

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA

In

MECCANICA DELLE MACCHINE M

**Studio di soluzioni di movimentazione
per un propulsore navale azimutale**

CANDIDATO

Giovanni Lando

RELATORE

Chiar.mo Prof. Ing. Carricato Marco

CORRELATORI

Ing. Di Luccio Paolo

Ing. Stella Vittorio

Anno Accademico 2017/18

II Sessione

Sommario

| | |
|---|----|
| INTRODUZIONE | 4 |
| 1 I PROPULSORI MARINI | 5 |
| 1.1 ELICHE A PASSO FISSO | 5 |
| 1.2 ELICHE A PASSO VARIABILE | 6 |
| 1.3 ELICHE INTUBATE | 6 |
| 1.4 PROPULSORI PUMP JET | 7 |
| 1.5 PROPULSORI AZIMUTALI | 8 |
| 1.6 PROPULSORI IN GUSCIO | 8 |
| 1.7 ELICHE CONTROROTANTI | 9 |
| 1.8 ELICHE SOVRAPPOSTE | 9 |
| 1.9 RUOTA A PALE | 10 |
| 1.10 PROPULSORI CICLOIDALI | 10 |
| 1.11 PROPULSORI AD IDROGETTO | 11 |
| 1.12 PROPULSIONE MAGNETOIDRODINAMICA | 12 |
| 2 IL PROPULSORE AZIMUTALE RETRATTILE | 13 |
| 3 LA GEOMETRIA DELL'ELICA | 17 |
| 3.1 PITCH | 19 |
| 3.2 SKEW | 19 |
| 3.3 RAKE | 21 |
| 3.4 PROFILI D'ELICA E RAPPORTI D'AREA | 23 |
| 3.5 SEZIONI A PROFILO ALARE | 25 |
| 4 PRESTAZIONI DI UN PROPULSORE NAVALE | 26 |
| 5 SPECIFICHE DI PROGETTO | 28 |
| 6 STUDIO PRELIMINARE DELL'ELICA | 29 |
| 6.1 ELICHE OPEN WATER | 31 |
| 6.2 I PROPULSORI IN CONDOTTO | 35 |
| 6.2.1 SCELTA DEL PROPULSORE | 38 |
| 6.2.2 SCELTA DEL MOTORE ELETTRICO | 43 |
| 7 IL MECCANISMO DI MOVIMENTAZIONE | 45 |
| 7.1 REQUISITI CHE DEVE SODDISFARE | 45 |
| 7.2 PANORAMICA DEI TIPI DI MOVIMENTAZIONE | 48 |
| 7.2.1 SCELTA: IL QUADRILATERO ARTICOLATO | 50 |
| 8 SINTESI DIMENSIONALE PER VIA GRAFICA | 51 |

| | | |
|--------|---|-----|
| 9 | ANALISI CINETOSTATICA..... | 56 |
| 9.1 | ANALISI DI POSIZIONE..... | 56 |
| 9.2 | ANALISI STATICA | 61 |
| 9.3 | DIMENSIONAMENTO CILINDRO IDRAULICO | 69 |
| 10 | DIMENSIONAMENTO A SHOCK DA CARICO IMPULSIVO..... | 71 |
| 10.1 | DETERMINAZIONE DEL CARICO STATICO EQUIVALENTE | 73 |
| 10.2 | DETERMINAZIONE CARICHI SULLA STRUTTURA..... | 75 |
| 10.3 | DIMENSIONAMENTO DEI PRINCIPALI ORGANI..... | 77 |
| 10.3.1 | PERNI E BOCCOLE..... | 77 |
| 10.3.2 | TELAIO | 80 |
| 10.3.3 | PERNO DI BLOCCO | 90 |
| 11 | CONCLUSIONI..... | 93 |
| | APPENDICI | 95 |
| | APPENDICE A | 95 |
| | APPENDICE B | 100 |
| | APPENDICE C | 102 |
| | APPENDICE D | 106 |
| | APPENDICE E..... | 111 |
| | RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI | 112 |

INTRODUZIONE

Il presente elaborato di tesi magistrale raccoglie i risultati dello studio, svolto presso l'azienda Calzoni S.r.l. di Calderara di Reno, di un meccanismo di movimentazione per un propulsore azimutale navale. Il propulsore è studiato per equipaggiare un moderno sottomarino militare e rappresenta una soluzione di propulsione ausiliaria per le operazioni di manovra e posizionamento di precisione del veicolo marino.

L'obiettivo principale del lavoro consiste nella sintesi e nel dimensionamento di un meccanismo che permetta la movimentazione del propulsore e, allo stesso tempo, sia in grado di resistere alle sollecitazioni derivanti da un'esplosione sottomarina non a contatto senza che ne venga pregiudicata la funzionalità.

La definizione della soluzione propulsiva si è articolata nelle seguenti fasi:

- Un iniziale studio preliminare dell'elica marina per individuare una soluzione ottimizzata dei parametri caratteristici del propulsore e specificare la configurazione propulsiva che meglio si adatta a generare elevati valori di spinta a basse velocità.
- L'individuazione dell'architettura del meccanismo che permetta la movimentazione del propulsore e la conseguente sintesi dimensionale per determinarne dimensioni e posizioni limite durante le fasi della movimentazione.
- Un'analisi cinetostatica del meccanismo per analizzarne il movimento e definire il carico funzionale utile per dimensionare opportunamente gli organi di attuazione.
- L'individuazione dello spettro di risposta agli urti (Shock Response Spectrum) per caratterizzare la risposta del sistema ad uno shock impulsivo.
- Il dimensionamento dei principali organi del meccanismo di movimentazione ipotizzando un carico statico equivalente ad un'esplosione sottomarina non a contatto (specifica militare MIL-S-901D).
- Considerazioni finali

I calcoli automatici sono stati eseguiti con l'ausilio del software MATLAB® mentre l'elaborazione dei dati è stata fatta mediante fogli di calcolo Excel®. Per le necessità di modellazione geometrica si è fatto ricorso al software CAD di disegno parametrico Creo Parametric®.

MATLAB® è un marchio registrato di MathWorks Inc.

Excel® è un marchio registrato di Microsoft Corporation.

Creo Parametric® è un marchio registrato di Parametric Technology Corporation (PTC)

1 I PROPULSORI MARINI

Sin dall'antichità il genere umano sfrutta il mare per il trasporto di cose e persone. Un corpo galleggiante che scivola su una superficie d'acqua incontra una ridotta resistenza all'avanzamento e non stupisce il fatto che navi e imbarcazioni siano uno dei più antichi mezzi di trasporto conosciuti.

Inizialmente i mezzi marini erano spinti da remi o dal vento ma entrambe le soluzioni comportavano dei forti inconvenienti. La propulsione a remi è poco efficiente e necessita di molta manodopera mentre la barca a vela, che sfrutta la forza del vento, è limitata dall'incostanza delle correnti.

La ricerca di nuove soluzioni per il trasporto marino ha portato alla definizione di macchinari sempre più complessi e performanti e, soprattutto, in grado di generare una forza di spinta indipendentemente da fenomeni atmosferici impossibili da controllare.

1.1 ELICHE A PASSO FISSO

Nella moderna pratica tecnica il propulsore navale più diffuso e utilizzato è l'elica marina a passo fisso. Si tratta di un'elica che, posta in rotazione da un motore endotermico, crea una perturbazione del campo fluido in cui è immersa e genera così una forza di spinta che fa muovere l'imbarcazione. La sezione delle pale dell'elica segue la forma di un profilo aerodinamico e la geometria della stessa è studiata perché, una volta posta in rotazione, si venga a generare una forza di spinta in asse con la direzione longitudinale dell'imbarcazione. Le pale hanno una geometria tridimensionale complessa, studiata per meglio adattarsi al flusso d'acqua a cui vanno incontro e sono calettate rigidamente al mozzo mantenendo con esso un grado di inclinazione costante (da cui ne deriva appunto il passo costante). Come mostrato in Figura 1.1, quando vanno ad equipaggiare piccole imbarcazioni il diametro dell'elica non supera le poche decine di centimetri mentre le eliche per grosse imbarcazioni possono arrivare anche a diametri dell'ordine di diversi metri. Simili dimensioni si possono apprezzare nell'esempio di Figura 1.2.

Solitamente il numero delle pale è una variabile indipendente nel processo di design dell'elica, esso può variare da un minimo di 2 fino ad un massimo di 7. Quando le forze in gioco sono modeste un'elica con poche pale risulta sufficiente mentre, quando lo scambio di energia è importante, adottare un'elica con un numero di pale elevato è la soluzione che meglio preserva l'integrità strutturale del propulsore. Lo sforzo che subisce la palettatura è infatti distribuito su una superficie maggiore e, allo stesso tempo, ad ogni pala è demandato un minore salto di pressione. Si limita così anche l'insorgere di fenomeni di cavitazione e il rumore prodotto in esercizio ne risulta di conseguenza attenuato.

La scelta del numero di pale tiene conto dello spazio libero, tra una palettatura e quella immediatamente successiva, necessario a far defluire la massa d'acqua che attraversa il propulsore. È inoltre un parametro che influisce anche sul comportamento vibratorio del propulsore stesso, non essendo possibile evitare a priori i fenomeni di risonanza, è pratica comune evitare di accoppiare eliche che abbiano frequenze proprie prossime a quelle dello scafo o di altri macchinari già presenti a bordo.



Figura 1.1 Eliche marine a passo fisso che equipaggiano un piccolo motoscafo ad alte prestazioni



Figura 1.2 Tipica elica a passo fisso che equipaggia una grossa nave da carico

1.2 ELICHE A PASSO VARIABILE

Sebbene porti con sé una maggior complessità costruttiva, l'elica può essere dotata di un meccanismo all'interno del mozzo (come mostrato in Figura 1.3) che consenta di variare l'inclinazione della palettatura. Modificando la posizione di attacco della pala al mozzo si ottengono variazioni sul passo dell'elica riuscendo così a controllare l'entità della forza di spinta generata senza dover agire sul regime di rotazione del propulsore. Un'elica a passo variabile risulta conveniente anche in situazioni in cui non sia previsto un uso continuativo del propulsore. Potendo variare l'angolo con cui la pala incontra la corrente in ingresso è possibile, approssimativamente, allineare la palettatura al flusso di corrente e limitare così le perdite idrodinamiche a propulsore fermo.

1.3 ELICHE INTUBATE

Allo scopo di aumentare la spinta generabile dalla sola elica in rotazione i più moderni propulsori marini sono equipaggiati con un condotto statorico (come mostrato in Figura 1.4) dalla forma anulare, che racchiude l'elica. Vengono comunemente definiti propulsori "in condotto" (o eliche intubate) e hanno il grosso vantaggio di rendere possibile un aumento delle prestazioni andando a canalizzare il flusso d'acqua elaborato dalle pale rotanti.

Un'elica marina, dal design modificato per adattarsi alle nuove condizioni idrodinamiche derivanti dalla presenza del condotto, si trova così a lavorare entro un tubo di flusso in cui, a seconda delle esigenze, la corrente possa essere frenata o accelerata. Le differenti configurazioni di condotto sono schematizzate in Figura 1.5.

Che lavori da ugello o da diffusore (non sono rare le soluzioni con forme intermedie complesse) anche il condotto stesso è sagomato con sezioni dal profilo aerodinamico ma la sua efficacia risulta diminuire con l'aumento della velocità di avanzo dell'imbarcazione su cui è montato. Per valori troppo elevati è possibile ottenere dei contributi negativi alla forza di spinta ed è questa la ragione per cui questo tipo di soluzioni è impiegato solamente per imbarcazioni relativamente lente che necessitano di una grande forza propulsiva.



Figura 1.3 Meccanismo di regolazione del passo dell'elica



Figura 1.4 Esempio di elica in condotto

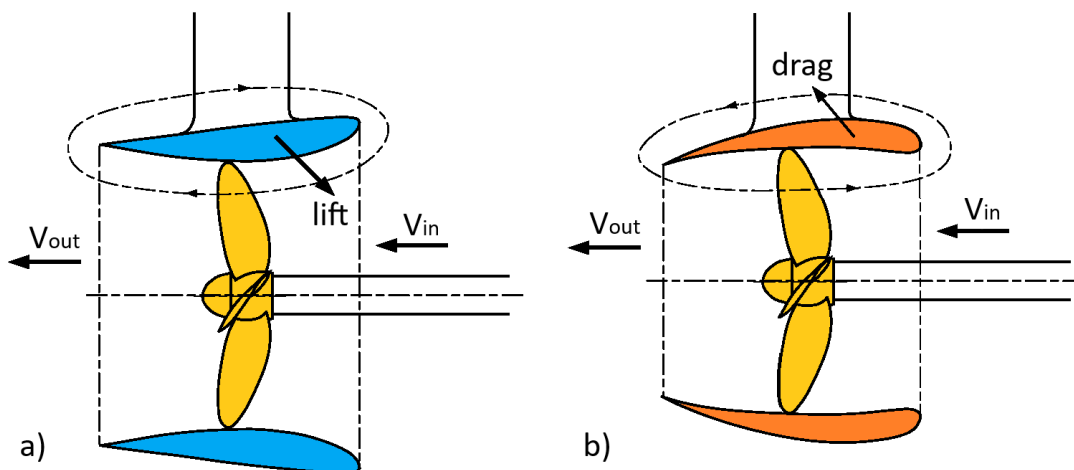


Figura 1.5 Condotto a) accelerante e b) frenante

1.4 PROPULSORI PUMP JET

Un'evoluzione tecnica di maggior efficacia è rappresentata dai propulsori "pump jet" in cui, all'interno di un condotto appositamente sagomato, l'elica si trova confinata tra due blocchi statorici. Una schematizzazione semplificata è mostrata in Figura 1.6. Gli statori hanno la funzione di canalizzare il flusso in ingresso e, in uscita, quella di recuperare una quota parte di energia (che normalmente verrebbe dissipata nei moti turbolenti) convertendola in forza utile. Sono propulsori che vengono prevalentemente impiegati in contesti militari, essendo infatti molto silenziosi si adattano bene alle necessità di mimetismo subacqueo dei moderni sottomarini da guerra.

Nella maggioranza delle applicazioni il condotto del propulsore è ancorato rigidamente allo scafo della nave e la spinta viene direzionata con l'ausilio di un timone posto a poppa.

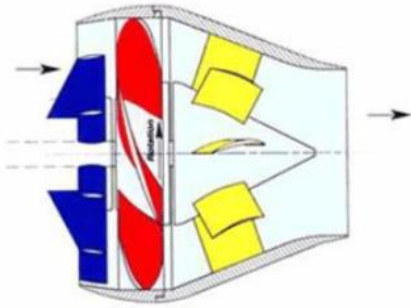


Figura 1.6 Propulsore pump jet

1.5 PROPULSORI AZIMUTALI

Una soluzione che non necessita della presenza del timone è rappresentata in Figura 1.7. Questo tipo di propulsori, a cui è permessa una rotazione attorno ad un asse verticale, prende il nome di “propulsori azimutali” e la loro peculiarità consiste proprio nel fatto di poter generare una forza di spinta completamente direzionabile all’interno di un piano orizzontale. Sono particolarmente apprezzati per le grandi doti di manovrabilità che conferiscono al veicolo ed equipaggiano sia piccole le imbarcazioni, come ad esempio i rimorchiatori di porto, quanto mezzi di grande stazza quali navi cisterna o sottomarini militari.

1.6 PROPULSORI IN GUSCIO

In commercio si trovano configurazioni sia con propulsore in condotto sia con elica libera, ma un altro tipo di classificazione può essere fatta analizzando la collocazione del motore all’interno dell’impianto di propulsione.

Il motore può essere posizionato all’interno dello scafo (e allora sarà necessaria una trasmissione meccanica per portare la potenza all’elica) oppure, come mostrato in Figura 1.8, può essere calettato in asse col propulsore.

Nell’ultimo caso un motore elettrico viene collegato direttamente all’elica ed è racchiuso in un guscio protettivo (comunemente detto “pod”) rotante anch’esso attorno all’asse azimutale.

Un’architettura simile definisce le caratteristiche di un propulsore azimutale in guscio ma per una trattazione più approfondita si rimanda alla sezione successiva in cui il suo funzionamento è analizzato più nel dettaglio.



Figura 1.7 Propulsore azimutale

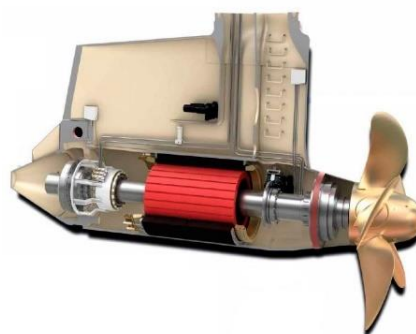


Figura 1.8 Sezione di un propulsore azimutale con motore in guscio

1.7 ELICHE CONTROROTANTI

Combinando in serie l'azione di due eliche coassiali si ottengono quelli che vengono comunemente denominati propulsori controrotanti. Come mostra la Figura 1.9, si tratta di due eliche poste in successione che, pur ruotando in versi opposti, generano una forza di spinta equiversa. In genere, per adattarsi alle condizioni di turbolenza generate dalla sorella a prua, l'elica a poppa ha un diametro leggermente inferiore. Quest'ultima riceve un fluido a cui è stata impressa una rotazione e la sua conformazione geometrica è ottimizzata per meglio recuperare quella parte di energia di rotazione che altrimenti andrebbe persa nei moti turbolenti in scia. Inoltre il doppio effetto contrapposto delle eliche ha il vantaggio intrinseco di bilanciare la coppia di reazione generata dal propulsore ottenendo così un comportamento più neutro per lo scafo dell'imbarcazione.

Quando le esigenze di propulsione sono importanti una disposizione a tandem di più eliche coassiali può rappresentare la soluzione al problema. Il carico viene così suddiviso tra le eliche che, lavorando una in fila all'altra, sono meno inclini ad innescare fenomeni di cavitazione ma la criticità è rappresentata dalle forze di reazione che si vanno a scaricare sull'albero porta-elica. In particolar modo sui cuscinetti si scaricano sforzi flettenti di intensità non sempre trascurabile e, se non adeguatamente dimensionati, possono pregiudicare il funzionamento dell'intero impianto propulsivo.

1.8 ELICHE SOVRAPPOSTE

Una disposizione alternativa è rappresentata dalla sovrapposizione di più eliche, ognuna delle quali calettata ad uno specifico albero. In Figura 1.10 ne è mostrato un tipico esempio. Nei propulsori ad eliche sovrapposte le diverse palettature lavorano su piani sfalsati e la distanza tra i rispettivi assi di rotazione è inferiore al diametro delle eliche stesse. Con questa configurazione un propulsore si trova a lavorare parzialmente nella scia dell'altro. Si riesce così, per piccole velocità di avanzo, a sfruttare al meglio gli effetti generati dalla scia idrodinamica ma, a fare da contraltare, la forza di spinta generata ha un andamento altamente fluttuante.

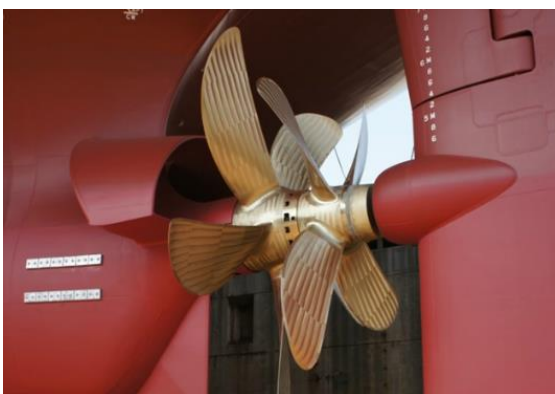


Figura 1.9 Eliche controrotanti



Figura 1.10 Eliche sovrapposte

Sebbene l'elica marina sia il propulsore per eccellenza in campo navale non mancano le soluzioni alternative.

1.9 RUOTA A PALE

La ruota a pale, molto diffusa nel diciannovesimo secolo, ne è un esempio. La Figura 1.11 mostra una tipica applicazione di tale soluzione propulsiva.

Un cilindro è posto in rotazione attorno ad un asse ortogonale alla direzione longitudinale dell'imbarcazione e sulle sue generatrici sono fissate delle pale. Le pale, poste in rotazione, spingono la massa d'acqua e, per il principio di azione-reazione, generano la forza di spinta motrice dell'imbarcazione. Per migliorarne l'efficacia le pale, mediante un sistema interno di bielle, possono essere articolate in modo da colpire perpendicolarmente la superficie d'acqua e ottenere così maggiore spinta utile.

Ciononostante il rendimento complessivo dei propulsori con questo tipo di architettura è molto scarso e, ad eccezione di qualche imbarcazione di valore storico, il loro impiego è praticamente nullo.



Figura 1.11 Esempio di battello fluviale motorizzato (a poppa) con ruota a pale

1.10 PROPULSORI CICLOIDALI

Al contrario, una soluzione che trova ancora vasto impiego nelle moderne imbarcazioni è rappresentata dai propulsori cicloidali (Figura 1.12).

Costruttivamente molto robusti e resistenti, permettono cambi di direzione precisi e quasi istantanei e si adattano bene alle esigenze di imbarcazioni come traghetti o rimorchiatori. L'unità propulsiva è composta da un supporto circolare, ancorato al fondo dello scafo, che ruota attorno ad un asse verticale. Ad esso sono collegate delle pale verticali, appositamente profilate, che ruotano a loro volta attorno alla direzione verticale.

Un sistema di ingranaggi interni assicura il giusto sincronismo tra i due movimenti di rotazione, variando opportunamente l'angolo di attacco di ogni singola palettatura in relazione alla posizione lungo la circonferenza si riescono così ad ottenere dei contributi di spinta tutti concordi tra loro. Il principio di funzionamento di tale soluzione propulsiva è esemplificato in Figura 1.13.

1.11 PROPULSORI AD IDROGETTO

Un'alternativa alle classiche soluzioni con propulsore ad elica è rappresentata dal motore ad idrogetto (o water jet) il cui funzionamento è esemplificato in Figura 1.14.

Istallato all'interno dello scafo, è composto da 3 componenti principali: condotto d'imbocco, pompa e ugello. Il condotto d'imbocco è rappresentato da un tunnel (comunemente denominato presa dinamica) che ha la funzione di raccogliere e canalizzare il flusso d'acqua in ingresso. La massa d'acqua arriva poi ad una pompa in cui viene accelerata per poi essere espulsa all'esterno attraverso un'estremità sagomata ad ugello. La reazione alla violenta espulsione del getto d'acqua è la forza propulsiva che fa muovere l'imbarcazione. La presenza di un ugello direzionabile conferisce al propulsore ad idrogetto notevoli doti di manovrabilità e, grazie ad un apposito deflettore mobile, è possibile direzionare il flusso in uscita verso prua invertendo così la direzione di spinta. I propulsori ad idrogetto sono macchine silenziose e non presentano particolari problemi di vibrazioni in esercizio. Sebbene più ingombranti e pesanti rispetto alle soluzioni ad elica, esibiscono ottime performance alle alte velocità inoltre l'adozione di un motore di questa tipologia permette di evitare i problemi di cavitazione estesa che si incontrerebbero utilizzando invece un classico propulsore ad elica rotante.



Figura 1.12 Propulsore cicloidale

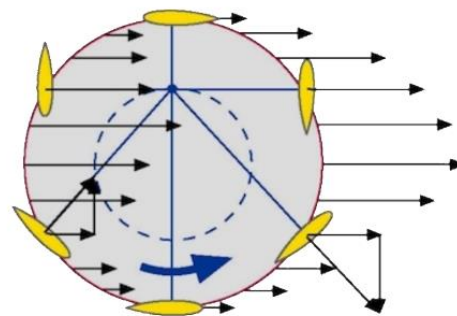


Figura 1.13 Schema di funzionamento di un propulsore cicloidale

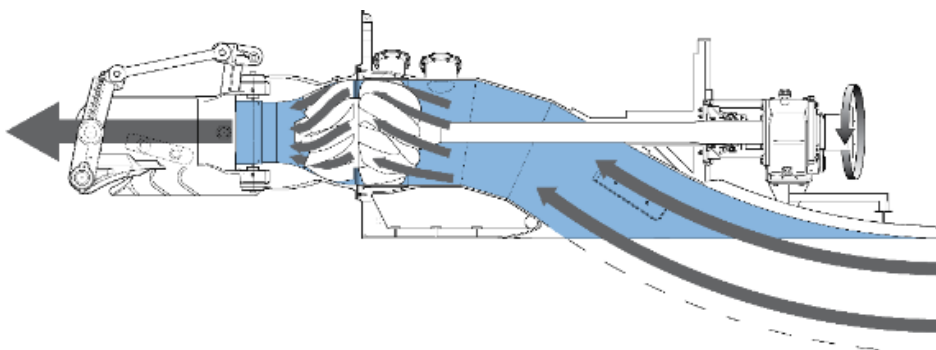


Figura 1.14 Schema semplificato di un propulsore water jet

1.12 PROPULSIONE MAGNETOIDRODINAMICA

Il principio di funzionamento di un propulsore magnetoidrodinamico si basa sull'interazione tra un campo magnetico e un campo elettrico che genera un'azione (comunemente denominata forza di Lorentz) ortogonale al piano definito dalle direzioni dei due campi.

Come mostra Figura 1.15, all'interno di un condotto cilindrico (situato sulla parte inferiore dell'imbarcazione) sono posizionati una bobina di materiale superconduttore che genera il campo magnetico e due elettrodi tramite i quali fluisce la corrente. Dentro il tubo scorre l'acqua che funge da mezzo di conduzione per la corrente elettrica e, con una simile disposizione, la forza propulsiva risulta orientata secondo la direzione longitudinale del condotto.

Uno dei principali limiti di questo tipo di applicazioni è rappresentato dalla bassa conduttività elettrica dell'acqua marina. Tuttavia l'efficienza del propulsore può essere migliorata aumentando l'intensità del flusso magnetico (mediante l'utilizzo di magneti più potenti) ma è necessario mantenere le bobine ad una temperatura molto bassa per mantenere inalterate le sue proprietà di superconduttore.

Per questo motivo il propulsore è inserito all'interno di un criostato isolato termicamente con lo scopo di mantenere una temperatura prossima a quella dell'elio liquido (-268°C).

Sebbene le applicazioni di questo tipo di propulsore si limitino solamente a pochi prototipi utilizzati solamente per fini di ricerca, non è da escludere che in un prossimo futuro nuovi sviluppi tecnologici la rendano una concreta alternativa agli attuali propulsori navali. Allo stato attuale una tecnologia simile viene considerata solamente come la base per una futura propulsione in assenza di vibrazioni e rumore.

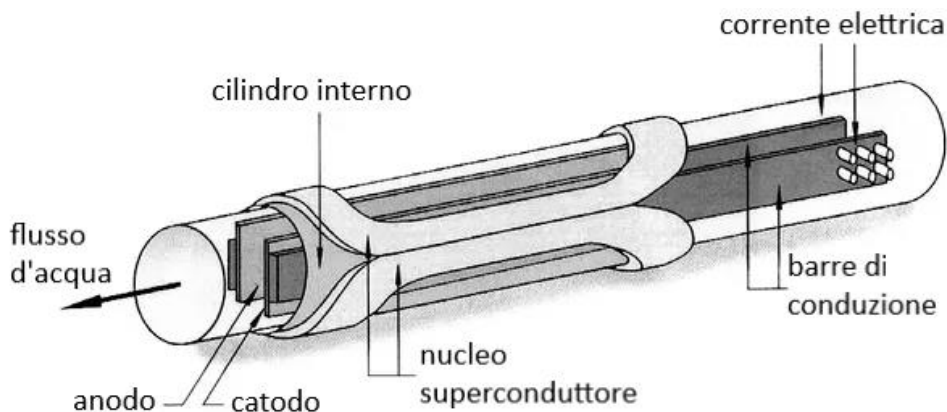


Figura 1.15 Schematizzazione di un propulsore magnetoidrodinamico

2 IL PROPULSORE AZIMUTALE RETRATTILE

Nell'ambito dei sistemi di motorizzazione navale i propulsori azimutali sono una soluzione che trova vasto impiego nella pratica tecnica. Comunemente ne vengono dotate sia le imbarcazioni di superficie come rimorchiatori, cacciamine o le grandi navi rompi ghiaccio, sia i più moderni mezzi sottomarini.

Come suggerisce il nome, un sistema di propulsione azimutale è in sostanza un motore navale in grado di compiere una rotazione completa attorno ad un asse verticale. La forza di spinta da esso generata può essere gestita e orientata in una qualsiasi direzione all'interno di un piano orizzontale garantendo così all'imbarcazione notevoli doti di manovrabilità.

Diversamente dalle soluzioni più classiche, in cui un'elica fissa a scafo è accoppiata con un timone orientabile, nella soluzione in esame le manovre vengono eseguite direttamente orientando il propulsore nella direzione desiderata. In questo modo, oltre a velocizzare le operazioni di manovra, si riducono le perdite idrodinamiche imputabili alla brusca deviazione delle linee di corrente fluida tra elica e timone a tutto vantaggio di una maggiore efficienza delle prestazioni del propulsore.

I propulsori azimutali possono venire impiegati sia come soluzione per la motorizzazione principale, sia, come nel caso di studio, in veste di propulsori ausiliari. Il loro impiego è limitato solamente a quelle situazioni, come ad esempio le manovre in porto o la ricerca di bersagli subacquei, in cui si renda necessaria una spinta aggiuntiva ed una maggiore manovrabilità.

Nel primo caso (Figura 2.1), quando cioè ricoprono un ruolo primario nel generare la forza di spinta, vengono calettati in modo permanente allo scafo rimanendo costantemente esposti al flusso d'acqua durante tutta la vita operativa dell'imbarcazione.



Figura 2.1 Propulsori azimutali fissi a scafo

Nello specifico caso di studio invece le necessità sono solamente quelle di avere una forza di propulsione ausiliaria e non continuativa. Il propulsore viene inoltre dotato di un meccanismo esterno di movimentazione in grado di estrarre e retrarre il propulsore da un apposito alloggiamento all'interno dello scafo.

Sebbene quest'ultima sia una soluzione di maggiore complessità costruttiva (devono essere previsti oltre al meccanismo in sé anche tutti gli organi di attuazione e controllo dello stesso) trova comunque una giustificazione nel fatto che, una volta riposto all'interno dello scafo, il propulsore non costituisce più un elemento di disturbo del flusso di corrente d'acqua che lambisce lo scafo.

Uno scafo affusolato, o comunque con una geometria il più regolare possibile, incontra una ridotta resistenza all'avanzamento in acqua perciò la possibilità di alloggiare il propulsore all'interno dello scafo, quando questo non risulti più necessario, va a tutto vantaggio del rendimento complessivo dell'intero veicolo marino.

La Figura 2.2 mostra il layout di un tipico propulsore azimutale e di seguito sono riportati i principali componenti:

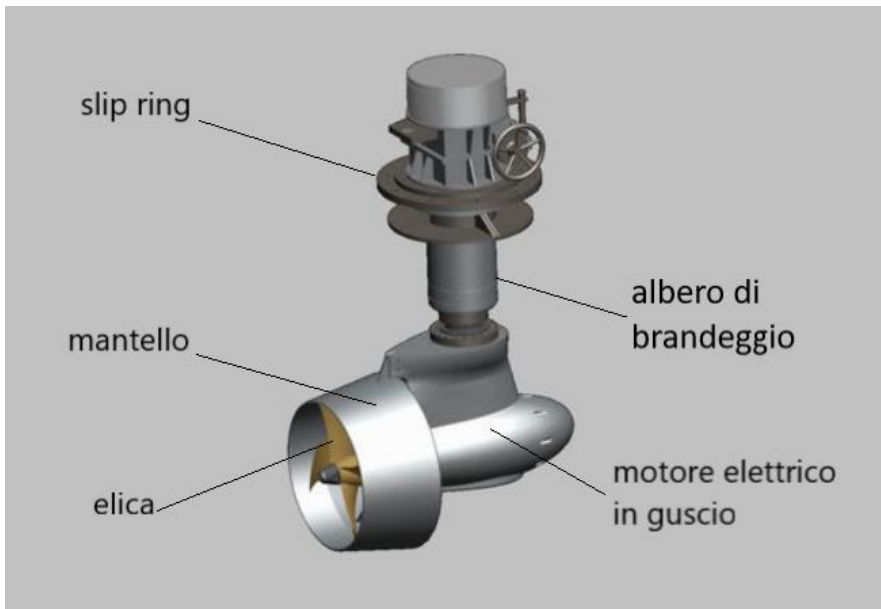


Figura 2.2 Tipico propulsore azimutale

- Elica

Il propulsore vero e proprio è composto da un'elica marina (solitamente con un numero di pale che va da 3 a 5) calettata ad un motore elettrico direttamente in asse con la stessa e in grado di generare la forza di spinta richiesta nella direzione dell'asse di rotazione comune.

- Mantello

In corrispondenza della circonferenza esterna del disco dell'elica, viene montato un condotto a tronco di cono convergente che, pur non ruotando, genera una forza di spinta aggiuntiva e concorde a quella generata dall'elica.

- Motore elettrico in guscio

Il condotto convergente è solidale ad un guscio dalla forma affusolata (*pod*) all'interno del quale si trova il motore elettrico che mette in rotazione l'elica. Nel caso in esame la soluzione con il motore in asse elica viene preferita alla più classica configurazione in cui l'elica è collegata tramite trasmissione meccanica ad un'unità motrice posta alla base superiore.

Oltre a recuperare la quota parte di inefficienze dovute agli attriti della trasmissione meccanica, necessaria per posizionare il motore lontano dall'asse elica, si ottiene una riduzione dell'emissione acustica. I veicoli militari di superficie e i sottomarini hanno infatti spesso requisiti molto stringenti relativi all'emissione acustica dei diversi apparati a contatto con le strutture dello scafo. Si cerca

quindi di minimizzare il più possibile le vibrazioni degli apparati dato che operano in ambienti in cui le onde sonore viaggiano con più facilità (l'acqua rispetto all'aria è un miglior mezzo di propagazione delle onde).

Nella parte inferiore del propulsore trovano posto gli organi meccanici delegati a generare la forza di spinta mentre nella regione superiore si trovano i componenti per la trasmissione e la gestione del moto. Il propulsore ha la possibilità di orientare la direzione di spinta per mezzo di una rotazione attorno ad un asse verticale.

Il supporto dell'elica orientabile in gergo tecnico viene definito "piede del propulsore" per la caratteristica forma ad L.

- Albero di brandeggio

L'albero di brandeggio trasmette il moto di rotazione azimutale all'elica ed è inserito in una apposita struttura dotata di boccole che supportano le spinte della propulsione.

- Slip ring

Per permettere la continuità del flusso di potenza e di informazioni tra il motore elettrico posizionato in asse elica e il veicolo marino le due estremità più prossime dell'albero verticale sono collegate tra loro da un collettore rotante o "slip ring". Il suo funzionamento è rappresentato in Figura 2.3.

Si tratta di un dispositivo elettro-meccanico in cui delle spazzole metalliche, solitamente vincolate alla porzione fissa della struttura, vengono poste a contatto con degli anelli, anch'essi conduttori, che ruotando all'unisono con la parte rotorica. Il contatto continuo viene assicurato dallo strisciamento delle spazzole sulle piste ad anello.

La parte superiore dell'albero verticale è fissa allo scafo mentre la parte inferiore è solidale al piede del propulsore.

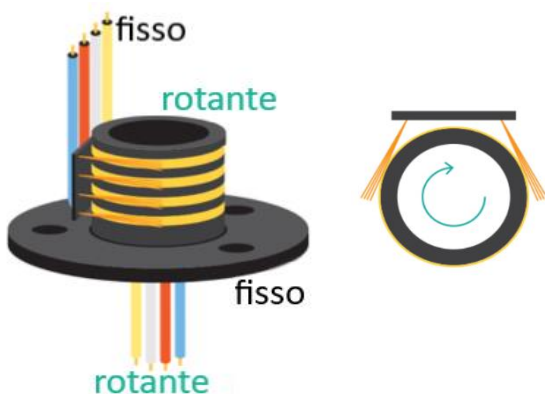


Figura 2.3 Schema semplificato del funzionamento di uno slip ring

Il meccanismo di movimentazione è una struttura completamente esterna rispetto al propulsore vero e proprio e necessita di un sistema di attuazione dedicato.

In commercio sono presenti soluzioni di propulsori azimutali azionati da motori idraulici installati in asse elica oppure motori elettrici solitamente rinviiati con una trasmissione dentro scafo. Questo progetto è innovativo perché il motore elettrico verrà installato direttamente in asse elica. Una simile soluzione tecnica si è resa praticabile solo recentemente grazie all'avvento sul mercato di motori ed elettronica sempre più performanti.

3 LA GEOMETRIA DELL'ELICA

La geometria di un'elica navale è uno dei fattori che maggiormente influenza le performance finali del propulsore.

Al pari di un'ala d'aereo, il suo funzionamento sfrutta gli effetti prodotti da un corpo solido che si muove all'interno di un campo fluido con la sostanziale differenza però che, nel caso di un aeromobile, un'ala si muove in un mezzo gassoso e comprimibile come l'aria mentre, per quanto riguarda un'elica marina, essa interagisce con un fluido allo stato liquido molto più denso, come l'acqua, che si può considerare praticamente incompressibile.

In entrambi i casi si tratta di corpi solidi appositamente sagomati secondo un profilo alare. Mentre la particolare conformazione di un'ala serve a garantire una forza di sostentamento che permetta all'aereo di rimanere in volo, il profilo di un'elica navale è definito per generare una forza di spinta.

Per definire coerentemente il profilo dell'elica è necessario specificare un sistema di riferimento. La convenzione comunemente adottata in ambito navale (si veda Figura 3.1) prevede la definizione di una terna cartesiana in cui:

- l'asse X coincide con l'asse di rotazione dell'elica ed è positivo secondo il verso di avanzamento dell'imbarcazione
- l'asse Y, ad esso ortogonale, segue la direzione di tribordo
- l'asse Z, verticale, è positivo verso il basso

Una vista tridimensionale della conformazione di un'elica marina è rappresentata in Figura 3.2. Quando il propulsore è posto in rotazione si genera una differenza di pressione tra i due lati dell'elica, la "faccia" della pala è rappresentata dalla porzione di propulsore che si vede guardando l'imbarcazione da poppa verso prua ed è quella che sperimenta una pressione positiva da parte dell'acqua. Il "dorso" invece è la zona che si trova in condizioni di aspirazione e, mantenendo sempre lo stesso punto di vista, è la regione nascosta. Durante il suo moto di rivoluzione, l'elica avanza come una lama che fende l'acqua. Il "bordo d'attacco, o di ingresso", è quello che per primo incontra la massa d'acqua mentre "bordo d'uscita" è quello opposto che segue la palettatura.

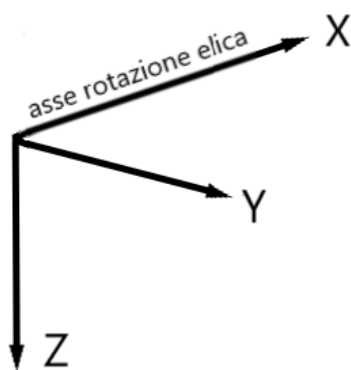


Figura 3.1 Sistema di riferimento

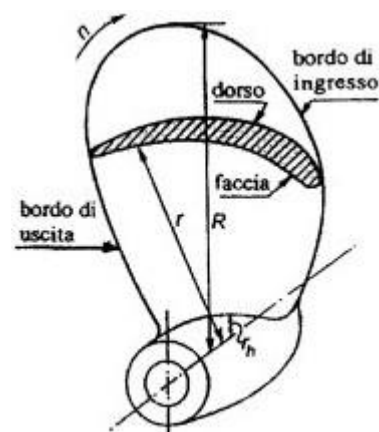


Figura 3.2 Pala d'elica

Una generica sezione della pala dell'elica, alla generica distanza radiale r dall'asse di rivoluzione del propulsore, è definita su una superficie cilindrica (Figura 3.3) il cui asse coincide con l'asse X del sistema di riferimento.

