviamento

La corda scelta, di diametro nominale 6 mm rientra ampiamente nella normativa dei coefficienti di sicurezza, essendo sottoposta ad una forza di 1,15 kN a fronte di un carico ammissibile di 33 kN. La sua lunghezza è di circa 400 mm, per un peso complessivo di circa 0.07 Kg, trascurabile in ogni calcolo precedentemente effettuato.

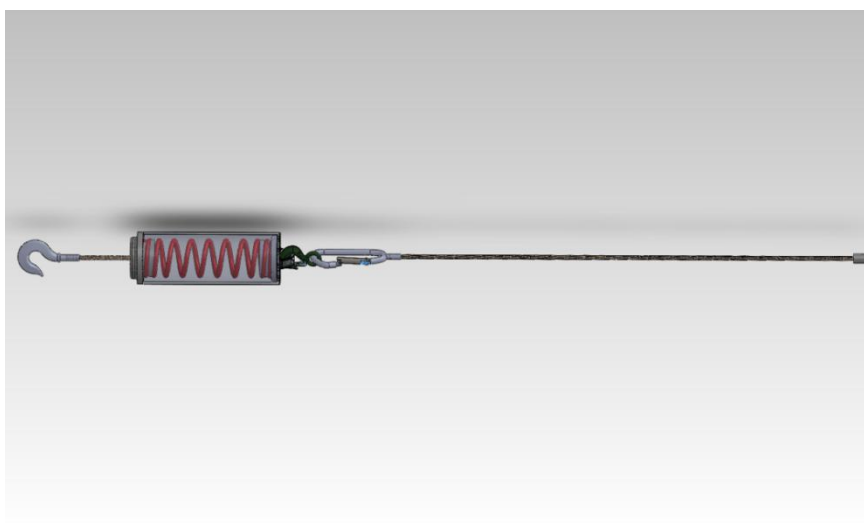


Fig. 5.30 Sistema molla a trazione-moschettone-fune

Infine , come si può vedere dalla figura 5.32, la fune è vincolata attraverso delle viti ad una flangia estrusa nei bracci.

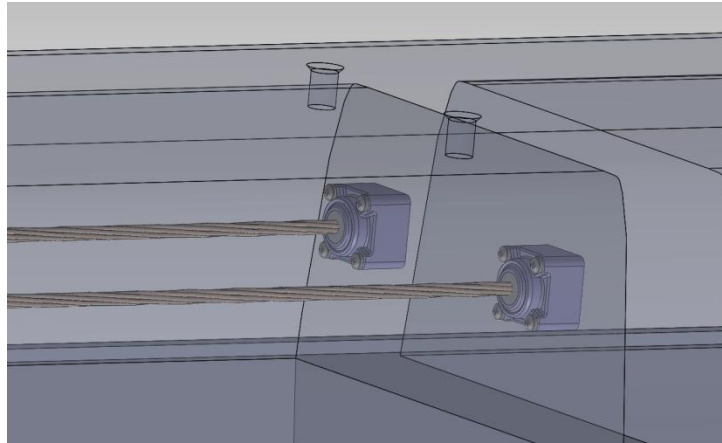


Fig. 5.32 Particolare dell'attacco della fune con la flangia del braccio superiore, attraverso viti.

Nella figura 5.33 è mostrato l'esempio di precarico minore, quindi per le condizioni di vento più leggero, a cui il sistema di molle di trazione può essere regolato. I ganci sono posizionati nei fori all'estremità della guida mobile, in modo che gli elementi elastici presentino un allungamento iniziale e di conseguenza una forza elastica minore di quella precedentemente calcolata (1150 N).

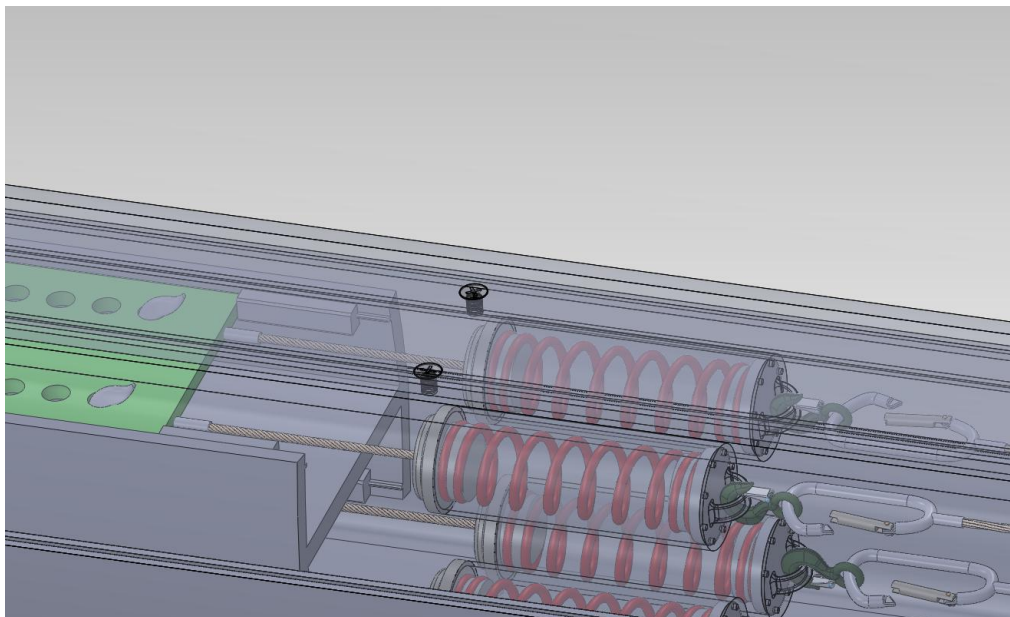


Fig. 5.33 Particolare del posizionamento delle molle di trazione per ottenere il precarico minore possibile.

5.3.6 I PERNI DEI PROFILI E I CUSCINETTI

I cuscinetti sono i componenti che permettono la trasformazione del moto di traslazione relativa della guida mobile rispetto al braccio, in un moto rotatorio della coppia di profili intorno all'asse delle tre cerniere che li collegano. Il moto è assicurato da un perno che si impegna nell'anello rotante per interferenza. L'interferenza scelta è quella standard per questo tipo di accoppiamenti, cioè 0.013 mm.

I perni dei profili

Si è partiti dalla conoscenza delle massime sollecitazioni che agiscono sul singolo perno del profilo. È chiaro che, mentre il perno che si trova nella parte superiore del profilo è soggetto solamente alla sua quota parte di forza centrifuga, per quello inferiore si deve aggiungere la forza peso che attraverso di esso si scarica sul cuscinetto, e di conseguenza sul braccio. I dati in ingresso sono quindi:

- $P = 344$ N, forza peso prodotta da un profilo;
- $\frac{F_C}{2} = 2304$ N, quota parte della forza centrifuga agente sul perno;
- $L = 75$ mm, lunghezza del perno, determinata dalla lunghezza dei profili e dalla distanza di due livelli adiacenti della turbina.

