



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI ROMA "TOR VERGATA"  
FACOLTÀ DI INGEGNERIA



*Corso di Laurea Specialistica in Ingegneria Meccanica*

# ***ANALISI STATICA E MODALE DI UN'ELICA NAVALE***



*Corso di Calcolo Automatico dei Sistemi Meccanici*

Titolare del corso:

**Prof. Ing. Pietro Salvini**

Studenti:

**Leonardo Di Stefano**

**Claudio Donati**

**Riccardo Federici**

ANNO ACCADEMICO 2008/2009

# Indice

1	Introduzione .....	1
2	L'elica navale.....	2
3	Geometria dell'elica studiata .....	5
4	Elementi scelti per la discretizzazione.....	9
5	Materiali .....	10
6	Realizzazione della mesh.....	12
6.1	Mesh per l'analisi statica .....	12
6.2	Mesh per l'analisi modale.....	14
7	Applicazione dei vincoli .....	15
7.1	Vincoli per l'analisi statica .....	15
7.2	Vincoli per l'analisi modale.....	16
8	Definizione dei carichi.....	17
8.1	Carichi agenti nell'analisi statica.....	17
8.1.1	Forza di spinta.....	18
8.1.2	Forza centrifuga.....	19
8.1.2.1	Calcolo discretizzato della forza centrifuga .....	19
8.1.2.2	Definizione di un campo di moto rotazionale .....	20
8.1.3	Forza associata alla coppia agente.....	20
8.2	Calcolo dei carichi agenti .....	21
9	Risultati delle analisi eseguite .....	22
9.1	Analisi statica.....	22
9.1.1	Forza centrifuga discretizzata.....	22

9.1.2	Campo di moto rotazionale .....	23
9.2	Analisi modale .....	26
9.2.1	Analisi modale in presenza di vincoli .....	27
9.2.1.1	Verifica dei risultati ottenuti.....	27
9.2.2	Analisi modale in assenza di vincoli .....	29
10	Conclusioni .....	31
11	Riferimenti .....	33

# 1 Introduzione

Nell'ambito di questo progetto è stata svolta una analisi statica e modale di un'elica navale.

Inizialmente si fornirà una breve descrizione generale dell'elica, definendo alcune caratteristiche di tale organo propulsivo.

Successivamente verrà presentata la geometria dell'elica studiata e saranno presentati tutti i passi necessari allo svolgimento di una analisi statica e modale mediante il metodo degli elementi finiti (definizione del materiale, realizzazione della mesh, applicazione di carichi e vincoli). In seguito verranno presentati i risultati dell'analisi statica per poi descrivere come è stata eseguita l'analisi modale dell'elica e presentare i risultati ottenuti.



**Figura 1.1** Elica navale

## **2 L'elica navale**

L'elica (o elica propulsiva o propulsore ad elica) è un organo intermediario in grado di trasformare la potenza meccanica di un albero rotante in variazione della quantità di moto di un fluido, allo scopo di generare una propulsione secondo il principio di azione e reazione. Il moto impresso al fluido è detto elicoidale e risulta essere la combinazione di un moto assiale e di un moto rotazionale.

L'elica è estesamente utilizzata per la propulsione sia in ambito nautico che in ambito aeronautico.

Un'elica è costituita da uno o più elementi fluidodinamici chiamati pale, le quali si comportano come "ali rotanti" che impongono una variazione di quantità di moto nella direzione della velocità di avanzamento, al contrario delle ali convenzionali, la cui variazione di quantità di moto è normale alla direzione di avanzamento. Le pale sono calettate su un mozzo, collegato all'albero rotante.

Le caratteristiche geometriche delle pale determinano poi quali saranno le peculiarità del propulsore, con particolare riferimento ai campi di velocità di funzionamento, alla potenza propulsiva e alle caratteristiche del fluido per l'ottimale funzionamento.

Le eliche vengono progettate e costruite con struttura in:

- legno;
- metallo (acciaio, bronzo o alluminio);
- materiali compositi.

Le eliche possono innanzitutto suddividersi sulla base del tipo di ambiente fluido nel quale agiscono:

- eliche aeronautiche, studiate per agire in una miscela di vapori e gas che è l'aria. Data la scarsa densità di quest'ultima le eliche aeronautiche sono caratterizzate soprattutto dalle alte velocità di rotazione e dalla sottigliezza delle pale;
- eliche marine che, al contrario delle precedenti, agiscono all'interno di un liquido che è l'acqua e, pertanto, data la maggiore densità di questa, sono caratterizzate da velocità di rotazione più basse e da pale più espanse.

Le eliche si possono poi suddividere sulla base delle modalità di funzionamento:

- eliche traenti, poste sulla parte anteriore del mezzo propulso e perciò studiate per fornire la propulsione risucchiando il fluido indisturbato che si trova davanti al mezzo nella direzione di avanzamento e quindi spingendolo sulle parti fluidodinamiche del mezzo. Si preferisce per semplicità schematizzare tale modalità di funzionamento sotto forma di trazione: appartengono a questa tipologia la maggior parte delle eliche aeronautiche utilizzate dagli aeromobili e alcune moderne applicazioni marine utilizzate sulle navi;
- eliche spingenti, analoghe alle traenti, ma collocate nella zona posteriore del mezzo. Perciò esse incontrano anteriormente un fluido in moto disuniforme che risente del passaggio tra le superfici fluidodinamiche del mezzo. Su tale moto l'elica produce un effetto omogeneizzante e pertanto risulta più semplicemente schematizzabile la sua azione sottoforma di spinta anziché trazione. A questa tipologia appartiene la stragrande maggioranza delle eliche marine utilizzate su tutti i tipi di imbarcazioni e alcune applicazioni aeronautiche (in particolare nei prototipi dell'inizio del XX secolo);
- eliche portanti che, al contrario delle precedenti, forniscono una spinta sustentatrice, cioè opposta alla forza di gravità. Sono perciò utilizzate sugli elicotteri.

Nel caso di applicazioni marine le eliche devono essere studiate con particolare cura rispetto all'ambiente liquido nel quale andranno ad operare. Inoltre, ad esclusione di particolari applicazioni, per ragioni di sicurezza contro l'impatto di corpi esterni, le eliche marine sono sempre poste nella zona poppiera delle imbarcazioni. Le eliche marine (ad esclusione del caso particolare dei sottomarini), operano in prossimità della superficie di separazione tra due fluidi (aria ed acqua), soggetta alla generazione di fenomeni ondosi. Questo induce effetti di alterazione sul moto del fluido lungo la carena dell'imbarcazione e sull'elica. Similmente l'elica deve essere posta ad una sufficiente immersione per non incorrere nell'*effetto superficie libera*, consistente in una massiccia produzione ondosa nella quale va a scaricarsi il campo di pressione prodotto dall'elica, riducendo la spinta prodotta.

## *L'elica navale*

Inoltre una eccessiva vicinanza tra lo scafo e le pale può provocare colpi di pressione ed indurre vibrazioni sull'intero complesso nave-elica. La sensibile differenza di pressione dell'acqua all'aumentare della profondità fa sì, infine, che le pale dell'elica, nel corso di una rotazione, si trovino ad operare in zone con caratteristiche differenti e in differente campo di pressioni; ciò induce ulteriori disuniformità di spinta e momenti vibratorii estesi all'asse rotante.



**Figura 2.1** Esempio di elica navale

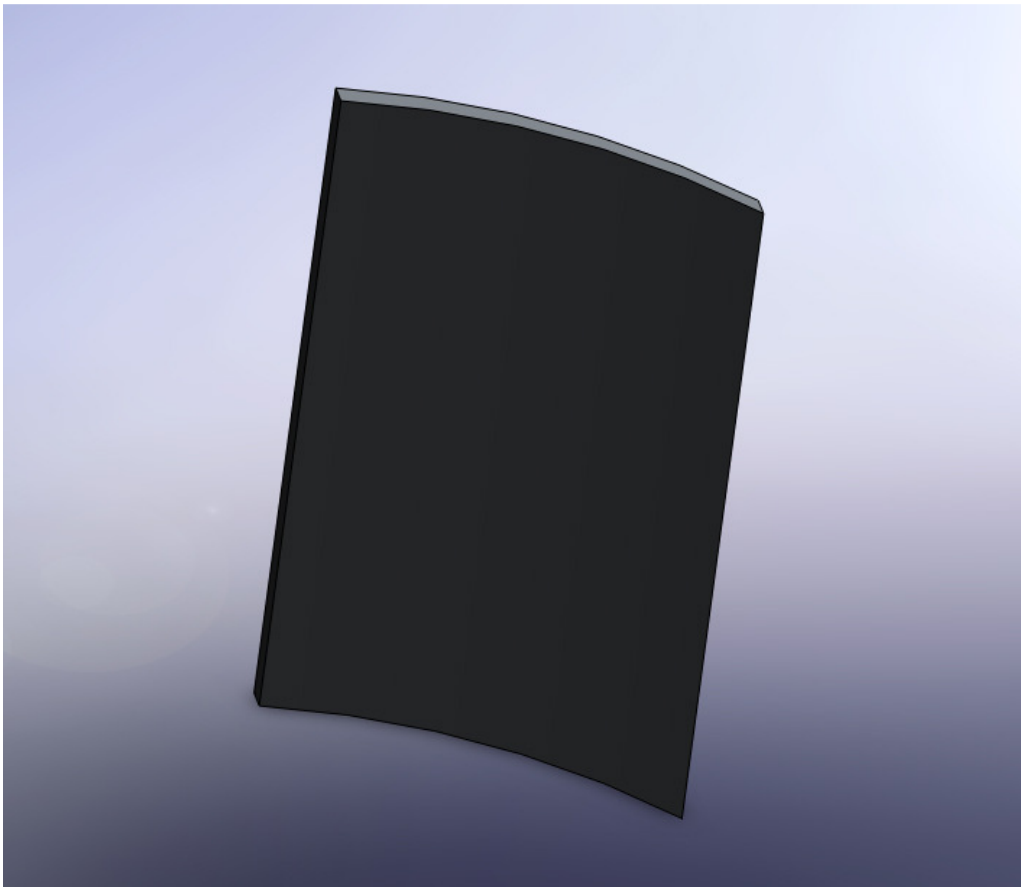
### **3 Geometria dell'elica studiata**

L'elica navale è un organo meccanico caratterizzato da una struttura geometrica estremamente complessa. Progettare un'elica è un processo che richiede esperienza nel settore e conoscenza di tutti i fattori che influenzano la geometria dell'elica stessa.

