

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 DELLA STRUTTURA DI UN
AEROGENERATORE AD ASSE VERTICALE SENZA FONDAMENTA***

CANDIDATO

Enrico Brighi

RELATORE:

Chiar.mo Prof. Ing. *Luca Piancastelli*

Anno Accademico 2010/11
Sessione III

Premessa

Nella presente tesi si è voluto sviluppare un aerogeneratore ad asse verticale a pale, che fornisca una potenza di 100 KW utilizzando un generatore senza interposizione di moltiplicatore di giri per la produzione di energia elettrica.

Si vuole progettare la macchina che possa essere montata sul luogo di esercizio, avendo quindi tutta la componentistica trasportabile e senza richiedere l'uso di trasporti eccezionali per evitare di avere costi aggiuntivi che con semplici accorgimenti possono essere evitati.

La macchina dovrà per quanto possibile evitare la presenza di fondamenta che incrementino i costi di realizzazione e pregiudichino il sito urbanizzandolo fortemente.

Si dovrà realizzare il tutto con dei materiali idonei dal punto di vista della resistenza strutturale cercando di evitare inutili costi per utilizzo di materiali molto costosi ma non richiesti dalle esigenze strutturali.

Si dovrà poi fare un dimensionamento generale della parti più critiche dell'impianto e di quelle che maggiormente possono essere soggette a rotture.

La turbina eolica dovrà avere un aspetto gradevole, massimizzare le prestazioni ed essere in grado di competere con quelle ad asse orizzontale, che attualmente dominano il mercato.

CAPITOLO 1

Introduzione all'eolico

1. Fonti energetiche rinnovabili

Vengono dette rinnovabili quelle fonti energetiche inesauribili che la natura mette a disposizione dell'uomo.

Essendoci il crescente problema dell'inquinamento che colpisce su scala mondiale, e della certezza dell'esaurimento in un futuro nemmeno tanto lontano dei combustibili fossili, si è cercato di favorire lo sviluppo degli impianti che lavorano sfruttando energie rinnovabili.

Le soluzioni che prevedono l'utilizzo di energie rinnovabili sono sicuramente dal punto di vista ambientale molto valide, ma molte volte però la difficoltà di produzione dell'energia e il costo non competitivo di questa non favoriscono questa scelta.

E' quindi determinante che la pubblica amministrazione incentivi con sgravi fiscali il singolo cittadino ad orientarsi verso scelte di energia rinnovabile; il quale sarà così più invogliato almeno ad acquisire informazioni sulla nuova opportunità di investimento.

Le principali fonti rinnovabili sono quella idroelettrica, quella solare, quella geotermica, quella derivante dal moto delle acque marine, quella derivante da biomasse e quella eolica.

La situazione che si registra nel nostro paese è abbastanza particolare rispetto agli altri stati europei, l'unica fonte rinnovabile della quale si apprezzi un utilizzo consistente è l'energia idroelettrica.

In Italia a causa della nostra collocazione geografica e quindi della assenza di moti ondosi significativi, la possibilità di sfruttare l'andamento delle maree è da non considerare, per quanto riguarda invece l'energia eolica la situazione è migliore soprattutto al sud dove i moti ventosi sono maggiori e la presenza di impianti per la produzione di energia elettrica è più marcata.

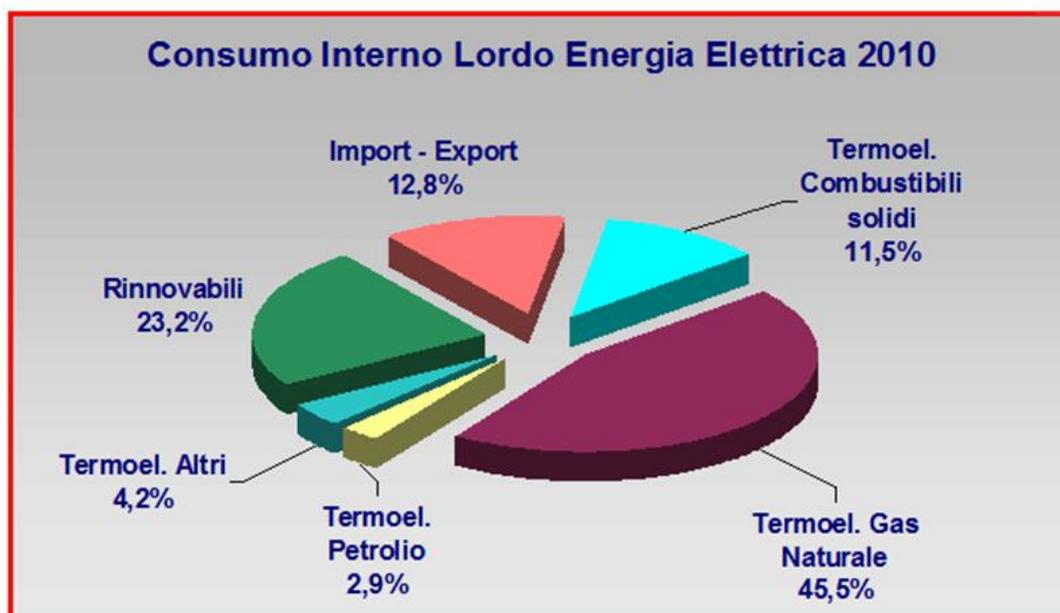


Fig.1.1 Produzione di energia elettrica in Italia nel 2010.

Dal grafico qui sopra riportato si vede come la produzione di energia elettrica dipenda ancora fortemente dall'utilizzo di gas naturale e

combustibili fossili, mentre il contributo dato alla produzione di energia elettrica dalle fonti rinnovabili sia ancora inferiore al 25% del totale.

REGIONE	NUMERO	POTENZA (kW)
Abruzzo	1.030	12.411
Basilicata	768	21.699
Calabria	1.270	24.897
Campania	1.310	20.874
Emilia Romagna	5.293	61.960
Friuli Venezia Giulia	2.693	19.605
Lazio	3.440	39.030
Liguria	756	5.806
Lombardia	8.630	84.867
Marche	2.203	38.475
Molise	180	2.794
Piemonte	4.500	55.576
Puglia	4.314	96.582
Sardegna	3.528	28.728
Sicilia	2.961	27.946
Toscana	4.171	41.579
Trentino Alto Adige	2.693	44.462
Umbria	1.320	24.105
Valle D'Aosta	59	440
Veneto	5.166	48.816
TOTALE ITALIA	56.285	700.653

Fig.1.2 Produzione di energia elettrica ottenuta con l'eolico suddivisa per regioni.

La produzione di energia elettrica ottenuta con l'utilizzo di impianti eolici in Italia ancora non è molto sviluppata, le regioni che guidano la classifica sono la Puglia e la Lombardia, dove si registrano moti ventosi di buona intensità e continui nel corso dell'anno e le politiche provinciali sono orientate ad un utilizzo sempre maggiore delle energie rinnovabili.

Per le altre regioni le produzioni di energia elettrica con impianti eolici sono piuttosto limitate per diversi motivi, alcuni dei quali indipendenti dalla volontà dell'uomo come ad esempio l'assenza del vento; ma spesso volte

l'assenza di impianti che sviluppino potenze considerevoli è causata dalla non volontà da parte delle amministrazioni locali di investire in questi campi. E' auspicabile comunque che nei prossimi anni ci sia un aumento degli investimenti a favore dell'energia rinnovabile.

Stati	Potenza totale a fine 2004	Nuova potenza installata nel 2005	Potenza totale a fine 2005
Austria	606	218	819
Belgio	96	71	167
Cipro	-	-	-
Repubblica Ceca	17	9	26
Danimarca	3.118	22	3122
Estonia	3	27	30
Finlandia	82	4	82
Francia	390	367	757
Germania	16.629	1.808	18.428
Grecia	473	100	573
Ungheria	3	14	17
Irlanda	339	157	496
Italia	1.265	452	1.717
Lettonia	27	-	27
Lituania	7	-	7
Lussemburgo	35	-	35
Malta	-	-	-
Olanda	1.079	154	1.219
Polonia	63	10	73
Portogallo	522	500	1.022
Slovacchia	5	-	5
Slovenia	-	-	-
Spagna	8.263	1.764	10.027
Svezia	442	58	500
Regno Unito	907	446	1.353
UE-15	34.246	6.122	40.317
UE-25	34.371	6.183	40.504

Fig.1.3 Potenza eolica installata (in MW) nei diversi stati europei a fine 2005.

La situazione non è molto diversa per quanto riguarda la realtà europea, dove solo pochi Stati tra cui la Spagna e la Germania hanno intrapreso già da molti anni scelte che hanno favorito le soluzioni a energie rinnovabili tra cui l'eolico.

Per quanto riguarda invece la produzione eolica su scala mondiale, si nota che la Cina e l'America producono insieme più della metà della potenza che

viene prodotta globalmente, questo logicamente dipende anche dell'estensione dei loro territori che sono di molto superiori a quelli dell'intera Europa.

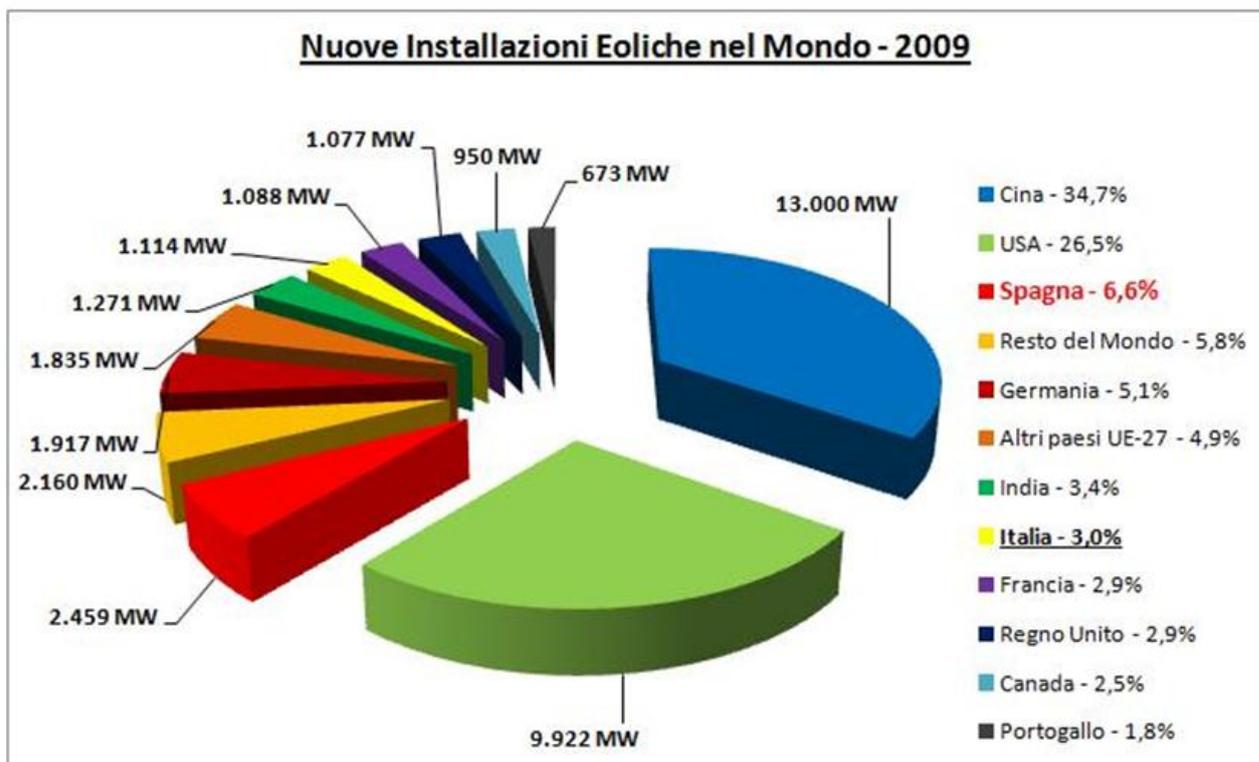


Fig.1.4 Produzione mondiale di energia eolica.

Un incremento dell'energia eolica porterebbe anche ad un incremento occupazionale, questo effetto è stato quantificato in Italia in circa 67000 posti di lavoro che si renderebbero disponibili nel 2020.

REGIONE	STUDIO, PATIBILITÀ, ANAGRAFICA, TRACCE ENEGETICO	COSTRUZIONE MACCHINE ED INDOTTO	SVILUPPO COSTRUZIONE IMPIANTO	INSTALLAZIONE	MANUTENZIONE	GESTIONE O&M	TOTALE	DIRETTI	INDIRETTI
Puglia	1.037	3.724	2.463	648	778	3.065	11.714	2.463	9.251
Campania	946	1.382	2.246	591	709	2.865	8.738	2.246	6.492
Sicilia	938	1.378	2.228	586	704	1.703	7.537	2.228	5.309
Sardegna	889	489	2.111	556	667	1.623	6.334	2.111	4.223
Marche	790	435	1.877	494	593	1.453	5.641	1.877	3.764
Calabria	630	346	1.495	394	472	1.147	4.484	1.495	2.989
Umbria	543	299	1.290	340	407	989	3.868	1.290	2.578
Abruzzo	444	244	1.056	278	333	811	3.166	1.056	2.111
Lazio	444	819	1.056	278	333	811	3.741	1.056	2.685
Basilicata	375	206	891	235	281	686	2.675	891	1.784
Molise	321	177	762	201	241	588	2.289	762	1.527
Toscana	296	163	704	185	222	543	2.114	704	1.410
Liguria	148	81	352	93	111	276	1.061	352	709
Emilia	109	60	258	68	81	195	771	258	513
Offshore	121	78	298	125	125	253	1.000	431	569
Altre	89	1.198	211	56	67	257	1.877	211	1.666
Totale	8.121	11.078	19.298	5.125	6.125	17.263	67.010	19.431	47.579

Fig.1.5 Prospettive occupazionali che si genererebbero con la scelta eolica.

2. Il vento

L'impianto eolico per il suo funzionamento sfrutta i moti ventosi, questi sono degli spostamenti d'aria dovuti a variazioni della pressione; il sole riscalda in modo diverso le zone terrestri perché l'incidenza dei raggi sulla superficie terrestre cambia in base all'inclinazione con cui questi colpiscono e si producono differenze di temperature che originano differenze di pressione e densità le quali vengono compensate con i venti.

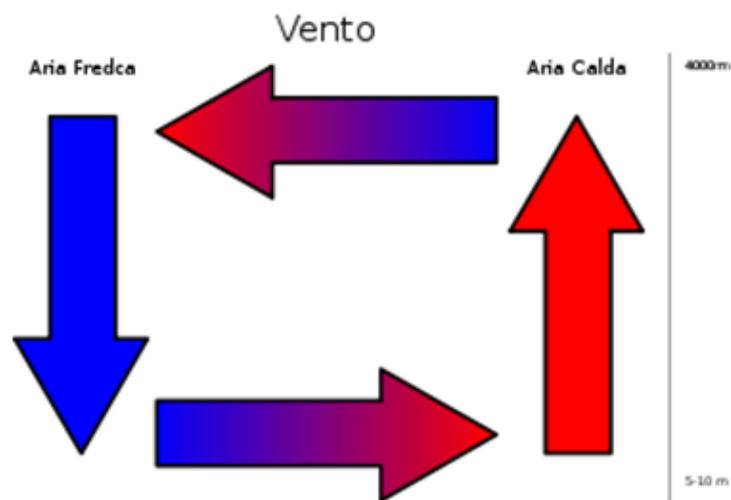


Fig.1.6 Movimenti delle masse d'aria dovuto a dislivelli barici.

Quando una zona calda ed una zona fredda vengono a contatto, l'aria calda tende a salire perché è più leggera, mentre l'aria fredda tende a scendere, si genera così uno spostamento di masse d'aria.

Questo fenomeno dà origine alla nascita dei venti e questi sono il motore dell'impianto eolico; se si è in zone particolarmente vantaggiose non si esaurisce mai, mantenendosi sempre a livelli sufficienti per poter trascinare l'aerogeneratore e produrre energia elettrica.

3. Turbine eoliche

Un impianto eolico nel suo funzionamento sfrutta l'energia del vento per la produzione di energia elettrica, si utilizzerà un aerogeneratore che è una turbina dotata di una o più pale che saranno messe in rotazione.

L'aerogeneratore è quindi formato dalla turbina che ruota sul rotore e da un generatore elettrico che collegato alla turbina trasforma l'energia meccanica data dal vento in energia elettrica, può essere presente quindi un moltiplicatore di giri in quanto la velocità angolare dell'albero della macchina è troppo bassa rispetto alla velocità di rotazione necessaria al generatore.

Una distinzione iniziale fra i diversi modelli di macchine eoliche può essere fatta in base all'asse di rotazione della turbina: avremo macchine eoliche ad asse orizzontale oppure macchine ad asse verticale.

Le macchine eoliche possono sfruttare due tipi di funzionamento uno a resistenza soprattutto impiegato nelle fase iniziali di avviamento per esempio dell'impianto eolico ad asse verticale, ed una modalità di lavoro a portanza, impiegata durante il funzionamento a regime.

Il vento muovendosi sulla pala crea un'area di diversa pressione, questa differenza ha come risultato una forza che viene chiamata portanza, la quale garantisce la rotazione attorno al mozzo; allo stesso tempo si crea una forza di trascinamento perpendicolare alla portanza che si oppone al moto, detta resistenza.

Fig1.7 Turbina eolica ad asse verticale.



Logicamente sarà presente anche un sistema di controllo al quale spetteranno diverse funzioni tra le quali la gestione del transitorio di avviamento fino al raggiungimento della velocità di regime e l'eventuale disaccoppiamento della turbina dall'albero per operazioni di manutenzione o per velocità raggiunte troppo elevate.

Gli impianti possono garantire potenze molto diverse fra loro, in base alle dimensioni dell'impianto che viene installato infatti si possono utilizzare turbine per la produzione di pochi KW fino ad alcuni MW.

4. Aerogeneratori ad asse orizzontale

Le turbine eoliche maggiormente diffuse e tecnologicamente più avanzate sono gli aerogeneratori ad asse orizzontale (*HAWT-Horizontal Axis Wind Turbines*) che ad oggi hanno raggiunto ottimi livelli di affidabilità e di efficienza.

Queste macchine riescono a produrre potenze molto diverse fra loro, rendendole così estremamente versatili e adatte ai diversi impieghi, in quanto sono sempre caratterizzate dal lavorare a rendimenti elevati.



Fig.1.8 Parco eolico off-shore.

Nella maggior parte dei casi i generatori eolici di grossa taglia (650-1000kW) vengono impiegati per la produzione di energia elettrica in centrali eoliche chiamate *wind farm* che possono sorgere sia sulla terraferma (*on-shore*) che in mare aperto (*off-shore*).



Fig.1.9 Parco eolico on-shore.

Gli aerogeneratori di piccola taglia invece (2-50 kW) sono installati solamente sulla terraferma, rispetto alle turbine di taglia maggiore, presentano un costo per unità di potenza prodotta nettamente superiore e rendimenti leggermente inferiori.

In entrambi i casi comunque, la velocità minima del vento tale da permetterne l'avviamento è compresa tra i 3 e i 4 m/s.

Un generatore eolico ad asse orizzontale è costituito da una torre in acciaio avente un'altezza mediamente compresa fra i 55 e i 100 metri sulla cui sommità si trova un involucro (navicella), e da fondazioni di dimensioni adeguate che consentono di dare stabilità anche quando si hanno venti elevati che mettono sotto sforzo enormemente la struttura.

La navicella contiene un generatore elettrico azionato da un rotore a pale, queste sono lunghe circa 20 metri (solitamente sono 2 o 3) ed erogano la potenza di progetto ad una velocità del vento di 12-14 metri/s.

Le pale della turbina sono realizzate con dei profili alari NACA gli stessi utilizzati nella costruzione delle ali degli aerei e presentano molte analogie con queste, in quanto funzionano anch'esse per portanza.

All'interno della navicella giacciono il moltiplicatore di giri necessario per aumentare la velocità di rotazione troppo bassa sull'albero primario, ed il generatore per la produzione di energia elettrica.

La velocità delle pale è controllata da un "sistema di controllo" che svolge principalmente due funzioni:

- moltiplica i giri per ottimizzare la produzione di energia elettrica;
- frena o blocca i giri delle pale in caso di sovraccarico e quando la forza del vento supera un determinato fattore critico, nell'eventualità che si raggiungano velocità troppo elevate che potrebbero causare la rottura dell'impianto (20/25 metri al secondo).

Con i passi avanti fatti nella scelta dei materiali e di nuove tecniche progettuali, nel corso degli ultimi cinquant'anni si è passati velocemente da intelaiature in legno con vele in tessuto a materiali metallici leggeri come l'alluminio e poi ai materiali compositi.

Si è poi studiata la migliore disposizione delle pale nell'aerogeneratore e si è visto che la soluzione migliore è quella che prevede l'utilizzo di tre pale orientate a 120° l'una dall'altra.

Le nuove tecniche progettuali hanno quindi portato ad ottenere alte velocità di rotazione all'albero, a cui è stato così possibile accoppiare direttamente i generatori di elettricità, oppure utilizzando ingranaggi molto modesti

evitando che la gran parte della potenza estratta sia dissipata in trasmissioni complicate caratterizzate da elevati rapporti di trasmissione.

L'elica, per poter avere un rendimento costante ed elevato, deve sempre potersi orientare secondo la vena fluida.

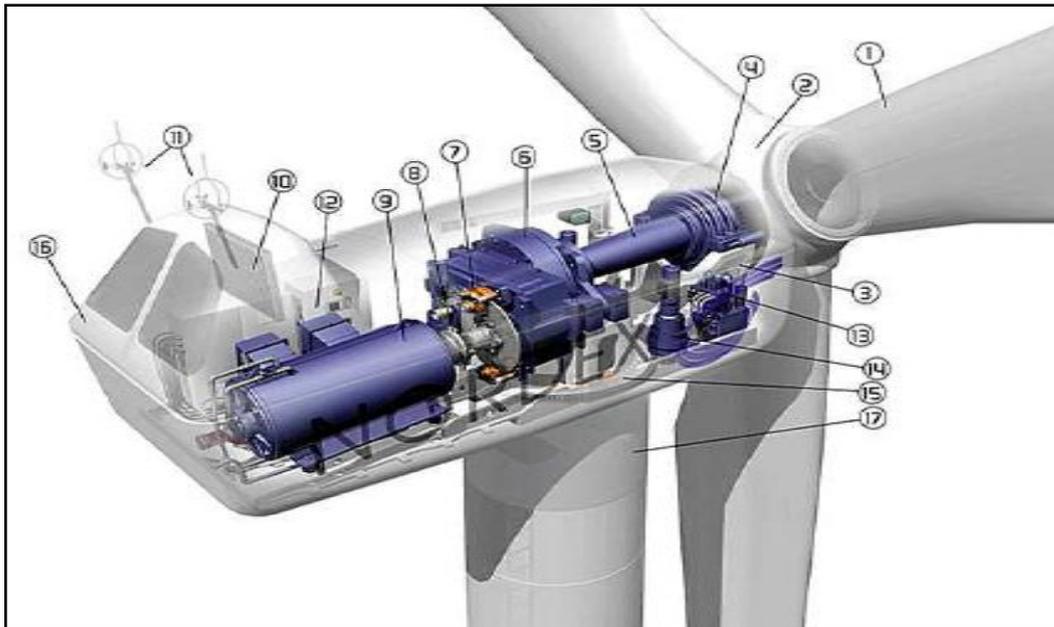


Fig.1.10 Navicella di un aerogeneratore ad asse orizzontale dove si possono vedere i seguenti componenti.

1: Rotore – 2: Mozzo – 3: Corpo turbina – 4: Cuscinetto porta rotore – 5: Albero lento – 6: Moltiplicatore di giri – 7: Freno a disco – 8: Accoppiamento generatore (albero veloce) – 9: Generatore raffreddato a liquido – 10: Radiatore di raffreddamento – 11: Sistemi di misurazione del vento – 12: Sistema di controllo – 13: Sistema idraulico – 14: Motore per il controllo dell'imbardata - 15: Cuscinetto di supporto – 16: Struttura copri navicella – 17: Torre di sostegno.

5. Aerogeneratori ad asse verticale

La maggioranza degli impianti eolici oggi in funzione sfrutta aerogeneratori ad asse orizzontale.

Un generatore eolico ad asse verticale (*VAWT-Vertical Axis Wind Turbines*) differisce da un aerogeneratore ad asse orizzontale per determinati aspetti,

oltre a ruotare su di un asse verticale consente di posizionare la sala macchine a terra senza necessità di meccanismi aggiuntivi, portando quindi ad un' alleggerimento della struttura sospesa e di conseguenza della torre. L'impianto eolico ad asse verticale, è anche costituito da un numero ridotto di particolari quindi strutturalmente è più compatto e meglio sopporta venti di intensità elevate, in più riesce a sfruttare allo stesso modo raffiche di vento provenienti da direzioni diverse senza necessità di orientamento delle pale in funzione del moto della vena fluida.



Fig.1.11 Generatore eolico tipo Savonius e Darrieus.

E' una macchina molto versatile, adatta all'uso domestico come alla produzione centralizzata di energia elettrica nell'ordine del GW anche se la minore efficienza rispetto alle macchine ad asse orizzontale ne ha frenato la diffusione.

Esistono diversi modelli di aerogeneratori ad asse verticale, tuttavia i più conosciuti sono il Savonius (formato da due gusci semicilindrici incernierati ad un asse verticale) e il Darrieus (il cui rotore è tipicamente a forma di fuso).

Queste particolari geometrie consentono loro di lavorare per qualsiasi intensità e direzione del vento, cosa che non accade per le turbine ad asse orizzontale.

Gli aerogeneratori di tipologia Savonius, sono costituiti nella loro forma più semplice da due o tre pale semi-cilindriche fissate all'asse meccanico verticale di rotazione lungo il bordo della generatrice, e montate una rispetto all'altra in modo che la convessità si mantenga sempre rivolta verso il senso di rotazione.

La turbina Darrieus presenta molte soluzioni che tra loro differiscono esteticamente in maniera marcata, ma il principio è sostanzialmente lo stesso, ovvero si hanno delle pale collocate su un rotore ad asse verticale, e tali pale sono in grado di sfruttare la portanza, anche se non in maniera efficiente come le turbine ad asse orizzontale a profilo orientabile, in quanto nella Darrieus la calettatura delle pale è fissa.

