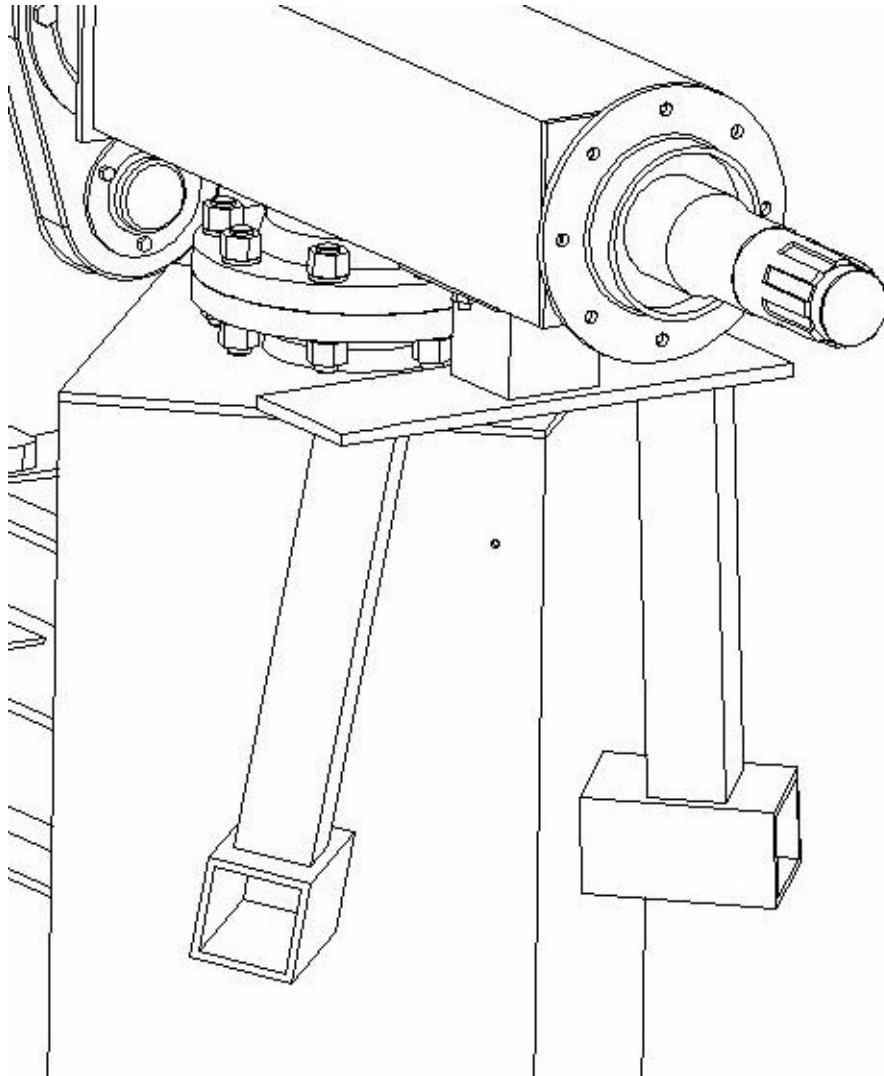


PAVs, piccolo aeromotore veloce, strutturale

Estratto dal progetto di "COSTRUZIONE DI MACCHINE" di GIUSEPPE CORNACCHIA, www.evaguo.com, svolto nell' Università di Pisa, anno accademico 2001-2002, tutor prof. M.Beghini, esito: 28/30.



Modellazione 3D in Pro/E 2000i; 2D e messa in tavola Autocad 14; FEM: Ansys 5.5.1

INTRODUZIONE

Questa relazione ridotta del progetto universitario PAVs, aggiornato cioè al 2002, contiene:

- | | |
|--|-------------------------|
| - la specifica tecnica del progetto; | SI |
| - un'analisi dei problemi da risolvere e indicazione di possibili soluzioni; | no |
| - una sintetica analisi comparativa delle possibili soluzioni; | no |
| - la scelta motivata della soluzione; | SI |
| - lo sviluppo della soluzione scelta; | SOLO RELAZ. COSTRUTTIVA |
| - la descrizione del funzionamento della macchina; | no |
| - cenni di montaggio, trasporto, installazione; | no |
| - conclusioni. | no |
| - appendice: dettagli dei calcoli, bibliografia. | no |

Specifica tecnica PAVs

La presente specifica ha come scopo la progettazione della parte strutturale di **P.A.V.** (piccolo aeromotore veloce), un impianto eolico destinato alla piccola utenza, ovvero insediamenti rurali, abitazioni isolate, rifugi, stabilimenti balneari con necessità di potenze inferiori a 6 kW.

A - Prestazioni richieste

A.1 Produzione di energia elettrica:

A.1.1 – **P.A.V.** deve essere in grado di erogare energia per venti con velocità comprese tra 3 m/s e 15 m/s.

A.1.2 – **P.A.V.** deve erogare 9 kW con vento di velocità 11 m/s.

A.2 Prestazioni strutturali:

Si richiede che non sia compromessa la funzionalità di **P.A.V.**, per venti con velocità uguale od inferiore a 40 m/s.

B - Interfacce

B.1 - **P.A.V.** deve presentare connessioni elettriche con:

- a) utenza
- b) rete elettrica nazionale
- c) sistema di accumulo dell'energia prodotta

B.2 - **P.A.V.** deve fornire energia elettrica all'utenza con le seguenti caratteristiche:

corrente: alternata monofase
forma d'onda: sinusoidale
massima distorsione armonica: 10%
tensione nominale: 240 ± 10 V
frequenza: 50 ± 0.5 Hz
potenza massima erogabile: 6 kW
massimo sfasamento: $\cos\phi = 0.70$

C - Condizioni da soddisfare

C.1 Ingombro

C.1.1 - Il diametro del rotore deve essere minore o uguale a 7 metri

C.1.2 - L'asse del rotore deve essere posto ad altezza di 10 ± 0.5 metri dal suolo.

C.1.3 - L'ingombro di tutte le parti di **P.A.V.**, smontate e imballate per il trasporto, deve essere inferiore a 10 m di lunghezza, 2 m di larghezza, 2 m di altezza.

C.2 Trasporto e messa in opera

Il trasporto e la messa in opera di **P.A.V.** sono a carico della ditta costruttrice che, dopo aver preso visione del sito destinazione, deve:

- a) utilizzare il mezzo di trasporto più adatto
- b) disporre delle maestranze necessarie alla realizzazione delle fondamenta e delle connessioni al preesistente impianto elettrico dell'utenza, nonché del personale addetto al montaggio di **P.A.V.**
- c) disporre delle macchine necessarie ad erigere l'intera struttura di **P.A.V.**

C.3 Collaudo

Al termine della messa in opera un tecnico della ditta costruttrice deve visionare **P.A.V.** e certificare la corretta esecuzione della fase di montaggio.

C.4 Manutenzione

C.4.1 - La manutenzione di **P.A.V.** è a carico della ditta costruttrice per un anno dalla messa in opera.

C.4.2 - La manutenzione straordinaria conseguente ad eventi meteorologici più gravosi di quelli previsti in specifica è a carico del cliente.

D - Garanzia

P.A.V. è progettato per garantire un corretto funzionamento senza necessità di manutenzione per tre anni.

IV. SINTETICA COMPARAZIONE DELLE DIVERSE POSSIBILI SOLUZIONI E SCELTA

Con riferimento alla fase preliminare di definizione delle caratteristiche generali d'impianto, si indicano possibili soluzioni e si motiva la scelta.

- Scelta di un opportuno sito di installazione in base a considerazioni di ventosità

In Italia le velocità medie del vento crescono da nord verso sud e sono in genere più importanti lungo le coste. Circa il settentrione, la ventosità è limitata dalla presenza delle Alpi, che fanno da barriera.

Il CNR ha condotto numerosi studi sulla ventosità e le figure seguenti riassumono i risultati.

