

POLITECNICO DI TORINO

Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**Studio di ricerca di un sistema innovativo per la
compensazione passiva del moto ondoso in applicazioni di
sollevamento offshore**



**Politecnico
di Torino**

Relatori:

Prof. Federico Colombo

Ing. Andrea Madonia

Candidato:

Nicola Gasparotto

Ottobre 2024

Sommario

La compensazione dell'effetto delle onde è una sfida sempre più importante nell'ambito dell'ingegneria navale e nelle operazioni di sollevamento offshore.

E' proprio per questo motivo che in questo progetto di tesi ci si propone di studiare e progettare, a partire dalle esigenze di un cliente, un dispositivo passivo di compensazione, che isoli il moto di un collector per ispezioni minerarie sottomarine durante la fase di varo, dal moto verticale della nave indotto dal mare.

Per fare ciò si è partiti dallo studio dell'ambiente in cui avvengono le operazioni e specificatamente delle forzanti che il mare induce sui corpi, sfruttando modelli analitici implementati su Matlab.

Successivamente è stato creato un modello dinamico, con l'ausilio di Simscape, che simuli la risposta di collector e nave sotto l'effetto delle onde. Ci si è proposti in questa fase, inoltre, di ricavare dei valori di rigidità e smorzamento che ottimizzino il comportamento del sistema, da utilizzare in una fase di dimensionamento successivo.

E' proprio quest'ultima la fase successiva, dove a partire dai risultati del modello di risposta, sono stati dimensionati il braccio gru basculante, i perni, le bronzine e i cilindri idraulici che compongono il sistema di compensazione.

Infine è stata utilizzata l'analisi agli elementi finiti, mediante il software Ansys, per ottimizzare la geometria del braccio gru e migliorarne le caratteristiche strutturali.

Al termine di questo iter è stato quindi possibile ottenere un assieme di un passive heave compensator (PHC) dimensionato in base alle specifiche del cliente, con un comportamento dinamico ottimizzato sulla base di determinati obiettivi e con una resistenza strutturale verificata sia analiticamente, sia con metodi numerici (analisi agli elementi finiti).

Indice

Sommario	3
Indice.....	5
Indice delle figure.....	8
Indice delle tabelle.....	11
Introduzione	13
1. Presentazione del caso studio	15
1.1 Operazioni di sollevamento offshore	16
1.2 Passive Heave Compensator	19
1.3 Obiettivi e concept iniziale del progetto	22
1.4 Dati di input e organizzazione del progetto	24
2. Richiami teorici	27
2.1 Normativa tecnica	28
2.2 Tipologia di onde marine	29
2.2.1 Onde regolari e non regolari	30
2.2.2 Onde lineari e non-lineari	31
2.2.3 Teoria delle onde lineari	31
2.2.4 Teoria delle onde di Stokes	32
2.3 Spettro delle onde	35
2.3.1 Spettro di Pierson-Moskowitz	35
2.3.2 Spettro JONSWAP	36
2.4 Trasformata e trasformata inversa di Fourier	38
2.5 Forze agenti durante l'attraversamento della splash zone.....	40

2.5.1	Forza di smorzamento delle onde	41
2.5.2	Forza di eccitazione delle onde.....	41
2.5.3	Coefficienti idrodinamici.....	42
2.6	Analisi dei moti nave nello spazio e RAO	45
2.7	Analisi agli elementi finiti.....	49
2.7.1	Discretizzazione del dominio	50
2.7.2	Selezione delle funzioni di interpolazione.....	51
2.7.3	Calcolo delle proprietà di ogni elemento.....	51
2.7.4	Assemblaggio delle matrici e soluzione del sistema	51
2.7.5	Presentazione dei risultati	52
3.	Modellizzazione del moto ondoso	53
3.1	Definizione degli input del modello.....	54
3.2	Calcolo dello spettro d'onda	55
3.3	Trasformata inversa di Fourier dello spettro JONSWAP	56
3.4	Calcolo delle forze dinamiche indotte dalle onde	59
4.	Modello dinamico del sistema nave – collector.....	65
4.1	Trattazione analitica di un sistema meccanico a 1 grado di libertà.....	66
4.1.1	Modello analitico con collector in profondità.....	66
4.1.2	Modello analitico con collector nella splash zone	71
4.2	Modello dinamico Simscape con collector in profondità.....	73
4.2.1	Descrizione del modello Simscape	73
4.2.2	Scelta dei parametri di input	74
4.2.3	Simulazione del modello	75

4.2.4	Ottimizzazione dei parametri di rigidità e smorzamento.....	80
4.2.5	Scelta finale dei parametri e presentazione dei relativi risultati	86
4.2.6	Analisi della risposta del sistema con il diagramma di Bode.....	88
4.3	Modello dinamico Simscape con collector nella splash zone	91
4.3.1	Descrizione del modello Simscape	91
4.3.2	Scelta dei parametri di input	92
4.3.3	Simulazione del modello	93
5.	Dimensionamento del sistema	96
5.1	Analisi delle condizioni di carico.....	97
5.2	Analisi dei materiali utilizzati	100
5.3	Dimensionamento analitico del braccio gru.....	101
5.4	Dimensionamento dei perni delle pulegge.....	110
5.4.1	Dimensionamento del perno anteriore.....	110
5.4.2	Dimensionamento del perno posteriore	115
5.5	Verifica dei cilindri idraulici	122
5.6	Verifica dei perni dei cilindri	126
6.	Ottimizzazione del braccio gru tramite analisi FEM	130
7.	Conclusioni.....	136
8.	Sviluppi futuri.....	140
	Bibliografia.....	141

Indice delle figure

Figura 1 Fase di attraversamento della splash zone	16
Figura 2 Fase di varo in profondità	17
Figura 3 Sistema di compensazione idraulico con accumulatore di gas (3).....	20
Figura 4 PHC in serie	21
Figura 5 PHC a puleggia mobile (5)	21
Figura 6 Schema di un PHC a braccio basculante.....	23
Figura 7 Somma di onde regolari	30
Figura 8 Influenza del peak shape parameter sullo spettro JONSWAP	37
Figura 9 Schema di passaggio da dominio della frequenza a dominio del tempo e viceversa (13)	39
Figura 10 Influenza del numero di Reynolds sul parametro di attrito viscoso (9)	43
Figura 11 Gradi di libertà di una nave (13)	45
Figura 12 Risposta libera al variare del fattore di smorzamento (13)	47
Figura 13 Schema di funzionamento del metodo agli elementi finiti (14).....	49
Figura 14 Spettro JONSWAP e Pierson-Moskowitz	55
Figura 15 Profilo di altezza delle onde nel tempo	57
Figura 16 Profilo di velocità delle onde	58
Figura 17 Profilo di accelerazione delle onde	58
Figura 18 Componenti della forzante	63
Figura 19 Forzante totale.....	63
Figura 20 Modello di risposta smorzata a uno spostamento imposto.....	66
Figura 21 Risposta libera al variare dello smorzamento	69
Figura 22 Ampiezza e fase in funzione dello smorzamento	70
Figura 23 Modello di risposta forzata	71
Figura 24 Modello Simscape per collector in profondità	73
Figura 25 Spostamento del collector per $k=70000$ N/m e $c=0$ Ns/m	76
Figura 26 Spostamento del collector per $k=35000$ N/m e $c=0$ Ns/m	77

Figura 27 Spostamento del collector per $k=2000$ N/m e $c=0$ Ns/m	77
Figura 28 Spostamento del collector per $k=10000$ N/m e $c=1000$ Ns/m	78
Figura 29 Spostamento del collector per $k=10000$ N/m e $c=5000$ Ns/m	79
Figura 30 Spostamento del collector per $k=10000$ N/m e $c=50000$ Ns/m	79
Figura 31 Andamento della durata del transitorio in funzione di rigidità e smorzamento	82
Figura 32 Andamento dell'ampiezza media dello spostamento a regime in funzione di rigidità e smorzamento	82
Figura 33 Schema dell'oscillazione del braccio gru	83
Figura 34 Andamento della tensione in funzione di rigidità e smorzamento	85
Figura 35 Spostamento del collector con i valori ottimali.....	87
Figura 36 Tensione all'ombelicale con i valori ottimali	88
Figura 37 Diagramma di Bode del sistema	89
Figura 38 Modello Simscape con collector nella splash zone.....	91
Figura 39 Spostamento del collector nella splash zone.....	93
Figura 40 Tensione all'ombelicale nella splash zone.....	94
Figura 41 Forze esterne agenti sul sistema.....	97
Figura 42 Modello di partenza del braccio.....	101
Figura 43 Dettaglio della sezione dello scatolato.....	102
Figura 44 Schema delle grandezze del braccio	102
Figura 45 Modello trave del braccio	103
Figura 46 Sforzo normale sul braccio	103
Figura 47 Taglio sul braccio	104
Figura 48 Momento flettente sul braccio.....	104
Figura 49 Sezione dello scatolato.....	105
Figura 50 Schema di montaggio del perno della puleggia anteriore	110
Figura 51 Schema del modello trave del perno anteriore.....	111
Figura 52 Schema delle forze agenti sul perno anteriore	111
Figura 53 Taglio agente sul perno anteriore	112

Figura 54 Momento flettente agente sul perno anteriore.....	113
Figura 55 Schema di montaggio del perno della puleggia posteriore	115
Figura 56 Forze agenti sul perno posteriore.....	116
Figura 57 Taglio in direzione x agente sul perno posteriore	117
Figura 58 Momento in direzione x agente sul perno posteriore.....	118
Figura 59 Taglio in direzione y agente sul perno posteriore	118
Figura 60 Momento in direzione y agente sul perno posteriore.....	118
Figura 61 Schema di un cilindro idraulico	122
Figura 62 Occhiello cilindro.....	124
Figura 63 Montaggio perno asta – braccio.....	126
Figura 64 Mesh del modello non ottimizzato.....	130
Figura 65 Modello con vincoli e carichi.....	131
Figura 66 Andamento della deformazione totale sul componente non ottimizzato.....	132
Figura 67 Andamento della tensione di Von Mises sul componente non ottimizzato	132
Figura 68 Andamento della deformazione totale sul componente ottimizzato.....	133
Figura 69 Andamento della tensione di Von Mises sul componente ottimizzato	134
Figura 70 Modello finale del braccio gru ottimizzato	135
Figura 71 Spostamento del collector in profondità con parametri del PHC ottimizzati.....	136
Figura 72 Tensione al cavo con collector in profondità e con parametri del PHC ottimizzati.....	137
Figura 73 Modello finale del PHC	138

Indice delle tabelle

Tabella 1 Moti nave nello spazio (13)	45
Tabella 2 Dati di input per la modellizzazione delle onde	54
Tabella 3 Parametri per il modello dello spettro JONSWAP.....	54
Tabella 4 Parametri della nave	59
Tabella 5 Parametri del collector.....	60
Tabella 6 Coefficiente di added mass (9)	61
Tabella 7 Coefficiente di attrito viscoso (9)	62
Tabella 8 Parametri del modello Simscape	75
Tabella 9 Durata del transitorio	81
Tabella 10 Ampiezza media a regime dello spostamento del collector	81
Tabella 11 Ampiezza di oscillazione del braccio gru	84
Tabella 12 Tensione all'ombelicale.....	85
Tabella 13 Parametri ottimali scelti.....	86
Tabella 14 Oscillazione del braccio gru	87
Tabella 15 Parametri di input del modello Simscape	92
Tabella 16 Valore delle forze agenti sul sistema nelle 3 condizioni di carico	98
Tabella 17 Materiali utilizzati.....	100
Tabella 18 Caratteristiche di sollecitazione	105
Tabella 19 Dimensioni dello scatolato	106
Tabella 20 Risultati del dimensionamento del perno anteriore	113
Tabella 21 Forze agenti sul perno posteriore.....	117
Tabella 22 Caratteristiche di sollecitazione massime sul perno posteriore	119
Tabella 23 Grandezze caratteristiche dei cilindri idraulici	123
Tabella 24 Valori della verifica degli occhielli dei cilindri.....	125
Tabella 25 Risultati per i perni dei cilindri e delle aste	127
Tabella 26 Risultati della verifica a pressione delle bronzine	128

Introduzione

Questo progetto di tesi nasce dalla collaborazione con SmartEngineering SPA, un'azienda di consulenza ingegneristica che opera in diversi settori dell'industria, per fornire soluzioni tecniche su commissione dei clienti. In particolare la divisione Oil&Gas si occupa di progettazione in ambito di operazioni di sollevamento offshore, che sono la principale tematica analizzata in questa tesi.

Trattando infatti lo studio di sistemi di sollevamento, quali ad esempio gru che operano in ambito navale, si osserva che esistono una serie di problematiche, legate specialmente all'ambiente marino, che richiedono soluzioni innovative. Essendo inoltre ogni struttura un pezzo unico o quasi è sempre necessario pensare a geometrie su misura, compatibili con la nave e le altre strutture presenti su di essa.

Una delle problematiche di maggiore interesse in questo ambito è sicuramente la necessità di contrastare l'effetto delle onde, che inducono movimenti verticali sia sulla nave che sul carico che viene sollevato o calato con l'apparecchio di sollevamento. E' proprio da questo che parte il progetto di tesi, nel quale il cliente ha fornito quella che è l'applicazione (ovvero il varo di un collector utilizzato per ispezioni minerarie subacquee), insieme ad alcune specifiche tecniche su nave e collector, e viene richiesto di progettare un sistema di compensazione del moto ondosso ottimizzato, con l'obiettivo di ridurre al minimo sia lo spostamento verticale del collector (stabilizzazione del carico), sia le tensioni agenti sull'ombelicale (riduzione dell'effetto di fatica sulla fune).

Questo progetto parte quindi da una serie di ricerche sui modelli utilizzati in letteratura sia per lo studio delle onde e delle forzanti da esse indotte, sia per lo studio del movimento di corpi nello spazio, per poi proseguire con l'implementazione degli stessi su ambienti Matlab/Simscape. Successivamente si prevede una fase di simulazione dinamica con l'obiettivo di definire i parametri ottimali del sistema di compensazione e di stimare le sollecitazioni indotte. Seguirà infine una fase di dimensionamento dei componenti, sia con calcoli analitici, sia con metodi numerici, come l'analisi FEM.

L'obiettivo finale sarà quello di ottenere un modello d'assieme di un sistema di compensazione passivo (PHC), che presenti caratteristiche tali da garantire determinati obiettivi dinamici (studiati mediante un

modello creato appositamente) e che abbia una struttura tale da garantire la resistenza meccanica nelle varie fasi di funzionamento.

Gli obiettivi dinamici preposti saranno quelli di mantenere uno spostamento verticale del collector quando si trova in profondità entro $\pm 100 \text{ mm}$ e di garantire una componente dinamica della tensione al cavo sempre inferiore a $10t$.

Si evidenzia che l'obiettivo della tesi è uno studio preliminare del sistema meccanico e perciò il focus principale sarà sui modelli e sui calcoli, piuttosto che sulla modellazione e sulla messa in tavola, che permetterebbero poi di ottenere un progetto finito e pronto per la produzione.

1. Presentazione del caso studio

In questo capitolo ci si propone di presentare quello che è il progetto di tesi svolto, quali sono gli input iniziali e quelli che sono gli obiettivi che si vogliono raggiungere con la progettazione del sistema meccanico in esame.

L'obiettivo di questa tesi è quello di seguire la progettazione di un compensatore passivo per il moto ondoso, da applicare in operazioni di sollevamento offshore. Lo studio dovrà partire dall'analisi dinamica del sistema, al quale seguirà una progettazione strutturale dei principali componenti di questo assieme meccanico. Di seguito vengono proposti una serie di capitoli nei quali verranno approfondite le tematiche delle operazioni di sollevamento in ambito navale e più specificatamente quella in questione, del compensamento del moto ondoso e le relative tipologie di sistemi di compensazione passiva e attiva, gli input forniti dal cliente per la progettazione dell'assieme e il concept di base di quello che sarà il risultato di questa tesi e che sarà il punto di inizio per l'analisi prima e il dimensionamento poi.

1.1 Operazioni di sollevamento offshore

Con operazioni di sollevamento offshore si intendono una serie di attività come il posizionamento o il recupero di oggetti, mediante una gru montata su una nave, dal fondale marino e viceversa. Gli oggetti movimentati possono essere tubature, strutture subacquee o, come in questo caso, collector per l'ispezione mineraria sottomarina. (1)

Il principale problema di queste operazioni, oltre al dover considerare pressioni elevate, corrosione ed altre conseguenze dell'ambiente marino di profondità, è l'induzione di un movimento dovuto alle onde, prima alla nave e poi trasmesso a gru e carico.

Un generico varo in ambito navale può essere suddiviso in tre fasi principali:

- Nella prima fase il carico viene calato in aria, a partire dal ponte della nave fino alla prima immersione in acqua. (1)
- Nella seconda fase avviene il cosiddetto "attraversamento della splash zone", ovvero quell'area che va circa dal livello del mare a qualche decina di metri in profondità, dove l'oggetto varato è sottoposto alle forze idrodinamiche delle onde. (1)

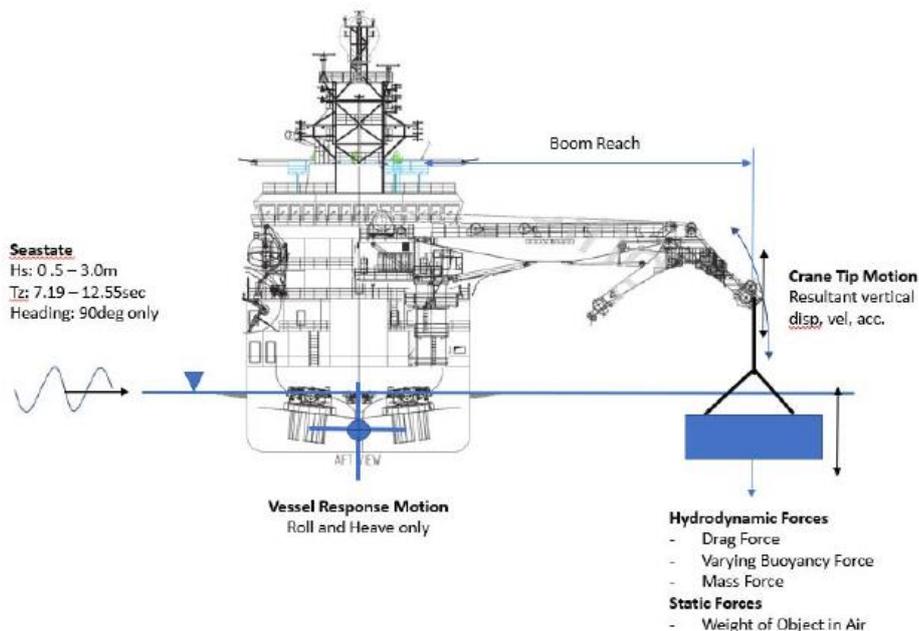


Figura 1 Fase di attraversamento della splash zone (1)

- Nell'ultima fase avviene la discesa del corpo in profondità, dove l'effetto delle onde si riduce sempre più, ma diventano significativi i contributi dovuti all'attrito viscoso e all'added mass (che rappresenta il carico della colonna d'acqua intorno al corpo in discesa, e che ne limita lo spostamento). (1)

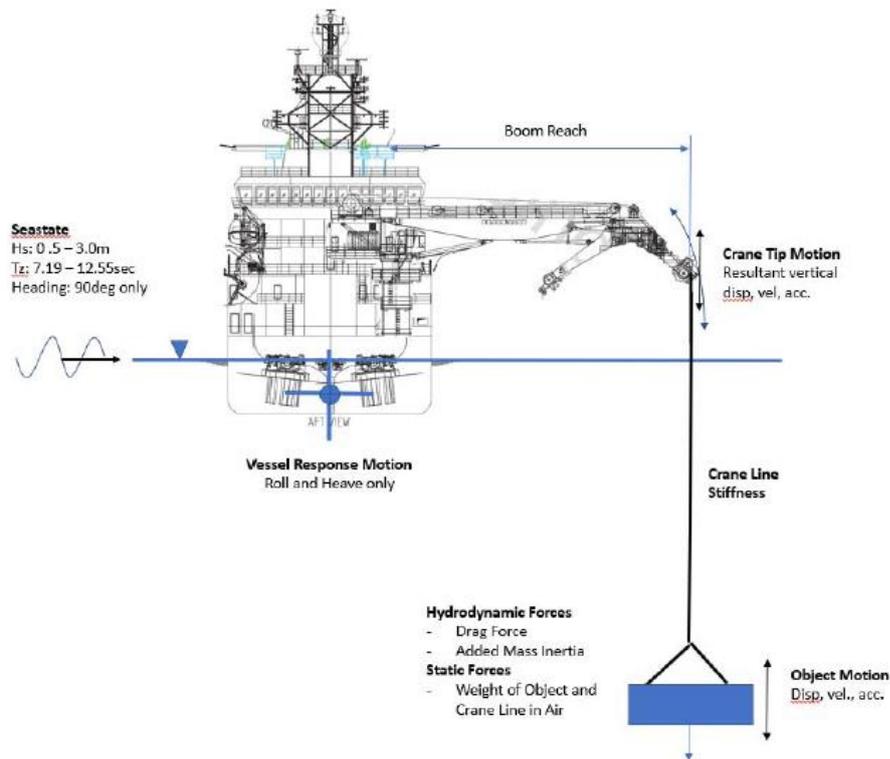


Figura 2 Fase di varo in profondità (1)

In conclusione è possibile elencare brevemente quelle che sono le principali problematiche legate al sollevamento offshore, e che di conseguenza saranno sempre considerate nello sviluppo di questo progetto, con l'obiettivo di ridurle al minimo.

Le criticità maggiori a cui prestare attenzione saranno quindi:

1. Il fatto che l'oggetto è sottoposto a forze idrodinamiche durante l'attraversamento della splash zone. Questo è un punto importante sia per chi progetta la gru, che dovrà tener conto di queste sollecitazioni aggiuntive, sia per chi progetta il collector, che dovrà verificarne l'integrità strutturale sotto questi carichi.
2. Quando l'oggetto è sommerso la sua geometria causa forze di resistenza viscosa e di added mass, mentre l'oggetto si muove verticalmente all'interno della colonna d'acqua che lo circonda.
3. L'oggetto può cadere liberamente con velocità diversa da quella della gru, causando prima un allentamento e poi una tensione improvvisa sul cavo, generando carichi di impatto significativi. E' perciò importante cercare di garantire sempre che il cavo sia in tensione durante le operazioni.
4. Le oscillazioni dell'oggetto possono rendere difficile il posizionamento sul fondale marino nella corretta posizione, oltre che causare impatti.
5. Il peso del carico fuoribordo può introdurre oscillazioni aggiuntive nella nave, riducendone la stabilità. Viene infatti incrementato il rollio (se le gru come in questo caso sono posizionate lateralmente alla nave) che può diventare importante se si somma l'effetto di un mare poco calmo. (1) (2)

1.2 Passive Heave Compensator

Uno degli strumenti per contrastare le problematiche sopracitate è l'introduzione di un sistema di compensazione del moto ondoso. Si tratta di un sistema meccanico che ha come obiettivo la riduzione del movimento verticale del carico in fase di varo, nonostante l'effetto delle onde sulla nave e sul corpo stesso. (3)

Esistono diversi sistemi di compensazione, ma si possono individuare inizialmente due categorie principali:

- Passive Heave Compensator (PHC): sono sistemi che smorzano il moto indotto dalle onde utilizzando sistemi molla – smorzatore non controllati elettronicamente.
- Active Heave Compensator (AHC): sono sistemi con attuatori elettro - idraulici che utilizzano il controllo della tensione della fune come metodo per la compensazione dell'effetto delle onde.

Questa tesi si concentra sull'utilizzo dei primi, che perciò vengono descritti più approfonditamente.

In generale un PHC è un dispositivo progettato per mantenere costante la tensione che agisce sulla fune e per disaccoppiare il moto della nave, soggetta al moto verticale indotto dalle onde, da quello del carico che si vuole stabilizzare. (3)

Nella sua configurazione più semplice possibile un PHC è un isolatore di vibrazioni in anello aperto, che in input riceve il moto della nave e in output fornisce un moto del carico con ampiezza ridotta, senza la necessità di energia in ingresso (perciò viene detto passivo). (3)

Nella sua trattazione dinamica questo sistema viene rappresentato come un parallelo di una molla ed uno smorzatore, posizionato tra la gru e il carico. (3)

Nella pratica consiste in un pistone idraulico accoppiato a una serie di accumulatori carichi con gas inerte pressurizzato (azoto di solito). La pressione del gas viene settata in modo da poter sostenere il carico in condizioni statiche. (4)

Un esempio di schema è il seguente:

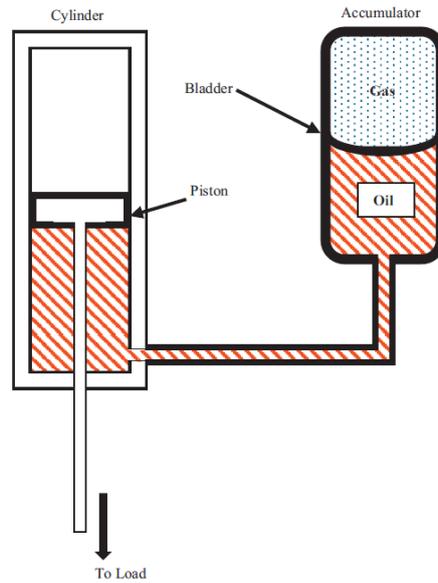


Figura 3 Sistema di compensazione idraulico con accumulatore di gas (3)

Come si può notare la forza porta a muovere il cilindro idraulico, spostando l'olio. Lo spostamento di olio, tramite una membrana mobile, comprime il gas generando l'effetto di rigidità.