Supponendo l'accoppiamento del cuscinetto come un incastro ad una estremità del perno si ha la seguente configurazione di carico:

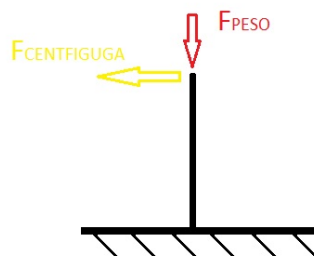


Fig. 5.34 Schematizzazione dei carichi agenti sui perni inferiori dei profili alari

Calcoliamo il diametro minimo necessario sapendo che il materiale utilizzato è acciaio 20NiCrMoS2-2 con le seguenti caratteristiche:

| Proprietà | Valore | Unità |
|---|----------|-------------------|
| Modulo elastico in X | 210000 | N/mm ² |
| Rapporto di Poisson in XY | 0.28 | N/A |
| Modulo di taglio in XY | 79000 | N/mm ² |
| Densità di massa | 7800 | kg/m ³ |
| Resistenza alla trazione in X | 880.83 | N/mm ² |
| Resistenza a compressione in X | | N/mm ² |
| Snervamento | 590.59 | N/mm ² |
| Coefficiente di espansione termica in X | 1.1e-005 | /K |
| Conducibilità termica in X | 14 | W/(m·K) |
| Calore specifico | 440 | J/(kg·K) |
| Rapporto di smorzamento del materiale | | N/A |

DIMENSIONAMENTO A MOMENTO FLETTENTE

Calcoliamo innanzi tutto il momento flettente massimo a cui deve resistere il perno, nella condizione di vento più critica, pari a 16 m/s:

$$M_f = \frac{F_C}{2} * L = 2304 * 75 = 172800 \text{ Nmm}$$

Supponendo il coefficiente di sicurezza CS pari a 5 e sapendo, da tabella, la massima tensione ammissibile per l'acciaio scelto, si ottiene la tensione prodotta dal momento flettente, da uguagliare al rapporto fra momento flettente stesso e modulo di resistenza a flessione:

$$\sigma_{Mf} = \frac{\sigma_{amm}}{CS} = \frac{M_f}{W_f} = \frac{M_f}{\frac{\pi d^3}{32}}$$

Da cui si può ricavare l'incognita d :

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_f C}{\pi \sigma_{amm}}} = \sqrt[3]{\frac{32 * 172800 * 5}{\pi * 590}} = 25 \text{ mm}$$

Conoscendo il diametro d del perno, ora è possibile procedere con la scelta dei cuscinetti volventi, che devono avere un diametro interno compatibile con quello appena calcolato.

Scelta dei cuscinetti

Per un'applicazione specifica si sceglie il tipo di cuscinetto, il lubrificante, la presenza o meno della tenuta ed eventualmente la sua tipologia. I principali fattori che influenzano la scelta del cuscinetto sono:

- **LA CAPACITÀ DI CARICO STATICO:** essa non deve essere superata, soprattutto nel caso in cui il cuscinetto sia soggetto ad un carico elevato quando non ruota, altrimenti sfere o rulli impronteranno le piste (fenomeno del brinelling);
- **LA VELOCITÀ MASSIMA:** la limitazione è più sulla velocità periferica che non su quella di rotazione, per cui cuscinetti più piccoli possono ruotare più velocemente;
- **LA LUBRIFICAZIONE:** essa è particolarmente importante per applicazioni a velocità elevate e la migliore è a nebbia d'olio o spray. Ciò fornisce il velo di lubrificante necessario, asporta il calore d'attrito con una perdita minima per "centrifugazione" del lubrificante stesso.
- **REQUISITO DI DURATA:** la relazione di Palmgren stabilisce che la durata del cuscinetto varia inversamente al cubo del carico. Studi successivi hanno rivelato che l'esponente varia da 3 a 4 a seconda del tipo di cuscinetto (a sfere o a rulli). Si utilizza per ogni caso l'esponente $10/3=3.33$. La relazione è:

$$L = L_R \left(\frac{C}{F_R} \right)^{3.33}$$

dove:

- ✓ C: coefficiente di carico;
 - ✓ L_R : durata corrispondente al coefficiente di carico ($9 \cdot 10^7$ cicli);
 - ✓ F_R : carico radiale relativo all'applicazione
 - ✓ L: durata corrispondente al carico radiale F_R .
- **REQUISITO DI AFFIDABILITÀ:** la durata standard, detta "vita a L_{10} " corrisponde al 10% di cedimenti, cioè la durata per cui il 90% dei pezzi non ha ceduto. Molti progetti richiedono un'affidabilità superiore al 90%. La durata a fatica corrisponde alla distribuzione di Weibull. Utilizzando numerosi dati sperimentali l'AFBMA ha formulato i fattori di affidabilità correttivi della durata K_r . La formula della durata diventa quindi:

$$L = K_r L_R \left(\frac{C}{F_R} \right)^{3.33}$$

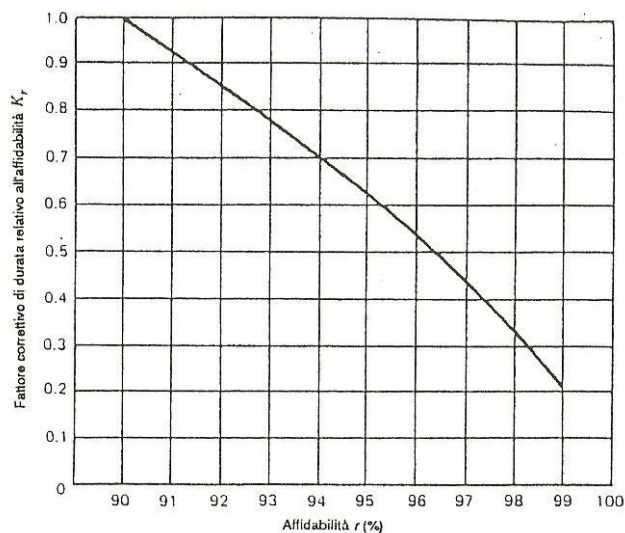


Fig. 5.35 Fattore di affidabilità correttivi della durata K_r

- **INFLUENZA DEL CARICO ASSIALE:** i cuscinetti a rulli cilindrici sono molto limitati nella loro capacità di carico assiale perché i carichi assiali producono attrito di strisciamento fra rulli ed orletti. Al massimo possono sopportare il 20% delle loro capacità di carico stimate. I cuscinetti a rulli conici possono invece sopportare notevoli carichi assiali. Per cuscinetti a sfere qualsiasi combinazione di carico radiale e assiale dà luogo approssimativamente alla stessa durata di un *carico equivalente radiale puro* F_e , calcolato con le equazioni che seguono:

✓ Per cuscinetti radiali a sfere ($\alpha = 0^\circ$)

$$\begin{aligned} \text{se } 0 \leq \frac{F_T}{F_R} \leq 0.35 &\rightarrow F_e = F_R \\ \text{se } 0.35 \leq \frac{F_T}{F_R} \leq 10 &\rightarrow F_e = F_R \left[1 + 1.115 \left(\frac{F_T}{F_R} - 0.35 \right) \right] \\ \text{se } \frac{F_T}{F_R} \geq 10 &\rightarrow F_e = 1.176 F_R \end{aligned}$$

✓ Per cuscinetti obliqui a sfere ($\alpha = 25^\circ$)

$$\begin{aligned} \text{se } 0 \leq \frac{F_T}{F_R} \leq 0.68 &\rightarrow F_e = F_R \\ \text{se } 0.68 \leq \frac{F_T}{F_R} \leq 10 &\rightarrow F_e = F_R \left[1 + 0.870 \left(\frac{F_T}{F_R} - 0.68 \right) \right] \\ \text{se } \frac{F_T}{F_R} \geq 10 &\rightarrow F_e = 0.911 F_T \end{aligned}$$

- **CARICO DA URTI:** la capacità di carico tabulata di un cuscinetto è per la condizione di carico uniforme in assenza di urti. Questa condizione, in generale sempre auspicabile, si riscontra solo in determinate applicazioni, per esempio sugli alberi di un motore elettrico, ma in altri casi ci sono diversi gradi di carico da urti. Questo richiede di aumentare il carico nominale di un fattore K_a , detto *fattore correttivo relativo al tipo di carico* K_a . i valori tipici sono i seguenti:

| TIPO DI APPLICAZIONE | CUSCINETTO A SFERE | CUSCINETTO A RULLI |
|-----------------------------|--------------------|--------------------|
| CARICO UNIFORME, SENZA URTI | 1.0 | 1.0 |
| INGRANAGGI | 1.0-1.3 | 1.0 |
| URTI LIEVI | 1.2-1.5 | 1.0-1.1 |
| URTI MODERATI | 1.5-2.0 | 1.1-1.5 |
| URTI PESANTI | 2.0-3.0 | 1.5-2.0 |

Sostituendo F_e a F_R e considerando il coefficiente K_a l'equazione finale risulta essere:

$$L = K_r L_R \left(\frac{C}{K_a F_e} \right)^{3.33}$$

La durata di progetto L in migliaia di ore dipende dal tipo di macchina in esame. Supponendo che la turbina eolica debba lavorare in servizio continuo (24 ore al dì) ci si attesta intorno ai valori di 50/60 migliaia di ore.

Per questo progetto sono stati scelti cuscinetti radiali a sfere, serie media, in quanto presente carico assiale moderato, rispetto a quello radiale. Il diametro interno del cuscinetto è determinato dalla dimensione del perno. Il componente da verificare è quindi:

CUSCINETTO RADIALE A SFERE, TIPO 305 (SERIE MEDIA, 5X5 = 25)

| Coefficients di carico dei cuscinetti C per una vita di $90 \cdot 10^6$ giri con un'affidabilità del 90% | | | | | | | | | |
|--|-----------------------------------|-------------|-----------|------------------------------------|-------------|-----------|--------------------|--------------|------------|
| DI | Radiali a sfere, $\alpha=0^\circ$ | | | Obliqui a sfere, $\alpha=25^\circ$ | | | A rulli | | |
| | L00 extra leggero | 200 leggero | 300 medio | L00 extra leggero | 200 leggero | 300 medio | 1000 extra leggero | 1200 leggero | 1300 medio |
| [mm] | [kN] | [kN] | [kN] | [kN] | [kN] | [kN] | [kN] | [kN] | [kN] |
| 10 | 1,02 | 1,42 | 1,90 | 1,02 | 1,10 | 1,88 | | | |
| 12 | 1,12 | 1,42 | 2,46 | 1,10 | 1,54 | 2,05 | | | |
| 15 | 1,22 | 1,56 | 3,05 | 1,28 | 1,66 | 2,85 | | | |
| 17 | 1,32 | 2,70 | 3,75 | 1,36 | 2,20 | 3,55 | 2,12 | 3,80 | 4,90 |
| 20 | 2,25 | 3,35 | 5,30 | 2,20 | 3,05 | 5,80 | 3,30 | 4,40 | 6,20 |
| 25 | 2,45 | 3,65 | 5,90 | 2,65 | 3,25 | 7,20 | 3,70 | 5,50 | 8,50 |
| 30 | 3,35 | 5,40 | 8,80 | 3,60 | 6,00 | 8,80 | 2,40 ^a | 8,30 | 10,0 |
| 35 | 4,20 | 8,50 | 10,6 | 4,75 | 8,20 | 11,0 | 3,10 ^a | 9,30 | 13,1 |
| 40 | 4,50 | 9,10 | 12,6 | 4,95 | 9,90 | 13,2 | 7,20 | 11,1 | 16,5 |
| 45 | 5,80 | 9,40 | 14,8 | 6,30 | 10,4 | 16,4 | 7,40 | 12,2 | 20,9 |
| 50 | 6,10 | 9,70 | 15,8 | 6,60 | 11,0 | 19,2 | 5,10 ^a | 12,5 | 24,5 |

Fig. 5.36 Tabella cuscinetti a rotolamento. Fonte "New Departure-Hyatt Bearing Division, General Motors"

Il rapporto fra il carico assiale e quello radiale è $\frac{F_T}{F_R} = 0.15$, da cui si ottiene $F_e = F_R$. il coefficiente di carico C si ricava dalla tabella soprastante e vale 5900 N. Supponendo di volere un'affidabilità del 95% K_r vale 0.62, mentre considerando gli urti "da lievi a moderati" il K_a vale 1.5. E' possibile stimare la durata L:

$$L = K_r L_R \left(\frac{C}{K_a F_e} \right)^{3.33} = 0.62 * 9 * 10^7 * \left(\frac{5900}{1.5 * 2304} \right)^{3.33} = 331.223.288 \text{ cicli}$$

e in ore corrispondono:

$$L_h = \frac{L}{60 n} = \frac{331.223.288}{60 * 100} = 55.200 \text{ ore}$$

che è un valore compatibile con il funzionamento continuo che si suppone per la turbina Darrieus.