(figura non inclusa)

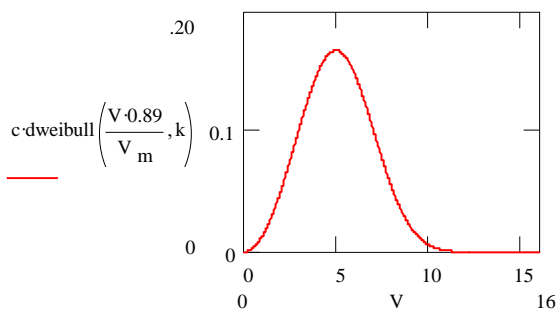
L'installazione redditizia di impianti eolici di grossa potenza sul suolo italiano appare difficile. E' invece possibile studiare soluzioni adatte a situazioni locali favorevoli (zone costiere, zone collinari), limitandosi a piccole potenze anche a finalità di conversione in energia elettrica. Andrebbe però condotto un accurato studio di fattibilità economica. Per questa esercitazione si assume quale sito di riferimento Brindisi, stazione n.44 della figura precedente. Di seguito, la distribuzione di Weibull ad esso relativa, prendendo $v = 5.09$ m/s quale velocità media annua.

$$\text{Se } y = f(x|a, b) = abx^{b-1} e^{-ax^b} I_{(0, \infty)}(x)$$

Non sono disponibili valori di c e di k relativi a città italiane, ma in generale si possono usare:

k = 2 per siti terrestri, k=3 per siti costieri, k=4 per isole;
 c=0.143, in generale; c=0.18 per terreni accidentati o elevate turbolenze; c=0.110 per terreni assai uniformi o mare aperto.

Assunti c := 0.143 k := 3 $V_m := 5.09$ (velocità media annuale sul sito)



Il parametro da variare è V_m , disponibile da misurazioni di ventosità condotte in genere a fini meteorologici, come su riferito.

Più in dettaglio, le classi di vento e le relative occorrenze risultano essere, per un'altezza dal suolo di 10m:

Wind speed (m/s)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Wind prob. (f %)	1.60	6.15	12.49	18.23	20.55	18.20	12.56	6.65	2.64	0.76	0.16	0.02	0.00	0.00	0.00

Si può quindi passare alla stima dell'energia eolica ottenibile, per generatore eolico posto a 10 m dal suolo e considerando le occorrenze relative ad un anno, cioè 8760 ore, tramite la:

$$E_{\text{ottenibile}} := \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \sum_i V_i^3 \cdot t_i$$

essendo V_i la classe di velocità considerata
e t_i il tempo di sua occorrenza;
ci si riferisce all'unità di area spazzata.

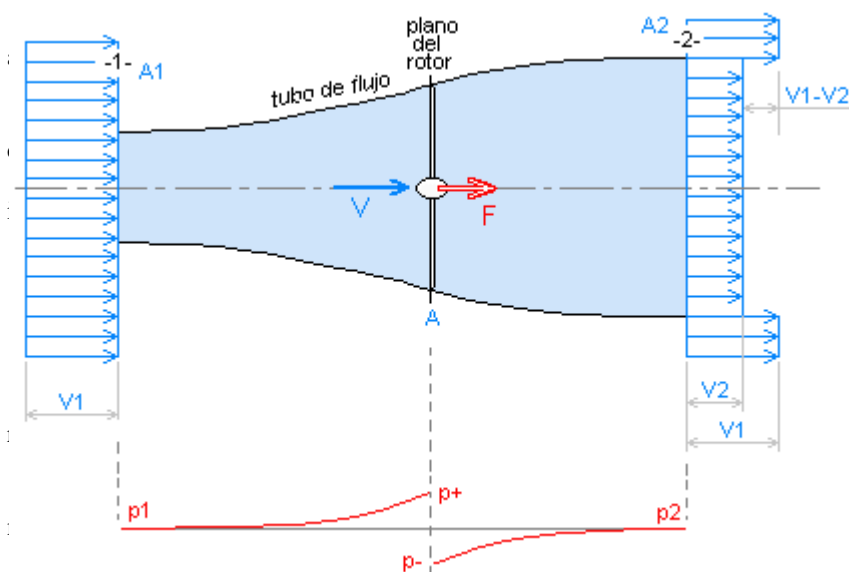
Per altezze dal suolo diverse da 10m, dalla $\frac{V}{V_0} := \left(\frac{H}{H_0}\right)^n$, con V_0 relativa a 10m d'altezza e n variabile tra 0.10 (alta ventosità) e 0.40 (bassa ventosità),

$$\text{essendo } n = \frac{0,37 - 0,088 \cdot \ln(\sqrt{Z_{\text{REF}}})}{1 - 0,088 \cdot \ln(Z_{\text{REF}}/10)}$$

si giunge a stabilire $\frac{E}{E_0} := \left(\frac{H}{H_0}\right)^{3n}$, dalla quale la necessità di porre i rotori ad almeno 6m di altezza nei luoghi più favorevoli.

- Definizione delle caratteristiche aerodinamiche dell'impianto

Lo studio dell'aerodinamica di un generatore eolico parte da considerazioni preliminari che si fondano sulla teoria della quantità di moto, che conduce al limite di Betz.



Con le ipotesi di Rankine-Froude, la figura mostra il modello fisico

Applicando la conservazione al tubo di flusso tra la sezione di uno e quella di uscita due,

$$p_1 = p_2 \Rightarrow p^+ - p^- = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (V_1^2 - V_2^2)$$

Sia $F = A(p^+ - p^-)$ la forza sul piano del

Per la conservazione della quantità di

$$\rho \cdot Q \cdot \Delta V \Rightarrow F = \rho \cdot A \cdot V \cdot (V_1 - V_2)$$

$$\text{quindi, uguagliando, } V = \frac{V_1 + V_2}{2}$$

è la velocità assiale al centro del disco.

Ai nostri scopi occorre giungere alla definizione di potenza catturata,

$$P_{\text{catturata}} = F \cdot V = \rho \cdot A \cdot V \cdot (V_1 - V_2) \cdot V = 2 \cdot \rho \cdot A \cdot V_1^3 \cdot a \cdot (1 - a)^2 = \left(\rho \cdot A \cdot \frac{V_1 + V_2}{2} \right) \cdot \left(\frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} \right)$$

Introducendo il noto fattore d'interferenza a , tale che $V = V_1 \cdot (1-a)$ e $V_2 = V_1 \cdot (1-2a)$, per ρ , A , V_1 costanti sarà

$$P_{\text{catturata}} = P_{\text{catturata}}(a), \text{ il cui valore massimo si avrà per } a=1/3, \text{ da cui } P_{\text{catt}} = \frac{8}{27} \cdot \rho \cdot A \cdot V_1^3$$

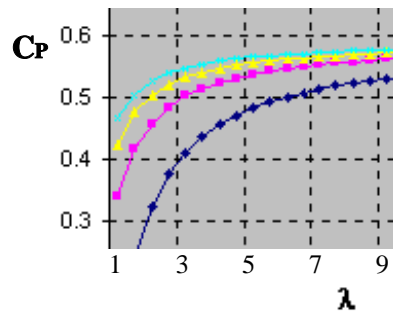
che è la massima potenza ottenibile dal flusso d'aria con una aeroturbina ideale.

Per definizione di $C_p = P_{\text{catturata}}/P_{\text{disponibile}}$, essendo $P_{\text{disponibile}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V_1^3$,

$$\text{risulterà } C_p(a) = 4 \cdot a \cdot (1-a)^2 \xrightarrow{a=1/3} C_{p\text{MAX}} = \frac{16}{27} = 0,5926, \text{ detto limite di Betz.}$$

Il numero di pale si stabilisce in base alla velocità specifica desiderata, uguale a $\lambda = \frac{\omega R}{V_\infty}$ e variabile con la tipologia di impianto.