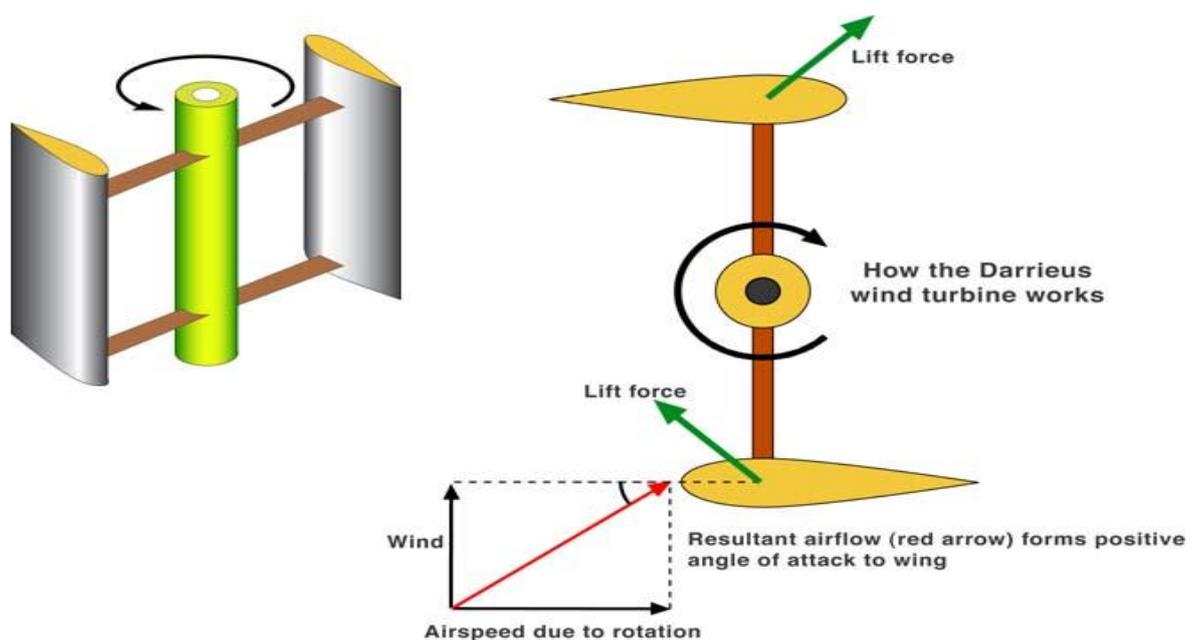


Fig.1.12 Turbina Darrieus e suo funzionamento.

Durante la trattazione della problematica eolica è stato evidenziato come le caratteristiche del moto eolico (in termini di velocità del fluido ed assenza di turbolenza) traggano benefici al crescere della distanza dal suolo: questo spiega perché le aziende produttrici di aerogeneratori destinati alla immissione in rete di energia elettrica, tendano a progettare torri di sostegno sempre più alte e rotor di dimensioni sempre maggiori.

La tecnologia ad asse verticale si ritiene possa rappresentare una soluzione valida per la micro-generazione eolica, anche se non si escludono soluzioni “più impegnative” caratterizzate da grandi impianti; questa tecnologia, relativamente nuova è molto promettente, con rese superiori all'eolico tradizionale (ad asse orizzontale) anche del 30-50%, adatta soprattutto per impianti di potenza media e piccola.

I principali vantaggi dell'asse verticale sono:

- la struttura con poche parti mobili;
- il costante funzionamento indipendentemente dalla direzione del vento;
- la resistenza alle alte velocità del vento e alla loro turbolenza;
- la bassa velocità di avvio;
- il bassissimo impatto ambientale (non fanno rumore);
- la facilità di impiego.

Si sono quindi realizzati diversi aeromotori caratterizzati da forme molto diverse fra loro i quali hanno sempre ricercato la migliore conformazione del profilo al fine di ottenere la massima efficienza.



Fig.1.13 Aerogeneratori ad asse verticale.

Le macchine eoliche ad asse verticale, in definitiva, risultano maggiormente adatte in impianti a potenza ridotta, dell'ordine della decina di KW, da utilizzare in zone non raggiunte dalla rete elettrica o comunque per la produzione di energia per singoli palazzi o complessi civili.

Gli aeromotori ad asse verticale sono molto più compatti di quelli ad asse orizzontale, le soluzioni costruttive sono molto più semplici in quanto il generatore elettrico può essere collocato direttamente al suolo e alloggiato nelle fondazioni della macchina stessa.

Uno degli aspetti maggiormente sfavorevoli di tali macchine è rappresentato dal funzionamento controvento: considerando la configurazione della turbina riportata nella pagina successiva, si intuisce come tutti i profili palari siano immersi in un fluido avente la medesima direzione.

La massa di aria in movimento investirà quindi il profilo concavo generando un lavoro motore ma contemporaneamente si scaricherà anche su quello convesso generando un'azione frenante: opponendo il primo una resistenza maggiore al flusso eolico rispetto al secondo, saremo in grado di ottenere potenza motrice dalla macchina ma lo sfruttamento della risorsa eolica non sarà totale.

Si potrebbe dunque predisporre uno schermo che nasconda al vento quella sezione di macchina in cui i profili palari sarebbero controproducenti: questo espediente andrebbe però ad annullare una delle peculiarità dell'aeromotore che si è detto essere in grado di operare con qualsiasi

condizione di vento, senza presentare la necessità di un continuo orientamento.

La conformazione di queste macchine ne permette la gestione con dispositivi di controllo relativamente semplici rendendole ideali per il micro-eolico: impianti di piccola taglia eroganti qualche decina di kW vengono utilizzati in strutture commerciali, complessi fieristici, scuole, ecc.. permettendo loro di soddisfare i propri fabbisogni energetici senza gravare sulla collettività.

Questa tendenza, ancora poco diffusa in Italia ma ben radicata nei Paesi del Nord Europa, ha dato notevole impulso alla ricerca ed allo sviluppo degli aeromotori ad asse verticale rendendoli macchine molto competitive, gli esperti del settore ritengono che quando la tecnologia dei generatori ad asse verticale sarà matura soppianderà quella ad asse orizzontale grazie alla possibilità dei primi di poter funzionare per molte più ore l'anno.

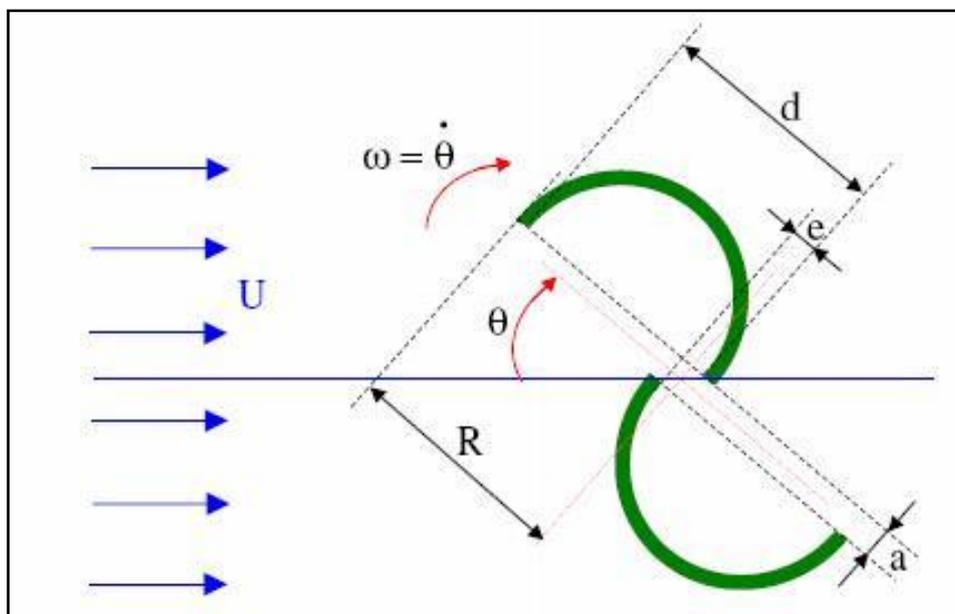


Fig.1.14 Problema del funzionamento controvento.

CAPITOLO 2

Soluzioni costruttive precedenti e confronto

1. Soluzione nuova

Si vuole descrivere in questo capitolo quali sono stati i motivi che hanno spinto alla nascita dell'impianto eolico in questione e quali sono appunto i vantaggi del suo utilizzo rispetto alle versioni realizzate in precedenza.

Una delle peculiarità di questo impianto sta nell'assenza delle fondamenta che non sono necessarie, in quanto un'apposita guida garantisce la stabilità sufficiente all'intera struttura.

Si è realizzato solo un piccolo scavo non in muratura quindi di ridotti costi di costruzione che è largo 1 m per 1 m e profondo 1.2 m avente solo il compito di alloggiare il generatore che per esigenze di ingombro non poteva essere appoggiato direttamente al terreno (a causa delle sue dimensioni) costituendo un intralcio al funzionamento.

Si ha poi un albero cavo centrale alto poco più di 12 m il quale consente appunto di posizionare il generatore che sarà di tipo Torque collegato direttamente al rotore in modo da poter eliminare il moltiplicatore di giri, in quanto è in grado autonomamente di avere in ingresso basse velocità (quelle di rotazione dell'albero) e dare in uscita velocità maggiori necessarie alla produzione di energia elettrica riducendo così i costi di manutenzione e le possibili cause di rottura, permettendo l'alleggerimento della struttura.

Il rumore prodotto è inferiore a quello di altre turbine grazie anche allo smorzamento sul terreno delle onde acustiche emanate dal generatore, che si trova interrato.

La velocità di rotazione rispetto ai tripala ad asse orizzontale di pari potenza è inferiore o comunque confrontabile, quindi anche i problemi per la fauna sono paragonabili a quelli delle macchine ad asse orizzontale.

Si è cercato di realizzare una struttura facilmente trasportabile che possa essere assemblata in cantiere ma che comunque non presenti difficoltà logistiche per quello che riguarda il trasporto che avverrà nella sua totalità su gomma, scongiurando l'utilizzo di trasporti eccezionali dai costi elevati.

Si è cercato di utilizzare maggiormente collegamenti filettati per facilitare il montaggio in loco, e si è progettato in maniera tale che eventuali sostituzioni di pezzi rotti ed interventi di manutenzione straordinaria possano essere effettuati senza problematiche legate alle difficoltà di intervento sulla macchina.

L'altezza di questo impianto eolico non è paragonabile a quella degli impianti ad asse orizzontale, questo ridurrà così i fenomeni di instabilità e di flessione dei bracci che una soluzione costruttiva diversa poteva avere.

La progettazione ha cercato di privilegiare la leggerezza, mantenendo allo stesso tempo condizioni di resistenza strutturali sufficienti.

La potenza nominale di progetto dovrà essere di 100 KW con un vento di 16 m/s che corrisponde ad un vento forte; questa potenza sarà ottenuta tramite un accoppiamento diretto tra albero rotante e generatore, senza l'interposizione di un moltiplicatore di giri, in pratica utilizzando un motore Torque.

Gli interventi di manutenzione saranno effettuati a macchina non funzionante e la vita stimata dell'aerogeneratore si aggirerà sui 25 anni, la macchina dovrà essere molto pratica e "rustica" in quanto le condizioni di lavoro alle quali dovrà operare saranno molto diverse e spesso difficili: pioggia, acqua, neve, freddo ecc.. con temperature comprese fra -40°C e $+40^{\circ}\text{C}$.

Si è comunque cercato di realizzare una turbina gradevole anche sotto l'aspetto visivo mantenendo una bassa produzione di inquinamento acustico, ed il rumore entro i limiti tollerati.

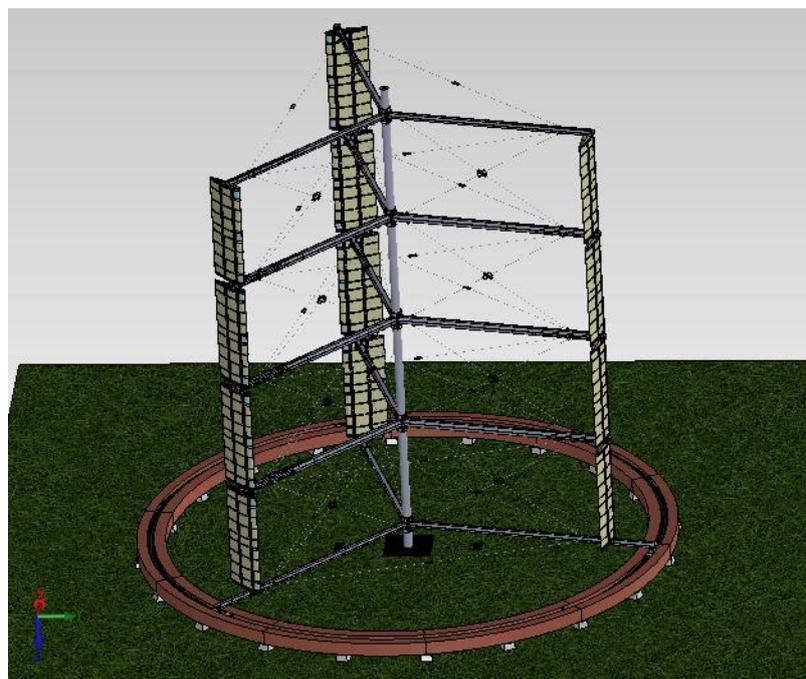


Fig.2.1 Impianto eolico di nuova generazione.

2. Soluzione precedente

La soluzione nuova è stata migliorata rispetto alle precedenti che presentavano alcune problematiche come quella dell'estrazione del generatore (necessaria per la manutenzione che rendeva indispensabile il sollevamento dell'intera struttura), difficoltà del centraggio tra guida circolare, rotore e albero del generatore ecc..

Oltre a risolvere i problemi esistenti si è cercato di sviluppare una struttura più aerodinamica con pezzi che avessero profili che davano una migliore penetrazione nell'aria.



Fig.2.2 Macchina realizzata nella soluzione precedente.

Si può osservare dalla figura che non essendoci lo scavo necessario per l'inserimento del generatore e non avendo la guida circolare esterna, la struttura di sostegno era realizzata solo tramite dei fogli rettangolari di acciaio, saldati tra di loro in modo da ottenere un complesso triangolare che poggiasse su un ulteriore foglio di acciaio sistemato su tre lunghi piedi aventi sezione a C.

I piedi poi potevano essere interrati ed eventualmente zavorrati, ma comunque per quanto potessero essere lunghi la stabilità che questi garantivano non è per niente paragonabile (in quanto la base sulla quale appoggiava la struttura era molto ridotta) a quella che possono garantire i carrelli sulla rotaia.

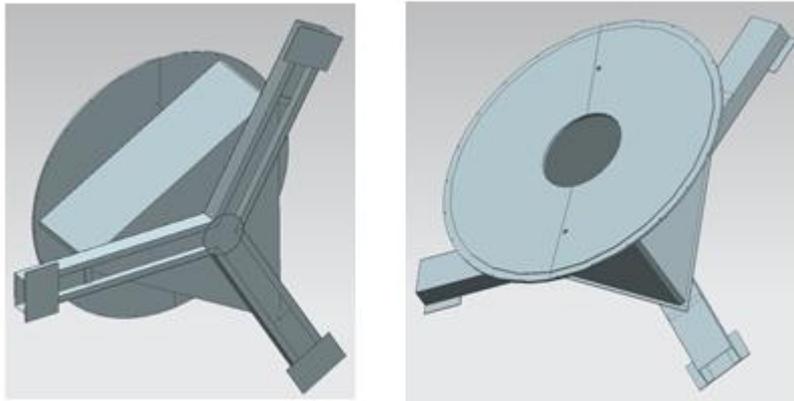


Fig.2.3 Base nella struttura precedente.

I bracci si estendevano verticalmente ed essendo privi di tiranti orizzontali presentavano l'inconveniente che all'aumentare della velocità e della forza centrifuga la struttura perdeva di compattezza e probabilmente sarebbe andata incontro a rottura.

Si può poi osservare che in questa configurazione era del tutto assente la presenza di una guida alla base, questa assenza creava notevoli problemi di stabilità, in quanto lo sbalzo dei bracci e il momento di ribaltamento che questi generano tendono a compromettere il funzionamento della macchina soprattutto alle alte velocità. La guida a pavimento come montata nella soluzione costruttiva nuova ha anche il vantaggio di migliorare la centratura radiale dei carrelli con una precisione maggiore rispetto al caso della precedente versione.

Nella versione precedente si avevano carrelli con forme molto spigolose e poco performanti da un punto di vista aerodinamico, mentre i carrelli

dell'impianto eolico nuovo sono molto più aerodinamici dei precedenti e in più presentano la ruota anti-ribaltamento e due coppie di ruote rotolano all'interno di una guida mantenendo ancor meglio la traiettoria di avanzamento.

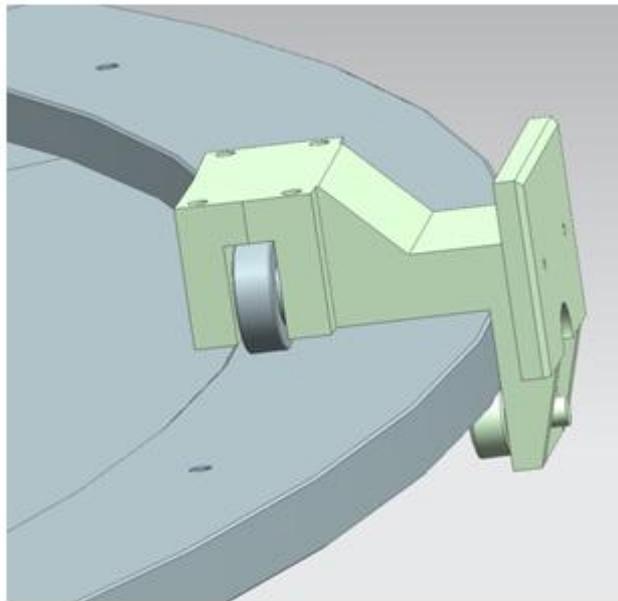


Fig.2.4 Carrelli nel sistema precedente.

Nei casi precedenti era assente l'albero centrale che pur essendo un pezzo aggiuntivo (nella configurazione nuova è presente) presenta i suoi vantaggi ad essere impiegato, infatti costituisce la spina dorsale dell'impianto eolico ad asse verticale. L'albero è appunto la struttura portante dell'impianto infatti su di esso si agganciano con l'utilizzo di boccole dentate le diverse terne di bracci, ma la caratteristica principale è legata alla trasmissione del moto. Nei casi precedenti mentre i profili alari ruotavano, i carrelli ruotavano anch'essi, però, non essendoci l'albero era necessario un trascinatore che ricevesse il moto dal rotore e lo trasferisse al generatore. In questo nuovo modello di impianto eolico tutto questo non è più necessario, in quanto essendo l'albero direttamente collegato al generatore Torque la

trasmissione non ha bisogno di elementi intermedi e può avvenire senza particolari problematiche.

Nella versione precedenti si sono utilizzati sempre dei profilati in acciaio per gli elementi strutturali, mentre si è impiegato carbonio per la costruzione delle pale ottenendo una struttura piuttosto pesante e costosa.

Nella versione nuova si è data maggiore importanza all'utilizzo dei materiali di quanto non fosse stato fatto in precedenza, in particolare si è utilizzato acciaio il lega 38NiCrMo4 solo dove le esigenze costruttive lo richiedevano, mentre negli elementi non strutturali o poco sollecitati si è preferito l'utilizzo dell'alluminio.

E' stata abbandonata l'idea di utilizzare profili alari in carbonio, perché il costo elevato della materia prima e il costo della manodopera per la realizzazione delle pale complete non giustificavano l'investimento.

In ultima analisi si può notare come in precedenza non fosse predisposto nessun sistema di protezione della guida, che durante il funzionamento può riempirsi di sporcizia: foglie, terra ecc. che potrebbero comprometterne il funzionamento o perlomeno essere causa di ribaltamento dei carrellini durante la rotazione, mentre nella versione nuova si è realizzata una protezione di lamiera che è stata definita "parasassi" che protegge sia sul lato esterno che su quello interno la guida dove scorrono i carrelli.

CAPITOLO 3

Progettazione costruttiva

1. Introduzione

La prima parte della progettazione ha riguardato l'analisi del funzionamento della macchina cercando una soluzione costruttiva che potesse soddisfare le aspettative che hanno spinto alla realizzazione della stessa. Tra le diverse possibili soluzioni costruttive si è realizzata la macchina nel modo rappresentato nella figura sottostante, in quanto era la configurazione migliore fra le diverse considerate in fase progettuale. E' stato quindi

necessario una volta scelta la conformazione della macchina, approssciare un dimensionamento di massima e successivamente verificare se a livello costruttivo la macchina fosse ben dimensionata e quali fossero le principali zone che essendo soggette a maggiori sollecitazioni rischiavano più delle altre una possibile rottura.

La progettazione è stata condotta considerando una serie di componenti principali seguendo una logica di progettazione.

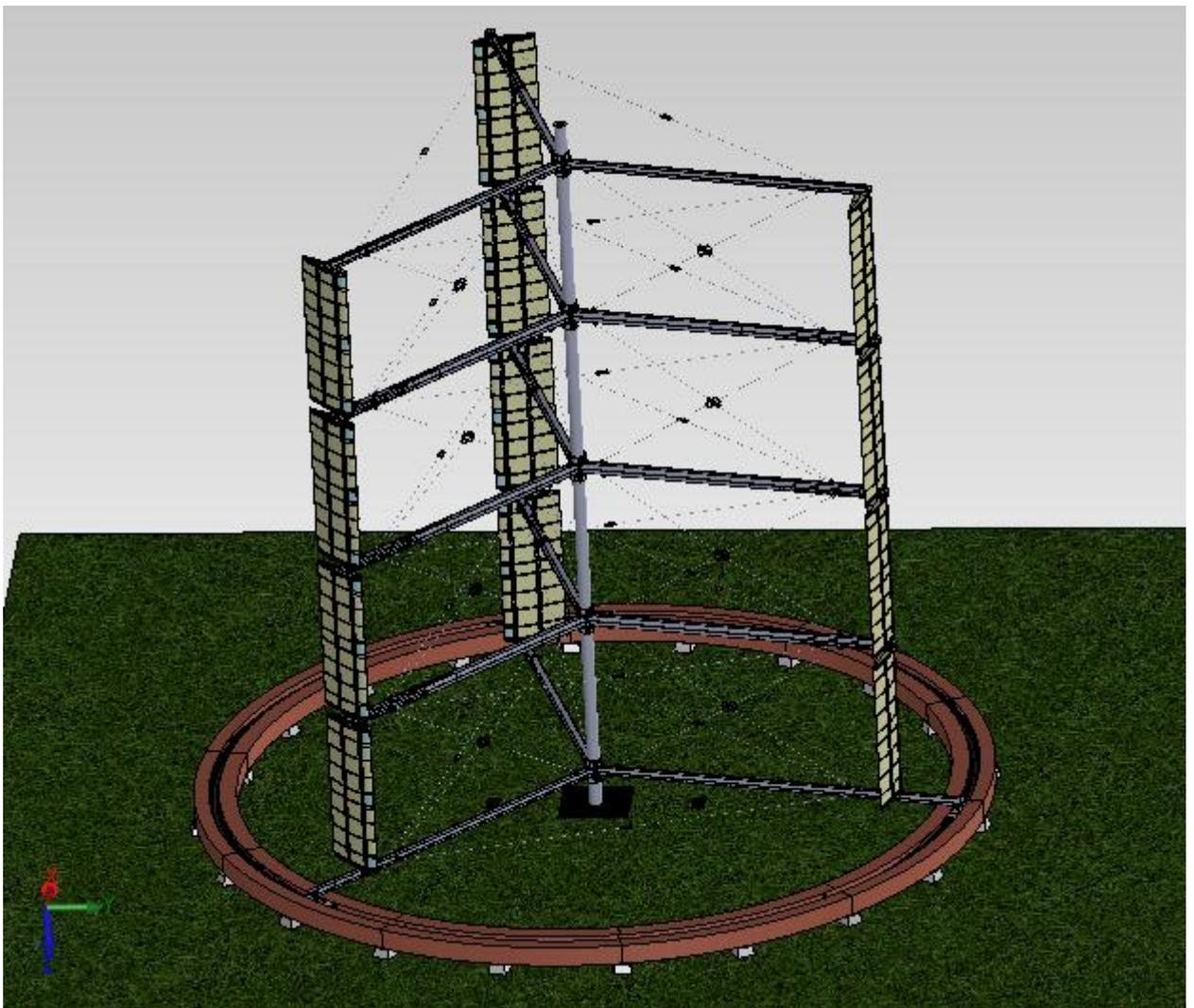


Fig.3.1 Turbina ad asse verticale in luogo di esercizio.

2. Albero

La spina dorsale dell'intera struttura è costituita dall'albero realizzato nel materiale seguente 38NiCrMo4 del quale si riportano in tabella le caratteristiche.

SIGLA UNI	ANALISI MEDIA		TRATTAMENTO TERMICO °C					CARATTERISTICHE MECCANICHE						
			fucili natura	norma lizzaz.	ricottura	tempra	rinvenimento	stato del materiale	diametro del saggio mm.	R	Rs min.	A min.	KCU min.	HB max.
38 Ni.Cr.Mo.4	C.	0.38	1100 900	850 880	650 700	830 860 olio	560 640	Ricotto	-	-	-	-	-	230
	Ni	0.90						Bonificato	17+40	95/110	75	14	7.5	-
	Cr.	0.80							41+100	85/100	65	15	6.5	-
Mo.	0.20		101+200	80/95	60	15	6.5	-						
Mn.	0.70													
Si.	0.40													

SIMBOLI E UNITA' DI MISURA (UNI 552)

R	kg/mm ²	Carico unitario massimo di rottura nella prova di trazione (UNI 556) su provetta proporzionale corta Ø 10 mm.
Rs	kg/mm ²	Carico unitario di snervamento nella prova di trazione (UNI 556) su provetta c.s. Nei grafici questo simbolo è sostituito con s.
A		Allungamento percentuale dopo rottura nella prova di trazione (UNI 556) su provetta con tratto utile pari a 5 volte il diametro.
KCU	kg/mm ²	Resilienza su provetta intagliata Charpy (UNI 4431).
HB		Durezza Brinell mediante misura del diametro dell'impronta (UNI 560).

Fig.3.2 Caratteristiche del materiale.

Si può subito determinare da tabella la tensione di snervamento del materiale utilizzato:

$$S_y = 60 \frac{Kg}{mm^2} = 588.6 \frac{N}{mm^2}$$

Per stabilire il momento torcente al quale è soggetto l'albero è stato opportuno fare alcune considerazioni iniziali sulle modalità di funzionamento della macchina. La macchina dovrà erogare 100 KW ad una velocità indisturbata del vento pari a 16 m/s, si definisce così T.S.R.

$$(\text{Tip Speed Ratio}) = \frac{vel.tang.pale}{vel.ventoindisturbato}$$

Il TSR per le turbine ad asse verticale si può considerare pari a 3, quindi si è potuto ricavare la velocità tangenziale delle pale che sarà :

$$vel. tang. pale = T.S.R. * vel. vento indisturbato$$

Da cui si avrà:

$$vel. tang. pale = 3 * 16 = 48 m/s$$

Si è potuta determinare la velocità angolare che sarà $\omega = \frac{vel. tang. pale}{raggio utile} = \frac{48}{5}$

dove il raggio utile è il raggio al quale si trovano i profili considerando come centro del cerchio l'asse dell'albero.