Come mostrato in Figura 3.4, la posizione dell'elica lungo l'asse dell'albero su cui è calettata è definita dalla "linea di riferimento del propulsore", o "direttrice" normale all'asse dell'albero stesso. La "linea di riferimento della pala" definisce invece la posizione spaziale della singola palettatura del propulsore. Rappresenta il luogo dei punti che si trovano alla stessa distanza tra il bordo di ingresso e quello di uscita.

L'intersezione tra la spirale cilindrica e il piano definito dalla direttrice con l'asse X individua un punto alla generica distanza radiale r . Il luogo dei punti, tra la base e la punta della lama dell'elica, così individuati rappresenta la "linea generatrice" della palettatura.

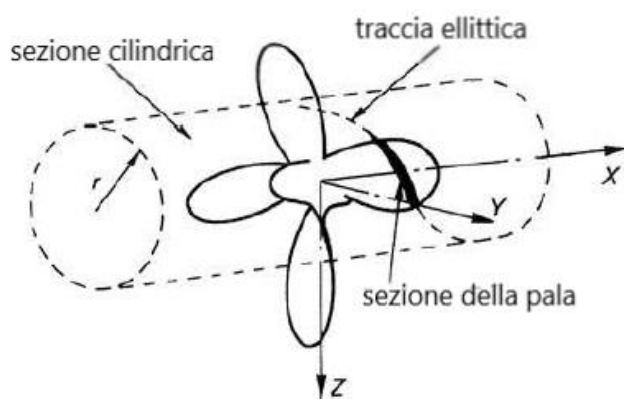


Figura 3.3 Sezioni d'elica cilindriche

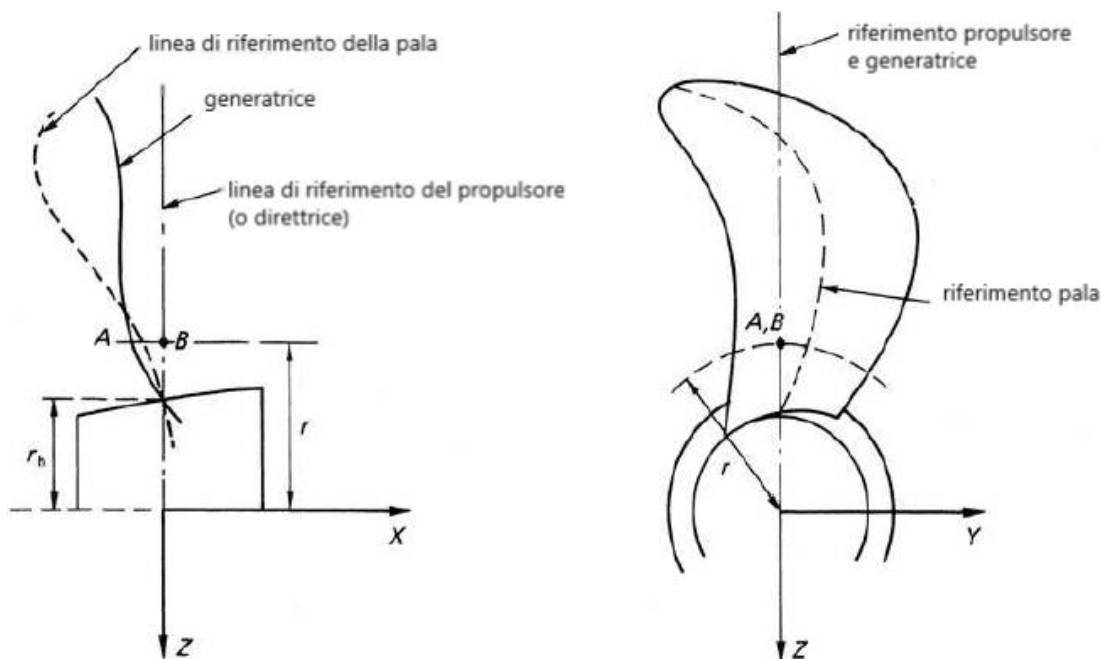


Figura 3.4 Linee di riferimento di una pala d'elica

3.1 PITCH

Uno dei parametri fondamentali che determinano il comportamento in acqua di un propulsore marino è rappresentato dal passo P dell'elica (*pitch*).

Esso è definito come lo spostamento assiale, misurato nella direzione X , di un punto sulla superficie cilindrica alla generica posizione radiale r quando l'elica compie una rotazione completa attorno al suo asse. Per una rappresentazione geometrica del passo palare si rimanda a Figura 3.5.

Sviluppando la superficie cilindrica in un piano X - Z , si può definire anche una misura angolare del passo. È l'angolo definito nel modo seguente:

$$\vartheta = \tan^{-1} \frac{P}{2\pi r} \quad (3.1)$$

In realtà l'elica, avanzando in un mezzo fluido, subisce un certo slittamento contro la massa d'acqua e la distanza assiale che percorre effettivamente risulta inferiore rispetto al valore teorico. Il regresso è definito come la differenza tra il passo geometrico e l'effettivo avanzamento e ne determina le reali prestazioni in acqua.

3.2 SKEW

Proiettando l'immagine dell'elica nel piano Y - Z , e considerando una sezione alla generica distanza radiale r , si può definire l'angolo di inclinazione ϑ_s (*skew*) della generica sezione. Come mostrato in Figura 3.6, è l'angolo compreso tra la direttrice e una retta che passa per la proiezione dell'asse di rotazione dell'elica sul piano Y - Z e il punto mediano della corda della sezione.

Per convenzione l'angolo misurato a partire dalla direttrice nel verso di rotazione del propulsore si considera negativo.

L'inclinazione dell'intera palettatura ϑ_{sp} è misurata prendendo come riferimento il più grande angolo che si riesce a misurare tra due rette che passano per il centro di rotazione del propulsore e i punti medi di corda tra due qualsiasi sezioni della pala.

Se il luogo dei punti medi di corda interseca la generatrice in non più di un punto la palettatura si dice assumere una configurazione obliqua.

Quando invece le intersezioni tra punti medi di corda e direttrice sono almeno due, l'elica assume una configurazione più centrata e bilanciata.

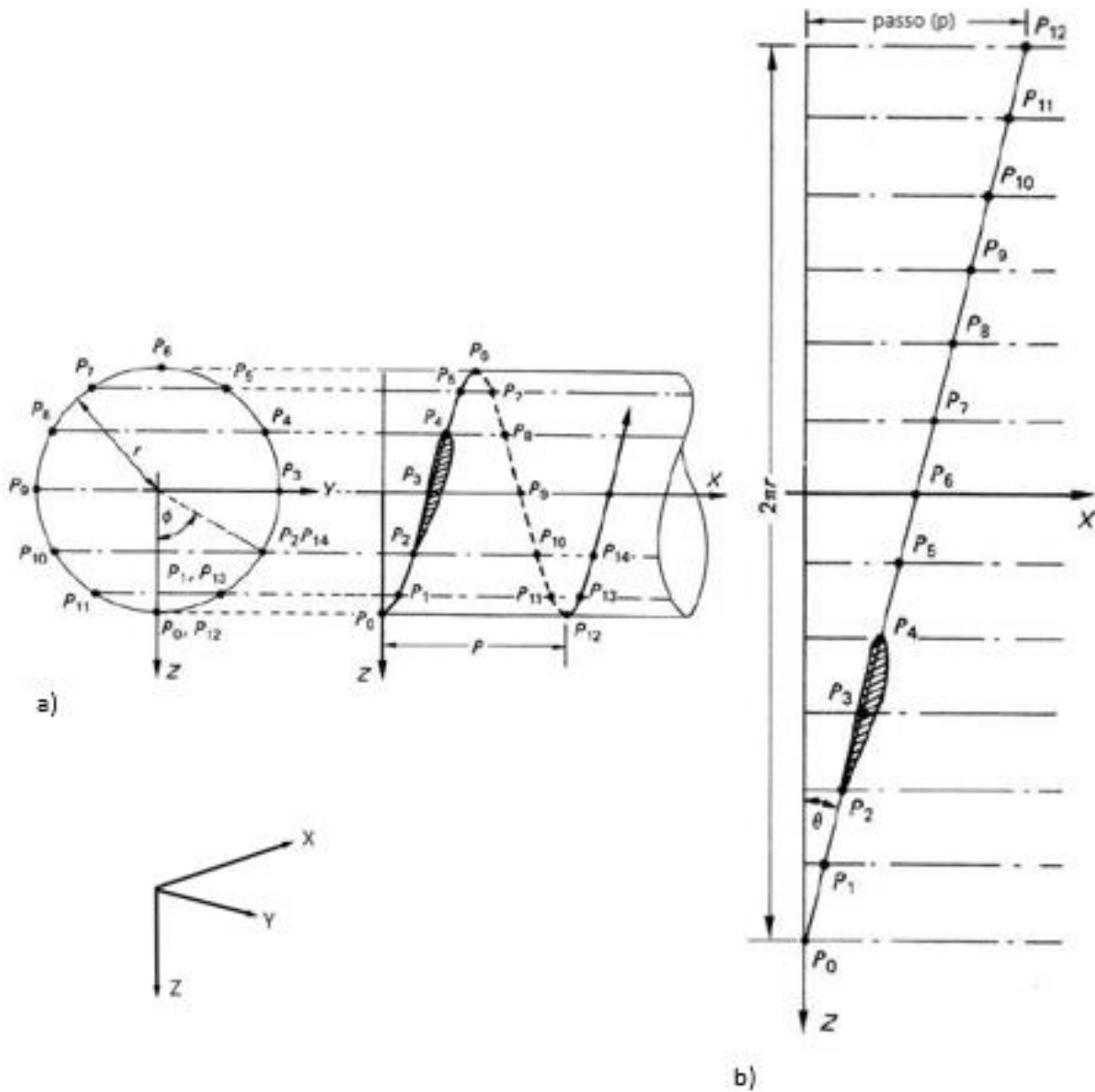


Figura 3.5 Definizione del passo di pala:
 a) percorso ad elica attorno ad un cilindro di raggio r
 b) cilindro sviluppato sul piano

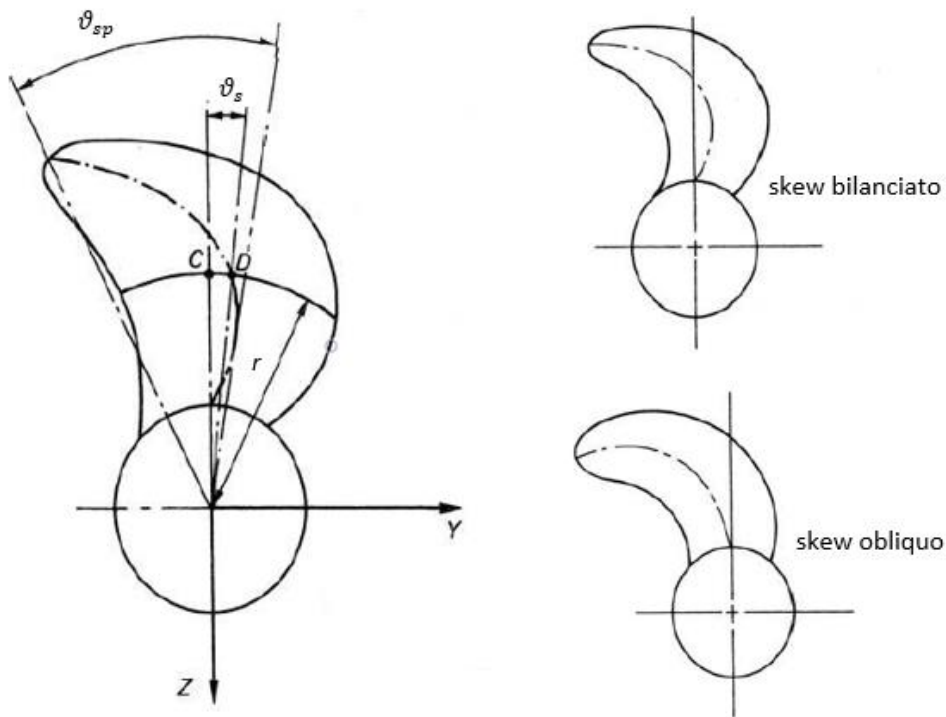


Figura 3.6 Definizione di skew

3.3 RAKE

Come si vede in Figura 3.7, l'angolo di spoglia (o *rake*) definisce l'inclinazione "in avanti" o "indietro" della palettatura misurata sul piano X-Z. Convenzionalmente viene considerata positiva una pala inclinata verso poppa (all'indietro) e tale configurazione è utile per limitare gli effetti della forza centrifuga che tenderebbe altrimenti a "strappare" le particelle d'acqua dalla superficie della pala limitandone così l'efficacia.

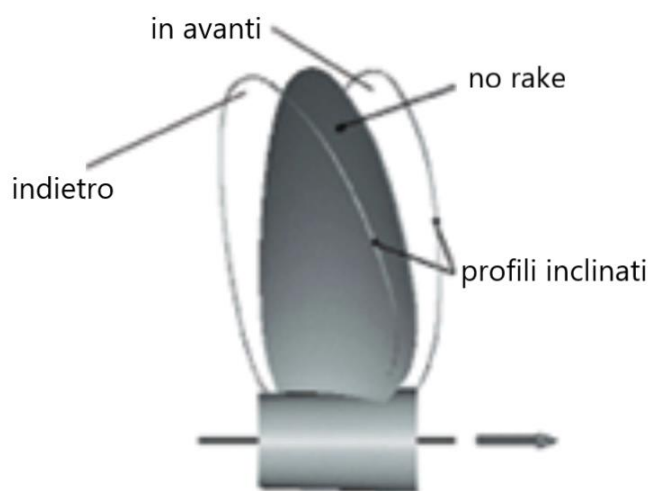


Figura 3.7 L'influenza dell'angolo di rake sulla forma della pala

La definizione del rake totale $i_T(r)$, di una generica sezione palare di ordinata radiale r è la seguente, in accordo con la Figura 3.8:

$$i_T(r) = i_s(r) + i_G(r) \quad (3.2)$$

$i_G(r)$ è la “distanza della generatrice” ed è misurata come la distanza tra la retta direttrice e il punto in cui l’elica di raggio r intercetta il piano X-Z

$i_s(r)$ è la componente “indotta” ed è definita come la distanza, lungo l’elica cilindrica, tra il punto medio della corda di una sezione di raggio r e la proiezione della retta direttrice vista da un osservatore ortogonale al piano Y-Z.

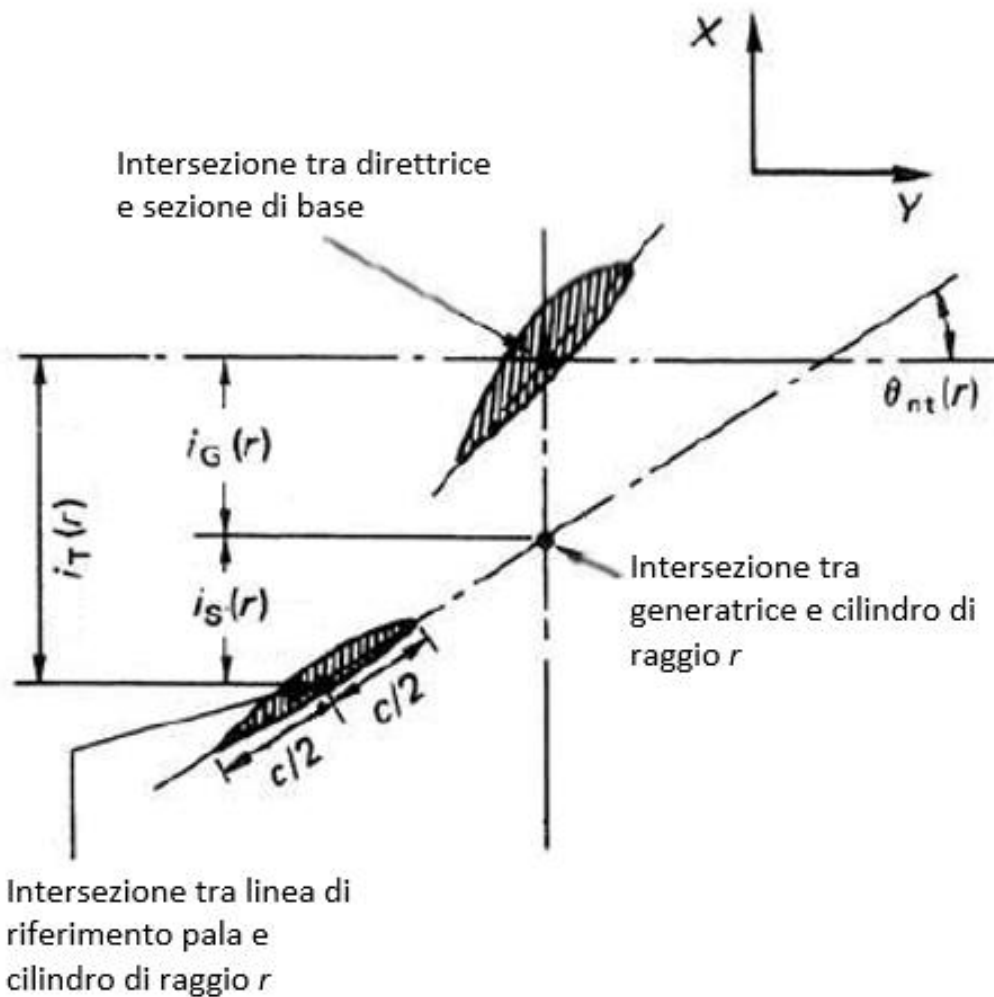


Figura 3.8 Definizione di rake totale

3.4 PROFILI D'ELICA E RAPPORTI D'AREA

Per descrivere la forma e il profilo dell'elica (Figura 3.9) si fa riferimento a diversi tipi di rappresentazione:

- **PROFILO PROIETTATO**

La geometria palare è individuata su un piano Y-Z da un osservatore, convenzionalmente posto a poppa dell'elica, sull'asse di rotazione dell'albero di trasmissione.

L'area proiettata A_p è un ausilio per la determinazione della minima area necessaria per evitare gli effetti della cavitazione e si calcola come

$$A_p = Z \int_{r_h}^R (\vartheta_{TE} - \vartheta_{LE}) r dr \quad (3.3)$$

- dove Z rappresenta il numero di pale del propulsore
 R è il raggio del propulsore
 r_h il raggio del mozzo dell'elica
 ϑ_{TE} la posizione angolare del bordo d'uscita
 ϑ_{LE} la posizione angolare del bordo d'ingresso

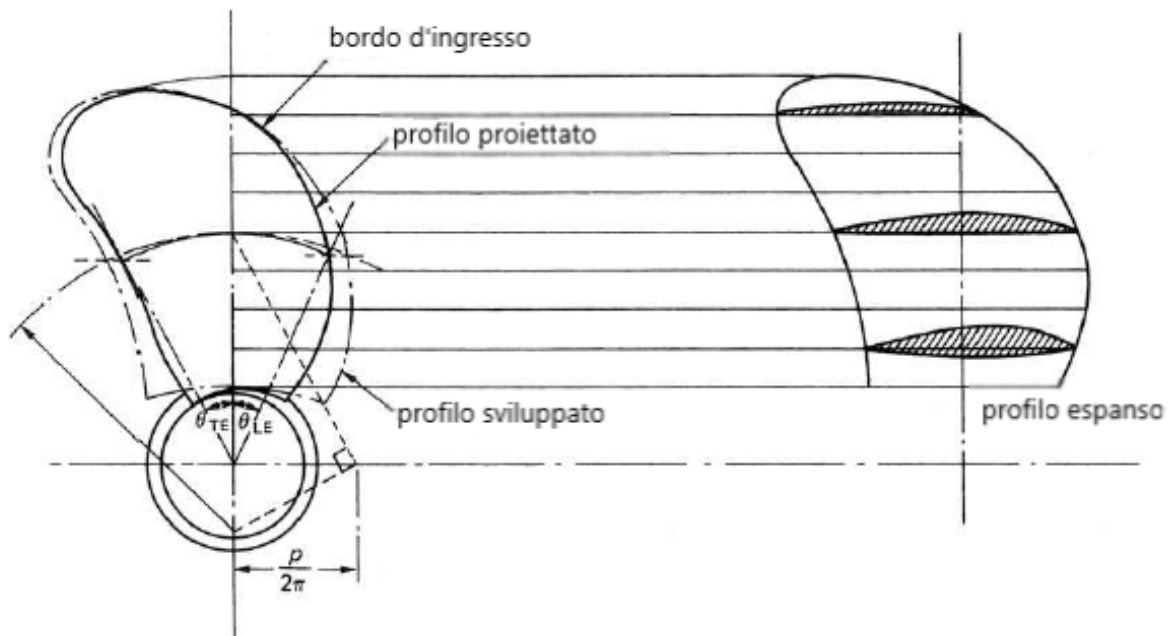


Figura 3.9 Tipologie di profili d'elica

- **PROFILO SVILUPPATO**

È la vista che si ottiene, mantenendo lo stesso punto di osservazione precedente, nel caso in cui l'elica abbia passo nullo.

Analogamente si individua l'area sviluppata $A_D \approx A_p$

che in prima approssimazione si può considerare coincidente con la misura proiettata.

In letteratura si possono trovare espressioni empiriche di maggior precisione.

Il profilo sviluppato dell'elica consente di avere una visione della vera forma della palettatura e della distribuzione delle lunghezze di corda lungo lo sviluppo radiale della pala.

- PROFILO ESPANSO

Non ha un vero significato geometrico in quanto è il risultato della visualizzazione delle effettive lunghezze di corda alla loro corretta posizione radiale lungo la retta direttrice. È una rappresentazione che dà un'idea della forma delle sezioni palari. L'area espansa A_E è calcolata come

$$A_E = Z \int_{r_h}^R c \, dr \quad (3.4)$$

dove c è la lunghezza di corda.

In riferimento al valore fittizio A_0 che rappresenta area occupata da un disco dello stesso diametro del propulsore

$$A_0 = \frac{\pi D^2}{4} \quad (3.5)$$

si possono definire i rapporti delle precedenti misure d'area rispetto ad A_0 .

Il rapporto d'area espansa $\frac{A_E}{A_0} = \frac{4 A_E}{\pi D^2} \quad (3.6)$

rappresenta una delle variabili che maggiormente influiscono sul comportamento dell'elica ed è comunemente utilizzata nelle fasi di design come parametro di progetto per stimarne le prestazioni.

3.5 SEZIONI A PROFILO ALARE

Le sezioni delle pale d'elica sono sagomate secondo un profilo aerodinamico per meglio adattarsi alle condizioni del fluido entro il quale lavorano. La forma è definita in relazione al tipo di impiego e la letteratura tecnica specialistica offre un ampio catalogo di "forme standard" che sono il risultato di numerose prove sperimentali.

Come mostra Figura 3.10, i principali parametri geometrici sono:

- la linea media (o linea di camber) che è il luogo dei punti situati alla medesima distanza tra la superficie superiore e quella inferiore della pala misurata perpendicolarmente alla stessa linea media
- la lunghezza di corda è il segmento rettilineo che unisce il bordo di ingresso al bordo d'uscita
- il camber misura la massima distanza tra linea di corda e linea media
- lo spessore è definito come la distanza tra superficie superiore e inferiore misurata ortogonalmente alla linea di corda

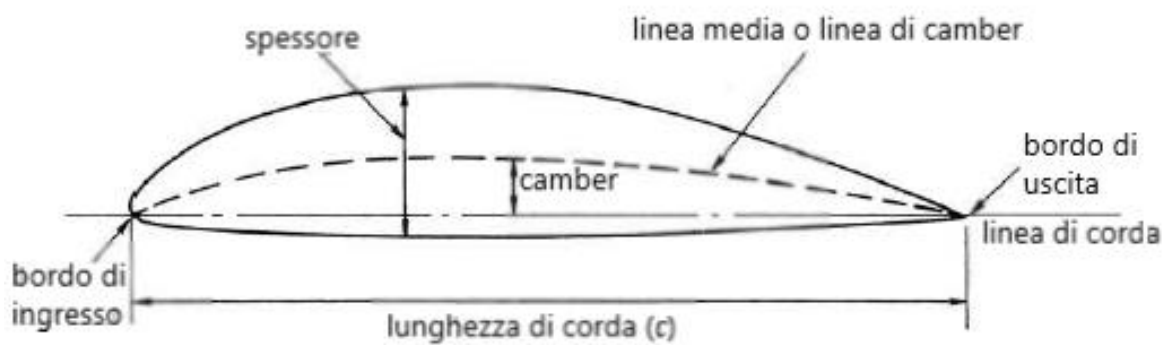


Figura 3.10 Profilo della sezione d'elica

4 PRESTAZIONI DI UN PROPULSORE NAVALE

Nel valutare le forze e i momenti che agiscono sul propulsore in condizioni di esercizio si fa ricorso a delle grandezze adimensionalizzate che permettono di avere una stima delle performance del propulsore.

Tali grandezze fanno riferimento ad una situazione in cui il propulsore sia sufficientemente immerso in acqua in modo tale da garantire il più possibile la similitudine fluidodinamica.

L'adozione di grandezze adimensionalizzate permette l'applicazione del principio di similitudine geometrica tra propulsori differenti riconducibili al medesimo gruppo adimensionalizzato.

I principali coefficienti adimensionali sono:

- coefficiente di spinta $K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$ (4.1)

- coefficiente di coppia $K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}$ (4.2)

- coefficiente di avanzo $J_s = \frac{V_a}{n D}$ (4.3)

- efficienza $\eta = \frac{K_T J_s}{K_Q 2 \pi}$ (4.4)

dove T è la forza di spinta generata dall'elica in rotazione

Q rappresenta la coppia assorbita dal propulsore

ρ è la densità del fluido in cui opera il propulsore

n la velocità di rotazione dell'elica

D il diametro dell'elica

V_a la velocità di avanzo

Il grafico di Figura 4.1 è un tipico esempio di diagramma che definisce le condizioni operative di un propulsore in marcia avanti che avanza in condizioni stazionarie.

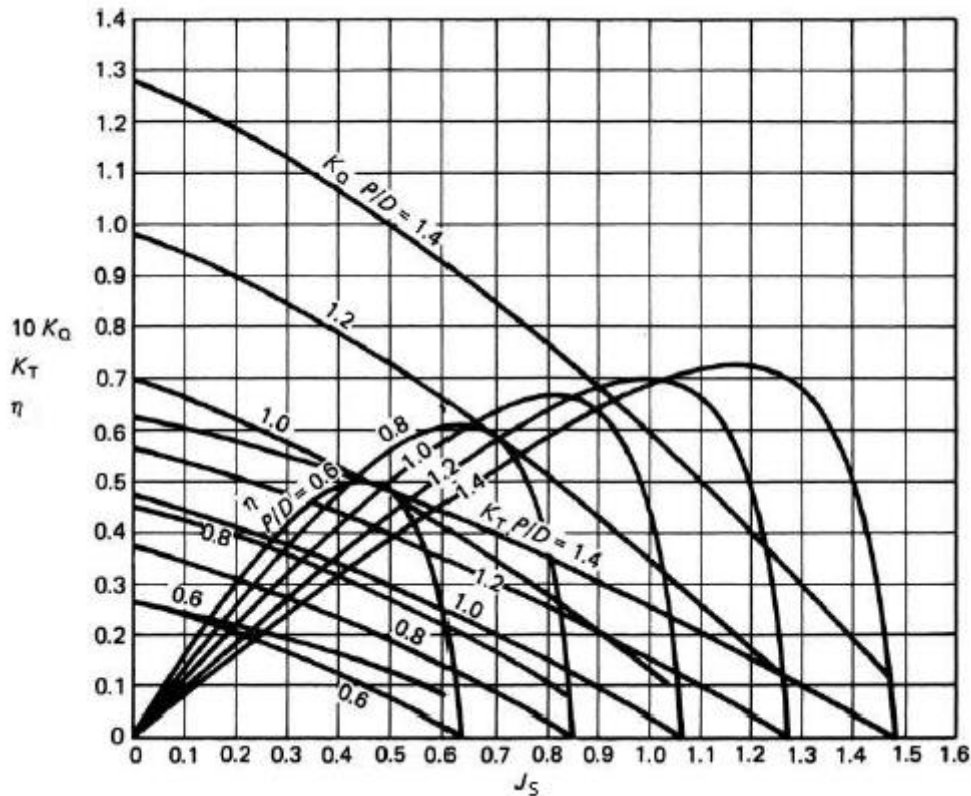


Figura 4.1 Diagramma delle prestazioni di un propulsore Wageningen B5-75 in acque libere

In relazione al coefficiente di avanzo sono riportati gli andamenti della spinta generata, della coppia assorbita e del rendimento della macchina.

Simili diagrammi sono ottenuti da prove sperimentali e fanno riferimento ad una specifica configurazione dell'elica.

Nell'esempio specifico le curve fanno riferimento ad un propulsore a 5 pale della serie standard "Wageningen" e un rapporto d'area espansa $\frac{A_E}{A_0} = 75\%$.

Sono riportate nel grafico le prestazioni dell'elica al variare del parametro P/D che rappresenta il rapporto tra il passo dell'elica e il diametro del propulsore. Tale parametro è solitamente utilizzato nelle fasi preliminari di progetto per stimare le prestazioni dell'elica.

5 SPECIFICHE DI PROGETTO

Nella definizione del meccanismo di movimentazione per il propulsore azimutale si devono tenere in considerazione le specifiche e le limitazioni per l'intero impianto di propulsione ausiliaria.

| | |
|--------------------------------------|--|
| Massima potenza elettrica assorbita: | $P_{max,ass} = 100 \text{ KW}$ |
| Spinta generata: | $T = 13 \text{ KN}$ |
| Velocità di avanzo: | $V_a = 3 \text{ kn}^1 \approx 1.543 \text{ m/s}$ |
| Ingombri massimi: | $2 \times 4 \times 2.5 \text{ m}$ |
| Pressioni disponibili: | $p_{min} = 125 \text{ bar} \quad p_{max} = 225 \text{ bar}$ |
| Resistenza strutturale: | resistenza a shock derivante da esplosioni sottomarine non a contatto (specifica militare MIL-S-901) |
| Pin di blocco: | deve essere previsto un componente di sicurezza aggiuntivo che assicuri che il meccanismo si mantenga in posizione retratta |
| Attuazione manuale: | in caso di avaria dell'impianto di alimentazione deve esserci la possibilità di retrarre manualmente il propulsore entro scafo |
| Portello: | deve essere prevista un'apertura che, una volta retratto il meccanismo, assicuri la continuità geometrica dello scafo |
| Manutenzione: | ad intervalli di 5 anni (da eseguire con scafo emerso) |

¹ kn = knots (nodi), unità di misura per la velocità in acqua

6 STUDIO PRELIMINARE DELL'ELICA

L'obiettivo dello studio preliminare dell'elica è quello di identificare un'accoppiata elica-motore al fine di valutare gli ingombri dell'elica e operare la scelta del motore elettrico.

Il diametro dell'elica è una scelta di compromesso tra prestazioni e fattibilità.

Il miglior rendimento nel caso di propulsori per navigazione a bassa velocità si ottiene con eliche di grandi dimensioni e basse velocità di rotazione. Pale grandi e lente sono dotate di maggiore efficienza in quanto, per ogni rivoluzione completa, lavorano una maggiore massa d'acqua e, girando a bassa velocità prevengono l'insorgere di bolle di cavitazione che tenderebbero altrimenti a formarsi sul bordo esterno dell'elica dove la velocità tangenziale del fluido risulta maggiore.

Allo stesso tempo i vincoli di ingombro impongono delle restrizioni alla massima dimensione che può assumere. Un'ulteriore limitazione è data dalle prestazioni del motore. All'aumentare della coppia richiesta dall'elica aumentano infatti anche le dimensioni del motore.

Per operare una scelta ottimale del propulsore è necessario innanzitutto ricavare una previsione delle prestazioni ottenibili per una determinata geometria d'elica.

Esistono diversi metodi per il calcolo delle prestazioni di un propulsore marino. I più utilizzati sono:

- Estrapolazione da risultati di prove su famiglie di eliche standard
La letteratura tecnica fornisce i risultati di prove su modelli standard, spesso sotto forma di interpolazioni, che permettono di ricavare facilmente i coefficienti adimensionali al variare dei parametri geometrici delle eliche della particolare famiglia studiata.
- Teorie elementari dell'elica (Lifting Line)
La forza di spinta generata dall'elica, e parimenti la coppia necessaria per essere posta in rotazione, possono essere stimate con la teoria elementare dell'elica. La pala è suddivisa in un numero di sezioni elementari dal profilo aereo che si muovono all'interno di un campo di corrente. Il teorema di Kutta-Joukowski permette di determinare le forze aerodinamiche che agiscono sul profilo e, per integrazione lungo lo sviluppo radiale dell'elica, le forze su tutta la paletteatura. Nei modelli elementari dell'elica, utilizzati dai solutori automatici per il calcolo integrale, la pala è rappresentata da una linea passante per i centri aerodinamici delle sue sezioni (Lifting Line) alla quale è associata una distribuzione di circuitazione Γ_i , che modella le interazioni L_i della pala stessa con la corrente fluida che la circonda. In Figura 6.1 è riportata una schematizzazione di tale modello.

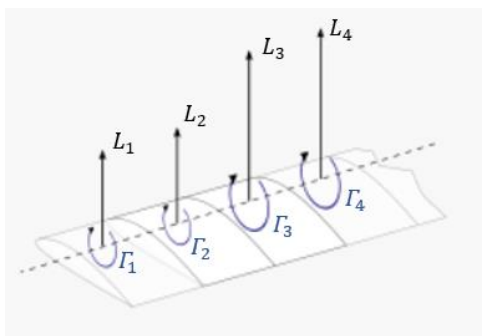


Figura 6.1 Lifting Line

OPENPROP

È un software open source su base Matlab per il design e l'analisi di propulsori marini e di turbine ad asse orizzontale. Il codice, che sfrutta la teoria della Lifting Line, è stato sviluppato da un team di ricercatori del MIT (Massachusetts Institute of Technology) e della Maine Marine Academy. Per maggiori approfondimenti si veda [1], [2] e [3].

- Panel Method

Un calcolo più preciso dell'andamento del campo di velocità attorno ad un profilo aerodinamico, e quindi delle forze che esso genera sulla pala, si può ottenere con i solutori automatici in cui la superficie dell'elica è approssimata con griglia di "pannelli di vorticità" che rappresentano il comportamento del fluido. Tale metodo si avvale del teorema della divergenza per la soluzione dei flussi a potenziale.

- CFD (Computational Fluid Dynamics)

Previsioni ulteriormente più accurate si possono ottenere con i moderni software commerciali ai volumi finiti per la soluzione numerica approssimata delle equazioni di Navier–Stokes.

Generalmente tutti gli strumenti prima citati vengono utilizzati durante il design di un propulsore con successivi affinamenti che passano attraverso strumenti di calcolo sempre più precisi ma complessi.

Lo scopo di questa indagine preliminare non è quello di ottenere una predizione dettagliata delle prestazioni dell'elica e dei flussi che la interessano ma si vuole individuare una configurazione d'elica che soddisfi le richieste. Gli ultimi due approcci appena descritti richiedono al calcolatore uno sforzo computazionale che non è giustificato dalle finalità di questo studio e vengono perciò trascurati.

6.1 ELICHE OPEN WATER

Con lo scopo di validare i calcoli e le previsioni ricavabili dalle procedure automatizzate del software OpenProp si riporta uno studio sulle performance di un propulsore ad elica libera (o comunemente denominate *open water*) con una palettatura di tipo Wageningen e si confrontano i dati ottenuti con quelli calcolati mediante formule empiriche della serie standard.

LA SERIE STANDARDIZZATA WAGENINGEN

Le eliche di tipo Wageningen sono uno dei profili standardizzati più diffusi per i propulsori marini a passo fisso nella configurazione ad elica aperta. Il loro profilo, con il bordo esterno di pala chiuso, le rende una soluzione particolarmente apprezzata per l'elevata efficienza quando lavorano in assenza di condotti convergenti.

La serie standardizzata, di cui in letteratura è presente un ampio studio sperimentale sulle performance raggiungibili (a tal proposito si vedano i Riferimenti [4], [5] e [6]) è composta da eliche con numero di pale compreso tra 2 e 7 e valori del rapporto tra passo e diametro (P/D) in un range che va da 0.6 a 1.4.

Si riporta di seguito, lo studio di performance realizzato per un propulsore con elica libera di tipo Wageningen B5-60.

Le cifre della designazione del profilo indicano la particolare configurazione di pala adottata, nello specifico si fa riferimento ad un'elica con:

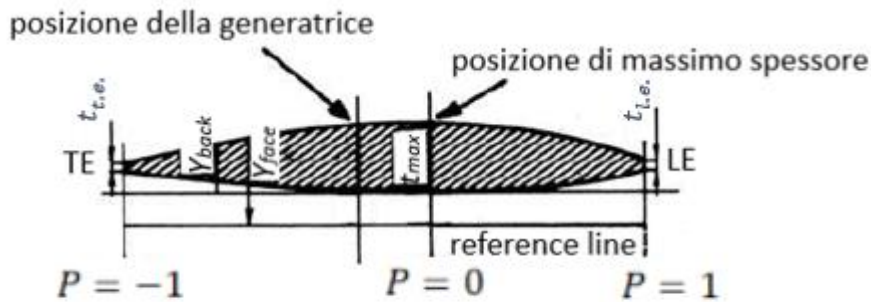
- numero di pale $Z = 5$
- area espansa $A_E/A_o = 60\%$
- diametro $D = 1\text{ m}$
- passo $P/D = 0.6$

Con riferimento a Figura 6.2, la geometria palare è identificata dalle relazioni:

$$\begin{aligned} \text{per } P \leq 0 \quad & \left\{ \begin{array}{l} Y_{face} = V_1(t_{max} - t_{t.e.}) \\ Y_{back} = (V_1 + V_2)(t_{max} - t_{t.e.}) + t_{t.e.} \end{array} \right. \\ \text{per } P \geq 0 \quad & \left\{ \begin{array}{l} Y_{face} = V_1(t_{max} - t_{l.e.}) \\ Y_{back} = (V_1 + V_2)(t_{max} - t_{l.e.}) + t_{l.e.} \end{array} \right. \end{aligned} \quad (6.1)$$

dove il significato della simbologia utilizzata è il seguente:

- P = ascissa adimensionalizzata (lungo la *reference line*) dalla posizione di massimo spessore palare verso il bordo d'ingresso (*leading edge*) in cui $P = 1$ e verso il bordo d'uscita (*trailing edge*) in cui $P = -1$
- Y_{face}, Y_{back} = ordinata di un punto, rispetto alla *reference line*, della sezione palare appartenente alla superficie di faccia e dorso della superficie della pala d'elica
- V_1, V_2 = funzioni di coefficienti tabellati in funzione di P e della posizione radiale r/R
- t_{max} = massimo spessore della sezione palare
- $t_{t.e.}, t_{l.e.}$ = spessore del bordo di ingresso e uscita della sezione palare



LE = leading edge (bordo d'ingresso)

TE = trailing edge (bordo d'uscita)

Figura 6.2 Geometria elica della serie Wageningen

In Appendice A sono riportati i codici Matlab per l'implementazione di una procedura automatizzata che determina la forma (Figura 6.3) e le prestazioni del propulsore in esame.