In termini di rendimento aerodinamico, oltre tre pale non si ha un miglioramento significativo.



dal basso verso l'alto:
 rendimento rotore monopala;
 rendimento rotore bipala;
 rendimento rotore tripala;
 rendimento rotore quadripala

La determinazione del diametro del rotore e della velocità nominale di progetto si fa in base a considerazioni energetiche.

Partendo dalla $P_{\text{total}} = \eta_{\text{mec}} \cdot \eta_{\text{elec}} \cdot C_p \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3$, espressa in watt, e conoscendo $A = \pi \cdot D^2/4$, area spazzata dal

tubo di flusso in virtù della disposizione orizzontale dell'aeromotore, si giunge alla $D = \sqrt{\frac{8 \cdot P_{\text{total}}}{\pi \cdot \eta_{\text{mec}} \cdot \eta_{\text{elec}} \cdot C_p \cdot \rho \cdot V^3}}$,

che si risolve in una delle grandezze fra D , P_{total} , C_p , V^3 , note le altre.

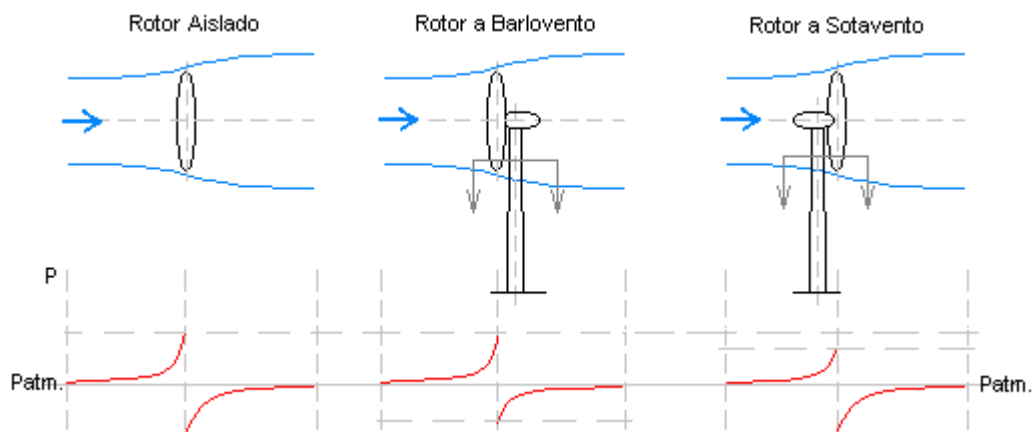
Per aeromotori veloci un buon disegno di pala (seguendo algoritmi di disegno del profilo in uso nella prassi consueta) permette di non scendere sotto $C_p = 0.35$; P_{total} e V^3 sono definiti in specifica, dunque risolveremo in D , espresso in metri.

Si stima la potenza elettrica media annua ricavabile, basata sulla velocità media annua del vento a 10m dal suolo, anche con la:

$$\overline{P_{\text{total}}} = \eta_{\text{mec}} \cdot \eta_{\text{elec}} \cdot C_p \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot \overline{V^3} = \eta_{\text{total}} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot (1,91 \cdot \overline{V^3})$$

Agli effetti di una stima dei carichi agenti sullo strutturale in esame sarebbe opportuno indicare una configurazione aerodinamica di pala, il che esula dagli scopi di questa esercitazione. Si predilige comunque una configurazione tripala, in virtù delle minori sollecitazioni cui sottopone la struttura (albero di trasmissione, supporti, telaio); in particolare risulta costante il momento di inerzia del rotore su tutto l'angolo circonferenziale rispetto ai movimenti operazionali conseguenti all'orientazione, e sul giro è complessivamente nullo. Rispetto a bipala e monopala è anche minore l'emissività acustica, il che costituisce vantaggio in caso di installazioni non isolate, in centri popolati.

Circa l'orientazione del sistema, sopravvento o sottovento, semplicità concettuale spinge verso il sottovento, che non richiede dispositivi di orientamento (a patto che la carenatura sia opportunamente disegnata dal punto di vista aerodinamico); inoltre, rispetto al sopravvento, è possibile costruire pale più flessibili (dunque più leggere e meno costose), non essendoci pericolo di contatto con la torre di supporto. In ogni caso le considerazioni decisive sono di tipo aerodinamico, legate al tipo di tubo di flusso atteso prima e dopo l'attraversamento dell'area rotorica, nonché alla possibilità di nascita di effetti di vortice indesiderati.



In particolare si osserva il fenomeno del distacco dei vortici, dipendente dal numero adimensionale di Strouhal, legato al numero di Reynolds; nel dettaglio, per $Re < 2 \cdot 10^5$ si ha separazione laminare; per Re compreso tra $2 \cdot 10^5$ e $5 \cdot 10^6$ si ha contemporanea presenza di separazione laminare e turbolenta; per $Re > 5 \cdot 10^6$ la separazione è del tutto turbolenta. Lo Strouhal è direttamente proporzionale a frequenza dei vortici e diametro della cross section, inversamente proporzionale alla velocità del vento. Il distacco dei vortici causa forze alternate nella direzione della sezione attraversata, che possono dare luogo a risonanze con la struttura. Si rimedia con un opportuno deflettore posizionato tra i $\frac{1}{4}$ e i $\frac{5}{6}$ dell'altezza complessiva del supporto e ad esso avvolto.

V. MOTIVAZIONE ALLE SOLUZIONI COSTRUTTIVE SCELTE

- 1- La parte rilevante di P.A.V. agli scopi di questa esercitazione è quella strutturale → si considerano interfaccia elettrica e interfaccia aerodinamica quali “black box” di cui considerare i carichi necessari ai fini del dimensionamento delle parti. Tali carichi sono desunti da analogia con casi già svolti; in particolare ci si riferirà alla soluzione di “Wind Turbine Engineering Design” (ref. xx.xxx.xx biblioteca centrale di ingegneria), ricavata per un tripala orientato sottovento di diametro 10 metri, allo scopo di quantificare un verosimile insieme di sollecitazioni riguardo a ordine di grandezza dei moduli e direzioni di applicazione.
- 2- Si riporta la configurazione delle interfacce non studiate, altrove qualitativamente motivate:

rotore: tripala, diametro uguale a 7 metri;

orientazione: sottovento;

sistema di orientazione: nessuno;

algoritmo di controllo della velocità: cut-in a 3 m/s, distacco da rete (e procedura di messa in sicurezza) a 20 m/s; velocità del vento di progetto: 11 m/s; da 11 m/s a 20 m/s si suppone che il comportamento ai fini della produzione di energia sia quello di 11 m/s, accrescendosi invece senza ipotesi semplificative le sollecitazioni sulle parti strutturali;

interfaccia elettrica: generatore ad induzione con convertitore di frequenza;

La testa si presenta quindi a questa maniera:

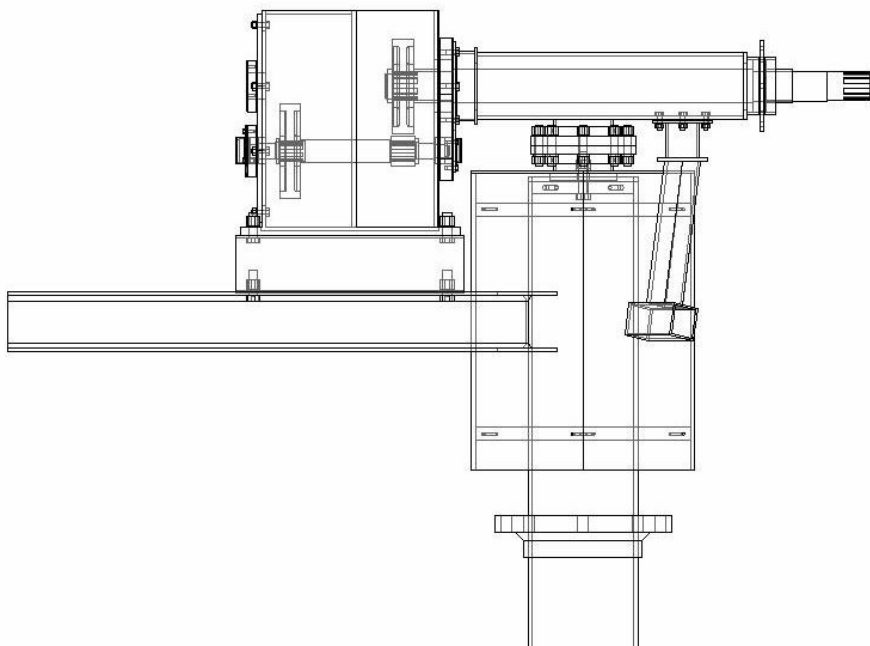


Figura 1. parte strutturale di P.A.V., vista frontale della testa

3- condizioni di funzionamento di progetto e grandezze da cui partire per il dimensionamento:

3.1 : velocità del vento di progetto = 11 m/s → potenza teorica al rotore = 13 kw

3.2 : tip speed ratio = 5.6 (per aeromotori veloci si consiglia tra 5 e 7)

3.3 : numero di giri al minuto, al rotore = 166.66

3.4 : momento torcente di progetto (e massimo) = 743.3 Nm (si considererà $F_{servizio} = 1.2$)

3.5 : rapporto di moltiplicazione = 9 (scegliendo interfaccia elettrica rotante a 1500 giri/min)

3.6 : altezza struttura di supporto = 12 m

4- Scelta del sito di riferimento, definizione delle classi di vento e della loro frequenza annua.

Impianti eolici per piccole utenze, di configurazione veloce, possono essere convenientemente localizzati in zone collinari, costiere o isolane. Avendo a disposizione dati di velocità media annua da osservazioni CNR sul suolo italiano, si è ristretto il campo a siti con velocità media superiore a 5 m/s e si è dunque scelto Brindisi, $v_{media} = 5.09$ m/s. Con un foglio di calcolo si è poi inserito questo valore nella distribuz. di Weibull, al fine di avere le frequenze attese delle classi di vento da 0 a 20 m/s; si è tenuto conto di parametri della distribuz. di Weibull inerenti la tipologia di sito (costiero) e l'altezza della testa dal suolo (dodici metri). Si sono dunque raccolti i valori in 3 classi di vento distinte, di interesse per questo lavoro:

classe I : venti inferiori o pari a 3 m/s : frequenza complessiva = 17.0 %

classe II : venti compresi tra 3 m/s e 8 m/s, estremo superiore incluso : freq. compl. = 77.2 %

classe III : venti superiori a 8 m/s : frequenza complessiva = 5.8 %

la classe I identifica venti sotto il cut-in, in cui l'impianto è sorretto in rotazione dal motore associato al generatore ad induzione, assorbendo energia dalla rete;

la classe II identifica il corpo venti più frequente per la produzione di energia elettrica;

la classe III si estende idealmente fino al vento di distacco e oltre, ma sopra $v = 11$ m/s le frequenze diventano statisticamente poco significative.

Per ciascuna delle tre classi sopra definite, agli scopi del calcolo delle sollecitazioni sulle parti strutturali, si è associata la frequenza complessiva all'estremo superiore di ciascuna: si considereranno dunque:

venti a 3 m/s per il 17.3 % del tempo annuo;

venti a 8 m/s per il 76.5 % del tempo annuo;

venti a 11m/s (dato l'algoritmo di controllo ipotizzato al punto 2) per il 6.2 % del tempo annuo.

Ai fini della stima della densità di potenza si è invece moltiplicata la potenza associata ad ogni classe di vento tra 4 e 20m/s per la relativa frequenza, supponendo bassa turbolenza e costanza di direzione perpendicolare al piano del rotore.

5- Il sistema di trasmissione dell'energia dall'interfaccia aerodinamica all'interfaccia elettrica.

Il rapporto di moltiplicazione del sistema è pari a 9. L'albero motore ha le seguenti caratteristiche: lunghezza complessiva = 1174 mm; collegamento al mozzo dell'interfaccia aerodinamica realizzato mediante profilo scanalato UNI 8953 8*62*68; superficie rettificata di alloggiamento cuscinetto di destra (accoppiamento con sistema albero base, k6/H7), libero assialmente in entrambi i sensi sull'anello esterno (non rotante), di diametro = 70 mm; cuore

dell'albero di diametro = 80 mm e lunghezza = 714 mm; superficie rettificata di alloggiamento cuscinetto di sinistra (accoppiamento con sistema albero base, k6/H7) di diametro = 70 mm; collegamento alla ruota dentata realizzato mediante profilo scanalato UNI 8953 8*62*68; gola di scarico per filettatura UNI 4755; sezione filettata per rondella reggispinta (a chiusura della ruota), di diametro = 60 mm. L'albero motore, part.45, è stato quotato e tollerato, e se ne è fatto il ciclo di lavorazione. Il materiale utilizzato è 15 Cr Ni 6 DIN 17210, acciaio da cementazione.



Figura 2. *vista frontale dell'albero motore; a destra l'attacco all'interfaccia aerodin.*

Sull'albero motore sono stati effettuati:

- 1- dimensionamento statico al picco di tensione da raffica di vento (a partire da condizioni operative a pieno regime), tramite predimensionamento manuale e verifica tramite programma agli el. finiti GRAPE 4.0;
- 2- verifica a fatica nella condizione operativa a pieno regime; la sezione più sollecitata è risultata essere quella all'immediata sinistra del cusc. di destra, in corrispondenza dello spallamento tra sezione a diametro = 70 mm e sezione a diametro = 80 mm;
- 3- calcolo della prima velocità critica flessionale col programma DINA 2000. Tale velocità risulta essere circa 2600 rpm.

Il cuscinetto di destra, part.n. 49, è a rigido a rulli cilindrici, del tipo SKF NUP 2214. E' stato cautelativamente dimensionato al picco di tensione di progetto per tutta la durata della vita di progetto; è stato verificato staticamente e poi a fatica sullo spettro di venti di progetto. E' risultato conforme alla durata di 3 anni chiesta in specifica.

I dati costruttivi sono:

$d = 70 \text{ mm}$	$D = 125 \text{ mm}$
$B = 31 \text{ mm}$	peso = 1.50 kg
$C = 117000 \text{ N}$	$C_o = 81500 \text{ N}$
$r_a = 1.5 \text{ mm}$ (per lo spallamento)	
$d_{\text{amin}} = 78 \text{ mm}$ (allogg. anello interno)	

Il cuscinetto di sinistra, part.n. 46, è a radiale orientabile a rulli, del tipo SKF 22214 CC. E' stato molto cautelativamente dimensionato al picco di tensione di progetto per tutta la durata della vita di progetto; è stato verificato staticamente; è stato verificato a fatica sullo spettro di venti di progetto. E' risultato conforme alla durata di 3 anni chiesta in specifica.

I dati costruttivi sono:

$d = 70 \text{ mm}$	$D = 125 \text{ mm}$
$B = 31 \text{ mm}$	peso = 1.55 kg
$C = 148000 \text{ N}$	$C_o = 104000 \text{ N}$
$r_a = 1.5 \text{ mm}$ (per lo spallamento)	
$d_{\text{amin}} = 79 \text{ mm}$	$D_{\text{amax}} = 116 \text{ mm}$

Questo cuscinetto è alloggiato, per l'anello esterno, nella scatola degli ingranaggi.