L'effetto di smorzamento invece è solitamente dovuto agli altri componenti del sistema, come ad esempio l'attrito viscoso sul cavo e sul carico immerso e gli attriti meccanici. Nonostante ciò, è possibile controllare maggiormente questo parametro introducendo delle valvole sul circuito idraulico e inducendo con esse delle perdite viscose sul flusso d'olio. (3)

Un'ultima considerazione riguarda poi la corsa del PHC: la riduzione di rigidità infatti porta ad un aumento della corsa del cilindro idraulico, che in realtà è però limitata da motivazioni strutturali o costruttive. Perciò non è mai possibile ridurre del tutto la rigidità per disaccoppiare totalmente nave e carico, ed è necessario trovare un buon compromesso tra le due situazioni.

Esistono diverse configurazioni costruttive per l'implementazione di un sistema di compensazione.

Alcuni esempi possono essere:

- L'utilizzo di un braccio gru che può basculare, collegato ad un cilindro idraulico.
- Sistemi molla - smorzatore in serie collegati alla fune (figura 4)
- Sistemi con puleggia mobile (figura 5). (5)

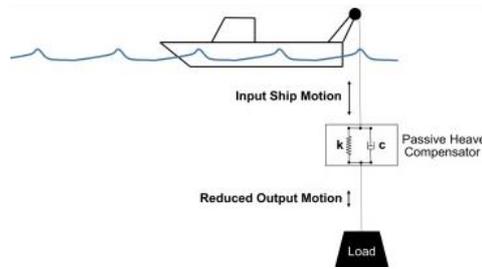


Figura 4 PHC in serie

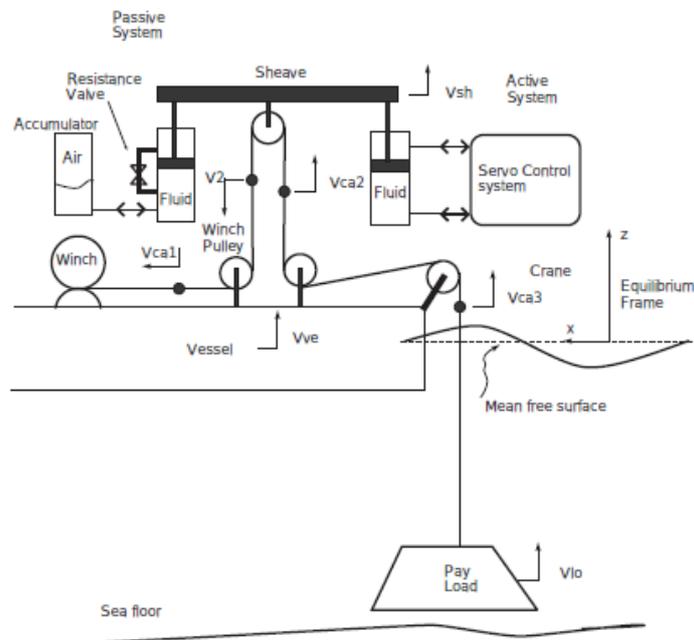


Figura 5 PHC a puleggia mobile (5)

1.3 Obiettivi e concept iniziale del progetto

In questo capitolo vengono presentati gli obiettivi alla base di questo progetto di tesi, basati sulle considerazioni fatte precedentemente sulle operazioni di sollevamento offshore. Trattandosi di un progetto di approfondimento in collaborazione con un cliente questi obiettivi sono definiti a priori e coincidono con la ricerca di soluzione delle problematiche citate nei capitoli precedenti.

In particolare viene richiesto di analizzare e progettare un sistema di compensazione passiva (PHC) per una specifica operazione di sollevamento, ovvero quella di un collector utilizzato in ambito Oil&Gas, per le ispezioni geologiche del fondale marino.

Il progetto parte già da studi fatti in precedenza dal cliente, che però richiede una valutazione su un'opzione alternativa alla soluzione da loro scelta per la geometria della gru.

Ci si propone quindi, partendo da una serie di informazioni, specifiche tecniche e vincoli, di progettare un sistema PHC alternativo, da poter adattare alla nuova configurazione della gru, affinché poi il committente possa confrontare le due soluzioni.

Innanzitutto viene definito in linea di massima un concept di quello che vuole essere il PHC finale. In particolare, data anche la geometria della gru, e considerando il fatto che si vuole ridurre i costi il più possibile (quindi si traslascia, almeno per il momento, la possibilità di utilizzare un compensatore attivo) si sceglie di progettare un PHC con braccio della gru basculante e cilindro idraulico ad esso collegato.

Lo schema di partenza quindi per la progettazione sarà il seguente:

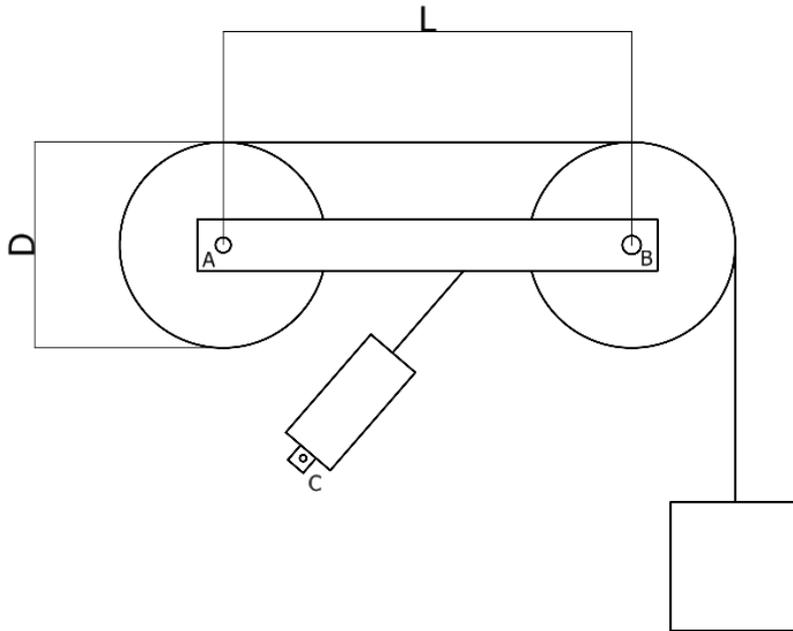


Figura 6 Schema di un PHC a braccio basculante

Come si può notare il braccio, che sorregge le due pulegge, è libero di basculare intorno al perno A, attraverso il quale è vincolato anche al telaio della gru. L'altro vincolo del sistema è rappresentato dal punto C, dove viene fissato il cilindro idraulico. Nel punto B invece è presente solo il perno che permette alla puleggia di ruotare e far scorrere la fune. Il moto ondoso viene quindi smorzato tramite la rotazione del braccio intorno al punto A, con l'effetto di compensazione indotto dal cilindro idraulico fissato a telaio.

1.4 Dati di input e organizzazione del progetto

Definita la geometria che si vuole dare al PHC, descritta precedentemente, vengono ora presentati gli input forniti dal cliente per questo progetto.

Partendo dalle dimensioni di massima, si è scelto di utilizzare lo stesso diametro delle pulegge D , pari a 4320 mm , e lo stesso interasse tra loro L , pari a 8890 mm , derivati dagli studi già condotti.

Il cliente inoltre fornisce tutti i dati riguardanti la nave e il collector, che verranno utilizzati per studiare la dinamica del sistema e ottimizzare la rigidità del PHC. Essi verranno comunque presentati a mano a mano nei vari capitoli, quando saranno necessari per i calcoli o i modelli.

Per tutto il resto viene lasciata massima libertà di progettazione, in modo da ricercare una soluzione il più prestante possibile, sempre però tenendo conto della fattibilità di produzione e cercando in ogni caso di ridurre i costi.

Questa tesi sarà quindi strutturata in diverse parti, per raggiungere gli obiettivi sopracitati.

In particolare ci sarà un primo studio dell'ambiente marino, per stimare al meglio mediante dei modelli l'andamento delle onde nel tempo e le sollecitazioni che esse inducono sul sistema.

Successivamente quest'ultime saranno utilizzate per costruire, insieme ai dati su nave e collector, un modello che simuli la risposta dinamica tramite il software Simscape. L'obiettivo di questa fase sarà trovare una combinazione di valori di rigidità e smorzamento del PHC che permettano di raggiungere determinati obiettivi prestazionali (un'ampiezza di spostamento verticale del collector pari a $\pm 100\text{ mm}$ e un'ampiezza della tensione dinamica all'ombelicale mai superiore a $10t$).

Inoltre questo modello permetterà di calcolare le tensioni del cavo nelle varie condizioni operative, che verranno a loro volta utilizzate per il dimensionamento del braccio, dei perni e dei cilindri.

Infine, con l'ausilio dell'analisi agli elementi finiti, si cercherà di ottimizzare la geometria del braccio gru in modo di verificarne l'integrità strutturale e di ridurre al minimo le sue deformazioni.

Non verrà invece trattata la tematica dell'impianto idraulico di compensamento, tranne per piccoli cenni riguardanti la pressione del gas richiesta in condizioni statiche, che necessiterebbe di un'analisi più completa ed accurata.

Allo stesso modo, la modellazione CAD del sistema sarà quella necessaria per uno studio e non una modellazione dettagliata con l'obiettivo di produrre disegni esecutivi. Si ricordi infatti che l'obiettivo di questa tesi è sul calcolo e la modellazione analitica del sistema, piuttosto che sulla sua realizzazione finale.

2. Richiami teorici

In questo capitolo ci si propone di fare una panoramica introduttiva di tutti gli strumenti teorici e analitici che saranno necessari nelle diverse fasi di sviluppo di questo progetto di tesi.

In particolare sarà presentata brevemente la normativa tecnica utilizzata in ambito ingegneristico navale, alcuni spunti teorici sulle onde marine e sulla presentazione dei rispettivi dati caratteristici, una descrizione semplificata della teoria di Fourier (necessaria per la gestione di funzioni ondulatorie), un modello analitico per il calcolo delle forze idrodinamiche e le metodologie utilizzate per quantificare i moti di una nave nello spazio.

Infine sarà fatto un piccolo cenno alla teoria degli elementi finiti, che sarà utilizzata ampiamente nella fase di design strutturale del sistema meccanico in questione.

2.1 Normativa tecnica

Nella pratica ingegneristica navale si fa ampio utilizzo della normativa tecnica, come base per la stima dei carichi, il calcolo e il dimensionamento dei componenti.

Allo stesso modo in questa tesi è stata largamente consultata la normativa specifica per le applicazioni di sollevamento offshore, redatta dall'ente DNV.

Di seguito vengono brevemente elencate le principali normative usate in questo progetto, con una breve descrizione della specifica funzione in questa tesi.

- DNV-ST-N001: E' la normativa di base per le operazioni marine e contiene informazioni generali su tutto ciò che compete all'ingegneria navale. E' stata utilizzata per ricavare informazioni di base e come guida per scegliere le normative più specifiche in base all'argomento trattato. (6)
- DNV-RP-H201: E' una normativa un po' più specifica sulle applicazioni di sollevamento nelle operazioni sottomarine. Anch'essa è stata utilizzata per ricavare informazioni di carattere generale su questo argomento, ma non direttamente per calcoli o dimensionamenti. (7)
- DNV-RP-C205: E' la normativa sulle condizioni ambientali e sul calcolo dei carichi indotti dall'ambiente marino. E' stata utilizzata per sviluppare i modelli del moto ondoso e per il calcolo delle forzanti indotte da quest'ultimo. (8)
- DNV-RP-H103: E' la normativa sulla modellizzazione e l'analisi delle operazioni marine. E' stata utilizzata anch'essa per lo sviluppo dei modelli delle onde e delle rispettive forze applicate. (9)
- DNV-CG-0194: E' la normativa sui cilindri idraulici ed è stata utilizzata per dimensionamento e verifica strutturale dei cilindri del PHC. (10)
- DNVGL-ST-E273: E' la normativa utilizzata se si trattano le POU (Portable Offshore Unit). In questa tesi è stata utilizzata solo una sua piccola parte, nella fase di verifica dei perni (utilizzando la verifica a pressione di contatto proposta per i padeye di sollevamento). (11)

2.2 Tipologia di onde marine

Le onde oceaniche, per loro natura, sono irregolari e casuali. Per modellarle realisticamente è necessario utilizzare un modello di onde casuali. Queste onde possono essere sia lineari che non lineari e le fonti che possono generarle includono:

- Vento
- Terremoti
- Maree.

Le onde generate dal vento sono le più comuni e sono quelle che maggiormente interessano la progettazione in ambito navale e offshore, oltre ad essere il focus di questo studio. (2)

Le onde sono caratterizzate ognuna da una frequenza e possono essere classificate in onde ad alta frequenza e in onde a bassa frequenza. A causa di questa differenza di periodo, le onde si muovono con velocità diverse e, in particolare, le onde a bassa frequenza si muovono più velocemente di quelle ad alta frequenza. (2)

Le onde lunghe sono a cresta lunga e poco ripide e possono viaggiare per grandi distanze senza perdere energia in modo significativo. (2)

Al contrario, le onde generate dal vento sono a cresta corta, ripide e presentano una gamma più ampia di direzioni e frequenze rispetto alle onde lunghe. (2)

In generale è possibile classificare in diversi modi le onde marine:

- Onde regolari e non regolari
- Onde lineari e non-lineari

Di seguito vengono brevemente presentate queste due classificazioni, nell'ottica di fornire delle informazioni di carattere generale sulla teoria delle onde, basate principalmente sulla descrizione fatta dalla normativa DNV-RP-C205.

2.2.1 Onde regolari e non regolari

Le onde regolari mantengono una forma costante durante la loro propagazione ed hanno una lunghezza, un periodo e un'altezza ben definiti. (8)

La superficie della k-esima componente di un'onda, identificata dalla posizione x , assume una forma sinusoidale in funzione del tempo t e segue la seguente equazione:

$$h(t) = A_k \cdot \cos(k_n x - \omega_k t) \quad (2.1)$$

Dove:

- A_k indica l'ampiezza della k-esima componente dell'onda
- ω_k indica la pulsazione angolare della k-esima componente dell'onda
- k_n indica il numero d'onda.

Per poter rappresentare lo stato reale del mare è necessario utilizzare la teoria delle onde irregolari, sommando tutte le componenti regolari dell'onda e ottenendo un'onda composta da tante componenti a frequenza e ampiezza differenti, sfasate tra di loro tramite un parametro di fase ϵ_k :

$$\eta(t) = \sum_{k=1}^N A_k \cdot \cos(k_n x - \omega_k t + \epsilon_k) \quad (2.2)$$

Generando valori casuali per ϵ_k che variano tra 0 e 2π per ogni componente sinusoidale e sommando queste componenti, si può ottenere una rappresentazione realistica dell'onda. (8)

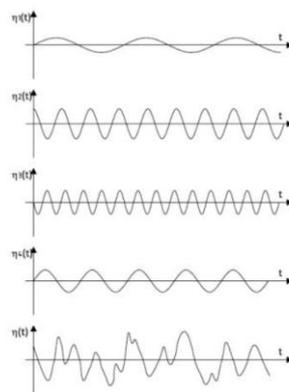


Figura 7 Somma di onde regolari

Un metodo comune per generare valori casuali indipendenti della fase delle sinusoidi è la simulazione Montecarlo.

2.2.2 Onde lineari e non-lineari

Un modello di onde lineari è un modello dove vengono combinate diverse componenti di onde lineari che sono fuori fase tra loro; queste componenti hanno diverse ampiezze, frequenze e direzioni.

Nel modello di onde non lineari, invece, la differenza di frequenza tra le componenti è dovuta all'interazione non lineare tra di esse. (2)

In questa sezione vengono brevemente presentate due teorie analitiche per la modellizzazione delle onde, quali la teoria delle onde lineari e la teoria delle onde di Stokes.

2.2.3 Teoria delle onde lineari

La teoria delle onde più semplice si ottiene considerando l'altezza dell'onda molto più piccola sia della lunghezza dell'onda che della profondità dell'acqua. Questa teoria è conosciuta come teoria delle onde a piccola ampiezza, teoria delle onde lineari, teoria delle onde sinusoidali o teoria di Airy. (8)

Per un'onda regolare lineare l'altezza di un picco d'onda A_C è uguale alla profondità di una valle A_H e viene indicata come ampiezza d'onda A . L'altezza d'onda quindi viene calcolata come:

$$H = 2 \cdot A \tag{2.3}$$

L'elevazione della superficie del mare viene quindi espressa dalla funzione:

$$h(x, y, t) = \frac{H}{2} \cdot \cos \theta \tag{2.4}$$

Dove, in accordo con la definizione di onda regolare, si ha:

$$\theta = l \cdot (x \cdot \cos \beta + y \cdot \sin \beta) - \omega t \tag{2.5}$$

Nella formula β indica la direzione la direzione di propagazione dell'onda, misurata rispetto all'asse x positivo. (8)

E' possibile inoltre definire una relazione che lega il periodo d'onda T con la lunghezza d'onda λ , che prende comunemente il nome di relazione di dispersione:

$$T = \left[\frac{g}{2\pi\lambda} \cdot \tanh\left(\frac{2\pi d}{\lambda}\right) \right]^{-1/2} \quad (2.6)$$

Dove:

- λ rappresenta la lunghezza d'onda
- d rappresenta la profondità

E' possibile infine definire la velocità di fase di un'onda lineare come:

$$c = \sqrt{\frac{g\lambda}{2\pi} \cdot \tanh\left(\frac{2\pi d}{\lambda}\right)} \quad (2.7)$$

Come è possibile notare quest'ultima dipende solo dalla lunghezza d'onda e non dall'ampiezza. (8)

E' possibile semplificare questa equazione nel caso in cui la profondità $d > \frac{\lambda}{2}$:

$$c = \sqrt{\frac{g\lambda}{2\pi}} \quad (2.8)$$

2.2.4 Teoria delle onde di Stokes

La teoria delle onde di Stokes è un'espansione della teoria di Airy, nella quale nell'espressione dell'elevazione della superficie vengono aggiunti dei termini in potenze dell'altezza lineare dell'onda H . (8)

Per definizione quindi un'onda di Stokes di primo ordine è uguale a un'onda di Airy.

Le cose cambiano invece se si considera un'onda del secondo ordine, la cui elevazione viene definita secondo la seguente espressione:

$$h = \frac{H}{2} \cdot \cos \theta + \frac{\pi H^2}{8\lambda} \cdot \frac{\cosh kd}{\sinh^3 kd} \cdot [2 + \cosh 2kd] \cdot \cos 2\theta \quad (2.9)$$

Come si può notare sono presenti appunto due termini, il primo proporzionale ad H e un secondo proporzionale ad H^2 . (8)

Se consideriamo una profondità abbastanza elevata (per esempio in un'analisi in profondità) questa equazione si semplifica notevolmente:

$$h = \frac{H}{2} \cdot \cos \theta + \frac{\pi H^2}{4\lambda} \cdot \cos 2\theta \quad (2.10)$$

E' importante notare che nella teoria di Stokes le onde sono asimmetriche e il valore dell'altezza dei picchi è maggiore della profondità delle valli ($A_C > A_H$) e il valore assoluto delle due grandezze è maggiore rispetto a quello delle onde di Airy. In particolare valgono le seguenti relazioni:

$$A_C = h(\theta = 0) = \frac{H}{2} \left(1 + \frac{\pi H}{2\lambda} \right) \quad (2.11)$$

$$A_H = h(\theta = \pi) = \frac{H}{2} \left(1 - \frac{\pi H}{2\lambda} \right) \quad (2.12)$$

Il fattore di intensificazione dell'elevazione delle onde di secondo ordine di Stokes, rispetto a quelle di Airy, è quindi $\left(1 + \frac{\pi H}{2\lambda} \right)$. (8)

Seguendo lo stesso ragionamento è possibile aggiungere un ulteriore termine, ottenendo un'onda di Stokes del terzo ordine. Un'osservazione importante da fare su quest'ultime è che la velocità di fase c dipende in questo caso anche dall'altezza d'onda, e non solo dalla lunghezza d'onda come nei casi precedenti. (8)

Il modello di Stokes non può però essere utilizzato in acque molto basse. Per questo motivo sono stati definiti ulteriori modelli più adatti a queste applicazioni, quali la “*Cnoidal Wave theory*” e la “*Stream function wave theory*” (che non sono oggetto di questa tesi e quindi non vengono approfonditi). (8)

2.3 Spettro delle onde

È comunemente assunto che la superficie del mare sia stazionaria per una durata che può andare da 20 minuti a 3-6 ore. Uno stato di mare stazionario può essere caratterizzato da alcuni parametri ambientali, che vengono solitamente utilizzati per la sua descrizione:

- Altezza significativa dell'onda H_s : è definita come l'altezza media (da valle a picco) dei due terzi più alti delle onde in un certo intervallo di tempo indicato (viene infatti indicata talvolta come $H_{1/3}$). (8)
- Periodo di picco T_p : è il periodo dell'onda determinato dall'inverso della frequenza a cui uno spettro di energia delle onde ha il suo valore massimo. (8)
- Zero-crossing-up period T_z : è l'intervallo di tempo medio tra due attraversamenti successivi del livello del mare medio. (8)

Per descrivere un mare stazionario per poco tempo e irregolare (come nel caso descritto sopra) si fa ampio utilizzo dello spettro delle onde. Con spettro viene indicata la densità di potenza spettrale dello spostamento verticale della superficie del mare. Lo spettro del mare viene dato in tabelle o grafici, sottoforma di spettro misurato, e dipende ovviamente dalla locazione geografica e dalle condizioni di agitazione del mare. (8)

Alternativamente esistono diverse modellizzazioni analitiche o semi-analitiche che permettono di ottenere un modello dello spettro delle onde definiti alcuni parametri caratteristici, tra i quali l'altezza significativa dell'onda e il periodo di picco. (8)

2.3.1 Spettro di Pierson-Moskowitz

Questo modello è il più semplice e viene utilizzato per la simulazione di uno spettro che ha come obiettivo la rappresentazione di onde generate dal vento, in condizioni di mare completamente sviluppato (quando tutta l'energia è trasmessa dalla sorgente, ovvero il vento, al mare). (8)

E' un modello che rappresenta bene la densità di potenza delle onde nei casi di grande agitazione del mare (dal punto di vista ingegneristico questo è positivo perchè le analisi di sollecitazione dei

componenti vengono sempre fatte nelle condizioni peggiori, che in questo caso sono quelle descritte meglio dal modello).

L'espressione dello spettro di Pierson-Moskowitz in funzione della pulsazione ω è la seguente:

$$S_{PM}(\omega) = \frac{5}{16} \cdot H_s^2 \cdot \omega_p^4 \cdot \omega^{-5} \exp\left(-\frac{5}{4} \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{-4}\right) \quad (2.13)$$

Dove:

- H_s rappresenta l'altezza significativa dell'onda
- $\omega_p = \frac{2\pi}{T_p}$ rappresenta la pulsazione di picco dell'onda

E' possibile passare dallo spettro in funzione della pulsazione allo spettro in funzione della frequenza con la semplice relazione $S(f) = 2\pi \cdot S(\omega)$.

2.3.2 Spettro JONSWAP

Lo spettro JONSWAP (Joint North Sea Wave Observation Project) è un'estensione del modello di Pierson-Moskowitz, che permette di analizzare il moto ondoso, sia in condizioni di mare completamente sviluppato, sia in condizioni di aree di acque libere limitate, dove si sviluppano onde più alte e corte a causa di venti localizzati e dell'impossibilità di svilupparsi completamente, dati i minori spazi liberi. (8)

Lo spettro JONSWAP è quello più utilizzato in ambito ingegneristico navale e, proprio per questo motivo, è stato scelto per questa tesi come base per ricavare il profilo dell'altezza delle onde nel tempo.