Quindi si avrà $\omega = 9,6 \text{ rad/sec}$

Si è poi trasformata la velocità angolare (rad/sec) in giri al minuto (rpm)

$$rpm = \frac{\omega 60}{2\pi} = \frac{9.6 * 60}{2\pi} = 91.67$$

Si è determinato quindi il valore del momento torcente Mt che sarà:

$$Mt = \frac{Potenza}{\omega} = \frac{100000}{9.6} = 10420 Nm$$

Si è quindi dimensionato il diametro dell'albero avendo un momento torcente Mt= 10420Nm, sapendo che il momento d'inerzia polare per una sezione circolare cava vale :

$$I_p = \frac{\pi D_e^4}{32} - \frac{\pi D_i^4}{32}$$

dove D_e è il diametro esterno dell'albero e D_i è il diametro interno, supponendo poi che fra i due esista il seguente legame $D_i = K D_e$ con $K = 0.5$ si avrà:

$$I_p = \frac{\pi D_e^4}{32} - \frac{\pi (K D_e)^4}{32}$$

raccogliendo si ottiene:

$$I_p = \frac{\pi D_e^4}{32} (1 - k^4)$$

essendo poi $\tau = \frac{Mt r_e}{I_p}$

e tenuto conto che $D_e = 2r_e$, sostituendo si è ottenuto $\tau = \frac{Mt D_e}{I_p 2}$;

si è sostituito al posto del momento d'inerzia polare la sua espressione e facendo le semplificazioni del caso unendo poi quest'ultimo risultato con l'espressione raccolta del momento d'inerzia polare si ottiene:

$$\tau = \frac{16 Mt}{\pi D_e^3 (1 - k^4)}$$

La tensione ammissibile $\tau_{amm} = \frac{0.58 S_y}{CS}$ dipende dal materiale utilizzato, più precisamente dalla sua tensione di snervamento $S_y = 588.6$ MPa, considerando quindi un coefficiente di sicurezza $CS=2$ si avrà:

$$\tau_{amm} = 170.7 \text{ MPa.}$$

A questo punto avendo tutti i termini noti è stato così possibile determinare il valore del diametro esterno dell'albero:

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{16 Mt}{\pi(1-k^4) \tau_{amm}}}$$

che varrà $D_e = 10$ mm.

Da qui si nota che l'albero dal punto di vista delle sollecitazioni può avere un diametro tutto sommato ridotto, però per esigenze di collocazione dei bracci

sulla superficie esterna dell'albero, questo dovrà essere di circa 100mm, quindi considero un $D_e = 100\text{mm}$.

L'albero avrà quindi un peso di 550 Kg.

L'albero in base alle dimensioni dei profili, al numero dei livelli e alle esigenze costruttive è stato realizzato con una lunghezza di 12518mm. Le pale sono distribuite su quattro diversi livelli, e su ogni livello ogni terna di pale ha le rispettive pale orientate 120° l'una dall'altra.

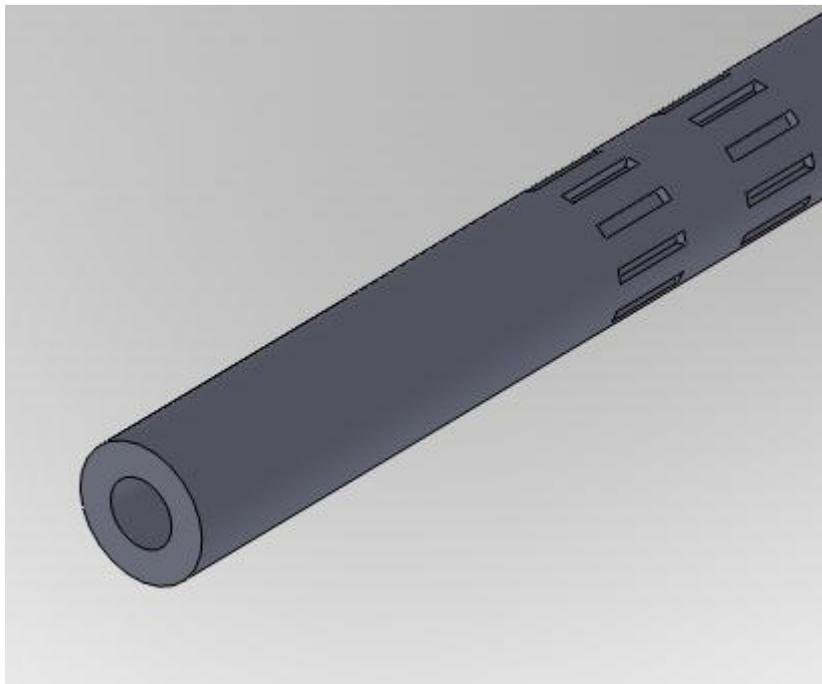


Fig.3.3 Albero cavo.

3. Profilo scanalato

L'albero che durante il funzionamento ruota deve sostenere le diverse terne di bracci con annessi profili, quindi serve un elemento che faccia da tramite nella trasmissione del moto tra queste due parti.

Si è pensato allora di realizzare delle boccole che dotate di profilo scanalato con denti a fianchi paralleli possano trasmettere potenze elevate senza avere squilibri anche quando le coppie sono notevoli, riuscendo ad invertire la rotazione senza problemi, cosa che un collegamento di natura diversa potrebbe avere.

A seguito di queste considerazioni, si è quindi dimensionato il profilo scanalato del tipo: Serie leggera UNI 8953 e si sono realizzate le dieci scanalature sull'albero, ovvero cinque coppie di scanalature.

Le scanalature sono a coppie in quanto una è il tramite per la trasmissione del braccio superiore mentre l'altra permette la presa sul braccio inferiore.



Fig.3.4 Albero dove si possono notare le cinque coppie di scanalature.

Si è quindi dimensionata la lunghezza del profilo scanalato considerando che analiticamente valga la seguente relazione:

$$Mt = 0.75 N h r_m L P$$

dove:

0.75: si considera che il $\frac{3}{4}$ degli elementi partecipa effettivamente alla trasmissione

N : n° dei denti del profilo scanalato

P : pressione ammissibile dipende dal tipo di sollecitazione si assume 100 N/mm²

L : lunghezza del profilo scanalato

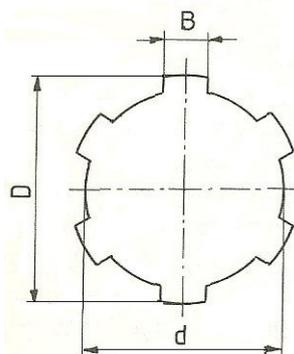
h : altezza del dente $h = (D-d)/2$

r_m : raggio medio $= (D+d)/4$

B : larghezza del dente

Nella progettazione essendo le boccole dotate di denti e l'albero avente gli scassi, si è considerato che il diametro esterno dell'albero D_e coincida con il diametro d della boccola, quindi si avrà:

d = 100mm



Dimensioni nominali

Fig.3.5 Caratteristiche profilo scanalato.

Serie leggera				
d mm	Grandezza N, denti x d x D	N	D mm	B mm
11	-	-	-	-
13	-	-	-	-
16	-	-	-	-
18	-	-	-	-
21	-	-	-	-
23	6 x 23 x 26	6	26	6
26	6 x 26 x 30	6	30	6
28	6 x 28 x 32	6	32	7
32	8 x 32 x 36	8	36	6
36	8 x 36 x 40	8	40	7
42	8 x 42 x 46	8	46	8
46	8 x 46 x 50	8	50	9
52	8 x 52 x 58	8	58	10
56	8 x 56 x 62	8	62	10
62	8 x 62 x 68	8	68	12
72	10 x 72 x 78	10	78	12
82	10 x 82 x 88	10	88	12
92	10 x 92 x 98	10	98	14
102	10 x 102 x 108	10	108	16
112	10 x 112 x 120	10	120	18

Per il dimensionamento si è adottato un coefficiente di sicurezza $CS=2$.

Nella progettazione del profilo scanalato è stato necessario scegliere alcuni parametri da tabella, sono stati considerati casi simili a questo in maniera tale da scegliere valori attendibili e che portassero ad un corretto dimensionamento del complessivo.

Si sono quindi assunti da tabella i seguenti valori numerici:

$d = 102 \text{ mm}$; $D = 108 \text{ mm}$; $B = 16 \text{ mm}$; $N^\circ \text{ denti} = 10$;

Si è ottenuto così : $r_m = \frac{(102+108)}{4} = 52.5 \text{ mm}$

Con denti aventi un'altezza $h = \frac{(108-102)}{2} = 3 \text{ mm}$

ed è stato così possibile ricavare la lunghezza necessaria del profilo scanalato che per ogni coppia di profili verrà equamente suddivisa sui due.

$$L = \frac{Mt CS}{0.75 N r_m h P} = \frac{10420 \cdot 10^3 \cdot 2}{0.75 \cdot 10 \cdot 52.5 \cdot 3 \cdot 100} = 176.42 \text{ mm}$$

quindi numericamente si assumerà $L = 180 \text{ mm}$; e la lunghezza di ogni semi profilo sarà $L/2$, quindi 90 mm .

Ogni scanalatura è profonda 3 mm ed ha una lunghezza di 90 mm , essendo a coppie l'inizio della seconda scanalatura dista assialmente dalla fine della prima 120 mm per le due coppie all'estremità, mentre per le coppie centrali la distanza è di 160 mm , questo è dovuto al fatto che i bracci nei livelli intermedi ($2^\circ, 3^\circ$ e 4° livello) hanno un'altezza maggiore necessaria all'alloggiamento di una doppia guida (fissa e mobile) su ogni braccio che logicamente ne aumenta gli ingombri. Le scanalature si dispongono

circonferenzialmente su ogni livello e nel nostro caso abbiamo dieci scanalature per ogni semicoppia.

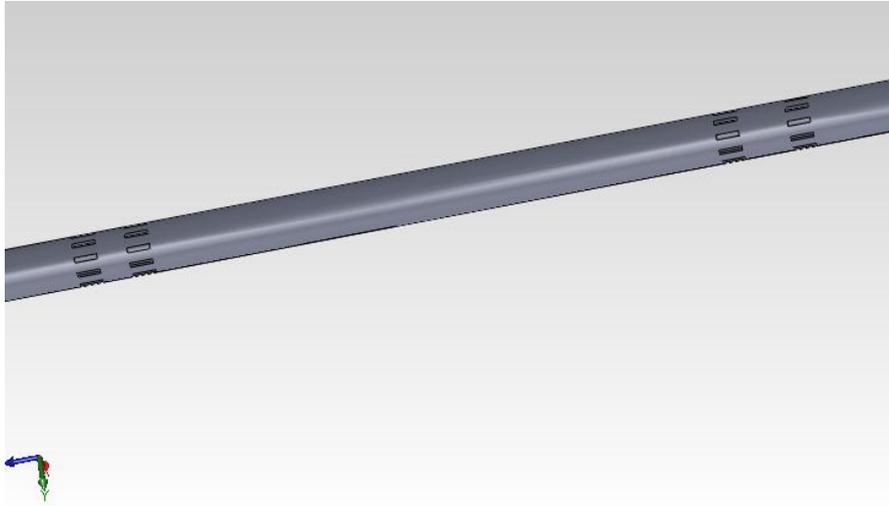


Fig.3.6 Si può notare come la distanza fra una scanalatura e la sua successiva sia diversa se considero l'estremità o la mezzeria.

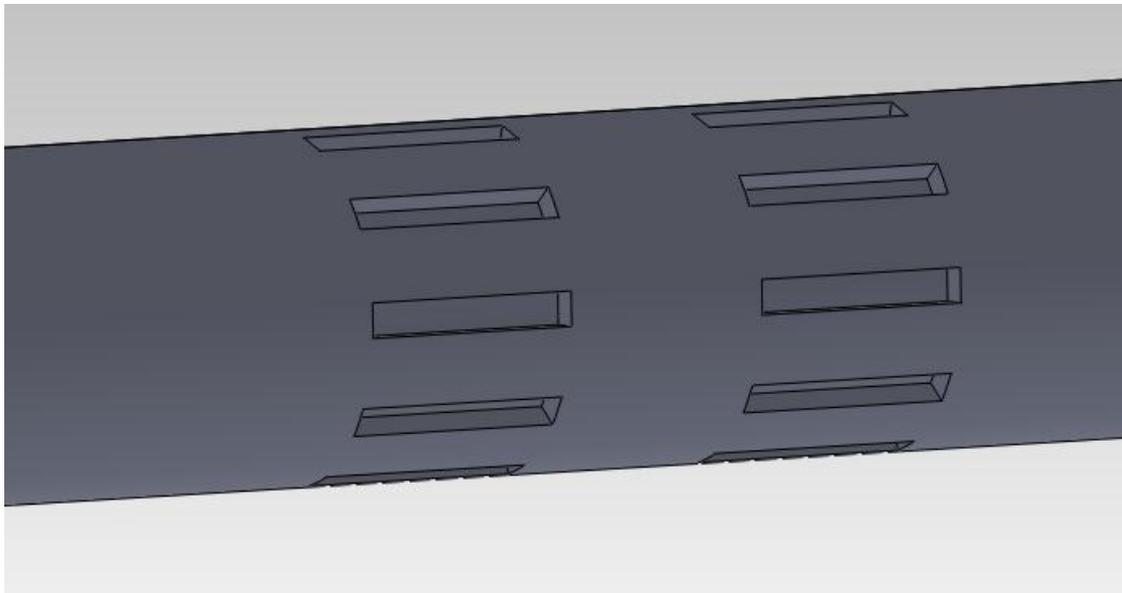


Fig.3.7 Scanalatura del livello più esterno.

4. Boccole

I bracci sono disposti ogni 120°, per favorire lo smontaggio degli stessi dall'albero si sono costruite le boccole in tre parti in maniera tale da consentire l'accoppiamento tra le stesse con dei collegamenti filettati tramite dei bulloni M 14 passanti lunghi 60mm e dotati di dado; si ha quindi la possibilità di smontare il tutto senza problemi in quanto su ogni boccola sono presenti due sedi su ogni lato per l'alloggio delle viti passanti.

I bracci poggiano con la loro parte piana sulla parte piana delle boccole ed essendo presenti due fori passanti orientati assialmente il collegamento viene effettuato anche qui tramite dei bulloni M24 lunghi 250 mm dotati di dado dall'altra estremità che vengono stretti garantendo la coppia di serraggio sufficiente a mantenere il collegamento (il dimensionamento è fatto nel paragrafo successivo).Le boccole sono alte 125mm, il diametro più esterno è di 300mm, mentre la superficie laterale cilindrica delle boccole si innalza su un diametro di 240mm per un'altezza di 95mm, lo spessore è di 20mm.

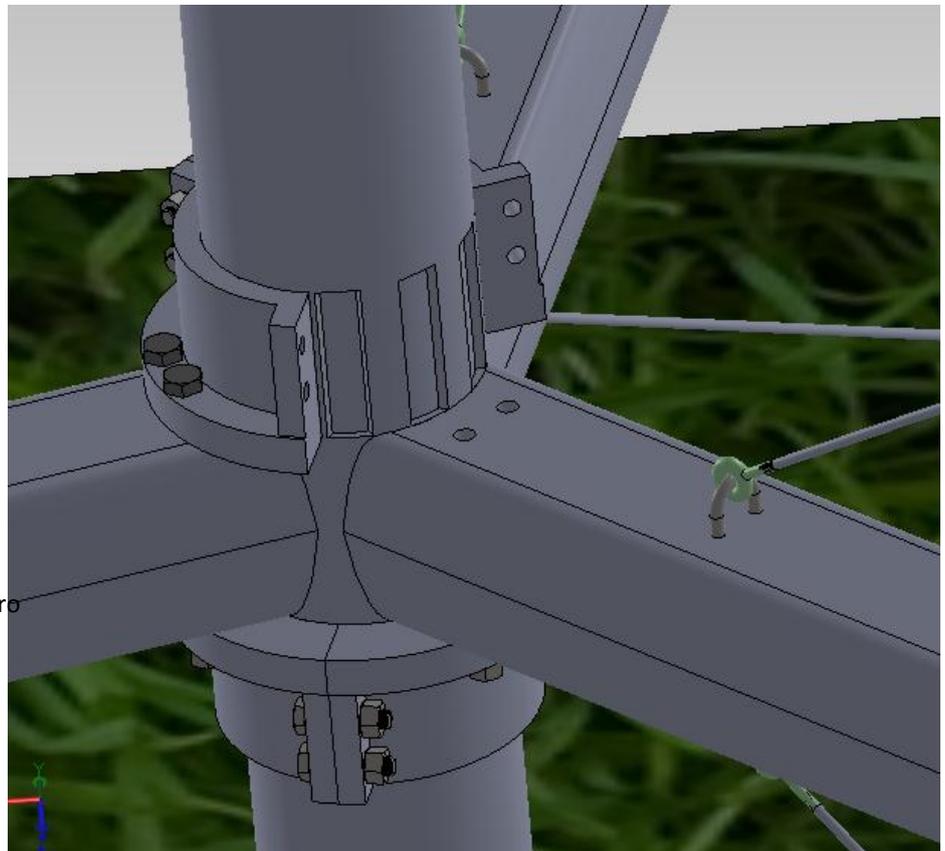


Fig.3.8 Collegamento albero e bracci tramite l'utilizzo di boccole.

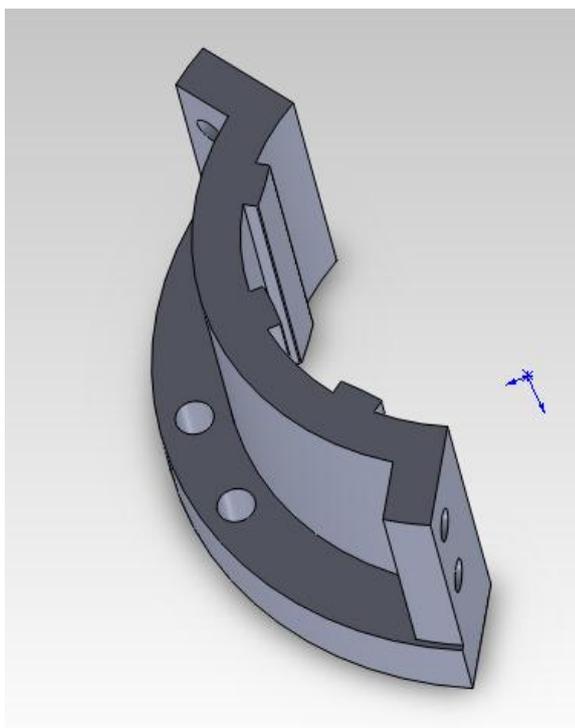


Fig.3.9 Boccola.

Nella parte interna della boccola sono presenti i denti del profilo scanalato, questi hanno una larghezza di 16mm e un'altezza di 3mm, nei due spigoli nella parte alta del dente sono stati effettuati due raccordi con $R = 0.5\text{mm}$ in maniera tale da evitare che gli spigoli si possano sbeccare.

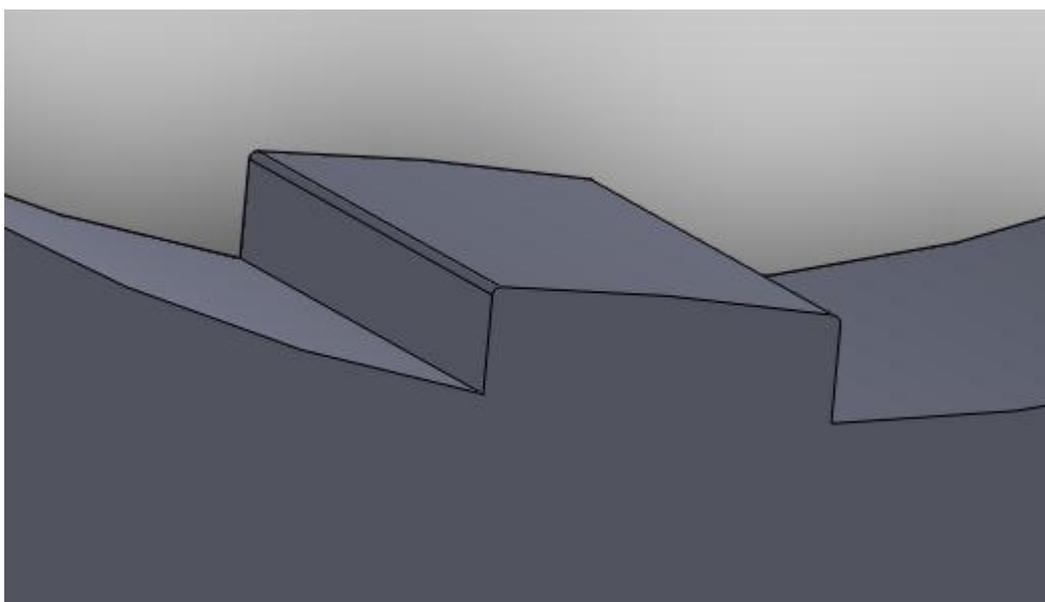


Fig.3.10 Profilo dente della boccola con raccordo.

Sulla base del dente, precisamente nel punto di contatto fra il corpo costituente la boccola ed il dente stesso si possono originare delle cricche e degli intagli, per evitare questo si sono scavate delle micro-gole che evitano quindi la concentrazione delle tensioni, permettendo alle sollecitazioni di sfogarsi.

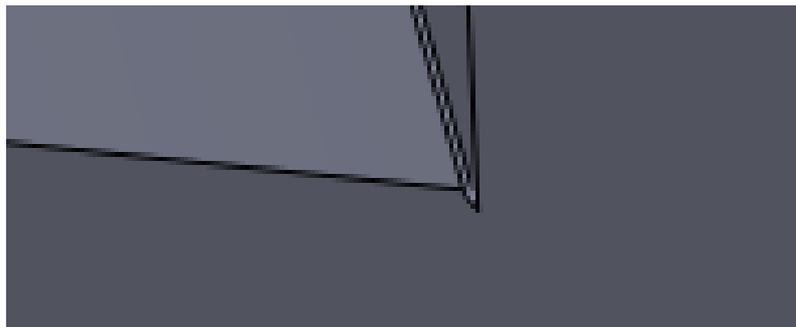


Fig.3.11 Base del dente dove si può notare la gola per lo scarico delle tensioni.

5. Dimensionamento bulloni delle boccole

Su ogni boccola disposti assialmente lungo l'albero sono presenti due bulloni che consentono il collegamento fra boccola e braccio, di seguito è riportata la successione di calcoli necessaria al dimensionamento dei bulloni stessi.

Sul sistema agiscono due forze esterne, la forza peso che è considerata applicata nel baricentro del braccio ed agisce nella stessa direzione dell'asse di simmetria dei bulloni, quindi la posso considerare come una sollecitazione normale rappresentativa dei diversi contributi in massa delle parti presenti (braccio, guida fissa, guida mobile, molle.); l'altra forza esterna alla quale il sistema è sottoposto è il momento flettente generato da questa forza riportata sull'asse neutro di flessione. Sarà poi anche presente una forza di taglio che agirà in direzione perpendicolare ai bulloni e sarà uguale alla forza centrifuga.

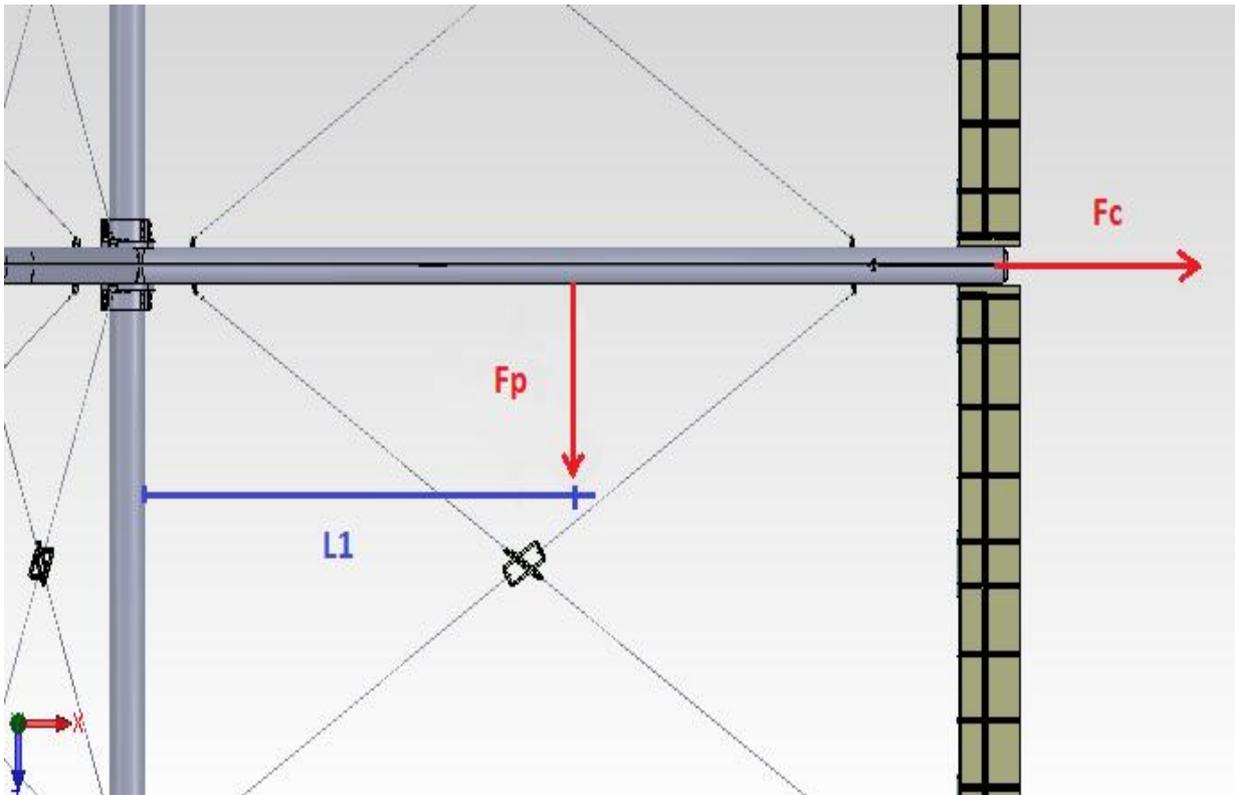


Fig.3.12 Forze agenti sul braccio.

$$F_p = m g$$

m : 100 Kg massa degli elementi costituenti il braccio escluso il profilo

g : accelerazione di gravità

$$F_p = 981 \text{ N}$$

si potrà quindi ricavare il momento flettente che si genera con la rotazione della forza peso F_p

$$M_f = F_p * L_1 = 981 * 2.5 = 2452.5 \text{ Nm}$$

M_f : momento flettente

L_1 : distanza dall'asse neutro di flessione coincide con $r/2$, dove r è la distanza (5 metri) alla quale sono collocati i profili

F_p : forza peso data dai contributi in massa dei diversi elementi costituenti il braccio.

Considero come asse neutro di flessione quel tratto di circonferenza di contatto fra il braccio e l'albero stesso, rispetto al quale avviene la flessione del braccio sottoposto a momento flettente.

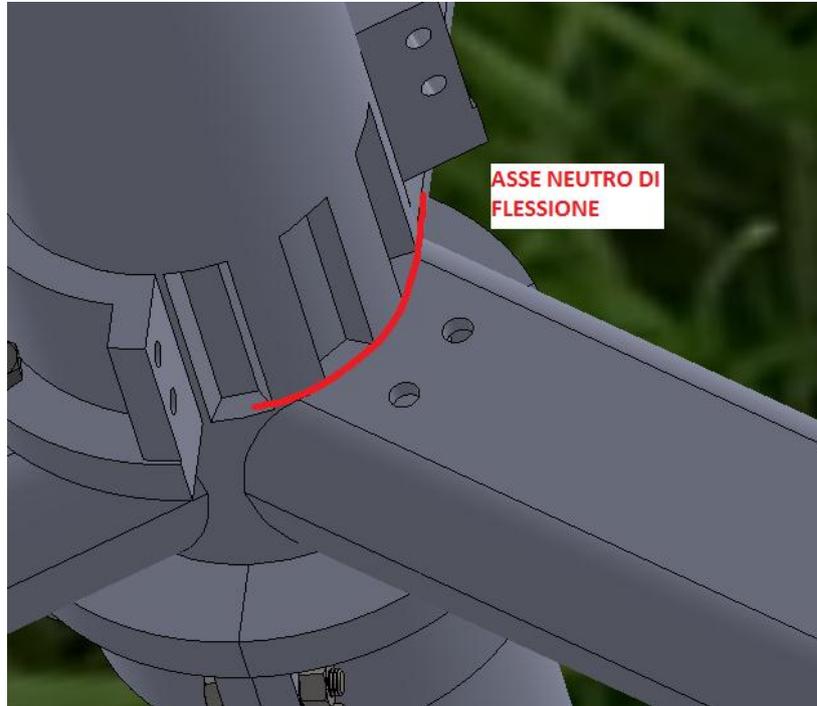


Fig.3.13 Asse neutro di flessione.