La turbina è complessivamente dotata di 48 cuscinetti di questo tipo, due per ogni mezzo profilo. La metà di questi è montata sul braccio, mentre l'altra

metà è solidale con la guida mobile. In questo modo può essere trasferito il moto relativo di traslazione tra una coppia di cuscinetti corrispondente ad una coppia di profili. Sono riportate sotto in figura 5.37, 5.38 i disegni schematizzati con il CAD 3D dei cuscinetti e del loro montaggio nel sistema di avviamento all'interno di ogni singolo braccio del rotore.

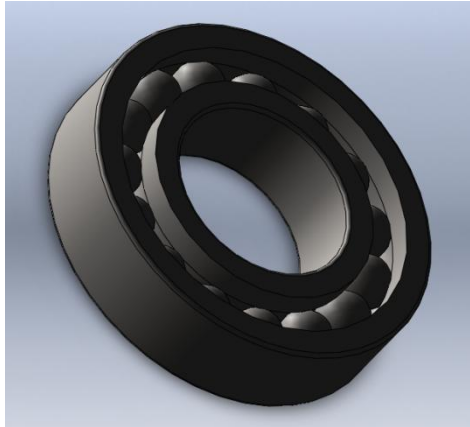


Fig. 5.37 Cuscinetto radiale a sfere tipo 305, serie media

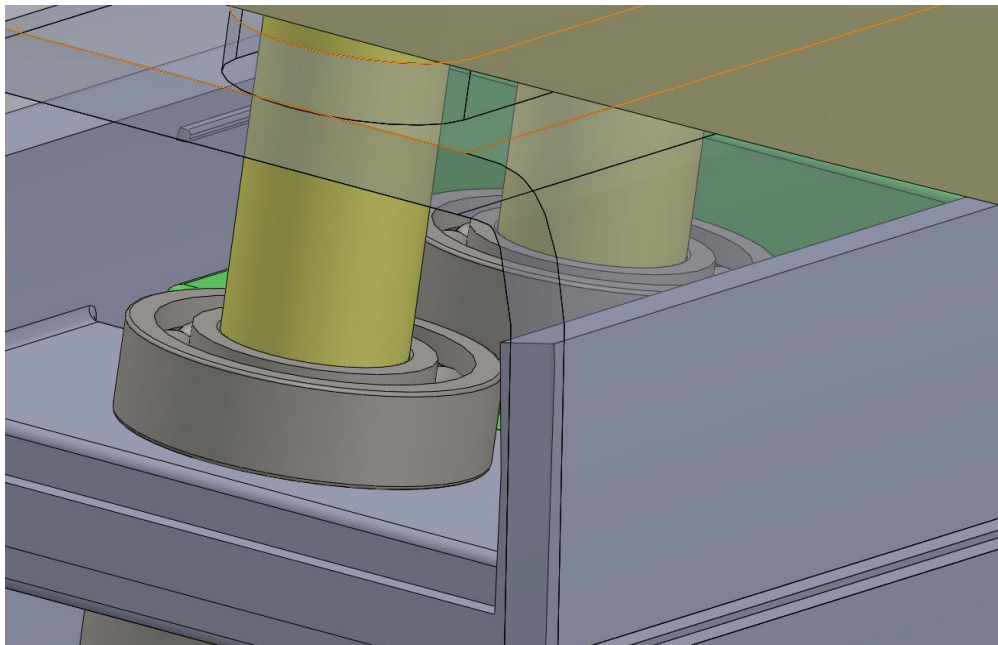


Fig. 5.38 Montaggio di una coppia di cuscinetti all'interno di un braccio del rotore.

5.4 ANALISI STRUTTURALE FEM DEI COMPONENTI PIU' SOLLECITATI

Per stabilire la bontà dei calcoli sui componenti del sistema di avviamento sono state effettuate alcune analisi agli elementi finiti con il software "Simulation", presente nel pacchetto "Solidworks 2011" utilizzato per il disegno della macchina. Sono stati scelti i pezzi più sollecitati durante il funzionamento a regime, cioè la guida mobile e il braccio del rotore.

5.4.1 Guida mobile

La guida mobile, realizzata in acciaio legato 20MoCrS5, è caricata a trazione. Per quanto riguarda la scelta dei vincoli, si è supposto di incastrare una delle sue estremità, quella accoppiata con il gancio collegato alla molla di trazione, sapendo quindi che in quella sezione gli spostamenti calcolati saranno nulli. All'altra estremità, in cui il componente è sagomato ad "L", è stato applicato il carico a trazione, che corrisponde alla forza centrifuga che si esercita radialmente sul mezzo profilo interno. Esso vale, nella condizione di funzionamento più impegnativa a livello strutturale, 1650 N. In figura 5.39 si mostra il sistema di vincoli, di carichi e la mesh scelta per il pezzo. Non sono stati qui considerati i pesi del cuscinetto e soprattutto del profilo, in quanto essi si scaricano sulla guida di scorrimento e di conseguenza sui bracci della turbina.

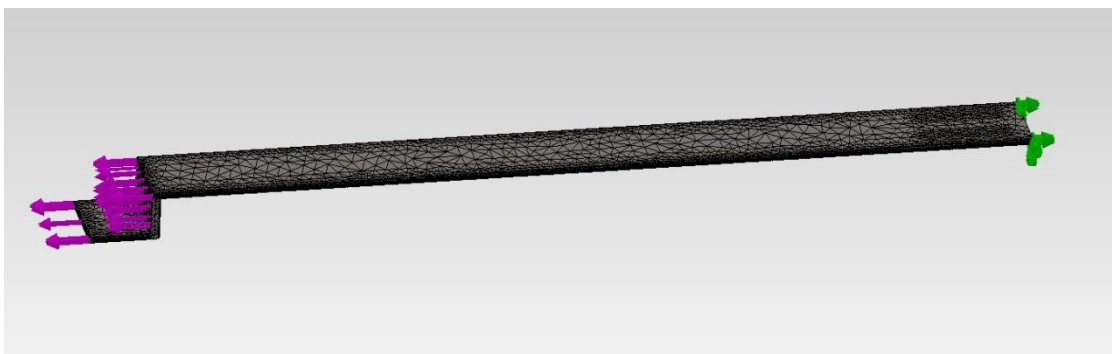


Fig. 5.39 Vincoli, carichi e mesh per la guida mobile, verificata con Simulation

I risultati ottenuti sono incoraggianti e sono riportati in fig. 5.40. Le tensioni massime, come preventivabile, si trovano nella zona sagomata ad “L”, in cui agisce momento flettente, a causa della conformazione del componente. Tuttavia si giunge al massimo ad una sollecitazione di Von Mises equivalente pari a 280 MPa, a fronte di una tensione di snervamento del materiale di 785.6 MPa, con un coefficiente di sicurezza di 2.8. Sono state effettuate diversi tentativi con mesh sempre più fini, per controllare quanto questo fattore influenzasse i risultati. Il fatto che i risultati si discostino di pochi Mpa al variare della mesh indica una buona attendibilità dei valori numerici delle tensioni ottenute.