Nell'ambito di questo lavoro, pertanto, si è preferito studiare un'elica le cui caratteristiche geometriche fossero note a priori. In particolare, sfruttando quanto reperito su vari siti internet, si è arrivati alla realizzazione di un modello di elica mediante il software Solidworks (presente nel cd allegato). Come si potrà leggere in seguito, per poter realizzare il modello è stato necessario reperire la sezione di base e il profilo frontale di una pala dell'elica; questi sono stati trovati su un modello esistente di elica presente su [1].

Le operazioni principali che hanno consentito di realizzare il modello sono le seguenti:

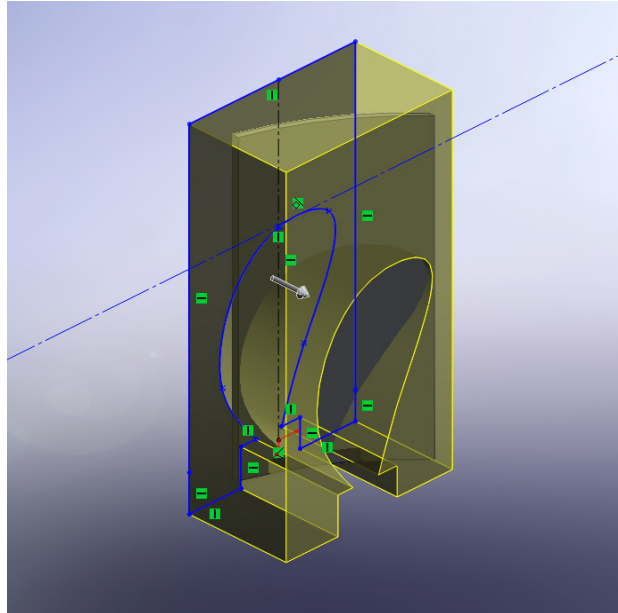
- estrusione della sezione di una pala dell'elica (si veda la Figura 3.1);



**Figura 3.1 Estrusione della sezione di una pala dell'elica**



- taglio di quest'ultima estrusione prendendo come profilo di taglio quello frontale di una pala (si veda la Figura 3.2).

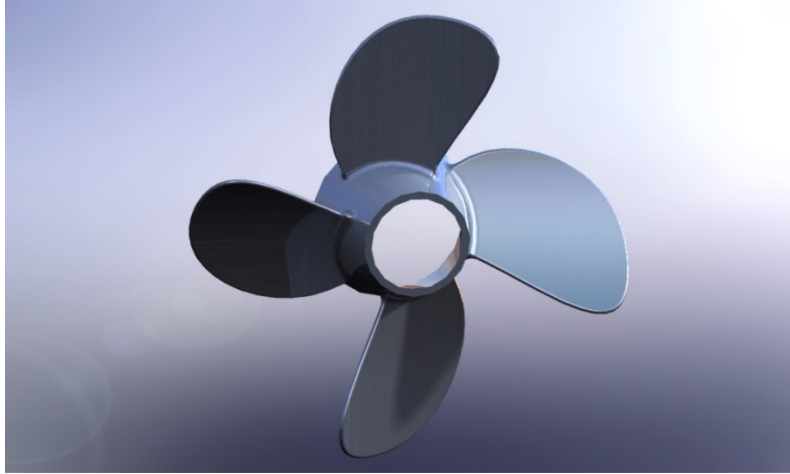


**Figura 3.2 Taglio di una pala dell'elica**

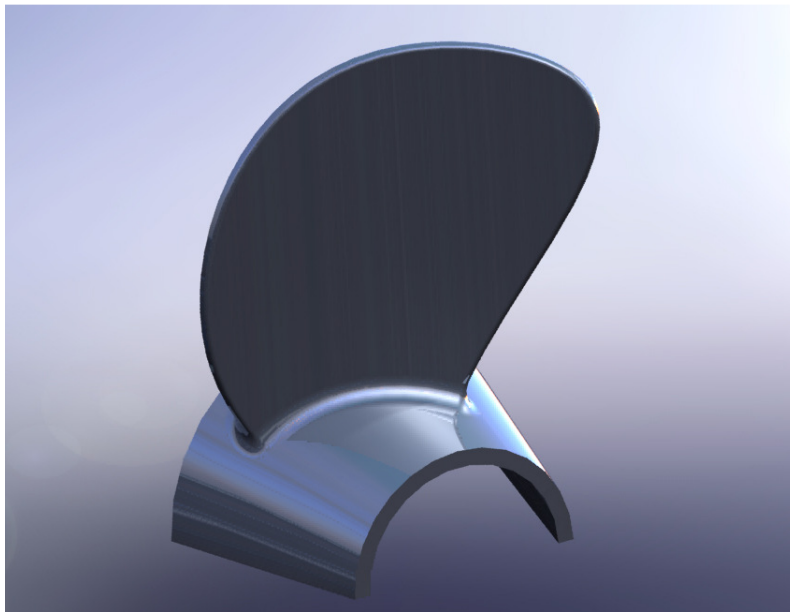
Successivamente è stato realizzato il mozzo troncoconico al quale è collegata l'elica; poiché tipicamente mozzo ed elica sono un unico corpo (tuttavia esistono anche altre soluzioni costruttive quali il collegamento bullonato delle pale al mozzo), il collegamento tra queste due parti è stato fatto mediante un raccordo di raggio pari a 0.015 m. Tale raccordo ha uno scopo funzionale: infatti è facilmente prevedibile, ma si potrà notare ciò anche nel capitolo in cui verranno presentati i risultati delle simulazioni statiche, che le massime sollecitazioni si riscontrano nel punto di collegamento tra mozzo ed elica; pertanto il raccordo consente di ridurre le concentrazioni di tensione. Il raggio dell'elica realizzata (misurato dall'estremità di una pala al centro del mozzo) è pari a 0.287 m. Il modello completo dell'elica è costituito da quattro pale uguali fra loro ma, visto che ogni pala è soggetta alle stesse condizioni di carico e la struttura è costituita semplicemente dalla ripetizione di questi elementi attorno al mozzo, nelle analisi statiche si è studiata una geometria costituita da una sola pala collegata a metà mozzo. Infatti, al fine di studiare l'interazione tra questi due componenti, non si rivela particolarmente influente considerare il mozzo intero o una porzione di questo.

Nell'esecuzione dell'analisi modale, invece, si è voluta considerare l'intera struttura per non trascurare alcun contributo inerziale ed avere una definizione dei modi di vibrare e

delle frequenze proprie la più realistica possibile. Nelle figure seguenti si mostrano un rendering del modello completo dell'elica marina e il modello ridotto.



**Figura 3.3 Rendering del modello completo**



**Figura 3.4 Rendering del modello importato in ANSYS**

I modelli sono stati importati in ANSYS mediante la conversione dei files .sldprt nel formato .IGES. La fase di importazione in ANSYS di un modello realizzato con software CAD esterni è una fase molto delicata. Il corretto riconoscimento della geometria del modello, infatti, è il punto di partenza per poter poi eseguire le simulazioni nella maniera corretta. Grazie all'interoperabilità tra i software Solidworks ed ANSYS, l'importazione non ha dato luogo a problemi e tutte le geometrie (punti, linee, superfici e volumi) sono state riconosciute correttamente.

Si procede, ora, con la descrizione delle operazioni che hanno consentito di eseguire le simulazioni. Il software ANSYS può essere utilizzato in due maniere:

- attraverso interfaccia grafica GUI;
- mediante modalità batch.

L'interfaccia grafica consiste in una serie di icone attraverso le quali si possono compiere determinate azioni a seconda che si trovi nella fase di preprocessing, solution o postprocessing.

L'utilizzo in modalità batch consiste nella scrittura, da parte dell'utente, di tutti i comandi necessari alla realizzazione del modello. Sebbene ANSYS sia programmato in linguaggio Fortran, possiede un proprio linguaggio attraverso cui è possibile scrivere i comandi necessari su un file .txt, il quale viene successivamente letto dal codice. Procedendo in questo modo, ogni volta che si vuole operare una modifica al modello, è sufficiente modificare il file di input .txt e farlo leggere di nuovo. Nell'ambito di questo lavoro si è lavorato prevalentemente in modalità batch.

## 4 Elementi scelti per la discretizzazione

Sulla base delle conoscenze acquisite nel campo degli elementi finiti, si è scelto di discretizzare il modello mediante degli elementi brick tridimensionali. Il software ANSYS offre una grande varietà di elementi tridimensionali; tra i vari presenti sono stati scelti quelli identificati dalla sigla SOLID187.

Questi elementi sono tetraedrici a 10 nodi: la scelta di elementi tetraedrici è stata fatta poiché essi consentono di discretizzare in maniera migliore geometrie complesse come quella in studio. In base a quanto riportato nell' "Help Topics" di ANSYS, gli elementi SOLID187 sono caratterizzati da un andamento degli spostamenti quadratico e sono adatti a modellare mesh irregolari, generate su modelli provenienti da software CAD esterni. La scelta degli elementi tetraedrici a 10 nodi piuttosto che a 4 nodi è stata fatta in quanto il campo degli spostamenti è definito in maniera più accurata. Infatti il campo di deformazioni associato è variabile all'interno dell'elemento stesso. Alla luce di quanto esposto, tali elementi risultano fare al caso delle simulazioni che sono state eseguite.

Ogni nodo di questi elementi presenta tre gradi di libertà (per un totale di 30 gdl per elemento), ovvero le traslazioni in direzione x, y e z. Sebbene in questo caso si debba eseguire una analisi statica lineare e una analisi modale, questi elementi consentono di effettuare studi in campo plastico, in regime di grandi deformazioni, in regime di grandi spostamenti, di studiare l'iperelasticità, fenomeni di creep, stress stiffening e di simulare anche la deformazioni di quei materiali caratterizzati da un comportamento incompressibile.