Si è poi definito il baricentro G del collegamento bullonato rispetto agli assi cartesiani x ed y, considerando che questo giace su di una circonferenza centrata sull'origine dell'albero, si ha :

$$x_G = \frac{d}{2} + \text{spessore boccola} + \frac{\text{anello esterno boccola}}{2}$$

da cui :

$$x_G = \frac{102}{2} + 20 + \frac{30}{2} = 86 \text{ mm}$$

$$y_G = 0 \text{ mm}$$

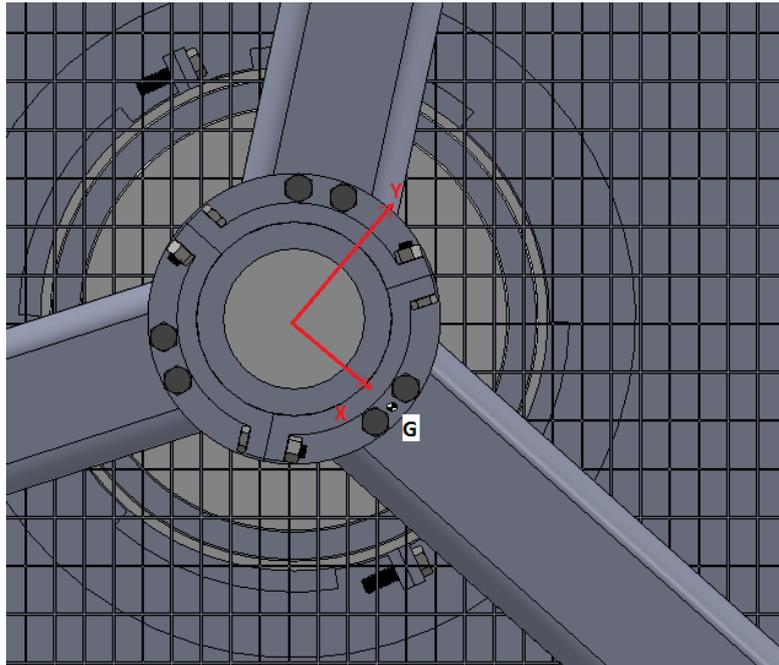


Fig.3.14 Baricentro del collegamento bullonato.

Per il dimensionamento dei bulloni si è dovuto stabilire quale dei due era il più sollecitato, ipotizzando che la forza di taglio e la forza di trazione si ripartiscano uniformemente su entrambi i bulloni, considerare nel dimensionamento uno o l'altro è indifferente in quanto i due bulloni sono simmetrici. Essendo i bulloni di uguale sezione la forza iniziale di serraggio che evita il distacco risulta:

$$F_i = CS \left(\frac{R_t}{\mu} + F_e \right) = CS \left(\frac{R_t}{\mu} + \frac{M_f}{\sum x_i^2} x_1 + \frac{F_p}{n} \right)$$

si definisce:

F_i : forza iniziale di serraggio

R_t : risultante delle componenti tangenziali lungo x e y, costituita dalle sole forze centrifughe, in quanto non è presente momento torcente

F_e : forza esterna

n : numero dei bulloni impiegati

μ : coefficiente d'attrito

CS : coefficiente di sicurezza minimo per garantire il collegamento

$\sum x_i^2$: distanza dell' i-esimo bullone dall'asse neutro

x_1 : distanza del bullone 1 dall'asse neutro di flessione

Si assume :

$\mu = 0.25$ valido per superfici non particolarmente trattate, se le superfici fossero state sabbiate avrei preso $\mu = 0.40$

CS = 2

numericamente avrò :

$$x_1 = x_G - \frac{d}{2} = 86 - \frac{102}{2} = 35mm$$

$\sum x_i^2 = 2*(35)^2 = 2450mm^2$ distanza dell'i-esimo bullone dall'asse neutro di flessione.

La forza centrifuga che agisce nella stessa direzione del braccio sarà:

$$F_c = m \omega^2 r$$

sostituendo si ha : $F_c = 100 * 9.6^2 * 5 = 46080 N$

si può adesso ricavare R_t :

$$R_t = \frac{F_c}{n} = \frac{46080}{2} = 23040 N$$

numericamente si avrà :

$$F_i = 2 \left(\frac{23040}{0.25} + \frac{2452.5 * 10^3}{2450} * 35 + \frac{981}{2} \right) = 255370 N$$

La forza che si scarica su un bullone in fase di esercizio risulta pari a :

$$F_b = Fi + \frac{K_b}{K_b+K_f} FeCS = Fi + 0.25 CS \left(\frac{Mf}{\sum x_i^2} x_1 + \frac{Fp}{n} \right)$$

da cui sostituendo:

$$F_b = 255370 + 0.25 * 2 \left(\frac{2452.5 * 10^3}{2450} * 35 + \frac{981}{2} \right) = 273133 N$$

considerando verosimile un rapporto pari o superiore a tre tra la rigidezza delle parti da collegare (K_f) e quella del bullone (K_b), cioè ($\frac{K_f}{K_b} \geq 3$).

La forza totale massima del bullone in esercizio risulta pari a:

$$F_b = 273133 N$$

La scelta dei bulloni si esegue in base ad F_b attraverso la seguente formula che permette di calcolare l'area minima necessaria e dunque il tipo di filettatura metrica.

$$F_b \leq At Sp$$

Si è deciso di utilizzare dei bulloni di grado SAE 10.9 aventi una tensione di precarico $Sp = 830$ MPa.

Grado SAE	Diametro d (mm)	Tensione di precarico ^a S_p (MPa)	Tensione di snervamento ^b S_y (MPa)	Tensione di rottura S_u (MPa)	Allungam. minimo (%)	Riguzione d'area minimo (%)	Durezza gambo Rockwell	
							Min	Max
4.6	5 fino 36	225	240	400	22	35	B67	B87
4.8	1.6 fino 16	310	-	420	-	-	B71	B87
5.8	5 fino 24	380	-	520	-	-	B82	B95
8.8	17 fino 36	600	660	830	12	35	C23	C34
9.8	1.6 fino 16	650	-	900	-	-	C27	C36
10.9	6 fino 36	830	940	1040	9	35	C33	C39
12.9	1.6 fino 36	970	1100	1220	8	35	C38	C44

^a La tensione limite di precarico corrisponde ad un allungamento permanente non superiore a 0.0025 mm misurato nei bulloni.

^b Valore corrispondente ad una deformazione permanente dello 0,2% misurata sul materiale con macchine di prova.
Fonte: Society of Automotive Engineers-norma J1199 (1979).

Fig.3.15 Caratteristiche dei materiali dei bulloni.

La sezione resistente minima con bulloni di questo tipo risulta essere :

$$At_{min} = \frac{Fb}{Sp} = \frac{273133}{830} = 329 \text{ mm}^2$$

In favore di sicurezza e per una economia di produzione si adotteranno tutti bulloni uguali con un area resistente superiore a quella appena calcolata.

Diametro nominale <i>d</i> (mm)	Passo grosso		Passo fine	
	Passo <i>p</i> (mm)	Sezione resistente <i>A_t</i> (mm ²)	Passo <i>p</i> (mm)	Sezione resistente <i>A_t</i> (mm ²)
3	0,5	5,03		
3,5	0,6	6,78		
4	0,7	8,78		
5	0,8	14,2		
6	1	20,1		
7	1	28,9		
8	1,25	36,6	1	39,2
10	1,5	58,0	1,25	61,2
12	1,75	84,3	1,25	92,1
14	2	115	1,5	125
16	2	157	1,5	167
18	2,5	192	1,5	216
20	2,5	245	1,5	272
22	2,5	303	1,5	333
24	3	353	2	384
27	3	459	2	496
30	3,5	561	2	621
33	3,5	694	2	761
36	4	817	3	865
39	4	976	3	1030

Fig.3.16 Caratteristiche geometriche dei bulloni.

Si è deciso quindi di utilizzare dei bulloni del tipo M 24x250 aventi un $A_t = 353 \text{ mm}^2$ con un valore di A_t che soddisfi il valore minimo, in particolare A_t adottato $\geq A_{t_{min}}$.

In questo caso la forza di serraggio F_s coincide con $F_i = 255370 \text{ N}$ ed il momento di serraggio vale :

$$M_s = 0.2 F_s d = 0.2 * 255370 * 24 = 1225 \text{ Nm}$$

Il collegamento si è progettato per attrito, e nel caso di una eventuale perdita di attrito tra le pareti si esegue la verifica a taglio e sforzo normale del bullone.

La tensione massima di taglio sul bullone risulta:

$$\tau_{max} = \frac{4 R t}{3 A t} = \frac{4 \cdot 23040}{3 \cdot 353} = 87 \text{ MPa}$$

La tensione residua massima assiale in assenza di attrito risulta, invece pari a:

$$\sigma_{MAXres} = \frac{F e}{A t} = \frac{\frac{M f}{\sum x_i^2} x_1 + \frac{F p}{n}}{A t} = \frac{\frac{2452.5 \cdot 10^3}{2450} \cdot 35 + \frac{981}{2}}{353} = 100 \text{ MPa}$$

La tensione equivalente calcolata secondo il criterio di Von Mises risulta dunque:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \tau^2} = \sqrt{100^2 + 3 \cdot 87^2} = 180 \text{ MPa}$$

La tensione equivalente σ_{eq} deve risultare inferiore alla tensione ammissibile del materiale pari a :

$$\sigma_{amm} = \frac{S y}{C S} = \frac{940}{2} = 470 \text{ MPa}$$

6. Tiranti orizzontali

Per le travi a sezione circolare piena soggette a trazione il calcolo del coefficiente di sicurezza è indifferente per qualsiasi asta si consideri in quanto tutte queste sono soggette al medesimo carico di trazione.

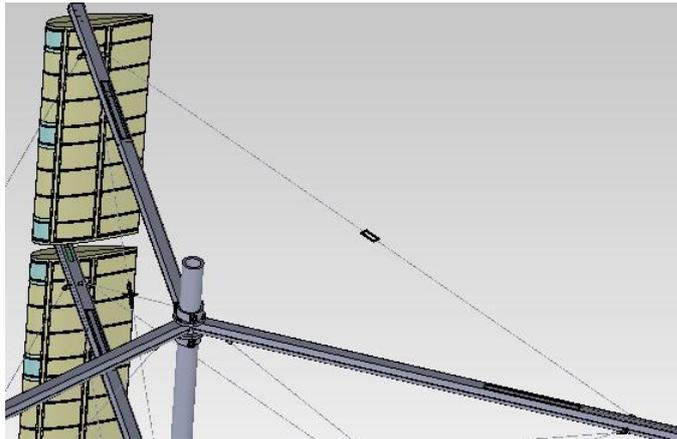


Fig.3.17 Tiranti orizzontali.

Si è deciso di realizzare i tiranti in Acciaio inossidabile AISI 630, che è un acciaio inossidabile martensitico al Cr, Ni, Cu che unisce alla resistenza alla corrosione caratteristiche tensili e di durezza superficiale acquisite grazie a trattamenti termici di invecchiamento.

TRATTAMENTO TERMICO

Solubilizzazione a 1040°C acqua aria. Invecchiamento 480÷620°C (1-4 ore).

Ricottura di lavorabilità 620÷760°C (2-4 ore).

CARATTERISTICHE FISICHE

MODULO DI ELASTICITÀ 200.000 [N/mm²]

CONDUTTIVITÀ TERMICA 16 [W/mK]

CALORE SPECIFICO 500 [J/KgK]

COEFFICIENTI DILATAZIONE LINEARE	(20°-200°)	10.8 [10 ⁻⁶ k ⁻¹]
	(20°-400°)	11.6 [10 ⁻⁶ k ⁻¹]
	(20°-600°)	12.0 [10 ⁻⁶ k ⁻¹]

CARATTERISTICHE MECCANICHE A TEMPERATURA AMBIENTE DOPO RICRISTALLIZZAZIONE

CARICO DI SNERVAMENTO	$RP_{0.2} 1000_{max} (*)$ [N/mm ²]
CARICO DI ROTTURA TENSILE	$Rm 1270_{max} (*)$ [N/mm ²]
ALLUNGAMENTO	A 5% $18_{max} (*)$
DUREZZA BRINNEL HB	≤ 360

I valori riportati (*) sono variabili in funzione del trattamento termico, verosimilmente si può pensare di avere un $Sy = 520$ MPa.

Questa tipologia di acciai vengono utilizzati per tutti i particolari fortemente sollecitati che operano in ambienti corrosivi sia nell'industria chimica che motoristica. Per esempio: valvole per industria petrolifera, valvole per turbina, tiranti, alberi portaelica, palette per turbina, ingranaggi, bulloneria, molle, cavi per sostegni in acqua di mare.

In questo caso si è deciso di impiegarli perché migliorano la compattezza della struttura, evitando che quest'ultima durante il suo funzionamento sottoposta alle elevate forze centrifughe tenda ad aprirsi.

I tiranti collegano le superfici laterali di due bracci sfalsati di 120° l'uno dall'altro, ogni collegamento è formato da una staffa centrale e da due tiranti lunghi 3561 mm ognuno, che sono stati dimensionati nelle pagine seguenti.

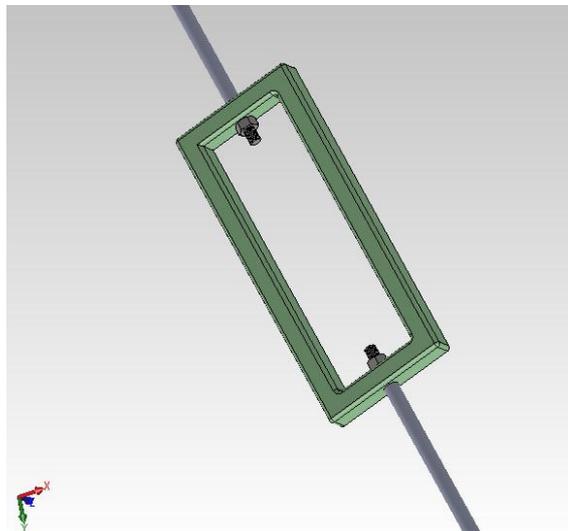


Fig.3.18 Tiranti su staffa.

Questi essendo uno esattamente di fronte all'altro lavorano come un corpo unico presentando però il vantaggio di essere divisi.

I tiranti sono collegati alla staffa tramite dei dadi, mentre sono collegati alla superficie laterale della struttura con l'utilizzo di ciambelline filettate femmina che accolgono al loro interno il filetto maschio del tirante, mentre vengono accoppiate per interferenza con dei ganci ad U a loro volta fissati tramite dei bulloni al braccio dell'impianto eolico.

Si è effettuato un dimensionamento di massima per stabilire il diametro necessario con cui realizzare i tiranti.

Come è noto il tirante lavora solo a sforzo normale, in questo caso su ogni braccio è presente la forza centrifuga F_c che agisce verso l'esterno. Su ogni braccio sono montate due coppie di tiranti, quindi la forza centrifuga che agisce su ogni coppia di tiranti sarà $F_c/2$.

Da figura è facile notare come la componente della forza centrifuga nella direzione del tirante sia inclinata di un angolo di 30° .

Quindi la forza che agisce lungo il tirante sarà :

$$F_T = \frac{F_c}{2} \cos 30^\circ = \frac{46080}{2} \cos 30^\circ = 19953 \text{ N}$$

Si è quindi fissato il valore del coefficiente di sicurezza $CS = 2$ con il quale verranno dimensionato i tiranti.

Si può quindi allora determinare σ_T :

$$CS = \frac{S_y}{\sigma_{Tmax}} \quad \text{da cui} \quad \sigma_{Tmax} = \frac{S_y}{CS} = \frac{520}{2} = 260 \text{ MPa}$$

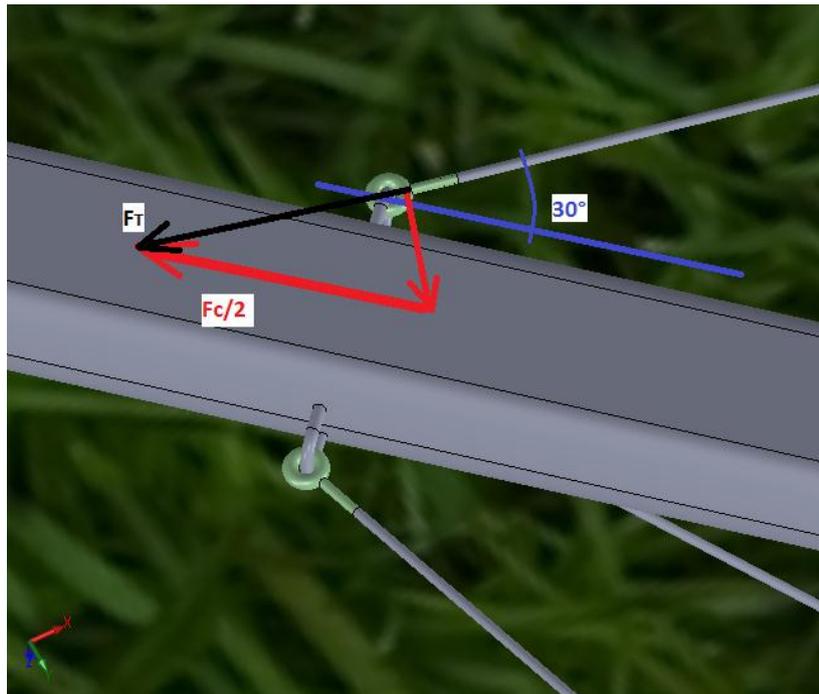


Fig.3.19 Rappresentazione delle forze che agiscono sul tirante.

Essendo poi:

$$\sigma_{Tmax} = \frac{F_T}{A_T} = \frac{4 F_T}{\pi d_T^2}$$

$$da\ cui\ si\ ricava\ d_T = \sqrt{\frac{4 F_T}{\pi \sigma_{Tmax}}} = \sqrt{\frac{4 * 19953}{\pi * 260}} = 9.8\ mm$$

Si decide quindi di realizzare dei tiranti aventi un diametro di 10mm.

7. Carrelli e rotaia

Un altro aspetto a cui è stata data molta importanza e che ha necessitato di uno studio approfondito è stata la progettazione del sistema di guida carrelli-rotaia.

La rotaia è stata realizzata per due motivi fondamentali, in primis costituisce un percorso guidato per il funzionamento della macchina durante la rotazione e quindi favorisce il corretto utilizzo della stessa, permettendo di scaricare a terra il peso dell'intera struttura evitando così sollecitazioni aggiuntive che possono compromettere strutturalmente le parti ed evitando possibili rischi di ribaltamento.



Fig.3.20 Vista dall'alto rotaia completa di carrelli.

La rotaia ha un diametro di 10 m ed è costituita assemblando fra loro dieci diversi elementi l'unione di questi va a costituire la rotaia completa.



Fig.3.21 Elemento della rotaia.

Le varie parti vengono assemblate fra loro unendo con dei bulloni M 20 delle flange di collegamento poste nella parte sottostante di ogni elemento costituente la rotaia. Queste flange per le quali viene ricavata una opportuna sede in ogni elemento costituiscono il tramite fra un elemento ed il suo precedente e successivo.

Nella parte superiore di ogni elemento ovvero dell'intera rotaia vengono ricavate due guide per poter alloggiare le due coppie di ruote dei carrellini aventi un diametro esterno di 50mm ed un battistrada di 23 mm.

I carrellini oltre ad essere muniti di due coppie di ruote classiche in Nylon, montano anche due ruote radiali anch'esse di Nylon sul lato esterno della rotaia aventi un duplice funzionamento : evitare un possibile ribaltamento e consentire il centraggio radiale dei carrelli sulla rotaia.

Le ruote radiali hanno un diametro di 20mm ed un battistrada di 11mm.

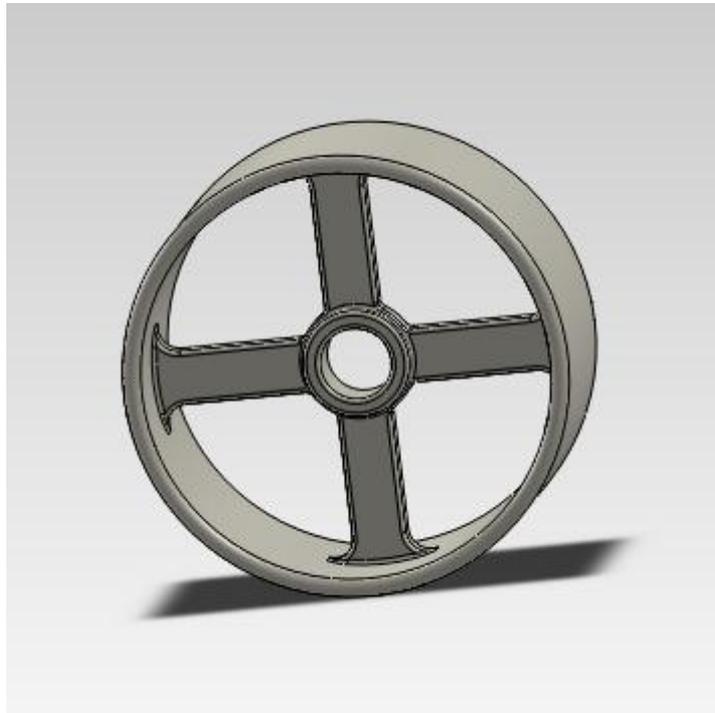


Fig.3.22 Ruota.

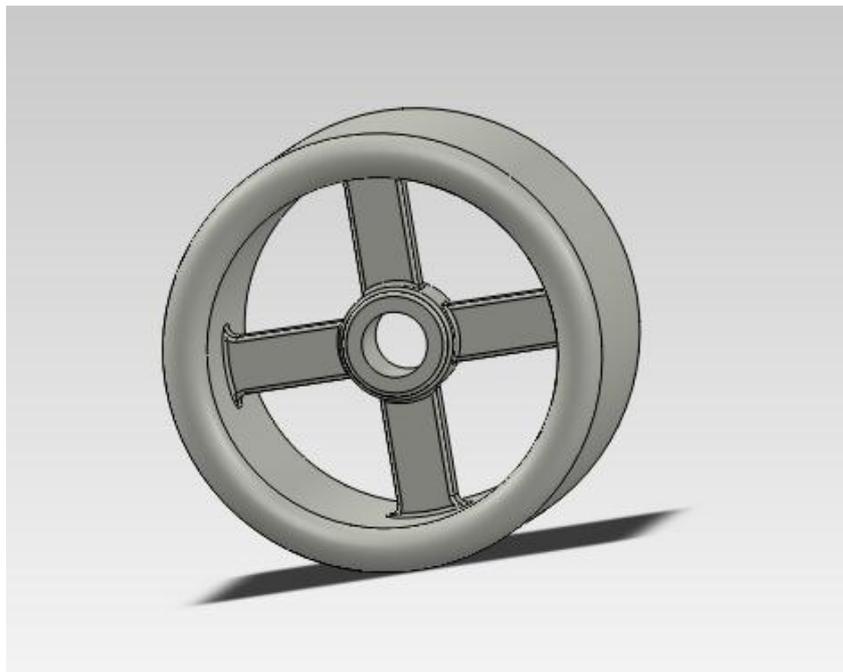


Fig.3.23 Ruota radiale.

Su ogni elemento di rotaia si trovano dei piedini opportunamente spaziati fra loro che consentono di ancorare su delle traversine l'intera struttura garantendo un appoggio stabile. I piedini si fissano con dei bulloni M24 direttamente a delle traversine in cemento che opportunamente spaziate tra loro costituiscono la base di appoggio della guida. Le traversine vengono disposte una ogni 18° , risultando quindi essere 20.

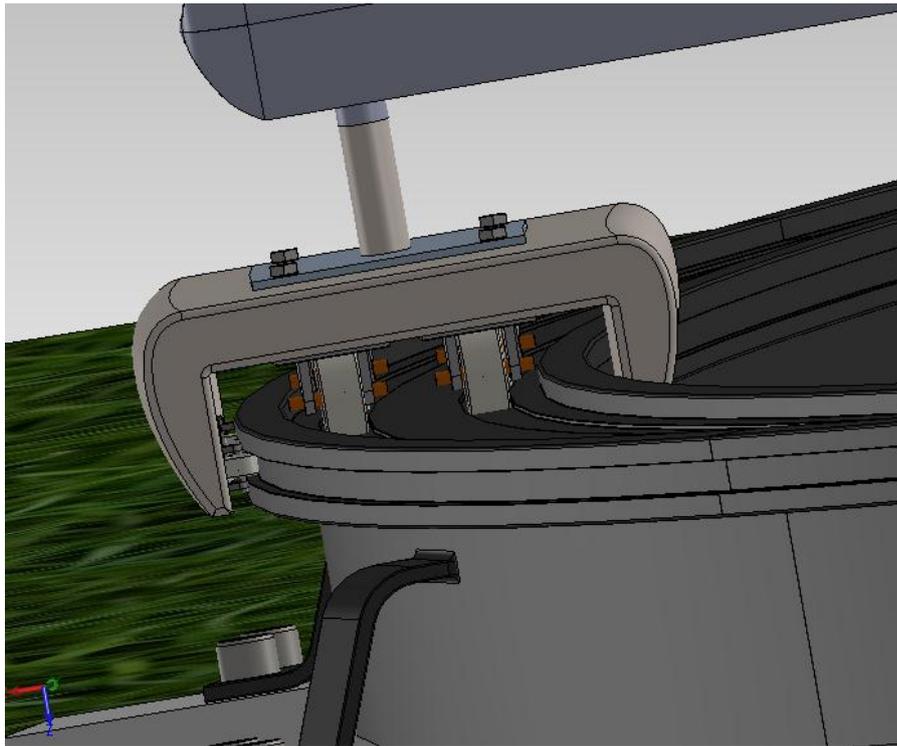


Fig.3.24 Carrello montato.

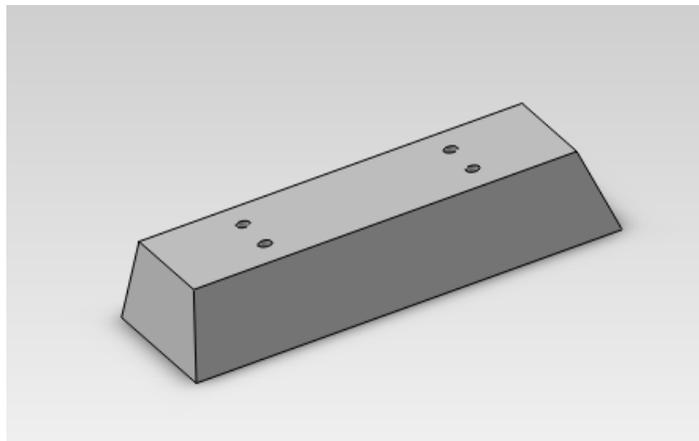


Fig.3.25 Traversina.