L'espressione dello spettro JONSWAP in funzione della pulsazione ω è la seguente:

$$S_J(\omega) = S_{PM}(\omega) \cdot A_j \cdot \gamma \exp\left(-0,5 \left(\frac{\omega - \omega_p}{\sigma \omega_p}\right)^2\right) \quad (2.14)$$

Dove:

- S_{PM} è lo spettro di Pierson-Moskowitz, descritto dalla funzione sopraindicata
- γ è detto peak-shape parameter ed è adimensionale. Il suo valore verrà approfondito successivamente
- $\sigma \begin{cases} 0,07 & \text{se } \omega \leq \omega_p \\ 0,09 & \text{se } \omega > \omega_p \end{cases}$ è detto parametro di larghezza spettrale
- $A_j = 1 - 0,287 \cdot \ln(\gamma)$ è detto fattore di normalizzazione

Per il calcolo del valore di γ è fondamentale definire il inizialmente parametro $\frac{T_p}{\sqrt{H_s}}$ perchè in base ad esso varia il valore del peak-shape parameter. Si assume quindi che γ valga:

$$\gamma = \begin{cases} 5 & \text{se } \frac{T_p}{\sqrt{H_s}} \leq 3,6 \\ \exp\left(5,75 - 1,15 \frac{T_p}{\sqrt{H_s}}\right) & \text{se } 3,6 < \frac{T_p}{\sqrt{H_s}} < 5 \\ 1 & \text{se } \frac{T_p}{\sqrt{H_s}} \geq 5 \end{cases}$$

(2.15)

Da queste relazioni è possibile notare inoltre che, quando $\gamma = 1$, lo spettro JONSWAP coincide con lo spettro di Pierson-Moskowitz. Nella pratica questo avviene quando $\frac{T_p}{\sqrt{H_s}} \geq 5$. (8)

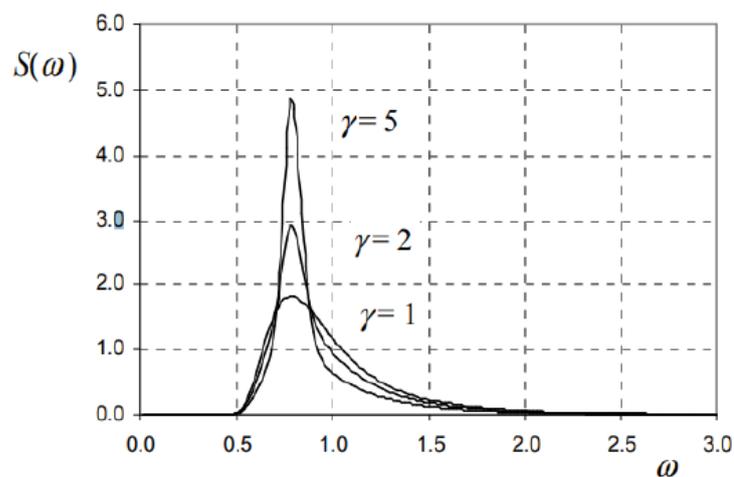


Figura 8 Influenza del peak shape parameter sullo spettro JONSWAP

2.4 Trasformata e trasformata inversa di Fourier

L'analisi del moto ondoso, come già visto, viene svolta su due diversi domini, ovvero quello del tempo e quello delle frequenze. Gli strumenti matematici che permettono il passaggio da un dominio all'altro sono la trasformata e la trasformata inversa di Fourier.

In questo breve capitolo verranno presentate in modo semplice e ridotto, limitandosi a mostrare questi strumenti matematici che poi verranno utilizzati nell'ambito di questa tesi, e omettendo tutta una serie di proprietà e dimostrazioni analitiche ad essi connesse.

In generale, data una funzione $f(x)$, la sua trasformata di Fourier viene definita come:

$$T(f) = \hat{f}(k) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} f(x) \cdot e^{-ikx} dx \quad (2.16)$$

Con k una variabile reale. Perciò si ha che $\hat{f}: R \rightarrow C$. (12)

Allo stesso modo è possibile definire l'antitrasformata (o trasformata inversa) di Fourier come:

$$A(\hat{f}) = \tilde{f}(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} \hat{f}(k) \cdot e^{-ikx} dk \quad (2.17)$$

Per una funzione continua ed appartenente allo spazio $L^1[R]$ vale la cosiddetta formula di ricostruzione, ovvero:

$$\tilde{f}(x) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \left(\int_{-\infty}^{+\infty} f(y) e^{-iky} dy \right) e^{ikx} dk \quad (2.18)$$

E' possibile dimostrare inoltre che, nel rispetto che $f \in L^1[R]$, $\tilde{f} = f$ quasi ovunque (tranne nei punti di discontinuità). (12)

E' possibile quindi elencare alcune proprietà della trasformata:

1. Linearità (sia per la trasformata che per l'antitrasformata)
2. Limitatezza (\hat{f} è limitata se $f \in L^1[\mathbb{R}]$)
3. Validità delle formule di traslazione seguenti:

$$T[f(x - a)] = e^{-ika} \cdot T[f(x)], \quad T[e^{iax} \cdot f(x)] = \hat{f}(k - a)$$

(2.19)

Da questo breve cenno sul metodo è possibile quindi vedere quale sia la teoria di base e le relazioni matematiche che, in seguito, permetteranno di cambiare il dominio delle funzioni sinusoidali da quello del tempo a quello delle frequenze e viceversa. (12)

Nella pratica poi verranno utilizzate funzioni Matlab già pronte, che però basano il loro funzionamento sulla teoria mostrata precedentemente.

Lo schema seguente rappresenta i possibili percorsi di calcolo che si potranno seguire per risolvere il problema del comportamento dinamico di un corpo immerso e evidenzia bene l'utilizzo di queste trasformazioni durante lo sviluppo del progetto:

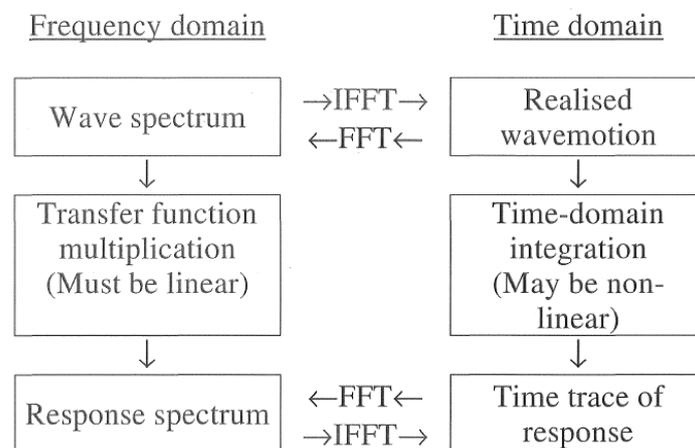


Figura 9 Schema di passaggio da dominio della frequenza a dominio del tempo e viceversa (13)

2.5 Forze agenti durante l'attraversamento della splash zone

Viene di seguito dedicata una parte della tesi alla presentazione dei modelli analitici utilizzati per stimare il valore delle forze agenti su un corpo (in questo caso specifico il collector) che attraversa la splash zone.

Viene definita splash zone quell'area che il carico attraversa e che parte dal pelo libero dell'acqua fino ad una profondità tale dopo la quale il corpo non risente più (o in modo trascurabile) dell'effetto delle onde di superficie.

Si noti che per gli scopi riguardanti questa tesi sono state considerate (e quindi verranno presentate) solo le componenti verticali di forze, spostamenti, velocità e accelerazioni, in quanto l'effetto del PHC è quello di smorzare solo il moto in direzione verticale.

Per il calcolo delle forzanti si è fatto riferimento alla normativa DNV-RP-H103, che presenta un approccio misto, che combina l'utilizzo della formula di Morison con l'uso di coefficienti ricavati da tabelle. La normativa esplicita, in una specifica sezione, tutte le forze che agiscono su un oggetto varato tramite un sistema di sollevamento, tra le quali:

- Forza peso,
- Forza di Archimede,
- Forza di inerzia del corpo sollevato,
- Forza di smorzamento delle onde,
- Forza di eccitazione delle onde. (9)

In questa sezione non vengono trattate le forza peso, la forza di Archimede e quella di inerzia, in quanto sono forze statiche e quindi poco significative per quello che riguarda un'analisi dinamica come quella oggetto di questo progetto.

2.5.1 Forza di smorzamento delle onde

Per quanto riguarda la forza di smorzamento delle onde la normativa fornisce una formula che ne permette la valutazione:

$$F_{wd} = B_{ij} \cdot \dot{x}_j \quad (2.20)$$

Dove:

- B_{ij} è il coefficiente di smorzamento delle onde nelle diverse direzioni
- \dot{x}_j è la componente di velocità dell'oggetto varato nelle varie direzioni (in questo caso verticale)

La normativa inoltre suggerisce che questa forza può essere trascurata nel caso in cui l'oggetto abbia moto oscillatorio con alte o basse frequenze. (9)

La condizione per poterla trascurare è la seguente:

$$T \gg \sqrt{\frac{2\pi D}{g}} \quad (2.21)$$

2.5.2 Forza di eccitazione delle onde

Per il calcolo della forza di eccitazione delle onde viene comunemente utilizzata la formula di Morison, una formula analitica che permette il calcolo di forze idrodinamiche generate da un flusso di fluido su un corpo. L'argomento viene trattato limitatamente alle forze verticali agenti su un corpo parzialmente e totalmente immerso in acqua (non approfondendo il modello analitico completo di Morison che tiene conto delle forze agenti da ogni direzione nello spazio) in quanto, in ottica di questa tesi, è stata considerata solo da direzione z.

L'espressione generale della formula è la seguente:

$$F = \rho A(1 + C_A) \cdot \ddot{h} + \frac{1}{2} \rho C_D A |\dot{h} - \dot{x}|(\dot{h} - \dot{x}) \quad (2.22)$$

Dove:

- ρ è la densità del fluido,
- A è la proiezione dell'area normale alla direzione del fluido,
- C_A è il coefficiente di added mass,
- C_D è coefficiente di attrito viscoso,
- \ddot{h} è l'accelerazione del fluido (in direzione verticale in questo caso),
- $\dot{h} - \dot{x}$ è la velocità relativa tra fluido e oggetto immerso.

In particolare la prima componente dell'espressione sopra citata rappresenta le forze di inerzia, mentre la seconda rappresenta le forze di attrito viscoso. (9)

La normativa inoltre suggerisce una modifica dell'equazione nel caso in cui il corpo sia parzialmente immerso:

$$F = \rho A(1 + C_A) \cdot \ddot{h} + \frac{1}{2} \rho C_D A |\dot{h} - \dot{x}|(\dot{h} - \dot{x}) + \rho g A \cdot h \quad (2.23)$$

Dove l'ultimo termine rappresenta l'aumento e la diminuzione di forza dovuta alla variazione di volume immerso per il principio di Archimede. Questa variante dell'equazione è utile per analizzare l'attraversamento del pelo libero dell'acqua e le relative forze scambiate in quel momento. (9)

2.5.3 Coefficienti idrodinamici

L'applicazione dell'equazione di Morison richiede la determinazione di due coefficienti idrodinamici: il coefficiente di added mass e il coefficiente di attrito viscoso.

Il primo viene definito come:

$$C_A = \frac{m_a}{\rho A}$$

(2.24)

Dove

- m_a è l'added mass per unità di lunghezza
- A è la sezione su cui agisce il fluido (9)

Il secondo coefficiente invece dipende dal numero di Reynolds e dall'angolo di incidenza del flusso α se ci troviamo in condizioni critiche. In condizioni sub-critiche o super-critiche invece il coefficiente si può assumere indipendente rispetto ad α . (9)

Questi coefficienti sono adimensionali e dipendono prevalentemente da 3 fattori:

- Numero di Keulegan-Carpenter (KC): numero adimensionale che descrive il moto oscillatorio di un fluido intorno ad un corpo immerso. Viene definito come rapporto tra il percorso svolto da una particella di fluido in una oscillazione e la dimensione caratteristica dell'oggetto immerso.
- Numero di Reynolds (Re): numero adimensionale che rappresenta il rapporto tra le forze viscosi e quelle di inerzia.
- Finitura superficiale del corpo immerso Δ

L'influenza del numero di Reynolds è mostrata nell'immagine seguente:

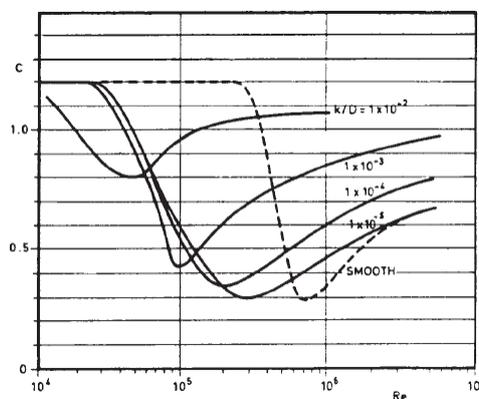


Figura 10 Influenza del numero di Reynolds sul parametro di attrito viscoso (9)

Come si può notare, per valori di Reynolds compresi all'interno del regime critico, si ha una grande diminuzione del coefficiente di attrito.

La normativa inoltre suggerisce che, per $Re > 10^6$ e per un KC abbastanza grande, è possibile ottenere delle espressioni del coefficiente di attrito dipendenti solo dalla rugosità superficiale. Ne vengono presentati di seguito alcuni esempi:

$$C_{DS}(\Delta) = \begin{cases} 0,65, & \Delta < 10^{-4} \\ \frac{29 + 4 \cdot \log_{10} \Delta}{20}, & 10^{-4} < \Delta < 10^{-2} \\ 1,05, & \Delta > 10^{-2} \end{cases} \quad (2.25)$$

Nella pratica poi questa formulazione teorica viene accantonata, in favore di un più pratico approccio mediante tabelle che riportano diverse casistiche standard. (9)

In ottica di questa tesi è stato utilizzato quest'ultimo approccio, che verrà meglio descritto in fase di presentazione dell'implementazione del modello.

2.6 Analisi dei moti nave nello spazio e RAO

Una nave in mare si comporta come un corpo rigido nello spazio, con 6 gradi di libertà.

Tabella 1 Moti nave nello spazio (13)

<u>Movimento nello spazio</u>	<u>Moto nave corrispondente</u>	<u>Parametro</u>
Traslazione lungo x (asse longitudinale)	Surge	η_1
Traslazione lungo y (asse trasversale)	Sway	η_2
Traslazione lungo z (asse verticale)	Heave	η_3
Rotazione intorno ad x	Roll	η_4
Rotazione intorno ad y	Pitch	η_5
Rotazione intorno a z	Yaw	η_6

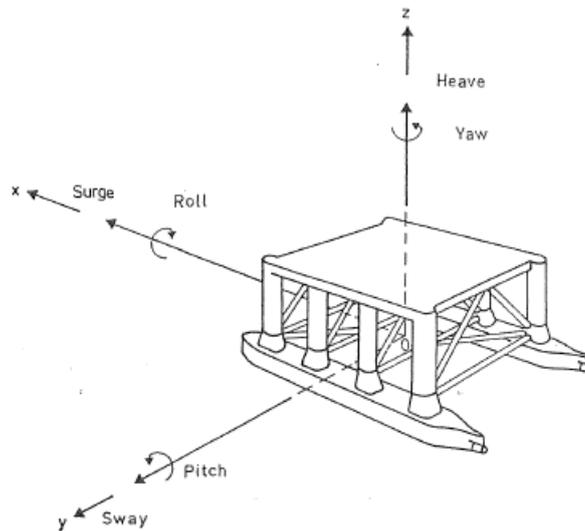


Figura 11 Gradi di libertà di una nave (13)

L'equazione del moto per la nave può essere scritta in forma matriciale come:

$$\mathbf{M}\ddot{\underline{\eta}} = \underline{F} \quad (2.26)$$

Dove \mathbf{M} indica la matrice di massa 6×6 della nave, mentre \underline{F} è il vettore delle forze agenti su di essa, che comprendono la forza delle onde, la forza esercitata da eventuali ormeggi e la forza di reazione idrodinamica dell'acqua su un corpo in movimento in assenza di onde. (13)

Dato che le forze di reazione idrodinamica hanno un'espressione del tipo:

$$\underline{F}_r = -\mathbf{A}\dot{\underline{\eta}} - \mathbf{B}\underline{\dot{\eta}} - \mathbf{C}\underline{\eta} \quad (2.27)$$

L'equazione del moto diventa un'equazione differenziale in forma matriciale come la seguente:

$$(\mathbf{M} + \mathbf{A})\ddot{\underline{\eta}} + \mathbf{B}\dot{\underline{\eta}} + \mathbf{C}\underline{\eta} = \underline{F}_{onde} + \underline{F}_{ormeggi} \quad (2.28)$$

Questa equazione differenziale può essere studiata come un'equazione non omogenea, che ha come soluzione la somma della soluzione all'omogenea associata (risposta libera) e della soluzione non omogenea (risposta forzata con forzante sinusoidale dovuta all'effetto delle onde). (13)

Per il singolo grado di libertà una soluzione tipica della risposta libera prende la forma seguente:

$$x(t) = C e^{kt} \quad (2.29)$$

Dove C dipende dalle condizioni iniziali e la forma della soluzione dell'omogenea associata dipende dallo smorzamento (sistema sovrasmorzato o sottosmorzato) e quindi dalle radici del polinomio caratteristico, definito come:

$$k^2 + 2\xi\omega_n k + \omega_n^2 = 0 \quad (2.30)$$

Si possono avere 3 casi:

- $\xi > 1$, sistema sovrasmorzato
- $\xi = 1$, sistema criticamente smorzato
- $0 < \xi < 1$, sistema sottosmorzato

La forma che la soluzione prende in funzione del valore del fattore di smorzamento è descritta nel grafico sottostante:

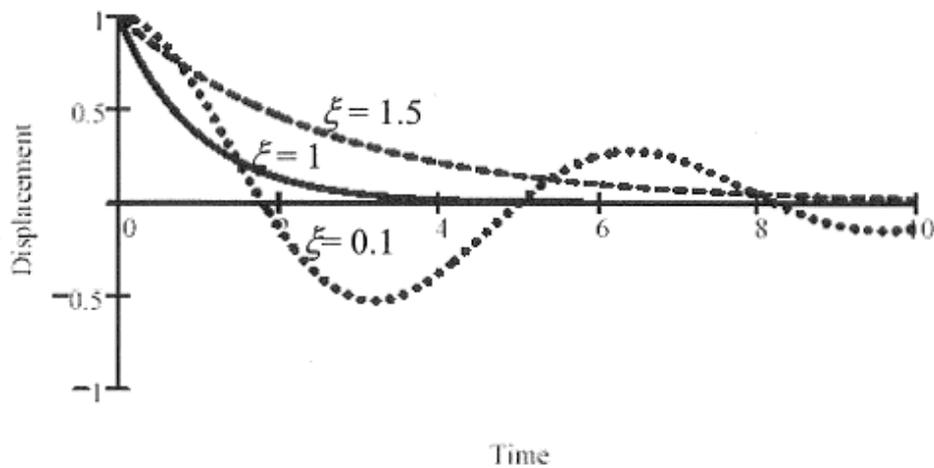


Figura 12 Risposta libera al variare del fattore di smorzamento (13)

La risposta forzata invece si ottiene cercando un integrale particolare della non omogenea ed avrà una forma del tipo:

$$x(t) = X \cdot \cos(\omega t + \varphi)$$

(2.31)

Dove i valori di X e φ vengono ricavati a partire dalle condizioni iniziali.

Spesso in ambito ingegneristico navale il moto lungo un determinato grado di libertà della nave viene studiato con l'analisi della risposta in frequenza.

Viene infatti ricavata la funzione di trasferimento che lega l'ampiezza di movimento lungo un grado di libertà alla forza agente nella stessa direzione, come viene mostrato di seguito:

$$T(\omega) = \frac{X}{F} = \frac{1}{\sqrt{[(c - (m + a)\omega^2)^2 + b^2\omega^2]}}$$

(2.32)

Nelle applicazioni navali questa funzione di trasferimento prende il nome Response Amplitude Operator (RAO). Il nome "operator" viene dal fatto che nelle applicazioni questa funzione viene utilizzata appunto come operatore che lega lo spettro d'onda del mare allo spettro di movimento della nave. (13)

Un altro parametro utilizzato quando si analizza il moto di una nave è il fattore di amplificazione. Esso è definito come il rapporto:

$$Y(\omega) = \frac{X}{x_0} = \frac{X}{F_0/c} = \frac{c}{\sqrt{(c - (m + a)\omega^2)^2 + b^2\omega^2}}$$

(2.33)

E rappresenta il rapporto tra l'ampiezza di movimento e lo spostamento che la massa avrebbe sotto una forza costante pari al valore del carico applicato in quella determinata direzione. (13)

2.7 Analisi agli elementi finiti

Viene di seguito dedicato un piccolo capitolo alla presentazione di uno strumento largamente utilizzato in ambito ingegneristico e nello specifico in questa tesi. L'analisi agli elementi finiti verrà usata nella fase di dimensionamento e verifica strutturale dei componenti del sistema oggetto del progetto e perciò ne viene data una semplice infarinatura. Come detto anche nei capitoli precedenti, la descrizione fornita sotto serve solo come presentazione di carattere generale e mirata rispetto a quello che è stato l'utilizzo effettivo in questa tesi, perciò non verranno riportate tutte le dimostrazioni matematiche alla base del metodo e non verrà formalizzato il tutto, bensì si vuole semplicemente mostrare il ragionamento che vi è dietro e come, in linea di massima, lavorano gli strumenti informatici commerciali utilizzati poi in seguito.

Il metodo degli elementi finiti è una tecnica di analisi numerica che permette di ottenere soluzioni approssimate in una gran varietà di problemi ingegneristici. Alla base del metodo vi è il concetto che un determinato dominio descritto da una funzione continua può essere modellato analiticamente, rimpiazzandolo con un insieme di elementi più piccoli. Questo processo di divisione del dominio in analisi, passando da un'analisi nel continuo ad una in campo discreto, viene detto discretizzazione. (14)

Nel flow chart seguente viene mostrato come opera il metodo su un determinato dominio, sul quale si vuole risolvere un problema algebrico o differenziale:

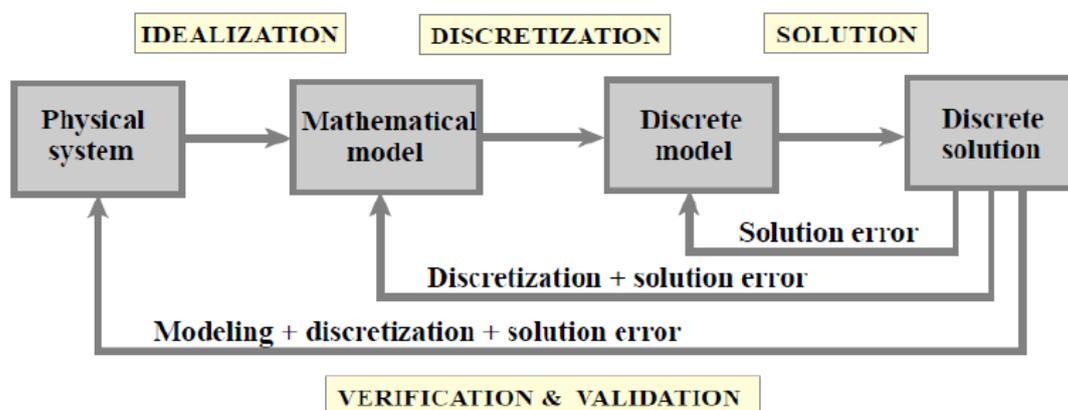


Figura 13 Schema di funzionamento del metodo agli elementi finiti (14)

Una generica analisi agli elementi finiti può essere definita in una serie di fasi predefinite:

1. Discretizzazione del continuo in un dominio discreto di elementi
2. Selezione delle funzioni di interpolazione
3. Calcolo delle proprietà di ogni elemento
4. Assemblaggio delle matrici con le proprietà di ogni elemento, ottenendo il sistema di equazioni da risolvere
5. Soluzione del sistema
6. Calcolo eventuale di altre grandezze derivate da quelle calcolate con la risoluzione del sistema
7. Presentazione dei risultati (14)

Di seguito vengono presentate tutte le diverse fasi, ognuna con un piccolo sottocapitolo di approfondimento.

2.7.1 Discretizzazione del dominio

Come già precedentemente accennato la prima fase di un metodo agli elementi finiti consiste nella divisione di una regione continua su cui si vuole applicare l'analisi in un insieme discreto di elementi. Per questa fase è possibile utilizzare diverse tipologie di elementi, anche diversi tra loro all'interno dello stesso dominio, e le impostazioni che possono essere settate sono:

- Le dimensioni nello spazio degli elementi: 1D, 2D o 3D
- La forma degli elementi: trave, triangolo, quadrilatero, shell, tetraedro...
- La dimensione massima o media degli elementi (gestendone quindi la numerosità).