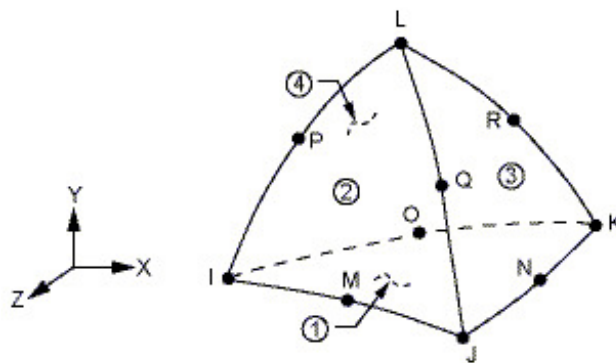


Figura 4.1 Elementi SOLID187

## 5 Materiali

Le eliche marine vengono realizzate con materiali e leghe particolari. In base a quanto reperito su vari siti web, uno dei materiali che meglio si presta alla realizzazione di eliche navali e di elementi nautici in genere, è l'acciaio *CA6NM*. Anche la “*Italian Propellers*”, una delle maggiori industrie italiane produttrici di eliche marine, utilizza questo tipo di materiale per la sua produzione; la figura seguente, ripresa da [2], mostra tutta la gamma dei materiali utilizzati da questa industria tra cui, appunto, figura anche l'acciaio *CA6NM*.

Materiali	Carico di rottura Rm (Kg/mm <sup>2</sup> )	Snervamento RP 0.2 (Kg/mm <sup>2</sup> )	Allungamento A %	Eliche	Timoni	Assi	Astucci	Supporti	Flange
OTS 2	45-50	20-22	25-28	●	●		●	●	
NIBRAL	60-65	25-28	18-20	●	●		●	●	
AISI 304	50-55	19-23	45-55			●			●
AISI 316	50-55	21-25	40-50	○	●	●			●
AQUAMET 17	95-100	80-85	18-22			●			
AQUAMET 22	85-90	70-75	20-25			●			
C. 40	65-75	40-45	15-18						●
<b>CA6NM</b>	70-75	50-55	15-17	○					
G-ALMG 5	16-19	8-11	3-7	○			●	○	

Figura 5.1 Materiali frequentemente utilizzati in ambito navale

La scelta è ricaduta su questo tipo di acciaio in quanto esso, tra le varie proprietà, presenta quella di resistere bene all'attacco corrosivo dell'acqua salata marina.

La sua composizione media, reperita su [3], è la seguente:

- carbonio, C ≤ 0.06 %;
- cromo, Cr = 11.5 - 14.0 %;
- ferro, Fe = 78.44 - 84.6 %;
- manganese, Mn ≤ 1 %;
- molibdeno, Mo = 0.40 - 1.0 %;
- nichel, Ni = 3.50 - 4.50 %;
- silicene, Si ≤ 1.0 %.

## *Materiali*

Le principali caratteristiche meccaniche dell'acciaio in questione, reperite su [4], risultano essere:

- modulo di Young:  $E = 200000 \text{ MPa}$ ;
- coefficiente di Poisson:  $\nu = 0.30$ ;
- densità:  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ ;
- tensione di snervamento:  $\sigma_s = 525 \text{ MPa}$ ;
- tensione di rottura:  $\sigma_r = 730 \text{ MPa}$ .

## 6 Realizzazione della mesh

Nelle analisi agli elementi finiti, la fase di discretizzazione del modello realizzato è molto importante in quanto mesh mal realizzate (che presentano una eccessiva distorsione degli elementi) possono portare ad ottenere risultati errati o, peggio ancora, provocare errori che bloccano l'esecuzione delle analisi.

Il modello in questione, come mostrato, presenta una geometria estremamente complessa, pertanto si è rivelato praticamente impossibile realizzare una mesh completamente strutturata.

Tuttavia, grazie alle diverse opzioni presenti nel "*MeshTool*" di ANSYS, è stato possibile realizzare una mesh senza che gli elementi generati presentassero i problemi di distorsione precedentemente discussi.

Come esposto in precedenza, l'analisi statica è stata effettuata studiando un modello costituito da una sola pala, mentre quella modale considerando l'intera struttura dell'elica; alla luce di tali differenze, saranno presentate di seguito le due operazioni di discretizzazione effettuate.

### 6.1 Mesh per l'analisi statica

Nel caso dell'analisi statica si vuole far notare che la mesh è stata realizzata con un infittimento selettivo nella zona più critica della pala, ovvero la zona di raccordo.

Per fare ciò, dapprima sono state individuate tre zone del modello mediante le aree esterne che le definiscono, ovvero la zona del mozzo, quella del raccordo e quella della pala.

Successivamente, mediante il "*MeshTool*", sono state imposte le dimensioni degli elementi in queste tre zone. Poiché si vuole una mesh più fitta nella zona di raccordo, e tenendo conto che, seppure ANSYS non riconosca unità di misura, il modello è stato importato considerando le sue dimensioni in metri, la dimensione caratteristica degli elementi in prossimità del raccordo è di 0.003 mentre nelle restanti zone è pari a 0.006.

Di seguito si riportano due immagini relative al modello discretizzato.

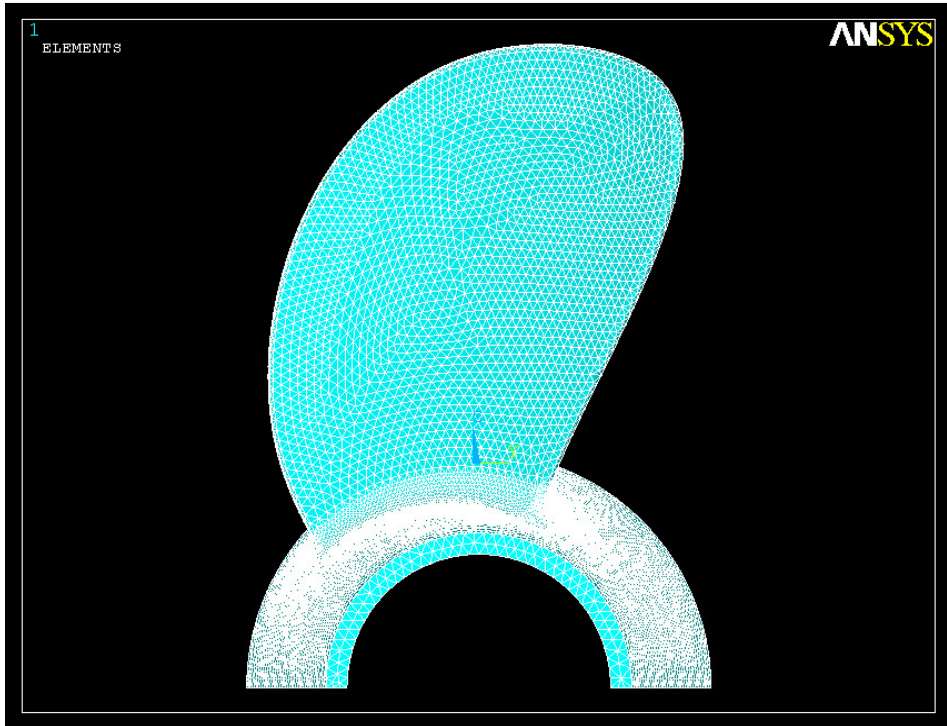


Figura 6.1 Pala discretizzata

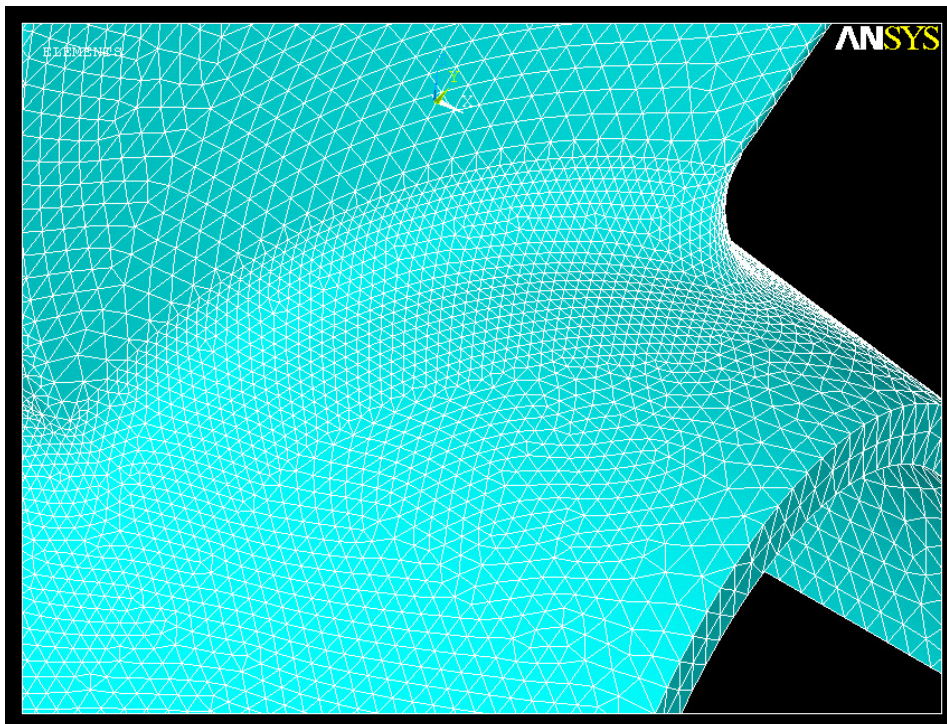


Figura 6.2 Dettaglio della mesh nella zona del raccordo

In quest'ultima figura si può notare come nella zona del raccordo la mesh sia più fitta rispetto alle altre zone del modello.



## 6.2 Mesh per l'analisi modale

Il modello che ha consentito di effettuare l'analisi modale è quello riportato in Figura 3.3. Viste le dimensioni del modello e considerando il peso computazionale dell'analisi da effettuare, si è scelto di discretizzare in maniera meno fitta rispetto al caso precedente il modello in questione. Tuttavia, per evitare che la mesh risultante fosse troppo distorta e disomogenea, in alcuni punti critici del modello è stata impostata una dimensione particolare degli elementi. In particolare, nelle aree che definiscono il raccordo delle pale, è stata impostata una dimensione degli elementi pari a 0.015, mentre nelle restanti aree la dimensione caratteristica degli elementi è pari a 0.03.

Di seguito si riporta una figura del modello completo discretizzato.