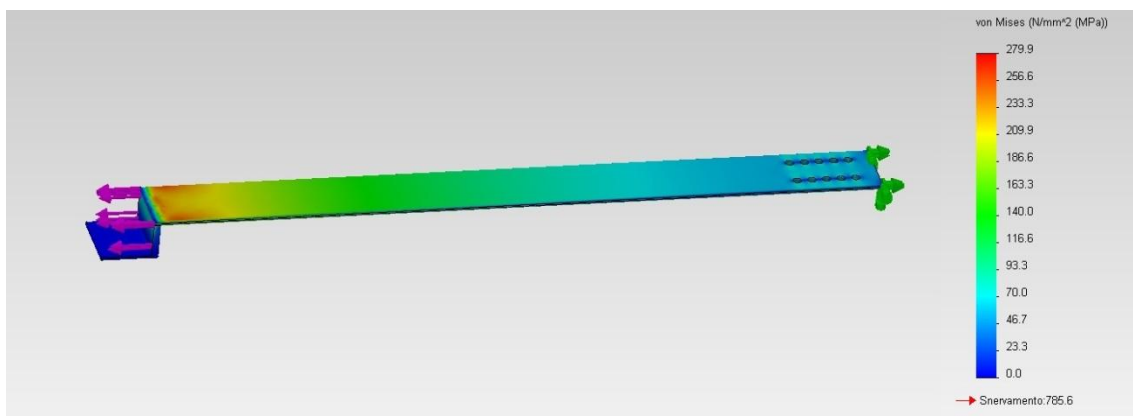


Fig. 5.40 Tensioni ottenute con la simulazione ad elementi finiti

Concludendo l'analisi sulla guida mobile si può affermare che, nonostante lo spessore piuttosto ridotto (8 mm, vedi par. 5.3.2, pag. 81) e la sagomatura ad “L” che tende ad indebolire il componente, la scelta di un acciaio di qualità permette di avere un buon coefficiente di sicurezza.

5.4.2 Braccio del rotore

Il braccio è realizzato in alluminio 2014-T6, e ognuna delle due parti che lo compongono, inferiore e superiore, ha uno spessore di 10 mm, per una massa complessiva di circa 70 Kg, compreso il sistema di avviamento presente al suo

interno. Su di esso è possibile schematizzare la presenza di tre sollecitazioni esterne:

- il peso proprio del braccio, che si può ipotizzare come una forza concentrata nel baricentro del componente;
- il peso della coppia di profili, applicata in periferia del braccio;
- la forza centrifuga.

Il vincolo applicato, anche in questo caso, è un incastro, che schematizza l'accoppiamento del braccio con la boccola, realizzato tramite due bulloni M24. Nella fig. 5.41 si mostrano i vincoli e i carichi appena descritti.

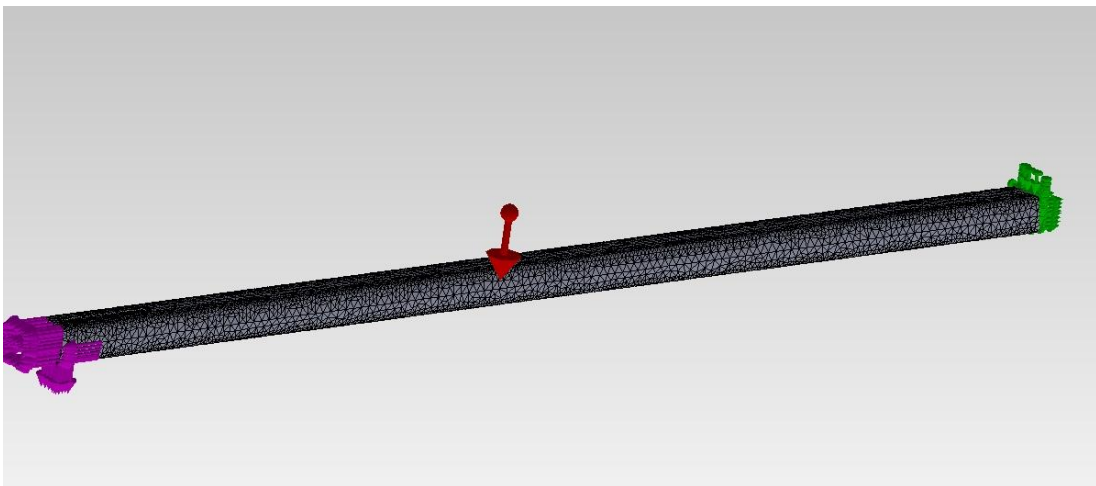


Fig. 5.41 Vincoli, carichi e mesh per un braccio del rotore, verificato con Simulation

Le tensioni e gli spostamenti ottenuti sono mostrati nelle fig. 5.42 e 5.43. Anche in questo caso il componente è in grado di sopportare le sollecitazioni, considerato che la massima tensione presente è di circa 100 MPa, in corrispondenza dell'incastro, in cui, allo sforzo di trazione costante su tutto il pezzo e dovuto alla forza centrifuga, si somma il momento flettente massimo dovuto soprattutto al peso dei profili. Il coefficiente di sicurezza è circa 4, ampiamente soddisfacente. Per quanto riguarda gli spostamenti, sono interessanti da analizzare per stabilire di quanto si fletterebbe il braccio in periferia, ad un raggio di 5 m, considerandolo come una trave a sbalzo, cioè se non fossero presenti gli accoppiamenti con i bracci degli altri livelli della

turbina. Uno spostamento teorico maggiore produce maggiori tensioni fra i componenti accoppiati, quali perni, cuscinetti e guide. La fig. 5.43 mostra la freccia del braccio, con una scala che permette di apprezzarla. Il risultato ottenuto è significativo, in quanto lo spostamento teorico risulta essere di 11 mm, che è un valore elevato. Questo dato induce a valutare delle tolleranze importanti per gli accoppiamenti in periferia del rotore, per non andare incontro a problematiche di strisciamenti non voluti e tensioni residue dannose.