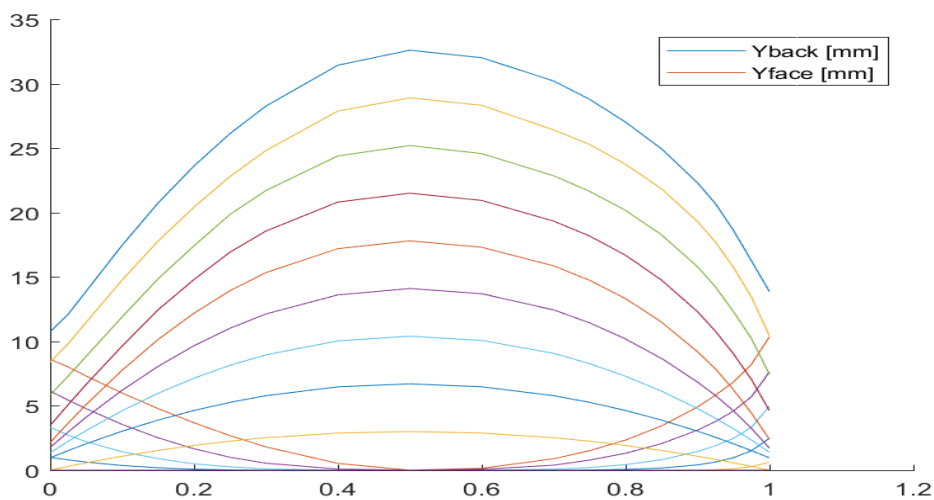


Figura 6.3 Forma delle sezioni palari di un'elica Wageningen B5-60

Le prestazioni del propulsore sono dedotte dalle equazioni in forma polinomiale:

$$\begin{cases} K_T = \sum_{n=1}^{39} C_n (J_s)^{S_n} \left(\frac{P}{D}\right)^{t_n} \left(\frac{A_E}{A_O}\right)^{u_n} (Z)^{v_n} \\ K_Q = \sum_{n=1}^{47} C_n (J_s)^{S_n} \left(\frac{P}{D}\right)^{t_n} \left(\frac{A_E}{A_O}\right)^{u_n} (Z)^{v_n} \end{cases} \quad (6.2)$$

Le formulazioni (6.1) e (6.2) e i rispettivi coefficienti tabulati derivano da [7].

Per valutare l'attendibilità delle previsioni che si riescono ad ottenere dalle teorie elementari dell'elica è riportato in seguito un confronto tra i risultati che si ottengono, per il caso di studio, con le formulazioni polinomiali (6.2) e le prestazioni ricavate attraverso l'uso del software OpenProp.

Per procedere al confronto è necessario innanzitutto fare una piccola precisazione: il software in esame è stato pensato per l'analisi di propulsori in cui la forma delle sezioni dell'elica, a meno di un fattore di scala, rimane costante lungo tutto lo sviluppo radiale della palettatura. I modelli di elica della libreria di OpenProp infatti sono caratterizzati da sezioni palari in cui i parametri geometrici delle sezioni rimangono gli stessi.

Le eliche della serie standardizzata Wageningen invece hanno sezioni palari che variano sia nella forma che nelle dimensioni. Per rispettare l'architettura del software nel computo delle prestazioni di un'elica Wageningen si è ammessa una semplificazione che consiste nel trascurare le variazioni di forma delle sezioni considerando una pala in cui, per ogni posizione lungo la linea di corda, i valori di camber line e spessore palare siano il risultato di una media tra i valori assunti dalle suddette grandezze lungo tutto lo sviluppo radiale della palettatura.

Con questa ipotesi semplificativa, si riporta in seguito un confronto tra una valutazione delle prestazioni che si ottengono tramite le funzioni polinomiali (6.2) e (4.4) e le medesime grandezze dedotte da OpenProp. In Figura 6.4, 6.5 e 6.6 sono diagrammate le curve di prestazione che si ottengono per un propulsore Wageningen B5-60 attraverso i polinomi della serie sperimentale e con il calcolo di OpenProp.

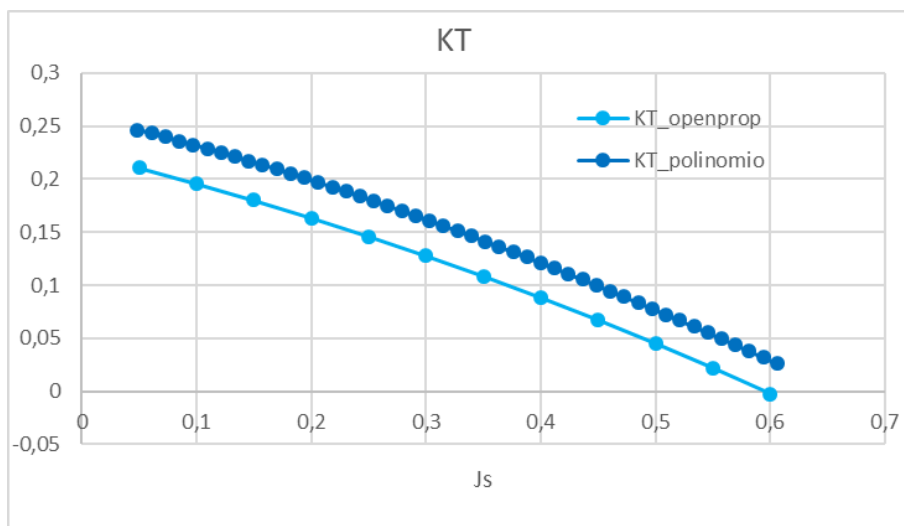


Figura 6.4 Andamento del coefficiente di spinta K_T per un'elica Wageningen B5-60

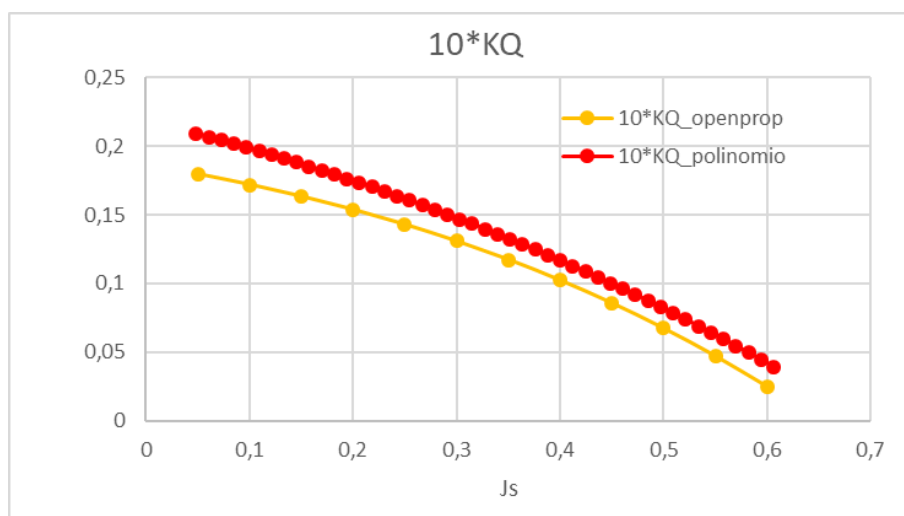


Figura 6.5 Andamento del coefficiente di coppia K_Q per un'elica Wageningen B5-60

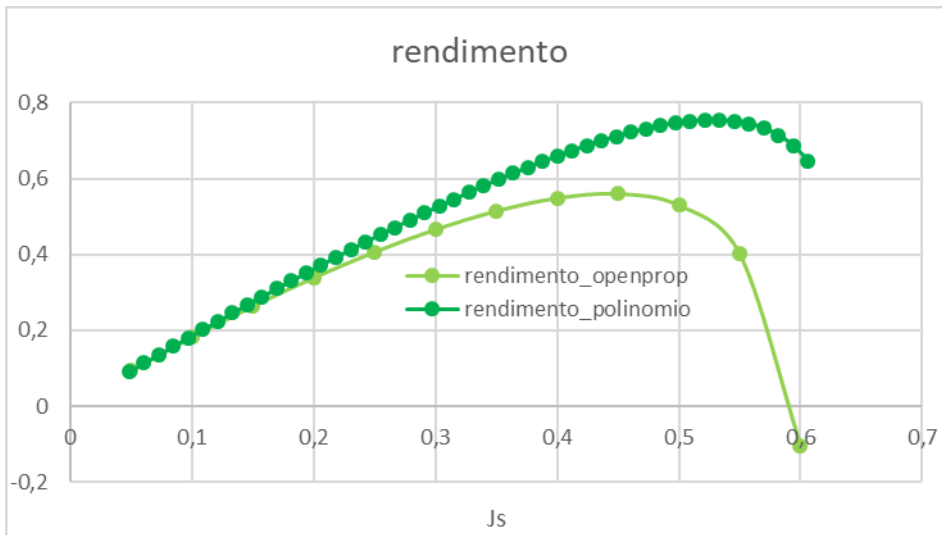


Figura 6.6 Andamento del rendimento per un'elica Wageningen B5-60

Dall'analisi dei grafici delle prestazioni si nota chiaramente come i risultati ottenuti con la teoria della Lifting Line sottostimino le performance del propulsore. La discrepanza con i risultati sperimentali è da imputarsi quasi completamente alla semplificazione introdotta.

In un confronto a parità di configurazione propulsiva (cioè per una determinata coppia di valori di diametro elica e regime di rotazione) come si può dedurre dalle equazioni (4.1)

$$T = K_T \rho n^2 D^4$$

e (4.2)

$$Q = K_Q \rho n^2 D^5$$

si ottengono valori inferiori di spinta utile e carico richiesto al motore.

Allo stesso tempo anche il rendimento del propulsore viene sottostimato.

Per uno studio preliminare di design la sottostima delle performance propulsive va a vantaggio di sicurezza. Sebbene tale scenario non sia la prospettiva migliore dal punto di vista economico va considerato che l'impossibilità di raggiungere il valore target di spinta potrebbe, all'atto pratico, rendere totalmente inefficace l'intero impianto di propulsione.

Va comunque tenuto in considerazione che sottostimare i valori di coppia assorbita, e per diretta conseguenza la potenza necessaria ad azionare l'elica, può portare ad un errato dimensionamento del motore di propulsione.

In definitiva, limitatamente ad uno studio preliminare di design e alla luce delle ultime considerazioni, il software può essere considerato validato. Per un'analisi dettagliata delle prestazioni sono invece da preferire gli approcci computazionalmente più onerosi che minimizzano le discrepanze con i valori veri.

Nella pratica, per quanto possibile, si cerca di utilizzare palettature dalla forma standardizzata in quanto la possibilità di avere a disposizione i valori tabellati delle prove sperimentali garantisce un calcolo rapido e accurato e una maggior facilità nella scelta delle dimensioni e delle condizioni operative ottime.

6.2 I PROPULSORI IN CONDOTTO

Una soluzione di maggiore efficacia è rappresentata dai propulsori racchiusi all'interno di un condotto canalizzatore e il presente lavoro di tesi fa riferimento proprio ad una configurazione propulsiva con elica intubata. L'adozione di un condotto convergente conferisce al propulsore una spinta aggiuntiva rispetto a quella ottenibile dalla sola elica. Da ciò ne consegue che, a parità di spinta generata, la pala d'elica risulta meno caricata con conseguenti vantaggi sia in termini di efficienza complessiva sia per quanto riguarda la resistenza strutturale del propulsore. Un vantaggio non indifferente, soprattutto per le applicazioni in ambito militare, è rappresentato inoltre dalla significativa riduzione delle emissioni acustiche come effetto della minor ampiezza di vibrazione a cui è sottoposta la pala dell'elica.

LE ELICHE KAPLAN PER I PROPULSORI IN CONDOTTO

La presenza del condotto convergente modifica il campo di velocità del fluido.

Le eliche libere in genere hanno sezioni rastremate in corrispondenza del diametro esterno per evitare di generare grossi vortici di estremità (*tip vortex*) che ne ridurrebbero l'efficienza.

Nelle eliche in condotto invece il vortice di estremità è ostacolato sul nascere dalla presenza del condotto ed è quindi possibile utilizzare palettature con una maggiore lunghezza di corda all'estremità in modo da generare molta più spinta. L'entità della luce presente tra il bordo esterno dell'elica e il diametro interno del condotto canalizzatore è il parametro che maggiormente influisce sull'insorgere delle inefficienze di esercizio.

Le palettature della serie Kaplan sono disegnate per lavorare al meglio in presenza di un condotto convergente. Il particolare profilo di pala più largo nella regione esterna (con bordo tagliato per adattarsi alla presenza del condotto) garantisce una minore turbolenza in punta e oltre a migliorarne le performance limita notevolmente l'insorgere di fenomeni di cavitazione. Sono caratterizzate da pale a faccia piatta e passo costante e, sebbene una simile conformazione derivi principalmente da considerazioni di tipo costruttivo (il processo di fabbricazione risulta così molto più agevole) non presentano particolari problemi di cavitazione o cali di efficienza.

In letteratura è presente un'ampia bibliografia di studi sperimentali sul comportamento delle eliche Kaplan in combinazione con diversi profili di condotto convergente. Per gli elevati valori di spinta che si riescono ad ottenere questo tipo di eliche rappresentano di fatto uno standard per quanto riguarda la propulsione dei rimorchiatori.

La presenza di una così ampia letteratura in merito garantisce così la possibilità di ottenere buone stime sulle massime prestazioni raggiungibili dal propulsore e un'accurata definizione del carico gravante sul motore elettrico.

Come ampiamente dimostrato dai risultati delle indagini sperimentali pubblicati in [9], le migliori performance si riescono ad ottenere per condotti del tipo "Marin n° 19a" in accoppiata con eliche del tipo Ka 4-55, Ka 4-70 e Ka 5-75. In Figura 6.7 è rappresentata una vista in sezione del condotto in cui si può apprezzare la conformazione del profilo alare con bordo esterno piatto.

Per ottimizzare le prestazioni di un propulsore, oltre alla geometria è necessario determinare il punto di lavoro di progetto.

Gli effetti della variazione del passo palare sulle performance finali sono stati dedotti per un propulsore del diametro $D=240 \text{ mm}$, i risultati dell'indagine sono riportati in [10].

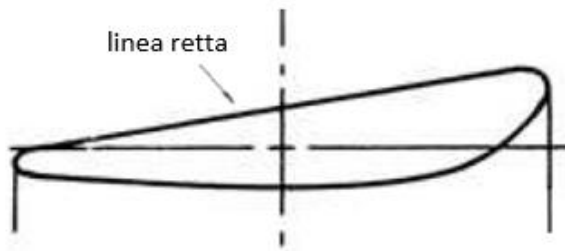


Figura 6.7 profilo del condotto convergente n. 19a

Si riportano in seguito i risultati dell'implementazione di un algoritmo in Matlab (Appendice B) tramite il quale si sono indagate le performance di un'elica Ka 4-70 in condotto n. 19a al variare del passo.

Le prestazioni sono dedotte mediante le formulazioni polinomiali riportate in [11]

$$\begin{aligned}
 K_T = & A_{0,0}(P/D)^0 J_s^0 + A_{0,1}(P/D)^0 J_s^1 + \dots + A_{0,6}(P/D)^0 J_s^6 \\
 & + A_{1,0}(P/D)^1 J_s^0 + A_{1,1}(P/D)^1 J_s^1 + \dots + A_{1,6}(P/D)^1 J_s^6 \\
 & + A_{2,0}(P/D)^2 J_s^0 + A_{2,1}(P/D)^2 J_s^1 + \dots + A_{2,6}(P/D)^2 J_s^6 \\
 & \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \\
 & + A_{6,0}(P/D)^6 J_s^0 + A_{6,1}(P/D)^6 J_s^1 + \dots + A_{6,6}(P/D)^6 J_s^6
 \end{aligned}
 \tag{6.4}$$

$$\begin{aligned}
 K_Q = & C_{0,0}(P/D)^0 J_s^0 + C_{0,1}(P/D)^0 J_s^1 + \dots + C_{0,6}(P/D)^0 J_s^6 \\
 & + C_{1,0}(P/D)^1 J_s^0 + C_{1,1}(P/D)^1 J_s^1 + \dots + C_{1,6}(P/D)^1 J_s^6 \\
 & + C_{2,0}(P/D)^2 J_s^0 + C_{2,1}(P/D)^2 J_s^1 + \dots + C_{2,6}(P/D)^2 J_s^6 \\
 & \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \\
 & + C_{6,0}(P/D)^6 J_s^0 + C_{6,1}(P/D)^6 J_s^1 + \dots + C_{6,6}(P/D)^6 J_s^6
 \end{aligned}
 \tag{6.5}$$

dove i coefficienti $A_{i,j}$ e $C_{i,j}$ derivanti da prove sperimentali in mare, sono tabulati in [12]. Nella stima del rendimento si è implementata la definizione (4.4).

I grafici di Figura 6.8, 6.9 e 6.10 mostrano come si modificano le caratteristiche del propulsore in esame al variare dell'angolo di calettamento delle pale d'elica.

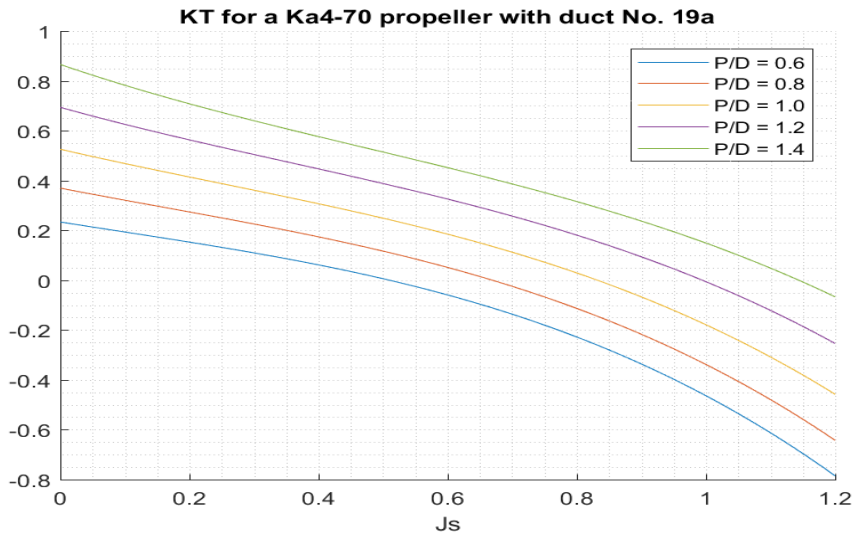


Figura 6.8 Andamento del coefficiente di spinta K_T al variare del passo d'elica

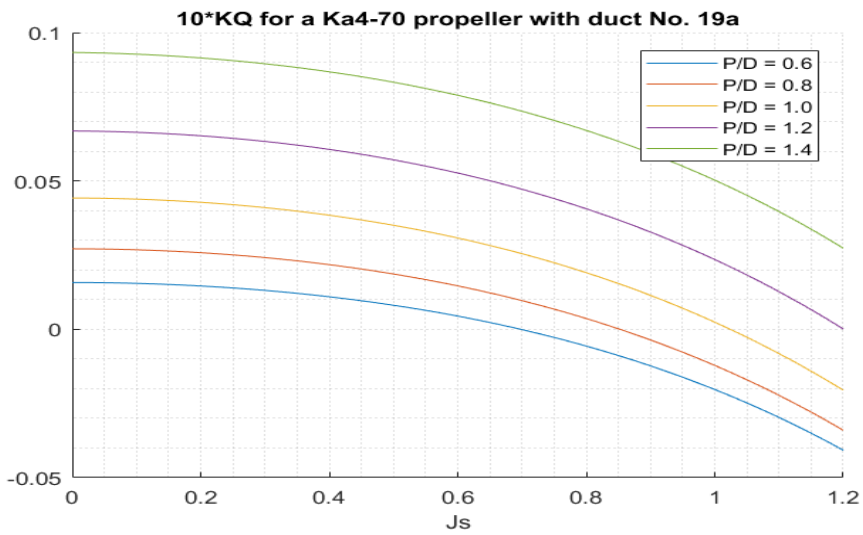


Figura 6.9 Andamento del coefficiente coppia K_Q al variare del passo d'elica

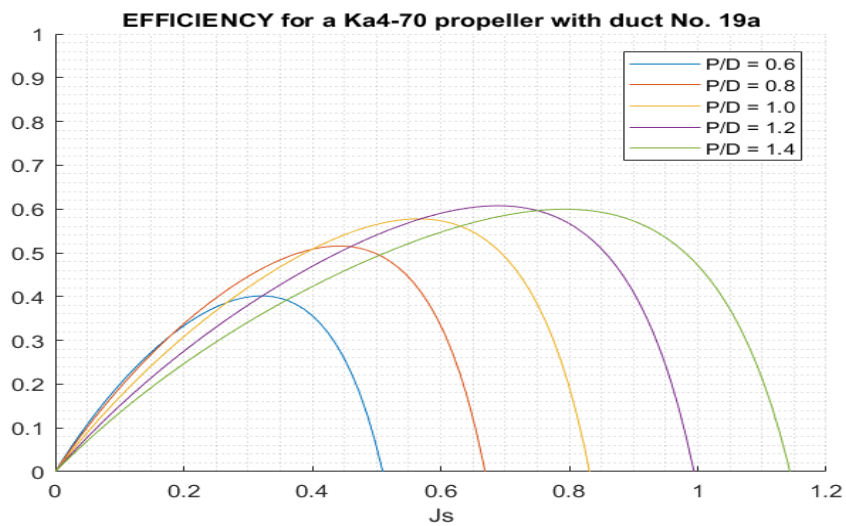


Figura 6.10 Andamento del rendimento al variare del passo d'elica

In un confronto a parità di diametro e regime di rotazione dell'elica, si vede come a valori più elevati di passo palare corrispondano configurazioni propulsive in cui l'elica è in grado di esercitare una spinta maggiore. Un profilo d'elica più inclinato infatti induce una deviazione più marcata delle linee di corrente e, per effetto della variazione della quantità di moto, la componente di accelerazione nella direzione di avanzo risulta maggiore.

Propulsori caratterizzati da elevati valori di passo palare riescono perciò, a parità di dimensioni caratteristiche e regimi di funzionamento, a generare una forza di spinta maggiore.

Per contro, all'aumentare del passo aumenta anche il valore del coefficiente di coppia delineando così un maggiore carico richiesto al motore.

L'andamento delle curve di rendimento porterebbe a privilegiare configurazioni con un ridotto passo palare qualora si preveda un utilizzo dell'elica per basse velocità di avanzo mentre per applicazioni a più alte velocità di crociera un'elica più inclinata è in grado di offrire efficienze più elevate.

In uno studio di design però la definizione della configurazione propulsiva prevede, oltre all'identificazione del valore più opportuno del passo d'elica, anche la determinazione del regime di rotazione e del diametro della palettatura che garantiscano la miglior efficienza nel raggiungimento delle performance richieste.

6.2.1 SCELTA DEL PROPULSORE

Per il caso di studio si richiedeva l'identificazione della miglior soluzione propulsiva in grado di generare una spinta di $T = 13 \text{ kN}$ ad una velocità di avanzo $V_a = 3 \text{ kn}$ stabilita da progetto.

Poiché le curve di rendimento non hanno un andamento monotono, a priori non è possibile identificare la miglior configurazione solamente in base a considerazioni puramente qualitative.

Sebbene infatti i valori maggiori di massimo rendimento si riscontrino per pale con valori del passo più elevati, il punto di funzionamento dipende dai valori assunti dal coefficiente d'avanzo. Ricordando la definizione (4.3), quest'ultimo parametro adimensionale è a sua volta funzione (con un rapporto di proporzionalità inversa) del regime di rotazione e del diametro d'elica e in base al valore che esso assume una variazione della configurazione può portare a risultati diametralmente opposti.

Infatti ipotizzando un punto di funzionamento che ricada nella parte di grafico a sinistra del punto di massimo rendimento, a parità di passo palare, un aumento del regime di rotazione o del diametro d'elica sposterebbe il punto di funzionamento verso sinistra e, per l'andamento caratteristico della curva di rendimento, porterebbe ad un peggioramento delle performance d'efficienza. Al contrario le medesime modifiche, applicate questa volta ad una configurazione propulsiva il cui un punto di funzionamento si trovi a destra del massimo rendimento porterebbe ad un significativo miglioramento dell'efficienza del propulsore.

Per cercare di massimizzare il rendimento viene proposto di seguito un'analisi delle performance di tre delle più diffuse configurazioni di propulsore intubato.

Nello specifico si fa riferimento a palettature di tipo Kaplan Ka4-55, Ka4-70 e Ka5-75 intubate in un condotto accelerante n° 19a. La scelta di analizzare queste particolari configurazioni è giustificata dalla presenza in letteratura tecnica di un'ampia bibliografia di studi sperimentali che forniscono le

interpolazioni e relativi coefficienti tabulati per il calcolo dei parametri adimensionali di prestazione.

Si riporta di seguito la procedura utilizzata per selezionare la configurazione d'elica più adatta.

Da (4.1) e da (6.4) si può scrivere:

$$\frac{T}{\rho n^2 D^4} = \sum_{i=0}^6 \sum_{j=0}^6 A_{i,j} (P/D)^i J_s^j \quad (6.6)$$

o equivalentemente

$$\frac{T}{\rho n^2 D^4} - \sum_{i=0}^6 \sum_{j=0}^6 A_{i,j} \left(\frac{P}{D}\right)^i \left(\frac{V_a}{n D}\right)^j = 0 \quad (6.7)$$

- si ipotizza verosimilmente un valore del parametro $P/D \in [0.6 ; 1.4]$
- e contestualmente un valore del diametro d'elica $D \in [0.5 ; 1.1] m$
- la velocità di avanzo V_a è nota dalle specifiche di progetto
- come anche il valore target della spinta T del propulsore
- ρ è la densità dell'acqua marina ed è anch'esso un parametro noto
- i coefficienti sperimentali $A_{i,j}$ sono tabulati in [12]

La scrittura (6.7) rappresenta così un'equazione non lineare nell'incognita n [rpm].

Risolviendo l'equazione per ogni valore assunto dal parametro P/D e del diametro D si giunge alla definizione della configurazione del propulsore (in termini di n , D e P/D) in grado di generare la forza di spinta T alla velocità di avanzo V_a .

Per ogni configurazione trovata si calcola:

- il valore del coefficiente di coppia dalla formulazione polinomiale (6.5)

$$K_Q = \sum_{i=0}^6 \sum_{j=0}^6 C_{i,j} (P/D)^i J_s^j$$

- il carico gravante sul motore elettrico si deduce dalla definizione (4.2)

$$Q = K_Q \rho n^2 D^5$$

- la potenza richiesta al motore elettrico

$$P_{ass} = Q \frac{\pi n}{30} \quad (6.8)$$

- il coefficiente di spinta dalla definizione (4.1)

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$$

- il rendimento η è stimato da (4.4)

$$\eta = \frac{K_T J_s}{K_Q 2 \pi}$$

In Appendice C sono riportati gli script Matlab utilizzati per l'implementazione del calcolo automatico di tali grandezze per il propulsore Ka 5-75 in condotto n. 19a. La medesima routine, modificando opportunamente i valori numerici dei coefficienti sperimentali $A_{i,j}$ tabulati in [12], è stata utilizzata per il calcolo delle grandezze caratteristiche dei propulsori Ka4-55 e Ka4-70.

Nel grafico di Figura 6.11 vengono raccolti i valori di rendimento che si ottengono per ogni configurazione, dei tre propulsori studiati, che soddisfa le richieste di progetto.

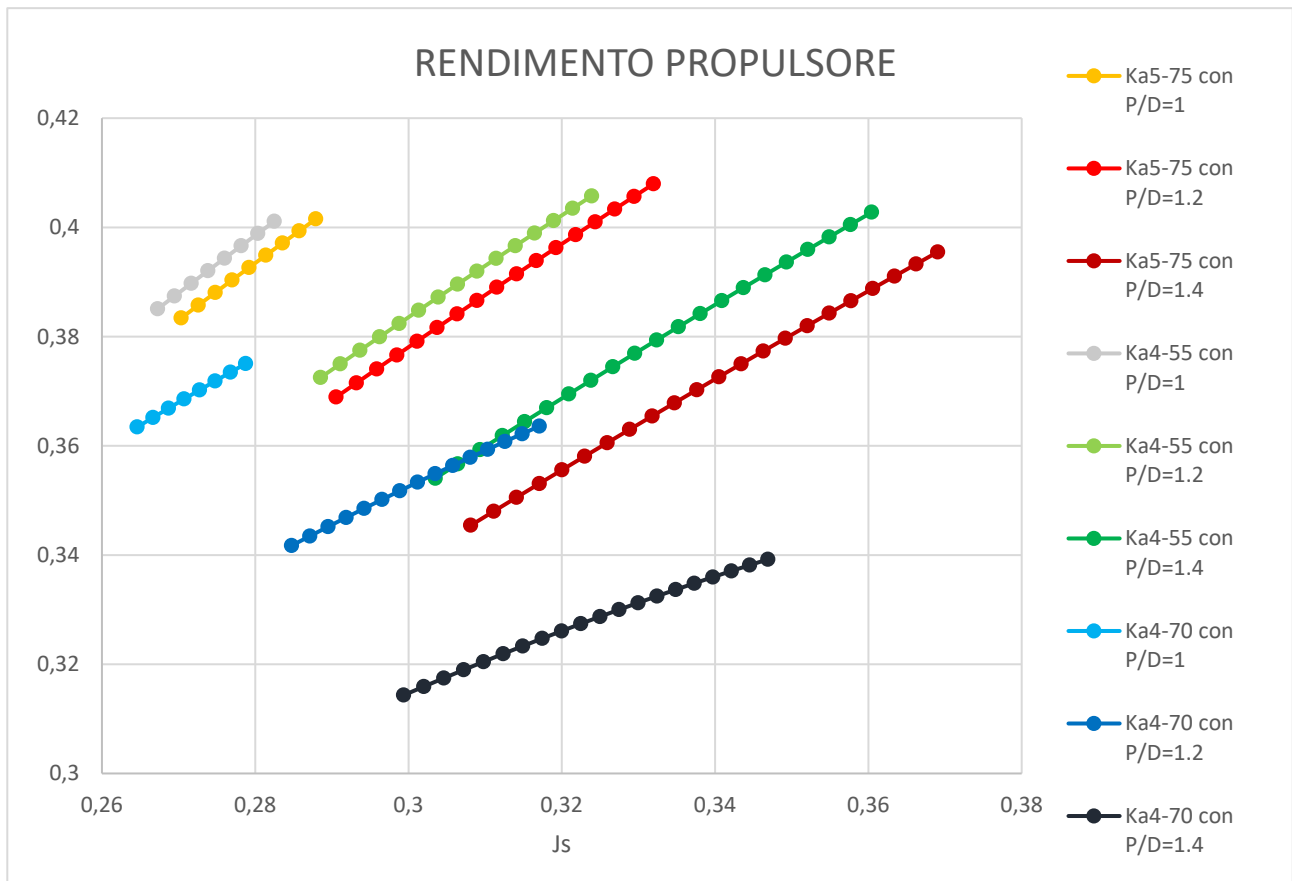


Figura 6.11 Valori di rendimento ottenibili dalle configurazioni propulsive

Le migliori performance si ottengono per il propulsore a 5 pale con rapporto di area espansa $A_E/A_O = 0.75$. Un numero maggiore di pale infatti fa sì che la singola pala sia soggetta a gradienti di pressione minori limitando così l'insorgere di fenomeni di cavitazione e minimizzando inoltre i valori di segnatura acustica.

La scelta del propulsore si restringe così tra 4 configurazioni i cui parametri caratteristici sono riportati in Tabella 6.1

| $D [m]$ | $n [rpm]$ | P/D | J_s | KT | KQ | η | $Q [Nm]$ | $P_{ass} [KW]$ |
|---------|-----------|-------|--------|---------|--------|--------|----------|----------------|
| 1,07 | 266,80 | 1,2 | 0,3243 | 0,5013 | 0,0645 | 0,4010 | 1790,71 | 50,031 |
| 1,08 | 262,27 | 1,2 | 0,3269 | 0,4998 | 0,0644 | 0,4033 | 1811,06 | 49,741 |
| 1,09 | 257,87 | 1,2 | 0,3294 | 0,4983 | 0,0644 | 0,4056 | 1831,46 | 49,457 |
| 1,1 | 253,58 | 1,2 | 0,3319 | 0,49683 | 0,0643 | 0,4079 | 1851,93 | 49,178 |

Tabella 6.1 Configurazioni del propulsore Ka5-75 che esibiscono le migliori prestazioni

Le 4 configurazioni in esame esibiscono comportamenti molto simili, rendimenti e richieste di potenza sono, con buona approssimazione ingegneristica, paragonabili tra loro. Nella scelta della soluzione propulsiva si predilige la configurazione che riduce gli ingombri.

Si sceglie perciò di adottare il propulsore con le seguenti caratteristiche:

$$\begin{aligned}
 Z &= 5 \\
 A_E/A_O &= 0.75 \\
 D &= 1.07 \text{ m} \\
 n &= 267 \text{ rpm} \\
 P/D &= 1.2
 \end{aligned}$$

Il propulsore adottato, con relativi ingombri, è mostrato in Figura 6.12.

Come ulteriore e importante verifica, si può calcolare il minimo rapporto d'area espansa necessario a garantire l'assenza di fenomeni di cavitazione. Per tale configurazione, dalla formula di Keller

$$\left(\frac{A_E}{A_O}\right)_{min} = \frac{(1.3+0.3 Z)T}{(p_a+\gamma h-p_v)D^2} + K \quad (6.9)$$

dove

- Z = numero di pale
- T = spinta generata [N]
- p_a = pressione atmosferica a livello del mare [N/m^2]
- γ = peso specifico acqua marina [N/m^3]
- h = profondità di immersione [m]
- p_v = tensione di vapore dell'acqua marina [N/m^2]
- D = diametro elica [m]
- K = coefficiente adimensionale in funzione del numero di eliche $\epsilon [0;0.2]$

Per la soluzione in esame il coefficiente adimensionale assume il valore $K=0$.

Il propulsore in esame è pensato per le manovre di posizionamento in porto, in tali condizioni la parte superiore dello scafo del sottomarino fuoriesce dal pelo libero dell'acqua. Verosimilmente si ipotizza che il propulsore (situato nella regione inferiore dello scafo) lavori ad una profondità di $h=3\text{ m}$. Si ottiene

$$\left(\frac{A_E}{A_O}\right)_{min} = \frac{(1.3 + 0.3 * 5)13000}{(101325 + 9806 * 3 - 1706)1.07^2} + 0 = 0.246$$

ed essendo

$$\left(\frac{A_E}{A_O}\right)_{min} < \left(\frac{A_E}{A_O}\right) = 0.75$$

La scelta operata non presenta criticità per quanto riguarda il comportamento a cavitazione.

Tale configurazione, in regime di funzionamento stazionario, richiede una un carico

$$Q = 1791\text{ Nm}$$

assorbendo una potenza

$$P_{ass} = 50.03\text{ KW}$$

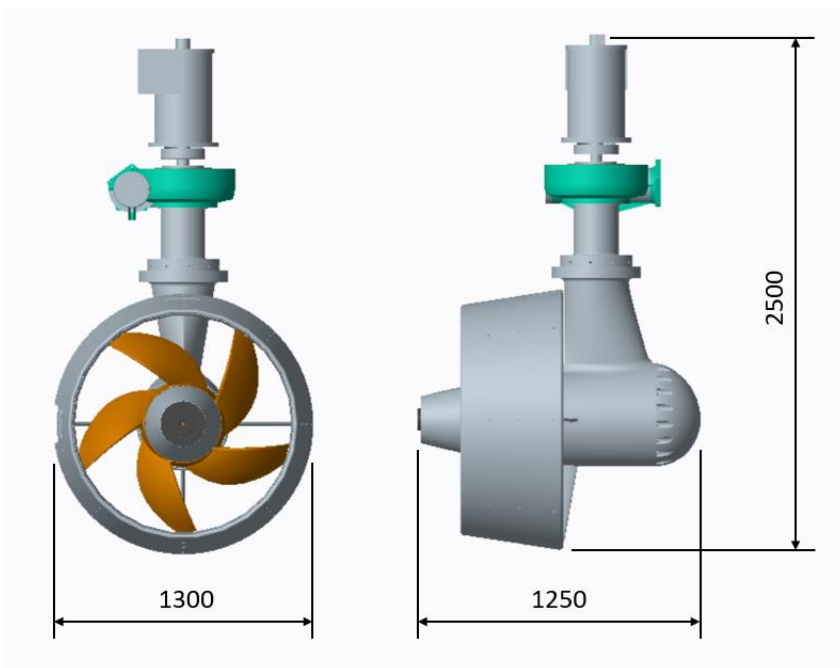


Figura 6.12 Ingombri del propulsore in adozione (misure in mm)

La condizione più gravosa, per quanto riguarda l'assorbimento di potenza da parte del propulsore, è rappresentata dalla prova di tiro a punto fisso. In tale condizione lo scafo è vincolato alla banchina e il propulsore genera la massima spinta assorbendo di conseguenza una maggior quantità di potenza. Le performance a punto fisso sono calcolate da (6.4) e (6.5) imponendo una velocità di avanzo V_a nulla. Per il propulsore in esame si ottiene

$$Q_{PF} = 1902 \text{ Nm}$$

$$P_{ass,PF} = 53.15 \text{ KW}$$

Si possono inoltre stimare le cadute di potenza nella trasmissione del moto all'elica, in Figura 6.13 è rappresentata una schematizzazione semplificata della catena dei rendimenti.

In base all'esperienza si ipotizza un rendimento per l'elettronica di potenza $\eta_{el} \approx 0.9$ e delle perdite di efficienza (da imputare principalmente agli organi di tenuta e ai cuscinetti montati sull'albero portaelica) della trasmissione meccanica $\eta_{mecc} \approx 0.94$.

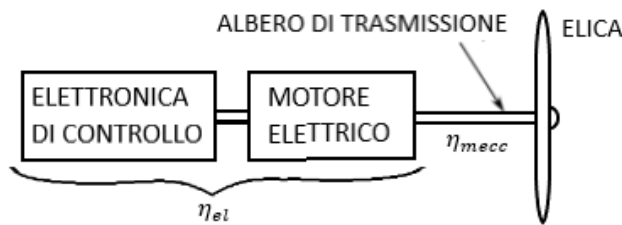


Figura 6.13 Catena dei rendimenti nella trasmissione del moto all'elica

I vincoli di progetto impongono un limite alla massima potenza elettrica che il propulsore può richiedere all'impianto nelle condizioni più impegnative $P_{max,ass} = 100 \text{ KW}$.

Con simili ipotesi sul valore dei rendimenti si verifica come la soluzione in esame rispetti i vincoli di potenza imposti da progetto. Il propulsore infatti assorbe una potenza di picco inferiore alla massima potenza concessa dall'impianto.

$$\frac{P_{ass,PF}}{\eta_{mecc} * \eta_{el}} = \frac{53.15}{0.94 * 0.9} = 62.83 \text{ KW} < P_{max,ass}$$

6.2.2 SCELTA DEL MOTORE ELETTRICO

Per quanto riguarda il motore elettrico, la scelta ricade su un motore brushless sincrono a magneti permanenti. Sono i motori presenti nel mercato che attualmente sono capaci della più alta densità di coppia. Inoltre l'assenza di spazzole, anelli o contatti striscianti ne aumenta affidabilità e rendimento riducendo al minimo le esigenze di manutenzione.

Nella definizione del carico gravante sul motore elettrico si fa riferimento alle performance nella prova di tiro a punto fisso. È questa la situazione in cui avviene il massimo assorbimento di potenza e rappresenta la condizione più gravosa con cui dimensionare il motore elettrico.

La scelta del motore elettrico è fatta in base ai seguenti parametri:

- Coppia assorbita
il motore elettrico deve essere in grado di far fronte al carico richiesto dall'elica. Il grafico di Figura 6.14 mostra come la curva del carico richiesto nelle condizioni di spinta a punto fisso (curva blu) sia abbondantemente sotto le prestazioni nominali del motore (curva rossa).
- Ingombri
le dimensioni del motore devono permettere di poterlo alloggiare all'interno del piede del propulsore, l'ingombro radiale è il requisito più stringente. Inoltre, per un fissato diametro dello statore e numero di poli la lunghezza del motore è direttamente proporzionale alla coppia da erogare.
- Velocità di rotazione massima al ginocchio
rappresenta il valore, in termini di regime di rotazione, oltre il quale il motore elettrico non è più in grado di erogare la coppia nominale. Si deve garantire che le richieste di carico non superino le capacità del motore.