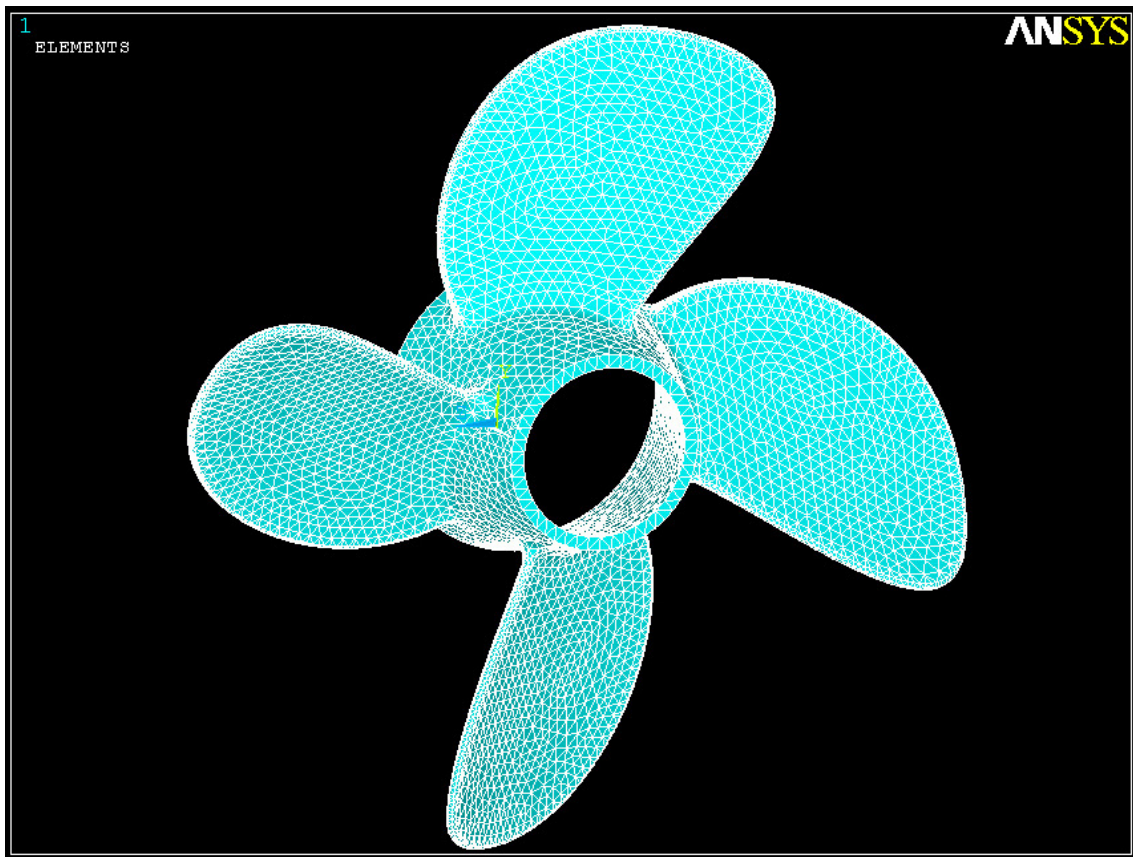


Figura 6.3 Elica completa discretizzata

## 7 Applicazione dei vincoli

Come per la mesh, anche per la definizione del set dei vincoli è opportuno descrivere separatamente il caso dell'analisi statica da quello dell'analisi modale poiché le geometrie studiate nei due casi risultano differenti.

### 7.1 Vincoli per l'analisi statica

La struttura studiata nell'analisi statica è stata vincolata sulle superfici inferiori del mozzo (indicate coi numeri 27 e 28 nella figura seguente).

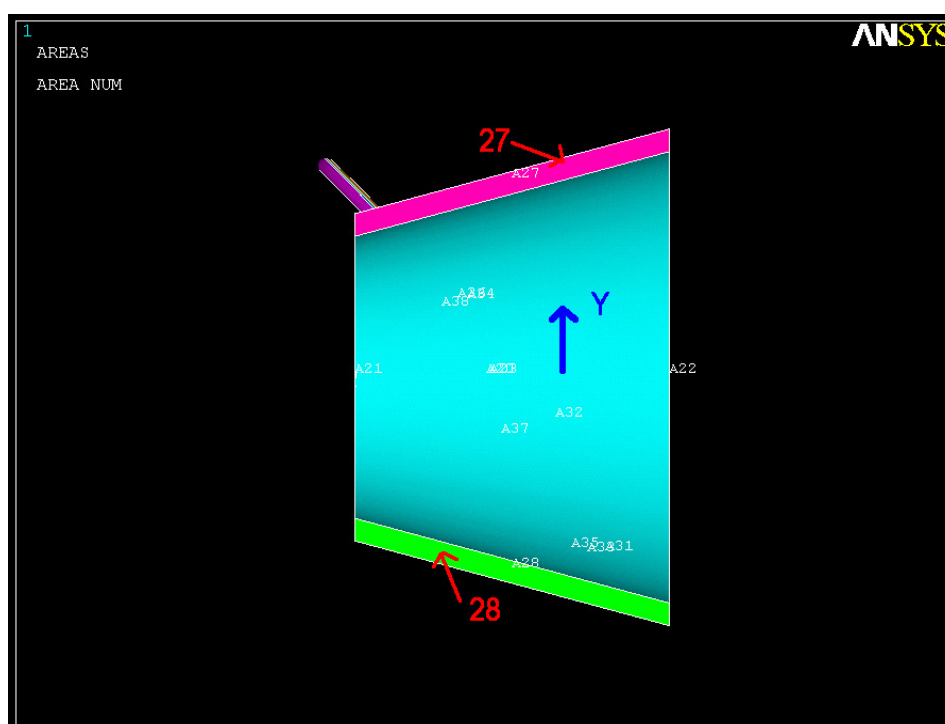


Figura 7.1 Aree vincolate nell'analisi statica

I nodi appartenenti a tali aree sono stati vincolati nella seguente maniera: ai nodi appartenenti alla superficie 28 sono stati soppressi tutti i gradi di libertà; ai nodi appartenenti alla superficie 27, invece, è stato lasciato come unico grado di libertà quello in direzione Y. Questo set di vincoli è stato scelto al fine di consentire delle deformazioni al mozzo; le sezioni di quest'ultimo, infatti, nelle condizioni di esercizio, per effetto della centrifugazione, tendono a non essere più circolari, seppur in misura limitata.

## 7.2 Vincoli per l'analisi modale

Il set di vincoli definito nell'analisi modale è diverso da quello precedente in quanto tiene conto del fatto che si sta studiando l'intera elica navale.

Alla luce di ciò, l'elica è stata bloccata assialmente mentre sono consentiti spostamenti radiali. Per fare ciò innanzitutto è stato necessario definire un sistema di riferimento locale cilindrico, caratterizzato dall'aver l'origine sull'asse di rotazione dell'elica e l'asse X come asse radiale. Successivamente, mediante il comando "NROTAT", sono stati ruotati i sistemi di riferimento dei nodi appartenenti alle circonferenze interne estreme del mozzo ed allineati con il sistema cilindrico suddetto. In questo modo è stato possibile vincolare i gdl UY e UZ dei nodi precedentemente considerati, lasciando libero il grado di libertà radiale UX.