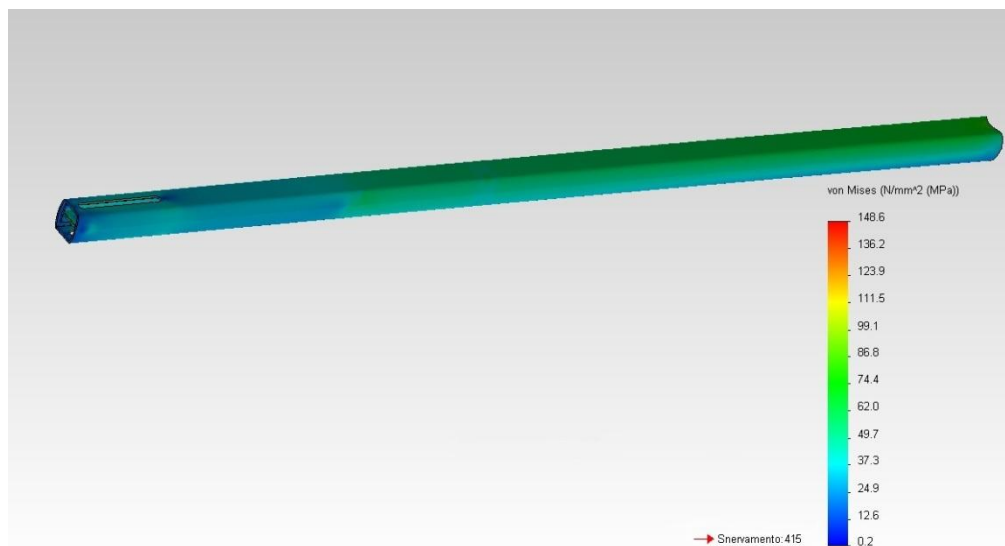


Fig. 5.42 Tensioni ottenute con la simulazione ad elementi finiti

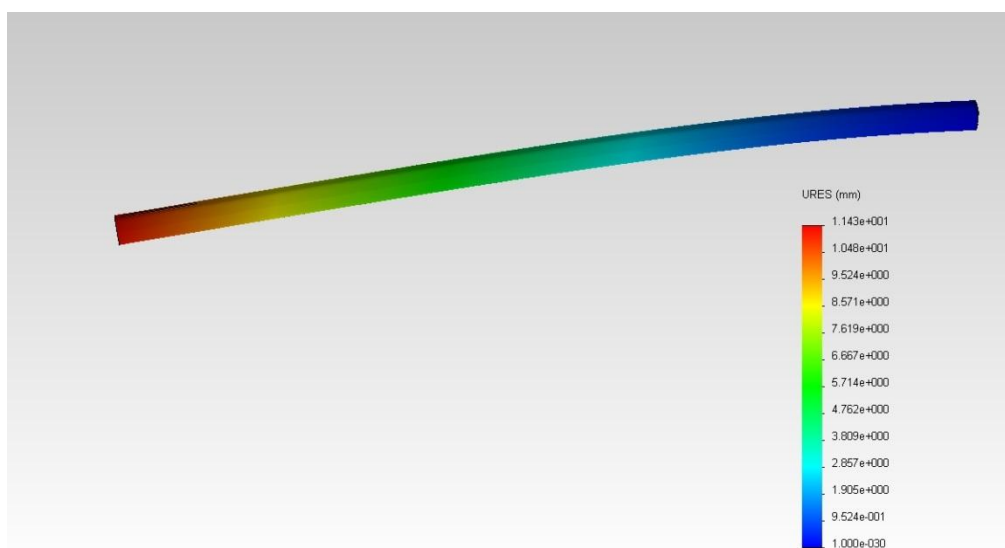


Fig. 5.43 Spostamenti teorici del braccio

5.5 LA TURBINA NELLE CONFIGURAZIONI DI AVVIAMENTO E DI REGIME

La turbina, la cui massa rotante complessiva risulta essere circa 2300 Kg, è stata progettata per avviarsi con un vento di 8 m/s e per resistere alle sollecitazioni prodotte, oltre che dal peso proprio, dalle forze di resistenza, di portanza e centrifuga che agiscono sui vari organi alla velocità di 16 m/s.

In definitiva, dopo aver descritto nel dettaglio tutti i componenti del sistema di avviamento della turbina Darrieus, riportiamo in figura 5.44 (a), (b) e (c) i disegni complessivi:

- il sistema di avviamento, fig.5.44 (a);
- turbina in fase di partenza: modalità “drag”, a profili completamente aperti, fig.5.44 (b);
- turbina in fase di regime: modalità “lift”, a profili completamente chiusi, fig.5.44 (c);

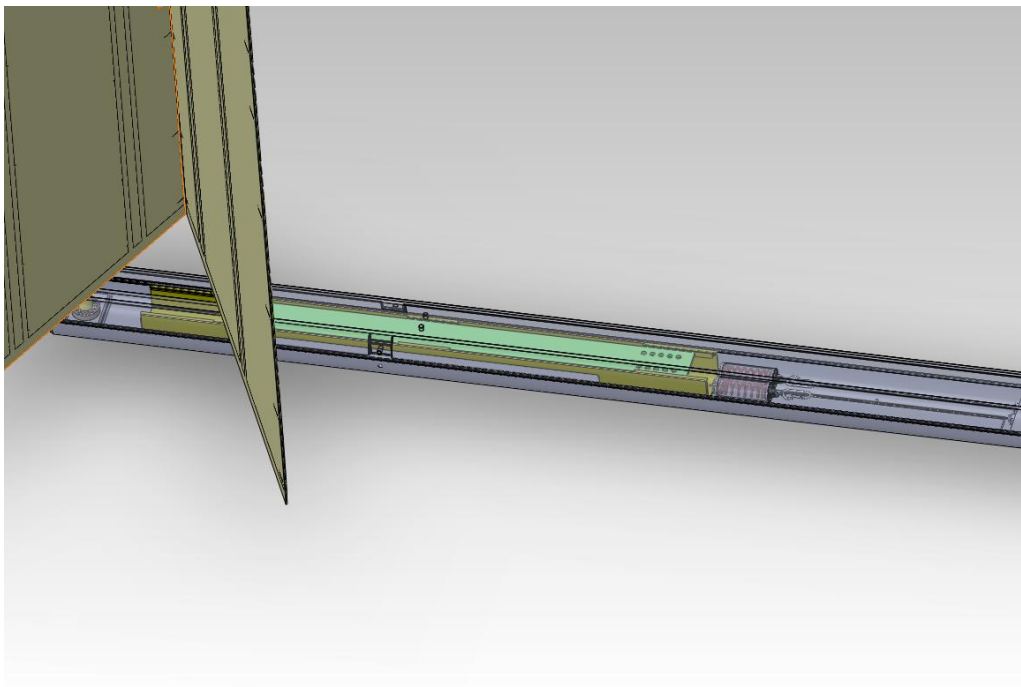


Fig. 5.44 (a) Sistema di avviamento, prima dell'inizio del transitorio di avviamento, alloggiato all'interno di un braccio del rotore