Si riportano in seguito le principali caratteristiche del motore scelto

| | |
|--|--|
| Diametro esterno statore | $D_{out} = 383 \text{ mm}$ |
| Lunghezza complessiva statore | $L_{tot} = 371 \text{ mm}$ |
| Massa complessiva | $M_{tot} = 140.07 \text{ kg}$ |
| Numero avvolgimenti+ | $n_a = 2$ |
| Numero poli | $n_p = 40$ |
| Coppia nominale in servizio continuo (1 rpm) | $C_{s1} = 2457 \text{ Nm}$ |
| Velocità di ginocchio | $\omega_{knee} = 293 \text{ rpm}$ |
| Velocità massima | $\omega_{max} = 350 \text{ rpm}$ |
| Potenza nominale in servizio continuo | $P_{s1}(\omega_{knee}) = 75.15 \text{ kW}$ |
| Voltaggio nominale ($\omega \geq \omega_{knee}$) | $V_{nom} = 310 \text{ V}$ |
| Corrente limite | $C_{lim} = 107 \text{ A}$ |

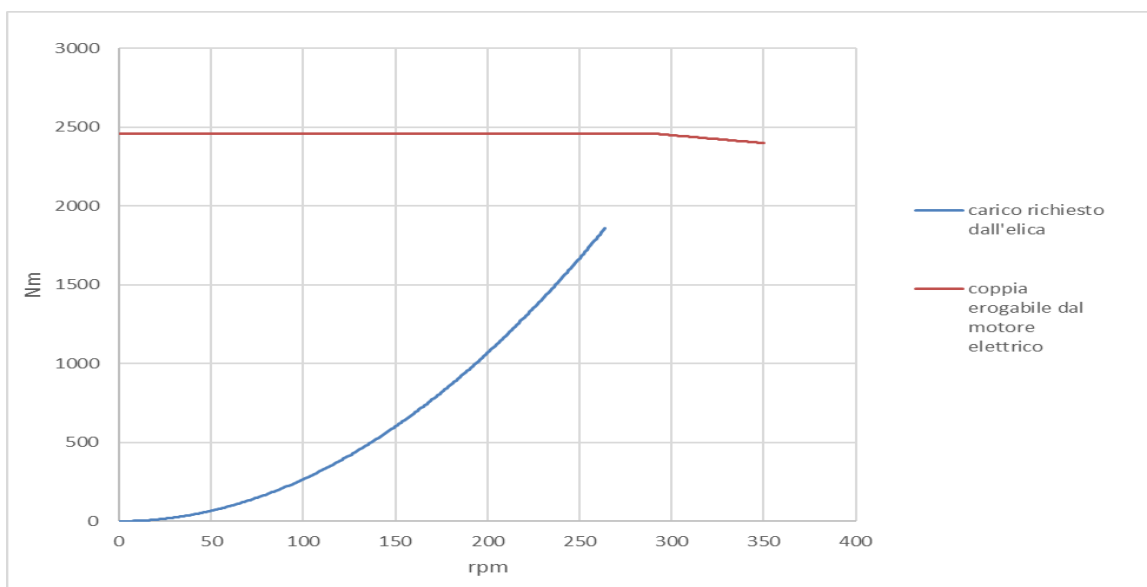


Figura 6.14 Andamenti di coppia e potenza del motore elettrico

7 IL MECCANISMO DI MOVIMENTAZIONE

La soluzione propulsiva del caso di studio è stata ottimizzata per generare un valore di forza di spinta $T = 13 \text{ KN}$ alla velocità di avanzo $V_a = 3 \text{ kn} \simeq 5.5 \text{ km/h}$. Il propulsore in esame non è pensato per lavorare in maniera continuativa durante i trasferimenti subacquei ma la sua azione è limitata alle sole situazioni di manovra. Per tale ragione si rende necessaria la definizione di un meccanismo che consenta l'estrazione del propulsore solamente quando sia richiesta una spinta aggiuntiva e direzionabile per spostamenti precisi a basse velocità.

7.1 REQUISITI CHE DEVE SODDISFARE

INGOMBRI

La restrizione maggiore è rappresentata dalla limitata disponibilità di spazio, all'interno dello scafo del sottomarino, in cui alloggiare l'unità propulsiva.

Il massimo ingombro del propulsore, con annesso meccanismo di movimentazione ed attuazione, è definito da progetto da un parallelepipedo alloggiato, come mostrato in Figura 7.1, nella parte inferiore del sottomarino tra lo scafo esterno e lo scafo resistente.

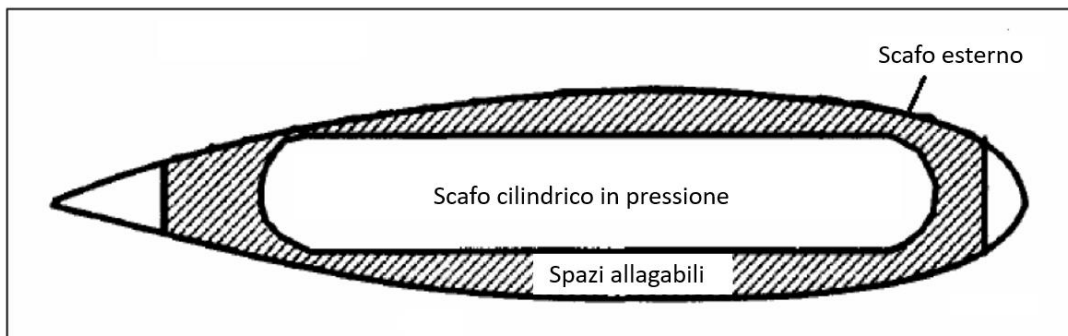


Figura 7.1 Posizionamento del propulsore azimutale all'interno del sottomarino

In Figura 7.2 è rappresentato il sistema di riferimento solidale al veicolo convenzionalmente adottato in ambito navale, una terna destrorsa in cui l'asse longitudinale (o di "poppa-prua") è concorde con la direzione di avanzamento del veicolo. Con riferimento a tale sistema di coordinate viene mostrato l'orientamento del parallelepipedo che definisce i massimi ingombri ammissibili. Le dimensioni limite sono le seguenti:

- $l_1 = 4 \text{ m}$ in direzione poppa-prua
- $l_2 = 2 \text{ m}$ in direzione verticale
- $l_3 = 2.5 \text{ m}$ in direzione trasversale

PROPULSORE VERTICALE IN POSIZIONE ESTRATTA

La movimentazione del propulsore deve terminare in una posizione tale per cui l'asse attorno al quale avviene la rotazione azimutale del propulsore sia orientato secondo la direzione verticale del sistema di riferimento convenzionale. La gestione e il controllo del veicolo, in una simile configurazione, risulta più agevole in quanto la forza di spinta generata dal propulsore rimane confinata in un piano definito dalle direzioni trasversale e poppa-prua. Viene a mancare dunque la componente verticale di spinta che risulterebbe qualora il propulsore lavorasse con l'asse azimutale inclinato rispetto alla direzione verticale e con essa anche i relativi moti di rollio e beccheggio dello scafo del sottomarino.

PERCORSO RETTILINEO

Il percorso che il propulsore compie durante la fase di movimentazione deve essere il più rettilineo possibile. In questo modo si minimizza l'intersezione tra la superficie dello scafo e la traccia del percorso del propulsore durante le fasi di movimentazione. Una simile caratteristica riduce al minimo le dimensioni dell'apertura sullo scafo necessaria a consentire la fuoriuscita dell'elica intubata.

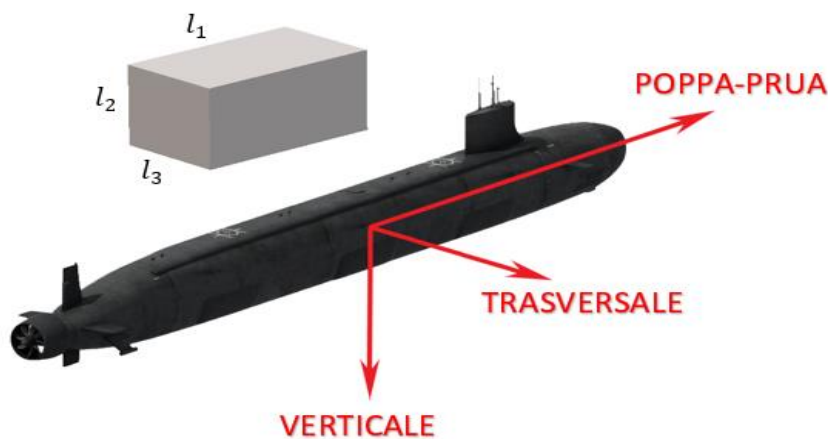


Figura 7.2 Sistema di riferimento solido al veicolo

ATTUAZIONE IDRAULICA

L'attuazione del meccanismo deve avvenire per opera di uno (o più) cilindri idraulici.

La necessità di adottare un'attuazione idraulica deriva dagli elevati valori di spinta che si riescono ad ottenere, in relazione alle dimensioni dell'attuatore stesso, rispetto ad una soluzione elettrica.

Inoltre, essendo alloggiato in un volume compreso tra lo scafo esterno e lo scafo resistente (più interno) del sottomarino l'insieme propulsore-meccanismo-attuazione andrà a trovarsi in una condizione di allagamento costante durante tutte le fasi della vita utile. In una tale condizione il rischio di infiltrazioni d'acqua all'interno della carcassa di un attuatore elettrico risulterebbe troppo elevato. Ciò non è vero per il propulsore (anch'esso elettrico) in quanto, essendo alloggiato all'interno del guscio protettivo (*pod*) a tenuta stagna, non va a lavorare a diretto contatto con l'ambiente esterno. Con una soluzione di attuazione idraulica si riesce a sfruttare l'effetto della pressione presente all'interno del circuito idraulico che, lavorando in opposizione alla pressione

esterna dell'acqua marina, garantisce migliori performance di tenuta. La pressione del circuito idraulico, essendo superiore alle pressioni normalmente riscontrabili alle profondità di lavoro del sottomarino, in caso di un'eventuale rottura delle guarnizioni idrauliche comporterebbe, nel peggiore dei casi, una fuoriuscita di olio dal circuito idraulico invece di consentire una più deleteria infiltrazione d'acqua all'interno del circuito.

L'adozione di un'attuazione idraulica inoltre permette una retrazione manuale del propulsore in caso di avaria dell'impianto tramite l'utilizzo di pompe azionabili manualmente.

RESISTENZA A SHOCK DA ESPLOSIONE NON A CONTATTO

Il propulsore deve essere in grado di funzionare correttamente dopo lo shock derivante da una detonazione sottomarina non a contatto. Si presume che un simile evento possa accadere solamente in mare aperto e dunque in una condizione in cui il propulsore ausiliario (pensato per le operazioni di manovra in porto) non sia in funzione e sia collocato all'interno dello scafo del sottomarino. Di conseguenza il meccanismo, in posizione retratta, deve poter resistere all'evento di shock senza danneggiarsi e riportando, al massimo, delle insignificanti deformazioni plastiche residue localizzate.

7.2 PANORAMICA DEI TIPI DI MOVIMENTAZIONE

Nella definizione del meccanismo di movimentazione per il propulsore di Figura 6.12 vengono prese in considerazione le principali architetture che, in base all'esperienza, meglio si adattano allo scopo:

- GUIDA CILINDRICA VERTICALE (Figura 7.3 a)

Mediante l'uso di guide cilindriche ad asse verticale è possibile ottenere un percorso di movimentazione perfettamente rettilineo. La soluzione però viene scartata in quanto gli ingombri longitudinali del propulsore in posizione retratta superano le limitazioni imposte dai vincoli di progetto.

- GUIDE A SCORRIMENTO (Figura 7.3 b)

Una soluzione in cui il propulsore assuma, da retratto, una configurazione più compatta può essere ottenuta mediante un sistema di guide di scorrimento. Un profilo sagomato, solidale al piede del propulsore, segue una traiettoria definita da delle guide di scorrimento solidali alla carcassa dello scafo. Una simile soluzione ha il vantaggio di poter definire in maniera precisa il percorso di movimentazione, di contro però ci sono una maggiore complessità costruttiva e i problemi di usura derivanti dallo strisciamento tra cursore e guida.

- BILANCIERE (Figura 7.3 c)

La movimentazione del propulsore può essere ottenuta con un'architettura di più semplice e facile realizzazione. Un bilanciante è incernierato al piede del propulsore e collegato a telaio. Ad una rotazione attorno al punto di attacco al telaio corrisponde un percorso di movimentazione ad arco di cerchio del propulsore. Con una simile soluzione però si rende necessaria una maggiore apertura nello scafo per consentire la fuoriuscita dell'elica intubata e in questo caso il bilanciante, che in questo caso sarebbe l'unico membro di collegamento tra propulsore e telaio, dovrebbe subire un sovradimensionamento tale da risultare eccessivamente pesante.

- QUADRILATERO ARTICOLATO (Figura 7.3 d)

Un meccanismo a quadrilatero articolato risulta essere la soluzione che meglio si adatta alle necessità del caso. In una tipica configurazione come quella rappresentata in Figura 7.2, la presenza di 2 bilancianti non comporta particolari problematiche di realizzazione e, allo stesso tempo, permette di limitare le sollecitazioni gravanti sul singolo componente meccanico. Con una simile architettura si riescono ad ottenere traiettorie sufficientemente rettilinee e la possibilità di far lavorare i bilancianti su due piani paralleli consente di sovrapporre le traiettorie dei singoli membri compattando la struttura quando il propulsore si trova in posizione retratta.

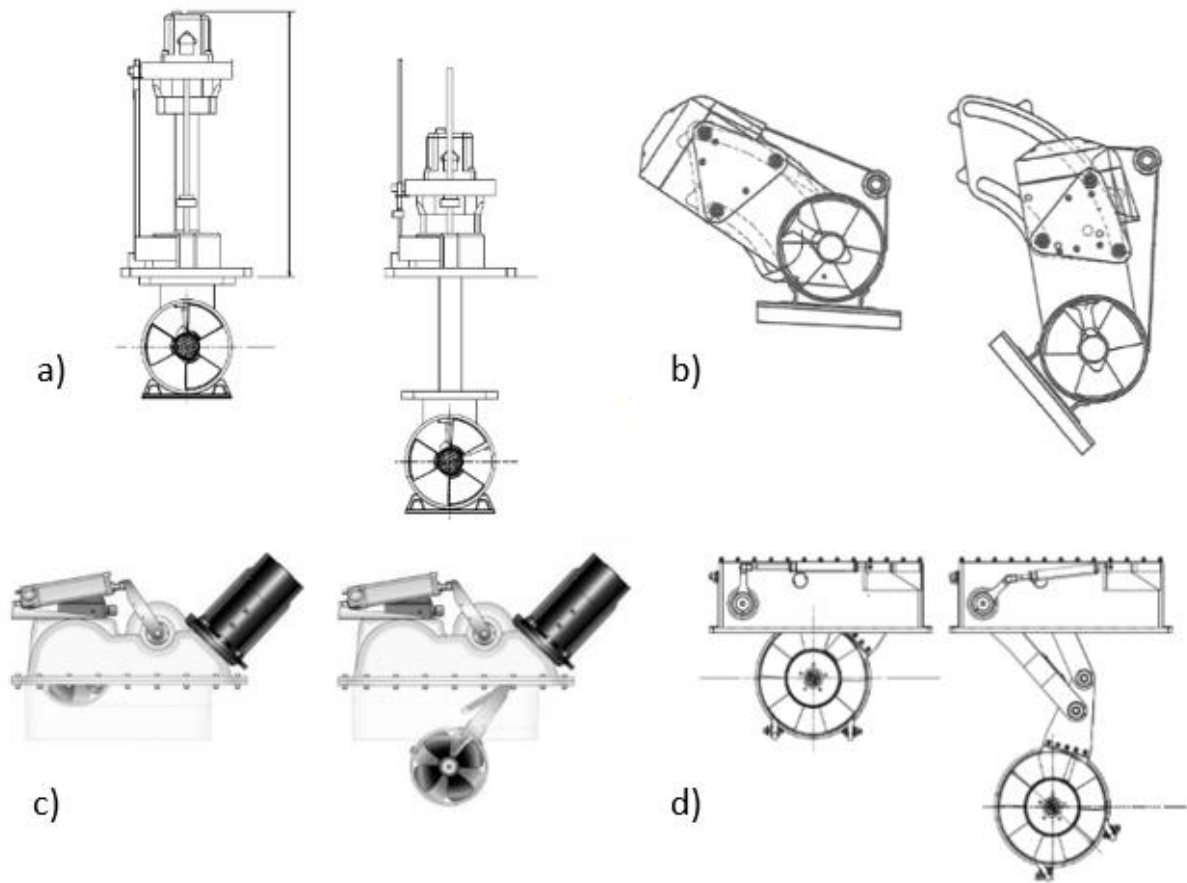


Figura 7.3 Meccanismi di movimentazione: a) guida cilindrica verticale, b) guide a scorrimento, c) bilanciere e d) quadrilatero articolato

7.2.1 SCELTA: IL QUADRILATERO ARTICOLATO

Per le caratteristiche appena descritte l'architettura a quadrilatero articolato risulta la più idonea per le specifiche del caso di studio. Una rappresentazione nel piano del modello cinematico di tale meccanismo (composto da un quadrilatero articolato e un meccanismo di spinta per la sua movimentazione) è riportata in Figura 7.4. Gli elementi del meccanismo sono rappresentati da membri rigidi interconnessi da coppie cinematiche di prima classe (rotoidale R e prismatica P).

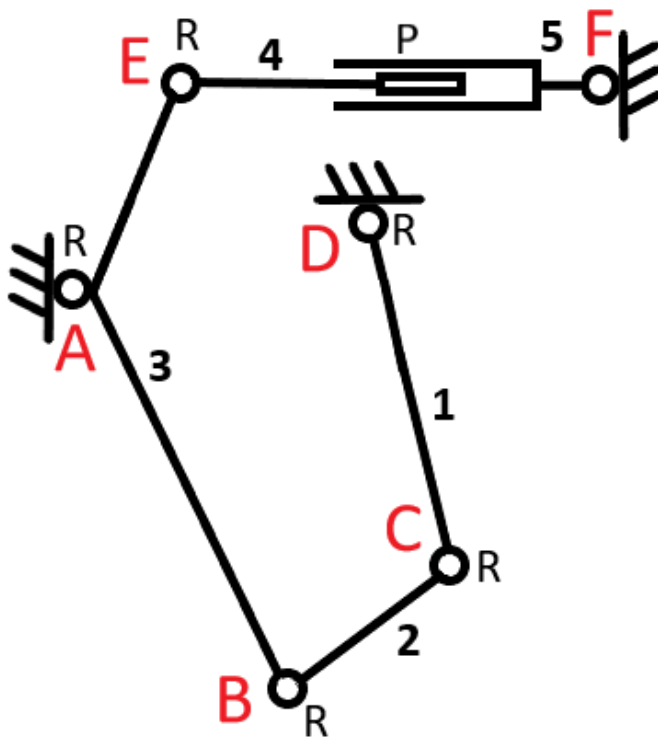


Figura 7.4 Schema cinematico del meccanismo a quadrilatero articolato

I membri 1 e 3 rappresentano i bracci del quadrilatero mentre il membro 2 (biella) rappresenta il propulsore da movimentare. I membri 4 e 5 rappresentano rispettivamente lo stelo e il corpo del cilindro idraulico di attuazione.

Si verifica, con l'equazione di Grübler, che il meccanismo abbia un unico grado di libertà.

$$n = 3(m - 1) - 2c_1 - c_2 \quad (7.1)$$

dove n è il numero di gradi di libertà del meccanismo

m è il numero di membri (compreso il telaio)

c_1 indica il numero di coppie di prima classe

c_2 indica il numero di coppie di seconda classe

Per il meccanismo oggetto di studio si ottiene infatti

$$n = 3(6 - 1) - 2 * 7 - 0 = 1$$

8 SINTESI DIMENSIONALE PER VIA GRAFICA

Nel processo di sintesi cinematica si utilizza l'approccio geometrico-grafico, per la determinazione delle dimensioni e delle posizioni iniziali dei membri del meccanismo ci si avvale del software di modellazione parametrica "Creo Parametric 3.0" il quale permette di utilizzare la metodologia di progettazione "top-down". Tale metodologia consiste nel definire inizialmente una geometria essenziale del meccanismo, che rappresenta una sorta di scheletro della struttura, in cui sono presenti i principali rapporti dimensionali dei membri del meccanismo. La geometria funge poi da riferimento per i successivi disegni di dettaglio dei singoli componenti meccanici.

Nella sintesi cinematica si vuole risolvere il problema della generazione di moti rigidi con due punti di precisione. La biella è solidale al piede del propulsore ed essa, durante il movimento del meccanismo, deve assumere degli orientamenti prestabiliti per consentire la movimentazione del propulsore.

Il meccanismo può essere studiato in un piano (Figura 8.1) definito dalle direzioni verticali e poppa-prua del sistema di riferimento solidale allo scafo. Il parallelepipedo, che rappresenta il massimo ingombro disponibile, ha la superficie inferiore curva per tenere in considerazione la forma cilindrica dello scafo esterno del sottomarino.

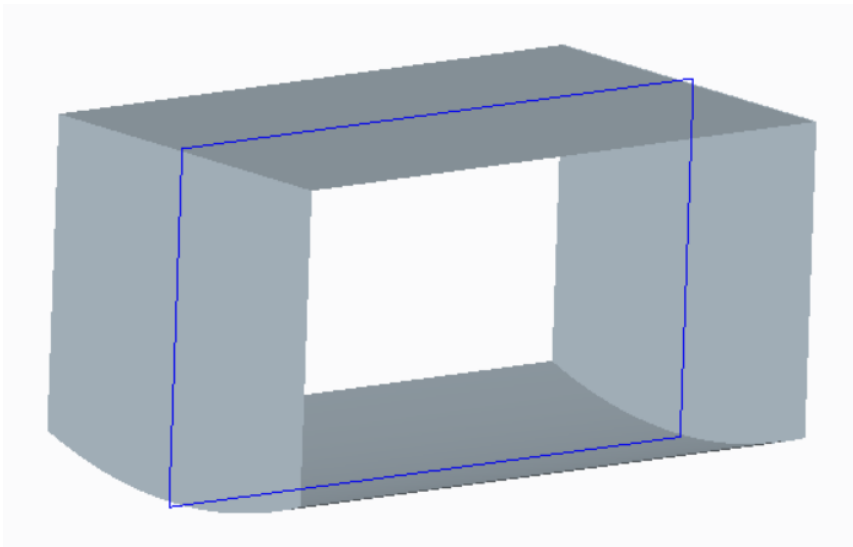


Figura 8.1 Piano di riferimento del meccanismo

Si riporta di seguito il procedimento seguito per la definizione geometrica del meccanismo. Inizialmente si vogliono determinare le dimensioni del quadrilatero articolato individuato dal poligono A-B-C-D di Figura 7.4.

Con riferimento a Figura 8.2 si definiscono:

- Posizione iniziale del propulsore entro scafo (rappresentato dalla sagoma verde)
- Posizione finale del propulsore in configurazione estesa (sagoma in rossa).

La posizione finale è definita in modo tale che in posizione estesa il propulsore fuoriesca dallo scafo per la minima distanza che permetta di esporre tutta l'elica alla corrente d'acqua. Inoltre l'albero di brandeggio deve risultare verticale e i centri delle circonferenze

che definiscono l'elica del propulsore (nelle posizioni iniziale e finale) devono essere allineati secondo la direzione verticale.

- Punti di attacco biella (B e C).

Rappresentano le posizioni in cui i bilancieri del quadrilatero articolato saranno incernierati al piede del propulsore. Il loro posizionamento lungo l'albero di brandeggio è vincolato alla porzione inferiore dell'albero dalla presenza in testa del riduttore e dello slip ring.

Sono definiti rispetto ad un riferimento solidale al propulsore in modo tale che nella configurazione iniziale (punti B' e C') e finale (punti B'' e C'') mantengano la stessa posizione relativa rispetto al sistema di riferimento del propulsore.

Durante le fasi di movimentazione i punti A e D (Figura 7.4) rappresentano i centri di rotazione dei bilancieri del quadrilatero articolato perciò i punti B e C dovranno percorrere una traiettoria definita da una circonferenza centrata rispettivamente in A e in D.

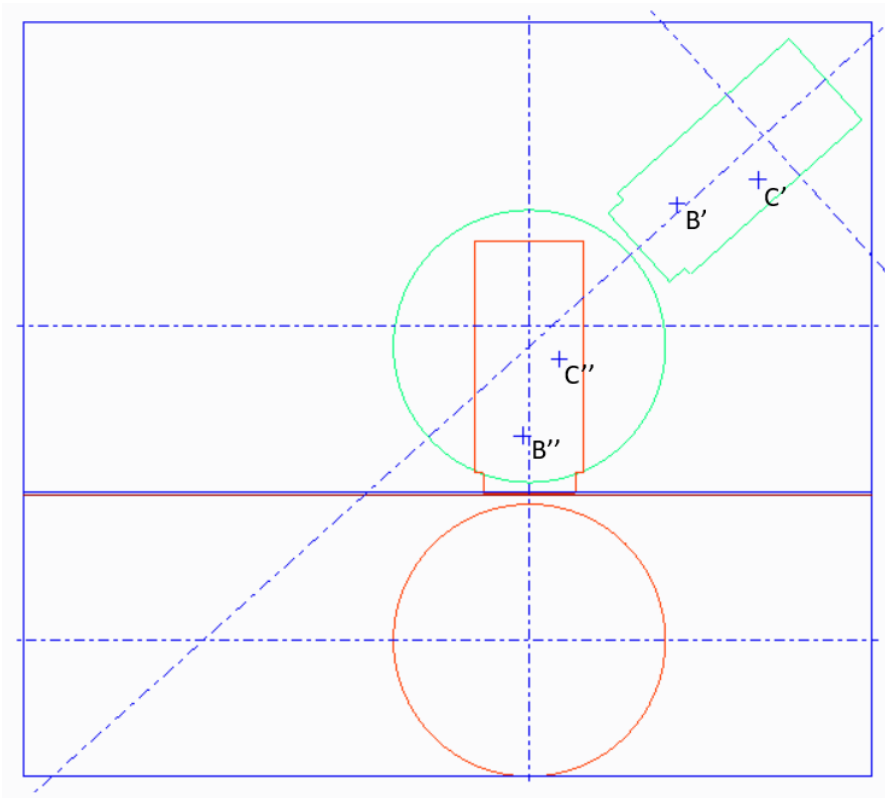


Figura 8.2 Definizione delle posizioni iniziali e finali del meccanismo

Le successive considerazioni geometriche fanno riferimento a Figura 8.3.

- I punti B' e B'' rappresentano rispettivamente la posizione iniziale e finale del bilanciere AB del quadrilatero articolato. Per questi due punti passano infinite circonferenze, per rispettare gli ingombri si ipotizza un valore della lunghezza del bilanciere AB e si individua così la posizione del centro di rotazione A. La scelta della posizione del punto A è fatta tenendo in considerazione anche la posizione dell'attuatore (si vuole posizionarlo in orizzontale sempre per limitare gli ingombri).
- Lo stesso procedimento è applicato per definire il centro della circonferenza che passa per i punti C' e C'' identificando il centro D e di conseguenza la lunghezza del bilanciere DC.

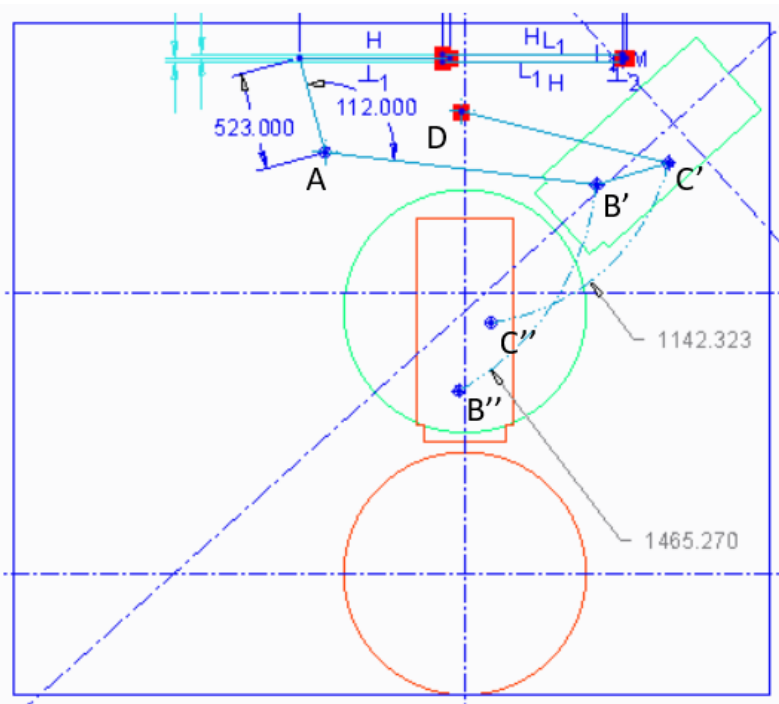


Figura 8.3 Sintesi dimensionale del quadrilatero articolato

Le dimensioni così trovate identificano una configurazione soddisfacente del quadrilatero articolato che consenta la movimentazione del propulsore dalla configurazione iniziale a quella finale. Il quadrilatero articolato è rappresentato dal poligono di chiusura rappresentato in Figura 8.4, i vettori \vec{Z}_1 e \vec{Z}_3 identificano i bilancieri, il vettore \vec{Z}_2 identifica la biella e il vettore \vec{Z}_4 rappresenta il telaio della struttura.

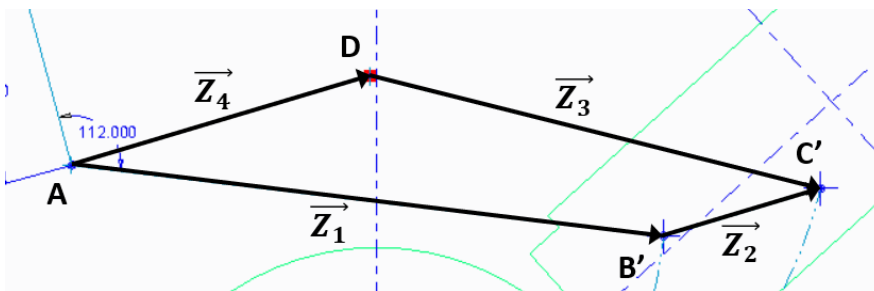


Figura 8.4 Poligono di chiusura che rappresenta il quadrilatero articolato nella posizione iniziale

Considerando le caratteristiche del cilindro di attuazione EF in termini di posizione, corsa utile e forza esercitata, si arriva a determinare un valore per la lunghezza e la posizione angolare della leva di attuazione AE del meccanismo. A tal proposito si veda Figura 8.5.

- Rispettando la schematizzazione proposta in Figura 7.4, il segmento AE appartiene allo stesso membro cinematico 3 di cui fa parte il bilanciante AB del quadrilatero articolato. Esso infatti rappresenta la leva di attuazione che trasmette il moto dal movente idraulico al bilanciante cedente.
- I segmenti AB e AE si muovono esattamente di moto circolare attorno al punto A dove entrambi sono incernierati. Perciò la distanza angolare percorsa dal segmento AB sarà la stessa ($\Delta\theta \simeq 54^\circ$), in misura e verso, del segmento AE.
- La scelta di AE è un compromesso tra la necessità di un alto rapporto di trasmissione sul cilindro (bassa forza di attuazione), la corsa utile e il posizionamento dello stesso.

Da un lato si vuole che durante le fasi della movimentazione la retta d'azione del pistone idraulico sia il più perpendicolare possibile con il segmento AE in modo tale l'attuatore idraulico riesca a trasmettere una maggior quantità di coppia motrice al bilanciante AB del quadrilatero articolato.

D'altro canto si vuole limitare la lunghezza dello stelo del pistone idraulico per preservarne l'integrità strutturale. Il meccanismo in posizione retratta deve essere in grado di sopportare le sollecitazioni derivanti da un'esplosione sottomarina e, in tale posizione, l'attuatore idraulico è completamente esteso. Si vuole infatti limitare il rischio di instabilità dovuta a un carico assiale di punta. Con una scelta di compromesso si definisce il segmento AE inclinato, rispetto al segmento AB, di un angolo $\vartheta_{FIX} = 112^\circ$.

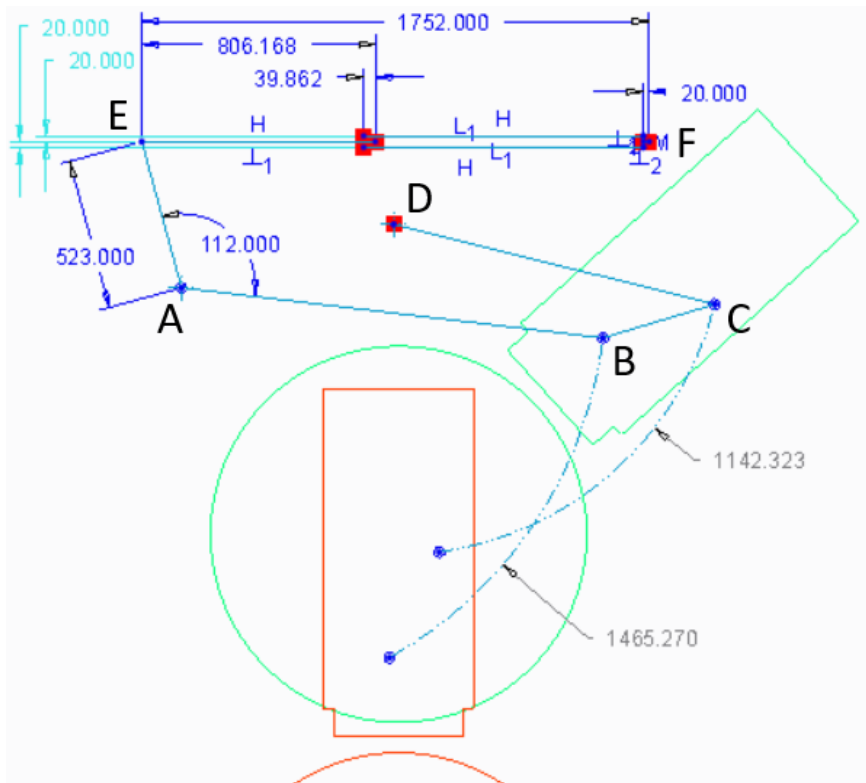


Figura 8.5 Sintesi dimensionale della leva di attuazione del meccanismo

- Il punto F rappresenta il punto in cui il cilindro idraulico è incernierato a telaio, la lunghezza del segmento EF deve garantire, compatibilmente con i vincoli di ingombro, l'alloggiamento del pistone idraulico in configurazione completamente estesa. Si sceglie dunque una soluzione di primo tentativo e si verifica successivamente la scelta effettuata mediante l'analisi cinetostatica dell'intero meccanismo.

Una preventiva verifica della congruenza geometrica degli spostamenti è stata fatta con l'ausilio del software CAD di modellazione. Creo Parametric ha la possibilità, tramite il tool "meccanismi" di eseguire delle simulazioni di tipo multibody dei cinematismi. Avendo disegnato la geometria essenziale del meccanismo si sono definiti i vincoli cinematici presenti tra i vari membri e il telaio. Ciò ha permesso di individuare rapidamente le potenziali criticità della movimentazione consentendo di modificarne i parametri caratteristici per valutarne visivamente l'influenza sull'intera struttura. Si è verificato inoltre che il meccanismo non assuma configurazioni singolari. Infatti, per tutto il percorso di movimentazione, non si ricade mai nella condizione in cui 3 coppie rotoidali risultino allineate.

Si riportano le lunghezze e gli angoli di costruzione determinati nel processo di sintesi dimensionale. La nomenclatura di tali grandezze fa riferimento a Figura 8.5.

| <u>Lunghezze</u> | <u>Angoli</u> |
|------------------------|-------------------------|
| $AB = 1465 \text{ mm}$ | $A\hat{B}C = 156^\circ$ |
| $BC = 403 \text{ mm}$ | $B\hat{C}D = 31^\circ$ |
| $CD = 1142 \text{ mm}$ | $E\hat{A}B = 112^\circ$ |
| $AE = 523 \text{ mm}$ | $A\hat{E}F = 75^\circ$ |
| $EF = 1752 \text{ mm}$ | |

9 ANALISI CINETOSTATICA

Determinate le posizioni limite e le dimensioni principali del meccanismo si vuole valutare l'entità delle forze che si scaricano sulla struttura durante tutte le fasi della movimentazione. In questo studio vengono escluse dall'analisi le azioni dinamiche. Le accelerazioni del meccanismo sono basse e i valori delle azioni inerziali, con buona approssimazione, possono essere considerate trascurabili rispetto a quelli delle forze esterne.

A tal fine si procede inizialmente ad un'analisi di posizione per determinare analiticamente tutte le configurazioni assunte dai membri del meccanismo.

Il meccanismo di movimentazione possiede un unico grado di libertà, successivamente si studia l'equilibrio della struttura per ogni configurazione assunta, durante tutte le fasi del percorso di movimentazione, con il metodo della catena cinematica aperta.

In Appendice D sono riportati i codici Matlab per l'implementazione automatica dell'analisi cinetostatica dell'intero meccanismo.

9.1 ANALISI DI POSIZIONE

Si può studiare la struttura con il metodo dei poligoni di chiusura.

In Figura 9.1 è riportata la catena cinematica del quadrilatero articolato individuata dai vettori nel piano \vec{Z}_1 , \vec{Z}_2 , \vec{Z}_3 e \vec{Z}_4 .

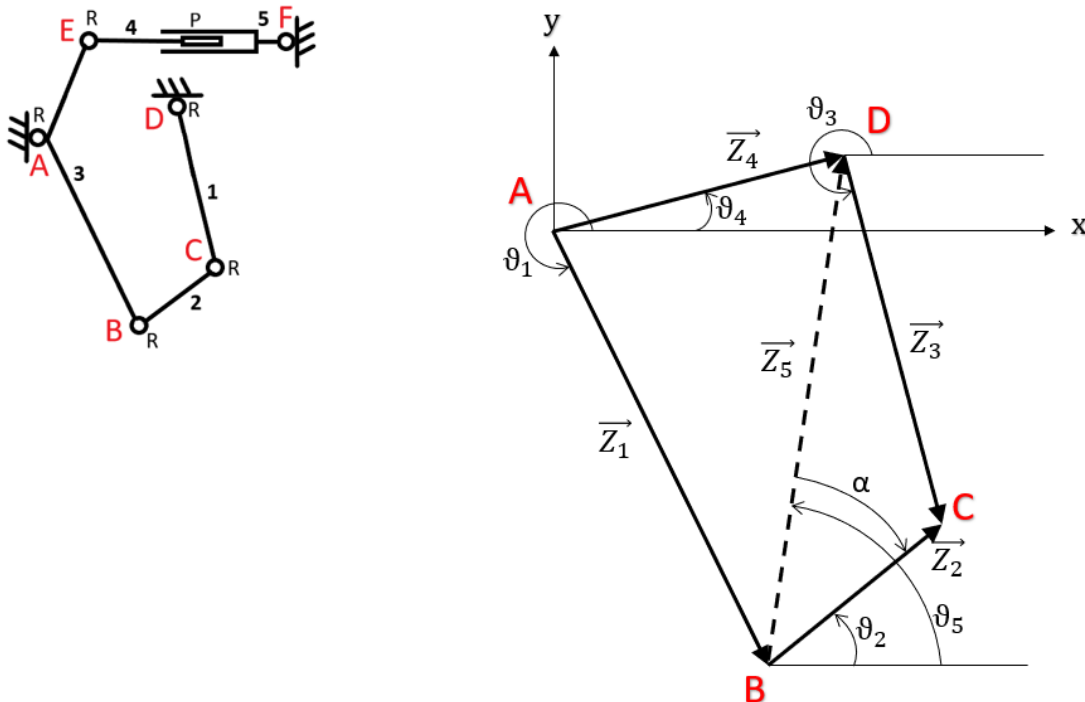


Figura 9.1 Poligono di chiusura del quadrilatero articolato

Si può scrivere l'equazione vettoriale di chiusura

$$\vec{Z}_1 + \vec{Z}_2 - \vec{Z}_3 - \vec{Z}_4 = \vec{0} \quad (9.1)$$

che in forma scalare diventa

$$l_1 \begin{pmatrix} \cos \vartheta_1 \\ \sin \vartheta_1 \end{pmatrix} + l_2 \begin{pmatrix} \cos \vartheta_2 \\ \sin \vartheta_2 \end{pmatrix} - l_3 \begin{pmatrix} \cos \vartheta_3 \\ \sin \vartheta_3 \end{pmatrix} - l_4 \begin{pmatrix} \cos \vartheta_4 \\ \sin \vartheta_4 \end{pmatrix} = 0 \quad (9.2)$$

- Le lunghezze dei membri l_1, l_2, l_3 e l_4 sono note dalla sintesi dimensionale
- ϑ_4 è l'inclinazione costante, anch'essa nota, del telaio.