In totale si hanno tre carrelli i quali nella parte sovrastante hanno imbullonata con bulloni M10 una staffa dotata di un prolungamento di forma ellittica della lunghezza di 80mm che grazie ad un collegamento per interferenza con il prolungamento della terna di bracci, consente quindi una rotazione guidata e sempre in sicurezza.

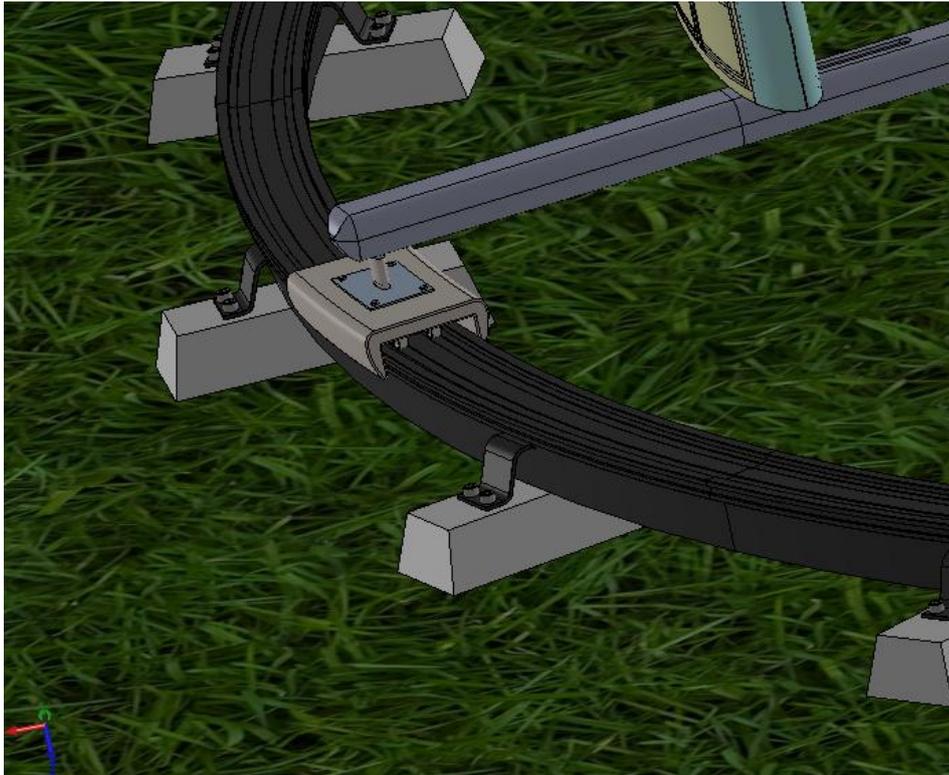


Fig.3.26 Carrello su rotaia.

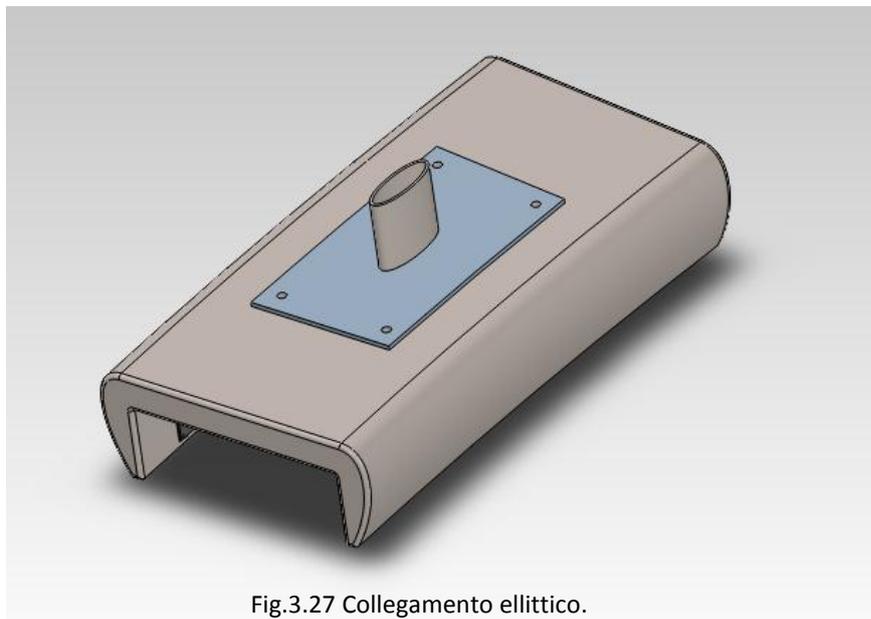


Fig.3.27 Collegamento ellittico.

Durante il funzionamento, il vento, gli agenti atmosferici e quant'altro possono favorire l'avvicinamento alla macchina di diversi tipi di detriti, foglie, sporcizia, sassi ecc..

Questi componenti di natura diversa potrebbero fraporsi fra le ruote dei carrelli e la guida peggiorando il rotolamento delle stesse, quindi si è pensato di ovviare a questo con una soluzione meccanica, ovvero un parasassi che protegge i carrelli durante il moto.

Il parasassi è presente sia sulla parte interna che su quella esterna, la protezione alla rotaia è garantita con la presenza di dieci tratti di lamiera. Queste lamiere hanno una sezione a C con la base lunga 80mm che viene fissata con dei bulloni M16 alla mezzeria delle traversine, la lamiera poi è alta 320mm e la parte superiore è lunga invece 280mm, in questo modo la parte di guida che rimane scoperta è molto limitata mantenendo lo spazio necessario per consentire il collegamento fra braccio e carrello senza urtare la lamiera.

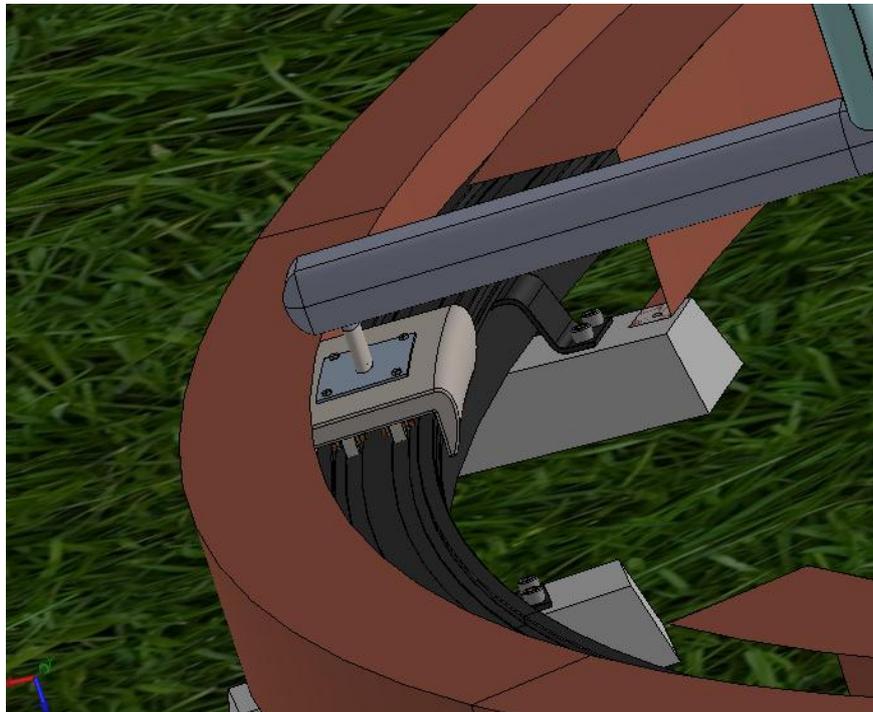


Fig.3.28 Protezione della rotaia.

Durante la vita dell'impianto eolico si possono verificare fenomeni di usura che possono pregiudicare il funzionamento dell'impianto stesso, precisamente questi fenomeni di usura si registrano nella zone di contatto fra le ruote dei carrelli e le guide, e sono essenzialmente due : usura adesiva e usura per fatica superficiale.

USURA ADESIVA

Durante il moto relativo fra i due corpi ovvero fra le ruote e la guida le microgiunzioni che si formano in corrispondenza delle asperità superficiali si spezzano: se la rottura avviene in corrispondenza della superficie di separazione dei due corpi, non si ha usura, mentre in caso contrario si verifica usura, che per il meccanismo che la origina si dice adesiva. Il volume V di materiale asportato è proporzionale all'area effettiva di contatto e allo spostamento relativo s dei due corpi, per cui si ha:

$$V = K_a A_c s = K \frac{N_s}{R_s}$$

Con K_a costante di proporzionalità. Si vede che il volume di materiale asportato :

- è proporzionale allo spostamento relativo
- è proporzionale al carico applicato
- è inversamente proporzionale alla tensione di snervamento e alla durezza superficiale del materiale più tenero

Queste leggi sono verificate solo con una certa approssimazione. In particolare quando la pressione media di contatto(carico diviso per l'area apparente di contatto)è maggiore di $R_s/3$ circa, il tasso di usura cresce molto più rapidamente all'aumentare del carico.

USURA PER FATICA SUPERFICIALE

Secondo la teoria di Hertz si dimostra che nel contatto fra due corpi premuti l'uno contro l'altro, la sollecitazione è massima ad una certa profondità che in molti casi di interesse tecnico è dell'ordine di 0.1-0.3mm. Se il carico viene ripetutamente applicato può originarsi una fessura che anche dopo milioni o miliardi di cicli può propagarsi ed estendersi fino alla superficie con conseguente distacco di una scaglia di materiale. Questo tipo di usura detto pitting è tipico dei contatti a rotolamento con o senza strisciamento sotto forti pressioni, per ridurre questo fenomeno si deve evitare di impiegare lo stesso materiale per i due elementi cinematici della guida, infatti le ruote sono state realizzate in Nylon, mentre la guida in acciaio.

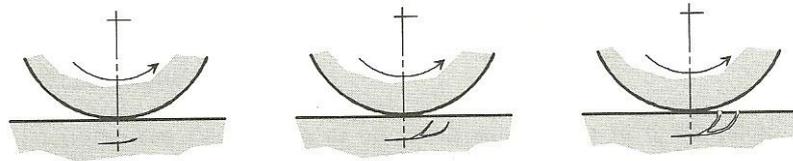


Fig.3.29 Fatica superficiale, schema della propagazione della fessura.

CAPITOLO 4

Studio agli elementi finiti

1. Introduzione allo studio

Dopo aver dimensionato con il metodo di progettazione classico (svolto nel capitolo precedente) i vari elementi dell'impianto eolico tra cui il diametro esterno dell'albero, il diametro dei tiranti ecc.. si è voluto effettuare uno studio agli elementi finiti dei particolari qui considerati per vedere se i risultati ottenuti in precedenza fossero analoghi a quelli trovati con uno studio di natura diversa.

Si riportano quindi di seguito le analisi agli elementi finiti effettuate con il software integrato in SolidWorks.

2. Albero

L'albero deve trasmettere un momento torcente $M_t = 10420 \text{ Nm}$, su una estremità l'albero è collegato direttamente al generatore Torque, quindi questo collegamento lo si può considerare come un incastro in quanto deve trasmettere coppia.

Si è quindi proceduto a vincolare il pezzo e caricarlo nella maniera appropriata e poi si è realizzata la mesh necessaria per l'avviamento dello studio.

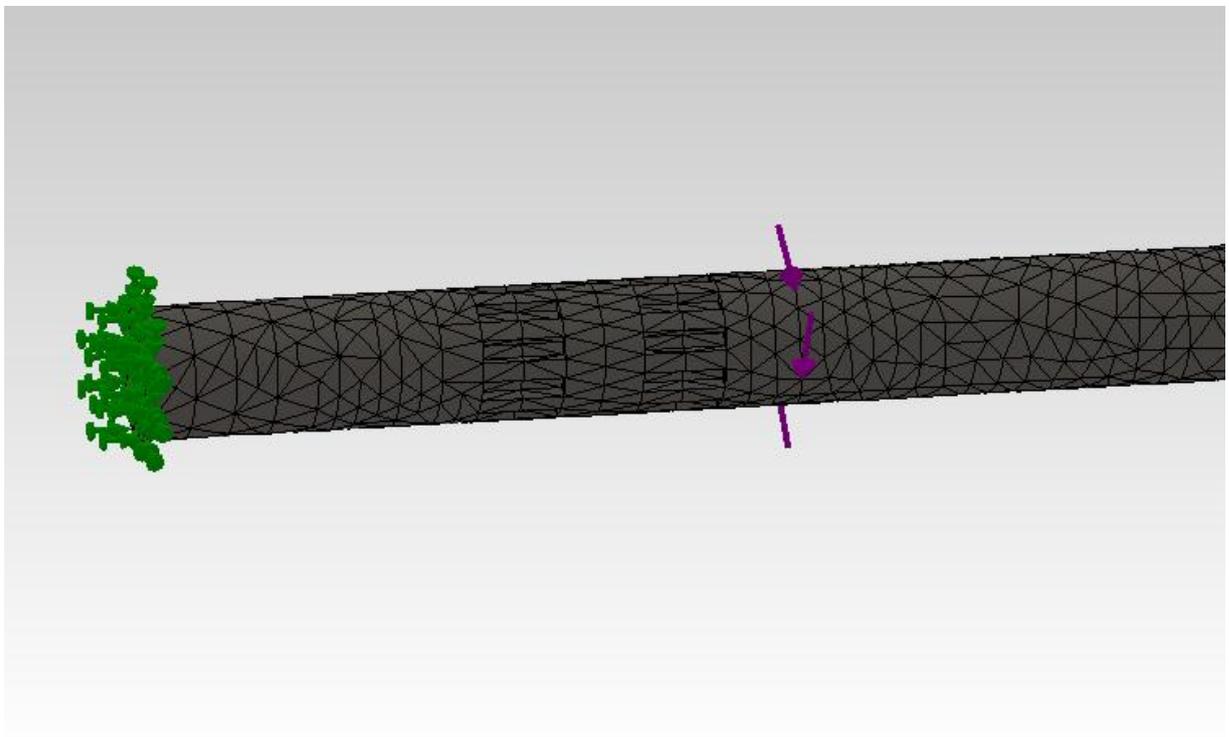


Fig.4.1 Albero con vincolo, coppia e mesh.

La mesh ottenuta e utilizzata per la risoluzione è costituita da :

N. di nodi = 106172

N. di elementi = 63298

Risolta la configurazione caricata come nel modo rappresentato si sono visionati i risultati di maggior interesse tra i quali l'andamento delle tensioni e l'andamento degli spostamenti.

Per quanto riguarda le tensioni, il modello ottenuto mostra una concentrazione di queste localizzata nelle scanalature necessarie alla trasmissione del moto con le boccole; qui, le tensioni raggiungono valori dell'ordine dei 215 MPa secondo il criterio di Von Mises, mentre nella parte dove non si sono ricavate le scanalature, le tensioni sono nell'ordine dei 90 MPa.

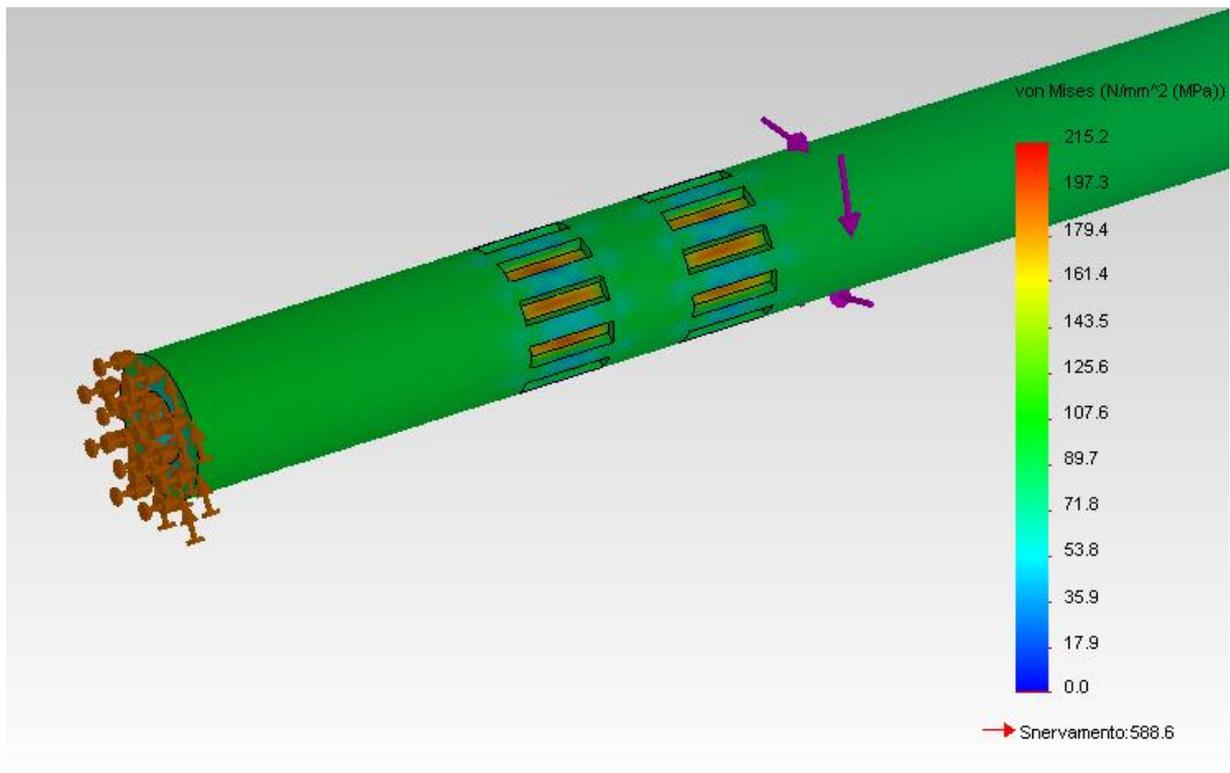


Fig.4.2 Andamento delle tensioni.

Il materiale con cui è stato realizzato l'albero è 38NiCrMo4 ed ha una tensione di snervamento pari a 588.6 MPa.

Determinando il coefficiente di sicurezza CS si ottiene:

$$CS = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{588.6}{215.2} = 2.7$$

Questo andrà confrontato con il coefficiente di sicurezza $CS = 2$, impostato nel capitolo precedente che ci ha permesso di ottenere un diametro esterno dell'albero di 100 mm.

Si può quindi osservare che paragonando fra loro i due coefficienti di sicurezza si può dire che lo studio effettuato senza gli elementi finiti è più conservativo.

Si è potuto poi valutare l'entità degli spostamenti che si hanno sull'albero; è intuitivo che gli spostamenti maggiori si otterranno all'estremità dell'albero perché si è più lontani dall'incastro.

Lo spostamento massimo che si registra è di 2.8 mm e considerando che l'albero è lungo 12518 mm lo si può considerare tollerabile perché molto piccolo.

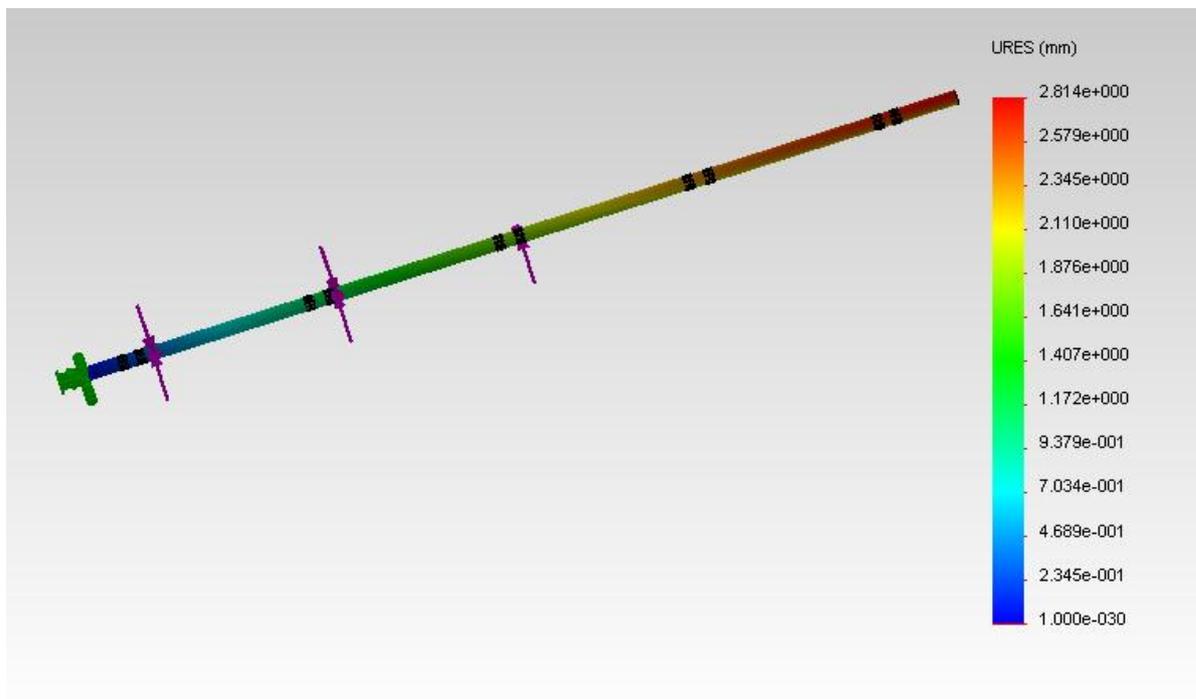


Fig.4.3 Entità degli spostamenti.

3. Tiranti orizzontali

Lo studio è stato anche effettuato sui tiranti, questi sono stati realizzati in un acciaio AISI 630 acciaio utilizzato appositamente per la realizzazione di tiranti; questi sono lunghi 3561 mm e hanno una $S_y = 520$ MPa.

Si è considerato il tirante vincolato come un incastro su una estremità e si è applicato un carico nell'estremità opposta, il carico applicato $F_T = 19953$ N agisce con la stessa intensità lungo tutta la lunghezza del tirante, essendo uno sforzo normale.

Si è così realizzata la mesh e si è creato lo schema come riportato in figura.

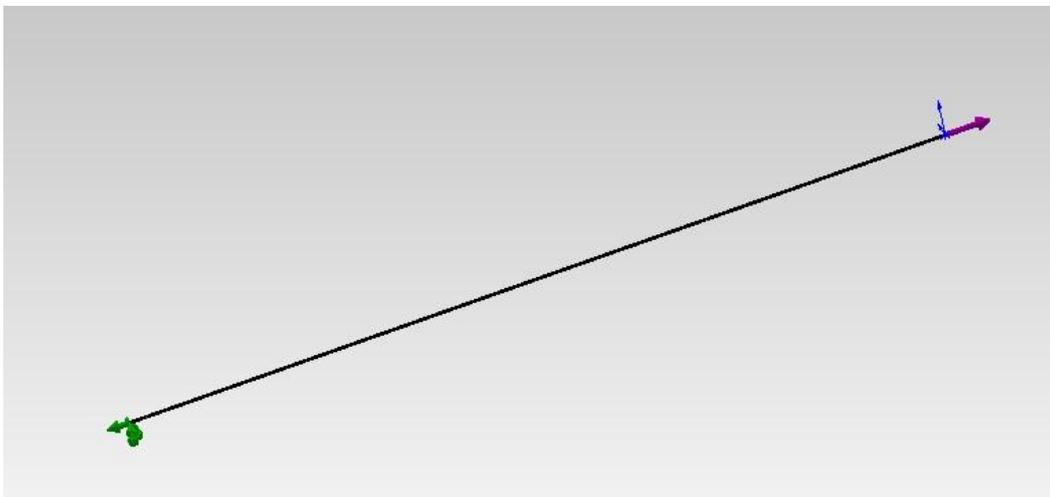


Fig.4.4 Schema del tirante.

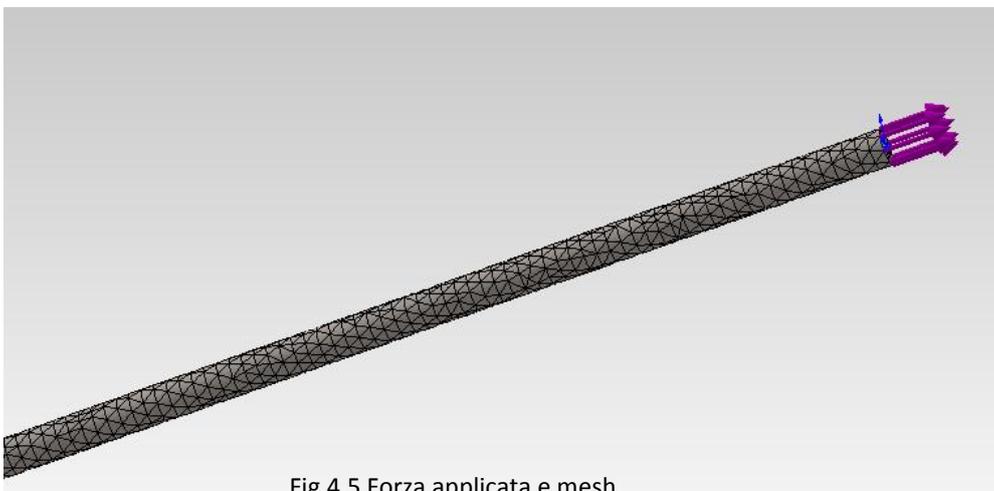


Fig.4.5 Forza applicata e mesh.

La mesh realizzata ha le seguenti caratteristiche:

N. di nodi = 84105

N. di elementi = 47862

Si è così mandato in esecuzione il programma e si sono andati a visionare i risultati più significativi ottenuti tra i quali le sollecitazioni, gli spostamenti e il coefficiente di sicurezza.