L'insieme di elementi discreti che approssima la regione in analisi viene detto mesh ed è importante in un processo di analisi FEM ottimizzarla. Questo perchè la numerosità dei nodi della griglia impatta notevolmente sulla qualità dell'approssimazione dei risultati (infatti l'utilizzo di pochi nodi porta ad una sopravvalutazione del valore della rigidità del sistema) e sul tempo di calcolo. In particolare l'aumento di nodi corrisponde ad una soluzione più precisa, ma con un tempo di calcolo richiesto maggiore. Sarà

quindi necessario trovare il giusto compromesso per garantire dei risultati attendibili, ma con il minor costo computazionale possibile. (14)

2.7.2 Selezione delle funzioni di interpolazione

Una volta scelti gli elementi, rappresentati ognuno da una serie di nodi, bisogna definire le funzioni che rappresentano la variazione della variabile di campo all'interno dell'elemento stesso. Le funzioni solitamente utilizzate per esprimere la variazione sono polinomiali, con grado scelto in funzione del numero di nodi dell'elemento, del numero di nodi incogniti e dalla necessità di avere una certa continuità tra elementi adiacenti e con i nodi di bordo, su cui sono applicate le condizioni al contorno. (14)

2.7.3 Calcolo delle proprietà di ogni elemento

Il passo successivo è quello di fornire le indicazioni sul materiale ed una volta definite queste è possibile, per ogni singolo elemento, determinare le espressioni delle matrici delle proprietà caratteristiche (ad esempio quella di rigidità). Per fare ciò esistono 3 metodi:

- Approccio diretto: calcola in modo diretto la matrice di rigidità dell'elemento
- Approccio variazionale: si basa sul calcolo delle variazioni (nei problemi di meccanica solida il funzionale risulta ad esempio l'energia potenziale)
- Approccio dei residui pesati: parte dalle equazioni che governano il problema e non considera nessuna variazione. (14)

2.7.4 Assemblaggio delle matrici e soluzione del sistema

Una volta calcolate le proprietà di ogni elemento si procede con l'assemblaggio delle matrici dell'intero sistema discreto, in modo da ottenere un sistema di equazioni da risolvere.

Per assemblare il sistema è necessario inoltre specificare le condizioni al contorno che agiscono sulle interfacce. Vengono quindi definiti i valori nodali conosciuti, dividendo i nodi totali in nodi incogniti (le cui grandezze sono da ricavare mediante la soluzione del sistema) e nodi non incogniti (su cui si conoscono forze o vincoli agenti, e che nel sistema diventano termini noti).

Si procede quindi con la soluzione del sistema, che può essere:

- Algebrico lineare o non lineare: nel caso in cui si trattino problemi di equilibrio o stazionari.
- Differenziale lineare o non lineare: nel caso in cui i nodi incogniti sono funzione anche del tempo (e quindi la simulazione è time-dependent)

Una volta ottenuti i risultati per ogni nodo incognito è inoltre possibile ricavare delle grandezze derivate da quella ottenuta dalla soluzione del sistema. Un esempio di questo calcolo a posteriori è il calcolo di stress e deformazioni in un'analisi strutturale statica, i quali vengono derivati a partire dal risultato del sistema che è lo spostamento dei nodi. (14)

2.7.5 Presentazione dei risultati

L'ultima fase di un'analisi FEM è la rappresentazione dei risultati ottenuti. Ogni programma commerciale utilizza un suo metodo, ma solitamente è comune la presentazione con mappa a colori delle varie grandezze di interesse. E' poi possibile valutare il valore dei risultati su ogni nodo, in particolare su quelli che presentano il valore massimo e minimo della proprietà analizzata. E' bene comunque notare che è di fondamentale importanza la giusta interpretazione dei risultati da parte dell'analista, per capire se l'analisi è corretta. Infatti è importante avere un'idea di come dovrebbero a grandi linee essere i risultati, partendo da un'analisi teorica, in modo da poterne verificare la plausibilità. Questo è possibile mediante analisi di tipo analitico oppure grazie all'esperienza dell'analista. (14)

3. Modellizzazione del moto ondoso

In questo capitolo viene presentata l'implementazione di un modello analitico con l'obiettivo, a partire da alcuni parametri definiti a priori, di ottenere il profilo di elevazione delle onde nel tempo. Il modello è stato realizzato basandosi sulle equazioni presentate nel capitolo precedente e implementandole in Matlab. In particolare, innanzitutto, sono stati definiti dei parametri di input per l'analisi, poi è stato modellizzato lo spettro di densità di potenza delle onde in funzione delle pulsazioni e infine, con l'utilizzo della trasformazione inversa di Fourier, è stato ricavato il profilo di elevazione d'onda.

3.1 Definizione degli input del modello

L'implementazione del modello inizia con la definizione dei parametri di input. In questo caso si è scelto di individuare dei valori per l'altezza significativa dell'onda e per il periodo di picco (dati caratteristici delle condizioni del mare, reperibili su vari database oceanografici online).

I valori scelti per l'analisi sono i seguenti:

Tabella 2 Dati di input per la modellizzazione delle onde

<u>Dati</u>	<u>Valori scelti</u>
Altezza significativa dell'onda H_s [m]	3.5 m
Periodo di picco dell'onda T_p [s]	14 s

E' bene notare che il valore di questi parametri può variare anche molto, in funzione della zona geografica in cui ci si trova e in funzione del periodo dell'anno considerato. Sono stati scelti questi dati perché sono gli stessi dati di input utilizzati dal cliente per la stima di altre grandezze che in seguito verranno utilizzate, e perciò per coerenza di risultati. E' comunque bene notare che una volta completato il modello qualsiasi valore di input può essere inserito al suo interno, ottenendo in base alla necessità dei risultati attendibili.

Dai valori di input scelti si procede con il calcolo dei parametri necessari al modello di Pierson-Moskowitz e JONSWAP.

Di seguito viene riportata una tabella che riassume i valori dei vari parametri calcolati:

Tabella 3 Parametri per il modello dello spettro JONSWAP

<u>Parametro</u>	<u>Valore calcolato</u>
$\frac{T_p}{\sqrt{H_s}}$	7.4833
γ	1
A_j	1

3.2 Calcolo dello spettro d'onda

Con i dati calcolati sopra è possibile implementare le equazioni dello spettro di Pierson-Moskowitz e JONSWAP, che, in questo caso particolare, risultano coincidenti. Vengono perciò inserite su Matlab le relative equazioni in funzione della frequenza e contemporaneamente sono viene creato un vettore di frequenze equidistanti che vanno da 0 a $4 \cdot f_p$. Calcolando i valori dello spettro per ogni valore di frequenza si ottengono i due spettri, che vengono plottati (anche se sono sovrapposti dato che $\gamma = 1$).

Il diagramma che si ottiene è il seguente:

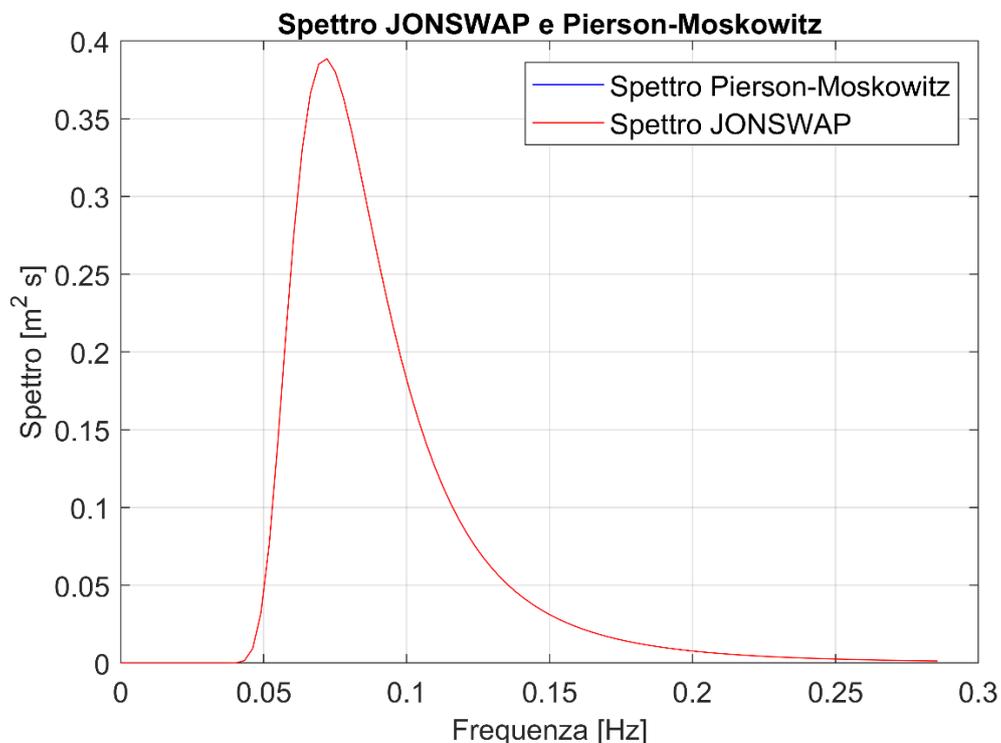


Figura 14 Spettro JONSWAP e Pierson-Moskowitz

Coerentemente con la teoria si nota un massimo in presenza della frequenza di picco, con un andamento che indica un range di frequenze ad elevata densità di potenza, mentre per valori bassi e alti la densità può essere considerata nulla. Questa osservazione sarà poi utilizzata in seguito per definire il range di frequenze entro cui utilizzare la trasformata inversa di Fourier.

3.3 Trasformata inversa di Fourier dello spettro JONSWAP

Per poter determinare il valore delle forzanti che agiscono sui corpi immersi è necessario avere a disposizione il profilo d'altezza delle onde in un determinato intervallo di tempo di analisi. Per poter passare dal dominio delle frequenze, utilizzato per esprimere la densità spettrale, al dominio del tempo, necessario per un'analisi nel tempo di un sistema meccanico, viene utilizzata la teoria di Fourier, e in particolare la trasformata inversa (la cui teoria è già stata descritta precedentemente). La sua implementazione su Matlab è tuttavia molto più semplice, dato che esiste già una funzione preimpostata, chiamata *ifft* (Inverse Fast Fourier Transform) che, dato un vettore che rappresenta uno spettro nel dominio delle pulsazioni, fornisce il vettore della trasformata inversa (in questo caso la posizione verticale dell'onda) nel dominio temporale.

Per ottimizzare il calcolo è stato scelto di non considerare l'intero spettro delle frequenze utilizzato per descrivere lo spettro, ma soltanto un insieme ristretto di pulsazioni caratterizzate dai valori massimi di densità spettrale. Questo si traduce nell'utilizzo di uno spettro limitato a solo 30 frequenze, nell'intorno della frequenza di picco, da cui viene ricavata una trasformata che fa riferimento solo alla frequenze di eccitazione più importanti e significative.

Il risultato di queste operazioni descritte sopra è un vettore di altezza delle onde che varia nel tempo. Di seguito viene rappresentato un grafico dimostrativo:

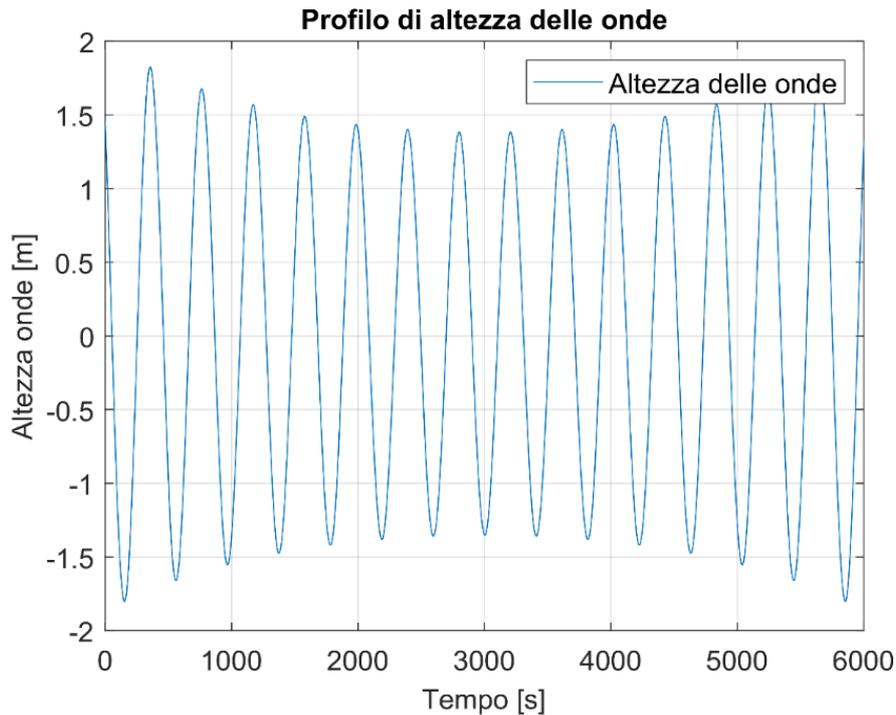


Figura 15 Profilo di altezza delle onde nel tempo

L'intervallo di tempo considerato per l'analisi è un vettore equi spaziato di tempi definito da un valore finale (fissato a 6000 s). Lo stesso vettore sarà quello di riferimento per tutte le simulazioni fatte al variare del tempo.

Si può notare che, fissando sullo 0 il pelo libero dell'acqua in condizioni calme, le onde si muovono con un andamento sinusoidale caratterizzato dalle diverse frequenze utilizzate, nel suo intorno, con un'ampiezza media che corrisponde all'altezza significativa dell'onda scelta. Tramite queste osservazioni si può determinare la plausibilità dei risultati ottenuti.

Infine è possibile, mediante le seguenti espressioni approssimate, derivare questo profilo nel tempo, ottenendo gli andamenti della velocità e della accelerazione delle onde:

$$\dot{h} = \frac{h_i - h_{i-1}}{dt} \tag{3.1}$$

$$\ddot{h} = \frac{\dot{h}_i - \dot{h}_{i-1}}{dt} \tag{3.2}$$

I profili che si ottengono sono i seguenti:

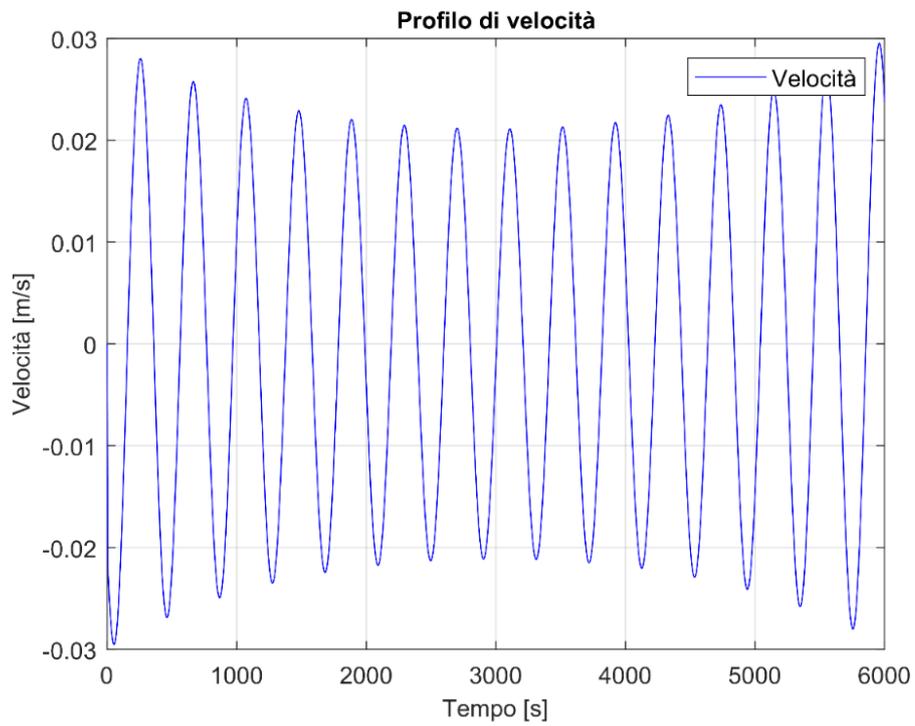


Figura 16 Profilo di velocità delle onde

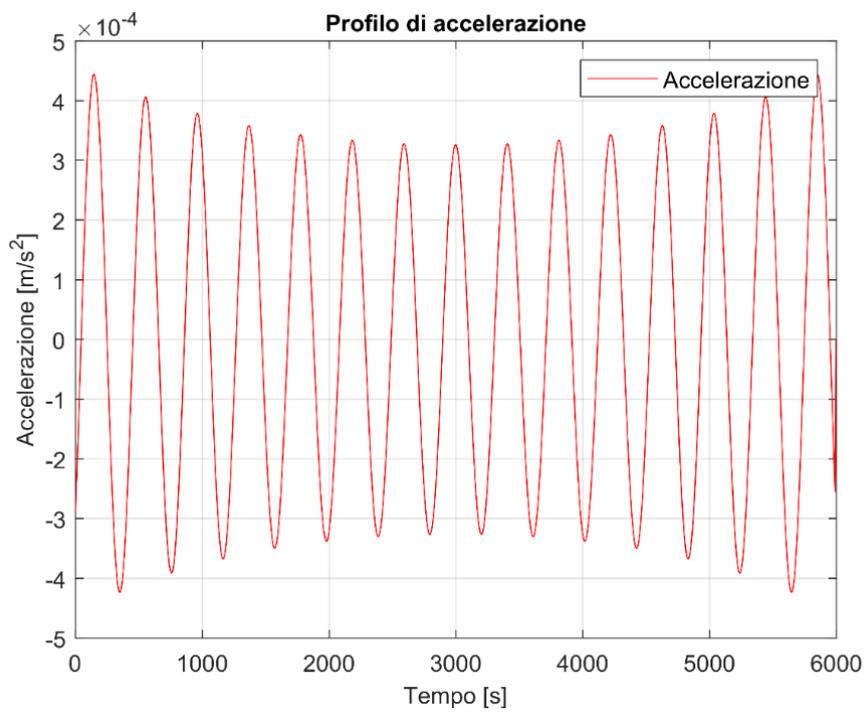


Figura 17 Profilo di accelerazione delle onde

3.4 Calcolo delle forze dinamiche indotte dalle onde

L'implementazione del calcolo delle forzanti è stato fatto seguendo i modelli teorici presentati precedentemente, in accordo con la normativa DNV. E' possibile dividere questa fase di calcolo in due diverse step:

- La definizione dei dati di input di progetto di nave e collector, e il calcolo dei rispettivi coefficienti necessari, tramite formule empiriche e tabelle.
- Il calcolo vero e proprio delle varie componenti delle forze.

Di seguito si procede inizialmente con la presentazione dei dati di progetto della nave, ricavati dalla specifica tecnica del cliente. Nella tabella seguente vengono presentate le diverse grandezze utilizzate nel modello:

Tabella 4 Parametri della nave

<u>Grandezza caratteristica della nave</u>	<u>Simbolo</u>	<u>Unità di misura</u>
Massa della nave (in condizioni di operatività)	M	$[t]$
Lunghezza della nave	a	$[m]$
Larghezza della nave	b	$[m]$
Pescaggio (o linea di galleggiamento)	D	$[m]$
Velocità di heave motion della nave (fornita da specifica tecnica)	v_{nave}	$[m/s]$
Massimo spostamento di heave motion della nave (fornito da specifica tecnica)	$h_{nave,max}$	$[m]$

Lo stesso viene fatto per presentare le grandezze caratteristiche del collector:

Tabella 5 Parametri del collector

<u>Grandezza caratteristica del collector</u>	<u>Simbolo</u>	<u>Unità di misura</u>
Massa del collector	m	$[t]$
Altezza del collector	d_1	$[m]$
Lunghezza del collector	d_2	$[m]$
Larghezza del collector	d_3	$[m]$
Added mass	Δm_{am}	$[t]$
Massa immersa	m_{imm}	$[t]$

Con l'utilizzo di queste grandezze è possibile poi ricavare altri parametri derivati che sono necessari per il calcolo, ovvero:

- La superficie del collector perpendicolare alla superficie del mare:

$$S_{collector} = d_2 \cdot d_3 \cdot k_{superf} \quad (3.3)$$

dove k_{superf} è un coefficiente, pari a 0.3, che permette di ottenere un risultato analitico pari a quello misurato dal modello CAD del collector.

- La forza peso in aria del collector:

$$W_0 = m \cdot g \quad (3.4)$$

- La spinta idrostatica di Archimede che agisce sul collector completamente immerso:

$$F_B = W_0 - m_{imm} \cdot g \quad (3.5)$$

- Il volume del collector:

$$V_{collector} = \frac{F_B}{\rho \cdot g}$$

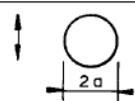
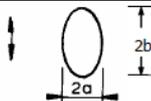
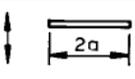
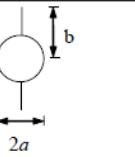
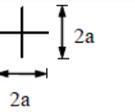
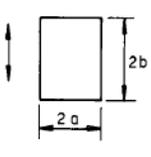
(3.6)

Gli ultimi coefficienti da determinare, seguendo l'iter proposto dalla normativa, sono il coefficiente di added mass e il drag coefficient. Per la loro determinazione vengono utilizzate due tabelle fornite dalla normativa DNV-RP-H103.

La prima tabella proposta è quella che, scelta una geometria standard con le relative misure, permette di stimare il coefficiente di added mass C_A .

Di seguito ne viene presentata una porzione (quella che comprende il caso scelto):

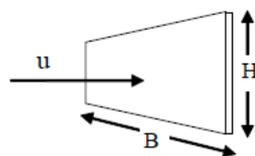
Tabella 6 Coefficiente di added mass (9)

Table A-1 Analytical added mass coefficient for two-dimensional bodies, i.e. long cylinders in infinite fluid (far from boundaries). Added mass (per unit length) is $A_{ij} = \rho C_A A_R$ [kg/m] where A_R [m ²] is the reference area						
Section through body	Direction of motion	C_A	A_R	Added mass moment of inertia [(kg/m)*m ²]		
		1.0	πa^2	0		
	Vertical	1.0	πa^2	$\rho \frac{\pi}{8} (b^2 - a^2)^2$		
	Horizontal	1.0	πb^2			
	Vertical	1.0	πa^2	$\rho \frac{\pi}{8} a^4$		
	Vertical	1.0	πa^2	$\rho a^4 (\csc^4 \alpha f(\alpha) - \pi^2) / 2\pi$ where $f(\alpha) = 2\alpha^2 - \alpha \sin 4\alpha + 0.5 \sin^2 2\alpha$ and $\sin \alpha = 2ab / (a^2 + b^2)$ $\pi/2 < \alpha < \pi$		
	Horizontal	$1 - \left(\frac{a}{b}\right)^2 + \left(\frac{a}{b}\right)^4$	πb^2			
	Horizontal or Vertical	1.0	πa^2	$\frac{2}{\pi} \rho a^4$		
	Vertical	1.0	πa^2	$\beta_1 \rho \pi a^4$ or $\beta_2 \rho \pi b^4$		
		1.14		a/b	β_1	β_2
		1.21		0.1	-	0.147
		1.36		0.2	-	0.15
		1.51		0.5	-	0.15
		1.70		1.0	0.234	0.234
		1.98		2.0	0.15	-
		2.23		5.0	0.15	-
				∞	0.125	-

Per l'analisi in questione è stata scelta l'ultima casistica, ovvero il rettangolo con movimento verticale, che rappresenta abbastanza bene quello che è il movimento verticale di una sezione del collector. Conoscendo le dimensioni a e b è possibile ricavare il coefficiente C_A .

In modo simile si può procedere per determinare il drag coefficient C_D . Di seguito viene presentato un pezzo della tabella apposta presa dalla stessa normativa:

Tabella 7 Coefficiente di attrito viscoso (9)

Table B-2 Drag coefficient on three-dimensional objects for steady flow C_{DS} . Drag force is defined as $F_D = \frac{1}{2}\rho C_{DS} S u^2$. S = projected area normal to flow direction [m^2]. $Re = uD/\nu$ = Reynolds number where D = characteristic dimension.		
Geometry	Dimensions	C_{DS}
	B/H	
	1	1.16
	5	1.20
	10	1.50
	∞	1.90
		$Re > 10^3$

Anche in questo caso conoscendo il rapporto dimensionale tra i lati della sezione del collector è possibile ricavare il coefficiente. Si noti che utilizzando questo metodo è necessario verificare che l'oggetto si trovi in condizioni di steady flow per poter applicare l'equazione analitica del modello che permette il calcolo della componente di attrito viscoso.

Questa verifica è stata svolta controllando la seguente disequazione:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} > 10^3$$

(3.7)

Al termine di questi calcoli è possibile infine calcolare le componenti delle forze dinamiche indotte dalle onde seguendo l'equazione 2.19, applicando i vettori di altezza, velocità e accelerazione d'onda ricavati precedentemente con il modello dello spettro.