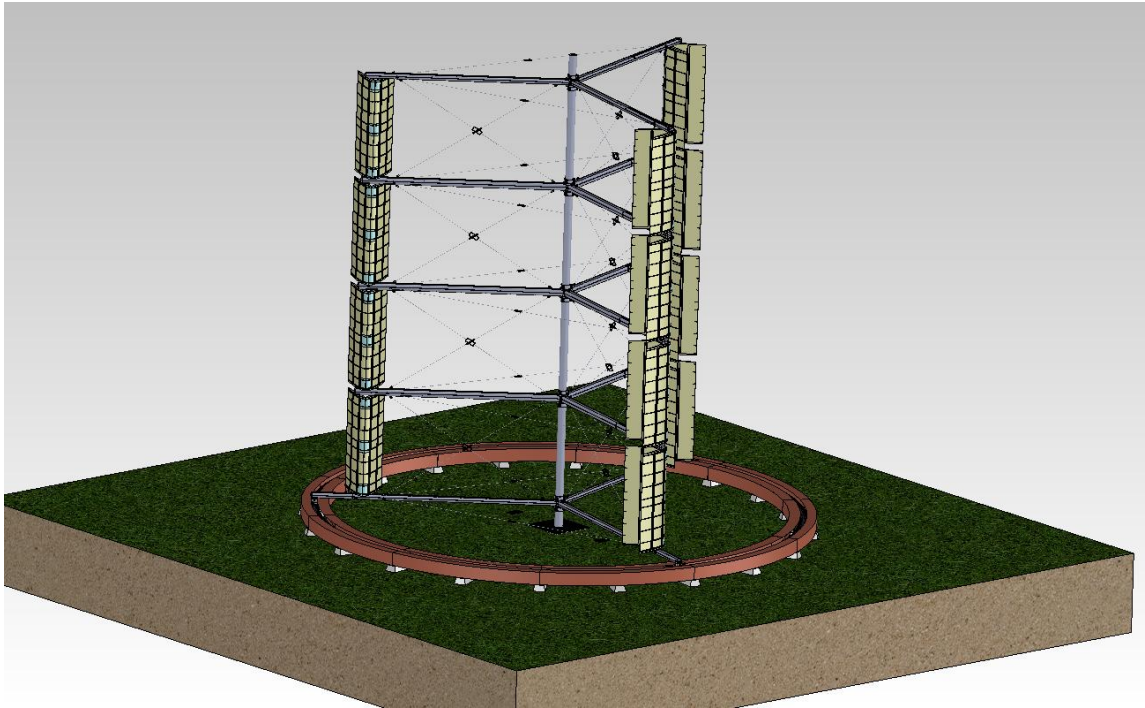


Fig. 5.44 (b): Turbina Darrieus durante il funzionamento per resistenza. La macchina deve ancora accelerare e la forza elastica delle molle presenti nel sistema di avviamento mantiene i profili completamente aperti

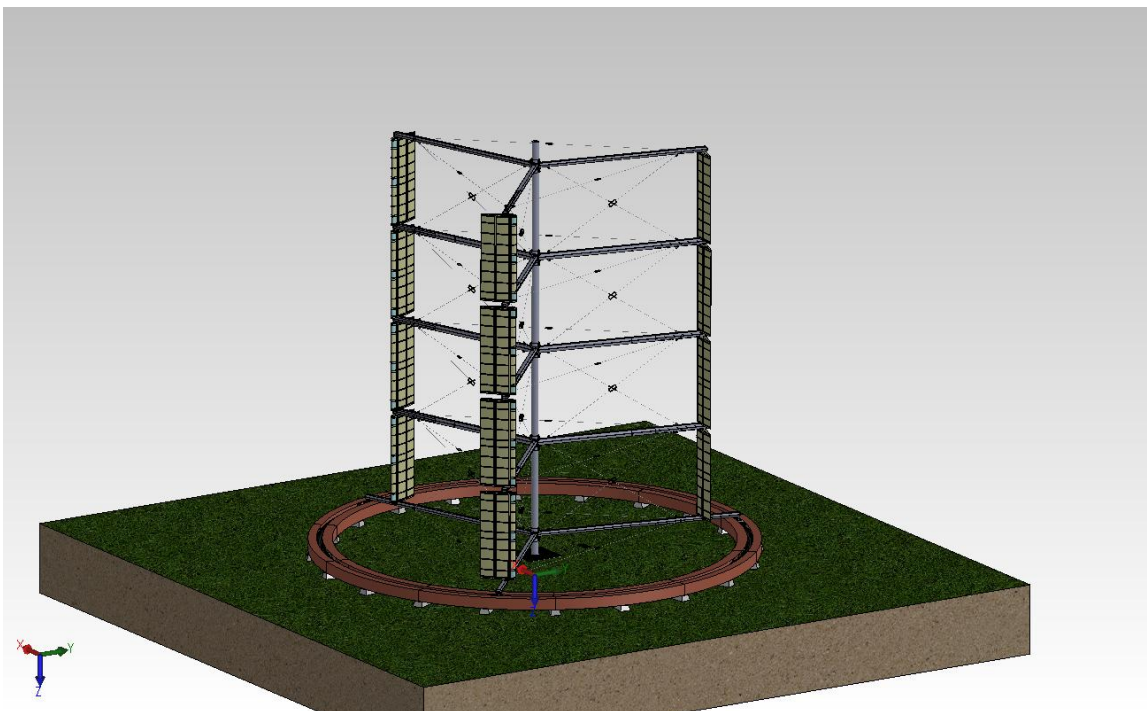


Fig. 5.44 (c): Turbina Darrieus progettata durante il funzionamento per portanza

CAPITOLO 6

CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

In conclusione si è ottenuto un aerogeneratore ad asse verticale che sviluppa una potenza di 100 kW in condizioni di vento a 16 m/s, con un diametro del rotore di 10 m e un'altezza complessiva, considerando tutti e quattro i livelli della macchina, di 11 m. E' stato quindi ideato e dimensionato un sistema innovativo per risolvere i problemi di avviamento che affliggono le turbine ad asse verticale Darrieus. Nonostante non sia stato realizzato alcun prototipo, i calcoli effettuati su carta dimostrano come il rotore tripala concepito, sia in grado di accelerare indipendentemente dalla posizione di partenza a cui sono situate i profili all'istante dell'avviamento. Inoltre, rispetto al modello da cui si è partiti, è stata ottenuta una notevole riduzione dei pesi dei componenti della turbina, grazie alla costruzione di profili di concezione aeronautica, con longheroni e centine, e bracci di spessore ridotto, di cui comunque è stata verificata la resistenza. La riduzione del peso ha un duplice beneficio: il primo è la diminuzione dell'inerzia della macchina, che permette l'avviamento dalla

condizione di fermo, il secondo è il contenimento consistente dei costi dei materiali, principalmente alluminio e acciaio.