Adottando la variabile $\vartheta_1 = q$ come coordinata generalizzata si può risolvere il quadrilatero in forma chiusa, a tal proposito si veda Riferimento [14].

Considerando il vettore ausiliario $\vec{Z}_5 = l_5 \begin{pmatrix} \cos \vartheta_5 \\ \sin \vartheta_5 \end{pmatrix}$ di Figura 9.1

$$- l_5 = \sqrt{(l_4 \cos \vartheta_4 - l_1 \cos q)^2 + (l_4 \sin \vartheta_4 - l_1 \sin q)^2} \quad (9.3)$$

$$- \vartheta_5 = \tan^{-1} \frac{l_4 \sin \vartheta_4 - l_1 \sin q}{l_4 \cos \vartheta_4 - l_1 \cos q} \quad (9.4)$$

$$- \alpha = \frac{l_2^2 + l_5^2 - l_3^2}{2l_2 l_5} \quad (9.5)$$

Per il modo di assemblaggio di figura si ottiene

$$- \vartheta_2 = \vartheta_5 - \alpha \quad (9.6)$$

Le posizioni dei punti B, C e D si calcolano come

$$- \begin{pmatrix} x_B \\ y_B \end{pmatrix} = l_1 \begin{pmatrix} \cos q \\ \sin q \end{pmatrix} \quad (9.7)$$

$$- \begin{pmatrix} x_C \\ y_C \end{pmatrix} = l_1 \begin{pmatrix} \cos q \\ \sin q \end{pmatrix} + l_2 \begin{pmatrix} \cos \vartheta_2 \\ \sin \vartheta_2 \end{pmatrix} \quad (9.8)$$

$$- \begin{pmatrix} x_D \\ y_D \end{pmatrix} = l_4 \begin{pmatrix} \cos \vartheta_4 \\ \sin \vartheta_4 \end{pmatrix} \quad (9.9)$$

L'inclinazione della biella è calcolata come

$$- \vartheta_3 = \tan^{-1} \frac{y_C - y_D}{x_C - x_D} \quad (9.10)$$

In figura 9.2 è riportata il poligono di chiusura del meccanismo di spinta rappresentato dai vettori \vec{Z}_6 , \vec{Z}_7 e \vec{Z}_8 .

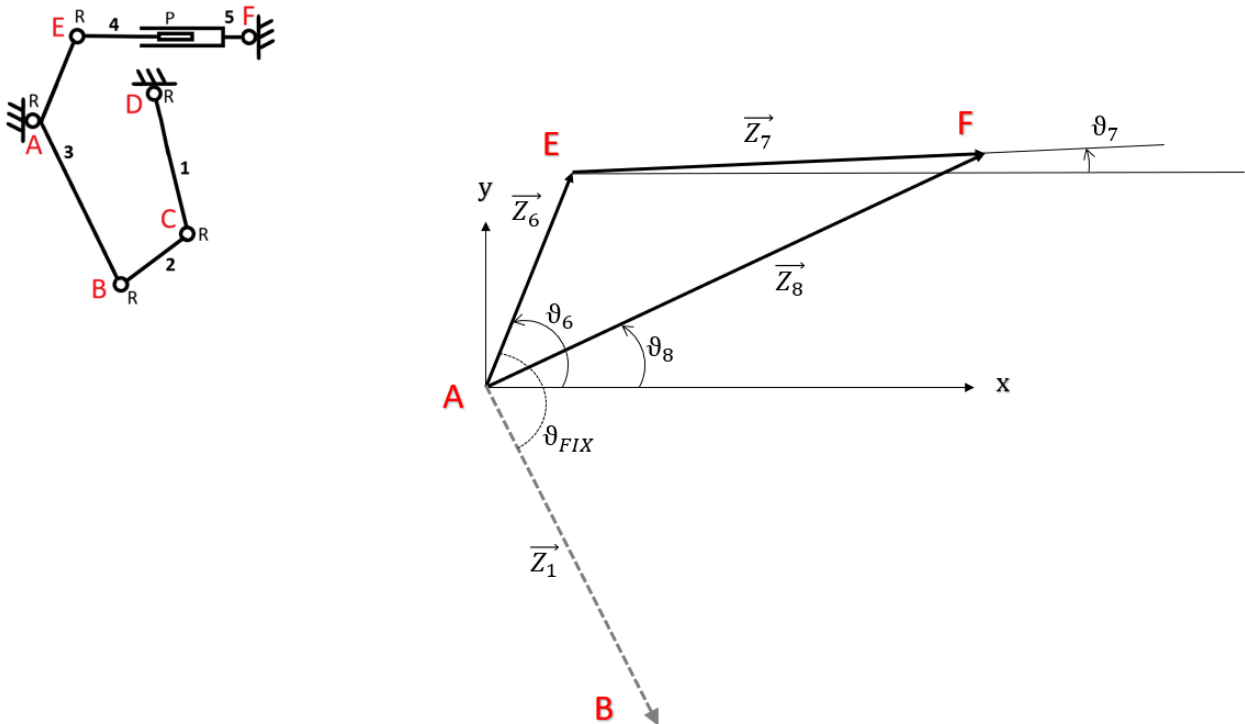


Figura 9.2 Poligono di chiusura del meccanismo di spinta

L'equazione vettoriale del poligono di chiusura è

$$\vec{Z}_6 + \vec{Z}_7 - \vec{Z}_8 = \vec{0} \quad (9.11)$$

che in forma scalare diventa

$$l_6 \begin{pmatrix} \cos \vartheta_6 \\ \sin \vartheta_6 \end{pmatrix} + l_7 \begin{pmatrix} \cos \vartheta_7 \\ \sin \vartheta_7 \end{pmatrix} - l_8 \begin{pmatrix} \cos \vartheta_8 \\ \sin \vartheta_8 \end{pmatrix} = 0 \quad (9.12)$$

- le lunghezze dei membri l_6 e l_8 sono note dalla sintesi dimensionale
- ϑ_8 è l'inclinazione nota del telaio
- per le scelte fatte durante il processo di sintesi dimensionale $\vartheta_{FIX} = 112^\circ$

Con riferimento alla convenzione di angoli di Figura 9.2 l'inclinazione della leva del meccanismo è

$$- \vartheta_6 = \vartheta_{FIX} - (360^\circ - \vartheta_1) \quad (9.13)$$

l'inclinazione del cilindro idraulico è data da

$$- \vartheta_7 = \tan^{-1} \frac{l_8 \sin \vartheta_8 - l_6 \sin \vartheta_6}{l_8 \cos \vartheta_8 - l_6 \cos \vartheta_6} \quad (9.14)$$

l'estensione del cilindro di attuazione si calcola come

$$- l_7 = \sqrt{l_6^2 + l_8^2 - 2 l_6 l_8 (\cos \vartheta_6 \cos \vartheta_8 + \sin \vartheta_6 \sin \vartheta_8)} \quad (9.15)$$

Si vuole analizzare il moto di retrazione del meccanismo, quello cioè in cui il propulsore da esteso ritorna all'interno dello scafo ad opera della spinta esercitata dal pistone idraulico.

La traccia del propulsore durante le fasi della movimentazione è mostrata in Figura 9.3. Dall'analisi della figura si verifica che le dimensioni determinate durante la fase di sintesi permettono la movimentazione del propulsore con un percorso sufficientemente rettilineo. Di conseguenza l'apertura nello scafo, per consentire il passaggio del propulsore, potrà essere definita solamente dagli ingombri del mantello dell'elica.

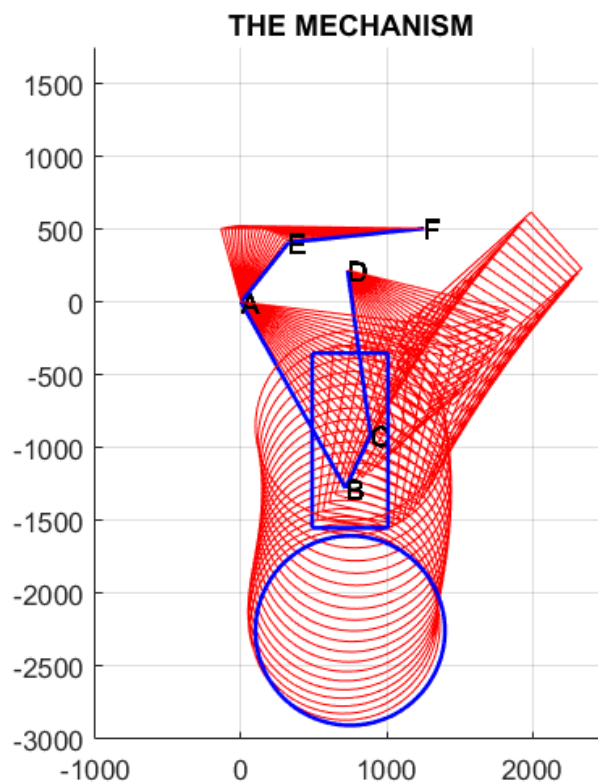


Figura 9.3 Traccia del percorso del propulsore

In Figura 9.4 è riportato l'andamento delle posizioni angolari dei membri del meccanismo (secondo la convenzione di segno di Figura 9.1 e 9.2) al variare della corsa del pistone. In Figura 9.5 sono riportati in dettaglio gli andamenti degli angoli ϑ_2 e ϑ_7 che rappresentano, rispettivamente, l'inclinazione del propulsore e del cilindro idraulico.

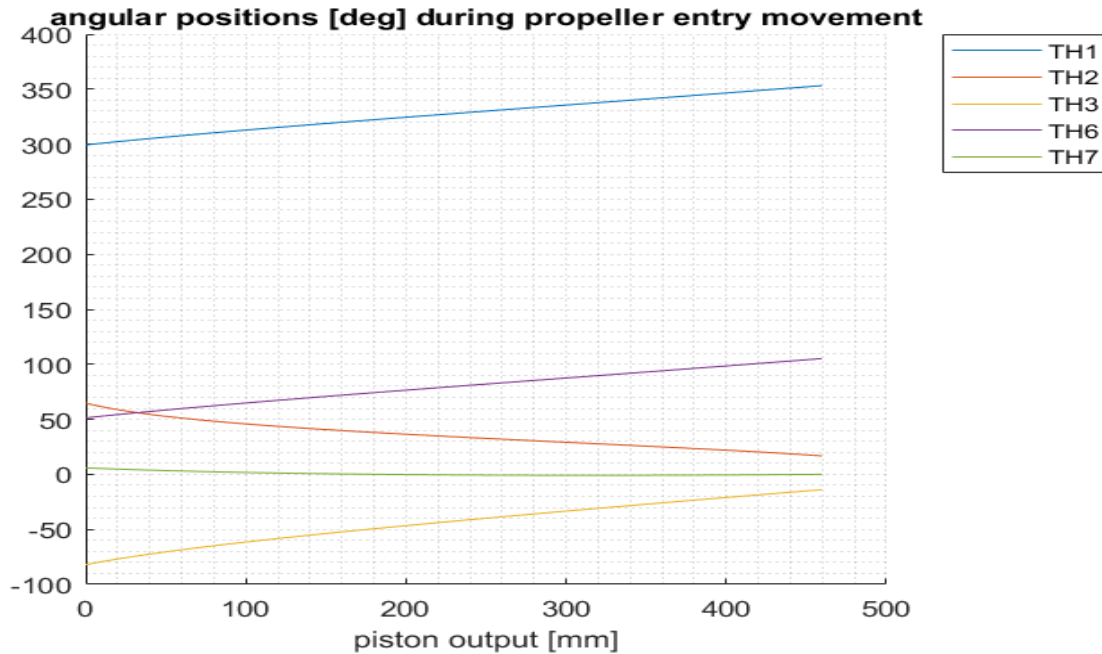


Figura 9.4 Andamento degli angoli cinematici del meccanismo di movimentazione

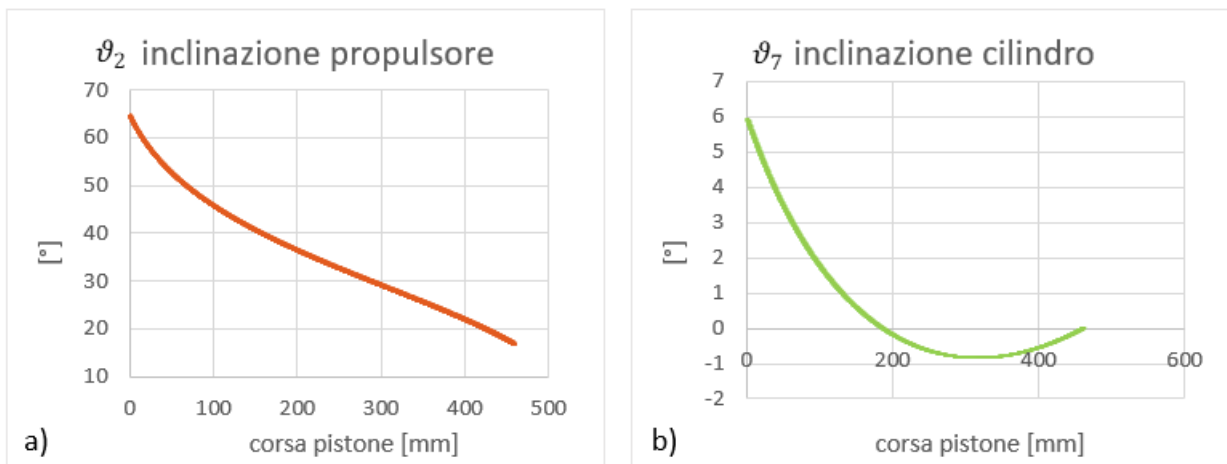


Figura 9.5 Inclinazione a) propulsore e b) cilindro idraulico

Si verifica dunque che durante il moto di retrazione il propulsore, solidale alla biella, compie una rotazione in un unico verso. L'andamento monotono di ϑ_2 garantisce l'assenza di moti di dondolio del piede del propulsore. Si verifica inoltre la limitata variazione dell'orientazione del cilindro (ϑ_7) durante tutte le fasi del funzionamento.

Dallo studio di analisi di posizione si ottiene il valore di corsa utile del pistone ≈ 460 mm.

9.2 ANALISI STATICA

Sfruttando il metodo della catena cinematica aperta si scrivono le equazioni di equilibrio della struttura ad un grado di libertà (nel piano) sotto le seguenti ipotesi:

- Inerzie trascurabili
nel caso di studio i valori delle velocità e accelerazione in gioco sono molto piccoli perciò le inerzie della struttura si possono considerare ingegneristicamente trascurabili. Il carico esterno è rappresentato dalla sola forza peso (propulsore e meccanismo) e dalla forza di spinta.
- Massa struttura
la massa degli organi di movimentazione m_{mecc} e del propulsore m_{prop} è stimata, in via preliminare, in base a considerazioni dimensionali.
Si ipotizza: $m_{prop} \simeq 2000 \text{ kg}$
 $m_{mecc} \simeq 500 \text{ kg}$
- Meccanismi in parallelo
il meccanismo di movimentazione sarà formato da due strutture parallele a quadrilatero articolato simmetriche rispetto al piano di riferimento di Figura 8.1. Si ipotizza dunque che anche la distribuzione degli sforzi sarà simmetrica e si studia l'equilibrio della struttura considerando solo metà del carico gravante.
- Carico concentrato in asse elica
Per semplicità si considera il carico (forza peso e forza di spinta) applicato nel piano di movimento del meccanismo all'altezza dell'asse di rotazione dell'elica.
- Forza di spinta massima che agisce solo in posizione estesa
Il propulsore è in funzione solamente quando è completamente estratto, nel computo delle condizioni di equilibrio la forza di spinta viene considerata come parte del carico esterno solo nella configurazione in cui il meccanismo sia completamente esteso. In vantaggio di sicurezza si considera il propulsore che genera la massima forza di spinta.
- Si trascura la spinta trasversale
Quando il propulsore genera la massima spinta in direzione trasversale la struttura reagisce al carico in maniera iperstatica. Non essendo possibile eseguire un rapido calcolo degli sforzi che ne derivano, per semplicità si considerano solo i gli orientamenti della forza di spinta che giacciono nel piano in cui si muove il meccanismo. L'analisi degli sforzi derivanti dalla spinta in direzione trasversale è demandata ad una futura analisi tramite software agli elementi finiti.

Le distanze geometriche sono note dall'analisi di posizione. Con riferimento alla schematizzazione rappresentata in Figura 9.6, si impongono dunque le equazioni di equilibrio delle varie sottostrutture del meccanismo per ricavare le mutue azioni scambiate tra i membri del telaio.

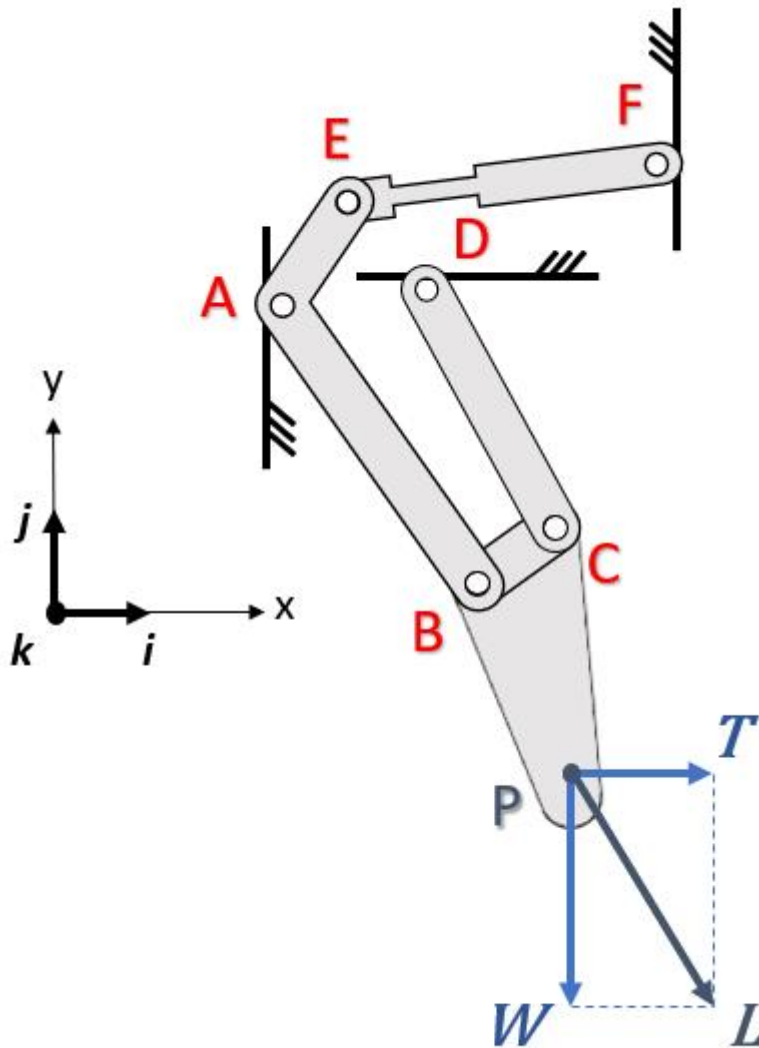


Figura 9.6 Schematizzazione dei carichi gravanti sul meccanismo di movimentazione

Nelle successive formulazioni il pedice x rappresenta il modulo della proiezione del relativo vettore lungo l'asse delle ascisse. Il pedice y rappresenta invece la proiezione lungo l'asse delle ordinate. Le grandezze vettoriali sono rappresentate in grassetto.

Il carico gravante sulla struttura (applicato nel punto P che rappresenta l'asse elica)

è identificato dal vettore $\mathbf{L} = \begin{pmatrix} L_x \\ L_y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T \\ -W \end{pmatrix}$

dove $W = \frac{1}{2}(m_{prop} + 2 * m_{mecc}) * 9.81 \approx 15000 \text{ N}$

rappresenta l'azione della forza peso (secondo le ipotesi sopracitate)

$T = \frac{1}{2} T_{max} \approx 6500 \text{ N}$

rappresenta metà della massima spinta ottenibile dal propulsore

Si riporta di seguito la procedura utilizzata per il calcolo dell'entità delle mutue azioni tra i vari membri del meccanismo di spinta e il telaio.

Le distanze geometriche tra i punti notevoli (A, B, C, D, E ed F) della struttura sono note dalla precedente analisi di posizione.

Le formulazioni seguenti fanno riferimento alla schematizzazione di Figura 9.7.

- sottoinsieme biella – bilanciere minore (BCD)

- equilibrio alla rotazione attorno al polo D

$$(\mathbf{r}_{DB} \times \mathbf{f}_B + \mathbf{r}_{DP} \times \mathbf{L})\mathbf{k} = 0 \quad (9.16)$$

- equilibrio alla traslazione

$$\mathbf{f}_D + \mathbf{f}_B + \mathbf{L} = \mathbf{0} \quad (9.17)$$

- sottoinsieme biella (BC)

- equilibrio alla rotazione attorno al polo C

$$(\mathbf{r}_{CB} \times \mathbf{f}_B + \mathbf{r}_{CP} \times \mathbf{L})\mathbf{k} = 0 \quad (9.18)$$

- equilibrio alla traslazione

$$\mathbf{f}_B + \mathbf{f}_C + \mathbf{L} = \mathbf{0} \quad (9.19)$$

Dalle equazioni vettoriali (9.16) e (9.18) si può scrivere il sistema di equazioni lineari scalari per determinare le componenti della forza f_B

$$\begin{bmatrix} -r_{CB_y} & r_{CB_x} \\ -r_{DB_y} & r_{DB_x} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} f_{B_x} \\ f_{B_y} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -r_{CP_x} * L_y + r_{CP_y} * L_x \\ -r_{DP_x} * L_y + r_{DP_y} * L_x \end{pmatrix} \quad (9.20)$$

il modulo f_B della forza che la biella scambia con il bilanciere maggiore (E-A-B) è calcolato come

$$f_B = \sqrt{f_{B_x}^2 + f_{B_y}^2} \quad (9.21)$$

da (9.17) si calcolano le componenti della forza f_D

$$\begin{cases} f_{D_x} = -f_{B_x} - L_x \\ f_{D_y} = -f_{B_y} - L_y \end{cases} \quad (9.22)$$

da (9.19) si calcolano le componenti di f_C

$$\begin{cases} f_{C_x} = -f_{B_x} - L_x \\ f_{C_y} = -f_{B_y} - L_y \end{cases} \quad (9.23)$$

In analogia a (9.21) è immediato calcolare il valore di f_C e f_D .

Dall'analisi dei sistemi (9.22) e (9.23) si può notare che la forza f_C , che la biella BC scambia con il bilanciere minore DC, è uguale in modulo, direzione e verso alla forza f_D (la forza che il bilanciere scarica a telaio). Infatti il corpo CD, essendo incernierato alle due estremità, ha un comportamento da asta infinitamente rigida soggetta esclusivamente ad un carico assiale che trasferisce per intero al telaio.

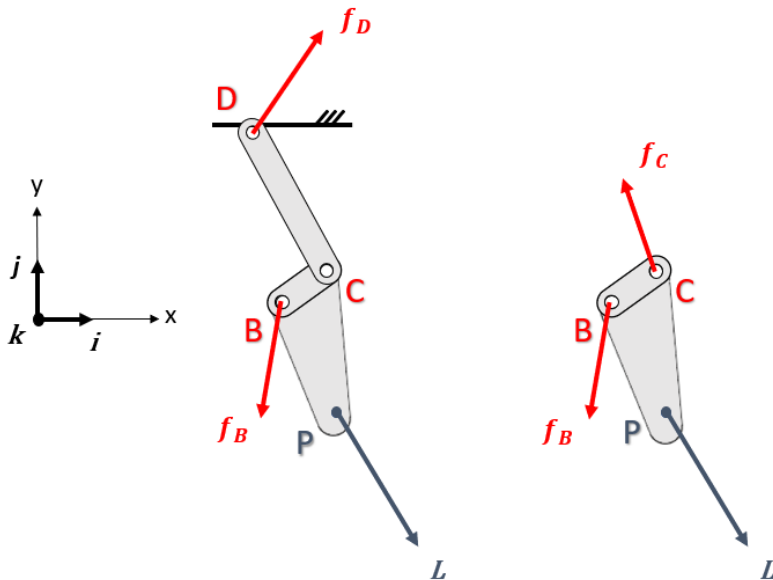


Figura 9.7 Schema a corpo libero per la determinazione delle forze f_B , f_C e f_D

Per la determinazione della forza f_A che il bilanciere maggiore (E-A-B) scarica sul telaio, della forza f_E che scarica sul cilindro idraulico (E-F) e della forza f_F che quest'ultimo scarica a telaio si fa riferimento alla schematizzazione di Figura 9.8.

- sottoinsieme cilindro idraulico (E-F) – bilanciere maggiore (E-A-B)

- equilibrio alla rotazione attorno al polo F

$$(\mathbf{r}_{FA} \times \mathbf{f}_A + \mathbf{r}_{FB} \times (-\mathbf{f}_B))\mathbf{k} = 0 \quad (9.21)$$

- equilibrio alla traslazione

$$\mathbf{f}_F - \mathbf{f}_B + \mathbf{f}_A = \mathbf{0} \quad (9.22)$$

- sottoinsieme bilanciere maggiore (E-A-B)

- equilibrio alla rotazione attorno al polo E

$$(\mathbf{r}_{EA} \times \mathbf{f}_A + \mathbf{r}_{EB} \times (-\mathbf{f}_B))\mathbf{k} = 0 \quad (9.23)$$

- equilibrio alla traslazione

$$\mathbf{f}_E - \mathbf{f}_B + \mathbf{f}_A = \mathbf{0} \quad (9.24)$$

Dalle equazioni vettoriali (9.21) e (9.23) si può scrivere il sistema di equazioni lineari scalari

$$\begin{bmatrix} -r_{EAy} & r_{EAx} \\ -r_{FAy} & r_{FAx} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} f_{Ax} \\ f_{Ay} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r_{EBx} * f_{By} - r_{EBy} * f_{Bx} \\ r_{FBx} * f_{By} - r_{FBy} * f_{Bx} \end{pmatrix} \quad (9.25)$$

Avendo noti i valori di f_{Bx} e f_{By} è immediato calcolare l'azione che il bilanciario maggiore scarica sul telaio della struttura.

Da (9.22) e (9.24) si ricavano infine le componenti delle forze rimanenti:

$$\begin{cases} f_{Fx} = f_{Ax} - f_{Bx} \\ f_{Fy} = f_{Ay} - f_{By} \end{cases} \quad (9.26)$$

$$\begin{cases} f_{Ex} = -f_{Bx} - L_x \\ f_{Ey} = -f_{By} - L_y \end{cases} \quad (9.27)$$

Anche in questo caso il corpo EF esibisce un comportamento da asta infinitamente rigida.

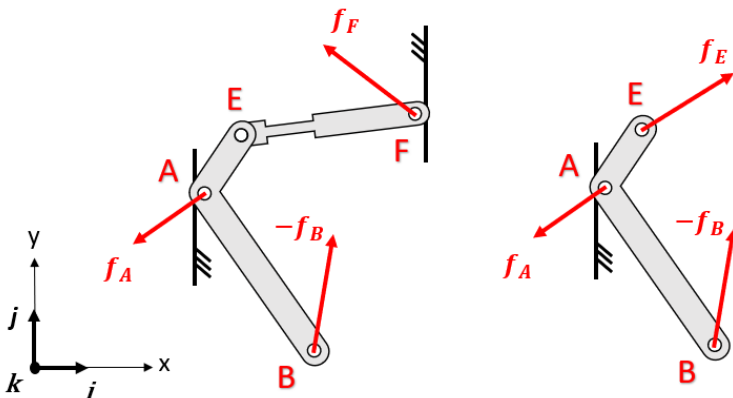


Figura 9.8 Schema a corpo libero per la determinazione della forza \mathbf{f}_A , \mathbf{f}_E e \mathbf{f}_F

Al fine di valutare la condizione di carico più gravosa, si riportano gli andamenti delle forze di reazione nelle due condizioni limite in cui il propulsore genera una forza di spinta nel verso concorde all'asse delle ascisse (verso destra) o nel verso opposto (verso sinistra).

In Figura 9.9 si mostra l'evolversi del modulo delle forze tra i collegamenti della struttura durante il moto di retrazione del propulsore. In questo caso il propulsore è considerato in funzione (picchi di forza a inizio corsa) solamente nella posizione iniziale con una spinta diretta verso sinistra. In Figura 9.10 si mostra come variano le forze (in modulo e direzione) che si scaricano sul telaio per ogni configurazione assunta dal propulsore. I segmenti azzurri sono identificativi della condizione in cui il propulsore genera la forza di spinta, i segmenti magenta rappresentano invece le reazioni al solo peso del propulsore e meccanismo.

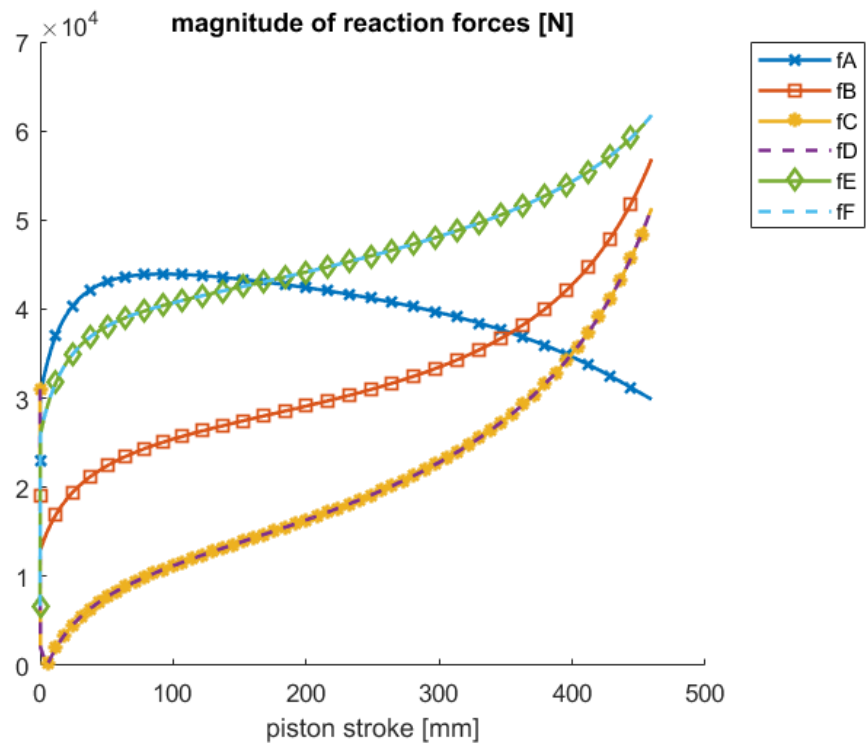


Figura 9.9 Forze di reazione durante il moto di rientro del propulsore (spinta verso sinistra)

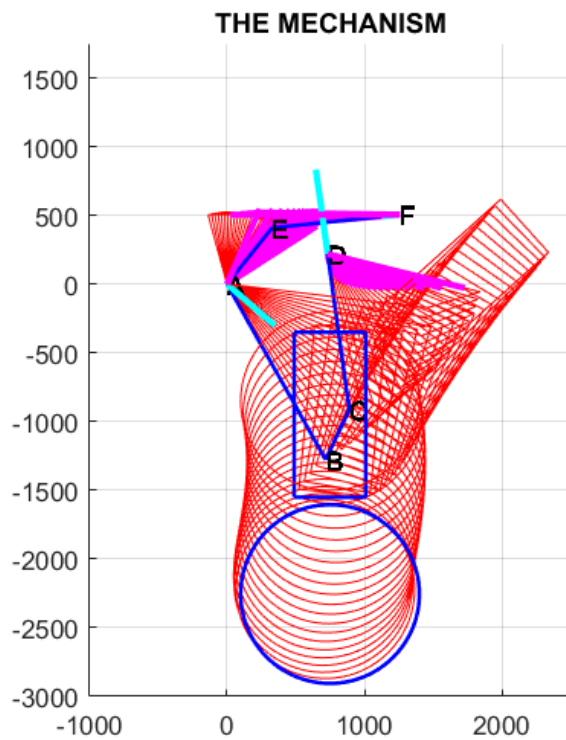


Figura 9.10 Modulo e direzione delle reazioni a telaio (spinta verso sinistra)

Analogamente in Figura 9.11 e Figura 9.12 si mostra l'andamento delle forze di reazione considerando questa volta il propulsore che eserciti inizialmente una spinta diretta verso destra.

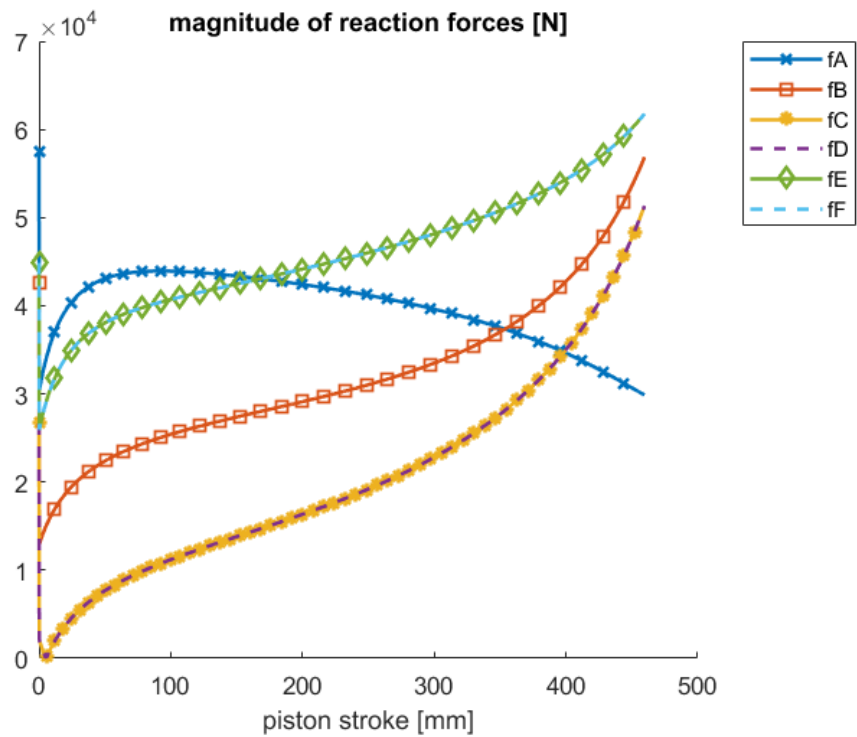


Figura 9.11 Forze di reazione durante il moto di rientro del propulsore (spinta verso destra)

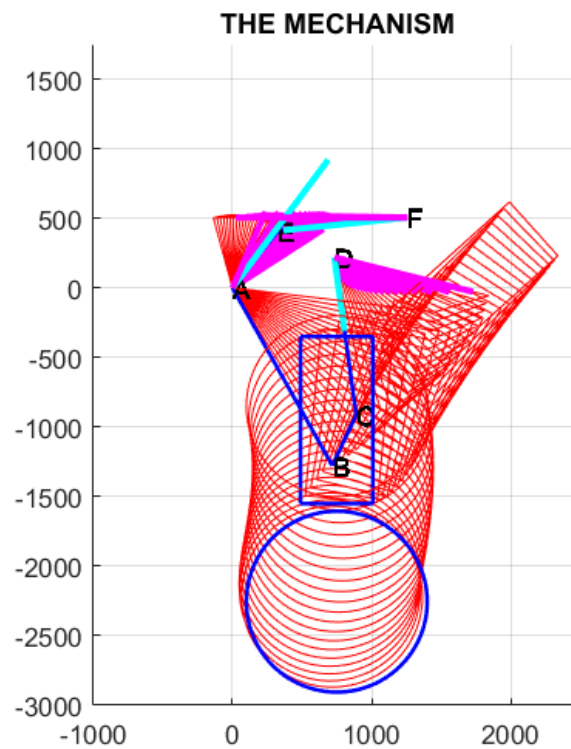


Figura 9.12 Modulo e direzione delle reazioni a telaio (spinta verso destra)

La differenza tra le due condizioni di carico si limita ai picchi di forza ad inizio corsa. Come mostrato dalle figure precedenti, la condizione di carico più gravosa è rappresentata dal propulsore che genera una spinta diretta verso destra.

In Figura 9.13 è mostrato un confronto tra i massimi valori delle forze di reazione nelle due condizioni di carico.

La finalità dell'analisi del carico funzionale è quella di determinare le caratteristiche del cilindro idraulico che permettano la movimentazione del propulsore.

Come si può vedere da Figura 9.13 la massima forza che dovrà esercitare il cilindro idraulico ($f_{E_{MAX}}$) è la stessa indipendentemente dal verso di spinta del propulsore. In accordo con la convenzione introdotta in Figura 9.8, si ottiene un valore $f_{E_{MAX}} \simeq 61776$ N.

È questa la condizione di carico più gravosa con cui dimensionare l'attuatore idraulico.

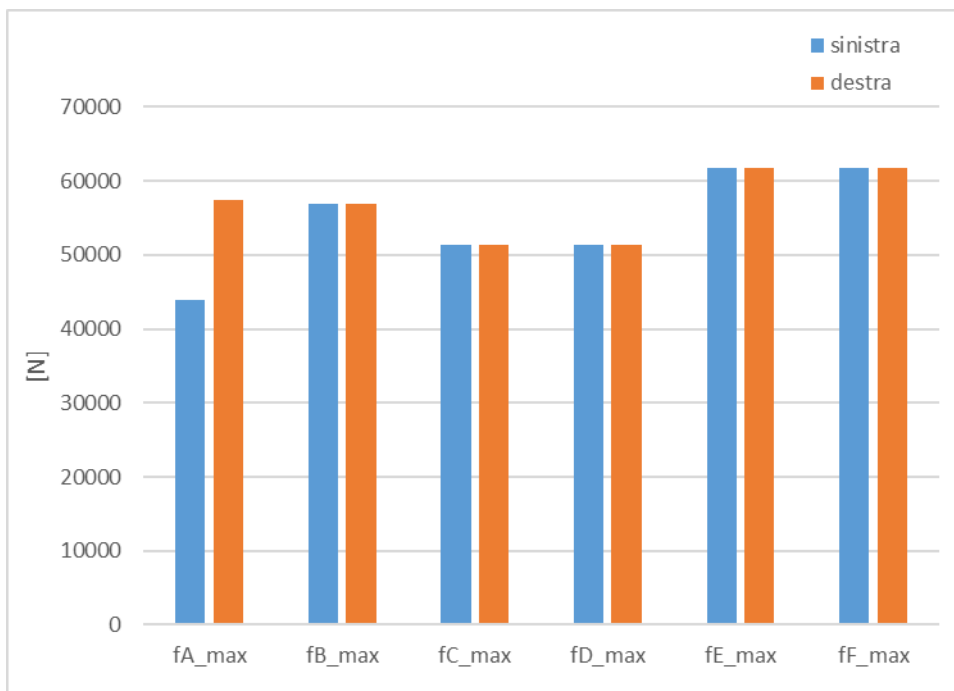


Figura 9.13 Massimi valori di forza durante tutto il percorso di movimentazione

9.3 DIMENSIONAMENTO CILINDRO IDRAULICO

Dall'analisi cinetostatica si ricavano i requisiti minimi dell'attuatore idraulico.

Corsa utile $c_{utile} = 460 \text{ mm}$
Carico funzionale $f_{E_{MAX}} = 61776 \text{ N}$

Considerando la condizione più svantaggiata, quando cioè nel circuito idraulico sia disponibile la minima pressione garantita dalle specifiche di progetto ($p_{min} = 1,25 \text{ MPa}$)

la minima area di spinta richiesta è calcolata come

$$A_{min} = \frac{f_{E_{MAX}}}{p_{min}} = \frac{61776 \text{ N}}{12.5 \text{ MPa}} \simeq 4942 \text{ mm}^2$$

a cui corrisponde un minimo diametro di alesaggio

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4 A_{min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 4942 \text{ mm}^2}{\pi}} \simeq 79.3 \text{ mm}$$

Si sceglie un cilindro idraulico a doppio effetto da catalogo [16].