L'ingranaggio moltiplicatore è costituito da due coppie di ruote dritte a denti elicoidali così definite nei particolari n.39 (pignone) e n.50 (ruota motrice), riguardo ai dati costruttivi:

Caratteristiche della dentatura		pignone	ruota
Modulo normale	mn	4	4
Numero dei denti	z	18	54
Dentiera di riferimento		UNI 6587	UNI 6587
Angolo d'elica	β	20°	20°
Senso dell'elica		sinistro	destro
Diametro primitivo	d	76.621	229.862
Grado di precisione		6	6
Numero denti della ruota coniugata	z	54	18
Interasse	a	153.241	153.241
Gioco normale dell'ingranaggio	Jn	0.08 – 0.12	0.08 – 0.12

Tali dati sono stati ottenuti da dimensionamento AGMA (formule di Lewis) e verifica UNI 8862 nei riguardi di flessione del dente e usura.

Non si sono analizzati metodi alternativi di trasmissione (cinghie trapezoidali, rotismo epicicloidale). Sono stati scelti denti elicoidali per maggiore efficienza e silenziosità rispetto ai denti dritti.

L'albero condotto si presenta come segue:

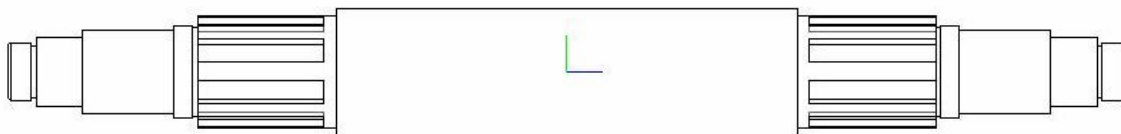


Figura 3. *vista frontale dell'albero condotto*

I suoi dati sono: lunghezza = 480 mm; da sinistra verso destra, sezioni di diametro = 25 mm (filettata, con gola); 30 mm; 36 mm; 40 mm (filettata con gola); 46 mm su cui si ricava profilo scanalato UNI 8953 8*42*46; 54 mm. Le sezioni a diametro = 30 mm sono rettifiche e alloggiavano cuscinetti SKF 22206 CC (con anello esterno vincolato alla scatola degli ingranaggi) con tolleranza k6/H7. L'albero è stato dimensionato staticamente al massimo carico di progetto e verificato a fatica. La prima velocità critica flessionale risulta essere circa 16000 rpm. Il materiale utilizzato è 15 Cr Ni 6 DIN 17210, acciaio da cementazione.

Le sezioni a 30mm alloggiavano cuscinetti radiali a rulli orientabili SKF 22206 CC, dei quali è stato dimensionato e verificato a fatica quello di destra (supponendolo cautelativamente gravato anche della componente assiale del carico, che in realtà pertiene a quello di sinistra).

Non si è studiato l'ingranaggio che trasmette il moto dall'albero condotto all'alberino dell'interfaccia elettrica, essendo meno sollecitato di quello tra albero motore e albero condotto. Adottando ruote di analoga dimensione e stesso materiale, le verifiche saranno automaticamente soddisfatte; il senso delle eliche risulterà invertito rispetto all'altro ingranaggio.

Infine, circa il treno di trasmissione nel suo complesso, dall'interfaccia aerodinamica all'interfaccia elettrica, si è svolta un' analisi delle vibrazioni torsionali riducendo il momento di inerzia all'asse motore e le coppie elastiche ad un'unica coppia applicata all'asse motore stesso. Tale modello può risultare utile nella discussione di transitori derivanti da brusca variazione del carico, distacco del carico, malfunzionamenti dell'interfaccia elettrica. I valori caratterizzanti sono $J^* =$
 $C^* =$ → frequenza propria torsionale del sistema libero: $f = (C^* / J^*)^{1/2} =$

- 6- La scatola degli ingranaggi si compone di due subparticolari tra loro collegati in modo smontabile

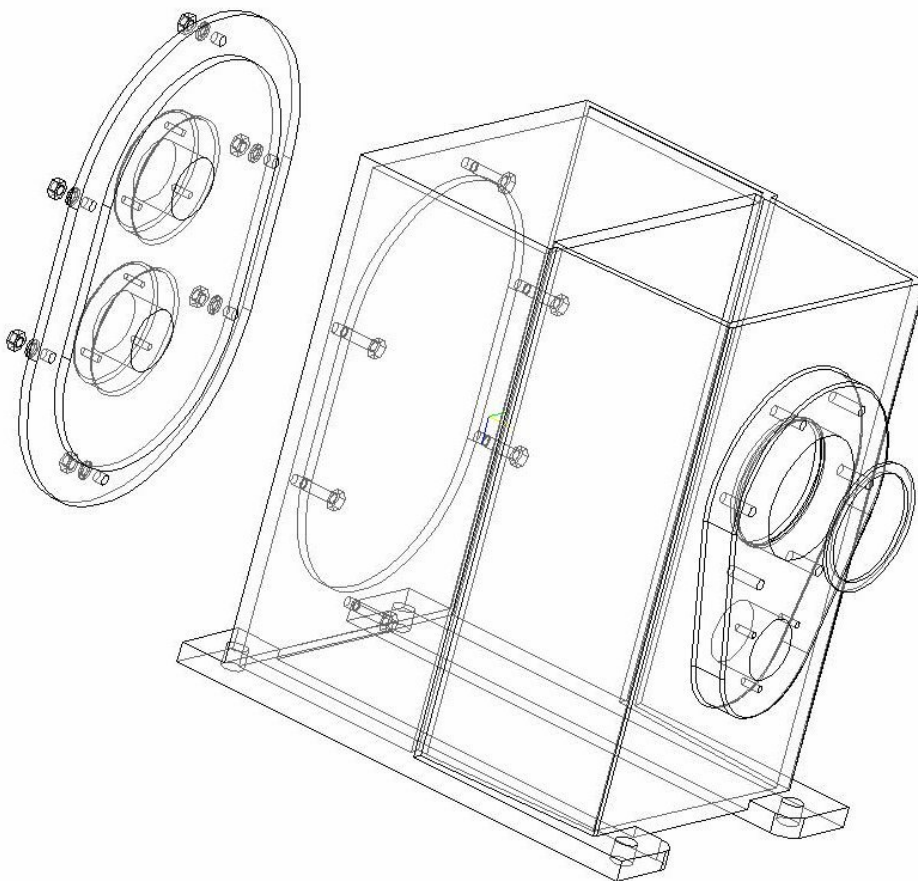


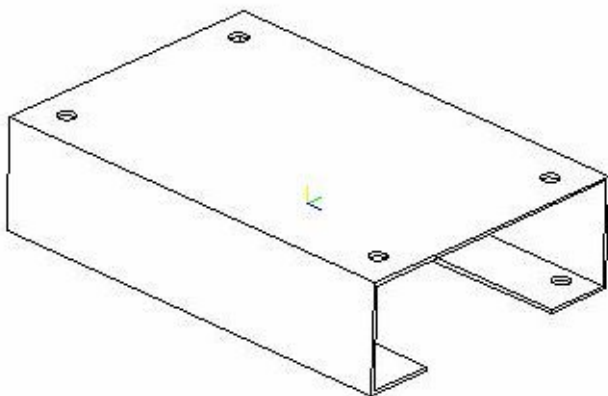
Figura 4, *scatola degli ingranaggi*

Sono stati dimensionati: la faccia frontale e il suo rinforzo a: rigidità flessionale, rigidità torsionale; lo spessore degli appoggi è stato calcolato eseguendo diagramma triangolare con la superficie connessa (il supporto, part. n.32) e i loro bulloni di ancoraggio. Nella protrusione della faccia frontale è stata eseguita lavorazione per alloggiare l'anello Seeger (part. n.47) che blocca assialmente verso sinistra l'anello esterno del cuscinetto part. n.46. Il subparticolare n.40, retroscatola, permette l'inserimento in fase di montaggio dell'albero condotto, sul quale siano già state montate e bloccate (con apposite rondelle) le ruote dentate.