Nel primo grafico vengono evidenziate le 3 componenti della forza di eccitazione delle onde, mentre nel secondo la forzante completa (ovvero la somma):

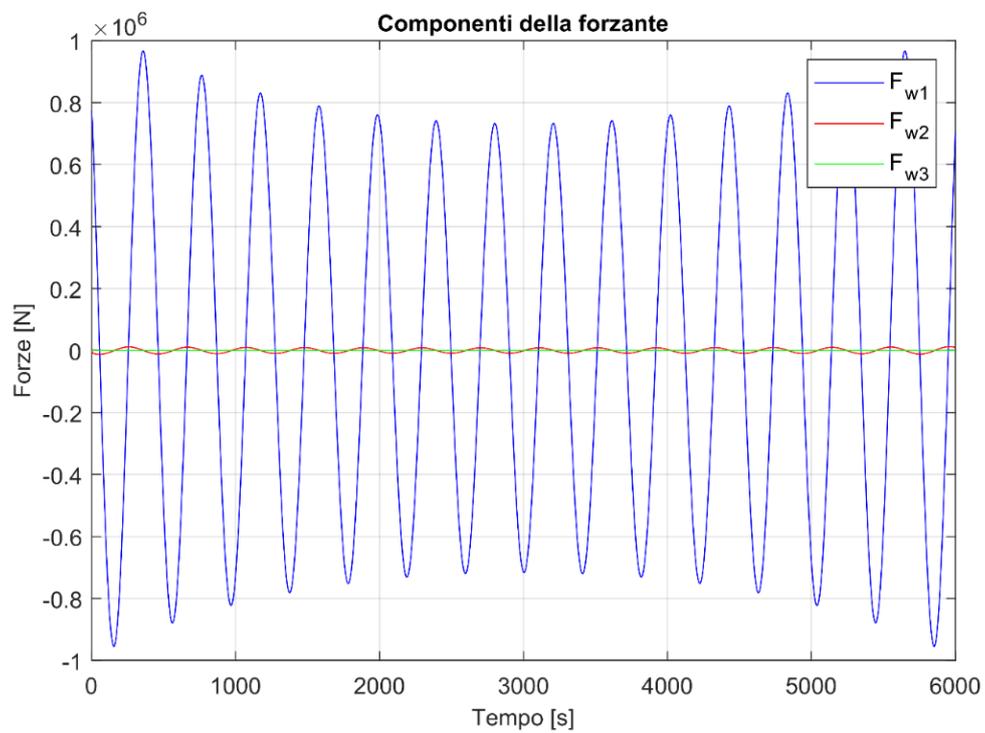


Figura 18 Componenti della forzante

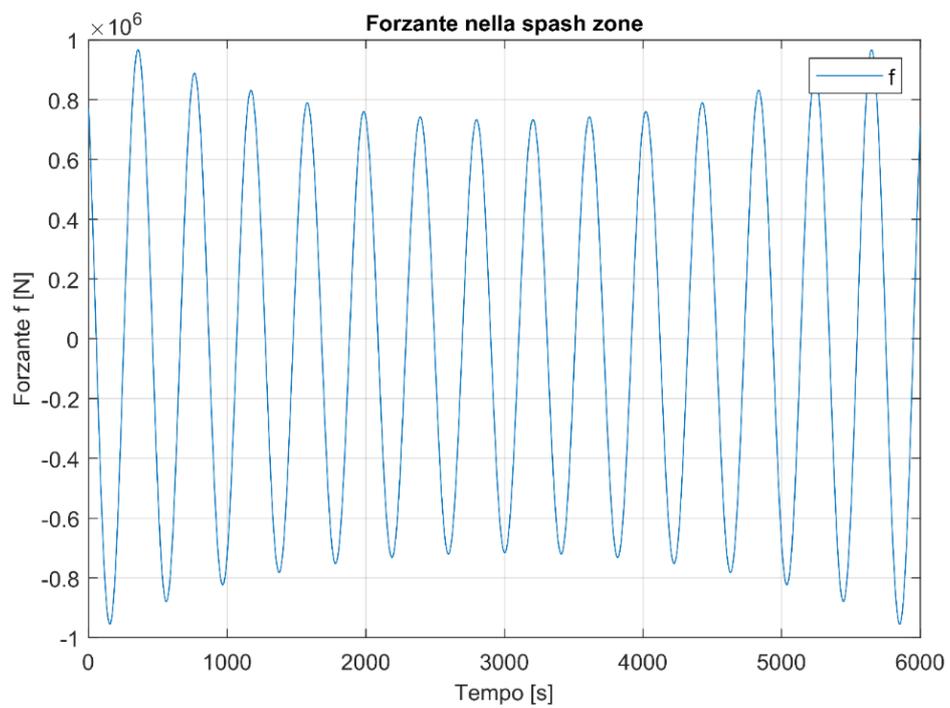


Figura 19 Forzante totale

E' possibile notare che la forzante ondulatoria dovuta all'effetto delle onde è in realtà quasi totalmente dovuta alla componente dipendente dall'altezza dell'onda nel tempo, mentre le componenti dipendenti da accelerazione (componente inerziale) e velocità (attrito viscoso) sono di un ordine di grandezza inferiore e influiscono poco sulla forza totale. Questa può essere un'osservazione utile in ottica di ridurre queste forze agendo quindi maggiormente sui parametri che modificano la prima componente della somma (quindi solo sulla superficie del collector). E' bene evidenziare che queste forzanti dinamiche calcolate si riferiscono all'attraversamento del collector della splash zone, ovvero quell'area nella quale risente dell'effetto delle onde. In questa applicazione però il collector verrà varato fino a profondità molto elevate e, in presenza di quest'ultime, si riterrà l'effetto delle onde praticamente nullo sul dispositivo. Rimarrà comunque un effetto importante invece il movimento verticale della nave che fungerà da forzante nel momento in cui il carico supererà una determinata profondità di immersione (in questa tesi considerata approssimativamente intorno ai 50m).

L'ultima osservazione infine viene fatta sull'effetto di smorzamento delle onde, che in questo modello è stato trascurato. Affinchè questa assunzione possa essere ritenuta plausibile è necessario svolgere una verifica (quella indicata dalla normativa DNV), ovvero che:

$$T \gg \sqrt{\frac{2\pi D}{g}}$$

(3.8)

In questo specifico caso la disuguaglianza viene verificata e perciò è possibile trascurare questo effetto senza commettere errori rilevanti.

4. Modello dinamico del sistema nave – collector

Nella progettazione e ottimizzazione di un PHC la modellizzazione dinamica del sistema è di fondamentale importanza e ricopre un duplice scopo:

- Il primo è quello di verificare che l'introduzione di una rigidità e uno smorzamento nel sistema (che rappresentano il PHC) porti ad un effettivo vantaggio in ottica di aumentare la stabilità del collector rispetto ai movimenti verticali indotti dal moto ondoso.
- Il secondo è quello di calcolare il valore della forza agente sull'ombelicale. Questo è molto importante dato che uno degli obiettivi più importanti è ridurre il valore ciclico in modo da ridurre a sua volta l'effetto della fatica sul cavo.

Detto ciò, quindi si procede con lo studio di un modello dinamico che rappresenti in modo abbastanza fedele ciò che avviene durante la fase di messa in opera del collector da parte della gru. In questa tesi viene presentata innanzitutto la trattazione analitica di un sistema a 2 masse che si muovono in un'unica direzione, collegate tra loro tramite una molla e uno smorzatore (sistema a 2 gradi di libertà). Questa analisi teorica prevede lo studio della risposta libera e della risposta forzata del sistema, facendo riferimento alle basi di meccanica applicata alle macchine.

Successivamente, utilizzando l'ambiente Simscape presente all'interno di Matlab – Simulink, viene costruito un modello per due diverse condizioni operative: la prima nel momento in cui il collector si trova già in profondità (e perciò non risente delle forzanti delle onde) e il secondo in cui il collector sta attraversando la splash zone (in questo caso risente invece dell'effetto delle onde).

In ultimo ci si propone di svolgere una serie di simulazioni temporali del sistema con il fine di definire un valore di rigidità e di smorzamento ottimali per il raggiungimento degli obiettivi dinamici.

4.1 Trattazione analitica di un sistema meccanico a 1 grado di libertà

Per introdurre la modellizzazione del sistema collector – gru – nave è bene approfondire inizialmente quelle che sono le basi teoriche necessarie. Si ipotizza inizialmente di analizzare solo le oscillazioni indotte sul collector, semplificando quindi il sistema nella trattazione analitica come un sistema a 1 grado di libertà.

Anche per questo approfondimento verranno considerati i due casi in cui, nel primo, il collector si trova in profondità e la forzante di eccitazione è dovuta solo allo spostamento indotto dall'heave motion della nave, mentre nel secondo, il collector si trova nella splash zone e la forzante è dovuta alla forza trasmessa dalle onde (in questo caso viene trascurato l'effetto del movimento della nave in quanto di un ordine di grandezza inferiore e quindi non particolarmente significativo).

4.1.1 Modello analitico con collector in profondità

E' possibile notare che il sistema nel primo in esame può essere schematizzato come nella figura sottostante:

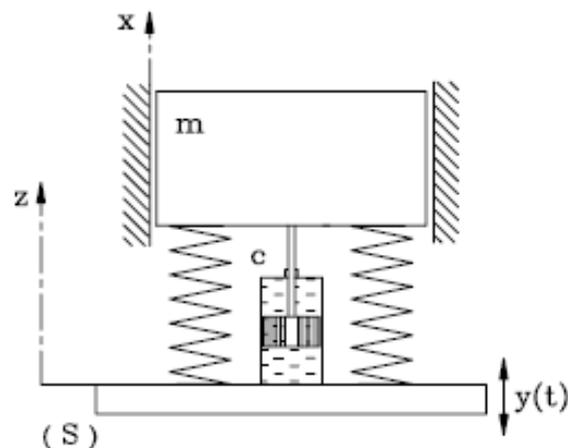


Figura 20 Modello di risposta smorzata a uno spostamento imposto (15)

Dove:

- m indica la massa del collector
- $y(t)$ lo spostamento imposto dal moto verticale della nave (indicata dalla superficie S)
- le due rigidezze indicano la rigidezza dell'ombelicale e del PHC
- lo smorzamento indica l'effetto smorzante di tipo viscoso indotto dal circuito idraulico del PHC (ottenuto mediante valvole)

Si ipotizza che il moto imposto dalla nave segua una legge del tipo:

$$y(t) = a_0 \cdot \cos \omega t \quad (4.1)$$

Per poter analizzare un sistema di questo tipo è necessario studiare il moto relativo tra la massa e la superficie S . Viene introdotta quindi una variabile ausiliaria z definita come:

$$z = x - y \quad (4.2)$$

$$\dot{z} = \dot{x} - \dot{y} \quad (4.3)$$

$$\ddot{z} = \ddot{x} - \ddot{y} \quad (4.4)$$

Tenendo conto del fatto che le forze agenti sul collector in questo caso sono quelle generate dalle rigidezze e dallo smorzatore, si può scrivere l'equazione del moto:

$$-kz - c\dot{z} - m\ddot{z} = 0 \quad (4.5)$$

A cui si può sostituire l'espressione di \ddot{x} :

$$m(\ddot{z} + \ddot{y}) + c\dot{z} + kz = 0 \quad (4.6)$$

Ricavando inoltre che:

$$\ddot{y} = -a_0\omega^2 \cdot \cos \omega t \quad (4.7)$$

E' possibile ottenere l'equazione del moto finale, ovvero:

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = ma_0\omega^2 \cdot \cos \omega t \quad (4.8)$$

Dividendo per m si può trovare una formulazione alternativa, cioè:

$$\ddot{z} + 2\xi\omega_n\dot{z} + \omega_n^2 z = a_0\omega^2 \cdot \cos \omega t \quad (4.9)$$

Dove:

- ω_n è la pulsazione naturale definita come $\sqrt{\frac{k}{m}}$
- ξ è il fattore di smorzamento definito come $\frac{c}{c_{cr}}$, con $c_{cr} = 2\sqrt{km}$

Studiando ora la risposta libera (ovvero ponendo uguale a 0 il termine costante e risolvendo l'equazione differenziale omogenea associata) è possibile ricavare l'andamento del transitorio:

$$z_{transitorio} = A_1 \cdot e^{\alpha_1 t} + A_2 \cdot e^{\alpha_2 t} \quad (4.10)$$

I valori di A_1 e A_2 dipendono dalle condizioni iniziali, mentre i valori α_1 , α_2 vengono determinati in modi diversi in base al valore delle radici del polinomio caratteristico:

$$\alpha^2 + 2\xi\omega_n\alpha + \omega_n^2 = 0 \quad (4.11)$$

1. Se $\xi > 1$ le radici del polinomio caratteristico sono reali e distinte e hanno valore α_1 , α_2 . La soluzione in questo caso sarà quindi $z_{transitorio} = A_1 \cdot e^{-|\alpha_1|t} + A_2 \cdot e^{-|\alpha_2|t}$.
2. Se $\xi = 1$ le radici del polinomio caratteristico sono uguali e quindi la soluzione prende una forma del tipo $z_{transitorio} = (A_1 + A_2 t) \cdot e^{\alpha t}$.
3. Se $\xi < 1$ le radici del polinomio caratteristico sono complesse e coniugate e perciò la soluzione avrà forma del tipo $z_{transitorio} = e^{-\omega_n t} (A_1 \cdot e^{-i\omega_s t} + A_2 \cdot e^{i\omega_s t})$,
con $\omega_s = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$.

E' possibile passare dal dominio complesso a quello reale utilizzando le funzioni sinusoidali e quindi ottenendo:

$$z_{transitorio} = Z \cdot e^{-\xi\omega_n t} \cdot \cos(\omega_s t + \varphi)$$

(4.12)

Nel grafico seguente è possibile notare la differenza nel transitorio al variare del valore del fattore di smorzamento:

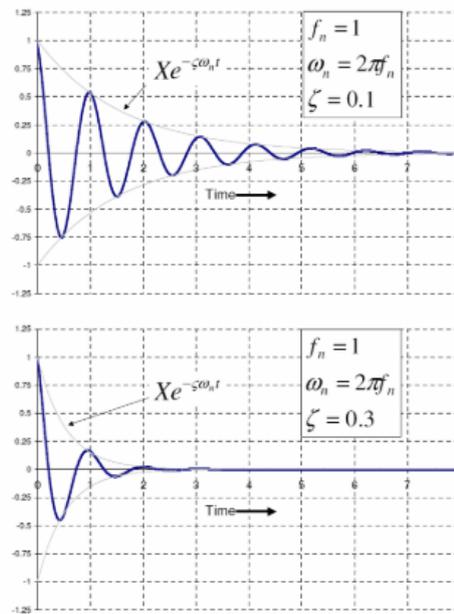


Figura 21 Risposta libera al variare dello smorzamento (15)

Come si può notare l'incremento del fattore di smorzamento porta alla riduzione del transitorio, con una risposta che si stabilizza a regime in un tempo minore e con un minor numero di oscillazioni.

E' possibile inoltre studiare la risposta forzata del sistema in modo da ottenere la soluzione a regime.

Per fare ciò si considera l'intera equazione differenziale, che ammetterà una soluzione del tipo:

$$z_{regime} = Z \cdot \cos(\omega t + \varphi)$$

(4.13)

Dalla teoria, tralasciandone la dimostrazione analitica, è possibile ricavare le espressioni di Z e φ :

$$Z = \frac{a_0 \cdot r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (4.14)$$

$$\varphi = \arctg\left(-\frac{2\xi r}{1-r^2}\right) \quad (4.15)$$

Dove r indica il rapporto ω/ω_n .

La soluzione totale del modello sarà quindi la somma delle due componenti in transitorio e a regime:

$$z = z_{transitorio} + Z \cdot \cos(\omega t + \varphi) \quad (4.16)$$

Nel grafico seguente vengono riportati gli andamenti di ampiezza Z e fase φ al variare del fattore di smorzamento:

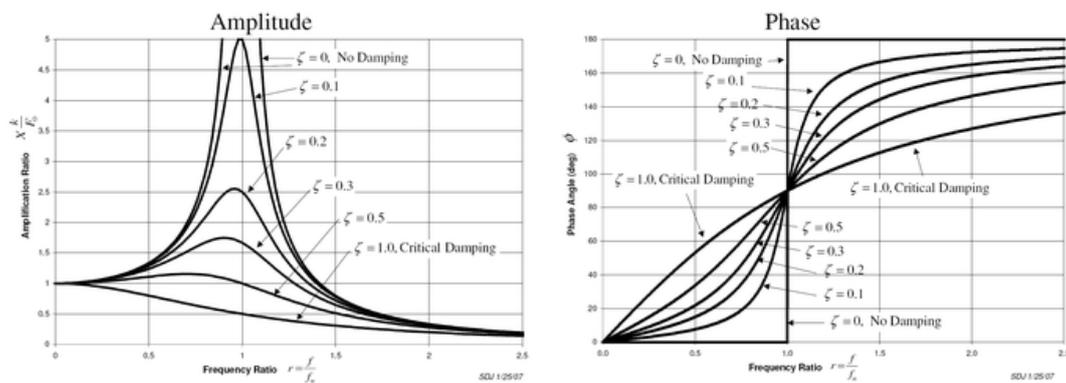


Figura 22 Ampiezza e fase in funzione dello smorzamento (15)

Come è possibile notare l'aumento dello smorzamento porta a ridurre l'ampiezza dell'oscillazione a regime, mentre uno smorzamento nullo porta a un'ampiezza teorica a regime infinita per un valore della pulsazione pari a quella naturale.

Nonostante entrambi i diagrammi (quello della risposta libera e quello della risposta forzata) mostrino che la situazione all'aumentare dello smorzamento migliora decisamente, esistono delle motivazioni per cui non sempre la soluzione migliore in assoluto è aumentare al massimo possibile questo parametro.

Infatti questa analisi non ha tenuto conto finora delle forze che agiscono sul cavo: in particolare esse saranno rappresentate dalle equazioni:

$$F_k = k \cdot z \tag{4.17}$$

$$F_c = c \cdot \dot{z} \tag{4.18}$$

Come è possibile notare quindi l'aumento dello smorzamento provoca sia un miglioramento dal punto di vista della riduzione del movimento della massa, ma causa anche un importante aumento delle forze trasmesse attraverso lo smorzatore, arrivando ad un punto che, nonostante vi sia una diminuzione di \dot{z} dovuta al moto smorzato, la forza F_c aumenti a causa dell'elevato valore di c .

Per questo motivo è necessario valutare diversi valori di k e c , in modo da ottimizzare sia la risposta dinamica del corpo, sia l'entità delle forze scambiate tra esso e il resto del sistema.

4.1.2 Modello analitico con collector nella splash zone

In modo abbastanza analogo è possibile trattare il caso in cui il collector stia attraversando la splash zone. In questo caso si va a trascurare il moto indotto dalla nave, in quanto genera una forzante di un ordine di grandezza inferiore rispetto a quella delle onde, e perciò si studia un modello a 1 grado di libertà dove una massa (il collector) è sottoposta a una forzante armonica ed è vincolata mediante una rigidità e uno smorzatore a un sistema fisso (la nave).

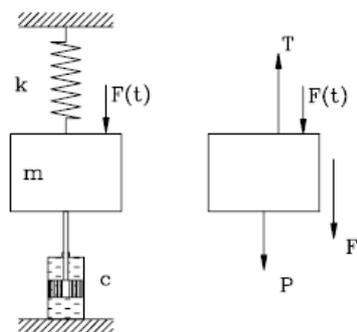


Figura 23 Modello di risposta forzata (15)

E' possibile scrivere l'equazione di equilibrio della massa come:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t)$$

(4.19)

Si tratta di una equazione differenziale non omogenea che prevederà una soluzione di transitorio e una a regime (studio come prima la risposta libera e la risposta forzata, utilizzando stavolta le forzanti calcolate con il modello delle onde).

Una soluzione scritta in generale sarà quindi:

$$x(t) = A_1 \cdot e^{\alpha_1 t} + A_2 \cdot e^{\alpha_2 t} + X \cdot \cos(\omega t + \varphi)$$

(4.20)

Va evidenziato inoltre che, nella specifica tecnica fornita dal cliente, viene imposto che il PHC non venga attivato prima del raggiungimento della condizione di profondità da parte del collector. Questo implica che, in questo modello, lo smorzamento non sia presente, e la rigidità coincida con quella dell'ombelicale (ipotizzando che quella di gru e nave siano di almeno un ordine di grandezza superiore e quindi non significative). Questi dati portano quindi a una notevole semplificazione della soluzione di questo modello, di cui viene tenuto comunque conto successivamente nell'implementazione Matlab.

4.2 Modello dinamico Simscape con collector in profondità

Una volta trattata la teoria alla base del modello dinamico che si vuole studiare è possibile implementare un modello in ambiente Simscape che rappresenti e simuli in maniera realistica ciò che avviene nella realtà durante l'operazione di varo del collector.

4.2.1 Descrizione del modello Simscape

E' stato creato il seguente modello:

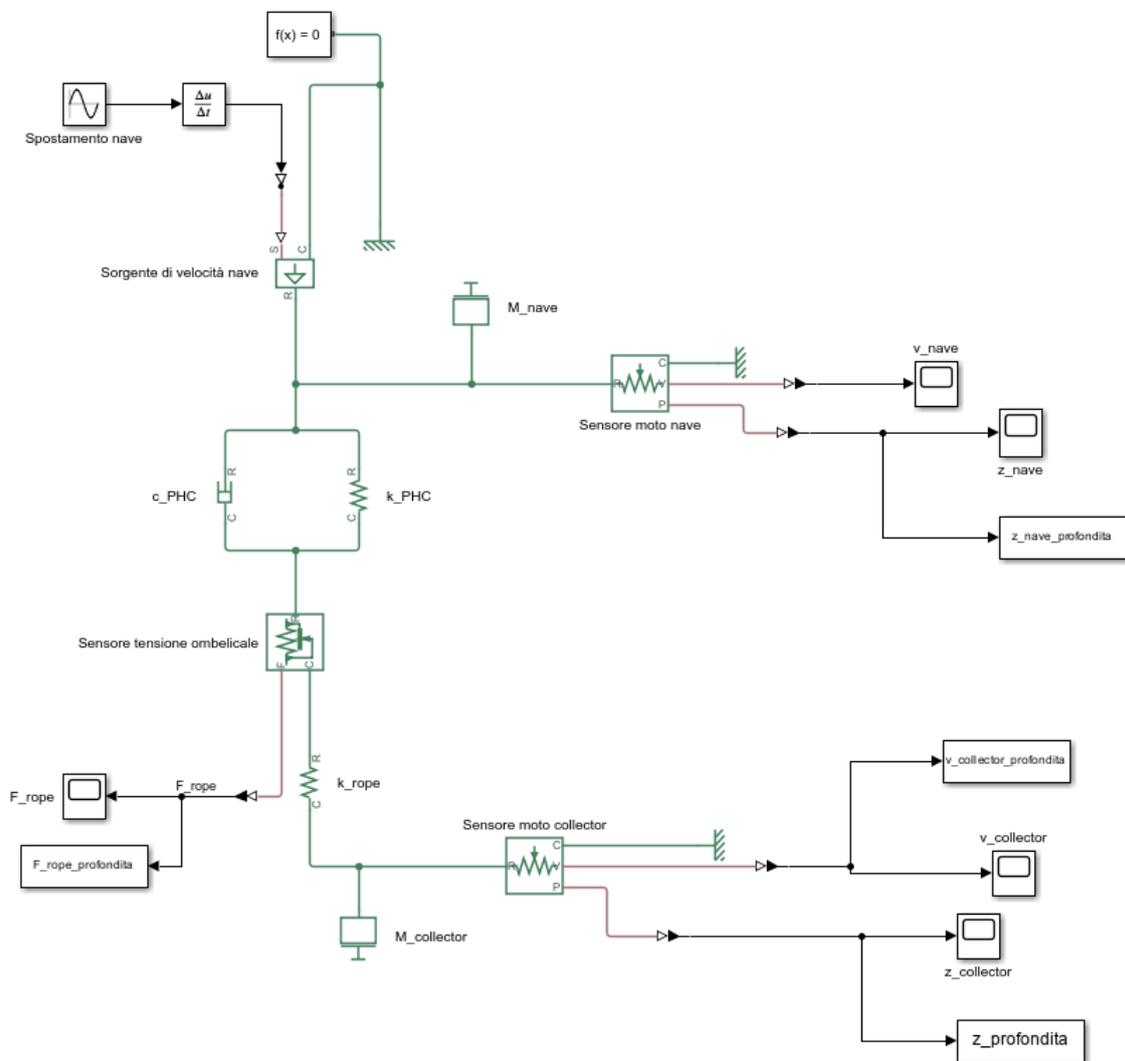


Figura 24 Modello Simscape per collector in profondità

Come è possibile notare all'interno del modello sono presenti le due masse (collector e nave) collegate tra loro da una rigidità che rappresenta quella dell'ombelicale e da un sistema molla – smorzatore che rappresenta il PHC.

E' presente poi una sorgente ideale di velocità (blocchetto ideal velocity source) che impone un movimento sinusoidale alla massa della nave, fissati una pulsazione e un'ampiezza della sinusoide. Sono poi presenti per la gestione dei dati, ma non strettamente necessari, una serie di sensori:

- Misuratore di posizione e velocità del collector
- Misuratore di posizione velocità della nave (per verificare che la forzante indotta sia corretta)
- Misuratore di forza attraverso l'ombelicale

4.2.2 Scelta dei parametri di input

La costruzione di un modello Simscape richiede, oltre al posizionamento dei blocchetti corretti, una serie di informazioni di input per ognuno di essi.

Di seguito viene riportata una tabella dove vengono riassunti i dati inseriti (senza i valori) con una veloce descrizione, facendo riferimento alla notazione del modello e a quella utilizzata precedentemente in questa tesi:

Tabella 8 Parametri del modello Simscape

<u>Informazione del modello</u>	<u>Grandezza fisica</u>	<u>Descrizione</u>
M_collector	$m_{tot} [t]$	$M = m + \Delta m_{am} + m_{corda,aria} + m_{corda,acqua}$
M_nave	$M [t]$	
k_rope	$k_r [N/m]$	$k_r = \frac{EA}{l_{rope}} = \frac{EA}{(50 + prof)}$
Spostamento nave	Amplitude	$Amplitude = h_{nave,max}$
	Frequency	$Frequency = \omega_p$
c_PHC	$c_{PHC} [NS/m]$	Questi sono i valori da far variare in modo da ottenere un comportamento dinamico ottimale
k_PHC	$k_{PHC} [N/m]$	

4.2.3 Simulazione del modello

Una volta inseriti tutti i valori e costruito completamente il modello è possibile lanciare delle simulazioni per capirne il comportamento al variare della rigidità e dello smorzamento del PHC.