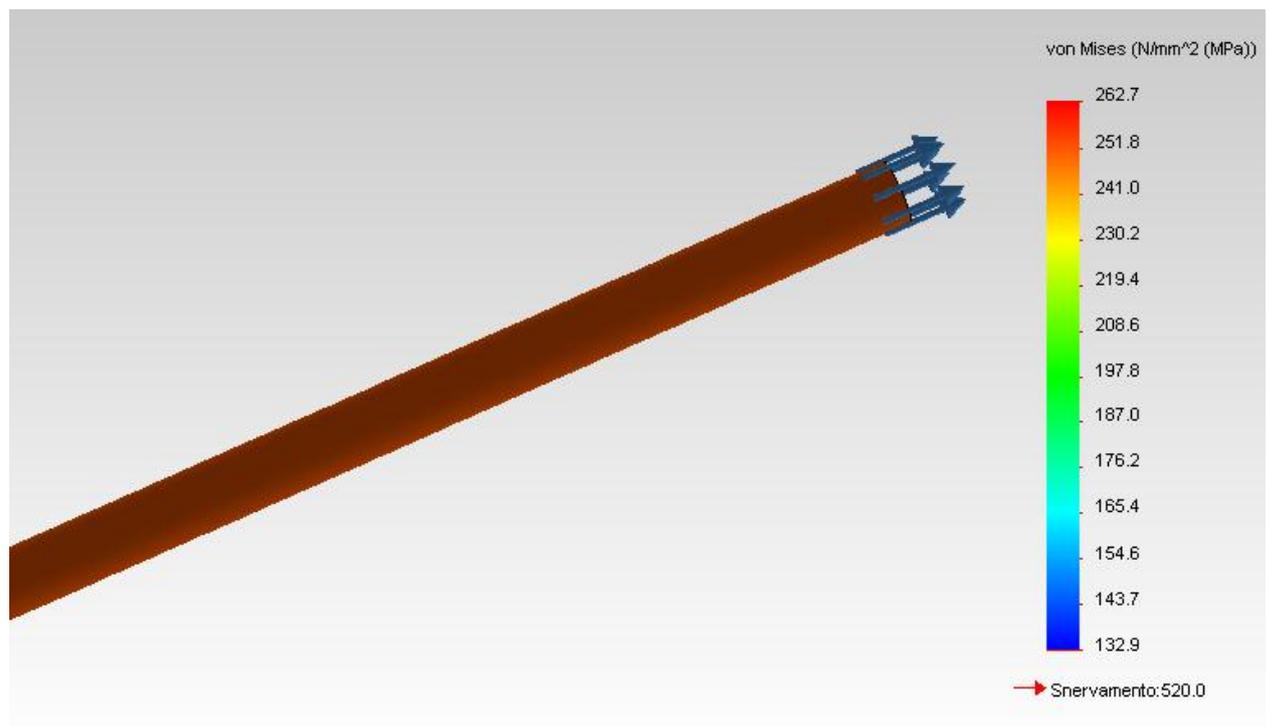


Fig.4.6 Andamento delle sollecitazioni.

Applicando la forza F_T all'estremità e andando a visionare le sollecitazioni che si ottengono, è facile vedere che tutto il tirante è soggetto ad una trazione della stessa intensità come è auspicabile, in quanto i tiranti lavorano solo a sforzo normale.

Si ottiene quindi per tutto il tirante una sollecitazione di 262 MPa, che sarà molto simile a quello ottenuta analiticamente di 260 MPa, si è poi confrontato il coefficiente di sicurezza trovato con il metodo degli elementi finiti con quello stabilito in fase progettuale.

Come si può notare dalla figura sottostante il coefficiente di sicurezza nella zona più sollecitata raggiunge il valore di 1.98 che è praticamente lo stesso che si era stabilito in fase progettuale per determinare il diametro dei tiranti ($d_T = 10 \text{ mm}$) affinché fossero mantenute le condizioni di sicurezza necessarie.

Successivamente si sono graficati i valori degli spostamenti che si hanno lungo il tirante e come è facile immaginare l'entità massima dello spostamento la si ha all'estremità del tirante.

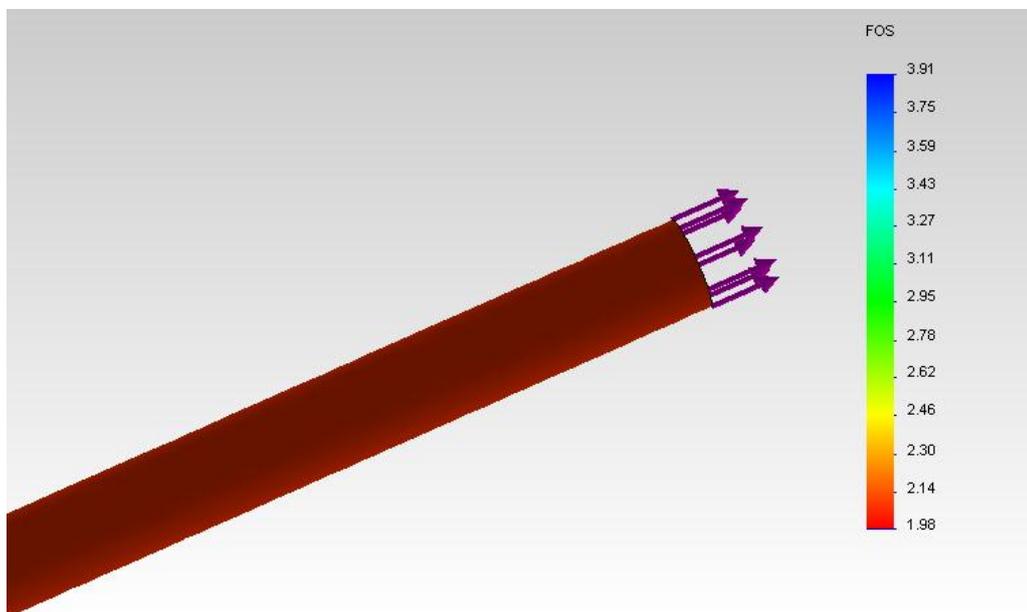


Fig.4.7 Andamento del coefficiente di sicurezza.

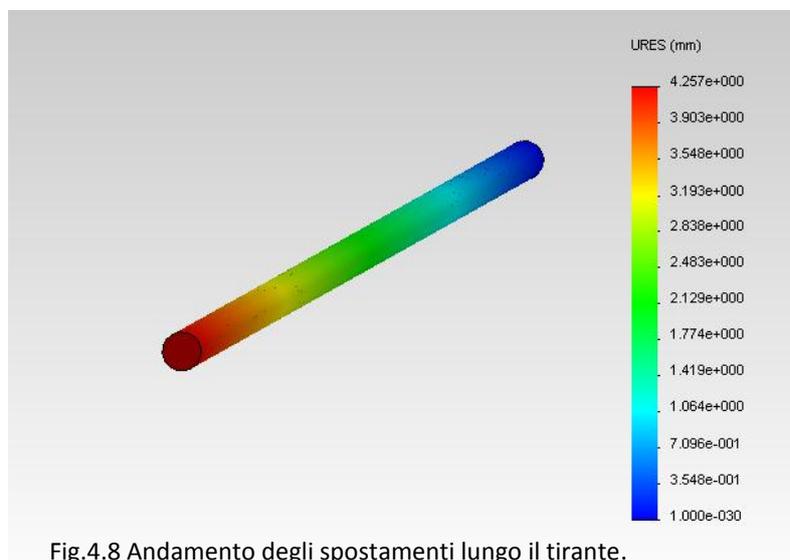


Fig.4.8 Andamento degli spostamenti lungo il tirante.

CAPITOLO 5

Generatore elettrico

1. Introduzione

L'installazione del generatore eolico ad asse verticale viene effettuata come è logico supporre per la produzione di energia elettrica, l'energia del vento viene convertita in energia meccanica grazie alla presenza dei profili alari che consentono alla struttura di poter ruotare, a sua volta l'energia meccanica viene utilizzata per creare energia elettrica.

Per fare questo serve un elemento che veda all'ingresso energia meccanica e in uscita produca energia elettrica, questi elementi in commercio sono i generatori.

La soluzione che si è adottata, prevede la collocazione di un generatore di tipo Torque in uno scavo effettuato esattamente sotto l'albero, il generatore

riceve il moto direttamente dall'albero in quanto è collegato con questo e senza bisogno di un moltiplicatore di giri esterno converte l'energia meccanica derivante dalla rotazione in energia elettrica.

2. Descrizione

La scelta della turbina che deve funzionare costantemente anche con venti instabili e sottoposti a frequenti cambi di direzione giustifica la scelta della soluzione ad asse verticale che consente dal 20% al 40% in più di energia rispetto al sistema con asse orizzontale, che necessita di un vento costante in direzione delle pale.

A seguito delle esigenze riscontrate in termini di produzione di energia elettrica si è deciso di utilizzare un motore Torque tipo SINAMICS S120 di produzione SIEMENS, noto per la sua silenziosità ed efficienza di funzionamento, il quale viene collegato direttamente alla turbina, il suo compito è quello di funzionare come generatore di corrente girando alla sollecitazione delle pale mosse dall'energia del vento, ma anche se necessario far girare la turbina in fase di avviamento quando questa si "aggancia" al vento.

Questo motore viene garantito per un tempo di vita di 25 anni, la tecnologia lineare e rotativa di questa serie di motori consente considerevoli aumenti di prestazioni con significativi risparmi energetici. Caratteristica intrinseca di questo elemento è la possibilità di accoppiare direttamente il motore al carico da pilotare : i motori Torque sono capaci di movimentare direttamente la meccanica che viene loro associata, non necessitando di altri componenti per la trasmissione del moto. Ne risulta una vera e propria integrazione a bordo macchina e consente l'eliminazione di complesse catene cinematiche.

Tutte le caratteristiche del motore sono indicate nella targhetta applicata al corpo dello stesso e nella documentazione tecnica commerciale e specifica.

3. Componenti

COMPONENTI MOTORE

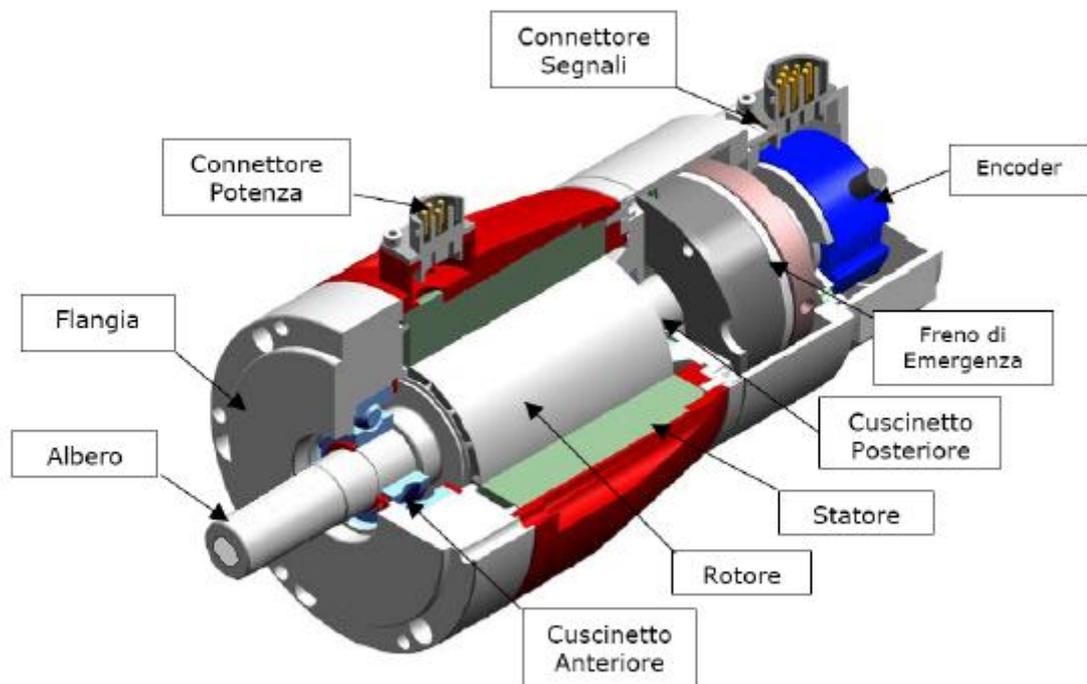


Fig.5.1 Spaccato motore Torque.

- albero motore : struttura in cui viene calettato il rotore secondo appositi attacchi;
- supporto statore : lo statore contenente gli avvolgimenti dovrà essere fissato su un piano metallico dissipante realizzato con una lavorazione che favorisca la dissipazione del calore;
- sistema di retroazione : si tratta di un sistema ottico o magnetico che fornisce all'azionamento elettronico, utilizzato per l'alimentazione, le informazioni della posizione angolare del rotore. Questo sistema dovrà avere caratteristiche compatibili con l'elettronica utilizzata ed il grado di precisione richiesta;

- sistema di cablaggio : costituito da cavi che permettono l'alimentazione dello statore e del sistema di retroazione. I cavi dovranno essere scelti in base alle potenze richieste ed al tipo d'applicazione;
- sistema ad encoder integrati : per la regolazione del numero di giri e della posizione vengono scelti in funzione dell'applicazione;
- sistema frenante : tutti i freni montati sui motori sono di stazionamento del tipo a sicurezza intrinseca (senza tensione il freno blocca il motore), possono essere usati solamente per bloccare il motore fermo, e non per frenate dinamiche. I valori dell'alimentazione sono indicati in etichetta con la relativa tolleranza del valore di tensione accettata, nel caso che questa condizione non sia rispettata si può avere un'apertura parziale o la non apertura del freno;
- cuscinetto : i cuscinetti dei motori Torque completi sono a lubrificazione permanente e dimensionati per una temperatura ambiente minima di funzionamento di -15 °C.

L'avvolgimento dello statore è realizzato con un elevato grado di protezione, mentre la protezione generale del motore completo e installato dipende dalla struttura e dalle altre parti elettriche (sensori, connessioni, ecc..) utilizzate.

Bloccato il rotore in posizione si collocherà nella sua sede la parte statorica centrandola sul suo supporto e fissandola con le previste viti di chiusura: utilizzare sempre viti in acciaio in tutti i punti di fissaggio previsti bloccandole saldamente ed utilizzando collante frenafili forte.

Il motore dovrà in questa fase essere completato con le parti finali previste dall'applicazione come il cuscinetto posteriore, il trasduttore di posizione e le coperture necessarie, poi si procederà al cablaggio elettrico del motore.

Terminate queste operazioni d'installazione si potrà procedere ad un ciclo di test a vuoto alimentando il motore mediante idoneo azionamento

elettronico: tarare al 15% la corrente nominale di funzionamento rispetto a quanto previsto nel ciclo nominale di funzionamento ed effettuare un ciclo di prova : l'albero dovrà muoversi regolarmente nei due sensi di marcia.

4. Procedura canonica di progettazione

Questo prodotto viene realizzato per svolgere compiti di movimentazione, essi eseguono movimenti rotanti nell'esecuzione di un ciclo di lavoro predefinito. Tutte le movimentazioni devono essere eseguite in modo ottimale dal punto di vista temporale, devono pertanto soddisfare le esigenze di elevata dinamicità, cioè tempi di risposta brevi e ampio campo di regolazione cioè elevata risoluzione per posizionamenti precisi.

DIMENSIONAMENTO

La scelta del motore avviene sulla base della coppia necessaria che è definita dal tipo di impiego; per il calcolo della coppia che il motore deve fornire devono essere noti, oltre alla coppia di carico che è definita dal tipo di applicazione, anche i seguenti dati meccanici:

- masse movimentate
- diametro della puleggia motrice
- rapporto di trasmissione
- indicazione sulle resistenze d'attrito
- rendimento meccanico
- corsa di movimentazione
- velocità massima
- accelerazione e decelerazione massima

La base per la definizione dei motori sono le curve caratteristiche limite specifiche per il tipo di motore.

Queste descrivono l'andamento della coppia e della potenza riferito alla velocità e tengono conto dei limiti del motore sulla base della tensione del circuito intermedio, la tensione del circuito intermedio è a sua volta dipendente dalla tensione di rete.

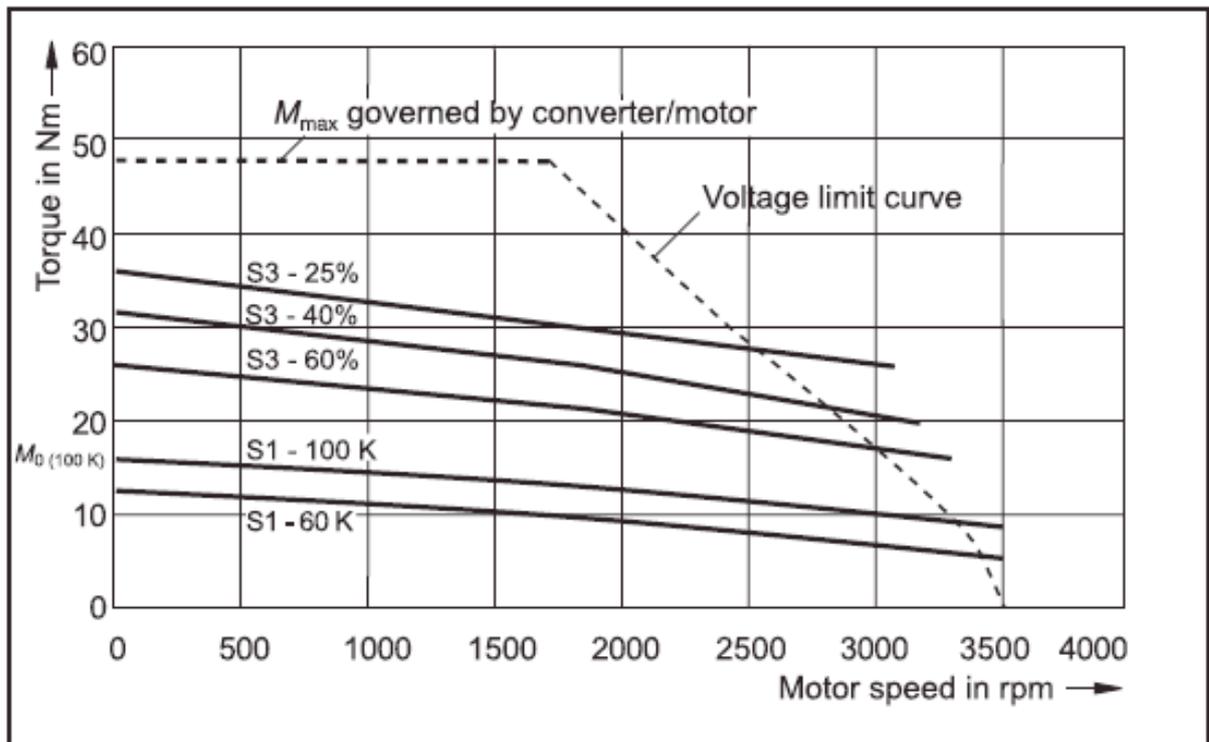


Fig.5.2 Esempio di curve caratteristiche limite del motore Torque.

Tali curve descrivono l'andamento della coppia riferita alla velocità e tengono in considerazione i limiti del motore sulla base della tensione di rete e della funzione di alimentazione.

La scelta del motore avviene sulla base del carico richiesto dall'applicazione, per i vari tipi di carico si devono utilizzare diverse curve caratteristiche.

Sono definite le seguenti tipologie di funzionamento:

- cicli con durata di inserzione costante
- cicli di carico con durata di inserzione variabile
- cicli di carico generici

L'obiettivo è trovare punti di lavoro caratteristici per la coppia e la velocità in base ai quali definire il motore a seconda del carico.

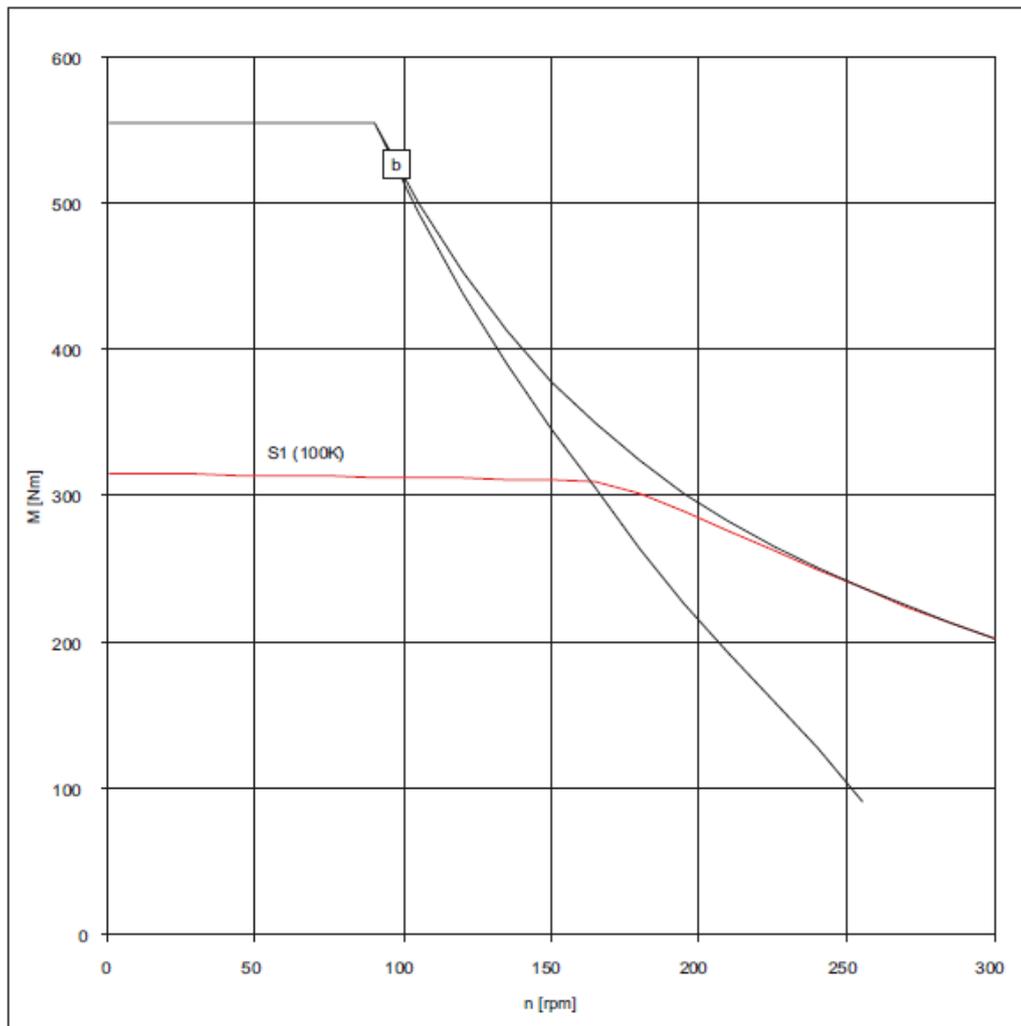


Fig.5.3 Esempio di curva caratteristica limite per il motore.

Nella definizione del motore si devono considerare i seguenti criteri:

- rispetto dei limiti dinamici, cioè tutti i punti coppia-velocità del carico devono trovarsi al di sotto delle relative curve caratteristiche limite;
- i limiti termici devono essere rispettati ovvero nel caso di motori sincroni la coppia motore effettiva alla velocità media calcolata sulla base del

ciclo di carico deve trovarsi al di sotto della curva caratteristica S1 (funzionamento continuativo);

- per i motori sincroni occorre assicurarsi che alle velocità più elevate, la coppia massima consentita del motore venga ridotta dalla curva limite di tensione. Inoltre per sicurezza, contro le oscillazioni di tensione, si deve mantenere una distanza del 10% dalla curva limite di tensione;

CICLO DI CARICO CON DURATA DI INSERZIONE COSTANTE

Nel caso di cicli di carico con durata di inserzione costante sono presenti esigenze specifiche per l'andamento della coppia in funzione della velocità, questi azionamenti lavorano tipicamente su un punto di lavoro stazionario. Per questi si deve eseguire un dimensionamento del carico base, la coppia del carico base deve trovarsi al di sotto della curva S1. Per sovraccarichi di breve durata (ad es : all'avviamento) si ha un dimensionamento del sovraccarico. Nei motori sincroni la coppia di picco deve essere inferiore alla curva limite di tensione.

CICLO DI CARICO CON DURATA DI INSERZIONE VARIABILE

Oltre al funzionamento continuativo, per i cicli di carico con durata di inserzione variabile sono definiti dei modi operativi intermittenti standardizzati (S3). Si tratta di un funzionamento variabile che comprende una serie di cicli dello stesso tipo dei quali ognuno comprende un tempo con carico costante e una pausa.

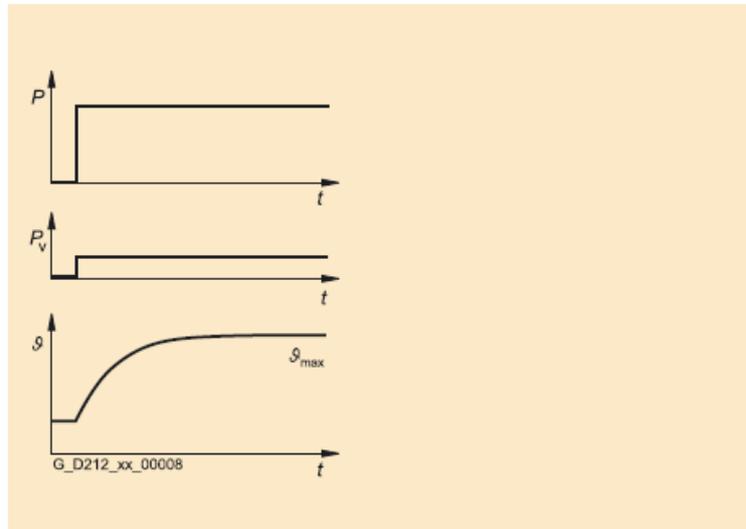


Fig.5.4 Funzionamento continuativo.

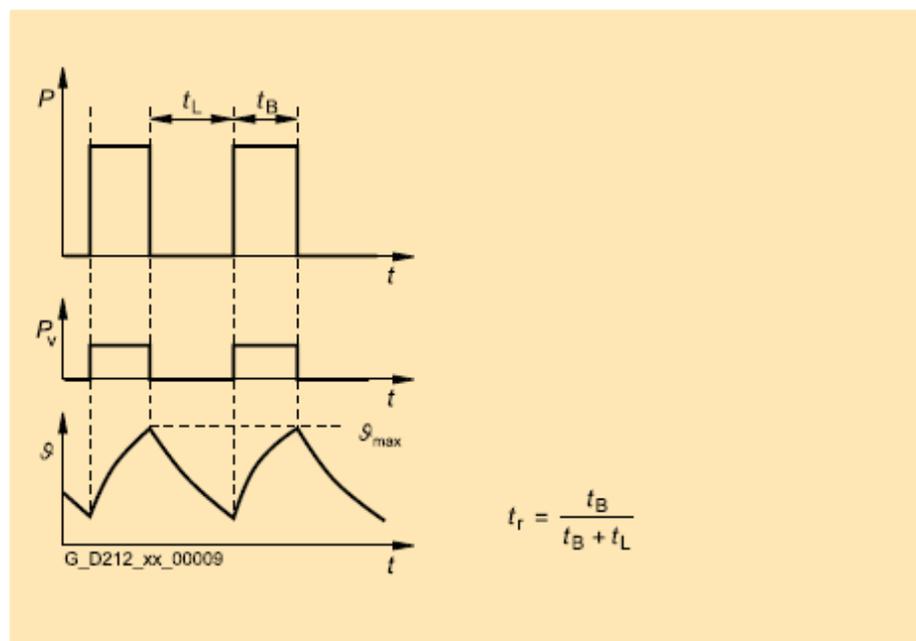


Fig.5.5 Funzionamento intermittente.

La coppia di carico deve trovarsi al di sotto della relativa curva termica limite del motore, nei cicli di carico con durata di inserzione variabile deve essere preso in considerazione un dimensionamento del sovraccarico.

Variando i dati è possibile trovare un motore che soddisfi pienamente le condizioni del caso applicativo; in secondo luogo si verifica se vengono rispettati i limiti termici, a tal fine si deve calcolare la corrente del motore per il carico base.

Nella progettazione in base al ciclo di carico con durata di inserzione costante e sovraccarico, la corrente di sovraccarico deve essere calcolata in

riferimento alla coppia di sovraccarico richiesta. Le normative per questo calcolo dipendono dal tipo di motore e dal modo operativo (ciclo di carico con durata di inserzione costante, ciclo di carico con durata di inserzione intermittente, ciclo di carico) che si utilizzano.

Infine si devono definire le caratteristiche del motore, queste si definiscono come configurazioni delle opzioni motore.