Il materiale utilizzato è acciaio Aq 52 UNI 3158 (preferito a lega di alluminio GK- Al Si 10 Mg, alluminio da fusione lavorabile e resistente a fatica). Si è adottato quale spessore di tutte le parti di scatola non direttamente dimensionate, 1 cm; per la faccia frontale si è condotto un duplice studio: si è estratta una piastra “lontano dai bordi” e la si è analizzata agli elementi finiti dapprima mediante una trave estratta; quindi si è effettuata analisi in ANSYS 5.5, considerando quali carichi applicati: 1) quelli nelle sedi dei cuscinetti nelle peggiori condizioni di progetto; 2) quelli da accoppiamento della scatola con il telaio reggialbero motore. Tali carichi sono stati applicati in maniera puntuale su nodi opportuni.

Date le velocità degli organi rotanti presenti in scatola (2 m/s e 6 m/s), si adotta lubrificazione a bagno d’olio di viscosità cinematica pari a $5 \text{ mm}^2/\text{s}$, versato in scatola fino al livello dell’asse degli alberi motore e di interfaccia elettrica (coassiali); la quantità corrisponde a circa 36 litri e si occupa anche dei cuscinetti alloggiati sulla scatola.

Cenni di ciclo di fabbricazione: il subparticolare principale è realizzato tramite fusione in sabbia con modello in legno; sono visibili da figura 4 il piano di divisione per l’estrazione e gli angoli di sformo di 3° per agevolare la destaffatura postcolata. Le lavorazioni previste alle macchine sono: spianatura (su fresatrice universale o su alesatrice universale) delle superfici da accoppiare al supporto che va al telaio e della superficie da collegare al supporto dell’albero motore; foratura (all’alesatrice universale) per consentire imbullonamenti e foratura-maschiatura per consentire inserimento di elementi filettati. Il retroscatola è realizzato tramite stampaggio, quindi all’alesatrice viene fresato sulla superficie di accoppiamento alla scatola e forato.



La scatola poggia su un supporto in acciaio al quale è assicurata tramite collegamento bullonato. Il supporto è a sua volta collegato tramite bulloni alle ali del telaio; questo collegamento è stato verificato ai carichi agenti. Entrambe le serie di fori misurano xx mm.

Il ciclo di fabbricazione consiste in: taglio lamiera; piegatura con raggi di curvatura tali da limitare strizione e concentrazione di tensioni non previste; pulizia superfici; foratura (anche su trapano).

Figura 5, *supporto a scatola ingranaggi*

- 7- Il telaio principale è costituito da una serie di elementi tra loro collegati in modo non smontabile, tramite saldatura. Come si vede in figura 6, le parti principali sono tre: a partire da sinistra, le ali del telaio; al centro, la struttura portante; a destra, un supporto al complesso che regge l’albero motore.

Dopo l’individuazione di uno schizzo di massima, si è svolta una analisi dei materiali plausibili per la realizzazione. Nei limiti di questa esercitazione e nell’ottica di economia di scala, il campo si è ristretto a leghe di alluminio (6000, in magnesio e silicio; 7000, in magnesio e zinco) e acciaio. In estrema sintesi si può dire che l’alluminio ha peso, resistenza e rigidità pari a

circa un terzo dei rispettivi valori per l'acciaio; l'elevata elasticità e la limitata resistenza sono invece caratteristiche che ne sconsigliano l'uso per i telai, oltre alla bassa resistenza a "fatica".

L'acciaio può essere facilmente saldato, anche se la zona di saldatura perde parte delle sue proprietà meccaniche; il telaio quindi, ha come punti critici tutte le giunzioni saldate. I telai di fascia alta sono quasi sempre realizzati con saldatura di tipo TIG.

Si è scelto l'acciaio e la configurazione adottata in P.A.V.s è la seguente:

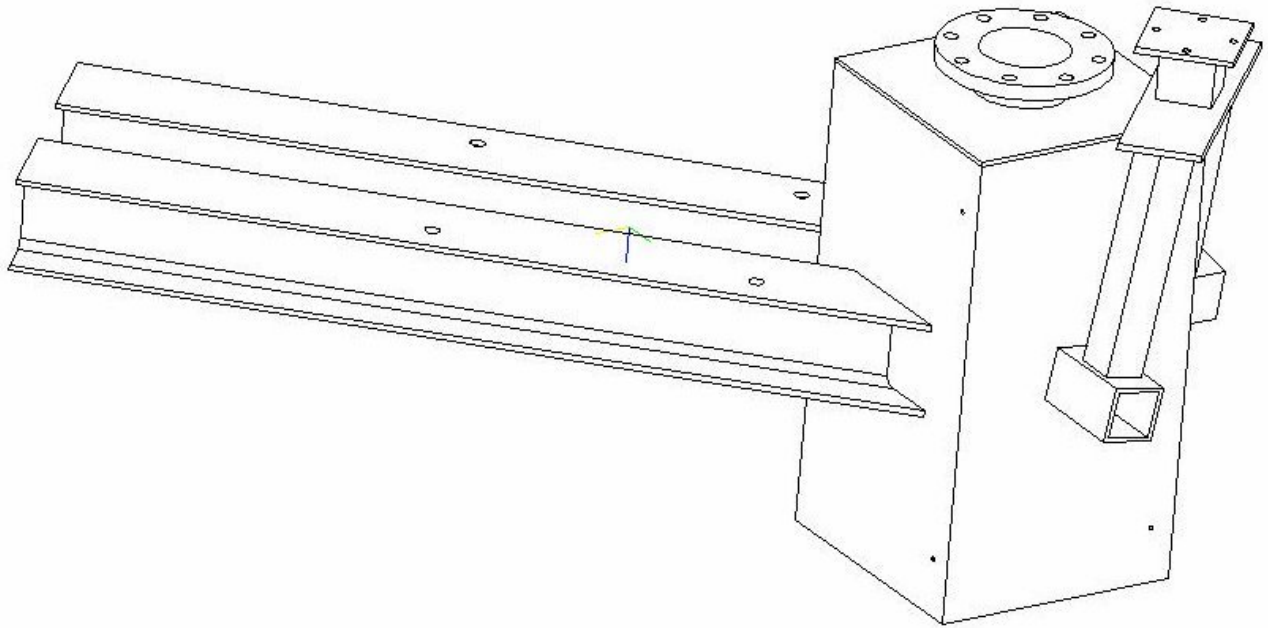


Figura 6, *telaio principale*

Se ne illustrano i componenti riguardo alle motivazioni che hanno portato alla loro scelta.

Le ali (sez. IPBI DIN 1025) sono tagliate dal profilato in lunghezza 1.30m, poi squadrate a 45° in corrispondenza di un base. Agli effetti costruttivi valgono come mensole, collegate tramite saldatura TIG al supporto centrale, sulle quali gravano carichi statici da: scatola ingranaggi e tutto il suo contenuto + supporto; generatore elettrico ad induzione (non presente in figura, da intendersi a sx della zona della scatola e ad essa collegata tramite il suo alberino di trasmissione) e relativo supporto. Dovendosi mettere in preventivo carichi vibrazionali oscillatori e sussultori di varia natura, si è valutata la frequenza propria flessionale (in direzione verticale), pari a 0.48hz, e si è stimata la durata della saldatura a fatica. Per semplicità il dimensionamento dei cordoni di saldatura si è fatto considerando il carico statico, equiripartito e di punta.

Il supporto centrale è costituito da un tubo a sez. quadrata di lato esterno 374mm, altezza 700mm e spessore 20mm, ottenuto da analisi agli el.finiti fatta su queste ipotesi: si è estratta una piastra "lontano dai bordi" da una delle facce collegate alle ali; si è quindi estratta una trave dalla piastra, analizzandola alla De Saint Venant (dunque cautelativamente rispetto alla rigidità effettiva, trascurando l'effetto di piastra) e tenendo come parametro di riferimento la rigidità. Il tubo è forato in corrispondenza dell'alloggiamento di due cuscinetti radiali in nylon (per allineamento e guida della colonna di sostegno), che si fissano tramite 4 viti ognuno. Sopra il tubo è posta, tramite

saldatura a piena penetrazione, una piastra divisoria quadrata di dimens. 374mm * 374mm * 8mm, sotto la quale insisterà il cuscinetto assiale in nylon alloggiato nella parte superiore della struttura di sostegno (si veda il seguito di questa relazione, punto 9). Sopra la piastra divisoria è a sua volta collegata tramite saldatura ad angolo una flangia di collegamento e allineamento (part n.23, UNI 2242 di diametro interno 125) che si unisce tramite prigionieri ad una analoga flangia saldata al telaio di supporto al gruppo albero motore (si veda il seguito di questa relazione, punto 8).