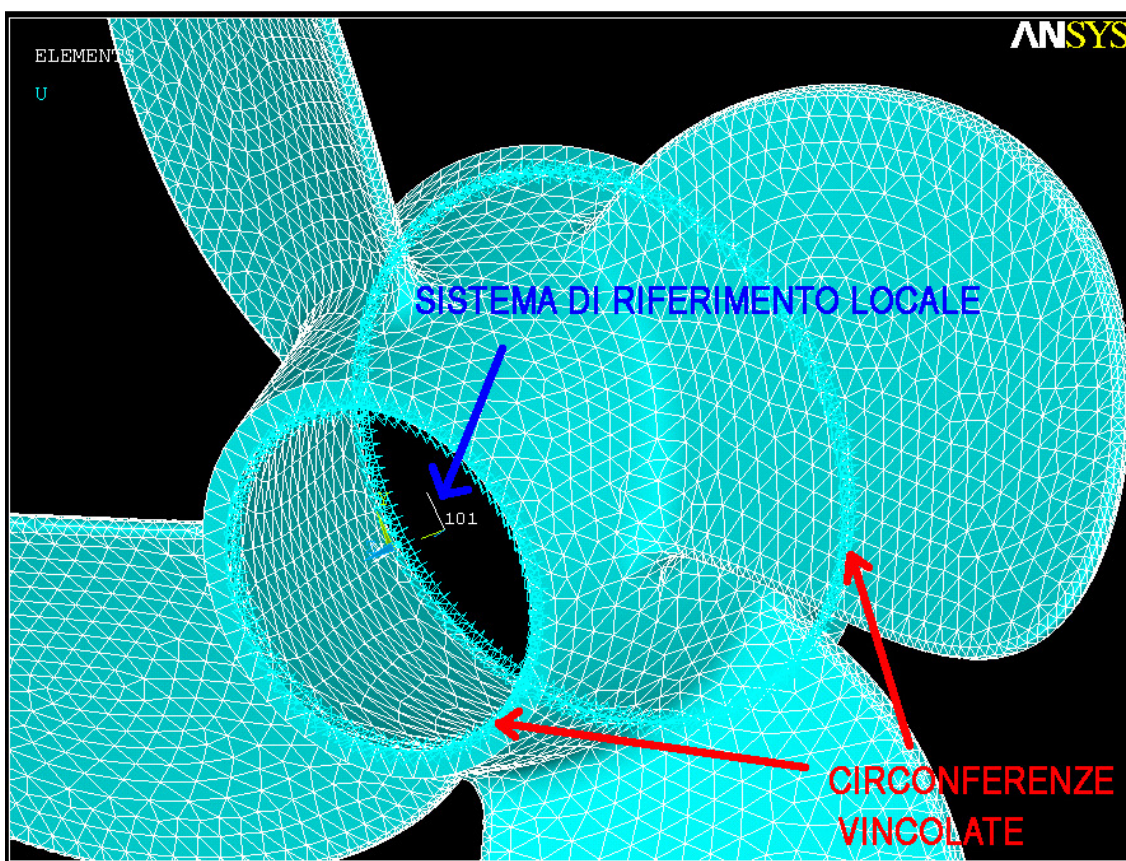


Figura 7.2 Definizione dei vincoli nell'analisi modale

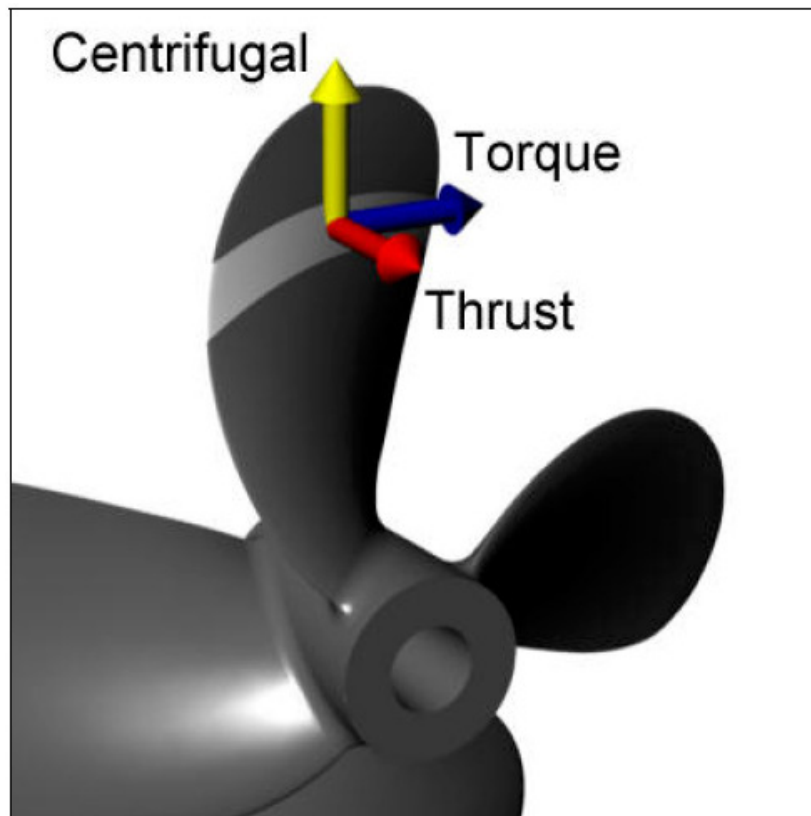
## 8 Definizione dei carichi

I carichi agenti, calcolati secondo le modalità esposte in seguito, sono stati chiaramente tenuti in considerazione solo per l'analisi statica.

### 8.1 Carichi agenti nell'analisi statica

La definizione dei carichi agenti nell'analisi statica è stata fatta sfruttando quanto riportato su [5]. Secondo tale trattazione semplificata, i carichi agenti sulla superficie palare sono di tre tipi:

- forza di spinta;
- forza centrifuga;
- forza associata alla coppia agente.



**Figura 8.1 Schema relativo ai carichi agenti**

Il verso delle forze è definito in funzione del verso di rotazione dell'albero motore e dell'inclinazione dell'elica rispetto al mozzo. Nel caso studiato, i versi delle forze sono

definiti nella figura seguente, avendo supposto un verso di rotazione, come quello mostrato dalla freccia rossa in figura, che permette un avanzamento dell'imbarcazione.

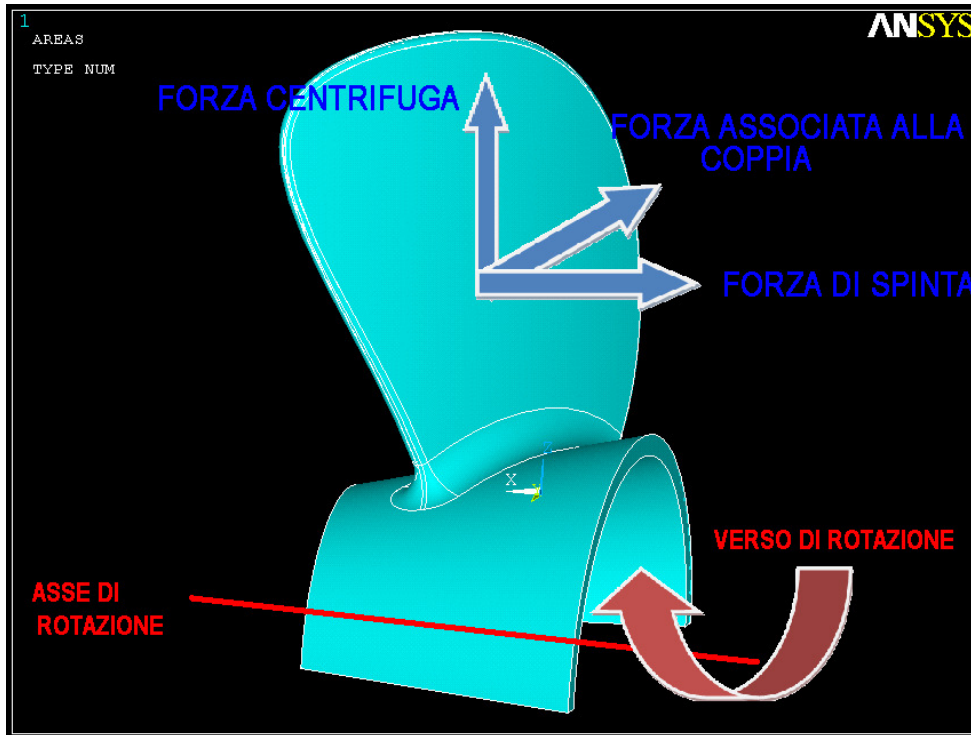


Figura 8.2 Schematizzazione dei carichi agenti

La pala studiata è stata discretizzata in cinque fasce; per ognuna di esse sono state calcolate le tre forze sopra riportate mediante le relazioni che saranno espresse in seguito. Successivamente tali forze sono state distribuite sui nodi appartenenti a tali fasce. Di seguito si riportano le relazioni che hanno permesso di valutare i carichi agenti.

### 8.1.1 Forza di spinta

La forza di spinta viene calcolata mediante la seguente relazione:

$$F_T = 3.5 \cdot R \cdot k_T \cdot [a_T(r_2) - a_T(r_1)] \quad (1)$$

dove:

- $R$  è il raggio della pala, pari a 0.287 m;
- $k_T = \frac{T}{z \cdot R \cdot c_H}$ ;
- $a_T(r) = \left(\frac{-2}{105}\right) \cdot (8 + 4 \cdot r + 3 \cdot r^2 - 15 \cdot r^3) \cdot (1 - r)^{0.5}$ ;

### Definizione dei carichi

- T è la forza di spinta, pari a 8896.4 N;
- z è il numero di pale dell'elica, pari a 4;
- $c_H = \left(\frac{1}{15}\right) \cdot (8 + 4 \cdot r_H + 3 \cdot r_H^2 - 15 \cdot r_H^3) \cdot (1 - r_H)^{0.5}$ ;
- r è il raggio riferito alla fascia i-esima della pala;
- $r_H$  è la frazione che esprime la posizione radiale del mozzo, pari a 0.24.

La forza di spinta T è stata ottenuta valutando la proporzione dimensionale che lega la pala in studio con quella riportata nell'esempio presente in [5]. La pala in esame, infatti, è circa 1.13 volte più grande di quella dell'esempio. Sfruttando il sistema di riferimento cilindrico descritto al capitolo precedente, è stato possibile assegnare le forze di spinta ai nodi della pala appartenenti alle diverse fasce, semplicemente definendo l'intervallo radiale di ogni fascia di discretizzazione.

#### 8.1.2 Forza centrifuga

La forza centrifuga, come noto, è espressa dalla relazione:

$$F_C = m \cdot \omega^2 \cdot r \quad (2)$$

Il computo della forza centrifuga è stato fatto secondo due modalità. La prima prevede un calcolo discretizzato di questa componente dinamica, che viene calcolata anch'essa per ogni fascia di discretizzazione della pala. L'altra modalità, invece, consiste nell'assegnare un campo di moto rotazionale al modello e lasciando che ANSYS valuti automaticamente la componente centrifuga. Chiaramente la considerazione dell'effetto centrifugo secondo una modalità di calcolo esclude l'altra modalità.

##### 8.1.2.1 Calcolo discretizzato della forza centrifuga

Inizialmente tale forza è stata calcolata per ogni fascia di discretizzazione della pala; pertanto la massa considerata sarà relativa alla singola fascia. Il raggio è pari alla distanza tra l'asse di rotazione e il centro della fascia considerata. Per valutare la velocità angolare, invece, si è considerato che la pala studiata nell'esempio riportato in [5] è accoppiata con un motore dalla potenza di 150 Cv e con una velocità di rotazione nominale pari a 1250 giri/min. Poiché la pala modellata in questo caso risulta avere un

## Definizione dei carichi

diametro leggermente superiore a quello della pala precedente, si è pensato di scegliere un motore con le seguenti caratteristiche nominali (reperite su [6]):

- potenza:  $P = 240 \text{ Cv}$ ;
- velocità di rotazione:  $\omega = 1800 \text{ giri/min}$ .

Come nel caso della forza di spinta, anche tale forza è stata applicata ai nodi sfruttando il sistema di riferimento cilindrico.

### 8.1.2.2 Definizione di un campo di moto rotazionale

Il software ANSYS offre la possibilità di definire un campo di moto rotazionale attraverso il quale viene valutato l'effetto centrifugo. Per fare ciò è stato applicato il comando "CMOMEGA", il quale richiede la definizione della velocità angolare e dell'asse di rotazione. La definizione di quest'ultimo è stata fatta inserendo le coordinate di due punti per i quali passa l'asse di rotazione.

### 8.1.3 Forza associata alla coppia agente

La forza associata alla coppia viene calcolata mediante la seguente relazione:

$$F_Q = 3.5 \cdot R \cdot k_Q \cdot [a_Q(r_2) - a_Q(r_1)] \quad (3)$$

dove:

- $R$  è il raggio della pala, pari a  $0.287 \text{ m}$ ;
- $k_Q = \frac{T}{z \cdot R^2 \cdot c_H}$ ;
- $a_Q(r) = \left(\frac{-2}{15}\right) \cdot (2 + r - 3 \cdot r^2) \cdot (1 - r)^{0.5}$ ;
- $Q$  è la coppia di propulsione, pari a  $Q = \frac{P}{\omega} = 949.5 \text{ Nm}$ ;
- $z$  è il numero di pale dell'elica, pari a  $4$ ;
- $c_H = \left(\frac{1}{15}\right) \cdot (8 + 4 \cdot r_H + 3 \cdot r_H^2 - 15 \cdot r_H^3) \cdot (1 - r_H)^{0.5}$ ;
- $r$  è il raggio riferito alla fascia  $i$ -esima della pala;
- $r_H$  è la frazione che esprime la posizione radiale del mozzo, pari a  $0.24$ .