5. Scelta del motore

In base alle considerazioni esposte precedentemente e non avendo informazioni provenienti da prove pratiche in quanto la turbina ad asse verticale è una struttura derivante da una progettazione completamente nuova ma non ancora realizzata fisicamente, sarebbero state necessarie delle prove sperimentali al fine di determinare dei parametri precisi per una progettazione esaustiva.

Tipo di motore	n _n		M _n	I _n	P _n		η ²⁾	M _{max}	I _{max}	P _{max} max
	[1/min]		[Nm]	[A]	[kW]		[%]	[Nm]	[A]	[1/min]
	ALM ¹⁾ 425 V	SLM ²⁾ 380 V			ALM ¹⁾ 425 V	SLM ²⁾ 380 V				
1FW3202-1□E	160	140	600	21	7,9	7,3	93	925	47	1000
1FW3202-1□H	300	270	600	37	15,7	14,1	94	925	81	1000
1FW3202-1□L	500	460	600	69	26,2	23,6	94	925	131	1000
1FW3203-1□E	160	140	760	30	11,8	11,0	94	1390	69	1000
1FW3203-1□H	300	270	760	59	23,6	21,2	96	1390	132	1000
1FW3203-1□L	500	460	760	92	39,3	36,3	96	1390	204	1000
1FW3204-1□E	160	140	1000	40	16,7	14,7	94	1850	90	1000
1FW3204-1□H	300	270	1000	74	31,4	28,3	96	1850	163	1000
1FW3204-1□L	500	460	1000	118	52,3	47,1	96	1850	260	1000
1FW3206-1□E	160	140	1600	66	23,6	22,0	94	2775	146	1000
1FW3206-1□H	300	270	1600	118	47,1	42,4	96	2775	266	1000
1FW3206-1□L	500	460	1400	169	73,3	66,0	96	2775	399	1000
1FW3208-1□E	160	140	2000	84	31,4	29,3	94	3700	187	1000
1FW3208-1□H	300	270	2000	163	62,8	66,6	94	3700	340	1000
1FW3208-1□L	500	460	1850	226	96,8	87,2	94	3700	633	1000
1FW3281-2□E	160	140	2600	82	39,0	37,0	94	4060	146	1000
1FW3281-2□G	260	220	2450	126	64,0	66,0	96	4060	226	1000
1FW3283-2□E	160	140	3600	116	66,0	61,0	96	6700	203	1000
1FW3283-2□G	260	220	3450	176	90,0	79,0	96	6700	316	1000
1FW3286-2□E	160	140	6000	160	79,0	73,0	96	8150	284	1000
1FW3286-2□G	260	220	4950	244	130,0	114,0	96	8150	436	1000
1FW3287-2□E	160	140	7000	230	110,0	103,0	96	11400	406	1000
1FW3287-2□G	260	220	6900	362	181,0	160,0	96	11400	632	1000
1FW3281-3□J	400	360	2350	188	98,0	88,0	96	4060	362	1000
1FW3281-3□M	600	520	2200	266	138,0	123,0	96	4060	612	1000
1FW3283-3□J	400	360	3300	276	138,0	123,0	96	6700	616	1000
1FW3283-3□M	600	520	3100	367	196,0	172,0	96	6700	712	1000
1FW3286-3□J	400	360	4700	376	197,0	174,0	96	8150	709	1000
1FW3286-3□M	600	520	4400	469	276,0	248,0	97	8150	942	1000
1FW3287-3□J	400	360	6600	604	276,0	244,0	97	11400	946	1000
1FW3287-3□M	600	520	6050	696	380,0	338,0	97	11400	1424	1000

Fig.5.6 Catalogo contenete i diversi modelli di motori Torque.

Si è quindi scelto il motore consultando l'apposito catalogo dei motori Torque SINAMICS S120 della SIEMENS, ed in base al valore del momento torcente $M_t = 10420 \text{ Nm}$ ed al valore della potenza pari a 100 KW che produce l'aerogeneratore, si è scelto questo modello di motore Torque 1FW3287-2□E, il quale riesce ad erogare una potenza di 110 KW ed una coppia massima di 11400 Nm.

1FW3287, numero di giri nominale 150 1/min

Dati di progettazione	Abbreviazion e	Unità	1FW3287-2□E
N. di giri nominale	n_N	1/min	150
Numero di poli	2p		20
Coppia nominale	M_N (100 K)	Nm	7000
Potenza nominale	P_N (100 K)	kW	110
Corrente nominale	I_N (100 K)	A	230
Coppia da fermo	M_0 (100 K)	Nm	7150
Corrente da fermo	I_0 (100 K)	A	234
Momento d'inerzia	J_{mot}	kgm ²	7,81
Trasmissione misura numero di giri (in caso di montaggio encoder tramite cinghia)	i_{enc}	--	-5
Dati limite			
Numero di giri max. ammesso (mecc.)	$n_{max \text{ mecc}}$	1/min	1000
Numero di giri max. ammesso senza VPM	$n_{max \text{ 800 V}}$	1/min	290
Coppia massima	M_{max}	Nm	11400
Corrente massima	I_{max}	A	406
Costanti fisiche			
Costante di coppia	k_T	Nm/A	30,5
Costante di tensione (concatenata)	k_E	V/1000 1/min	1953
Resistenza avvolgimento a 20 °C	R_{base}	Ω	0,0679
Induttanza del campo rotante	L_D	mH	3,49
Costante di tempo elettrica	T_{el}	ms	37
Costante di tempo meccanica	T_{mecc}	ms	2,4
Costante di tempo termica	T_{th}	min	16
Resistenza torsionale dell'albero	C_t	Nm/rad	65800000
Peso	m	kg	1030

I dati nominali indicati sono validi per $U_{red \text{ eff}} = 400 \text{ V}$, Active Line Module, curva caratteristica [b].

Fig.5.7 Dati motore Torque utilizzato.

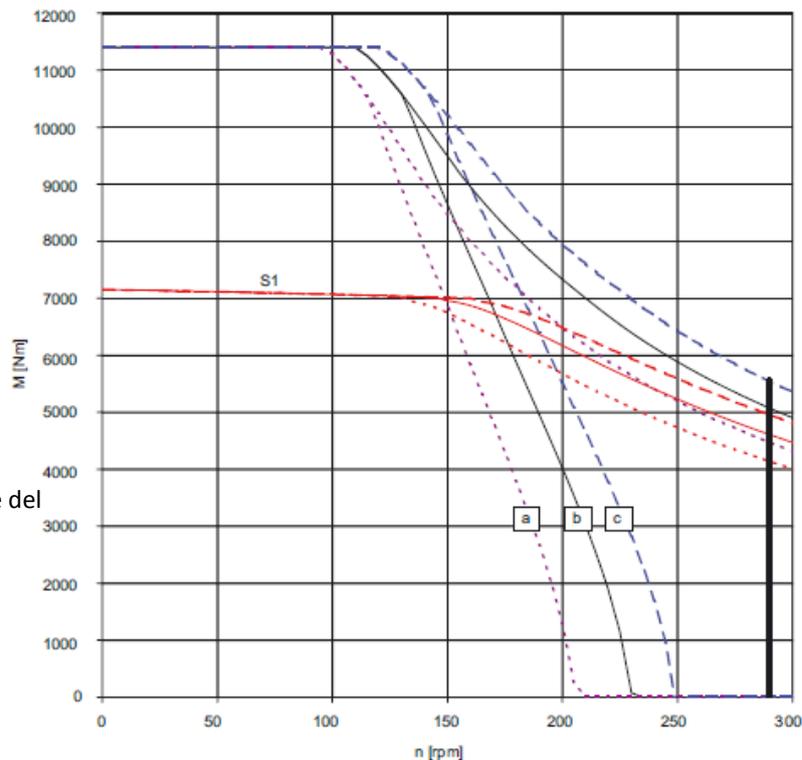


Fig.5.8 Curve caratteristiche del motore.

6. Installazione in sito

Per movimentare il motore e collocarlo nella sede di funzionamento, questo è provvisto d'appositi filetti predisposti per il montaggio.

Prima del sollevamento si procede quindi al montaggio degli agganci negli appositi fori filettati realizzati sulla carcassa esterna, si utilizzano sempre tutti i punti di aggancio previsti. Se i motori non vengono subito installati vanno conservati nel loro imballo originale, in ambiente asciutto, pulito, privo di vibrazioni e protetto contro le brusche variazioni di temperatura che possono provocare condensa.

La tipologia di motore è quella con eccitazione a magneti permanenti, la caratteristica magnetica al materiale è fornita da materiale magnetico a terre rare.

Il motore potrà essere collocato in qualunque posizione ed inclinazione prestando attenzione a rendere possibilmente visibile l'etichetta di identificazione ed evitando che il motore sia direttamente investito da aria calda proveniente da altre parti della macchina o su superficie calde della stessa.

La collocazione del motore dovrà rispettare le caratteristiche di temperatura e di protezione da polvere ed umidità.

SUPERFICE DI MONTAGGIO BASE

Il motore dovrà essere collocato su un'apposita superficie di montaggio adeguatamente predisposta per ospitarlo. Questa superficie dovrà essere dimensionata per il peso del motore e delle parti che verranno montate su di esso e lavorata in modo preciso per permettere il perfetto accoppiamento del motore.

Questa operazione d'accoppiamento del motore è molto delicata e va eseguita con la massima cura, in quest'operazione prestare attenzione e rispettare i seguenti punti:

- utilizzare tutti i fori di fissaggio previsti tramite idonee viti in acciaio fermate con collante frenafili forte;
- utilizzare organi di trasmissione equilibrati e con tolleranze meccaniche tali da garantire un buon accoppiamento;
- non dare urti violenti all'albero.

Si procederà quindi ora al cablaggio elettrico del motore, per lo schema di collegamento garantire il rispetto dei seguenti punti :

- prevedere un idoneo collegamento della terra alle parti metalliche del motore;
- dimensionare il sistema di alimentazione in modo che in nessuna fase di funzionamento possa erogare una corrente superiore alla corrente massima prevista a catalogo o sull'etichetta;
- dimensionare i dispositivi di alimentazione, secondo la corrente nominale del motore indicata in etichetta ed utilizzare cavi di tipo idoneo all'applicazione secondo le normative vigenti;
- prevedere una protezione da sovraccarico e cortocircuito in quanto non presenti nel motore;
- proteggere l'alimentatore da possibili ritorni di tensione ai capi del motore, nel caso questo si fermi per inerzia;
- utilizzare cavi schermati cablando la calza del cavo in modo da garantire la sua continuità con la carcassa dei connettori o il pressacavo presente sulle scatole porta-morsettiere.

Si è quindi realizzata una intelaiatura in acciaio che potesse avvolgere completamente il motore in maniera tale da fornire a questo una maggiore solidità e garantire altresì una base di appoggio che ne migliorasse la stabilità.

Alla base è quindi presente una piastra che viene adagiata sul fondo della fondazione garantendo un appoggio piano necessario ad un funzionamento corretto del motore Torque, dalla base si innalza un profilo alto 30 mm di larghezza 20 mm che consente al motore stesso di potersi appoggiare e quindi non gravare con il suo stesso peso sul collegamento con l'albero.

A 278 mm di altezza dalla base, è presente un ripiano di forma circolare di spessore 12 mm che serve per fornire un appoggio intermedio al motore nella parte dove il corpo dello stesso si restringe.

Nella parte alta dell'intelaiatura, essendo questa formata da due semi parti, l'unione delle due è affidata ad una coppia di collegamenti filettati per parte tramite l'utilizzo di bulloni M 16 lunghi 60 mm.

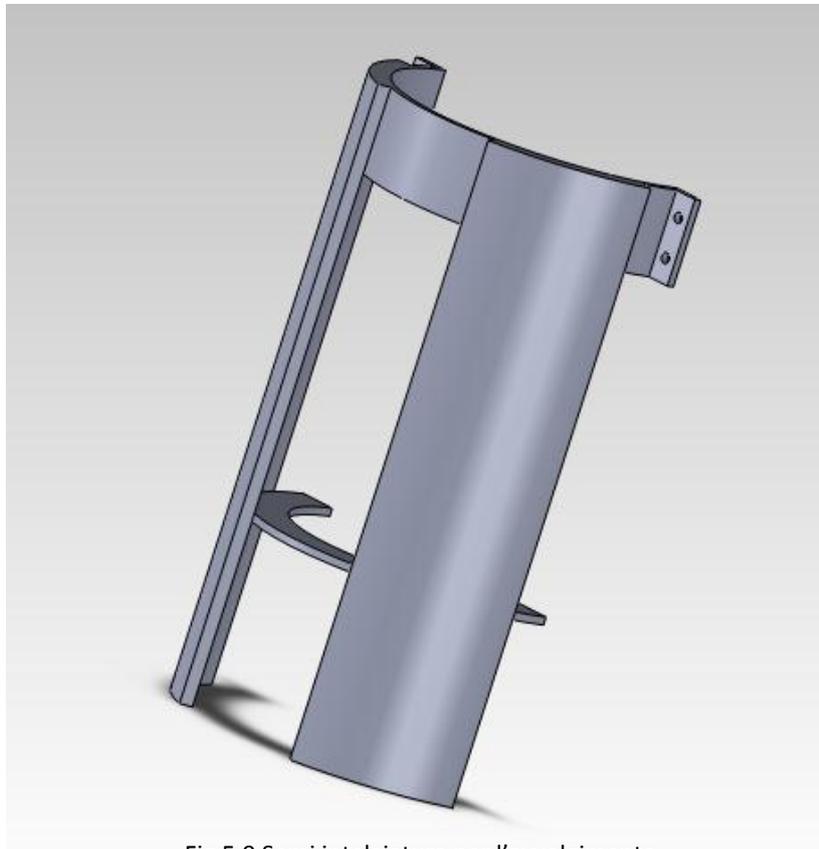


Fig.5.9 Semi intelaiatura per l'avvolgimento.



Fig.5.10 Motore Torque all'interno dell'intelaiatura.

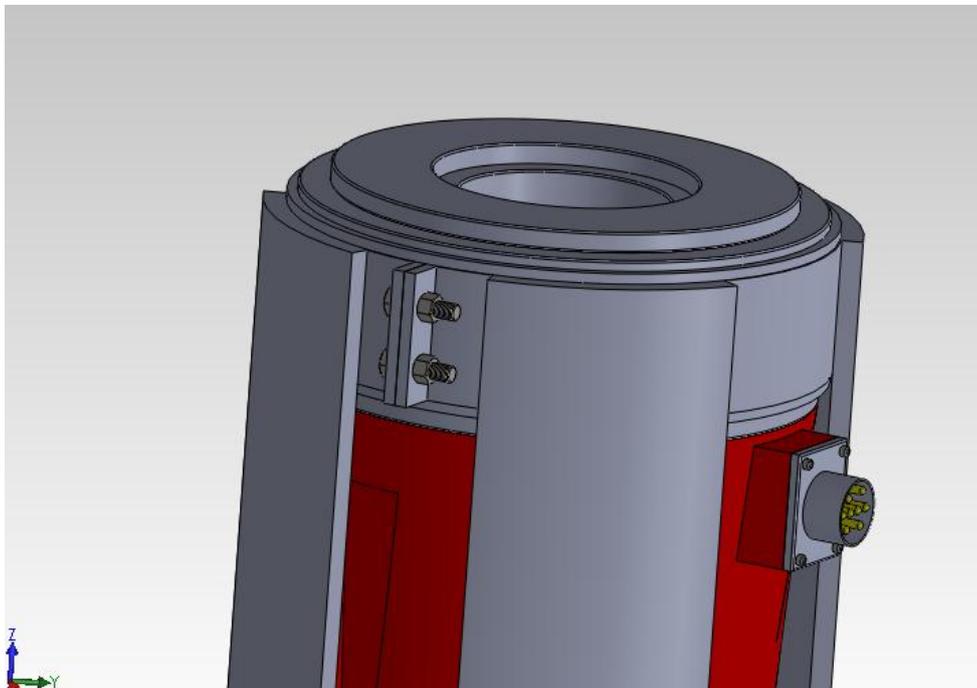


Fig.5.11 Particolare del collegamento bullonato fra le due semi parti.

Di norma i motori Torque vengono utilizzati come azionamenti diretti, ovvero senza riduttori o cinghie intermedie. La differenza principale nel montaggio del motore tra un comune azionamento e la tecnica di azionamento diretta è visibile nell'immagine seguente :

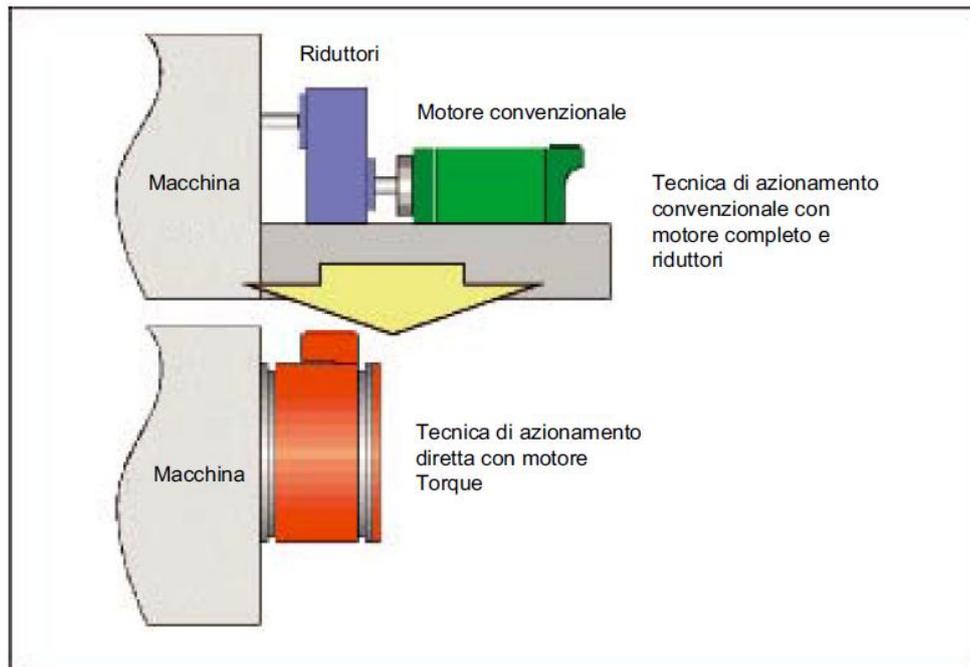


Fig.5.12 Confronto fra la tecnica di azionamento convenzionale e diretta.

I presupposti per un funzionamento silenzioso e senza scosse dipendono da un basamento stabile e un preciso allineamento del motore.

Si devono rispettare le seguenti istruzioni di montaggio:

- per l'allineamento del motore si possono disporre sottili lamierini sotto i piedini per evitare distorsioni del motore, il numero di spessori utilizzati deve essere il minore possibile;
- per un fissaggio ed un trasferimento di coppia sicuri, devono essere utilizzate viti con classe di resistenza sufficiente.

FREQUENZE PROPRIE DI MONTAGGIO

Il motore costituisce un sistema soggetto a vibrazioni con una frequenza propria derivante dal tipo di costruzione.

Montandolo su una macchina di produzione si realizza un nuovo sistema anch'esso soggetto a vibrazioni con frequenze proprie modificate, esse possono trovarsi entro il campo del numero di giri del motore.

Questo può provocare vibrazioni indesiderate nella catena di azionamento, quindi l'installazione dei motori dovrà essere molto accurata e la base di appoggio dovrà avere una sufficiente rigidità. Un'ulteriore elasticità dei piani di appoggio può causare delle risonanze delle frequenze intrinseche di installazione alla velocità di esercizio, e valori non consentiti per le vibrazioni.

Collegamento meccanico:

- sono stati adottati tutti i provvedimenti per la protezione contro contatti accidentali per le parti in movimento e sotto tensione;
- il motore è installato e allineato correttamente;
- il rotore può ruotare di un giro completo senza attrito o strisciamento;
- le condizioni di esercizio concordano con i dati previsti riportati sulle targhette;
- tutte le viti di fissaggio e gli elementi di connessione sono serrati adeguatamente, i collegamenti elettrici sono eseguiti correttamente;
- verificare l'idoneità e l'installazione degli elementi condotti per le condizioni di impiego previste.

Collegamento elettrico:

- l'interno della morsettiera deve essere pulito e privo di resti di cavi;
- tutte le viti dei morsetti devono essere avvitate a fondo;
- devono essere rispettate le distanze minime per la circolazione dell'aria;
- gli ingressi dei cavi devono essere protetti con guarnizioni in modo sicuro;
- gli ingressi non utilizzati devono essere tappati e gli elementi di chiusura avvitati a fondo;

- tutte le superfici di tenuta devono essere realizzate correttamente.

Dispositivi di sorveglianza:

- tramite il comando sovraordinato e il monitoraggio di velocità deve essere garantito che non sia possibile far ruotare il motore ad una velocità superiore a quella prevista dai dati riportati sulla targhetta;
- gli eventuali dispositivi aggiuntivi per la sorveglianza del motore sono collegati correttamente e funzionanti.

7. Encoder

Gli encoder sono collegati all'albero motore mediante trasmissione a cinghia (cinghia dentata). Poiché il senso di rotazione dell'encoder è contrario rispetto al motore, il segno iniziale del rapporto di trasmissione sarà negativo. Nell'apposita cassa (lato statore), l'encoder viene collegato tramite cinghia, per requisiti dinamici elevati ed estrema precisione sussiste la possibilità di montaggio coassiale dell'encoder.

Funzione:

- sistema di misura angolare per commutazione;
- rilevamento del valore attuale del numero di giri;
- sistema di misura assoluto indiretto per anello di regolazione della posizione.

In caso di superamento dei valori di tensione del circuito intermedio o di un guasto all'elettronica non è più possibile frenare elettricamente il convertitore.

8. Cuscinetti

I cuscinetti dei motori Torque completi sono a lubrificazione permanente e dimensionati per una temperatura ambiente minima di funzionamento di -15°C.

	Altezza d'asse 150 - 200	Altezza d'asse 280
Montaggio struttura	IM B14, IM V18/19	IM B35
Collegamento rotore	Fori filettati lato frontale, elemento di bloccaggio	
Posizioni d'installazione	orizzontale, verticale	orizzontale
Tipi di cuscinetto (secondo DIN 625)	Cuscinetto fisso su DE: 61838 Cuscinetto mobile su NDE: 61832	Cuscinetto fisso su DE: 61864 Cuscinetto mobile su NDE: 61856
Durata del cuscinetto (lubrificazione permanente a grasso)	massimo 20000 h con temperature ambiente di max. 40 °C	
Esecuzioni speciali	Esecuzioni speciali per forze radiali e assiali su richiesta.	
Tipici utilizzi	Settore meccanico in generale	

Fig.5.13 Esempio di motore con cuscinetti normali.

Per cuscinetti privi di dispositivo di lubrificazione si consiglia di sostituire i cuscinetti dopo circa 20000 ore di esercizio ad una temperatura ambiente max. di 40 °C, tuttavia al più tardi dopo 5 anni (dalla messa in servizio).

In caso di necessità, i motori Torque possono essere dotati dell'opzione di lubrificazione con ingrassatore sferico, in questo modo, se vengono rispettati gli intervalli di lubrificazione (vedere tabella seguente) e se non viene superata la temperatura ambiente di 40°C, l'intervallo di sostituzione dei cuscinetti aumenta a circa 40000 h.

Motore	n_N [1/min]	Durata dei cuscinetti con dispositivo di lubrificazione [h]	Intervallo di lubrificazione [h]	Quantità di grasso ¹⁾ su DE [g]	Quantità di grasso ¹⁾ su NDE [g]
1FW315x	300/500/750	40000	10000	30	20
1FW320x	150/300/500	40000	10000	30	20
1FW328x-2	150/250	40000	10000	80	60
1FW328x-3	400	40000	6500	80	60
	600	24000	4000	80	60

Fig.5.14 Esempi di motori con cuscinetti dotati di lubrificazione.

È opportuno che la lubrificazione venga effettuata manualmente utilizzando un ingrassatore a siringa (non una pressa idraulica), rispettando le quantità di grasso. È opportuno che la lubrificazione avvenga quando il motore è in funzione a basso regime e in assenza di condizioni di pericolo per le persone. Gli intervalli di lubrificazione consigliati sono validi per carichi normali:

- funzionamento con numero di giri conforme alle indicazioni riportate sulla targhetta dei dati tecnici,
- funzionamento a ridotta presenza di vibrazioni;
- utilizzo di grassi specifici per cuscinetti a rulli.

9. Circuito di raffreddamento

I processi elettrochimici che si svolgono in un sistema di raffreddamento devono essere ridotti al minimo scegliendo i materiali più adatti allo scopo. Per questo motivo andrebbero evitate, o almeno ridotte allo stretto indispensabile le installazioni miste, cioè la combinazione di diversi materiali, come rame, ottone, ferro, zinco o plastiche alogene (tubi flessibili e guarnizioni in PVC).

In linea di massima si distinguono tre diversi circuiti di raffreddamento :

- circuito di raffreddamento chiuso
- circuito di raffreddamento semiaperto
- circuito di raffreddamento aperto

Definizione	Descrizione
Circuito di raffreddamento chiuso	Il vaso di compensazione della pressione è chiuso (per impedire la penetrazione di ossigeno) e possiede una valvola di sovrappressione. Il refrigerante scorre solo nei motori e nei convertitori, oltre che nei componenti necessari per la dispersione del calore.
Circuito di raffreddamento semiaperto	L'ossigeno può penetrare nel refrigerante solo attraverso il vaso di espansione, per il resto è uguale al circuito di raffreddamento chiuso.
Circuito di raffreddamento aperto (Tower System)	Il raffreddamento del refrigerante avviene in una "tower". Qui avviene un contatto significativo con l'ossigeno.

Fig.5.15 Tipologie di circuiti di raffreddamento.

Per i motori sono ammessi solo circuiti di raffreddamento chiusi e semiaperti,

in nessun caso le tubazioni dell'acqua devono toccare le parti che conducono tensione e deve essere sempre rispettata una distanza di isolamento > 13 mm. Le tubazioni devono essere fissate meccanicamente in modo sicuro e controllate per verificarne la tenuta.

I materiali utilizzati nel circuito di raffreddamento devono essere compatibili con i materiali del motore.

Per una durata ottimale dei radiatori del motore (carcassa), si deve rispettare la raccomandazione seguente :

- installare un circuito di raffreddamento chiuso con gruppo di raffreddamento in acciaio legato che disperda il calore tramite uno scambiatore di calore acqua-acqua;
- tutti gli altri componenti come le tubazioni del circuito di raffreddamento e i giunti devono essere realizzati in acciaio legato o acciaio da costruzione generico.