L'attuatore che soddisfa le necessità ha le seguenti caratteristiche

| | |
|----------------------------|----------------------------------|
| Diametro alesaggio | $d_{alesaggio} = 80 \text{ mm}$ |
| Diametro stelo | $d_{stelo} = 56 \text{ mm}$ |
| Area di spinta | $A_{push} = 5026.5 \text{ mm}^2$ |
| Area di tiro | $A_{pull} = 2563.5 \text{ mm}^2$ |
| Rapporto d'area | $A_{push}/A_{pull} = 1.96$ |
| Corsa massima | $c_{max} = 720 \text{ mm}$ |
| Lunghezza cilindro | $L = 330 \text{ mm}$ |
| Lunghezza snodo sferico | $L_{snodo} = 85 \text{ mm}$ |
| Lunghezza totale attuatore | $L_{tot} = 875 \text{ mm}$ |

Il grafico di Figura 9.14 mostra i valori di forza di spinta e di tiro che si riescono ad ottenere per l'attuatore scelto.

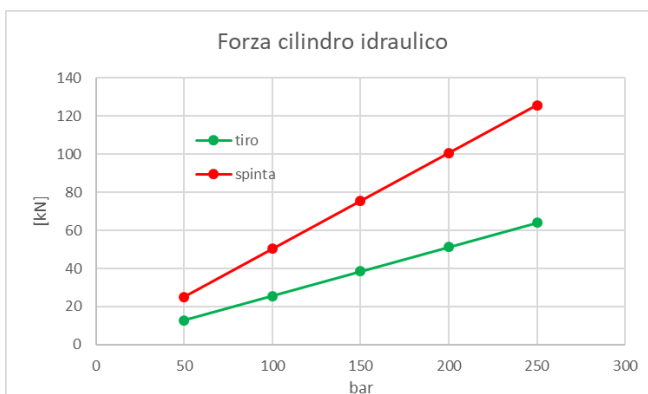


Figura 9.14 Prestazioni cilindro idraulico

Il circuito di alimentazione è dimensionato considerando la condizione di massimo assorbimento di potenza da parte del sistema di attuazione.

Il massimo tempo di movimentazione è definito da progetto $t_{max} = 60 \text{ s}$

a vantaggio di sicurezza si ipotizza un tempo di movimentazione $t = 30 \text{ s}$.

La velocità dello stelo di attuazione si calcola come

$$v = \frac{c_{utile}}{t} = \frac{460 \text{ mm}}{30 \text{ s}} \approx 0.01533 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Considerando la massima pressione disponibile, la massima forza di spinta che è in grado di esercitare

$$F_{max} = p_{max} * A_{push} = 22.5 \text{ MPa} * 5026.5 \text{ mm}^2 \approx 113097.3 \text{ N}$$

Per tali valori è richiesta una potenza massima di attuazione

$$P_{max} = F_{max} * v = 113097.3 \text{ N} * 0.01533 \frac{\text{m}}{\text{s}} \approx 1735 \text{ W}$$

Ipotizzando che entrambi i cilindri idraulici lavorino contemporaneamente nella condizione di massima richiesta di potenza, l'impianto deve essere in grado di erogare

$$P_{tot} = 2 * P_{max} \approx 3470 \text{ W}$$

e una portata d'olio

$$\dot{V}_{olio} = 2 * A_{push} * v = \frac{2 * 5026.5 \text{ mm}^2 * 0.01533 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1000} * 60 \approx 9.24 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

10 DIMENSIONAMENTO A SHOCK DA CARICO IMPULSIVO

Il meccanismo deve essere in grado di sopportare le sollecitazioni derivanti da un'esplosione sottomarina non a contatto. In una simile eventualità si genera un'onda di pressione che investe lo scafo del sottomarino e si propaga verso le strutture al suo interno. La sollecitazione che ne deriva è di tipo impulsivo e per dimensionare una struttura in grado di resistervi è necessario determinarne il comportamento.

Esistono diversi metodi per valutare la risposta strutturale di un sistema soggetto ad un carico impulsivo:

- **Analisi transitoria**
Attraverso specifici algoritmi per la risoluzione numerica delle equazioni del moto si studia la risposta transitoria della struttura. La soluzione si ricava per integrazione delle equazioni differenziali del moto direttamente nel dominio del tempo.
- Il comportamento della struttura può essere determinato con un'analisi della risposta nel dominio delle frequenze. Sotto l'ipotesi di comportamento lineare del sistema, tale metodo di calcolo è utilizzato nell'analisi dinamica delle strutture soggette ad un'eccitazione alla base (moto sismico). Si evitano le complessità computazionali dei metodi di analisi transitoria mediante l'utilizzo dello spettro di risposta impulsiva.

SRS (Shock Response Spectrum)

Lo spettro della risposta impulsiva (SRS) descrive in generale il comportamento di un sistema oscillatorio ad un grado di libertà soggetto ad un'eccitazione impulsiva. È rappresentato dal grafico della massima risposta del sistema in funzione della frequenza naturale. Un tipico spettro di risposta impulsiva è riportato in Figura 10.1.

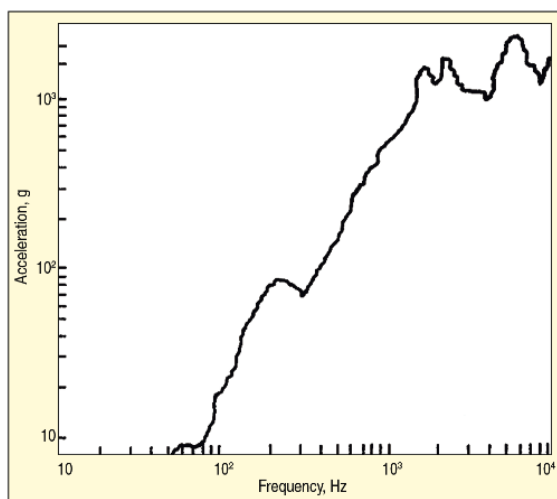


Figura 10.1 Shock Response Spectrum

- DDAM (Dynamic Design Analysis Method)
Il metodo consiste nell'eseguire un'analisi del sistema oggetto di studio nel dominio delle frequenze per determinare i modi del sistema. Si stabilisce il numero di modi considerati significativi per caratterizzare il comportamento del sistema e per ogni frequenza naturale si valuta la relativa risposta con i dati ricavabili da SRS. La risposta totale è calcolata come la sovrapposizione delle singole risposte.

- Carico statico equivalente
Al carico dinamico impulsivo si sostituisce un carico statico equivalente (da SRS) normalizzato rispetto alla massa della struttura. Si studia così il comportamento del sistema come se fosse soggetto ad un carico statico. È un approccio conservativo in quanto si considera la massima risposta possibile, in termini di accelerazione, del sistema indipendentemente dall'input (come carico statico equivalente si sceglie il valore massimo dell'accelerazione da SRS).

I metodi di analisi nel dominio del tempo (per maggiori approfondimenti si veda [18]) consentono di ottenere previsioni di risposta molto dettagliate e accurate ma richiedono un tempo di calcolo molto elevato e non sempre giustificabile.

Il metodo DDAM è stato sviluppato appositamente per l'analisi di sollecitazioni impulsive su grosse strutture complesse (si veda [19]), in ambito militare esistono normative di verifica strutturale basate proprio su tale metodo. Per ottenere risultati affidabili è però fondamentale scegliere adeguatamente il numero di modi da considerare significativi per il comportamento del sistema e tale scelta risulta spesso difficile.

Per semplicità e rapidità di valutazione si preferisce l'approccio statico. Il processo di identificazione del valore del carico statico equivalente è riportato nel seguente paragrafo.

10.1 DETERMINAZIONE DEL CARICO STATICO EQUIVALENTE

Si ipotizza di poter descrivere la struttura con un comportamento assimilabile ad un sistema ad un unico grado di libertà. Si determina dunque lo spettro della risposta del sistema (SRS) mediante la procedura e le formulazioni sperimentali secondo la normativa militare [20]. In Figura 10.2 è riportata la schematizzazione del sistema adottata. I valori della risposta del sistema sono forniti in forma di accelerazione.

Si riporta di seguito la procedura implementata per la determinazione dello spettro di risposta. Le equazioni relative all'input dipendono da:

| | |
|---------------------------|---|
| tipo di veicolo | sottomarino |
| massa del sistema | $m_{tot} = m_{prop} + m_{mecc} = 3000 \text{ kg}$ |
| posizione a bordo veicolo | montato a scafo |
| categoria della risposta | risposta elastica del sistema |

Per tale configurazione vengono forniti i valori di riferimento
in forma di pseudo-accelerazione

$$A_0 = 10.4 \left[\frac{480 + m_{tot}}{20 + m_{tot}} \right] \quad (10.1)$$

e pseudo-velocità

$$V_0 = 20 \left[\frac{480 + m_{tot}}{100 + m_{tot}} \right] \quad (10.2)$$

In base alla direzione del carico sono definite le seguenti grandezze

| Direzione carico | A_a | V_a |
|------------------|-------------|-------------|
| verticale | $1.0 * A_0$ | $1.0 * V_0$ |
| trasversale | $1.0 * A_0$ | $1.0 * V_0$ |
| poppa-prua | $0.4 * A_0$ | $0.4 * V_0$ |

La risposta del sistema è fornita in termini di accelerazione come

$$D_a = \min(V_a * \omega_a; A_a * g) \quad (10.3)$$

dove ω_a rappresenta la frequenza propria del sistema, g il valore di accelerazione di gravità.

Gli script per l'implementazione della procedura sono riportati in Appendice E.

In Figura 10.3 è riportato il grafico della risposta in funzione del valore di frequenza naturale.

Con questo approccio non è necessario determinare la frequenza propria del sistema, a vantaggio di sicurezza, si assume per il dimensionamento il massimo valore di accelerazione assunto dalla risposta del sistema nelle 3 direzioni.

Si ottengono i massimi valori di accelerazione nelle 3 direzioni principali

$$\text{verticale } a_v \approx 190 \text{ m/s}^2$$

$$\text{trasversale } a_t \approx 190 \text{ m/s}^2$$

$$\text{poppa-prua } a_{pp} \approx 76 \text{ m/s}^2$$

Rappresentano l'entità della risposta di un sistema oscillatorio ad un grado di libertà ad un'eccitazione impulsiva monodirezionale che riproduce un'esplosione sottomarina non a contatto. Il sistema ha una massa rappresentativa dell'insieme propulsore e meccanismo (composto dai 2 quadrilateri articolati che lavorano in parallelo). Questa risposta è quella che viene considerata come input nella successiva analisi strutturale.

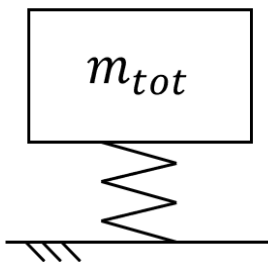


Figura 10.2 Sistema elastico a 1 g.d.l.

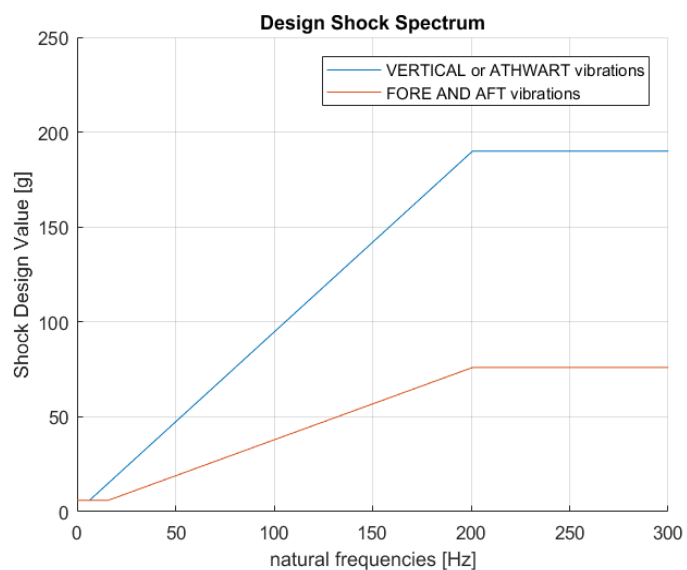


Figura 10.3 Spettro della risposta del sistema

L'input calcolato con il metodo riportato poc'anzi è da considerarsi applicato agli attacchi a scafo della struttura. La semplificazione di tale metodo consiste nel considerare che l'input dinamico sia lo stesso per ogni punto di attacco della struttura.

Noti i valori di accelerazione si possono calcolare i carichi statici equivalenti nelle 3 direzioni principali. Parimenti allo studio cinetostatico, si ipotizza un carico gravante sulla singola struttura applicato in asse elica del propulsore e determinato da metà delle masse totali del sistema.

Con tali ipotesi si ottengono i seguenti valori di carico statico equivalente:

in direzione

$$\text{verticale } F_v = \frac{1}{2} m_{tot} * a_v = 1500 * 190 = 285 \text{ kN}$$

$$\text{trasversale } F_t = \frac{1}{2} m_{tot} * a_t = 1500 * 190 = 285 \text{ kN}$$

$$\text{poppa-prua } F_{pp} = \frac{1}{2} m_{tot} * a_{pp} = 1500 * 76 = 114 \text{ kN}$$

10.2 DETERMINAZIONE CARICHI SULLA STRUTTURA

Si vuole individuare la condizione di carico più gravosa con la quale dimensionare la struttura.

In questa fase dello studio si trascura l'azione del carico trasversale. Il meccanismo reagisce in maniera iperstatica ad una sollecitazione fuori dal piano entro cui si muove perciò, in questa fase, non è possibile un rapido calcolo delle sollecitazioni.

Secondo le specifiche di progetto, il propulsore deve essere in grado di resistere all'impulso di shock quando non è in funzione, si studia perciò l'equilibrio della struttura solamente in posizione retratta. Come da normativa [20], la resistenza deve essere garantita considerando l'azione indipendente dei carichi nelle rispettive direzioni. Si riporta di seguito un confronto tra le sollecitazioni derivanti dall'applicazione del solo carico verticale e del solo carico in direzione poppa-prua.

In Figura 10.4 è riportato l'effetto dell'applicazione del carico in direzione verticale, in Figura 10.5 del carico in direzione poppa-prua. In Figura 10.6 è riportato un confronto tra i valori di forza ottenuti nei due casi sopracitati. Per lo studio statico della struttura si sfrutta la medesima procedura automatica di calcolo statico, opportunamente modificata, riportata in Appendice D.

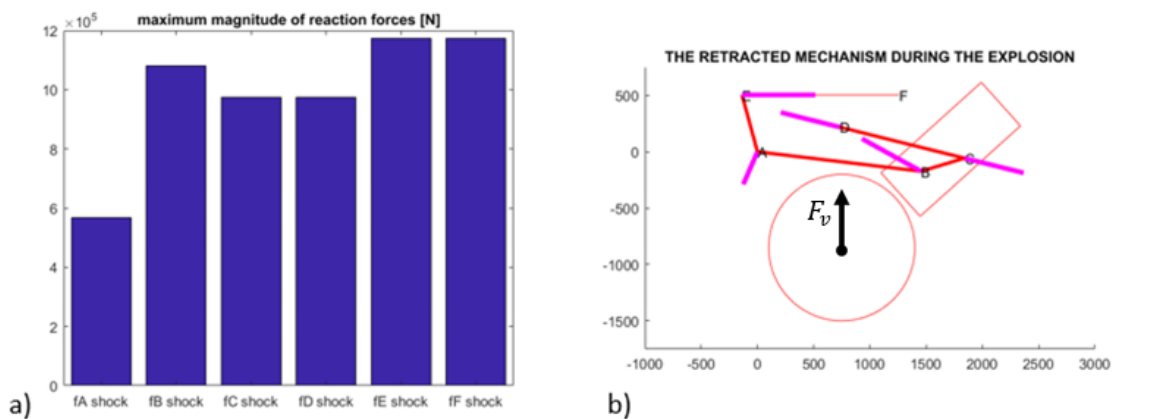


Figura 10.4 Carichi gravanti sulla struttura come conseguenza dell'applicazione del carico statico equivalente in direzione verticale: a) in modulo b) in direzione e verso

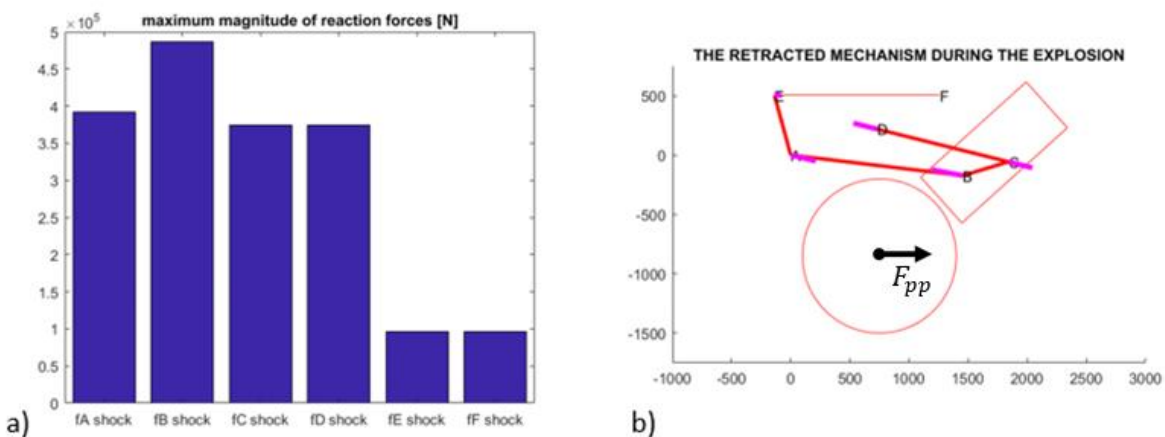


Figura 10.5 Carichi gravanti sulla struttura come conseguenza dell'applicazione del carico statico equivalente in direzione poppa-prua: a) in modulo b) in direzione e verso

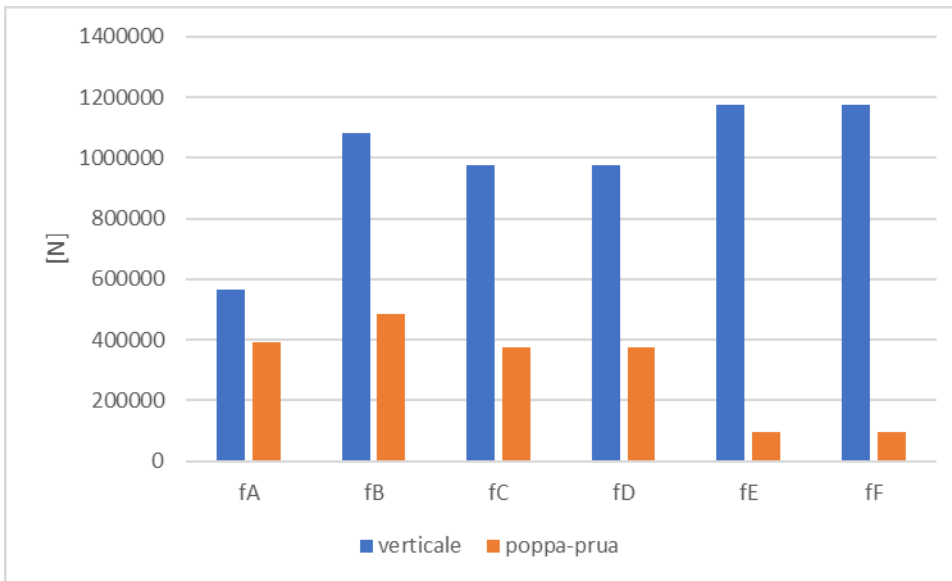


Figura 10.6 Confronto carico verticale e carico poppa-prua

Come si può vedere la condizione più gravosa è rappresentata dal carico statico equivalente in direzione verticale. A vantaggio di sicurezza, si farà riferimento a tale sollecitazione per il dimensionamento dei principali organi della struttura.

MATERIALE DA COSTRUZIONE

La scelta del materiale da costruzione tiene conto degli elevati carichi meccanici a cui è sottoposta la struttura e delle caratteristiche dell'ambiente in cui andrà a lavorare (acqua marina).

Oltre alle elevate caratteristiche meccaniche deve essere garantita anche un'elevata resistenza alla corrosione e il mantenimento delle caratteristiche a temperature inferiori a 0°C.

Si sceglie un acciaio inossidabile AISI 630 laminato a caldo con indurimento per precipitazione.

Le condizioni tecniche di fornitura fanno riferimento alla normativa italiana UNI EN 10000-3.

| | |
|--|------------------------------------|
| Designazione alfanumerica | X5CrNiCuNb16-4 |
| Densità | $\rho = 7.8 \text{ g/cm}^3$ |
| Trattamento termico | P960 (indurito per precipitazione) |
| Durezza | 360 HB |
| Carico unitario di scostamento dalla proporzionalità (0.2 %) | $R_{p 0.2} = 790 \text{ MPa}$ |
| Resistenza a trazione | $R_m = [690 ; 1160] \text{ MPa}$ |
| Allungamento a rottura (longitudinale) | A = 12 % |

10.3 DIMENSIONAMENTO DEI PRINCIPALI ORGANI

Nella verifica della resistenza a carico impulsivo si considera come tensione limite la tensione di snervamento del materiale ($R_{P0.2} = 790 \text{ MPa}$).

Essendo lo shock impulsivo un evento occasionale, non si considerano fenomeni di fatica meccanica.

10.3.1 PERNI E BOCCOLE

Come si deduce dal grafico di Figura 10.6, la massima forza di reazione si ottiene in concomitanza dei punti di collegamento E ed F della struttura quando questa è soggetta all'azione del carico statico equivalente in direzione verticale. Essa rappresenta la condizione di carico più svantaggiosa.

Il dimensionamento dei perni viene fatto perciò considerando un carico radiale

$$F = F_{Ev} = 1174 \text{ kN.}$$

A vantaggio di sicurezza, e per semplicità, si assumono tutti i perni di collegamento con le stesse dimensioni caratteristiche.

Nella determinazione delle dimensioni dei perni si fa riferimento alle formule delle sollecitazioni e ai valori indicativi dei rapporti dimensionali proposti in [21]. In Figura 10.7 è mostrata la schematizzazione delle forze agenti sul collegamento e l'andamento ideale del momento flettente per il tipo di accoppiamento considerato.

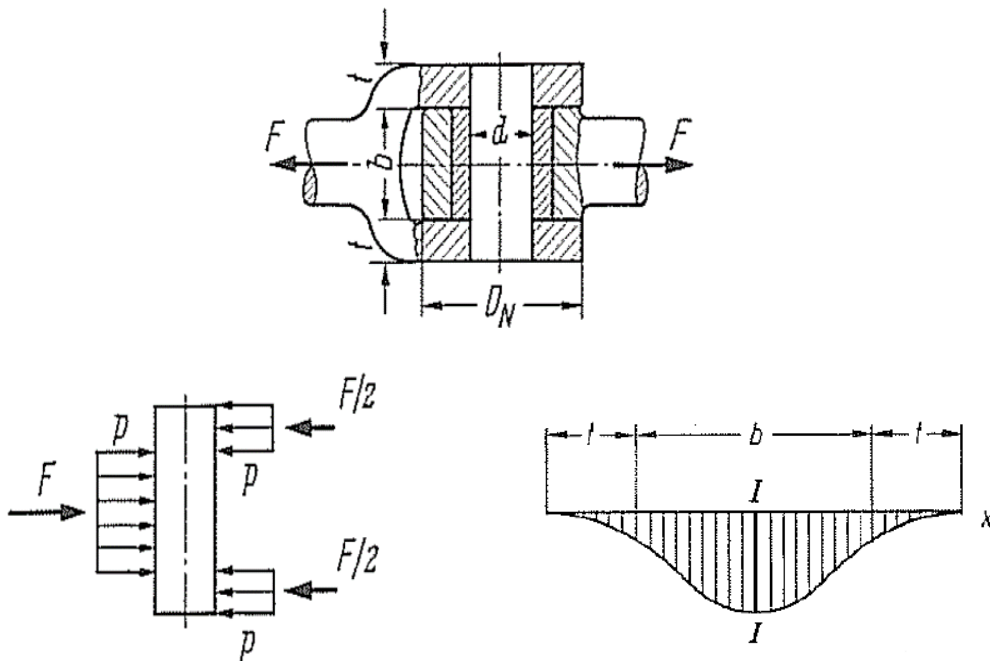


Figura 10.7 Sollecitazioni nel collegamento con perno sollecitato da carico radiale

Il significato della simbologia utilizzata è il seguente:

d diametro nominale del perno

l lunghezza perno

b larghezza trave (nel presente caso di studio essa è rappresentata dallo spessore del meccanismo nel punto di collegamento a telaio)

t spessore forcella di supporto

D_n diametro di accoppiamento

Sono forniti da manuale [21] i valori indicativi dei rapporti dimensionali

$$b/t \in [2; 3.5] \quad b/d \in [1.5; 1.7] \quad D_n/d = 2.5 \text{ per accoppiamenti in acciaio.}$$

Si sceglie (il diametro del perno è scelto in accordo con i valori nominali del diametro delle boccole presi da catalogo [22])

- $d = 90 \text{ mm}$
- $b/t = 1.5$
- $b/d = 3.5$

E si determina

- $b = (b/d) * d = 3.5 * 90 = 135 \text{ mm}$
(valore da verificare dopo il dimensionamento del telaio e la determinazione della geometria delle sezioni dei bilancieri)
- $t = \frac{b}{b/t} = \frac{135}{1.5} = 38.6 \text{ mm} \approx 39 \text{ mm}$
- $l = 2t + b = 2 * 39 + 135 = 212.14 \text{ mm} \approx 213 \text{ mm}$
- $D_n = 2.5 * d = 2.5 * 90 = 225 \text{ mm}$

Verifica del perno:

il momento flettente assume il massimo valore in mezzzeria (sezione a rischio $I-I$).

- $M_{f_{MAX}} = \frac{F}{4} (t + b) = \frac{1174000}{4} (39 + 135) = 5.105 * 10^7 \text{ Nmm}$
- $W_f = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi 90^3}{32} = 71569.4 \text{ mm}^3$
- $\sigma_f = \frac{M_{f_{MAX}}}{W_f} = \frac{5.105 * 10^7}{71569.4} = 713.29 \text{ MPa}$

forza di taglio

- $T = \frac{F}{2} = \frac{1174000}{2} = 5870000 \text{ N}$
- $A_{res} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi 90^2}{4} = 6362 \text{ mm}^2$
- $\tau = \frac{T}{A_{res}} = \frac{5870000}{6362} = 92.2 \text{ MPa}$

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2} = 730.96 \text{ MPa} < R_{p0.2} = 790 \text{ MPa}$$

Verifica pressione forcella:

$$A_{res} = 2dt = 2 * 90 * 39 = 7020 \text{ mm}^2$$

$$p = \frac{F}{A_{res}} = \frac{1174000}{7020} = 197.17 \text{ Mpa} < R_{P0.2} = 790 \text{ MPa}$$

Verifica pressione perno e boccole:

$$A_{res} = db = 90 * 135 = 12150 \text{ mm}^2$$

$$p = \frac{F}{A_{res}} = \frac{1174000}{12150} = 96.6 \text{ Mpa} < R_{P0.2} = 790 \text{ MPa}$$

Nella scelta delle boccole [22] si considera il valore appena calcolato di pressione radiale come valore critico. Si scelgono boccole cilindriche in bronzo specifiche per applicazioni marine, autolubrificanti, senza manutenzione e resistenti alla corrosione. Le principali caratteristiche sono riportate in seguito

| | |
|-----------------------------------|--|
| Composizione | Bronzo – Bronzo sferoidale sinterizzato - PTFE |
| Massimo carico statico radiale | $p_{lim} = 140 \text{ MPa}$ |
| Temperatura di funzionamento | $T \in [-200; 280]^\circ \text{C}$ |
| Massima velocità di strisciamento | $v_{lim} = 2.5 \text{ m/s}$ |
| Diametro nominale | $D_i = 90 \text{ mm}$ |
| Diametro esterno | $D_o = 95 \text{ mm}$ |
| Lunghezza | $l = 135 \text{ mm}$ |
| Spessore parete | $s \in [2.44 ; 2.49] \text{ mm}$ |

10.3.2 TELAIO

Nel dimensionare la struttura del telaio del meccanismo si considerano le forze di reazione risultanti dall'applicazione del carico statico equivalente in direzione verticale (il più gravoso). Il bilanciere DC reagisce come un'asta soggetta a carico normale mentre il bilanciere AB si può ipotizzare che abbia un comportamento assimilabile ad una trave incastrata perfetta.

Si studia perciò la sollecitazione che ne deriva in quest'ultimo caso. Secondo la specifica militare [20] il carico verticale equivalente è definito solo in modulo e direzione. In Figura 10.8 si possono apprezzare i diversi comportamenti del telaio del meccanismo al variare del verso di applicazione della forza.

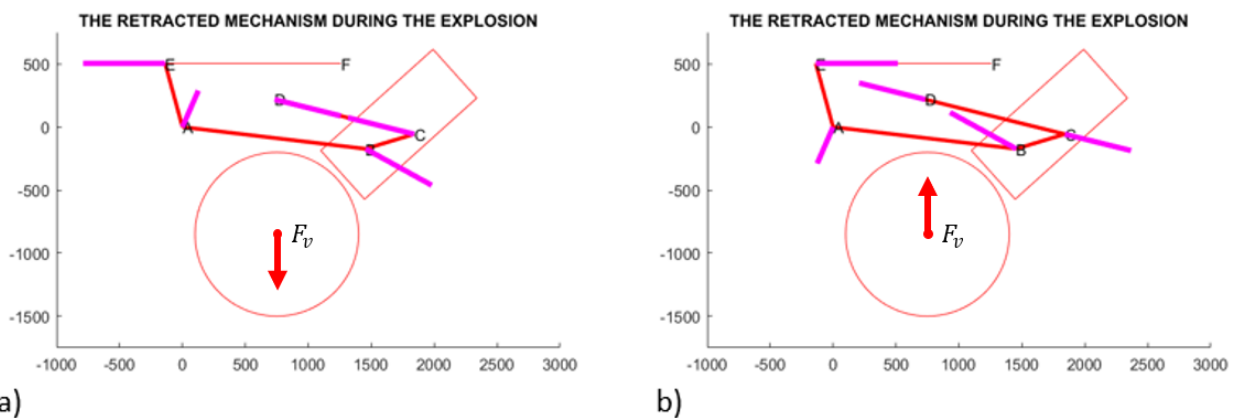


Figura 10.8 Reazioni sulla struttura del quadrilatero articolato per un carico verticale applicato a) verso il basso e b) verso l'alto

Il carico applicato verso il basso rappresenta la condizione più svantaggiosa per il bilanciere AB (flessione e trazione). In Figura 10.9 si riportano l'andamento qualitativo degli sforzi interni per la suddetta condizione di carico.

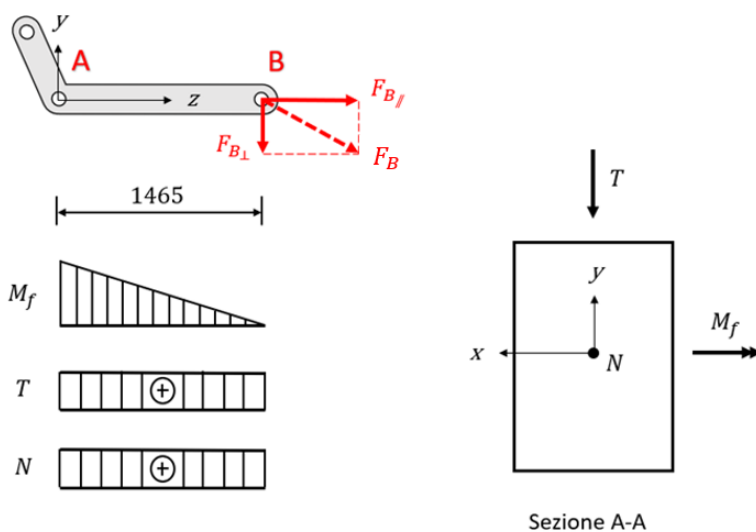


Figura 10.9 Andamento qualitativo degli sforzi interni e condizione di carico della sezione critica

Le successive considerazioni fanno riferimento alla schematizzazione di Figura 10.9.

La sezione a rischio è situata in concomitanza del punto di ancoraggio al telaio dello scafo del sottomarino (punto A).

Il vettore della forza di reazione F_B forma un angolo di 22° con la direzione AB (asse z).

I carichi sulla sezione critica sono:

$$\text{Momento flettente} \quad M_f = F_{B_\perp} * AB = 1079959 \text{ N} * \sin 22^\circ * 1465 \text{ mm} \simeq 593 \text{ kNm}$$

$$\text{Taglio} \quad T = F_{B_\perp} = 1079959 \text{ N} * \sin 22^\circ \simeq 405 \text{ kN}$$

$$\text{Carico assiale} \quad N = F_{B_\parallel} = 1079959 \text{ N} * \cos 22^\circ \simeq 1000 \text{ kN}$$

Prima di procedere alla verifica di diverse forme di sezione è opportuno fare una piccola considerazione preliminare: per l'entità delle sollecitazioni appena calcolate, l'azione più pericolosa, per quanto riguarda l'integrità della struttura, è rappresentata dalla flessione.

Gli sforzi normali che ne derivano σ_{xx} possono essere espressi dalla relazione

$$\sigma_{xx}(M_f) = \frac{M_f}{J_{zz}} y \quad (10.1)$$

dove J_{zz} rappresenta il momento d'inerzia rispetto all'asse neutro della flessione e y è l'ordinata che rappresenta la posizione di un qualsiasi punto della sezione rispetto al suddetto asse. Perciò si può scrivere che

$$\sigma_{xx}(M_f) \propto \frac{1}{J_{zz}} \quad (10.2)$$

Ciò porterebbe a preferire sezioni con una forma in cui una quantità maggiore di materiale sia posizionata lontano dall'asse neutro (caratterizzate un maggior momento d'inerzia).

L'influenza effettiva dello sforzo di flessione sull'entità degli sforzi globali va però verificata numericamente in base alle dimensioni assolute dei profili di sezione.

Per tener conto dell'arbitrarietà del verso della sollecitazione si considerano unicamente sezioni con una forma simmetrica rispetto all'asse neutro. Si vuole garantire il medesimo comportamento per sollecitazione di verso opposto.

Si trascurano le sezioni a forma cava. Dal punto di vista costruttivo risulterebbe eccessivamente complesso il controllo della saldatura, inoltre durante le operazioni di manutenzione anche le operazioni di ispezione interna (controllo ruggine e depositi di materiale) risulterebbero eccessivamente complesse.

Si calcolano dunque i massimi sforzi dovuti alle sollecitazioni e si indaga la resistenza della sezione verificando il valore della tensione equivalente secondo Von Mises nei punti a rischio.

- SEZIONE RETTANGOLARE PIENA

In Figura 10.10 sono riportati gli andamenti qualitativi degli sforzi sulla sezione critica.

| | |
|--|---|
| Dimensioni | $b = 135 \text{ mm}$ $h = 190 \text{ mm}$ |
| Area | $A = bh = 25650 \text{ mm}^2$ |
| Modulo di resistenza a flessione | $W_f = \frac{1}{6}bh^2 = 812250 \text{ mm}^3$ |
| Tensione tangenziale massima | $\tau = \frac{3T}{2A} = 23.27 \text{ MPa}$ |
| Tensione normale massima dovuta alla flessione | $\sigma_{M_f} = \frac{M_f}{W_f} = 730.18 \text{ MPa}$ |
| dovuta al carico assiale | $\sigma_N = \frac{N}{A} = 39.03 \text{ MPa}$ |

Verifica della tensione nei punti critici

- Punto 1

$$\sigma_{id_1} = \sigma_N + \sigma_{M_f} = 769.21 \text{ MPa} < R_{p0.2} = 790 \text{ MPa}$$

- Punto 2

$$\sigma_{id_2} = \sqrt{\sigma_N^2 + 3\tau^2} = 56.61 \text{ MPa} < R_{p0.2} = 790 \text{ MPa}$$

Verifica del massimo sforzo normale sul bilanciere CD (comportamento da asta).

Il carico assiale è rappresentato dal modulo della forza di reazione F_C

$$N = F_C = 975223 \text{ N}$$

$$\sigma_{id} = \sigma_N = \frac{N}{A} = 38.02 \text{ MPa} < R_{p0.2} = 790 \text{ MPa}$$

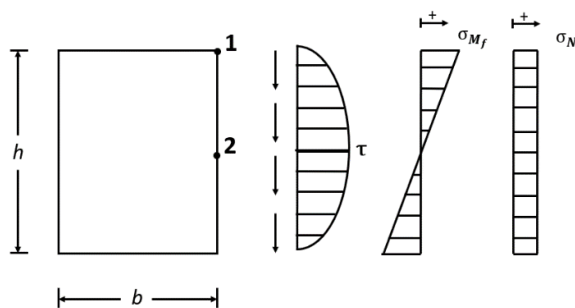


Figura 10.10 Andamento degli sforzi per una sezione rettangolare

- SEZIONE CIRCOLARE PIENA

In Figura 10.11 sono riportati gli andamenti qualitativi degli sforzi sulla sezione.