Inoltre per contenere i costi di produzione si è progettata una macchina con un numero limitato di tipologie di componenti, realizzabili facilmente a larga scala con processi automatizzati. I collegamenti tra i vari elementi costruttivi sono per lo più effettuati tramite l' utilizzo di organi filettati, rendendo possibile l' assemblaggio senza necessità di competenze specifiche. L' installazione dovrebbe dunque risultare possibile preventivando solamente l' utilizzo di un piccolo macchinario per il sollevamento dei carichi.

L'assemblaggio della turbina si può effettuare completamente in loco, visto l'ingombro limitato dei singoli componenti, i quali non necessitano di trasporti straordinari per essere recapitati nel sito di installazione.

L'assenza di fondazione, se non quella di ridottissime dimensioni per l'interramento del generatore, è comunque l'aspetto che determina maggiormente la convenienza di questo tipo di impianto rispetto ad un tradizionale impianto eolico ad asse orizzontale.

Il progetto può essere soggetto a ulteriori modifiche e miglioramenti. In particolare i principali sviluppi futuri a cui si può pensare sono:

- l'adozione di un sistema di sicurezza attiva (cioè di freni che agiscono tramite l'intervento umano o di un servo motore) che nel caso di un vento superiore a 16 m/s permettano di non aumentare la velocità angolare che porterebbe a un sovraccarico del generatore se questo è dimensionato a 100 kW;
- il miglioramento del modello matematico utilizzato introducendo gli effetti della tridimensionalità della pala, quelli dello stallo dinamico ed eventualmente studiare la scia che tale tipo di macchina produce, in genere maggiore rispetto a quella di una ad asse orizzontale, per poter

valutare quale sia la distanza minima di installazione tra due aerogeneratori;

- la verifica strutturale per ogni pezzo che costituisce il sistema di avviamento;
- la sostituzione degli sportellini di apertura nei bracci e la progettazione di un sistema di regolazione del precarico degli elementi elastici che non preveda il fermo macchina, come invece è necessario nella versione attuale;
- la realizzazione di un prototipo, in modo da poter affiancare alla progettazione teorica dei dati sperimentali per poi intervenire di conseguenza.

Indice

| | |
|--|-----------|
| PREMESSA | 3 |
| 1. L'ENERGIA EOLICA | 4 |
| 1.1 Moti ventosi | 4 |
| 1.2 L'energia eolica | 5 |
| 1.3 Turbine ad asse orizzontale | 6 |
| 1.4 Tecnologia ad asse verticale | 13 |
| 1.5 La turbina Savonius | 15 |
| 1.6. Il panemone | 16 |
| 1.7 La turbina Darrieus | 18 |
| 1.8 Tecnologia ad asse orizzontale e verticale a confronto | 22 |
| 1.9 Limite di Betz | 24 |
| 2. I PROFILI NACA | 29 |
| 2.1 Generalità | 29 |
| 2.2 Nomenclatura dei profili NACA | 31 |
| 2.3 Spessore dei profili alari simmetrici | 32 |
| 2.4 Coefficienti aerodinamici e curve caratteristiche | 33 |
| 2.5 Forze agenti sul profilo | 35 |
| 2.6 Definizione del profilo per la turbina ad asse verticale | 36 |
| 3. LE PROBLEMATICHE DI AVVIAMENTO NELLE VAWT | 39 |
| 3.1 Problematiche di avviamento per le turbine ad asse verticale | 39 |
| 3.2 Studio numerico dell'avviamento di una turbina Darrieus | 40 |
| 3.2.1 Rotore monopala | 43 |
| 3.2.2 Rotore bipala | 47 |
| 3.2.3 Rotore tripala | 48 |

| | |
|---|------------|
| 4. CALCOLO DELLA POTENZA PRODOTTA | 51 |
| 4.1 Descrizione della routine | 51 |
| 4.2 Verifica della routine | 58 |
| 4.3 Ottimizzazione e scelta dei parametri dimensionali | 60 |
| | |
| 5. IL SISTEMA DI AVVIAMENTO | 65 |
| 5.1 La soluzione di partenza: limiti strutturali e di avviamento | 65 |
| 5.2 Il sistema di avviamento | 70 |
| 5.2.1 L'idea di funzionamento | 70 |
| 5.2.2 Sistema di avviamento attraverso una turbina coassiale a resistenza | 71 |
| 5.2.3 Sistema di avviamento attraverso una geometria dei profili semi-variabile | 72 |
| 5.3 I componenti | 74 |
| 5.3.1 I profili e le cerniere | 74 |
| 5.3.2 Le guide | 79 |
| 5.3.3 I bracci e il sistema di regolazione manuale del precarico | 84 |
| 5.3.4 Le molle di trazione | 89 |
| 5.3.5 Il sistema di ancoraggio al braccio | 98 |
| 5.3.6 I perni dei profili e i cuscinetti | 102 |
| 5.4 Analisi strutturale FEM dei componenti più sollecitati | 110 |
| 5.4.1 Guida mobile | 110 |
| 5.4.2 Braccio del rotore | 111 |
| 5.5 La turbina nelle configurazioni di avviamento e di regime | 114 |
| | |
| 6. CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI | 117 |

Bibliografia

“Self-starting capability of a Darrieus turbine”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Volume 221, Number 1 / 2007, Sage Publications.

“Self-starting Darrieus wind turbine” Dalhousie university, department of mechanical engineering design project - mech 4020.

Mazharul Islam, David S.-K. Ting, Amir Fartaj, “Aerodynamic models for Darrieus-type straight-bladed vertical axis wind turbines”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Elsevier

Gopal B. Reddy, Adviser James H. Strickland, “The Darrieus Wind Turbine: An Analytical Performance Study”, Dec. 1975 Texas Tech University, Lubbock, TX 79409, USA.

“Aerodynamic Characteristics of Seven Airfoil Sections Through 180 Degrees Angle of Attack for Use in Aerodynamic Analysis of Vertical Axis Wind Turbines”, SAND80-2114, March 1981, Sandia National Laboratories

“Power prediction of Darrieus type wind turbine considering real air velocity on the wind turbine blade” from: www.ewec2008proceedings.info

Robert C. Juvinall, Kurt M. Marshek, “Fundamental of machine component design”.