Per limitare l'intervallo di valori che la rigidità può assumere è stato tenuto conto di un range di rigidità da $k_{PHC,min}$ a $k_{PHC,max}$ fornite dalla specifica tecnica del cliente, in funzione della rigidità che un determinato numero di bombole di gas può fornire. Si ricordi infatti che l'effetto di rigidità del PHC avviene mediante la compressione di un pistone idraulico, che tramite una membrana è collegato a dei serbatoi di gas inerte (azoto). L'effetto di rigidità è fornito dalla compressione del gas a causa dello spostamento dell'olio indotto dal pistone. L'effetto smorzante invece è ottenuto tramite la laminazione con valvole del flusso d'olio, inducendo perdite viscosive.

Per quanto riguarda il coefficiente di smorzamento non è definito a priori un range di valori, però dopo alcune prove è facile intuire che esiste un valore minimo per cui, nel tempo di simulazione considerato,

il sistema non riesce ad arrivare a regime, e un valore massimo che corrisponde ad un peggioramento delle condizioni dinamiche dovuto all'aumento sempre maggiore delle forze scambiate.

Di seguito vengono riportati e commentati una serie di diagrammi che mostrano i risultati di alcune simulazioni significative. La grandezza analizzata in questo caso lo spostamento assoluto del collector nelle condizioni descritte precedentemente, al variare di rigidità e smorzamento del PHC. In particolare nei primi grafici si ipotizza uno smorzamento nullo e si analizza la risposta del sistema al variare della rigidità. Successivamente viene introdotto lo smorzamento, del quale viene studiata l'influenza sul comportamento dinamico.

Il primo grafico mostrato presenta uno smorzamento nullo e una rigidità di 70 kN/m :

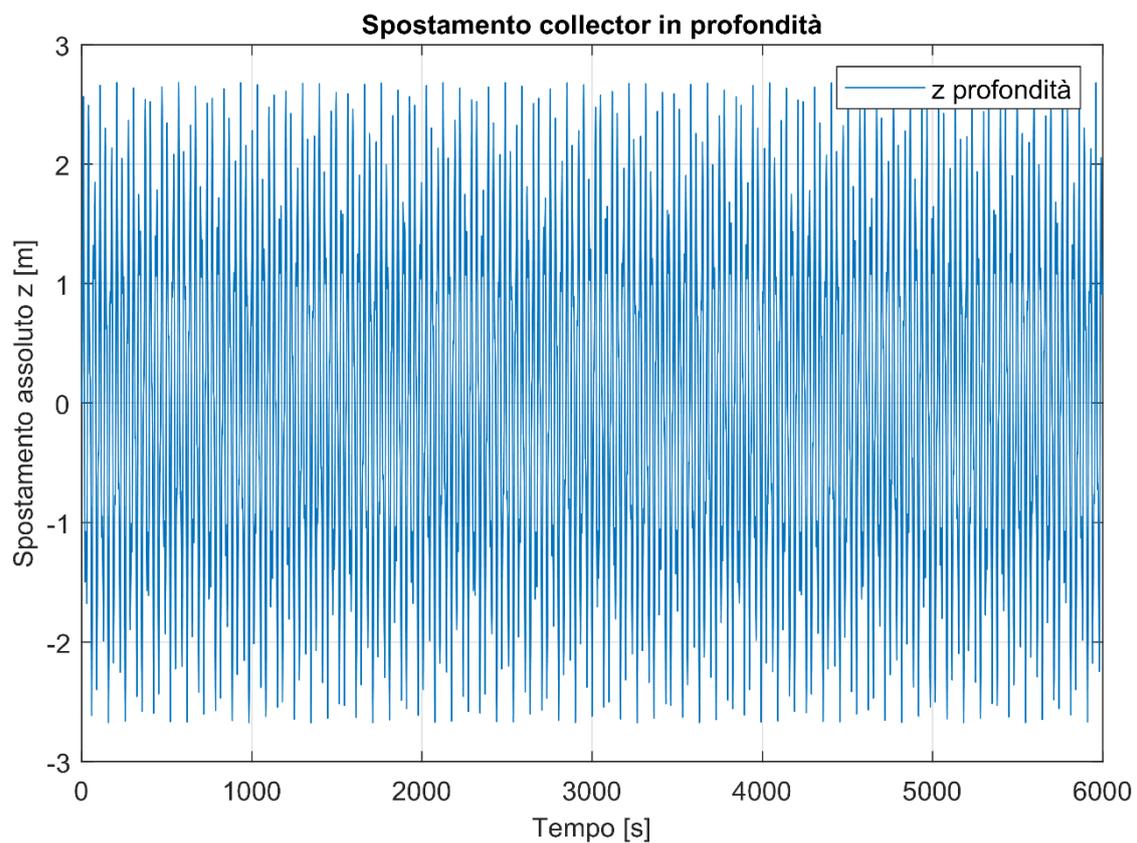


Figura 25 Spostamento del collector per $k=70000 \text{ N/m}$ e $c=0 \text{ Ns/m}$

Si può notare come, nell'intervallo di tempo considerato, il sistema non arrivi mai a regime in quanto il moto non è smorzato. L'andamento resta quindi sinusoidale con un'ampiezza abbastanza costante ed elevata.

Nei grafici seguenti la rigidezza viene diminuita, prima con un valore pari a 35 kN/m e poi con un valore pari a 2 kN/m .

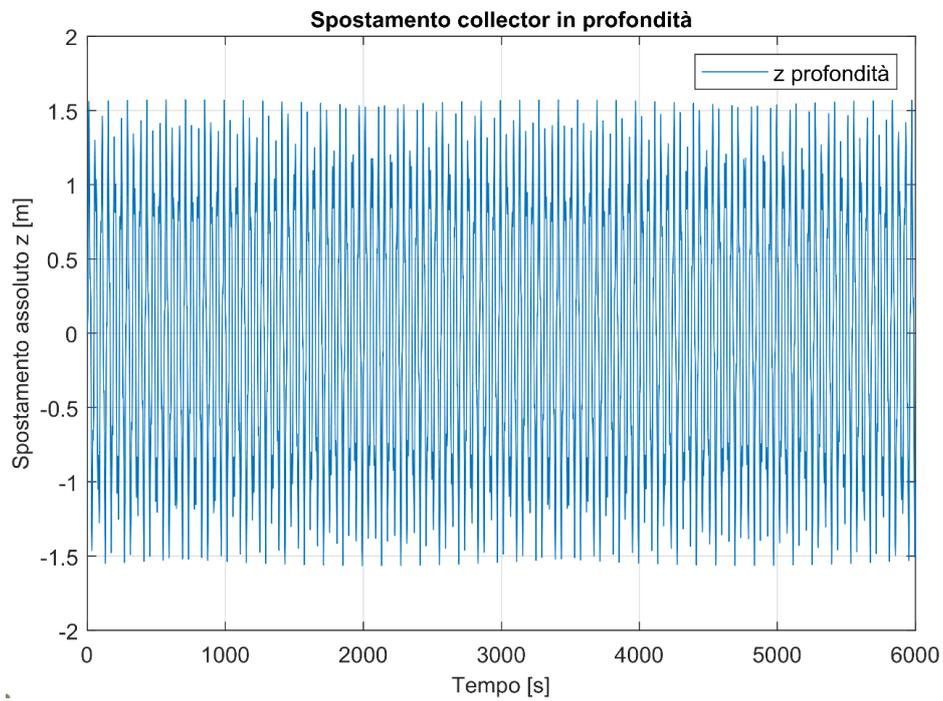


Figura 26 Spostamento del collector per $k=35000 \text{ N/m}$ e $c=0 \text{ Ns/m}$

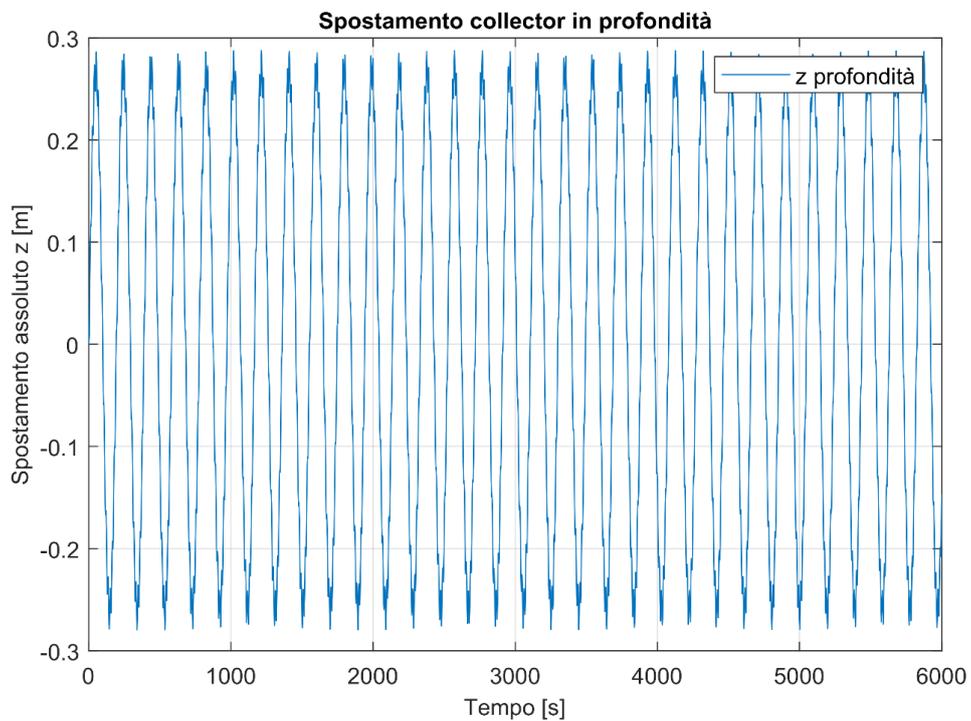


Figura 27 Spostamento del collector per $k=2000 \text{ N/m}$ e $c=0 \text{ Ns/m}$

Come è possibile notare, coerentemente con la teoria descritta nei capitoli precedenti, per un moto non smorzato, al diminuire della rigidezza l'ampiezza dello spostamento diminuisce, mentre aumenta il periodo della sinusoide che rappresenta la soluzione dell'equazione del moto. Questo significa che, nella successiva ricerca dei parametri ottimali, sarà utile mantenere il più possibile il valore della rigidezza basso.

Di seguito vengono poi presentati 3 diagrammi che mostrano lo stesso andamento, a un valore di rigidezza prescelto (in questo caso 10 kN/m), al variare del coefficiente di smorzamento, con valori 1 kNs/m , 5 kNs/m e 50 kNs/m :

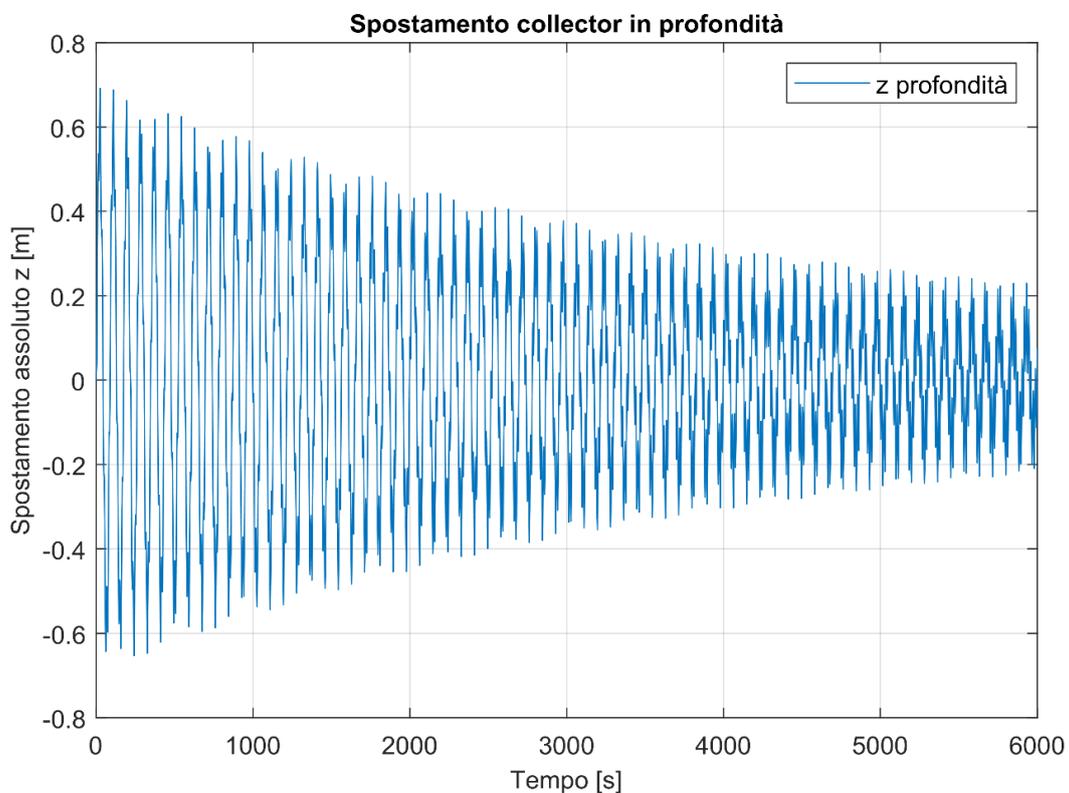


Figura 28 Spostamento del collector per $k=10000 \text{ N/m}$ e $c=1000 \text{ Ns/m}$

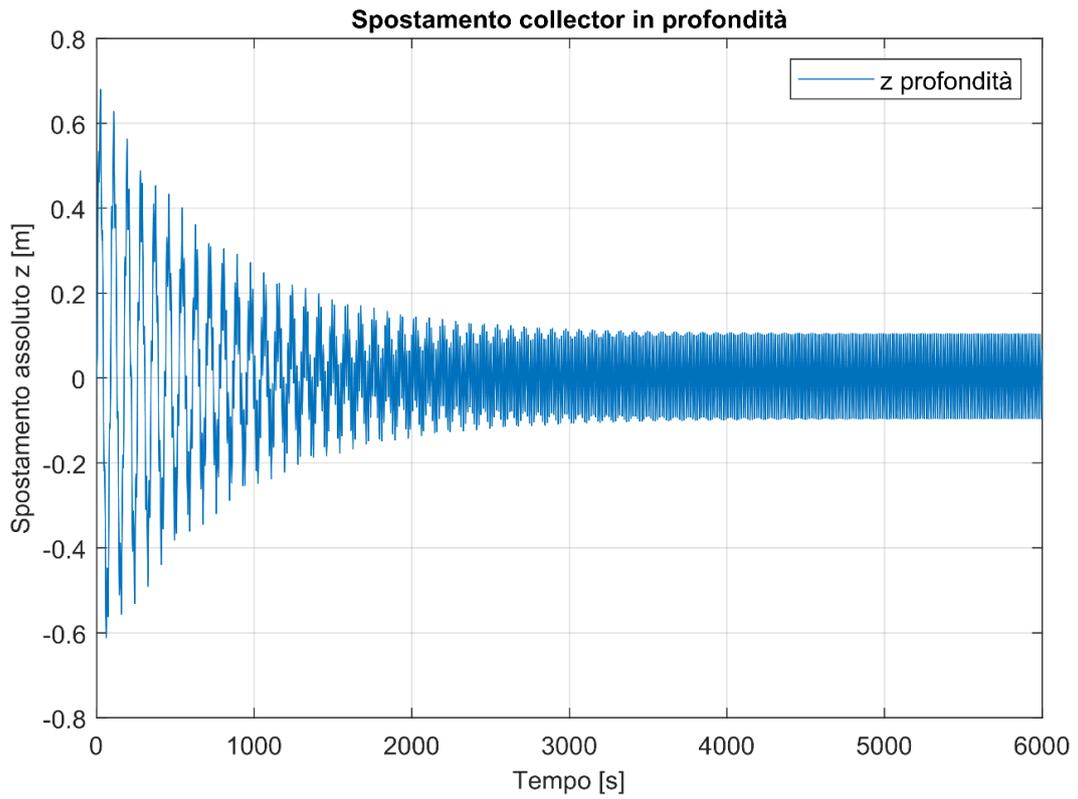


Figura 29 Spostamento del collector per $k=10000$ N/m e $c=5000$ Ns/m

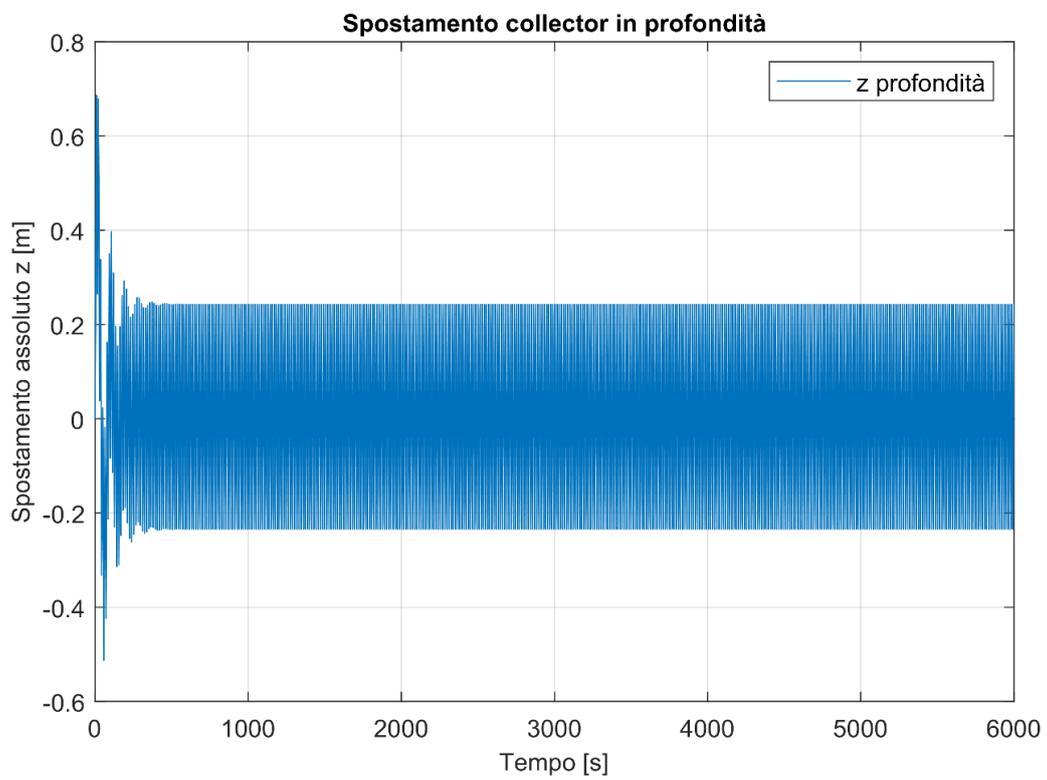


Figura 30 Spostamento del collector per $k=10000$ N/m e $c=50000$ Ns/m

Dai tre grafici è possibile notare che aggiungendo uno smorzamento le oscillazioni diminuiscono nel tempo, passando attraverso una fase di transitorio, fino a una condizione di regime ad ampiezze costanti. Come si può vedere utilizzare un valore più basso di coefficiente di smorzamento non permette di arrivare a regime nel tempo di simulazione fissato, ma sicuramente migliora la situazione perché porta a una progressiva diminuzione del movimento. Aumentare lo smorzamento porta a una riduzione sensibile del tempo di transitorio, come è possibile osservare nel secondo e terzo grafico. Infatti, nel grafico di figura 29, si ottiene una situazione di regime a circa 3000 s, mentre nel grafico di figura 30 già a 500 s. A fronte di questo vantaggio però un incremento dello smorzamento porta anche a un incremento dell'ampiezza di oscillazione a regime, che è ben visibile confrontando i grafici di figura 29 e figura 30.

4.2.4 Ottimizzazione dei parametri di rigidezza e smorzamento

L'obiettivo di questa serie di ottimizzazioni è quello di riuscire a definire una combinazione di parametri k e c , in modo da raggiungere gli obiettivi dinamici. Il focus iniziale è sullo spostamento del collector, che deve essere limitato il più possibile, sotto l'effetto delle onde che muovono la nave. Per quantificare questo obiettivo si sceglie di definire un valore massimo di ampiezza di oscillazione che il carico può avere nella condizione di regime. Contestualmente a questo bisognerà considerare che il sistema si stabilizzi sulla condizione di regime il prima possibile.

Le grandezze che vengono considerate per questa analisi sono l'ampiezza media delle oscillazioni a regime e il tempo affinché il sistema si stabilizzi nell'intorno di un determinato range di ampiezze (considerato il tempo necessario al sistema per arrivare a regime).

Vengono quindi svolte una serie di simulazioni, nelle quali vengono provate diverse combinazioni dei due parametri.

Di seguito avviene la presentazione di questi dati, che sono però limitati in quanto si è scelto di analizzare solo i casi in cui l'ampiezza media fosse inferiore a un valore di obiettivo prescelto pari a *200 mm*.

I risultati del tempo di transitorio, in secondi, vengono riportati nella tabella seguente:

Tabella 9 Durata del transitorio

<u>k/c</u>	<u>5000 Ns/m</u>	<u>10000 Ns/m</u>	<u>20000 Ns/m</u>
<u>2000 N/m</u>	565	639	457
<u>5000 N/m</u>	1817	1045	807
<u>7000 N/m</u>	2433	1340	1032
<u>10000 N/m</u>	3944	2446	-

Mentre nella tabella successiva vengono riportati quelli relativi all'ampiezza media a regime:

Tabella 10 Ampiezza media a regime dello spostamento del collector

<u>k/c</u>	<u>5000 Ns/m</u>	<u>10000 Ns/m</u>	<u>20000 Ns/m</u>
<u>2000 N/m</u>	55	90	169
<u>5000 N/m</u>	97	120	180
<u>7000 N/m</u>	128	144	197
<u>10000 N/m</u>	172	184	-

Questi risultati vengono riportati su delle curve a pari valore di smorzamento, al variare della rigidità:

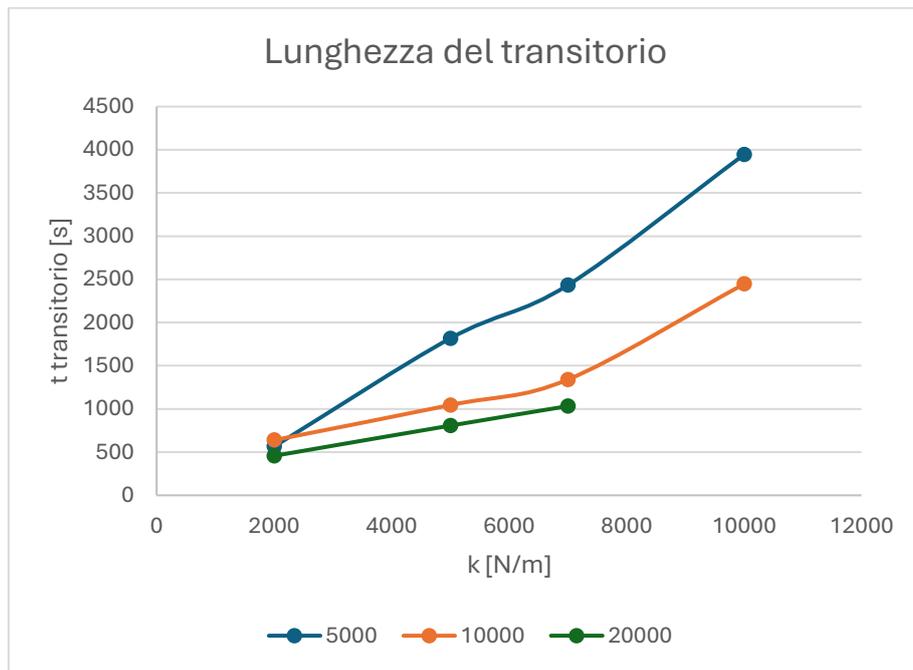


Figura 31 Andamento della durata del transitorio in funzione di rigidità e smorzamento

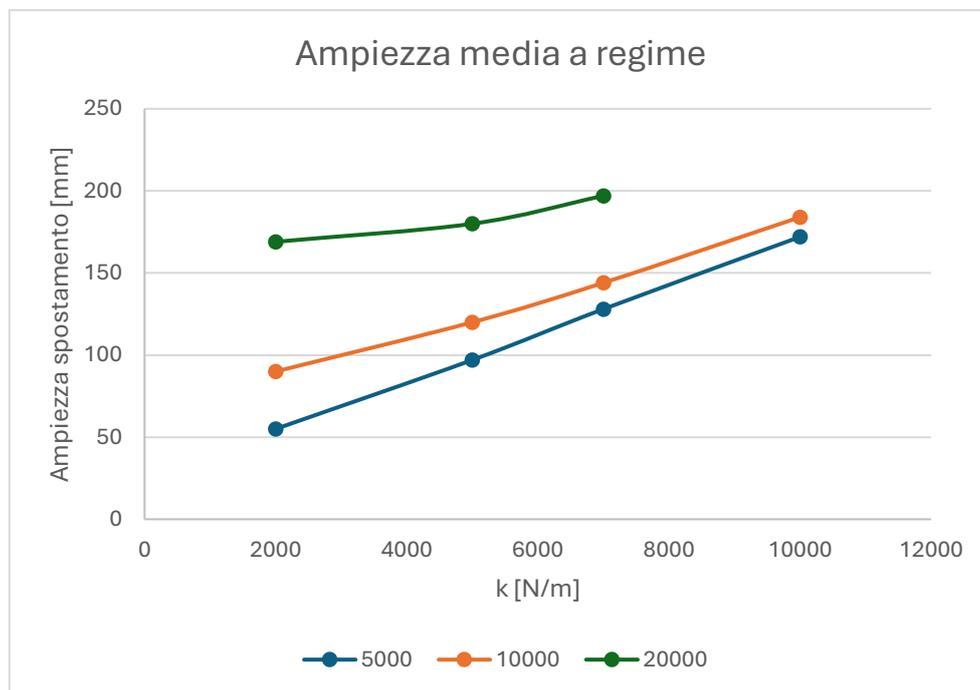


Figura 32 Andamento dell'ampiezza media dello spostamento a regime in funzione di rigidità e smorzamento

Come è già stato evidenziato in precedenza, si ha la conferma che utilizzare una rigidità più bassa possibile porta a una riduzione dell'ampiezza media a regime, mentre l'utilizzo di uno smorzamento elevato riduce di molto la durata del transitorio, ma per contro aumenta l'oscillazione quanto il sistema si stabilizza.