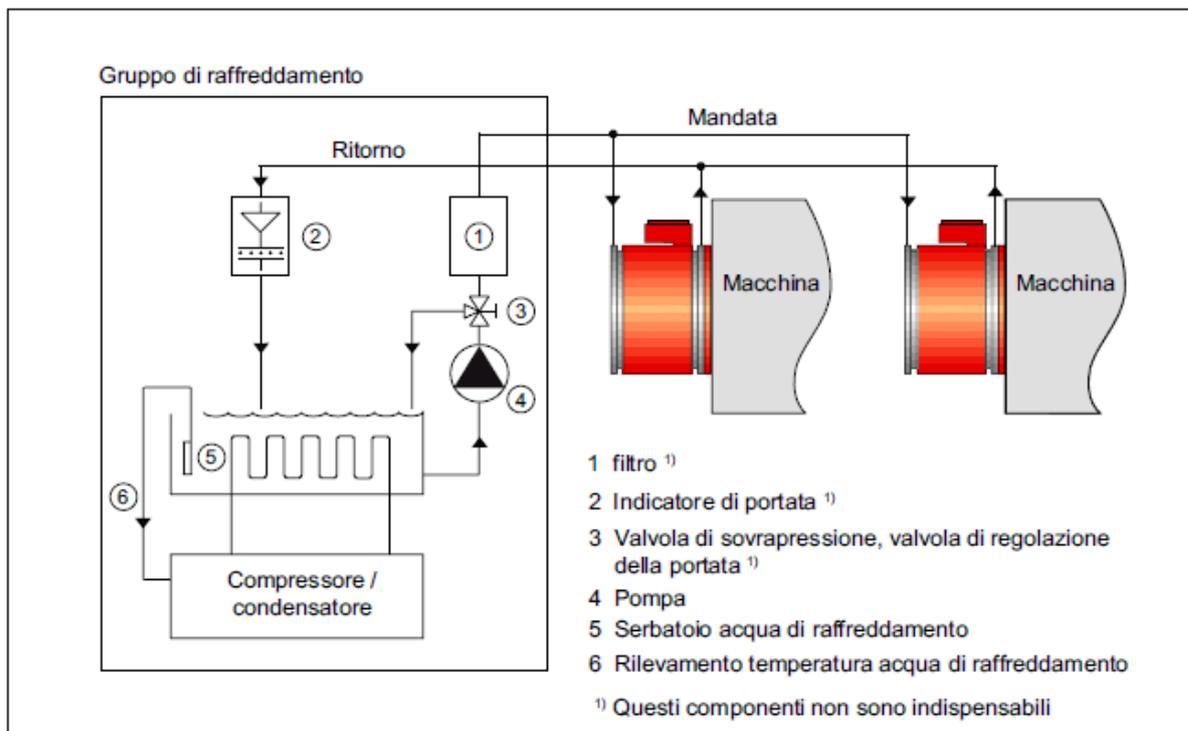


Fig.5.16 Esempio di circuito di raffreddamento semi-aperto accoppiato al motore Torque.

PROGETTAZIONE DEL CIRCUITO DI RAFFREDDAMENTO

La pressione di esercizio deve essere determinata in funzione dei rapporti del flusso di mandata e di ritorno del circuito di raffreddamento. La quantità di refrigerante necessaria per unità di tempo deve essere impostata in base ai dati tecnici degli apparecchi e dei motori.

La pressione massima ammessa nel radiatore rispetto all'ambiente e quindi nel circuito di raffreddamento non deve superare 0,6 MPa (6 bar). Se viene utilizzata una pompa che raggiunge una pressione più elevata, sul lato impianto occorre prendere adeguati provvedimenti (valvola di sicurezza $p \leq 0,6$ MPa, regolazione della pressione o simili) che impediscano il superamento della pressione massima.

La differenza di pressione tra il refrigerante nel circuito di mandata e di ritorno deve essere ridotta al minimo in modo tale che le pompe possano essere utilizzate con caratteristica piatta.

Per evitare intasamenti e corrosione si raccomanda di prevedere inoltre un filtro di lavaggio a controcorrente nel circuito di raffreddamento, questo permette di eliminare eventuali materiali accumulatisi durante il funzionamento.

COMPENSAZIONE DELLA PRESSIONE

Quando nel circuito di raffreddamento sono collegati diversi componenti può essere necessaria una compensazione della pressione, quindi all'uscita del refrigerante dal motore devono essere installate valvole a farfalla.

I motori Torque possono essere utilizzati senza raffreddamento ad acqua se viene garantita una dispersione del calore senza impedimenti, il fattore di riduzione dipende dall'altezza, lunghezza costruttiva e numero di giri.

Nel caso di raffreddamento ad acqua, l'alimentazione idrica deve essere allacciata ed operativa, la circolazione dell'acqua di raffreddamento deve essere regolare (in termini di portata e temperatura).

10. Sistema di raffreddamento con ventilazione

Durante il funzionamento del generatore Torque per la produzione di energia elettrica si ha la formazione di calore che tende a rimanere nelle vicinanze del motore stesso e dovrà invece essere rimosso.

Una parte del calore che si forma viene smaltito dalla griglia sovrastante al vano, la quale però non è sufficiente a garantire il raffrescamento necessario, quindi è stato doveroso predisporre un impianto di ventilazione in alternativa al circuito di raffreddamento, che sarebbe stato sicuramente più efficace ma anche più costoso.

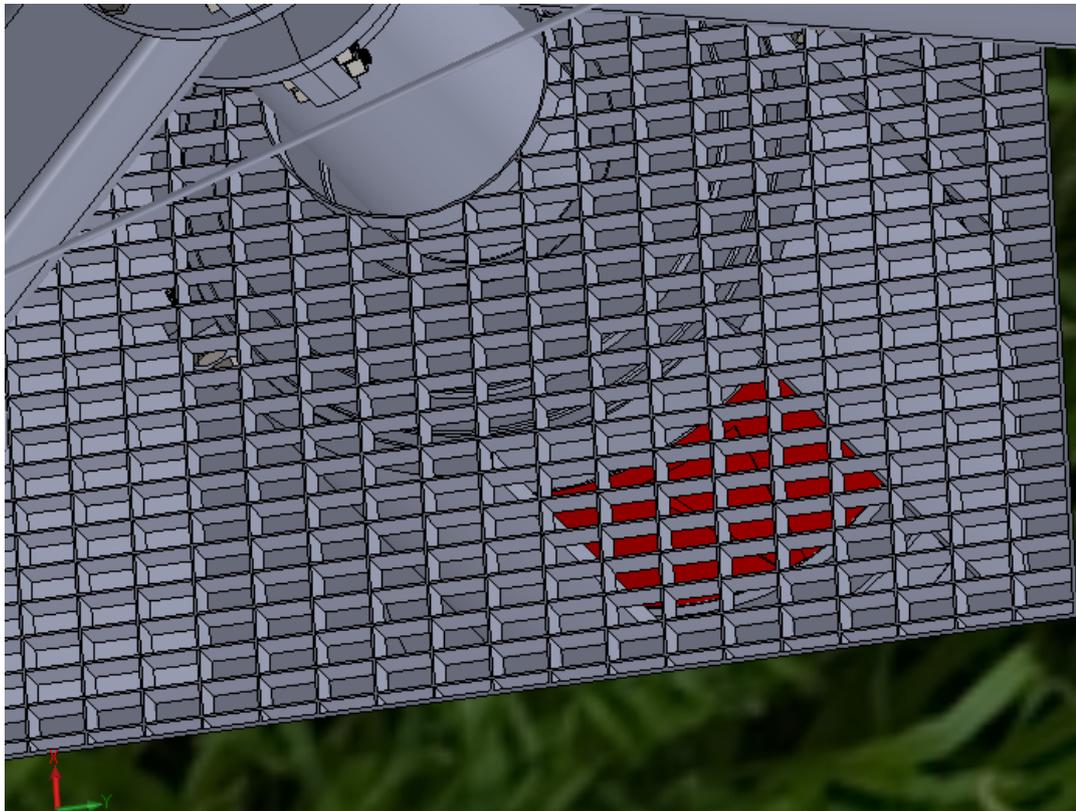


Fig.5.17 Griglia di riparo che mantiene areato il locale.

A differenza degli impianti di climatizzazione nei quali l'aria immessa ha subito particolari trattamenti, negli impianti di ventilazione l'aria viene semplicemente espulsa all'esterno senza subire trattamenti, di conseguenza non risulta possibile mantenere nell'ambiente determinate

condizioni termoigrometriche, ma assicurare solo un certo numero di ricambi d'aria per disperdere parte del calore prodotto.

L'impianto di ventilazione è costituito dai seguenti componenti :

- condotte per l'aspirazione dell'aria;
- ventilatori per aspirare l'aria interna e mandarla all'esterno.

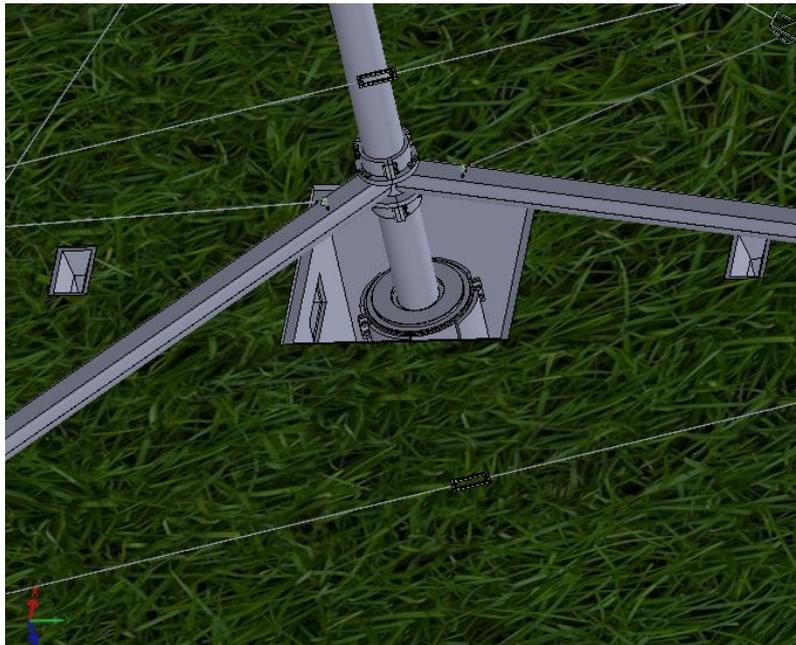


Fig.5.18 Impianto di ventilazione.

Sono state predisposte due bocchette di aspirazione una di fronte all'altra che aspirano l'aria dall'ambiente del motore per mezzo di ventilatori elicoidali assiali che lavorano ad estrazione e la mandano all'ambiente esterno dove sono presenti altre due sezioni di uscita dotate anch'esse di una griglia appropriata che evita l'ingresso di corpi estranei nei due condotti speculari l'uno all'altro.

Si è pensato di utilizzare un impianto di estrazione dell'aria perché sono gli impianti più semplici ed economici, quindi quelli più impiegati nella pratica. Il principio si basa sul rinnovo dell'aria ottenuto estraendo l'aria provocando

quindi una diminuzione della pressione che favorisce l'ingresso dell'aria dall'esterno.

Il progetto vuole determinare la quantità d'aria necessaria alla ventilazione e di conseguenza la scelta del ventilatore adatto allo scopo.

Per ambienti di larghezza contenuta come questo 1 m per 1 m la disposizione più semplice consiste nell'installare dei ventilatori elicoidali sulle due pareti.



Fig.5.19 Esempio di ventilatore elicoidale assiale ad estrazione.

Per studiare la ventilazione del locale si può considerare un sistema di questo tipo:

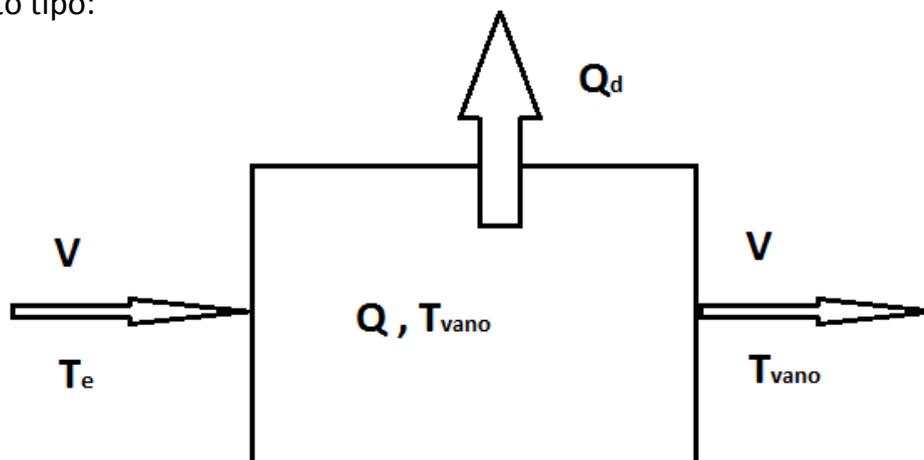


Fig.5.20 Schema impianto.

La schematizzazione illustra il vano che viene rappresentato come un rettangolo all'interno del quale il Torque lavorando genera una potenza termica Q , e una parte di questa che secondo considerazioni pratiche possiamo stimare come il 30% di Q viene dissipata all'esterno grazie alle pareti e alla griglia sovrastante.

All'interno del vano si può avere al massimo una temperatura T_{vano} , mentre all'esterno si ipotizza di avere una temperatura $T_e \leq T_{\text{vano}}$.

Si vuole calcolare la portata d'aria V che deve essere scambiata attraverso i ventilatori per mantenere una temperatura inferiore a quella massima consentita.

I dati in ingresso sono :

$Q = 100 \text{ KW}$; potenza termica prodotta localmente all'interno dell'ambiente

$T_e = 308 \text{ K}$; corrispondenti a 35°C ; temperatura ambiente esterno

$T_{\text{vano}} = 338 \text{ K}$; corrispondenti a 65°C ; temperatura massima ammessa all'interno del vano

$Q_d = 30 \text{ KW}$; potenza termica dispersa attraverso le pareti e la griglia

$C_p = 1005 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}}$; calore specifico dell'aria

$\rho_m = 1.27 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$; densità media dell'aria

Bilancio termico :

$$Q + V \rho_e C_p T_e = Q_d + V \rho_{\text{vano}} C_p T_{\text{vano}}$$

Si è supposto che T_{vano} non sia molto diverso da T_e quindi $\rho_{\text{vano}} \approx \rho_e$

$$V = \frac{Q - Q_d}{Cp (\rho_{vano} T_{vano} - \rho_e T_e)} \approx \frac{Q - Q_d}{Cp \rho_{media} (T_{vano} - T_e)}$$

Si determina così la portata d'aria del ventilatore e si è così in grado di scegliere il ventilatore adatto all'impiego.

Come si nota dalla formula all'aumentare di Δt la portata del ventilatore V diminuisce e quindi i costi diminuiscono.

Si ottiene :

$$V = \frac{100000 - 30000}{1005 * 1.27(338 - 308)} = 1.83 \frac{m^3_{aria}}{sec} = 6580 \frac{m^3_{aria}}{h}$$

Si dovrà tenere conto che utilizzando due ventilatori la portata d'aria necessaria V andrà ripartita su entrambi, quindi ogni ventilatore dovrà smaltire una portata pari a $V/2$, cioè:

$$\frac{V}{2} = 3290 \frac{m^3_{aria}}{h}$$

In base al valore della portata che si è determinato si sceglieranno dalla tabella qui sotto riportata i ventilatori che soddisfano le richieste.

Prodotto	Codice	V ~ 50 Hz	A	W	N° poli	N giri/1'	Portata		P max		Lp dB(A) (3 m)	Isolam.	IP motore	max °C	kg
							€	litri	W	CV					
E 252 M	40203	220-240	0.47-0.48	89-99	2	2800	1500	416.7	20.0	196	71	cl. I	44	70	3.5
E 254 M	40303	220-240	0.33-0.37	47-56	4	1400	1000	277.8	5.5	54	50.5	cl. I	44	60	3
E 302 M	40403	220-240	0.96-1.00	180-193	2	2800	2100	583.3	7.0	69	66	cl. I	44	60	3.5
E 304 M	40503	220-240	0.37-0.41	55-65	4	1400	1360	377.8	4.0	39	54	cl. I	44	45	3
E 354 M	40703	220-240	0.43-0.44	70-77	4	1400	1760	488.9	3.5	34	66.5	cl. I	44	50	4
E 404 M	40903	220-240	0.68-0.68	123-130	4	1400	2970	825.0	5.0	49	57	cl. I	44	70	5
E 454 M	41153	220-240	0.81-0.83	185-195	4	1400	3700	1027.8	8.0	78	66	cl. I	44	70	7
E 254 T	40356	220/380 240/415	0.36/0.21 0.43/0.24	56 66	4	1400	1000	277.8	6.5	64	53	cl. I	44	60	3
E 302 T	40456	220/380 240/415	0.88/0.51 0.99/0.58	170 184	2	2800	2215	615.3	9.0	88	65	cl. I	44	70	3.5
E 304 T	40556	220/380 240/415	0.39/0.22 0.44/0.25	65 78	4	1400	1400	388.9	6.0	59	53	cl. I	44	40	3
E 354 T	40756	220/380 240/415	0.40/0.23 0.44/0.25	81 93	4	1400	1890	525.0	5.5	54	61	cl. I	44	45	4
E 404 T	40956	220/380 240/415	0.57/0.33 0.59/0.35	129 137	4	1400	3145	873.6	12.0	118	60	cl. I	44	70	6.5
E 454 T	41154	220/380 240/415	0.62/0.35 0.64/0.36	195 210	4	1400	3855	1070.8	14.0	137	66	cl. I	44	70	7.5
E 504 T	41157	220/380 240/415	0.68/0.40 0.70/0.40	185 196	4	1400	4350	1208.3	7.0	69	61.5	cl. I	44	70	8.5
E 506 T	41206	220/380 240/415	0.48/0.27 0.40/0.28	148 162	6	1000	3645	1012.5	7.0	69	56	cl. I	44	70	8.5
E 604 T	41457	220/380 240/415	0.93/0.54 0.93/0.54	280 290	4	1400	6800	1888.9	8.5	83	69.5	cl. I	44	70	10
E 606 T	41506	220/380 240/415	0.51/0.30 0.51/0.30	155 171	6	1000	4700	1305.6	6.5	64	65	cl. I	44	70	10

Fig5.21 Elenco ventilatori disponibili.

Si sono scelti quindi due ventilatori tipo E 506 T che sono in grado di erogare ognuno una portata di $3645 \frac{m^3}{h}$ di aria e quindi riescono insieme a raffrescare l'ambiente.

Questi verranno fissati tramite delle viti alle pareti in prossimità delle aperture comunicanti con l'ambiente esterno e dimensionalmente avranno degli ingombri di 630 mm X 530 mm come riportato nella tabella sottostante.

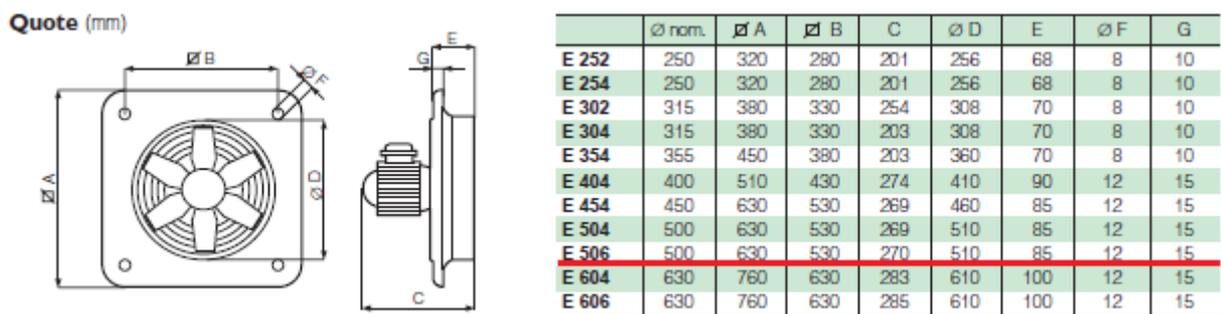


Fig.5.22 Ingombri geometrici del ventilatore.

11. Vantaggi nell'utilizzo del Torque

L'utilizzo del motore Torque presenta diversi vantaggi rispetto ad una classica trasmissione che ne giustifica l'impiego, se ne riportano alcuni :

- coppia elevata con forma costruttiva compatta e spazi necessari contenuti;
- elevata sovraccaricabilità;
- assenza di elasticità nella trasmissione del moto;
- assenza di gioco all'inversione;
- elevata disponibilità in quanto nella catena di azionamento vengono a mancare gli elementi di trasmissione meccanici soggetti ad usura;
- basso momento d'inerzia;
- collegamento diretto con la macchina tramite flangia;
- concetto di montaggio flessibile grazie all'esecuzione con albero cavo;
- risparmio di energia grazie alla riduzione delle perdite meccaniche;

CAMPI DI APPLICAZIONE

Questa tipologia di motore è concepita come motore diretto, e rappresenta un'unità compatta che trasferisce la potenza meccanica senza elementi di trasmissione direttamente alla macchina operativa, oltre all'utilizzo in campo eolico vengono impiegati principalmente in :

- motori principali per estrusioni;
- motori per coclee delle macchine per stampi ad iniezione;
- motori Pull-Roll delle macchine per il trascinamento dei film plastici da imballaggio;
- rulli per stiramento di calandre, di colata e di raffreddamento;
- compiti di posizionamento dinamici, es: assi rotanti, nastri trasportatori cadenzati;
- sostituzione di motori idraulici;
- motori per rulli delle macchine da stampa;
- motori per taglierine trasversali in nastri rotativi per il trasporto di materiale ad es. carta, tessuti, lamiera;
- trafilatrici;
- pettini oscillanti.

CAPITOLO 6

Considerazioni finali sull'energia eolica e sviluppi futuri

Si possono fare diverse considerazioni di carattere generale inerenti l'energia eolica e a tutto ciò che a essa è collegato. La considerazione principale è che l'energia eolica non essendo inquinante non va ad influenzare tutto quello che di naturale è presente nel nostro ecosistema, è altresì sfruttabile in diversi modi e maniere.

L'energia eolica è un tema sociale e politico che riveste molta importanza, le opinioni anche di illustri addetti ai lavori sono le più disparate, c'è chi sostiene l'eolico ma ne critica l'impatto visivo.

L'idea che mi sono fatto, è che l'impatto visivo andrebbe considerato fino ad un certo punto, in quanto se non si utilizzassero in futuro le energie rinnovabili ed a inquinamento zero, il problema dell'impatto visivo non ci

sarebbe, perché il mondo e la natura non ci sarebbero più, quindi ben vengano le energie pulite in sostituzione dove possibile dei combustibili fossili; si capisce che una serie di impianti eolici a picco sul mare in Puglia non possa essere la migliore delle viste all'orizzonte, ma la logica dovrebbe essere sicuramente quella del male minore.

Tralasciando idee altamente soggettive e ritornando al progetto si può dire che il progetto realizzato non potrà risolvere i problemi di inquinamento che oggi giorno sono presenti nel mondo, però potrebbe essere un aiuto per sfruttare in maniera intelligente ed ecologica tutte quelle zone verdi in cui vi sia una buona ventosità, fornendo una potenza elettrica non indifferente che può essere utilizzata per alimentare aziende o abitazioni, e con la possibilità di vendere la corrente non utilizzata nei momenti di basso consumo, all'azienda fornitrice elettrica della zona.

Logicamente ci sono anche aspetti negativi che orbitano attorno all'energia eolica, come la costruzione selvaggia gestita dalla criminalità organizzata senza quindi la ricerca di un risultato positivo ma mossa solo da interessi economici.

L'energia eolica essendo rigenerabile si può sempre ripresentare ed essere usata all'infinito purché il vento sia presente; ha una molteplicità diversa di utilizzi, e pensare che il vento possa essere utilizzato solo per la produzione elettrica è riduttivo.

Per quanto riguarda l'impianto eolico trattato in questo elaborato, si può dire che gli obiettivi che si erano dichiarati nella premessa sono stati soddisfatti se non nella totalità almeno nella gran parte di essi, infatti l'aerogeneratore sviluppa una potenza di 100KW con un vento di 16 m/s, raggiungendo una velocità di rotazione di 91.67 giri al minuto.

L'intera struttura è realizzata utilizzando un numero abbastanza ristretto di tipologie di componenti ed ogni componente è stato progettato per essere facilmente realizzato, ed eventualmente prodotto su larga scala tramite

processi automatizzati, e dove possibile sono stati impiegati componenti commerciali di uso comune quindi di costo ridotto non fuori dall'ordinario.

I calcoli progettuali hanno comunque portato alla definizione delle dimensioni dei componenti principali della macchina, le dimensioni ottenute sono nella norma con macchine di pari potenza e di utilizzo su larga scala.

Con l'utilizzo del software agli elementi finiti si sono determinati i comportamenti dei singoli pezzi sottoposti alle sollecitazioni e si è fornito uno studio aggiuntivo ed una stima delle sollecitazioni massime nelle zone più critiche.

L'installazione non prevede fondamenta, eliminando così tutti i costi legati a questo ed ad un eventuale smantellamento a fine vita utile dell'impianto. Non sono stati previsti trasporti eccezionali avendo tutte le parti dimensioni limitate trasportabili con un autoarticolato comune.

Il progetto che è stato realizzato può essere affinato, ma rispetto ai precedenti ha comunque fornito un contributo nel progresso tecnologico delle turbine ad asse verticale per la produzione di energia elettrica, e si sono risolte alcune problematiche che nei modelli precedenti costituivano un limite.

Si è riusciti ad evitare le fondamenta, si è impiegato un motore Torque senza l'utilizzo di un variatore di trasmissione esterno e si sono utilizzati materiali più adatti all'impiego in un ottica di risparmio dei costi ecc..

Sarebbe comunque possibile un ulteriore studio migliorativo dell'impianto sotto questi diversi aspetti :

- si dovrebbe realizzare un freno attivo da inserire all'occorrenza quando la macchina deve essere fermata assolutamente per le operazioni di manutenzione e che si possa anche attivare quando il vento troppo forte può danneggiarla in maniera irreparabile;

- si dovrebbe studiare una soluzione alternativa a quella del generatore sottoterra che possa evitare qualsiasi scavo seppur minimo, come ad esempio la possibilità di inserire piccoli generatori nelle ruote dei carrelli;
- si potrebbe per quanto possibile migliorare ulteriormente il design della macchina per garantire una migliore aerodinamicità delle parti;
- si potrebbe sviluppare maggiormente nel dettaglio una verifica antiribaltamento della macchina;
- si potrebbe studiare una soluzione costruttiva che non preveda la presenza dell'albero centrale riducendo ulteriormente i pesi e i costi legati all'utilizzo del materiale.

Questi sono una serie di punti che possono essere rivisti, migliorati e sviluppati in un eventuale progetto futuro.

Bibliografia

[1] “Self-starting Darrieus wind turbine” Dalhousie University, department of mechanical engineering design project - mech 4020.

[2] Robert C. Juvinall, Kurt M. Marshek: “ Fondamenti della progettazione dei componenti delle macchine “, Edizioni ETS.

[3] G. Manfè, R. Pozza, G. Scarato: “Disegno tecnico”, Principato Editore.

[4] E. Porta, L. Giudici, E. Bergomi: “Gli acciai inossidabili”, catalogo Inoxea acciaio inox.

[5] E. Funaioli, A. Maggiore, U. Meneghetti: “Lezioni di meccanica applicata alle macchine”, Pàtron Editore.

[6] Motor Power Company: “Manuale uso e installazione motori Torque direct drive SKA DDR”, catalogo.

[7] Siemens: ”SINAMICS S120 Motori Torque completi 1FW3”, manuale di progettazione 08/2009.

[8] A. Pareschi: “Impianti industriali”, Ed. Esculapio, Bologna 1994.

[9] Aspirazione Bresciana: “Ventilatori centrifughi, estrattori, torrini di estrazione, raffrescatori evaporativi”, Catalogo tecnico 2007.