Come nel caso della forza di spinta, anche tale forza è stata applicata ai nodi sfruttando il sistema di riferimento cilindrico.

## 8.2 Calcolo dei carichi agenti

Escludendo il caso in cui la forza centrifuga viene calcolata automaticamente dal software ANSYS, i carichi agenti sulle diverse fasce della pala sono stati calcolati realizzando un codice in linguaggio Matlab (presente nel cd allegato) che implementa le relazioni precedentemente esposte. I risultati ottenuti sono i seguenti:

	<b>I<sup>a</sup> fascia</b>	<b>II<sup>a</sup> fascia</b>	<b>III<sup>a</sup> fascia</b>	<b>IV<sup>a</sup> fascia</b>	<b>V<sup>a</sup> fascia</b>
<b>Raggio medio di applicazione [m]</b>	0.0907	0.1343	0.1779	0.2216	0.2652
<b>F<sub>T</sub> [N]</b>	190	364	538	641	491
<b>F<sub>C</sub> [N]</b>	9127	2208	3343	4164	3766
<b>F<sub>Q</sub> [N]</b>	221	288	322	309	200



## 9 Risultati delle analisi eseguite

Di seguito saranno presentati i risultati ottenuti nelle analisi eseguite. In quelle statiche si è voluto verificare che le condizioni di carico applicate alla pala non sollecitino la stessa in campo plastico. Nell'analisi modale, invece, si è voluta determinare la frequenza propria più bassa dell'elica navale al fine di verificare che essa sia diversa dalle frequenze tipiche di eccitazione conferite dal motore collegato all'elica.

### 9.1 Analisi statica

I risultati verranno presentati differenziando il caso in cui la forza centrifuga è stata calcolata in maniera discreta e quello in cui tale forza è stata valutata mediante la definizione di un campo di moto rotatorio.

#### 9.1.1 Forza centrifuga discretizzata

La figura seguente mostra l'andamento della tensione di Von Mises sulla pala.

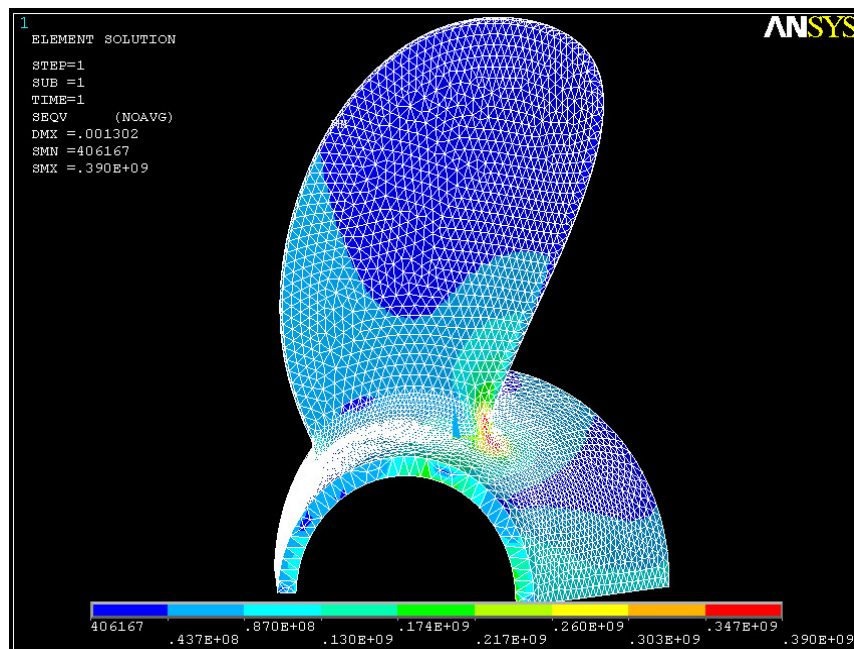


Figura 9.1 Andamento delle tensioni

Nella Figura 9.2, invece, è mostrato in dettaglio l'andamento delle tensioni nel punto più critico della pala, ovvero il raccordo.

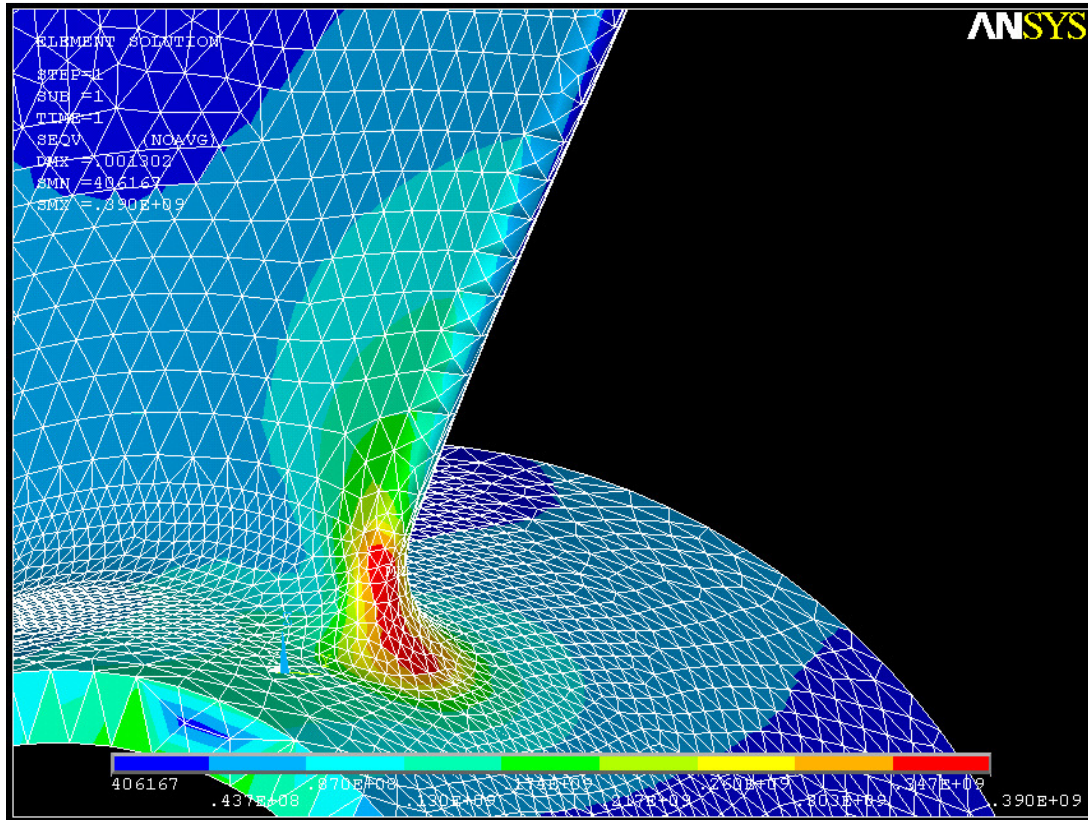


Figura 9.2 Particolare del raccordo

I contour plot presentati sono stati ottenuti dall' "Element Solution" che restituisce le tensioni senza mediarle tra gli elementi adiacenti. Come si evince dalle figure presentate, la massima tensione è raggiunta nella zona di raccordo ed è pari a 390 MPa. Tale valore risulta inferiore alla tensione di snervamento (525 MPa), pertanto garantisce che la pala lavori in campo elastico. Il rapporto tra la tensione di snervamento e quella massima raggiunta è pari a 1.35; ciò assicura un buon margine di sicurezza.

Delle tensioni presenti, risulta essere maggiormente influente quella in direzione radiale. Ciò lascia intuire che la sollecitazione principale è dovuta al campo centrifugo.

### 9.1.2 Campo di moto rotazionale

Il modo più realistico di simulare l'effetto centrifugo è quello di assegnare un campo di moto al modello, secondo quanto esposto in precedenza. Questa modalità di calcolo non comporta, nel computo dell'effetto centrifugo, approssimazioni presenti, invece, nel caso precedente. Di seguito si riporta la figura corrispondente all'andamento della tensione di Von Mises sulla pala.

## Risultati delle analisi eseguite

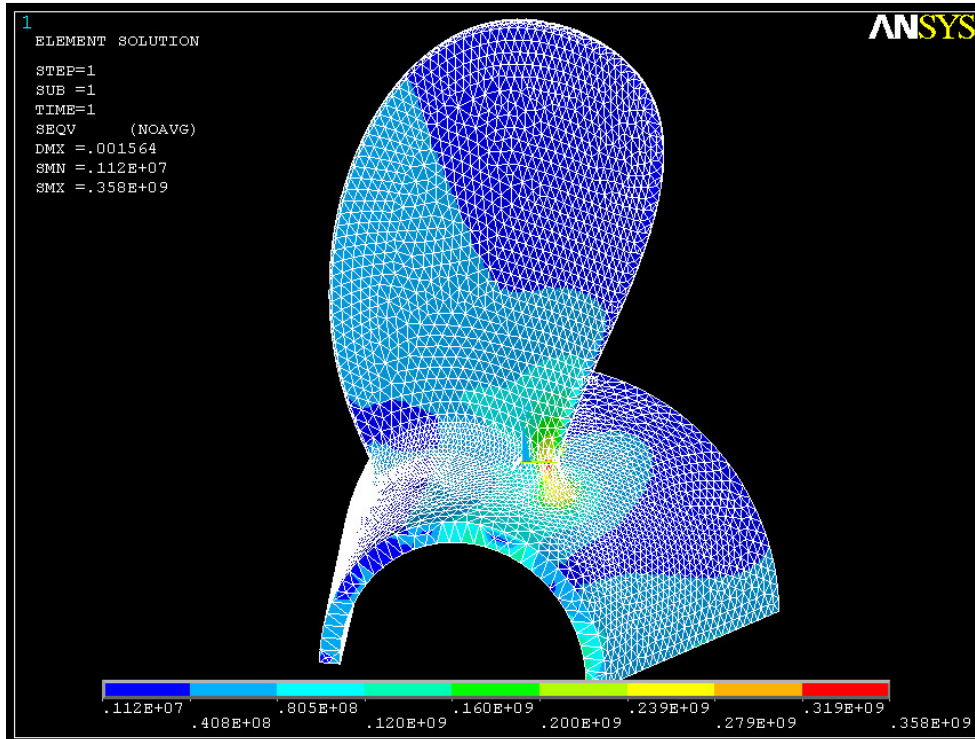


Figura 9.3 Andamento delle tensioni

Nella Figura 9.4, invece, è mostrato in dettaglio l'andamento delle tensioni nel punto più critico della pala, ovvero il raccordo.