Esiste poi un ulteriore limite progettuale alla scelta dei due parametri ottimali, che porta a ridurre la possibilità di scelta sul valore della rigidità. Infatti la rigidità utilizzata nel modello non è la rigidità vera e propria del pistone idraulico, bensì una rigidità fittizia calcolata all'ombelicale, che coincide con la possibilità di movimento, sotto l'effetto di una determinata forza, dell'estremità del braccio gru (dove appunto è presente il passaggio della fune). Si fa riferimento al seguente schema semplificato:

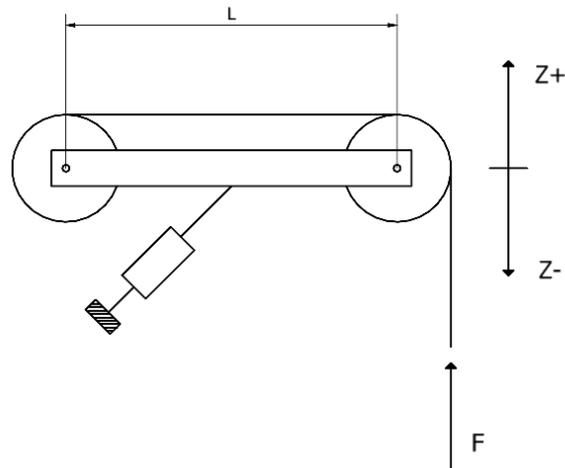


Figura 33 Schema dell'oscillazione del braccio gru

Quando il carico viene appeso alla gru il suo peso viene sostenuto dal pistone in condizioni statiche (proprio per questo è necessario dimensionare il cilindro in modo che in condizioni statiche la sua rigidità permetta di sostenere completamente il peso del carico fermo). Nel momento in cui vengono applicate le forzanti dinamiche ondulatorie vi è una variazione della forza applicata alla gru, che la fa ruotare intorno al perno di sinistra. Si ottiene quindi un movimento alternato verticale dell'estremità destra del braccio, indicata dal parametro Z .

Considerando ora solo le componenti dinamiche della forza è possibile scrivere che:

$$F = k \cdot \Delta Z$$

(4.21)

Con k che è la rigidità all'ombelicale ed è la stessa utilizzata nel modello dinamico. Questo vuol dire che, fissata un suo determinato valore e conoscendo il valore della forza che agisce sulla fune, è possibile stimare l'escursione verticale del braccio invertendo la formula. L'ultimo limite quindi al valore della rigidità è dato da un valore massimo di escursione del braccio, in ottica di non avere cilindri con corse troppo elevate.

Viene fissato un valore indicativo della corsa massima pari a 4 m , che viene confrontato con quelli ottenuti dal modello. Utilizzando quindi un sensore di forza nel modello Simscape è possibile ottenere l'andamento delle tensioni all'ombelicale e ricavare quindi l'escursione del braccio nelle varie configurazioni.

I risultati ottenuti vengono proposti, ignorando le configurazioni che non rispettano il valore massimo fornito dal cliente:

Tabella 11 Ampiezza di oscillazione del braccio gru

<u>k/c</u>	<u>5000 Ns/m</u>	<u>10000 Ns/m</u>	<u>20000 Ns/m</u>
<u>2000 N/m</u>	5,37	8,74	16,29
<u>5000 N/m</u>	3,82	4,63	7,03
<u>7000 N/m</u>	3,60	4,00	5,44
<u>10000 N/m</u>	3,42	3,58	-

Come si può notare, al contrario dell'ampiezza di oscillazione, l'ottenimento di questo obiettivo richiede dei valori quanto più grandi possibile di rigidità.

Un'ultimo focus può essere fatto sull'andamento della forza dinamica alla fune al variare dei parametri. Per questa analisi è stata considerata ampiezza media della forza misurata sul modello nella condizione

di regime, mentre non è stato considerato il tempo di transitorio in quanto è stato visto che, al variare dello smorzamento, esso è pressochè nullo in ogni caso. Il valore della forza infatti tende a stabilizzarsi praticamente subito su una armonica ad ampiezza abbastanza costante.

I valori in kN delle configurazioni considerate precedentemente sono raccolti nella tabella sottostante:

Tabella 12 Tensione all'ombelicale

<u>k/c</u>	<u>5000 Ns/m</u>	<u>10000 Ns/m</u>	<u>20000 Ns/m</u>
<u>2000 N/m</u>	21,5	35,0	65,1
<u>5000 N/m</u>	38,1	46,2	70,3
<u>7000 N/m</u>	50,4	56,1	76,2
<u>10000 N/m</u>	68,5	71,7	-

Gli stessi dati vengono presentati in un grafico simile a quelli precedenti:

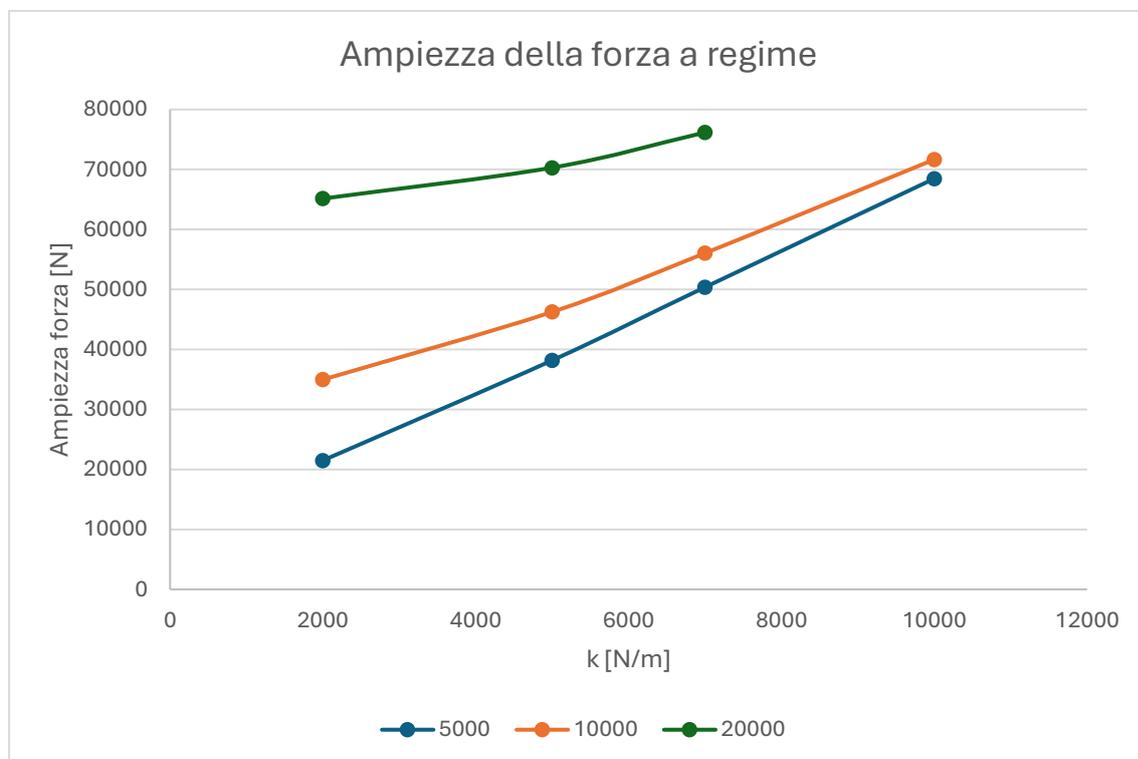


Figura 34 Andamento della tensione in funzione di rigidità e smorzamento

Come si nota l'aumento dello smorzamento porta ad un aumento della forza così come l'aumento della rigidità. Sarà quindi importante tenere i due valori più bassi possibili, anche se si noti che tutti i valori di queste configurazioni sono inferiori al valore target massimo fissato a $10 t$.

Riassumendo il tutto prima della scelta si dovranno considerare i seguenti aspetti:

- La durata del transitorio viene diminuita utilizzando un coefficiente di smorzamento più alto possibile
- L'ampiezza media dello spostamento viene minimizzata per rigidità e smorzamenti bassi
- L'ampiezza di oscillazione del braccio della gru è minimizzata per rigidità alte
- La forza al cavo (nonostante tutte le configurazioni considerate garantiscano il raggiungimento del risultato) viene minimizzata per rigidità e smorzamenti bassi.

Incrociando i vari dati e risultati si può cercare una soluzione che sia il compromesso tra tutti questi aspetti. In questo caso si è scelto di dare un po' meno priorità alla durata del transitorio in quanto l'operazione di varo e utilizzo del collector può durare anche diversi giorni, mentre la simulazione è limitata a 6000 s e quindi a un lasso di tempo piccolo rispetto all'intero tempo di utilizzo. Si può quindi ipotizzare che, se il sistema ci mette un po' di più all'interno di questo periodo limitato ad arrivare a regime, non sia un gran problema in quanto, rispetto all'intera durata, la variazione relativa è poco significativa.

4.2.5 Scelta finale dei parametri e presentazione dei relativi risultati

Al termine di questa analisi si scelgono quindi i risultati, che vengono indicati sotto:

Tabella 13 Parametri ottimali scelti

<u>Grandezza</u>	<u>Valore</u>
Rigidità all'ombelicale	$5000 N/m$
Smorzamento all'ombelicale	$5000 Ns/m$

Ai quali corrisponde un'escursione del braccio pari a:

Tabella 14 Oscillazione del braccio gru

<u>Escursione</u>	<u>Valore [m]</u>
Estremità del braccio	3,82
Corsa cilindro in estrazione	1,91 m
Corsa cilindro in ritrazione	1,93 m

I risultati che si ottengono dal modello utilizzando questi valori sono i seguenti:

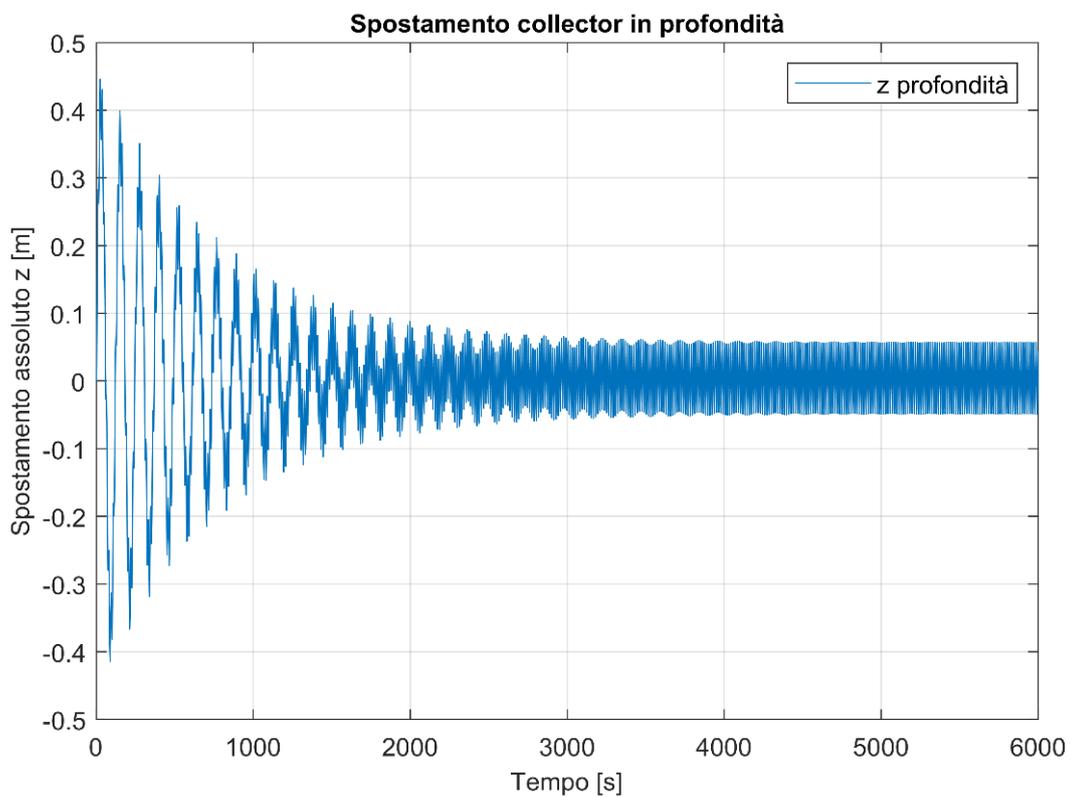


Figura 35 Spostamento del collector con i valori ottimali

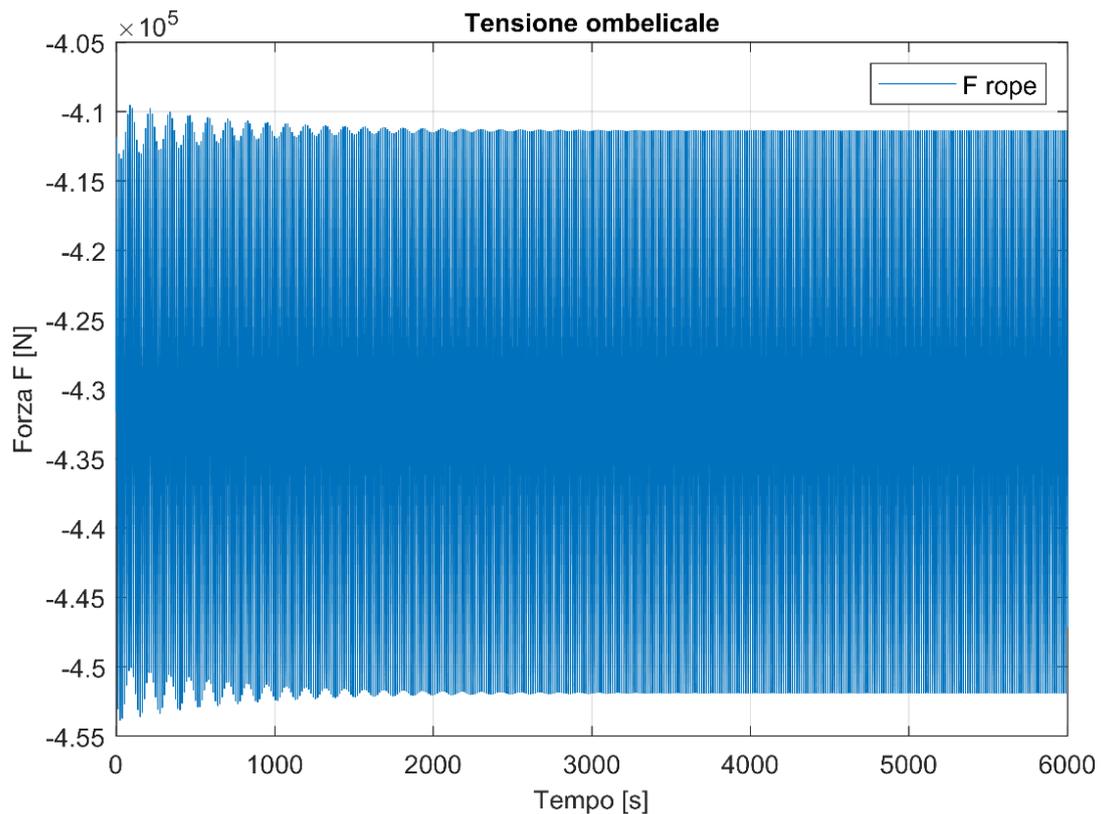


Figura 36 Tensione all'ombelicale con i valori ottimali

Si osservi che nel valore della tensione sulla fune si è già tenuto conto delle forze statiche (peso e spinta di Archimede). Come era stato detto in precedenza si può notare che il transitorio della forza è pressochè trascurabile, anche utilizzando uno smorzamento abbastanza basso come quello scelto.

4.2.6 Analisi della risposta del sistema con il diagramma di Bode

Un metodo alternativo per poter valutare l'influenza dei due parametri sulla risposta dinamica del sistema è l'utilizzo dell'analisi di risposta in frequenza, con la successiva tracciatura dei diagrammi di Bode.

Partendo dall'equazione del moto è possibile ricavare la funzione di trasferimento che lega lo spostamento della nave a quello del collector. In particolare:

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0$$

(4.22)

Passando alle coordinate di Laplace è possibile scrivere:

$$ms^2x + csx + kx = csy + ky$$

(4.23)

Infine si può scrivere la funzione di trasferimento:

$$G(s) = \frac{x}{y} = \frac{cs + k}{ms^2 + cs + k} = \frac{\tau s + 1}{as^2 + bs + 1}$$

(4.24)

Dove:

- $\tau = \frac{c}{k}$
- $a = \frac{m}{k}, \quad b = \frac{c}{k}$

Il diagramma di Bode (in scala logaritmica) che si ottiene analizzando questa funzione è il seguente:

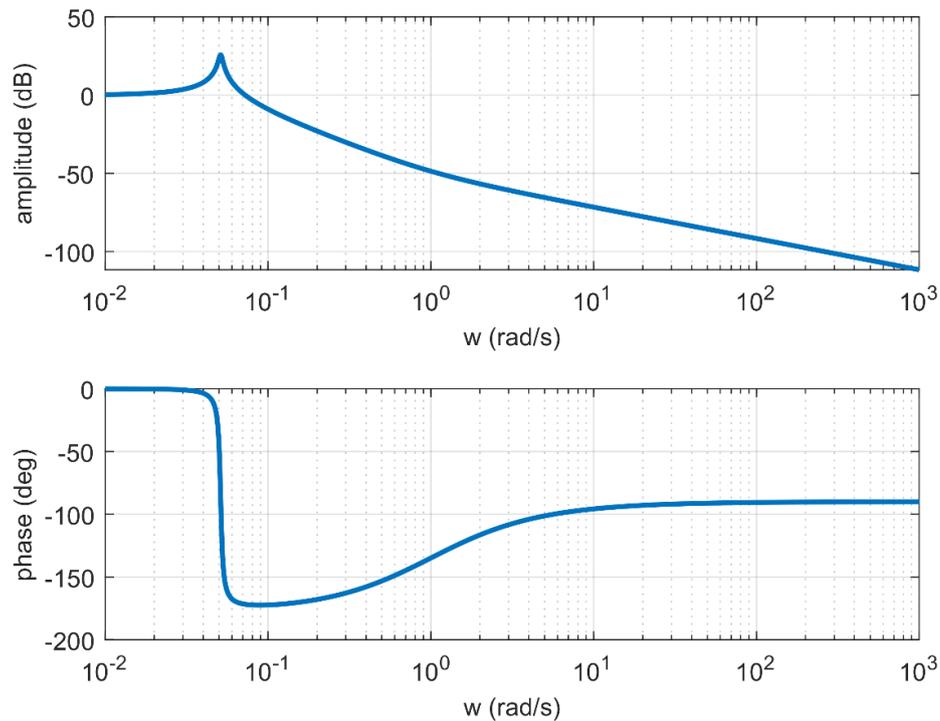


Figura 37 Diagramma di Bode del sistema

E' utile osservare che, se si prende il valore di ampiezza corrispondente alla pulsazione di picco ω_p , lo si trasforma in metri con la relazione $x_{db} = 20 \cdot \log_{10} x_m$ e lo si moltiplica per l'ampiezza di spostamento della nave si ottiene esattamente la stessa ampiezza di spostamento del collector ricavata con il modello Simscape.

Questo semplice calcolo è stato utile come verifica per validare il modello implementato su Matlab – Simulink.

4.3 Modello dinamico Simscape con collector nella splash zone

In modo analogo al caso precedente è stato implementato un modello Simscape per valutare il comportamento dinamico del sistema durante l'attraversamento della splash zone. In questa condizione è stato tenuto conto delle forzanti indotte dalle onde sul collector, mentre lo spostamento della nave è stato trascurato in quanto di un ordine di grandezza minore. Inoltre è bene ricordare che in questa fase il cliente ha dichiarato che il PHC viene mantenuto bloccato e perciò la sua rigidità viene considerata infinita. Come si vedrà successivamente questo è giustificato dalla dinamica del sistema. L'obiettivo di questo modello, quindi, non sarà l'ottimizzazione dei parametri, ma la sola stima della tensione agente sull'ombelicale, necessaria per il successivo dimensionamento del sistema.

4.3.1 Descrizione del modello Simscape

E' stato creato il seguente modello:

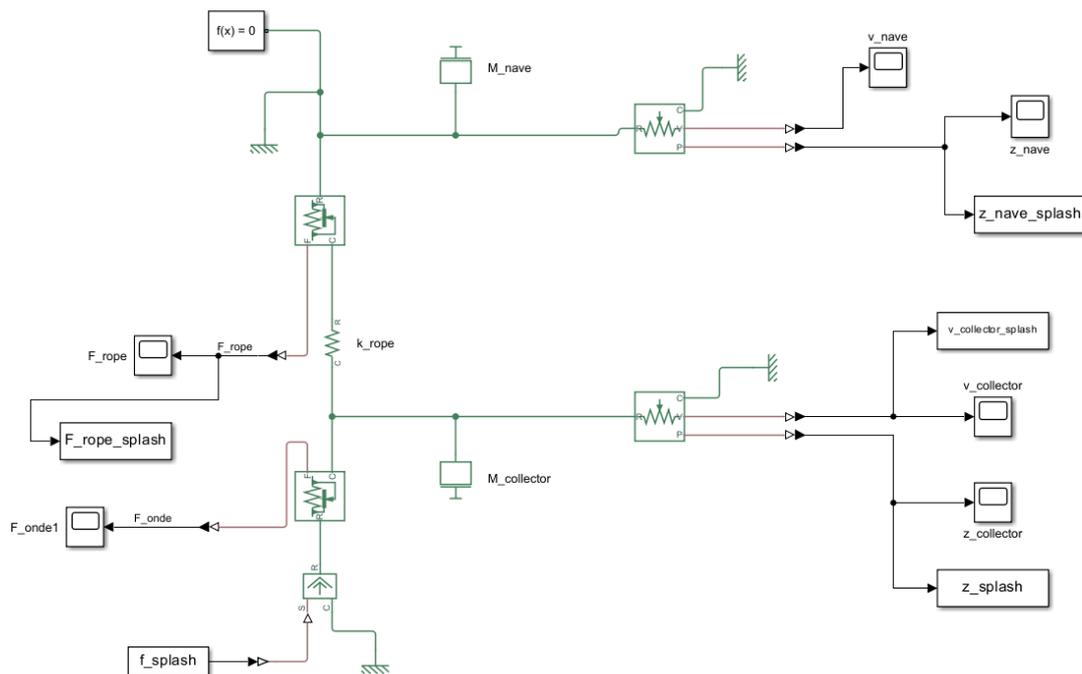


Figura 38 Modello Simscape con collector nella splash zone

Come è possibile notare all'interno del modello sono presenti le due masse (collector e nave) collegate tra loro da una rigidità che rappresenta quella dell'ombelicale.