La zona di destra di fig.6 mostra il terzo componente del telaio principale: una sorta di forcipe rovesciato, collegato tramite saldatura TIG al supporto centrale e tramite collegamento bullonato al supporto dell'albero motore. Tale forcipe ha quale compito principale lo scaricare sul supporto centrale il dead weight e i carichi di picco trasmessi dalla zona ratorica in seguito alle sollecitazioni aerodinamiche di progetto. La realizzazione per P.A.V.s è molto sommaria: esso consiste in una serie di tubi e piastre in acciaio collegati tramite saldature d'angolo, delle quali la più onerosa è quella di collegamento al supporto centrale, che è stata dimensionata e verificata staticamente.

- 8- Come detto al punto precedente, una flangia di collegamento (part.n.23) si accoppia di forza, in modo smontabile, ad una analoga saldata d'angolo al telaio reggialbero motore. Guardando la figura 7, quest'ultimo consiste in un tubo a sezione quadrata di lunghezza 630mm, lato di base 160mm, spessore 10mm, collegato a destra e sinistra (tramite saldatura) a piastre di intermezzo, che si accoppiano sempre tramite saldatura a flange di collegamento (a sinistra verso la scatola degli ingranaggi, a destra verso la zona rotorica e/o per la carenatura); le piastre di intermezzo hanno il compito di passaggio da un elemento a sezione quadra ad un elemento a sezione cilindrica. Il tubo a sezione quadra è opportunamente forato per accogliere, tramite bulloni, il forcipe rovesciato che sostiene in prima battuta i carichi provenienti dalla zona rotorica.

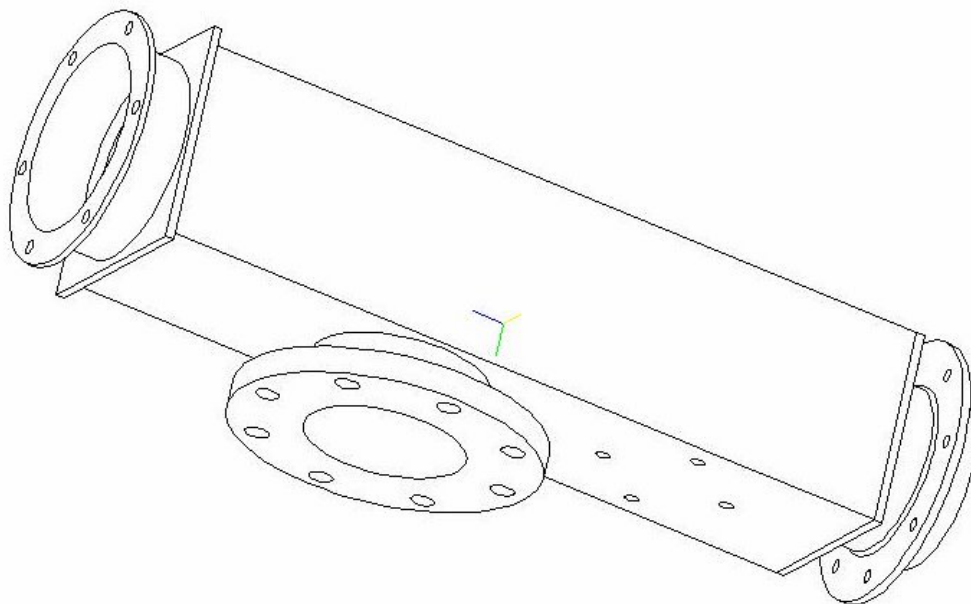


Figura 7, telaio reggi albero motore

Ripartendo da sinistra in figura, si incontra la flangia di collegamento alla scatola degli ingranaggi; attraverso i suoi fori passanti, si vincola alla scatola tramite 6 viti M10. Il centraggio cilindrico è assicurato da un distanziale che assolve anche allo scopo di bloccare verso destra l'anello esterno

del cuscinetto SKF 22214 CC (eventuale modifica: volendo aumentare la velocità massima del vento prima della messa in sicurezza, ad esempio a 30m/s, si alloggierebbe un cuscinetto assiale nella zona del cuscinetto rigido a rulli SKF NUP 22214 e ad esso si delegherebbero le spinte rotoriche, stralciandole dalle competenze del 22214 CC e liberandone l'anello esterno verso destra; il distanziale sarebbe dimensionato in modo da assolvere alla funzione di centraggio cilindrico).

Scorrendo il tubo a sez. quadrata verso il rotore, a parte la flangia part.n.23 di cui s'è detto, si incontrano i 4 fori passanti di diametro 11, destinati ad accogliere le 4 viti (part.n.30) M10 che fanno da bullone e uniscono telaio reggi albero motore la forcipe rovesciato. Questo accoppiamento smontabile (atto a far sì che le forze siano sopportate per attrito dall'elemento partecipante del forcipe) è stato dimensionato alle forze di taglio...

Il tubo a sez. quadrata viene chiuso da una ulteriore flangia (saldata ad una piastra cambia-sezione come detto sopra) che alloggia il cuscinetto radiale rigido a rulli SKF NUP 22214, il cui anello esterno è lasciato libero sia a destra che a sinistra per permettere la dilatazione assiale dell'albero motore. Questo cuscinetto è stato studiato e risponde ai requisiti di durata di specifica.

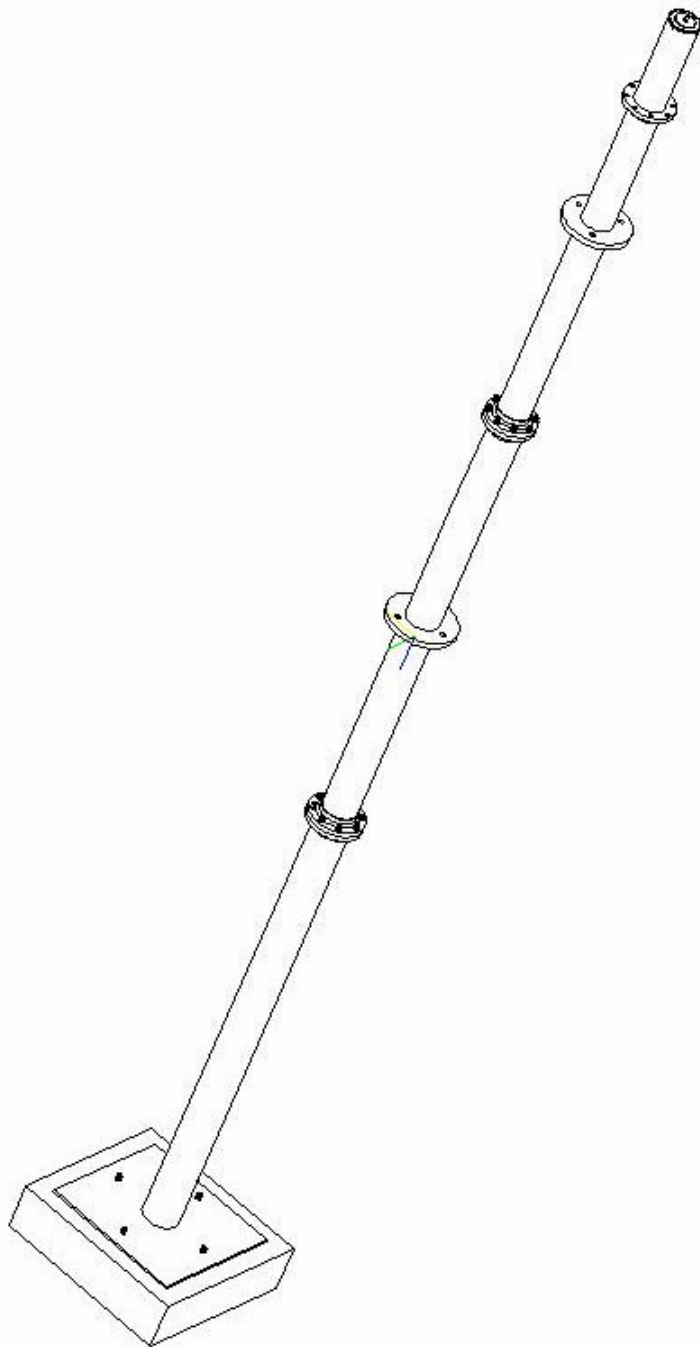
In figura, il cusc. SKF NUP 22214 nella sua zona di alloggiamento.