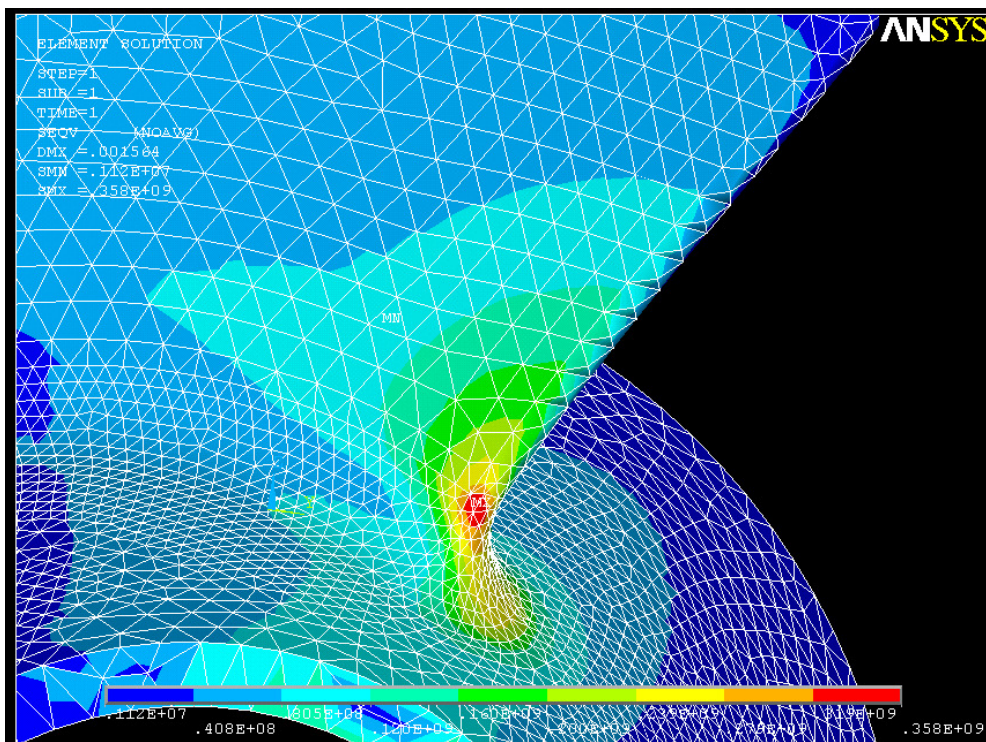


Figura 9.4 Particolare del raccordo

Come si nota dalle figure precedenti, la massima tensione è raggiunta nella zona di raccordo ed è pari a 358 MPa. Tale valore risulta inferiore alla tensione di snervamento (525 MPa), pertanto garantisce che la pala lavori in campo elastico. Il rapporto tra la tensione di snervamento e quella massima raggiunta è pari a 1.47; ciò assicura un buon margine di sicurezza.

Si vuole far notare che i risultati ottenuti nei due casi non si discostano di molto tra loro; ciò vuol dire che, sebbene nel primo caso la forza centrifuga sia stata calcolata in maniera discreta, si verifica uno scarto limitato all'8% (in termini di tensione massima) rispetto al caso più realistico in cui la forza centrifuga è stata calcolata con la funzione "CMOMEGA". Poiché, inoltre, la sollecitazione centrifuga è quella predominante tra le tre sollecitazioni dinamiche agenti, si è potuta verificare l'attendibilità dei risultati ottenuti.

Per quanto riguarda le deformazioni registrate, nei due casi si sono ottenute soluzioni simili. Per brevità si riporta di seguito solo la figura associata alla presenza del campo di moto rotazionale.

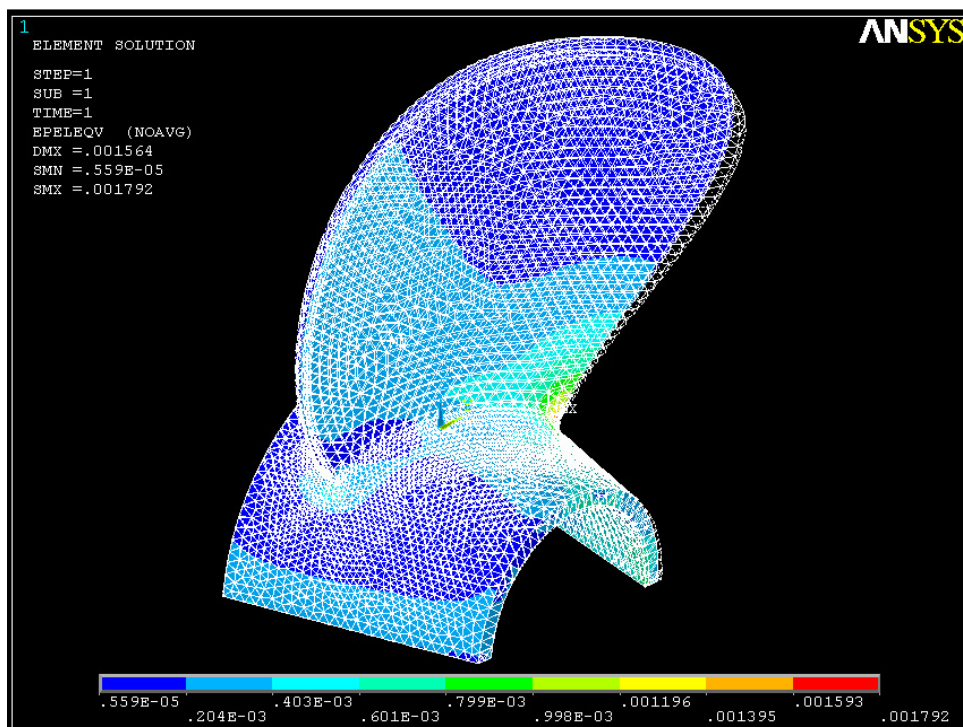


Figura 9.5 Deformata della pala

Le deformate ottenute risultano contenute e congruenti con i carichi applicati. Inoltre, viste le condizioni di vincolo, si è registrata una limitata ovalizzazione del mozzo.

Un'ulteriore analisi statica è stata effettuata vincolando in maniera differente la struttura. In particolare, le condizioni di vincolo applicate sono quelle usate per l'analisi modale (descritte al paragrafo 7.2). Nella figura seguente si riporta l'andamento della tensione equivalente di Von Mises, valutata con l' "Element Solution".

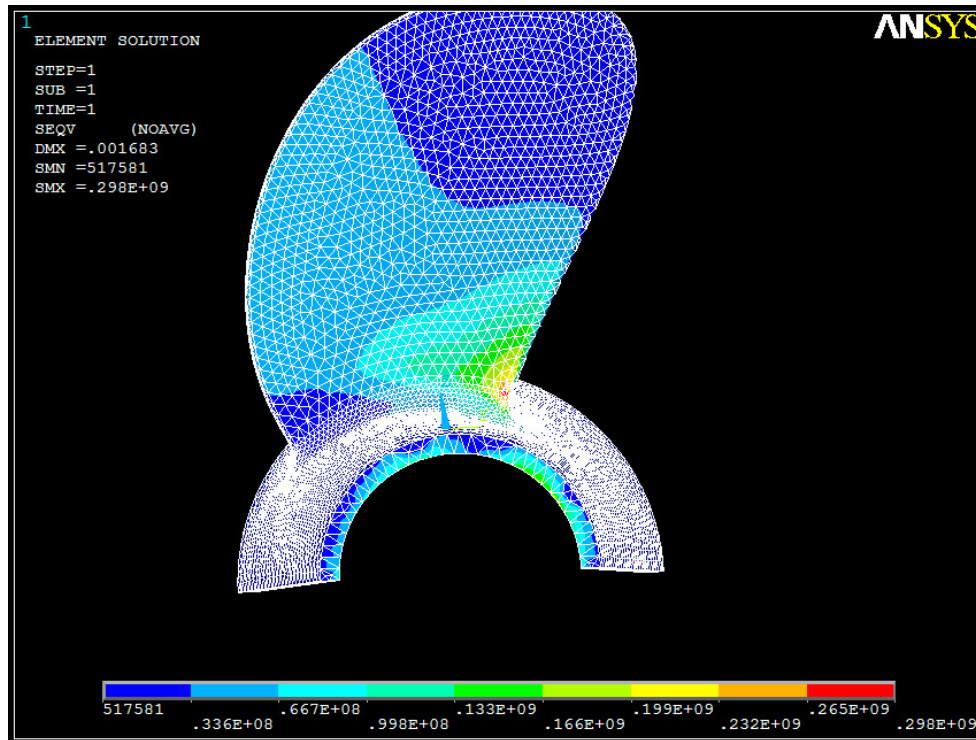


Figura 9.6 Andamento delle tensioni

Si può notare come l'andamento delle tensioni sia confrontabile con quello riportato in Figura 9.3. Si nota, invece, una differenza per quanto riguarda la tensione massima raggiunta ancora nella zona del raccordo: in quest'ultimo caso essa risulta essere inferiore del 17% rispetto al caso precedente.

## 9.2 Analisi modale

La determinazione delle frequenze proprie è stata fatta sia nel caso in cui l'elica risulti vincolata, sia nel caso in cui essa non risulti vincolata. Le opzioni utilizzate in questo tipo di analisi sono le seguenti:

- soluzione mediante il metodo Block Lanczos (*modopt*, *lanb*, *nmode*);
- calcolo della matrice delle masse lumped (*lumpm*, *on*);
- numero dei modi di vibrare "espansi" (*mxpand*, *nmode*).