Dimensioni $d = 200 \text{ mm}$

Area $A = \frac{\pi d^2}{4} = 31416 \text{ mm}^2$

Modulo di resistenza a flessione $W_f = \frac{\pi d^3}{32} = 785398 \text{ mm}^3$

Tensione tangenziale massima $\tau = \frac{4T}{3A} = 31.87 \text{ MPa}$

Tensione normale massima

dovuta alla flessione $\sigma_{M_f} = \frac{M_f}{W_f} = 755.15 \text{ MPa}$

dovuta al carico assiale $\sigma_N = \frac{N}{A} = 33.06 \text{ MPa}$

Verifica della tensione nei punti critici

- Punto 1

$$\sigma_{id_1} = \sigma_N + \sigma_{M_f} = 787.01 \text{ MPa} < R_{P0.2} = 790 \text{ MPa}$$

- Punto 2

$$\sigma_{id_2} = \sqrt{\sigma_N^2 + 3\tau^2} = 43.6 \text{ MPa} < R_{P0.2} = 790 \text{ MPa}$$

Verifica del massimo sforzo normale sul bilanciere CD.

$$\sigma_{id} = \sigma_N = \frac{F_C}{A} = 31.04 \text{ MPa} < R_{P0.2} = 790 \text{ MPa}$$

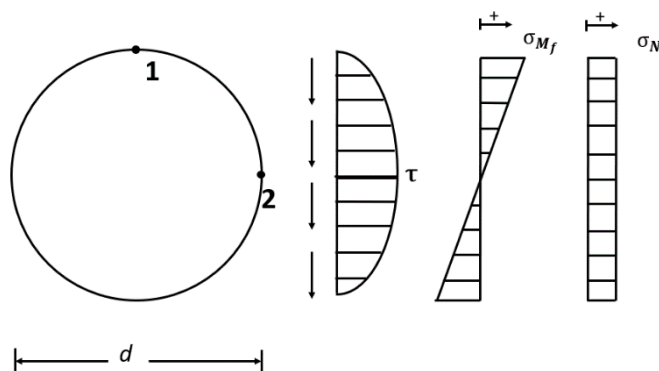


Figura 10.11 Andamento degli sforzi per una sezione circolare piena

- SEZIONE A DOPPIA T

In Figura 10.12 sono riportati gli andamenti qualitativi degli sforzi sulla sezione.

| | |
|----------------------------------|---|
| Dimensioni | $h = 200 \text{ mm}$ $b = 140 \text{ mm}$ $a = 20 \text{ mm}$ $e = 60 \text{ mm}$ |
| Area | $A = hb - (h - 2e)(b - a) = 18400 \text{ mm}^2$ |
| Momento d'inerzia | $I_x = \frac{bh^3 - (b - a)(h - 2e)^3}{12} = 8.18 * 10^7 \text{ mm}^4$ |
| Momento statico | $S_1 = \frac{b}{2} e \frac{h-e}{2} = 224000 \text{ mm}^3$ $S_2 = b e \left(\frac{h-e}{2}\right) + a \left(\frac{h-e}{2}\right) \left(\frac{h-e}{4}\right) = 640000 \text{ mm}^3$ |
| Modulo di resistenza a flessione | $W_f = \frac{I_x}{h/2} = 8.18 * 10^5 \text{ mm}^3$ |
| Tensione tangenziale massima | $\tau_1 = \frac{T S_1}{e I_x} = 27.72 \text{ MPa}$ $\tau_2 = \frac{T S_2}{a I_x} = 52.80 \text{ MPa}$ |
| Tensione normale massima | |
| dovuta alla flessione | $\sigma_{M_f} = \frac{M_f}{W_f} = 724.43 \text{ MPa}$ |
| dovuta al carico assiale | $\sigma_N = \frac{N}{A} = 54.35 \text{ MPa}$ |

Verifica della tensione nei punti critici

- Punto 1

$$\sigma_{id_1} = \sqrt{(\sigma_{M_f} + \sigma_N)^2 + 3 \tau_1^2} = 780.26 \text{ MPa} < R_{P 0.2} = 790 \text{ MPa}$$

- Punto 2

$$\sigma_{id_2} = \sqrt{\sigma_N^2 + 3 \tau_2^2} = 106.39 \text{ MPa} < R_{P 0.2} = 790 \text{ MPa}$$

Verifica del massimo sforzo normale sul bilanciante CD.

$$\sigma_{id} = \sigma_N = \frac{F_C}{A} = 53 \text{ MPa} < R_{P 0.2} = 790 \text{ MPa}$$

- SEZIONE A DOPPIA T

(IPE UNI 5398 – 360 ad ali strette parallele)

Gli andamenti qualitativi degli sforzi sulla sezione sono i medesimi del caso precedente e fanno riferimento alla stessa Figura 10.12.

| | |
|----------------------------------|---|
| Dimensioni | $h = 360 \text{ mm}$ $b = 170 \text{ mm}$ $a = 8 \text{ mm}$ $e = 12.7 \text{ mm}$ |
| Area | $A = 7270 \text{ mm}^2$ |
| Momento d'inerzia | $I_x = 9.039 * 10^8 \text{ mm}^4$ |
| Momento statico | $S_1 = \frac{b}{2} e \frac{h-e}{2} = 187455 \text{ mm}^3$ $S_2 = b e \left(\frac{h-e}{2}\right) + a \left(\frac{h-e}{2}\right) \left(\frac{h-e}{4}\right) = 308073 \text{ mm}^3$ |
| Modulo di resistenza a flessione | $W_f = 9.039 * 10^5 \text{ mm}^3$ |
| Tensione tangenziale massima | $\tau_1 = \frac{T S_1}{e I_x} = 90.72 \text{ MPa}$ $\tau_2 = \frac{T S_2}{a I_x} = 236.7 \text{ MPa}$ |
| Tensione normale massima | |
| dovuta alla flessione | $\sigma_{M_f} = \frac{M_f}{W_f} = 656.1 \text{ MPa}$ |
| dovuta al carico assiale | $\sigma_N = \frac{N}{A} = 55.7 \text{ MPa}$ |

Verifica della tensione nei punti critici

- Punto 1

$$\sigma_{id_1} = \sqrt{(\sigma_{M_f} + \sigma_N)^2 + 3 \tau_1^2} = 728.9 \text{ MPa} < R_{P 0.2} = 790 \text{ MPa}$$

- Punto 2

$$\sigma_{id_2} = \sqrt{\sigma_N^2 + 3 \tau_2^2} = 413.7 \text{ MPa} < R_{P 0.2} = 790 \text{ MPa}$$

Verifica del massimo sforzo normale sul bilanciare CD.

$$\sigma_{id} = \sigma_N = \frac{F_C}{A} = 134.17 \text{ MPa} < R_{P 0.2} = 790 \text{ MPa}$$

- SEZIONE A C

In Figura 10.13 sono riportati gli andamenti qualitativi degli sforzi sulla sezione.

| | |
|----------------------------------|--|
| Dimensioni | $h = 340 \text{ mm}$ $b = 160 \text{ mm}$ $a = 15 \text{ mm}$ $e = 15 \text{ mm}$ |
| Area | $A = 9675 \text{ mm}^2$ |
| Momento d'inerzia | $I_x = \frac{e(h-e)^3}{12} + 2\left(b - \frac{a}{2}\right)e\left(\frac{h-e}{2}\right)^2 = 1.64 * 10^8 \text{ mm}^4$ |
| Modulo di resistenza a flessione | $W_f = \frac{I_x}{h/2} = 9.63 * 10^5 \text{ mm}^3$ |
| Tensione tangenziale massima | $\tau_1 = \frac{T\left(b - \frac{a}{2}\right)\left(\frac{h-e}{2}\right)}{I_x} = 151.36 \text{ MPa}$ |
| | $\tau_2 = \frac{T\left[\frac{(h-e)\left(b - \frac{a}{2}\right)}{32} + \frac{(h-e)^2}{8}\right]}{I_x} = 232.01 \text{ MPa}$ |

Tensione normale
massima

dovuta alla flessione $\sigma_{M_f} = \frac{M_f}{W_f} = 615.75 \text{ MPa}$

dovuta al carico assiale $\sigma_N = \frac{N}{A} = 41.86 \text{ MPa}$

Verifica della tensione nei punti critici

- Punto 1

$$\sigma_{id_1} = \sqrt{(\sigma_{M_f} + \sigma_N)^2 + 3\tau_1^2} = 707.95 \text{ MPa} < R_{P0.2} = 790 \text{ MPa}$$

- Punto 2

$$\sigma_{id_2} = \sqrt{\sigma_N^2 + 3\tau_2^2} = 404.3 \text{ MPa} < R_{P0.2} = 790 \text{ MPa}$$

Verifica del massimo sforzo normale sul bilanciere CD.

$$\sigma_{id} = \sigma_N = \frac{F_C}{A} = 100.8 \text{ MPa} < R_{P0.2} = 790 \text{ MPa}$$

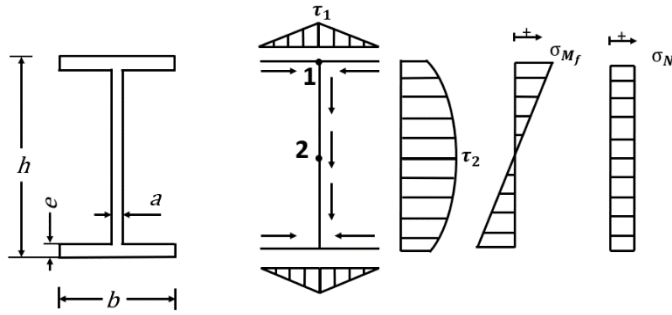


Figura 10.12 Andamento degli sforzi per una sezione a doppia T

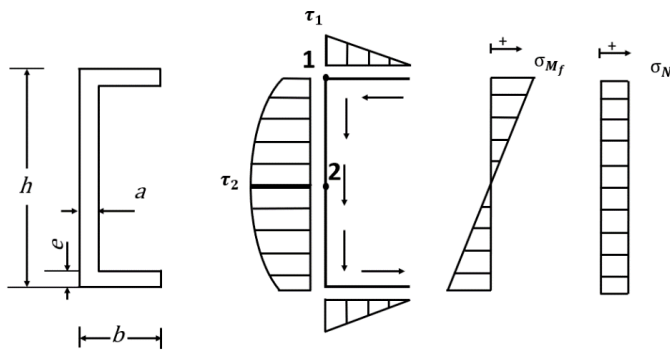


Figura 10.13 Andamento degli sforzi per una sezione a C

La lunghezza totale delle travi che compongono la struttura del meccanismo è nota dalla sintesi dimensionale (con riferimento a Figura 9.6, l_{EAB} indica la lunghezza del bilanciere EAB mentre l_{CD} rappresenta la lunghezza del bilanciere CD).

$$l_{tot} = l_{EAB} + l_{CD} = 1989 + 1142 = 3131 \text{ mm}$$

Avendo determinato la misura delle aree delle sezioni si può valutare, in maniera semplificata, la massa della struttura composta dai 2 bilancieri. In Figura 10.14 è riportato un confronto tra i valori che assume la massa della struttura in base alla scelta del tipo di sezione resistente.

È evidente che le sezioni piene (rettangolo e cerchio) a parità di performance comportano un maggior carico che grava sul sistema di attuazione e vengono perciò scartate.

La scelta è perciò limitata sezioni doppia T e a C.

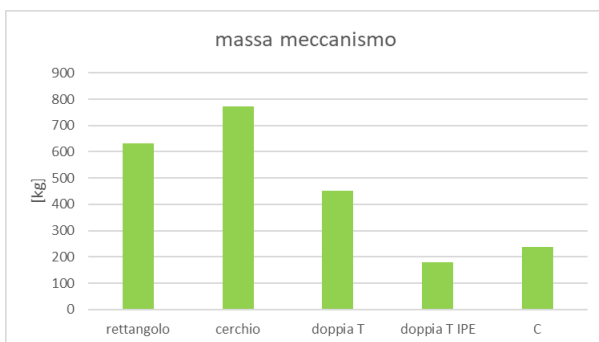


Figura 10.14 Masse totali del meccanismo in base alla scelta della sezione

La sezione a doppia T risulta particolarmente leggera qualora si rispettino i rapporti dimensionali standardizzati per la serie IPE (Riferimento [23]). Allo stesso tempo gli ingombri dimensionali della struttura risultano maggiori e in virtù di ciò non si esclude, sebbene più pesante, la configurazione a doppia T con rapporti dimensionali non standard delineata nel precedente processo di dimensionamento.

Si procede dunque alla verifica della resistenza delle diverse tipologie di strutture identificate (doppia T, doppia T IPE, C) soggette al carico statico equivalente in direzione poppa-prua.

In questo caso la condizione di carico più gravosa è rappresentata dal carico statico equivalente applicato verso sinistra (in Figura 10.15 sono riportati i carichi gravanti sulla struttura come effetto di tale carico). L'andamento qualitativo delle azioni interne e della condizione di carico della sezione critica è raffigurato in Figura 10.16.

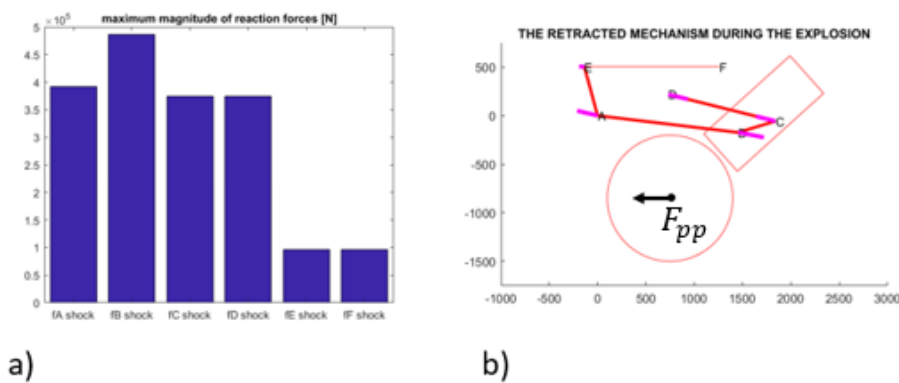


Figura 10.15 Carichi gravanti sulla struttura come conseguenza dell'applicazione del carico statico equivalente in direzione poppa-prua verso sinistra: a) in modulo b) in direzione e verso

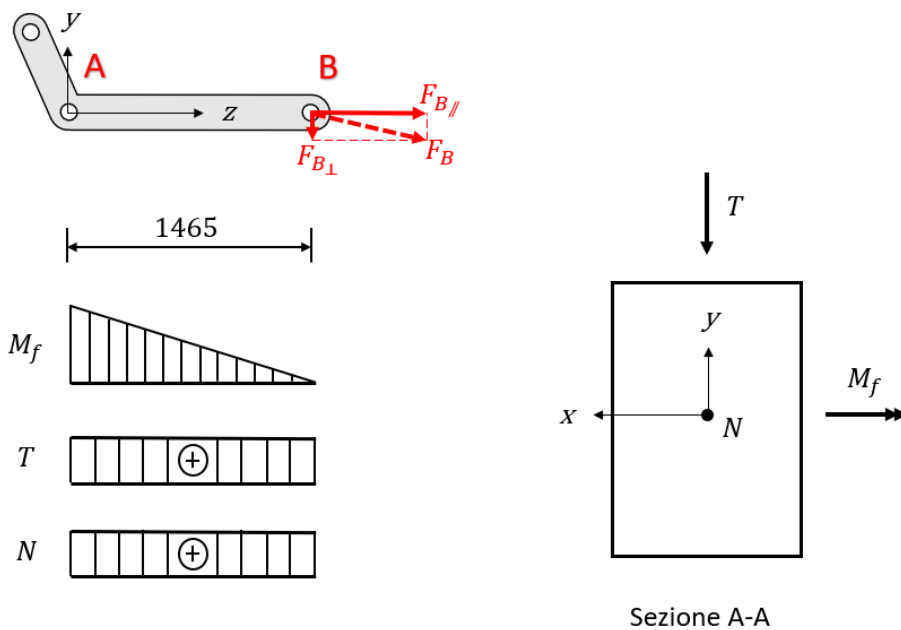


Figura 10.16 Andamento qualitativo delle azioni interne e condizione di carico della sezione critica

I carichi sulla sezione critica sono:

$$\text{Momento flettente} \quad M_f = F_{B_{\perp}} * AB = 486342 \text{ N} * \sin 4^{\circ} * 1465 \text{ mm} \simeq 49.7 \text{ kNm}$$

$$\text{Taglio} \quad T = F_{B_{\perp}} = 486342 \text{ N} * \sin 4^{\circ} \simeq 33926 \text{ N}$$

$$\text{Carico assiale} \quad N = F_{B_{//}} = 486342 \text{ N} * \cos 4^{\circ} \simeq 485157 \text{ N}$$

Con la medesima procedura utilizzata per la verifica della resistenza al carico statico equivalente verticale si procede alla verifica della resistenza delle sezioni agli sforzi derivanti dall'applicazione del carico statico equivalente in direzione poppa-prua:

- Sezione a doppia T

$$\tau_1 = 2.32 \text{ MPa}$$

$$\tau_2 = 4.42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{M_f} = 60.75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_N = 26.37 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{id_1} = \sqrt{(\sigma_{M_f} + \sigma_N)^2 + 3 \tau_1^2} = 87.21 \text{ MPa} < R_{P0.2} = 790 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{id_B} = \sqrt{\sigma_N^2 + 3 \tau_2^2} = 27.46 \text{ MPa} < R_{P0.2} = 790 \text{ MPa}$$

- Sezione a doppia T (IPE UNI 5398 – 360 ad ali strette parallele)

$$\tau_1 = 3.08 \text{ MPa}$$

$$\tau_2 = 8.03 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{M_f} = 54.98 \text{ MPa}$$

$$\sigma_N = 66.73 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{id_1} = \sqrt{(\sigma_{M_f} + \sigma_N)^2 + 3 \tau_1^2} = 121.84 \text{ MPa} < R_{P0.2} = 790 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{id_B} = \sqrt{\sigma_N^2 + 3 \tau_2^2} = 68.17 \text{ MPa} < R_{P0.2} = 790 \text{ MPa}$$

- Sezione a C

$$\tau_1 = 5.14 \text{ MPa}$$

$$\tau_2 = 7.87 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{M_f} = 51.61 \text{ MPa}$$

$$\sigma_N = 50.15 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{id_1} = \sqrt{(\sigma_{M_f} + \sigma_N)^2 + 3 \tau_1^2} = 102.14 \text{ MPa} < R_{P0.2} = 790 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{id_2} = \sqrt{\sigma_N^2 + 3 \tau_2^2} = 51.97 \text{ MPa} < R_{P0.2} = 790 \text{ MPa}$$

10.3.3 PERNO DI BLOCCO

Il perno di blocco è un dispositivo di sicurezza che ha il compito di garantire che, una volta represso all'interno dello scafo, il propulsore rimanga in posizione. Nell'eventualità di un malfunzionamento dell'impianto di alimentazione, si vuole evitare che il propulsore fuoriesca involontariamente dallo scafo. Si ipotizza dunque un sistema completamente autonomo rispetto al meccanismo di movimentazione del propulsore. Un cilindro idraulico, vincolato allo scafo del sottomarino, aziona un pistone che va ad inserirsi in un apposito alloggiamento ricavato nel piede del propulsore e ne blocca il movimento.

Nella definizione della soluzione si ipotizza un sistema costituito da 2 dispositivi di sicurezza identici (e posizionati simmetricamente rispetto al propulsore) che vadano a vincolare il piede del propulsore nella posizione rappresentata in Figura 10.17. Una tale posizione è giustificata dagli ingombri e dalla posizione dei membri adiacenti.

Si vuole che il sistema di sicurezza sia in grado di sopportare da solo tutta la sollecitazione derivante da un'esplosione sottomarina non a contatto (la condizione più gravosa è rappresentata dal carico statico equivalente in direzione verticale).

Per simmetria il carico gravante su ogni singolo perno di blocco è calcolato considerando metà delle masse totali dell'insieme meccanismo-propulsore e l'accelerazione verticale equivalente è ricavata dallo spettro di risposta impulsiva.

$$F_v = \frac{1}{2} m_{tot} * a_v = 1500 * 190 = 285 \text{ kN}$$

Si sceglie un perno di blocco di forma cilindrica (Figura 10.18) con sezione circolare piena che vada ad inserirsi in un alloggiamento nel piede del propulsore della medesima forma.

Il perno si comporta come una trave a mensola (in Figura 10.19 è riportato l'andamento qualitativo degli sforzi derivanti dalla specifica condizione di carico e i carichi agenti sulla sezione a rischio).

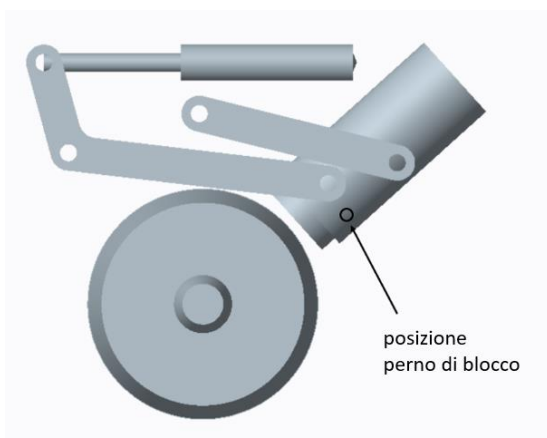


Figura 10.17 Posizionamento del perno di blocco sul piede del propulsore

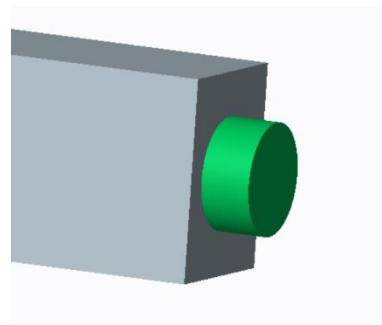


Figura 10.18 Perno di blocco a forma cilindrica

La sezione più caricata è dunque quella in corrispondenza dell'incastro e si va ad indagare il valore della tensione nei due punti critici della sezione A e B.

Si ipotizza: $l = 30\text{mm}$

$d = 50\text{mm}$

Il momento flettente massimo e la forza di taglio risultano

$$M_f = F_v * l = 285000 * 30 = 8.55 * 10^6 \text{ Nmm}$$

$$T = F_v = 285000 \text{ N}$$

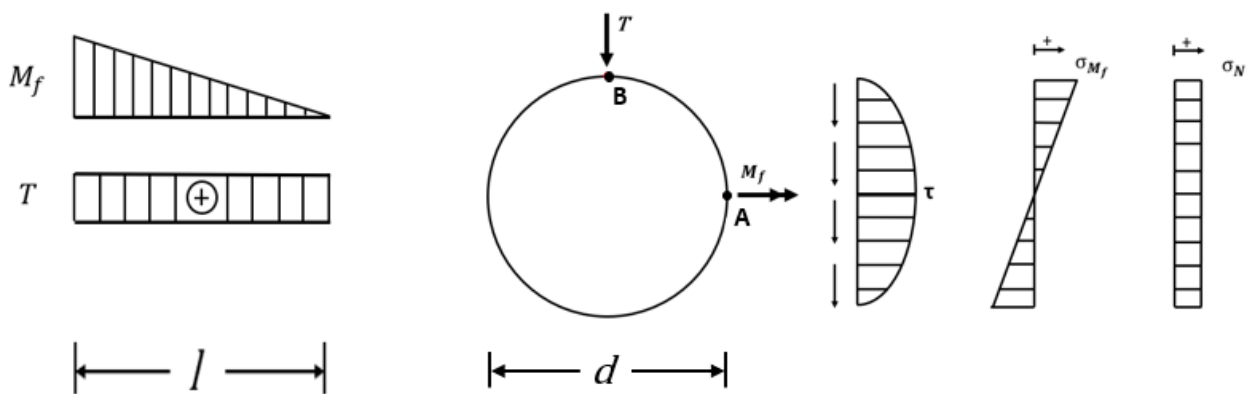


Figura 10.19 Andamento qualitativo delle azioni interne sul pin di blocco e condizione di carico della sezione d'incastro

si calcolano i parametri statici della sezione

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi 50^2}{4} = 1963.5 \text{ mm}^2$$

$$W_f = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi 50^3}{32} = 1.23 * 10^4 \text{ mm}^3$$

e i massimi valori degli sforzi

$$\tau = \frac{4 T}{3 A} = \frac{4 * 285000}{3 * 1963.5} = 193.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{M_f} = \frac{M_f}{W_f} = \frac{8.55 * 10^6}{1.23 * 10^4} = 696.6 \text{ MPa}$$

Nel punto A

$$\sigma_{id_A} = \sqrt{3 \tau^2} = 335.2 \text{ MPa} < R_{p0.2} = 790 \text{ MPa}$$

Nel punto B

$$\sigma_{id_B} = \sigma_{M_f} = 669.6 \text{ MPa} < R_{p0.2} = 790 \text{ MPa}$$

Un sistema formato da 2 perni di blocco simmetrici così dimensionati è in grado di sostenere da solo tutta la sollecitazione derivante da uno shock da esplosione sottomarina e assicurare il mantenimento della posizione entro scafo del propulsore anche in caso di avaria dell'impianto di movimentazione.

11 CONCLUSIONI

Dal lavoro di studio eseguito finora si ottiene una soluzione di primo tentativo mostrata nella vista tridimensionale di Figura 11.1 (è rappresentata la soluzione più compatta ovvero quella in cui i bilancieri hanno la forma della sezione a doppia T).

Si possono apprezzare le diverse configurazioni assunte dal meccanismo nella posizione retratta (Figura 11.1 a) e in quella completamente estesa (Figura 11.1 b).

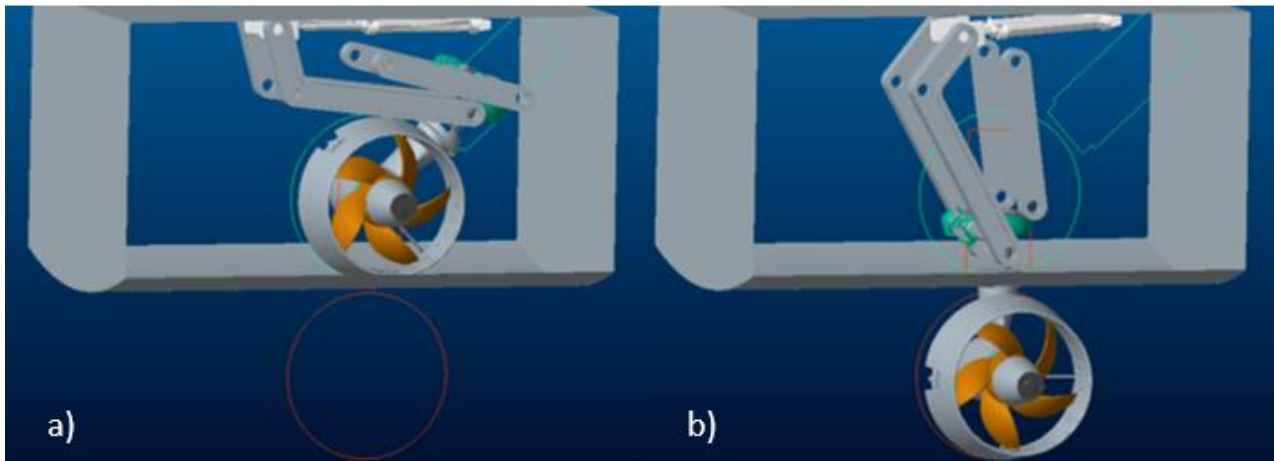


Figura 11.1 Vista tridimensionale del meccanismo di movimentazione: a) in configurazione retratta all'interno dello scafo e b) in configurazione completamente estesa

In Figura 11.2 il meccanismo è osservato frontalmente ovvero secondo la direzione trasversale del sistema di riferimento introdotto in Figura 7.2. In Figura 11.3 nella direzione poppa-prua (vista laterale) mentre in Figura 11.4 nella direzione verticale (vista dall'alto). I pedici "a)" e "b)" fanno riferimento, rispettivamente, alla configurazione retratta ed estesa.

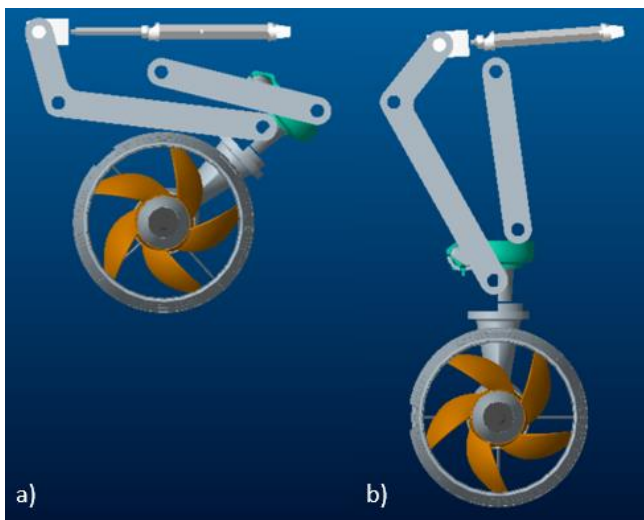


Figura 11.2 Vista frontale del meccanismo: a) in posizione retratta, b) in posizione estesa

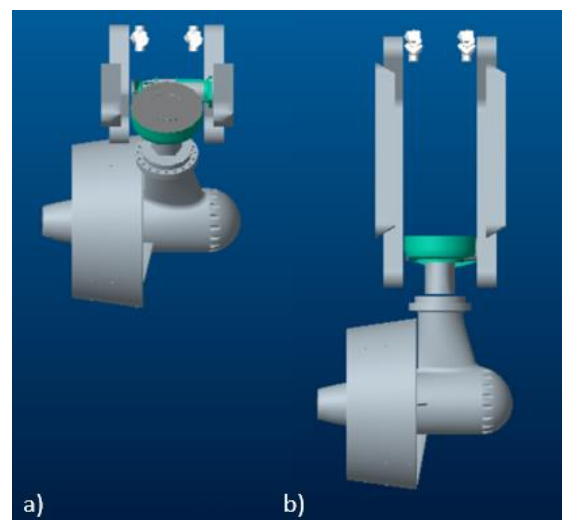


Figura 11.3 Vista laterale: a) in posizione retratta, b) in posizione estesa

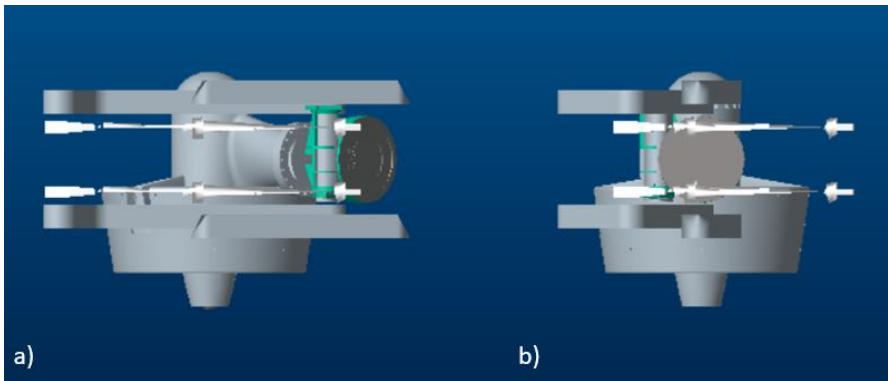


Figura 11.4 Vista dall'alto: a) in posizione retratta, b) in posizione estesa

Nel presente lavoro di studio è stato fatto un primo dimensionamento di massima della macchina atto a definire le dimensioni della struttura di movimentazione e il posizionamento dei componenti principali. La soluzione di propulsione ausiliaria così delineata soddisfa i requisiti di prestazione del propulsore e il meccanismo di movimentazione rispetta gli ingombri massimi imposti da progetto.

Nel dimensionamento strutturale preliminare non è stato considerato il carico statico equivalente in direzione trasversale (a cui la struttura reagisce in maniera iperstatica) che è rappresentato da una forza ortogonale al piano del moto del meccanismo ed è uguale (in modulo) alla forza verticale utilizzata per il primo dimensionamento.

Per contrastare gli effetti della torsione (derivanti dall'azione di un carico ortogonale al piano del moto della struttura) è possibile dotare il meccanismo di un rinforzo trasversale che vincoli rigidamente il moto dei bilancieri in parallelo.

Non sono stati considerati inoltre i fattori di concentrazione delle tensioni nei punti di raccordo della geometria.

In una successiva fase di ingegnerizzazione della macchina si ritiene necessaria un'analisi accurata delle sollecitazioni mediante l'uso di software agli elementi finiti per definire con maggiore precisione la situazione di carico e ottimizzare di conseguenza la geometria.

Una volta delineata la geometria definitiva è opportuno procedere ad una nuova verifica a pressione dei perni e delle boccole.

Inoltre, una volta definita la struttura, è possibile ottenere una stima più accurata delle masse del meccanismo e delineare così con più precisione lo spettro di risposta impulsiva per meglio definire l'entità dei carichi statici equivalenti di shock.

APPENDICI

APPENDICE A

m-files per il calcolo della forma e delle prestazioni di un propulsore Wageningen B5-60

- wageningen.m

```
% GEOMETRY AND PERFORMANCES of Wageningen B-screw series
% for a 4, 5, 6, or 7-bladed propeller
%
% this script evaluates the SHAPE of the WING PROFILE section
% in terms of vertical ordinate of points on the blade section
% (on the face and on the back) w.r.t. the pitch line
% and the meanline
% for a discrete number of radial positions along the blade (r/R)
%
% SYMBOLS
% Yface: vertical ordinate of a point on a blade section on the face
% Yback: vertical ordinate of a point on a blade section on the back
% P=[-1,1] non-dimensional coordinate along pitch line
%   from position of maximum thickness (where P=0)
%   to the leading edge (where P=1)
%   and to the trailing edge (where P=-1)
%
% roR: radial position along propeller radius w.r.t. blade extension
% V1,V2: tabulated functions dependent of r/R and P
% t_max: maximum thickness of blade section
%
%
% AUTHOR'S NOTE
% from now to the end of the days
% in giving name to parameters ratios (i.e. a/b)
% the division symbol '/' is substituted by the letter 'o' (it stands for "a ON b")
% only because of Matlab's syntax regulations :(

clear all
close all

% DESIGN CHOICES

Z=5;           % number of blades
D=1000;       % diameter of the propeller [mm]
Ae_Ao=0.6;    % expanded blade area ratio
PoD=0.6;      % pitch/diameter

% maximum thickness and chord length along a discrete number of radial positions
[tmax,c]=Thickness_blade(D,Z,Ae_Ao);

% discrete non-dimensional coordinate along the pitch line
P=[-1 -0.95 -0.9 -0.8 -0.7 -0.6 -0.5 -0.4 -0.2 0 0.2 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.85 0.9 0.95 1];

% vector of the 9 relative positions (along the blade radius)
roR=[0.2;0.3;0.4;0.5;0.6;0.7;0.8;0.9;1];

% tabulated coefficients
V1=[0.2826 0.263 0.24 0.1967 0.157 0.1207 0.088 0.0592 0.0172 0 0.0049 0.0304 0.052 0.0804 0.118
0.1685 0.2 0.2353 0.2821 0.356;
0.2306 0.2040 0.179 0.1333 0.0943 0.0623 0.0376 0.0202 0.0033 0 0.0027 0.0148 0.03 0.0503
0.079 0.1191 0.1445 0.176 0.2186 0.2923;
0.1467 0.12 0.0972 0.063 0.0395 0.0214 0.0116 0.0044 0 0 0.0033 0.009 0.0189 0.0357 0.0637
0.0833 0.1088 0.1467 0.2181;
0.0522 0.0420 0.033 0.019 0.01 0.004 0.0012 0 0 0 0 0.0008 0.0034 0.0085 0.0211 0.0328 0.05
0.0778 0.1278;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0.0006 0.0022 0.0067 0.0169 0.0382;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0];

V2=[0 0.064 0.1455 0.306 0.4535 0.5842 0.6995 0.7984 0.9446 1 0.975 0.8875 0.817 0.7277 0.619
0.4777 0.3905 0.284 0.156 0;
0 0.08 0.167 0.336 0.4885 0.6195 0.7335 0.8265 0.9583 1 0.975 0.89 0.8315 0.752 0.6505 0.513
0.4265 0.3197 0.189 0;
```

```

0 0.0905 0.181 0.35 0.504 0.6353 0.7525 0.8415 0.9645 1 0.9725 0.8933 0.8345 0.7593 0.659
0.522 0.4335 0.3235 0.1935 0;
0 0.095 0.1865 0.3569 0.514 0.6439 0.758 0.8456 0.9639 1 0.971 0.888 0.8275 0.7478 0.643
0.5039 0.4135 0.3056 0.175 0;
0 0.0965 0.1885 0.3585 0.511 0.6415 0.753 0.8426 0.9613 1 0.969 0.879 0.809 0.72 0.606 0.462
0.3775 0.272 0.1485 0;
0 0.0975 0.19 0.36 0.51 0.64 0.75 0.84 0.96 1 0.9675 0.866 0.785 0.684 0.5615 0.414 0.33
0.2337 0.124 0;
0 0.0975 0.19 0.36 0.51 0.64 0.75 0.84 0.96 1 0.9635 0.852 0.7635 0.6545 0.5265 0.3765 0.2925
0.2028 0.105 0;
0 0.0975 0.19 0.36 0.51 0.64 0.75 0.84 0.96 1 0.96 0.84 0.75 0.64 0.51 0.36 0.2775 0.19
0.0975 0;
0 0.0975 0.19 0.36 0.51 0.64 0.75 0.84 0.96 1 0.96 0.84 0.75 0.64 0.51 0.36 0.2775 0.19
0.0975 0];

% recommended values for a tight local resistance
t_le(1)=0.1072*tmax(1);
t_le(2)=0.0968*tmax(2);
t_le(3)=0.0986*tmax(3);
t_le(4)=0.0994*tmax(4);
t_le(5)=0.0998*tmax(5);
t_le(6)=0.121*tmax(6);
t_le(7)=0.1335*tmax(7);
t_le(8)=0.142969*tmax(8);
t_le(9)=0;

t_te(1)=0.065562*tmax(1);
t_te(2)=0.0775602*tmax(2);
t_te(3)=0.1*tmax(3);
t_te(4)=0.115*tmax(4);
t_te(5)=0.12*tmax(5);
t_te(6)=0.125*tmax(6);
t_te(7)=0.13*tmax(7);
t_te(8)=0.142969*tmax(8);
t_te(9)=0;

% variable initialization
Yface=ones(size(roR,1),size(P,1));
Yback=Yface;
tmaxoc=ones(size(roR,1),1);

% vertical ordinates (Yface and Yback) of any blade section
for i=1:size(roR,1)
    tmaxoc(i)=tmax(i)/c(i);
    for j=1:(size(P,2))
        if P(j)<0
            Yface(i,j)=V1(i,j)*(tmax(i)-t_te(i));
            Yback(i,j)=(V1(i,j)+V2(i,j))*(tmax(i)-t_te(i))+t_te(i);
        else
            Yface(i,j)=V1(i,j)*(tmax(i)-t_le(i));
            Yback(i,j)=(V1(i,j)+V2(i,j))*(tmax(i)-t_le(i))+t_le(i);
        end
    end
end

% x/c: nomalized position along the chord
delta=0.025;
increase=[0 delta delta 2*delta 2*delta 2*delta 2*delta 2*delta 4*delta 4*delta 4*delta 4*delta
2*delta 2*delta 2*delta 2*delta delta delta delta delta];
xoc=zeros(1,20);

for i=1:19
    xoc(i+1)=xoc(i)+increase(i+1);
end

%meanline evaluation
meanline=ones(size(roR,1),size(xoc,2));
for i=1:size(roR,1)
    for j=1:(size(xoc,2))
        meanline(i,j)=(Yback(i,j)+Yface(i,j))/2;
    end
end

% plot of the blade sections
% (one above the others)

figure (1)

```



```

for i=1:size(roR,1)
hold on
plot(xoc,Yback(i,:))
plot(xoc,Yface(i,:))
plot(xoc,meanline(i,:))
legend('Yback [mm]','Yface [mm]','meanline [mm]')
hold off
end

% plot a single section by its own
% (for example: section number 4)
figure(2)
hold on
plot(xoc,Yback(4,:))
plot(xoc,Yface(4,:))
plot(xoc,meanline(4,:))
legend('Yback_4 [mm]','Yface_4 [mm]','meanline_4 [mm]')
hold off

% camber on chord (camoc)
camber_max=ones(size(roR,1),1);
camoc=camber_max;
for i=1:size(roR,1)
    camber_max(i)=max(meanline(i,:));
    camoc(i)=(camber_max(i))/(c(i));
end

% thickness for every chordal position
thickness=ones(size(roR,1),size(xoc,2));
for i=1:size(roR,1)
    for j=1:size(xoc,2)
        thickness(i,j)=Yback(i,j)-Yface(i,j);
    end
end

% PRETENDING THAT EVERY BLADE SECTION HAS THE SAME SHAPE
% IN TERMS OF THICKNESS AND MEANLINE DISTRIBUTION
% (arithmetic mean distribution for both thickness a meanline)
% of a Wageningen B5-60 series profile

thickness_mean=ones(1,size(xoc,2));
meanline_mean=thickness_mean;
for j=1:size(xoc,2)
    thickness_mean(j)=mean(thickness(:,j));
    meanline_mean(j)=mean(meanline(:,j));
end
thickness_mean_relative=thickness_mean/max(thickness_mean);
meanline_mean_relative=meanline_mean/max(meanline_mean);

% camber slope
dfdxoc_lacking=ones(1,size(xoc,2));
for j=1:(size(xoc,2)-1)
    dfdxoc_lacking(j)=(meanline_mean_relative(j+1)-meanline_mean_relative(j))/(xoc(j+1)-
(xoc(j)));
end
dfdxoc_lacking(20)=-2.2;

% THUST, TORQUE and EFFICIENCY
% IN A FREE STREAM CONDITION
% with respect to the advance coefficient (Js)

Js=linspace(0,1.2,100);
[ KT, KQ, ETA ] = KT_and_KQ( PoD, Ae_Ao, Z, Js);
figure(3)
hold on
axis([0 1 0 1])
plot(Js,KT)
plot(Js,10.0*KQ)
yyaxis right
plot(Js,ETA)
legend('KT [THRUST]','10*KQ [TORQUE]','ETA')
xlabel('Js')
hold off

```

- Thickness blade.m

```
function[tmax,c,coD]=Thickness_blade(D,Z,Ae_Ao)

% this function evaluates:
% the maximum blade section thickness
% and the chord length
% for a set of position along the blade
%
% r = position along the blade [mm]
% tmax = maximum thickness of the blade[mm]
% t_le: thickness of blade section at the leading edge [mm]
% t_te: thickness of blade section at the trailing edge [mm]
%
% D = propeller diameter [mm]
% Z = blade number
% Ae_Ao = blade area ratio
%
% roR = normalized position along the blade
% Ar, Br = empirical constants
% a = distance between leading edge and generator line at r [mm]
% b = distance between leading edge and location of maximum thickness [mm]
% c = chord length of blade section at radius r [mm]

roR=linspace(0.2, 1, 9);
coD=(Ae_Ao/Z)*[1.662;1.882;2.05;2.152;2.187;2.144;1.97;1.582;0];
aoc=[0.617;0.613;0.601;0.586;0.561;0.524;0.463;0.351;0];
boc=[0.35;0.35;0.351;0.355;0.389;0.443;0.479;0.5;0];
Ar=[0.0526;0.0464;0.0402;0.0340;0.0278;0.0216;0.0154;0.0092;0.003];
Br=[0.004;0.0035;0.003;0.0025;0.002;0.0015;0.001;0.0005;0];
tmaxoD=Ar-Z*Br;
tmax=tmaxoD*D;
c=coD*D;
```