Figura 8, *cuscinetto SKF NUP 22214*

9 – Nella classe di potenze di P.A.V.s, che richiede generalmente strutture alte fra 10m e 20m, la prassi delle strutture di sostegno prevede l'utilizzo di torri a traliccio troncopiramidali o di pali strallati con uno, due o tre ordini di strallo, ciascuno a 3/5 cavi; più, ovviamente, una adeguata fondazione. Lo studio per P.A.V.s è partito dalla stima dei carichi sulla fondazione e alla base della struttura nelle condizioni più onerose di progetto (funzionamento alla massima velocità + effetti di raffica di progetto), stante la richiesta di specifica di altezza 12+0.5m; si è dunque fatta una sommaria analisi costi-benefici fra una torre a traliccio smontabile e un sistema di palo-stralli, privilegiando questa seconda soluzione.

L'elemento palo consiste per P.A.V.s in tre tubi di 12mm di spessore (tale spessore si è reso necessario da calcoli sul buckling della colonna), lunghezza 5m e diametro esterno dal valore, a partire dal basso, di 300mm, 275mm, 250mm. I tubi sono collegati in situ in modo smontabile tramite flange saldate ai tubi stessi, in modo da realizzare una altezza in punta di 12 metri. La preparazione in officina prevede l'assemblaggio delle flange relative a ciascun tubo tramite saldatura d'angolo, seguita da zincatura a caldo dei gruppi.

Del gruppo di supporto è stato realizzato un complessivo, delle flange i cicli di lavorazione alle macchine utensili; dei tubi si presenta un esempio di ciclo di fabbricazione.



Sugli elementi di fondazione è stato condotto uno studio analitico allo stato limite, in accordo alla prassi della normativa ACI.

Il plinto di fondazione (part.n.1) è in cemento armato di dimensioni $1.1\text{m} \times 1.1\text{m} \times 0.4\text{m}$; l'armatura è costituita sia in direzione longitudinale che trasversale da 12 barre di acciaio di diametro 9mm, spaziate tra loro di 9cm e poste a 33cm di profondità nella fondazione.

La piastra di base (part n.2), è di $0.9\text{m} \times 0.9\text{m} \times 1.5\text{cm}$; 4 bulloni di ancoraggio A-307 la vincolano all'armatura. Una possibile miglioria per P.A.V.s sarebbe eventualmente saldare sulla piastra 4 squadre di collegamento al tubo 300, per meglio riportare i momenti, ma non è stata qui presa in considerazione.

Figura 9, gruppo di sostegno

Un primo tubo $300 \times 12 \times 4000$ (part.n.6) si salda d'angolo sulla piastra di base. Alla sua estremità superiore si salda d'angolo (ma probabilmente sarebbe più opportuno a piena penetrazione) una flangia (part.n.7), che si accoppia in maniera smontabile ad un'altra flangia (part.n.9) saldata su un secondo tubo (part.n.8), di dimensioni $275 \times 12 \times 5000$, ad altezza relativa rispetto ad esso di 1m. Il precarico iniziale dei bulloni (part.n.10) è tale da non causare snervamento delle flange in condizioni operative: la flangia part.n.7 è la più sollecitata a compressione tra tutte le flange di

questo sistema di supporto, e il collegamento bullonato è stato dimensionato al carico operativo di 150kN.

Salendo nella figura 9, si incontra la flangia (part.n.11), saldata ad angolo sul part.n.8 ad altezza relativa di 3m (quindi, complessivamente ad altezza 6m rispetto al suolo); essa ospita 3 funi di diametro 23mm, vincolate a 31° rispetto all'orizzontale e ancorate al suolo a distanza 10m dall'asse di colonna. Queste funi, di tipo spiroidale (in particolare UNI 4434 S, con fili centrali di diametro maggiore del 20% rispetto a quello degli esterni) costituiscono l'ordine di strallatura inferiore.

Continuando a salire, si incontrano le flange part.n.12 e n.13, che ripetono fra tubo part.n.8 (dimensioni: 275mm*12mm*5000mm) e tubo part.n.14 (dimensioni: 250mm*12mm*5000mm) il collegamento smontabile già descritto tra tubo part.n.6 e tubo part.n.8.

A quota 10m dal suolo si posiziona la flangia part.n.15, che ospita in fori appositamente dimensionati 3 funi UNI 4434 S di diametro minimo 28mm, vincolate a 45° rispetto all'orizzontale, disposte in flangia e ancorate al suolo sulla stessa circonferenza dell'ordine inferiore, sfasate ad esse di 60° rispetto all'asse di colonna. Le funi di entrambi gli ordini, dal modulo elastico pari a circa un mezzo di quello di un acciaio normale, sono pre-tese al 20% del carico massimo di trazione ragionevolmente atteso (è stata considerata trazione di 53000N, che ai fini della configurazione scelta per P.A.V.s rappresenta il picco causato da una accelerazione al suolo di xx m/s imposta alla massa soprastante la colonna, in seguito ad un evento sismico verosimile preso a riferimento per l'analisi). Sulle funi è stato condotto un discorsetto approfondito per mostrarne il funzionamento rispetto alla direzione del vento e criteri di dimensionamento in base alle sollecitazioni ragionevolmente ipotizzabili.

In cima al tubo part.n.14, si pone la flangia part.n.17 di alloggio per il cuscinetto assiale part.n.19, realizzato in nylon; la flangia poggia sulla sezione del tubo ed è fermata con 4 viti M10 (part.n.18). Una vite M20 assicura il collegamento con il gruppo superiore, mediante rondella, dado e controdado. Il montaggio si realizza prima del collegamento smontabile (descritto sopra) della colonna al telaio reggi albero motore.

Sul gruppo colonna è stato condotto uno studio riguardo alla definizione dell'altezza degli stralli (in base alle deformate attese e all'entità dei carichi alla base). Un successivo breve studio dinamico ad un gdl, iniziato al fine di valutare la frequenza propria oscillatoria (pari a $f = \quad$ Hz per colonna alta 12m non sconnessa e non strallata), considera gli stralli come vincolo che limita il movimento della parte superiore della colonna (approssimata ad un punto di massa pari almeno a quella degli elementi di macchina costituenti la testa dell'impianto), riconducendo l'accelerazione al suolo da eventuale sisma ad una forza inerziale applicata in cima alla colonna, agente in direzione opposta alla direzione dell'accelerazione (per P.A.V.s, questa forza si è supposta sovrapporsi a quella dovuta al vento in condizioni normali di progetto, presente come spinta sul rotore). In questa maniera si è assimilato il fenomeno sismico ad un evento statico con forza di modulo massimo.

Non sono stati presi in esame fenomeni aerodinamici legati alla torre (si prevede solo la presenza di uno schermo poroso in materiale plastico, posto fra le flange part.n.15 e part.n.16, contro il distacco dei vortici), né è stata discussa la carenatura. Infine, tutte le funi si intendono provviste di smorzatore dinamico al suolo.