### 9.2.1 Analisi modale in presenza di vincoli

Nel caso in cui il set di vincoli sia quello descritto al paragrafo 7.2, sono state calcolate le prime 12 frequenze proprie. Esse risultano essere:

<b>Numero frequenza propria</b>	<b>Frequenza [Hz]</b>
1	58.696
2	58.749
3	58.765
4	58.899
5	135.17
6	135.51
7	135.54
8	136.18
9	319.43
10	321.25
11	321.82
12	321.96

**Tabella 9.1**

Si può notare come la prima frequenza propria del sistema risulti essere superiore a quella tipica di funzionamento e pari a 30 Hz (tale valore è relativo al numero di giri nominale di funzionamento del motore accoppiato all'elica, le cui caratteristiche sono state descritte al paragrafo 8.1.2.1): ciò esclude fenomeni di risonanza. Dalle animazioni visualizzate mediante il software ANSYS, risulta che a questa prima frequenza propria è associato un modo di vibrazione flessionale. Dalla prima alla quarta frequenza si hanno vibrazioni flessionali, dalla quinta all'ottava frequenza si hanno vibrazioni torsionali mentre alla nona ritornano vibrazioni flessionali.

#### 9.2.1.1 Verifica dei risultati ottenuti

Per verificare che l'ordine di grandezza della prima frequenza propria sia giusto, è stato fatto il confronto con un modello equivalente. Esso è costituito da una trave incastrata alla base con sezione rettangolare, la cui altezza è pari a quella dello spessore della pala, mentre la larghezza è pari a quella media della pala stessa. La lunghezza della trave,

chiaramente, è pari a quella della pala misurata dall'attacco col mozzo all'estremità superiore.

In tal modo si ha una distribuzione di masse che simula quella della pala. Il modello analitico consente di calcolare le pulsazioni e, quindi, le frequenze, mediante la relazione:

$$\omega_n = \lambda_n^2 \cdot \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (4)$$

Il termine  $\lambda_n$  si ricava dalle seguenti relazioni che dipendono dalla lunghezza della trave, indicata con L:

- $\lambda_1 L = 1.875$ ;
- $\lambda_2 L = 4.694$ ;
- $\lambda_3 L = 7.855$ ;
- $\lambda_r L \cong (r-0.5)\pi$  per  $r \geq 4$ .

In base alle dimensioni presenti, la prima frequenza propria risulta essere pari a 120 Hz. Lo stesso risultato si è ottenuto mediante ANSYS. Tale valore, pur non coincidendo con quello caratteristico dell'elica, consente di validare i risultati in quanto il modello della trave risulta essere una semplificazione della geometria reale dell'elica.

Per avere ulteriore conferma dei risultati ottenuti si sono condotte diverse analisi utilizzando un modello ridotto dell'elica, geometricamente equivalente a quello utilizzato nell'analisi statica, al variare della mesh e delle condizioni di vincolo.

In particolare l'analisi modale è stata eseguita nelle seguenti varianti:

- stessa mesh e stessi vincoli dell'analisi statica. In questo caso si ottiene per la prima frequenza propria il valore di 180.34 Hz;
- mesh lasca, come quella utilizzata nell'analisi modale dell'elica completa, e stessa condizione di vincolo del caso precedente. Si ottiene per la prima frequenza propria un valore di 190 Hz;
- mesh lasca, come quella utilizzata nell'analisi modale dell'elica completa, con blocco di tutti i gdl del mozzo. In questo caso si ottiene per la prima frequenza un valore di 211.69 Hz.

## *Risultati delle analisi eseguite*

Come si può osservare l'ordine di grandezza della prima frequenza propria ottenuto dalle analisi appena descritte è lo stesso di quello ottenuto con il modello equivalente di trave incastrata; ciò consente di validare i risultati ottenuti.

### 9.2.2 Analisi modale in assenza di vincoli

L'analisi modale è stata condotta anche in assenza di vincoli. In questo caso, al fine di poter fare un confronto con il caso di presenza di vincoli, sono state calcolate le prime diciotto frequenze proprie in quanto ci si aspetta che le prime sei siano nulle corrispondendo a moti rigidi. I risultati ottenuti sono riportati nella tabella seguente.

<b>Numero frequenza propria</b>	<b>Frequenza [Hz]</b>
1	0
2	0
3	0.8925e-4
4	0.1938e-3
5	0.2283e-3
6	0.2723e-3
7	48.605
8	76.160
9	79.872
10	79.896
11	109.14
12	137.53
13	138.77
14	152.97
15	153.01
16	252.54
17	284.22
18	324.23

**Tabella 9.2**



### *Risultati delle analisi eseguite*

Dal confronto dei risultati riportati in Tabella 9.1 con quelli presenti in Tabella 9.2, si nota che:

- si registra una variazione del 17% sulla prima frequenza propria. Nonostante ciò, anche nel caso senza vincoli, la prima frequenza propria è superiore alla frequenza di rotazione dell'elica;
- in entrambi i casi, per la prima frequenza propria si hanno modi di vibrare flessionali;
- in assenza di vincoli le frequenze proprie non si ripetono più a blocchi di quattro, come invece accade in presenza di vincoli;
- per frequenze simili, nei due casi si registrano dei modi di vibrare differenti. Ad esempio, attorno ai 320 Hz, in presenza di vincoli il sistema presenta un modo di vibrare flessionale, mentre in assenza di vincoli il modo di vibrare è torsionale.

## 10 Conclusioni

Lo scopo di questo progetto è stato quello di verificare da un punto di vista statico e modale un'elica marina. Per fare ciò, alla luce delle conoscenze acquisite nel corso di “*Calcolo Automatico dei Sistemi Meccanici*”, si è realizzato un modello tridimensionale di un'elica navale col software Solidworks e sono state effettuate delle analisi statiche e modali mediante il metodo degli elementi finiti, sfruttando il software ANSYS.

Concentrandosi dapprima sull'analisi statica, senza soffermarsi nuovamente sul tipo di elementi scelti e sulla scelta dei materiali (temi trattati approfonditamente in precedenza), si vuole richiamare l'attenzione sulla scelta delle condizioni di vincolo e sulla fase di determinazione dei carichi.

Per quanto riguarda la scelta dei vincoli, inizialmente è stata bloccata una superficie inferiore del mozzo mentre all'altra superficie è stato lasciato come grado di libertà la traslazione su Y (si veda la Figura 7.1). Successivamente, però, per simulare in maniera più accurata la deformazione radiale a cui può andare incontro il mozzo per effetto della centrifugazione, si è lasciato come unico grado di libertà la traslazione lungo tale direzione (ciò è stato possibile ruotando il sistema di riferimento dei nodi). Sotto le stesse condizioni di carico, per queste due condizioni di vincolo si sono ottenute delle tensioni massime equivalenti che differiscono del 17% (358 MPa nel primo caso e 298 MPa nel secondo). Il secondo set di vincoli, quindi, non solo è più accurato del primo, ma determina una tensione massima inferiore rispetto al primo set.

Per quanto riguarda i carichi agenti, invece, si vuole richiamare l'attenzione sul calcolo della componente centrifuga. Inizialmente essa è stata calcolata in maniera discreta. Tuttavia si è voluto effettuare un calcolo più raffinato assegnando un campo di moto rotazionale alla struttura. I risultati ottenuti in termini di tensione massima equivalente di Von Mises sono poco differenti (390 MPa nel primo caso, 358 MPa nel secondo caso con uno scarto dell'8%) e ciò ha permesso di concludere che le forze centrifughe discretizzate sono state calcolate in maniera accurata.

Le tensioni massime equivalenti ottenute in tutte le simulazioni statiche effettuate sono risultate sempre inferiori alla tensione di snervamento del materiale scelto (acciaio CA6NM): ciò permette di concludere che l'elica studiata non raggiunge mai il campo plastico.

## *Conclusioni*

L'esecuzione dell'analisi modale, effettuata sul modello intero dell'elica, ha come scopo quello di verificare che la struttura non vada in risonanza. Le frequenze proprie del sistema sono state valutate sia in presenza che in assenza di vincoli; ciò è stato fatto per vedere quanto questi influiscano sulle frequenze proprie del sistema.

Nel caso in cui la struttura risulti vincolata, la prima frequenza propria risulta essere pari a 58.7 Hz ed il modo di vibrare associato è flessionale. Per verificare se l'ordine di grandezza di questa frequenza fosse giusto si è fatto il confronto con una struttura semplificata equivalente, consistente in una trave incastrata avente la distribuzione di massa che approssima quella di una pala dell'elica. In tal caso la frequenza propria del sistema è pari a 120 Hz. Tale valore si discosta da quello precedentemente esposto; allora si è pensato di confrontare la frequenza propria della trave incastrata con quella di una singola pala. Questa ulteriore verifica è stata fatta in quanto la frequenza di 58.7 Hz è relativa all'intera elica mentre la frequenza di 120 Hz è relativa ad una trave incastrata che simula una sola pala. Pertanto, effettuando l'analisi modale di una singola pala (con condizioni diverse di vincolo e di discretizzazione), si sono ottenute frequenze proprie dello stesso ordine di grandezza di quella del modello semplificato; ciò ha consentito di validare i risultati ottenuti.

Nel caso in cui l'elica non risulti vincolata, la prima frequenza propria non nulla risulta essere pari a 48.6 Hz e ad essa è associato un modo di vibrare flessionale.

Tra il caso con vincoli e quello senza, si è registrato uno scarto del 17% sulla prima frequenza propria: tuttavia, in entrambi i casi le prime frequenze sono superiori a quella di eccitazione dell'elica, pari a 30 Hz, escludendo problemi di risonanza.

Alla luce di quanto esposto, si può concludere che l'elica studiata ha superato sia la verifica statica che quella modale.

## **11 Riferimenti**

[1] <http://www.3dcontentcentral.com/>.

[2] <http://www.italianpropellers.it/>.

[3] <http://www.matweb.com/>.

[4] J. Zeng, *FEM dynamic simulation and analysis of the roll-bending process for forming a conical tube*.

[5] HydroComp, *Estimating Propeller Forces for Blade Strength Analysis*.

[6] <http://www.vitellisrl.it>.