- KT and KQ.m

```
function [ KT, KQ, ETA ] = KT_and_KQ( PoD, Ae_Ao, Z, Js)
% This function evaluates the thrust (Kt) and torque (Kq) coefficients
% and plots the results as a function of the advance coefficient (Js)
% for a given propeller where:
% PoD = pitch/diameter
% Ae_Ao = expanded area ratio
% Z = blade number

% tabulated coefficients
% for thrust coefficient evaluation
Ct=[0.00880496 -0.204554 0.166351 0.158114 -0.147581 -0.481497 0.415437
0.0144043 -0.0530054 0.0143481...
0.0606826 -0.0125894 0.01009689 -0.133689 0.00638407 -0.00132718 0.168496 -
0.0507214 0.0854559 -0.0504475...
0.010465 -0.00648272 -0.00841728 0.0168424 -0.00102296 -0.0317791 0.01864 -
0.00410798 -0.000606848 -0.0049819...
0.0025983 -0.000560528 -0.00163520 -0.000328787 0.000116502 0.000690904 0.00421749
0.0000565229 -0.00146564]';

st=[0 1 0 0 2 1 0 0 2 0 ...
1 0 1 0 0 2 3 0 2 3 ...
1 2 0 1 3 0 1 0 0 1 ...
2 3 1 1 2 0 0 3 0]';

tt=[0 0 1 2 0 1 2 0 0 1 ...
1 0 0 3 6 6 0 0 0 0 ...
6 6 3 3 3 3 0 2 0 0 ...
0 0 2 6 6 0 3 6 3]';

ut=[0 0 0 0 1 1 1 0 0 0 ...
0 1 1 0 0 0 1 2 2 2 ...
2 2 0 0 0 1 2 2 0 0 ...
0 0 0 0 0 1 1 1 2]';

vt=[0 0 0 0 0 0 0 1 1 1 ...
1 1 1 0 0 0 0 0 0 0 ...
0 0 1 1 1 1 1 1 2 2 ...
2 2 2 2 2 2 2 2 2]';
```

```

% and torque coefficient evaluation
Cq=[ 0.000379368  0.008865523  -0.032241    0.00344778  -0.0408811  -0.108009  -0.0885381
0.188561        -0.00370871  0.00513696 ...
      0.0209449   0.00474319  -0.00723408  0.00438388  -0.0269403  0.0558082  0.0161886
0.00318086     0.015896     0.0471729 ...
      0.0196283   -0.0502782   -0.030055   0.0417122  -0.0397722  -0.00350024 -0.0106854
0.00110903     -0.000313912  0.0035985 ...
      -0.00142121 -0.00383637   0.0126803  -0.00318278  0.00334268  -0.00183491 0.000112451
-0.0000297228  0.000269551  0.00083265 ...
      0.00155334   0.000302683  -0.0001843  -0.000425399  0.0000869243  -0.0004659
0.0000554194]';

sq=[0  2  1  0  0  1  2  0  1  0 ...
     1  2  2  1  0  3  0  1  0  1 ...
     3  0  3  2  0  0  3  3  0  3 ...
     0  1  0  2  0  1  3  3  1  2 ...
     0  0  0  0  3  0  1]';

tq=[0  0  1  2  1  1  1  2  0  1 ...
     1  1  0  1  2  0  3  3  0  0 ...
     0  1  1  2  3  6  0  3  6  0 ...
     6  0  2  3  6  1  2  6  0  0 ...
     2  6  0  3  3  6  6]';

uq=[0  0  0  0  1  1  1  1  0  0 ...
     0  0  1  1  1  1  1  1  2  2 ...
     2  2  2  2  2  2  0  0  0  1 ...
     1  2  2  2  2  0  0  0  1  1 ...
     1  1  2  2  2  2  2]';

vq=[0  0  0  0  0  0  0  0  1  1 ...
     1  1  1  1  1  0  0  0  0  0 ...
     0  0  0  0  0  0  1  1  1  1 ...
     1  1  1  1  1  2  2  2  2  2 ...
     2  2  2  2  2  2  2]';

% variables preallocation
KT=ones(size(Ct,1),1);
KQ=ones(size(Cq,1),1);
for j=1:size(Js,2)

% THRUST KT
for i=1:size(Ct,1)
    kt(i)=Ct(i)*((Js(j))^(st(i)))*(PoD^(tt(i)))*(Ae_Ao^(ut(i)))*(Z^(vt(i))));
    if i==1
        Kt(i)=kt(i);
    else
        Kt(i)=Kt(i-1)+kt(i);
    end
end
KT(j)=Kt(size(Ct,1));

% TORQUE KQ
for i=1:size(Cq,1)
    kq(i)=Cq(i)*((Js(j))^(sq(i)))*(PoD^(tq(i)))*(Ae_Ao^(uq(i)))*(Z^(vq(i))));
    if i==1
        Kq(i)=kq(i);
    else
        Kq(i)=Kq(i-1)+kq(i);
    end
end
KQ(j)=Kq(size(Cq,1));

% EFFICIENCY
ETA(j) = (KT(j)/KQ(j))*(Js(j)/(2*pi));

end
end

```

APPENDICE B

m-files per la definizione delle prestazioni di un propulsore Ka4-70 in condotto n. 19°

- ducted.m

```
% THUST, TORQUE and EFFICIENCY
% OF A DUCTED PROPELLER Ka4-70 with n.19a
% with respect to the advance coefficient (Js)

clear all
close all

% definition of a discrete set of Js values (abscissa)
Js=linspace(0,1.2,100);

% definition of a discrete set of PoD values (different curves)
PoD=linspace(0.6, 1.4, 5);

KT_ducted=ones(size(Js,2),size(PoD,2));
KQ_ducted=KT_ducted;
ETA_ducted=KT_ducted;

for j=1:size(PoD,2)
    for i=1:size(Js,2)
        [KT_ducted(i,j),KQ_ducted(i,j),ETA_ducted(i,j)] = KT_and_KQ_ducted(PoD(j),Js(i));
    end
end

figure (1)
hold on
grid MINOR
plot(Js,KT_ducted)
title('KT for a Ka4-70 propeller with duct No. 19a')
legend('P/D = 0.6','P/D = 0.8', 'P/D = 1.0','P/D = 1.2','P/D = 1.4')
xlabel('Js')

figure (2)
hold on
grid MINOR
plot(Js,KQ_ducted)
title('10*KQ for a Ka4-70 propeller with duct No. 19a')
legend('P/D = 0.6','P/D = 0.8', 'P/D = 1.0','P/D = 1.2','P/D = 1.4')
xlabel('Js')

% ignoring ETA fake values on plots
Js=Js';
for i=1:100
    if i<50
        ETA_ducted(i,1)=ETA_ducted(i,1);
    else
        ETA_ducted(i,1)=-10;
    end
end
for i=1:100
    if i<66
        ETA_ducted(i,2)=ETA_ducted(i,2);
    else
        ETA_ducted(i,2)=-10;
    end
end
for i=1:100
    if i<83
        ETA_ducted(i,3)=ETA_ducted(i,3);
    else
        ETA_ducted(i,3)=-10;
    end
end

figure (3)
hold on
grid MINOR
plot(Js,ETA_ducted)
title('EFFICIENCY for a Ka4-70 propeller with duct No. 19a')
ylim([0 1])
legend('P/D = 0.6','P/D = 0.8', 'P/D = 1.0','P/D = 1.2','P/D = 1.4')
xlabel('Js')
```

- KT and KQ ducted.m

```
function [ KT_ducted, KQ_ducted, ETA_ducted ] = KT_and_KQ_ducted( PoD, Js )

% this function calculates the performances
% of a ducted propeller Ka4-70 with n.19a
% by using the polynomial relations for KT and KQ

% experimental coefficients

A=zeros(7);
A(1,1)= 0.030550;
A(1,2)= -0.148687;
A(1,4)= -0.391137;
A(2,2)= -0.432612;
A(3,1)= 0.667657;
A(3,3)= 0.285076;
A(4,1)= -0.172529;
A(7,2)= -0.017283;

C=zeros(7);
C(1,1)= 0.006735;
C(1,3)= -0.016306;
C(1,5)= -0.007244;
C(2,3)= -0.024012;
C(3,3)= 0.005193;
C(4,1)= 0.046605;
C(5,1)= -0.007366;
C(7,1)= -0.00173;
C(7,2)= -0.000337;
C(7,3)= 0.000861;

% thrust and torque
for i=1:7

    for j=1:7

        kt(i,j)=A(i,j) * (PoD^(i-1)) * (Js^(j-1));
        kq(i,j)=C(i,j) * (PoD^(i-1)) * (Js^(j-1));

    end

end

Kt=sum(kt);
KT_ducted=sum(Kt);

Kq=sum(kq);
KQ_ducted=sum(Kq);

% efficiency
ETA_ducted=(KT_ducted/KQ_ducted) * (Js / (2*pi));

end
```

APPENDICE C

m-file per la definizione della configurazione del propulsore che meglio soddisfa le specifiche di progetto. Di seguito è riportata la routine per un propulsore Ka5-75 in condotto n. 19a.

- Ka575.m

```
% PROPELLER CHOISE
% thi script find the optimum parameters (n,D)
% of a Ka4-70 propeller for a given target (see below)
% imposing the relation: "KT_polynomial=KT_theoretical"
% and calculates the respective torque Q [Nm]

clear all
clc

% DESIGN TARGET
T=13000; %N
Va_kn=3; %knots
Va=Va_kn*0.514444; %m/s
rho=1000.510152; %kg/m^3 sea water density
% discrete values of propeller diameter
D=linspace(0.5,1.1,61)'; % [m]
% assigned pitch ratio values
PoD=[0.6 0.8 1 1.2 1.4]';

%variable initialization
w=zeros(size(D,1),1);
Q=zeros(size(D,1),1);
A1=zeros(1,size(PoD,1));
A2=A1;
A3=A1;
A4=A1;
A5=A1;
A6=A1;
A7=A1;
A8=A1;

%rotational speed
for k=1:size(PoD,1)

    % empirical constants for KT
    A00=0.033;
    A01=-0.153463;
    A03=-0.398491;
    A11=-0.435515;
    A20=0.664045;
    A22=0.283225;
    A30=-0.162764;
    A61=-0.017208;

    A1(k)=A00*((PoD(k))^0);
    A2(k)=A01*((PoD(k))^0);
    A3(k)=A03*((PoD(k))^0);
    A4(k)=A11*((PoD(k))^1);
    A5(k)=A20*((PoD(k))^2);
    A6(k)=A22*((PoD(k))^2);
    A7(k)=A30*((PoD(k))^3);
    A8(k)=A61*((PoD(k))^6);

    for i=1:size(D,1)
        if i==1
            w0=30;
        else
            w0=w(i-1);
        end
        w(i,k) = fsolve(@(w)mykt575(w,T,Va,D(i),rho, A1(k), A2(k), A3(k), A4(k), A5(k), A6(k),
A7(k), A8(k)),w0); % [rps]
    end
end

% rotational speed
n=w*60; % [rpm]
omega=pi*n/30; % [rad/s]

% variable initialization
```

```

C1=zeros(1,size(PoD,1));
C2=C1;
C3=C1;
C4=C1;
C5=C1;
C6=C1;
C7=C1;
KQ=zeros(size(D,1),size(PoD,1));
KT=KQ;
Js=KQ;
eta=KQ;
P=KQ;

for k=1:size(PoD,1)
% empirical constants for torque Q [Nm]
C00=0.00721;
C02=-0.01467;
C04=-0.006398;
C12=-0.03138;
C22=0.010386;
C30=0.053169;
C40=-0.014731;
C1(k)=C00*((PoD(k))^0);
C2(k)=C02*((PoD(k))^0);
C3(k)=C04*((PoD(k))^0);
C4(k)=C12*((PoD(k))^1);
C5(k)=C22*((PoD(k))^2);
C6(k)=C30*((PoD(k))^3);
C7(k)=C40*((PoD(k))^4);

    for i=1:size(D,1)
%torque coefficient KQ
KQ(i,k)=(C1(k)+C6(k)+C7(k)) * ((Va/(w(i,k)*D(i)))^0)+...
        (C2(k)+C4(k)+C5(k)) * ((Va/(w(i,k)*D(i)))^2)+...
        (C3(k)) * ((Va/(w(i,k)*D(i)))^4) ;

%torque
Q(i,k)=KQ(i,k)*rho*(w(i,k)^2)*(D(i)^5);

% thrust coefficient KT
KT(i,k)=T/(rho*(w(i,k))^2)*(D(i)^4);

%advance coefficient Js
Js(i,k)=Va/(w(i,k)*D(i));

% power [KW]
P(i,k)=(Q(i,k)*omega(i,k)/1000);

% efficiency
eta(i,k)=KT(i,k)*Js(i,k)/(KQ(i,k)*2*pi);
    end
end

% power target <= 85KW
% and rotation speed between 200 and 340 [rpm]
% D should have limits but in reality it is my assumption so I don't give a shit

for i=1:size(D,1)
    for k=1:size(PoD,1)
        if P(i,k)>85
            P(i,k)=0;
        end
        if n(i,k)<200
            P(i,k)=0;
        end
        if n(i,k)>340
            P(i,k)=0;
        end
    end
end

% OK POSITIONS
% in this 2 vectors are saved, in order,
% the respective positions of D and PoD
% values which have passed
% the power and rotational velocity requirements

```

```

[position_Dok,position_PoDok] = find( P > 0 );

% variables initialization
Dok=zeros(size(position_Dok,1),1);
PoDok=Dok;
Pok=Dok;
Jsok=Dok;
KTok=Dok;
KQok=Dok;
etaok=Dok;
Qok=Dok;
nok=Dok;

for i=1:size(position_Dok,1)
    % extrapolating from vectors
    Dok(i)=D(position_Dok(i));
    PoDok(i)=PoD(position_PoDok(i));
    %extrapolating from matrices
    Pok(i)=P(position_Dok(i),position_PoDok(i));
    Jsok(i)=Js(position_Dok(i),position_PoDok(i));
    KTok(i)=KT(position_Dok(i),position_PoDok(i));
    KQok(i)=KQ(position_Dok(i),position_PoDok(i));
    etaok(i)=eta(position_Dok(i),position_PoDok(i));
    Qok(i)=Q(position_Dok(i),position_PoDok(i));
    nok(i)=n(position_Dok(i),position_PoDok(i));
end

% ordered results matrix
RESULTS=[Dok nok PoDok Jsok KTok KQok etaok Qok Pok];
% BOLLARD PULL performances
% imposing Va=0
Vabp=0;
Jsbp=1;
% variables initialization
KTbp=zeros(size(D,1),size(PoD,1));
KQbp=KTbp;
Tbp=KTbp;
Qbp=KTbp;
Pbp=KTbp;

for k=1:size(PoD,1)
    for i=1:size(D,1)
        %thrust coefficient KTbp
        KTbp(i,k)= (A1(k)+A5(k)+A7(k)) * (Jsbp^0);
        %torque coefficient KQbp
        KQbp(i,k)= (C1(k)+C6(k)+C7(k)) * (Jsbp^0);
        % thrust [N]
        Tbp(i,k)= KTbp(i,k)*rho*(w(i,k)^2)*(D(i)^4);
        % torque [Nm]
        Qbp(i,k)= KQbp(i,k)*rho*(w(i,k)^2)*(D(i)^5);
        % power [KW]
        Pbp(i,k)= (Qbp(i,k)*omega(i,k)/1000);
    end
end

% refining of bollard pull performances
% based on power and rotational speed restrictions
for i=1:size(D,1)
    for k=1:size(PoD,1)
        if Pbp(i,k)>85
            P(i,k)=0;
        end
        if n(i,k)<200
            Pbp(i,k)=0;
        end
        if n(i,k)>340
            Pbp(i,k)=0;
        end
    end
end

% variables initialization
KTokbp=zeros(size(position_Dok,1),1);
KQokbp=KTokbp;
Tokbp=KTokbp;
Qokbp=KTokbp;
Pokbp=KTokbp;

```



```
[position_Dokbp,position_PoDokbp] = find( Pbp > 0 );
```

```
for i=1:size(position_Dok,1)
    KTokbp(i)=KTbp(position_Dokbp(i),position_PoDokbp(i));
    KQokbp(i)=KQbp(position_Dokbp(i),position_PoDokbp(i));
    Tokbp(i)=Tbp(position_Dokbp(i),position_PoDokbp(i));
    Qokbp(i)=Qbp(position_Dokbp(i),position_PoDokbp(i));
    Pokbp(i)=Pbp(position_Dokbp(i),position_PoDokbp(i));
end

% ordered results matrix of bollard pull performances
RESULTS_BP=[KTokbp KQokbp Tokbp Qokbp Pokbp];
```

- Mykt575.m

```
function omega = mykt575 (w,T,Va,D,rho, A1, A2, A3, A4, A5, A6, A7, A8)
% this function calculates
% (for an assigned pitch ratio value)
% the propeller rotation speed n [rpm]
% and diameter D [m]
% which generate the desired thrust force T

    omega = T - ( rho*(w^2)*(D^4) ) * ( (A1+A5+A7) * ((Va/(w*D))^0)+...
                                         (A2+A4+A8) * ((Va/(w*D))^1)+...
                                         (A6)      * ((Va/(w*D))^2)+...
                                         (A3)      * ((Va/(w*D))^3)      );

end
```

APPENDICE D

m-file per l'analisi cinetostatica del meccanismo di movimentazione

- four bar kinetostatic.m

```
% this script is the automatic implementation of a KINETOSTATIC STUDY
% of a mechanism designed for the MOVIMENTATION (extraction and retraction)
% of an AZIMUTHAL MARINE PROPELLER
% -----
% FOUR-BAR LINKAGE + SLIDER-ROCKER
% -----
% MEMBERS LENGHT AND ORIENTATION
% (a1 , th1): lower part of teh "driving" rocker
% (a2 , th2): rod
% (a3 , th3): conducted rocker
% (a4 , th4): frame
% (a6 , th6): upper part of the "driving" rocker
% (a7 , th7): piston
% (a8 , th8): frame

clear all
close all
clc

% INPUT DATA
% -----
% members lenght
a1 = 1465.27; % [mm]
a2 = 403.118; % [mm]
a3 = 1142.323; % [mm]
a4 = 764.3533; % [mm]
a6 = 523.688; % [mm]
a8 = 1356.4979; % [mm]

% fixed frame orientation
th4 = 16.6359; % [deg]
th8 = 21.8714; % [deg]
th_fix = 112; % [deg]

% lower part of roker2
% pretending it's the "driving" rocker
th1_out = 299.341; % [deg]
th1_in = 353.2159; % [deg]
th1 = linspace(th1_out, th1_in, 1500)';

% (half)WEIGHT
% because of the symmetry of the structure
% I can consider only half load for every structure
P = 15000; % [N]

% (half)THRUST FORCE
% (positive means direct to the right)
% N.B. thrust force is supposed to be effective only in the 1st position
% because during the return movement the propeller doesn't work
T = -6500; % [N]
T_vect = zeros(size(th1,1),1);
T_vect(1)= T;

% POSTION ANALYSIS
% variables initialization
a5=zeros(size(th1,1),1);
th5=a5; alpha=a5; th2=a5; xb=a5;
yb=a5; xc=a5; yc=a5; th3=a5;
th6=a5; th7=a5; a7=a5;

for i=1:size(th1,1)
    % auxiliar member
    a5(i) = sqrt( (a4*cosd(th4)-a1*cosd(th1(i)))^2 + (a4*sind(th4)-a1*sind(th1(i)))^2 );
% [mm]
    th5(i) = atan2d(a4*sind(th4)-a1*sind(th1(i)), a4*cosd(th4)-a1*cosd(th1(i)) );
% [deg]
    alpha(i) = acosd( ((a2)^2 + (a5(i))^2 - (a3)^2) / (2*a2*a5(i)) );
% [deg]
    % rod
    th2(i) = th5(i) - alpha(i); % [deg]
```

```

% cinematic couple between fram and conducted rocker
xb(i) = a1*cosd(th1(i));    %[mm]
yb(i) = a1*sind(th1(i));    %[mm]
% cinematic couple between frame and conducted rocker
xd = a4*cosd(th4);    %[mm]
yd = a4*sind(th4);    %[mm]
% cinematic couple between rod and conducted rocker
xc(i) = xb(i) + a2*cosd(th2(i));    %[mm]
yc(i) = yb(i) + a2*sind(th2(i));    %[mm]
% conducted rocker
th3(i) = atan2d(yc(i)-yd,xc(i)-xd);    %[deg]
% moving rocker vs piston
th6(i)=th_fix -(360 - th1(i));
% piston
th7(i) = atan2d(a8*sind(th8)-a6*sind(th6(i)),a8*cosd(th8)-a6*cosd(th6(i)));
a7(i) = sqrt( a8^2 + a6^2 - 2*a6*a8*(cosd(th6(i))*cosd(th8) + sind(th6(i))*sind(th8) ) );
end
% piston stroke [mm]
a7 = a7 - a7(1) ;

figure (1)
grid MINOR
hold on
plot(a7,th1);
plot(a7,th2);
plot(a7,th3);
plot(a7,th6);
plot(a7,th7);
title('angular positions [deg] during entry movement');
xlabel('piston output [mm]');
legend('TH1','TH2','TH3','TH6','TH7');
% legend('TH1_ rocker2 (down)','TH2_ rod','TH3_ rocker1','TH6_ rocker2 (up)','TH7_ piston');
legend('Location','northeastoutside')
hold off

% MECHANISM "ANIMATION"
% members lenght
AB = a1;
BC = a2;
CD = a3;
AD = a4;
AE = a6;
AF = a8;
% variables initialization

for j=1:size(th1,1)
% joints position
xA(j) =0;
yA(j) =0;

xB(j) = AB*cosd(th1(j));
yB(j) = AB*sind(th1(j));

xC(j) = xB(j) + BC*cosd(th2(j));
yC(j) = yB(j) + BC*sind(th2(j));

xD(j) = AD*cosd(th4);
yD(j) = AD*sind(th4);

xE(j) = AE*cosd(th6(j));
yE(j) = AE*sind(th6(j));

xF(j) = AF*cosd(th8);
yF(j) = AF*sind(th8);

% propeller leg
BW = 356.2305;
phiW = 165.3905;
xW(j) = xB(j) + BW*cosd(phiW+th2(j));
yW(j) = yB(j) + BW*sind(phiW+th2(j));

BZ = 400.0237;
phiZ = 252.0677;
xZ(j) = xB(j) + BZ*cosd(phiZ+th2(j));
yZ(j) = yB(j) + BZ*sind(phiZ+th2(j));

BK = 954.102;
phiK = 39.0526;

```

```

xK(j) = xB(j) + BK*cosd(phiK+th2(j));
yK(j) = yB(j) + BK*sind(phiK+th2(j));

BH = 971.3029;
phiH = 7.7317;
xH(j) = xB(j) + BH*cosd(phiH+th2(j));
yH(j) = yB(j) + BH*sind(phiH+th2(j));

% propeller foot (only center axis position)
d = 978.0975;
phi = 207.0832;
r_prop = 650;
x_prop(j) = xB(j) + d*cosd(phi+th2(j));
y_prop(j) = yB(j) + d*sind(phi+th2(j));

% rectangle used to draw the propeller circle
x_rect_down(j) = x_prop(j) + 919.2388*cosd(225);
y_rect_down(j) = y_prop(j) + 919.2388*sind(225);

% REACTION FORCES [N]
fB(:,j) = reaction_jointB (xB(j), xC(j), xD(j), x_prop(j), yB(j), yC(j), yD(j), y_prop(j), P,
T_vect(j));
fB_x(j) = fB(1,j);
fB_y(j) = fB(2,j);

fA(:,j) = reaction_jointA (xA(j), xB(j), xE(j), xF(j), yA(j), yB(j), yE(j), yF(j), fB_x(j),
fB_y(j));

fC(:,j) = -fB(:,j) - [T_vect(j);-P];
fD(:,j) = -fB(:,j) - [T_vect(j);-P];
fE(:,j) = fB(:,j) - fA(:,j);
fF(:,j) = fB(:,j) - fA(:,j);

fA_tot(j) =sqrt((fA(1,j))^2+(fA(2,j))^2);
fB_tot(j) =sqrt((fB(1,j))^2+(fB(2,j))^2);
fC_tot(j) =sqrt((fC(1,j))^2+(fC(2,j))^2);
fD_tot(j) =sqrt((fD(1,j))^2+(fD(2,j))^2);
fE_tot(j) =sqrt((fE(1,j))^2+(fE(2,j))^2);
fF_tot(j) =sqrt((fF(1,j))^2+(fF(2,j))^2);

end

% -----
% how many POSITIONS do you want TO DRAW???
% because of matlab's paranoia
% the number of drawn positions (in addition to the starting one)
% needs to be an integer divider for th1 vector dimension (1500???)
% -----

number_position = 20;
for p=1:number_position
figure (2)
title('THE MECHANISM')
axis equal
axis([-1000 2500 -3000 1750])
grid on
hold on

% MECHANISM (when the propeller in under operating conditions)
plot([xA(1),xB(1)], [yA(1),yB(1)], 'b-', 'LineWidth',1.5)
plot([xB(1),xC(1)], [yB(1),yC(1)], 'b-', 'LineWidth',1.5)
plot([xC(1),xD(1)], [yC(1),yD(1)], 'b-', 'LineWidth',1.5)
plot([xA(1),xE(1)], [yA(1),yE(1)], 'b-', 'LineWidth',1.5)
plot([xE(1),xF(1)], [yE(1),yF(1)], 'b-', 'LineWidth',1.5)

text(xA(1),yA(1), 'A')
text(xB(1),yB(1), 'B')
text(xC(1),yC(1), 'C')
text(xD(1),yD(1), 'D')
text(xE(1),yE(1), 'E')
text(xF(1),yF(1), 'F')

% LEG (when the propeller is working in the middle of mines)
plot([xW(1),xZ(1)], [yW(1),yZ(1)], 'b-', 'LineWidth',1.5)
plot([xW(1),xK(1)], [yW(1),yK(1)], 'b-', 'LineWidth',1.5)
plot([xK(1),xH(1)], [yK(1),yH(1)], 'b-', 'LineWidth',1.5)
plot([xZ(1),xH(1)], [yZ(1),yH(1)], 'b-', 'LineWidth',1.5)

```

```

% FOOT (when the propeller is running into the water)
% plot([x_prop(1),xA(1)], [y_prop(1),yA(1)], 'g-', 'LineWidth',1.5)
pos = [x_rect_down(1) y_rect_down(1) 2*r_prop 2*r_prop];
rectangle('Position',pos,'Curvature',[1 1],'EdgeColor','b','LineWidth',1.5)
%plot([x_rect_down(1),xA(1)], [y_rect_down(1),yA(1)], 'b-', 'LineWidth',1.5)

% scale factor (for drawing only)
sf=50;
%REACTION FORCES at the starting position
plot([xA(1),xA(p)+fA(1,1)/sf], [yA(1),yA(1)+(fA(2,1)/sf)], 'c-', 'LineWidth',2.5)
%plot([xB(1),xB(1)+fB(1,1)/sf], [yB(1),yB(1)+fB(2,1)/sf], 'b-', 'LineWidth',2.5)
%plot([xC(1),xC(1)+fC(1,1)/sf], [yC(1),yC(1)+fC(2,1)/sf], 'b-', 'LineWidth',2.5)
plot([xD(1),xD(1)+fD(1,1)/sf], [yD(1),yD(1)+fD(2,1)/sf], 'c-', 'LineWidth',2.5)
%plot([xE(1),xE(1)+fE(1,1)/sf], [yE(1),yE(1)+fE(2,1)/sf], 'c-', 'LineWidth',2.5)
plot([xF(1),xF(1)+fF(1,1)/sf], [yF(1),yF(1)+fF(2,1)/sf], 'c-', 'LineWidth',2.5)

% now the propeller is not revolving no more
% and the mechanism is moving towards its resting position
% so I can neglect the thrust force :)
p = p*size(th1,1)/number_position;

% MECHANISM
plot([xA(p),xB(p)], [yA(p),yB(p)], 'r-', 'LineWidth',.5)
plot([xB(p),xC(p)], [yB(p),yC(p)], 'r-', 'LineWidth',.5)
plot([xC(p),xD(p)], [yC(p),yD(p)], 'r-', 'LineWidth',.5)
plot([xA(p),xE(p)], [yA(p),yE(p)], 'r-', 'LineWidth',.5)
plot([xE(p),xF(p)], [yE(p),yF(p)], 'r-', 'LineWidth',.5)

% LEG
plot([xW(p),xZ(p)], [yW(p),yZ(p)], 'r-', 'LineWidth',.5)
plot([xW(p),xK(p)], [yW(p),yK(p)], 'r-', 'LineWidth',.5)
plot([xK(p),xH(p)], [yK(p),yH(p)], 'r-', 'LineWidth',.5)
plot([xZ(p),xH(p)], [yZ(p),yH(p)], 'r-', 'LineWidth',.5)

% FOOT
%plot([x_prop(p),xA(p)], [y_prop(p),yA(p)], 'g-', 'LineWidth',.5)
pos = [x_rect_down(p) y_rect_down(p) 2*r_prop 2*r_prop];
rectangle('Position',pos,'Curvature',[1 1],'EdgeColor','r','LineWidth',.5)
%plot([x_rect_down(p),xA(p)], [y_rect_down(p),yA(p)], 'b-', 'LineWidth',.5)

% REACTION FORCES
plot([xA(p),xA(p)+fA(1,p)/sf], [yA(p),yA(p)+fA(2,p)/sf], 'm-', 'LineWidth',2.5)
%plot([xB(p),xB(p)+fB(1,p)/sf], [yB(p),yB(p)+fB(2,p)/sf], 'r-', 'LineWidth',2.5)
%plot([xC(p),xC(p)+fC(1,p)/sf], [yC(p),yC(p)+fC(2,p)/sf], 'r-', 'LineWidth',2.5)
plot([xD(p),xD(p)+fD(1,p)/sf], [yD(p),yD(p)+fD(2,p)/sf], 'm-', 'LineWidth',2.5)
%plot([xE(p),xE(p)+fE(1,p)/sf], [yE(p),yE(p)+fE(2,p)/sf], 'm-', 'LineWidth',2.5)
plot([xF(p),xF(p)+fF(1,p)/sf], [yF(p),yF(p)+fF(2,p)/sf], 'm-', 'LineWidth',2.5)
hold off
end

figure (3)
% magnitude [N] of reaction forces w.r.t. piston cylinder stroke
hold on
axis([0 500 0 50000])
plot(a7,fA_tot,'x-', 'LineWidth',1.5, 'MarkerIndices',1:50:length(fA_tot));
plot(a7,fB_tot,'s-', 'LineWidth',1.5, 'MarkerIndices',1:50:length(fB_tot));
plot(a7,fC_tot,'*-','LineWidth',1.5, 'MarkerIndices',1:25:length(fC_tot));
plot(a7,fD_tot,'--','LineWidth',1.5, 'MarkerIndices',1:50:length(fD_tot));
plot(a7,fE_tot,'d-', 'LineWidth',1.5, 'MarkerIndices',1:50:length(fE_tot));
plot(a7,fF_tot,'--', 'LineWidth',1.5, 'MarkerIndices',1:25:length(fF_tot));

title('magnitude of reaction forces [N]');
xlabel('piston stroke [mm]');
legend('fA','fB','fC','fD','fE','fF');
legend('Location','northeastoutside')
hold off

%plot(x,y,'-x','MarkerIndices',1:3:length(y)) displays a cross marker every three data points.
% MEMBERS SIZING
% maximum magnitude of reaction forces [N]
fA_sizing=max(fA_tot);
fB_sizing=max(fB_tot);
fC_sizing=max(fC_tot);
fD_sizing=max(fD_tot);
fE_sizing=max(fE_tot);
fF_sizing=max(fF_tot);

```

```

figure (4)
forces_tag = categorical({'fA_max','fB_max','fC_max','fD_max','fE_max','fF_max'});
sizing = [fA_sizing fB_sizing fC_sizing fD_sizing fE_sizing fF_sizing];
bar(forces_tag,sizing)
title('maximum magnitude of reaction forces [N]');

```

- reaction_jointA.m

```

function [fA] = reaction_jointA (xA, xB, xE, xF, yA, yB, yE, yF, fB_x, fB_y)

A = [-(yA-yE)/1000      (xA-xE)/1000;
     -(yA-yF)/1000      (xA-xF)/1000];

b = [((xB-xE)/1000)*fB_y - ((yB-yE)/1000)*fB_x;
     ((xB-xF)/1000)*fB_y - ((yB-yF)/1000)*fB_x ];

fA = linsolve(A,b);

end

```

- reaction_jointB.m

```

function [fB] = reaction_jointB (xB, xC, xD, x_prop, yB, yC, yD, y_prop, P, T_vect)

A = [-(yB-yC)/1000      (xB-xC)/1000;
     -(yB-yD)/1000      (xB-xD)/1000];

b = [((x_prop-xC)/1000)*P + ((y_prop-yC)/1000)*T_vect;
     ((x_prop-xD)/1000)*P + ((y_prop-yD)/1000)*T_vect ];

fB = linsolve(A,b);

end

```

APPENDICE E

m-file per la determinazione dello spettro di risposta a carico impulsivo

- shock_resistance.m

```
% DESIGN-ANALYSIS METHOD FOR THE EVALUATION OF
% SHOCK RESISTANCE ON SHIPBOARD EQUIPMENT
% ELASTIC RESPONSE
% values recommended for SUBMARINE HULL MOUNTED equipments
% shockproof GRADE A (nothing but INSIGNIFICANT LOCAL PLASTIC DEFORMATIONS)
clear all
close all
% range of natural frequencies
omega = linspace(0, 1000, 5000)'; % [rad/s]
% weight
m_prop = 2000; % [kg] propeller mass
m_mech = 1000; % [kg] mechanism mass
m_tot = m_prop + m_mech; % [kg]
wa = (m_tot * 2.20462)/1000; % [Kips] modal mass

% REFERENCE EQUATIONS
A0 = 10.4*((480+wa)/(20+wa)); % [g]
V0 = 20*((480+wa)/(20+wa)); % [in/sec]

% DESIGN VALUES
% for VERTICAL or ATHWART vibrations
Aa_1 = 1.0 * A0;
Va_1 = 1.0 * V0;

% for FORE AND AFT vibrations
Aa_2 = 0.4 * A0;
Va_2 = 0.4 * V0;

%variable initialization
Da_1=zeros(size(omega,1),2);
Da_choice_1=omega;
Da_2=zeros(size(omega,1),2);
Da_choice_2=omega;

for i=1:size(omega,1)
    Da_1(i,1) = Aa_1*386; % [in/sec^2]
    Da_1(i,2) = Va_1*omega(i); % [in/sec^2]
    Da_2(i,1) = Aa_2*386; % [in/sec^2]
    Da_2(i,2) = Va_2*omega(i); % [in/sec^2]
    Da_choice_1(i) = min(Da_1(i,1),Da_1(i,2)); % [in/sec^2]
    Da_choice_2(i) = min(Da_2(i,1),Da_2(i,2)); % [in/sec^2]
    if Da_choice_1(i) < 2316
        Da_choice_1(i)=2316; % [in/sec^2]
    end
    if Da_choice_2(i) < 2316
        Da_choice_2(i)=2316; % [in/sec^2]
    end
end

Da_design_1 = (Da_choice_1/39.3701)/9.814; % [g]
Da_design_2 = (Da_choice_2/39.3701)/9.814; % [g]

hold on
grid on
axis([0 300 0 250])
plot(omega,Da_design_1)
plot(omega,Da_design_2)
hold off
title('Design Shock Spectrum');
xlabel('natural frequencies [Hz]');
ylabel('Shock Design Value [g]');
legend('VERTICAL or ATHWART vibrations','FORE AND AFT vibrations');

% preliminary dimensioning (worst case scenario)
VERTICAL_and_ATHWARTH_MAXacceleration = max(Da_design_1); % [g]
FOREandAFT_MAXacceleration = max(Da_design_2); % [g]

display(VERTICAL_and_ATHWARTH_MAXacceleration)
display(FOREandAFT_MAXacceleration)
```

RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- [1] B.P. Epps "On the rotor lifting line wake model" Journal of Ship Production and Design, vol. 32, no. 3, pp.1-15. 2016.
- [2] B.P. Epps and R.W. Kimball "Unified Rotor Lifting Line Theory" Journal of Ship Research, vol. 57, no. 4, pp.1-21. 2013.
- [3] B.P. Epps and R.W. Kimball OpenProp v3: Open-source software for the design and analysis of marine propellers and horizontal-axis turbines. <http://engineering.dartmouth.edu/epps/openprop>
- [4] L. Troots "Open water test series with modern propeller forms" North East Coast Inst. of Engineers and Shipbuilders, Vol. 54, 1938.
- [5] L. Troots "Open water test series with modern propeller forms. II. Three bladed propellers" North East Coast Inst. of Engineers and Shipbuilders, 1940.
- [6] L. Troots "Open water test series with modern propeller forms. III. Two bladed and five bladed propellers – extension of the three and four bladed B-series" North East Coast Inst. of Engineers and Shipbuilders, Vol. 67, 1951.
- [7] M.W.C. Oosterveld, P. Van. Ossannen "Further computer-analysed data of the Wageningen B-screw series", International Shipbuilding Progress, Vol 22, July 1975.
- [8] W.P.A. Van Lammeren, J.D. Van Manen, M.W.C. Oosterveld "The Wageningen B-screw series" Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1969
- [9] J. D. Van Manen, M.W.C. Oosterveld "Analysis of ducted propeller design" presented at the Annual Meeting of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, New York, 11 October 1966
- [10] R.W.L. Gawn "Effect of pitch and blade width on propeller performance" Registro Italiano Navale, 1952
- [11] M.W.C. Oosterveld "Wake Adapted Ducted Propellers" Netherland Ship Model Basin Wageningen Publication No. 345, June 1970
- [12] M.W.C. Oosterveld "Ducted Propeller characteristics" Registro Italiano Navale, Symposium on Ducted Propellers, London 1973
- [13] John Carlton "Marine Propeller and Propulsion" Elsevier, 2007
- [14] Vittore Cossalter "Meccanica applicata alle macchine" Edizioni Progetto, 2006
- [15] Haim Baruh, "Applied Dynamics" CRC Press, 2014
- [16] Stocchetta Cilindri S.r.l. "Serie SL Impieghi Pesanti" Brescia, Italy

- [17] Cyril M. Harris, Allan G. Piersol "Harris' Shock and Vibration Handbook" McGraw-Hill, 2005
- [18] Yinglong Zhao, Lin He, Yu Wang "Shock Analysis and Design Method of Vibration Isolating System in the Time Domain" proceedings of International Design Engineering Technical Conferences, Long Beach, California, September 2005
- [19] Jonas W Ringsberg, Erland Johnson, Meng Zhang, Yunbo Yu, "Shock Analysis of a Stern Ramp Using Dynamic Design Analysis Method" proceedings of 36th International Conferences on Ocean Offshore and Artic Engineering, Trodheim, Norway, June 2017
- [20] George J. O'Hara, Robert O. Belsheim "Interim Design Values for Shock Design of Shipboard Equipment" NRL Memorandum Report 1396, U.S. Naval Research Laboratory, Washington D.C., February 1963
- [21] Gustav Niemann, Hans Winter, Bernd-Robert Höhn "Manuale degli Organi delle Macchine" Tecniche Nuove, 2006
- [22] GGB North America "DP4 and DP4-B – Metal-Polymer Self-lubricating Leaf Free Bearing Solutions" Thorofare, New Jersey, USA
- [23] Luigi Baldassini "Vademecum per Disegnatori e Tecnici" Hoepli Editore, 2002