E' presente una sorgente ideale di forza che impone una forzante sinusoidale alla massa del collector, con valori di input presi dal modello Matlab sviluppato in precedenza. Sono poi presenti per la gestione dei dati, ma non strettamente necessari, una serie di sensori:

- Misuratore di posizione e velocità del collector
- Misuratore di posizione velocità della nave (per verificare che la forzante indotta sia corretta)
- Misuratore di forza attraverso l'ombelicale
- Misuratore di forza applicata (come verifica del corretto funzionamento del modello)

4.3.2 Scelta dei parametri di input

La costruzione di un modello Simscape richiede, oltre al posizionamento dei blocchetti corretti, una serie di informazioni di input per ognuno di essi. Di seguito viene riportata una tabella dove vengono riassunti i dati inseriti (senza i valori) con una veloce descrizione, facendo riferimento alla notazione del modello e a quella utilizzata precedentemente in questa tesi:

Tabella 15 Parametri di input del modello Simscape

<u>Informazione del modello</u>	<u>Grandezza fisica</u>	<u>Descrizione</u>
M_collector	m_{tot} [t]	$M = m + \Delta m_{am} + m_{corda,aria} + m_{corda,acqua}$
M_nave	M [t]	
k_rope	k_r [N/m]	$k_r = \frac{EA}{l_{rope}} = \frac{EA}{20 + prof}$
Forza sul collector	f_splash	Forza dinamica calcolata precedentemente con il modello delle forze idrodinamiche

4.3.3 Simulazione del modello

Una volta inseriti tutti i valori e costruito completamente il modello è possibile lanciare la simulazione per valutare l'entità dello spostamento del collector in queste condizioni e la tensione alla fune.

Inoltre si indaga se il non utilizzo del PHC in questa fase è giustificato oppure se l'introduzione di una rigidità aggiuntiva può essere una soluzione utile per la riduzione dello spostamento e della tensione.

La simulazione svolta è quella senza l'utilizzo del PHC e i risultati ottenuti sono presentati nei seguenti due grafici:

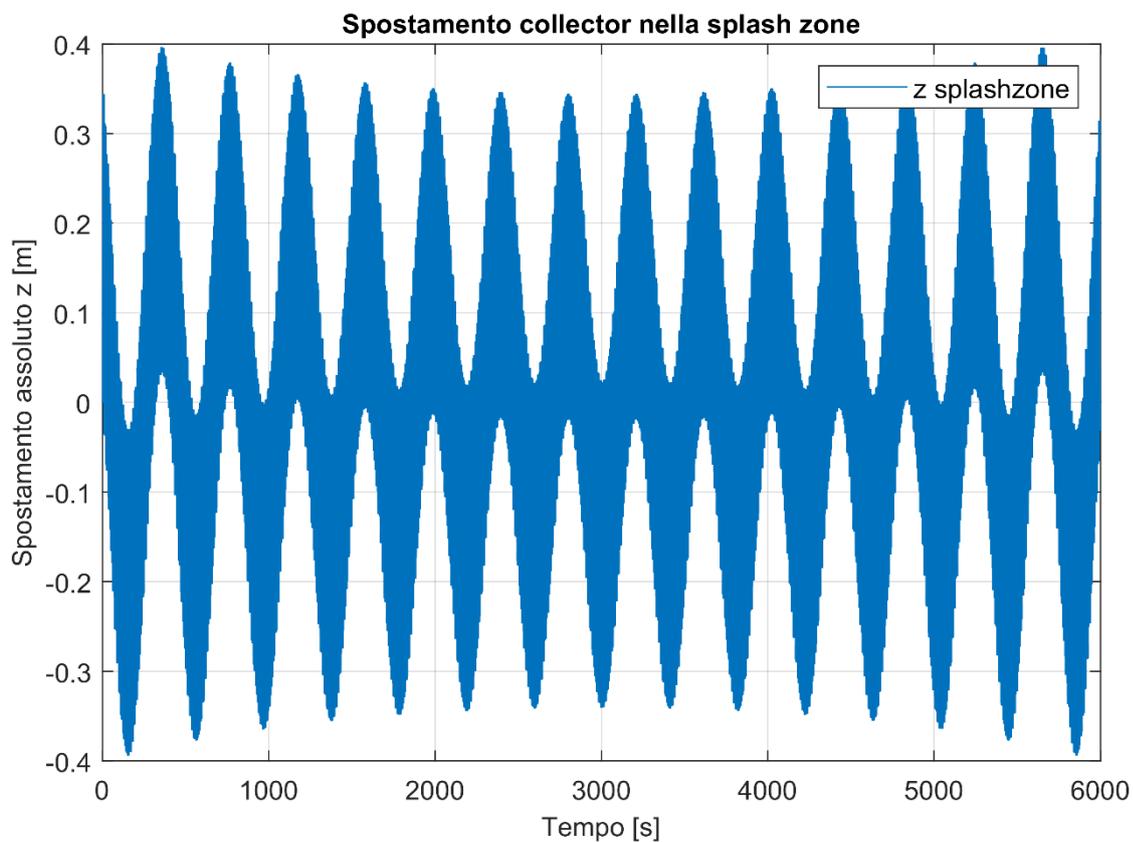


Figura 39 Spostamento del collector nella splash zone

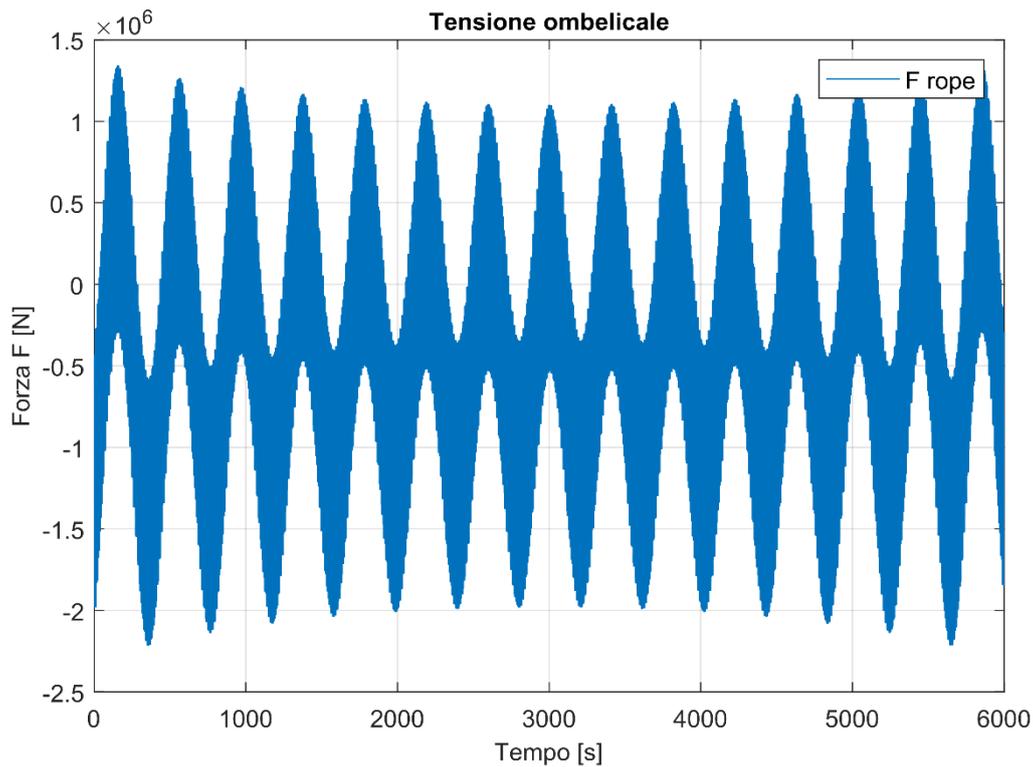


Figura 40 Tensione all'ombelicale nella splash zone

Come si può notare lo spostamento è maggiore rispetto alla condizione di profondità a causa della presenza di forzanti causate dalle onde che sono maggiori rispetto al solo effetto di spostamento della nave. Per quanto riguarda la tensione si può notare come le forze dinamiche abbiano lo stesso ordine di grandezza delle forze statiche e perciò la variabilità di questo valore è molto maggiore rispetto al caso di profondità.

La scelta di non utilizzare il PHC in questa configurazione viene giustificato dal punto di vista teorico con il fatto che il corpo di cui si vuole limitare il moto è lo stesso su cui viene applicata la forza e, perciò, la riduzione della rigidità totale del sistema implica l'aumento dello spostamento della massa stessa. Per questo motivo in questa configurazione la scelta ottimale è avere una rigidità la più alta possibile per vincolare il collector alla nave (considerata nel modello fissa). Se ipoteticamente si portasse la rigidità della fune all'infinito, infatti, lo spostamento del collector sarebbe pressoché nullo (nella realtà sarebbe invece uguale a quello della nave).

Per quanto riguarda la tensione all'ombelicale invece l'aggiunta o meno del PHC non varia sensibilmente i valori, perciò viene confermata la decisione del cliente di non utilizzarlo nella fase di attraversamento della splash zone.

5. Dimensionamento del sistema

In questo capitolo vengono descritti tutti i passaggi svolti per il dimensionamento di vari componenti meccanici che andranno a costituire l'insieme del PHC. A partire infatti dai risultati delle analisi dinamiche verrà definita la condizione di carico peggiore, in accordo con le regole di progettazione meccanica, e in base ad essa saranno verificati analiticamente tutti gli elementi che si è scelto di considerare in questo studio preliminare.

Inizialmente verranno fatte alcune considerazioni sull'effettiva configurazione che si vorrà dare al sistema di compensazione, sui materiali utilizzati e sulle scelte e ipotesi progettuali, per poi passare alla verifica seguendo i metodi classici della progettazione meccanica.

Nel capitolo seguente sarà utilizzata poi l'analisi agli elementi finiti, per un'analisi più approfondita del componente geometricamente più complesso (il braccio gru) e perciò difficile da trattare con i modelli teorici semplificati.

Più nello specifico in questo capitolo saranno introdotti diversi capitoli riguardanti:

- Analisi delle condizioni di carico e scelta della condizione di lavoro più gravosa
- Analisi dei materiali utilizzati
- Dimensionamento analitico del braccio gru
- Dimensionamento dei perni delle pulegge
- Verifica dei cilindri idraulici
- Dimensionamento dei perni di collegamento dei cilindri

Seguendo questo iter si otterrà un primo modello del sistema PHC verificato strutturalmente e ottimizzato rispetto alle esigenze di questa tesi.

5.1 Analisi delle condizioni di carico

Durante l'operazione di varo del collector vengono sviluppate forze diverse in base alla fase considerata. Come introdotto nella presentazione delle operazioni di sollevamento il carico prima viene calato in aria, poi attraversa la splash zone e infine scende in profondità.

Lo schema delle forze agenti è pressoché sempre lo stesso, mentre varia il valore delle forze F applicata all'estremità della fune. L'immagine seguente mostra come sono dirette le forze esterne agenti sul sistema:

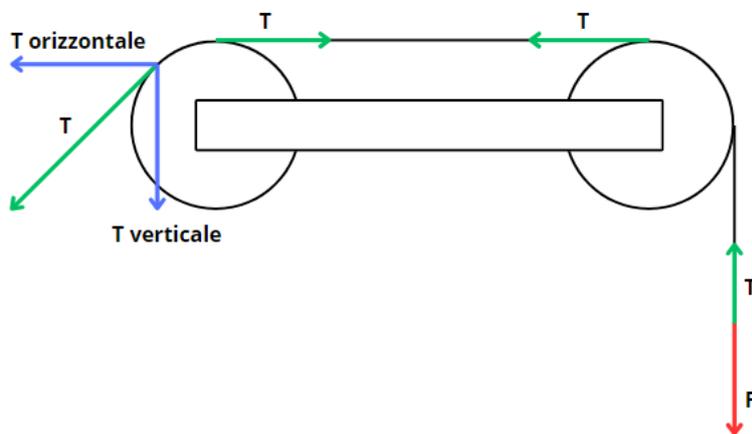


Figura 41 Forze esterne agenti sul sistema

L'espressione per il calcolo della forza F dipende dalla fase che si considera durante l'operazione di sollevamento:

- Collector in aria: la forza è pari alla forza gravitazionale del corpo

$$F = m_{collector,aria} \cdot g$$

Per tenere conto degli effetti dinamici, che per questo caso non sono stati calcolati, si utilizza un fattore di amplificazione, come suggerito dalla normativa DNVGL-ST-N001. Dalle tabelle della norma si ricava un fattore DAF (Dynamic Amplification Factor) pari a 1,25, che deve essere moltiplicato per la forza di gravità. (6)

- Collector nella splash zone: la forza è la somma di diverse componenti:
 - Forza gravitazionale e di Archimede del collector, rappresentate insieme dal valore di massa in acqua del corpo.
 - Massa in aria della fune (che va dalla gru a circa il pelo libero dell'acqua)
 - Tensione al cavo calcolata con il modello dinamico nella splash zone (8)

L'espressione che permette la valutazione di questa forzante al è la seguente:

$$F = m_{collector,acqua} \cdot g + m_{fune,aria} \cdot g + F_{dinamica,max}$$

- Collector in profondità: la forza è la somma delle seguenti componenti:
 - Forza gravitazionale e di Archimede del collector (massa in acqua)
 - Massa in aria e in acqua della fune
 - Tensione al cavo calcolata con il modello dinamico in profondità (8)

L'espressione che permette la valutazione di questa forzante è la seguente:

$$F = m_{collector,acqua} \cdot g + m_{fune,aria} \cdot g + m_{fune,acqua} \cdot g + F_{dinamica,max}$$

Ipotizzando un angolo di inclinazione della fune in uscita dal braccio in direzione dell'argano pari a 45° è possibile calcolarne le componenti orizzontale e verticale e riassumere in una tabella le varie forze esterne agenti sul sistema:

Tabella 16 Valore delle forze agenti sul sistema nelle 3 condizioni di carico

<u>Forza [kN]</u>	<u>Collector in aria</u>	<u>Collector nella splash zone</u>	<u>Collector in profondità</u>
<i>F</i>	<i>2701</i>	<i>2150</i>	<i>475</i>
<i>T</i>	<i>2701</i>	<i>2150</i>	<i>475</i>
<i>T_{argano,orizzontale}</i>	<i>1910</i>	<i>1521</i>	<i>336</i>
<i>T_{argano,verticale}</i>	<i>1910</i>	<i>1521</i>	<i>336</i>

Alla luce di questi risultati è chiaro notare che la condizione più critica per il dimensionamento strutturale è quella in cui il collector si trova al di fuori dell'acqua, nella prima fase della discesa. Sarà quindi la condizione di sollecitazione utilizzata per la verifica analitica del braccio gru e per il dimensionamento dei rispettivi perni.

5.2 Analisi dei materiali utilizzati

Viene qui dedicato un breve capitolo per la presentazione dei materiali scelti per i vari componenti dell'assieme. In ambito navale ricopre una grande importanza il contrasto della corrosione e perciò i materiali, oltre alle classiche caratteristiche strutturali devono resistere in qualche modo agli effetti di un ambiente aggressivo come quello marino. Per questa motivazione si fa ampio uso sia di elementi verniciati, sia di acciai inossidabili.

Inoltre, trattandosi spesso di elementi di carpenteria di grandi dimensioni, il processo produttivo più utilizzato è la saldatura e perciò i materiali scelti devono tener conto di questo requisito (la saldabilità appunto).

In questa tesi sono stati utilizzati materiali standard per questo ambito, le cui caratteristiche vengono presentate nella tabella seguente. Inoltre è stato specificato, per ogni elemento dell'assieme, quale materiale è stato scelto per la sua produzione successiva.

Tabella 17 Materiali utilizzati

<u>Materiali</u>	<u>Tensione di snervamento</u> [MPa]	<u>Modulo di Young E</u> [MPa]	<u>Componenti</u>
S 355 J2 N <i>(Verniciato)</i>	$t^{(*)} < 3mm$ - 355	210000	<i>Braccio gru</i> <i>Cilindri</i>
	$3mm < t < 100mm$ - 345		
	$100mm < t < 150mm$ - 335		
	$150mm < t < 250mm$ - 325		
	$250mm < t < 400mm$ - 315		
Acciaio inox 17 - 4 PH	725	210000	<i>Perni</i>
39 Ni Cr Mo 3	500	210000	<i>Steli cilindri</i>
Tribotop®	<i>Pressione ammissibile di contatto</i> 100 MPa	-	<i>Bronzine</i>

(*) con t viene indicata una dimensione caratteristica che può essere il diametro delle barre o lo spessore delle lamiere.

5.3 Dimensionamento analitico del braccio gru

Prima di passare alla verifica numerica del braccio, è importante definire la forma che il braccio dovrà avere. In questa fase si osserva che esso dovrà essere dotato di due forcelle alle estremità per poter fissare le pulegge e per poterlo fissare tramite un perno al telaio della gru. Inoltre sarà necessario prevedere un attacco per il cilindro idraulico, mentre la parte centrale del braccio può essere semplicemente una trave a sezione costante, con l'obiettivo di resistere alla flessione.

Si nota inoltre che la posizione del cilindro può avere dei pro e dei contro, in funzione della configurazione scelta. In questo caso si sceglie di utilizzare due cilindri posizionati sopra il braccio, in posizione orizzontale (quando il braccio è a riposo). Ne vengono posizionati due perché l'utilizzo di uno solo, posizionato centralmente, interferirebbe con la fune che scorre. Inoltre questa scelta permette di avere dei cilindri che lavorano sempre a trazione, perché sempre soggetti almeno al peso del carico, e perciò evitare problemi legati all'instabilità elastica dovuta a carichi di compressione su elementi snelli.

Il modello preliminare che si ottiene prima delle verifiche è il seguente:

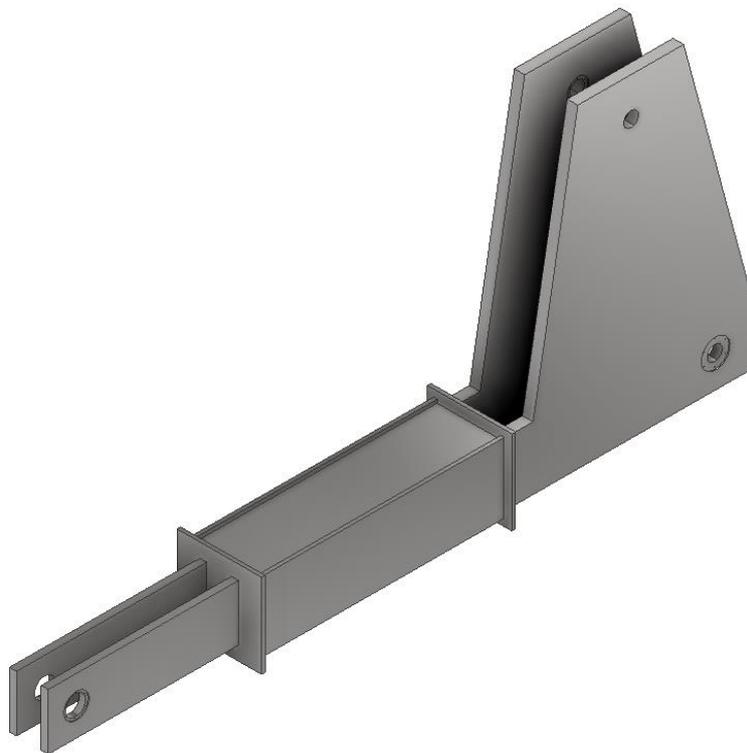


Figura 42 Modello di partenza del braccio



Figura 43 Dettaglio della sezione dello scatolato

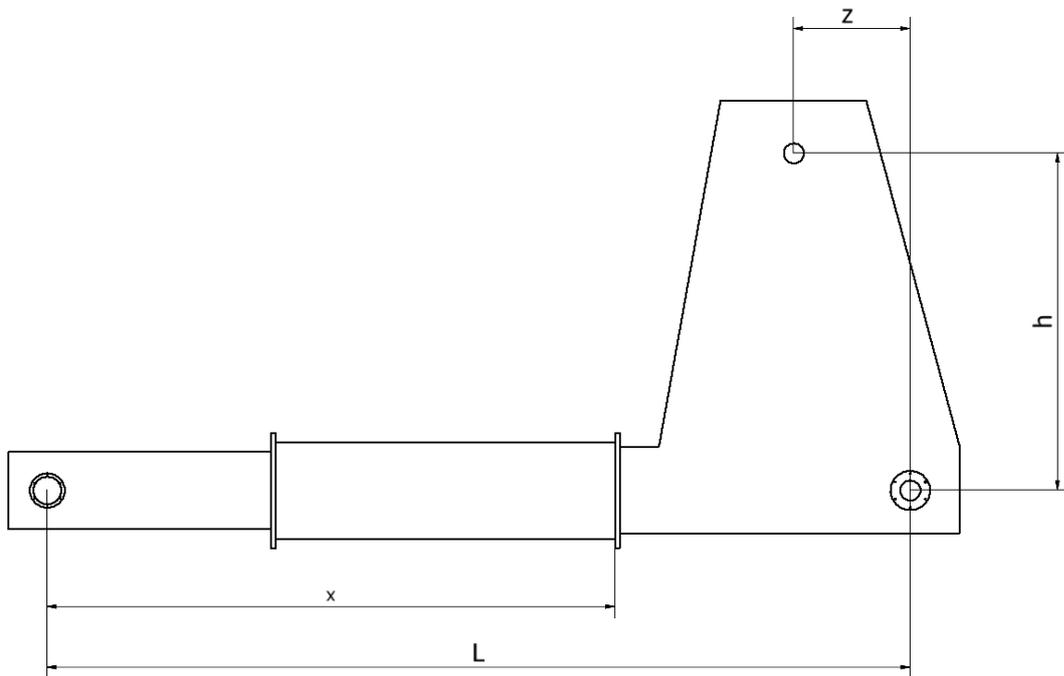


Figura 44 Schema delle grandezze del braccio

Data la complessità del componente, che viene ottenuto come un assieme saldato da diverse lamiere, in questa fase di dimensionamento si verifica solo la sezione centrale dello scatolato, mentre successivamente, con l'utilizzo dell'analisi FEM si andrà a verificare anche le altre aree del braccio.

Con l'ausilio del software FTool viene impostato il modello trave, come mostrato nell'immagine seguente:

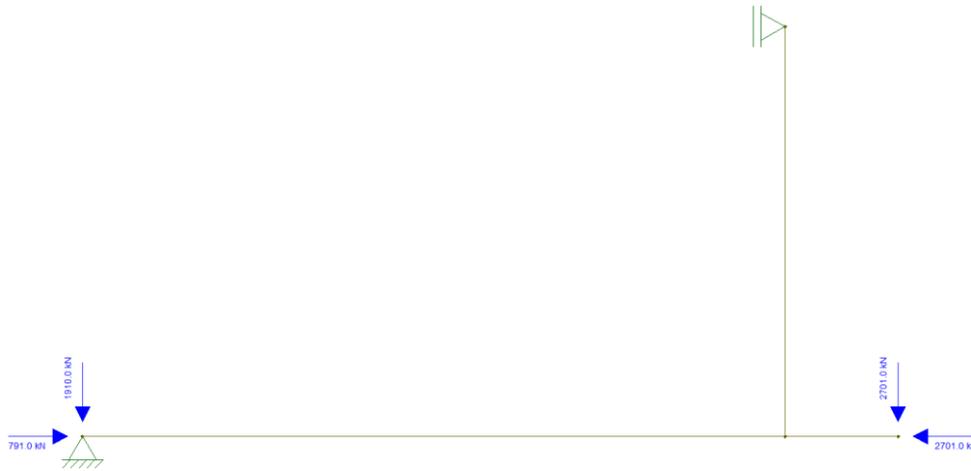


Figura 45 Modello trave del braccio

Vengono quindi calcolati i diagrammi delle caratteristiche di sollecitazione, e in particolare quelli dello sforzo normale, del taglio e del momento flettente.

Vengono di seguito riportati i grafici, con i rispettivi valori:

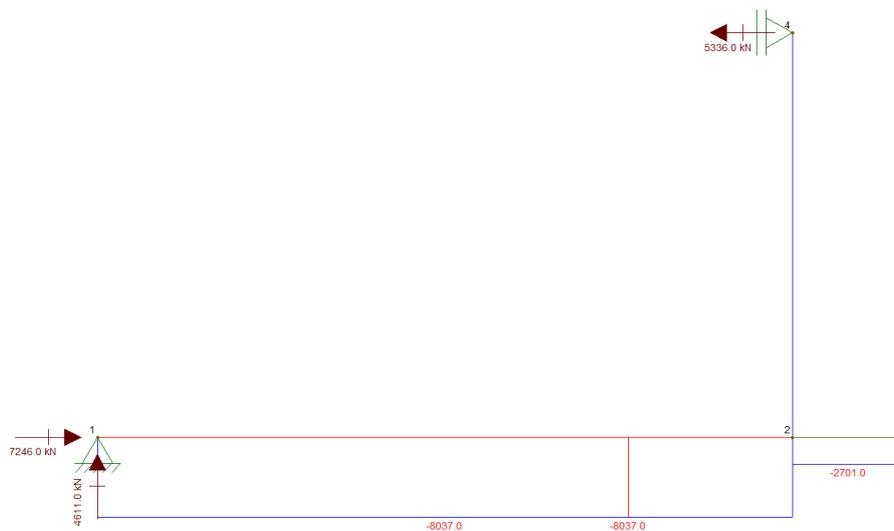


Figura 46 Sforzo normale sul braccio

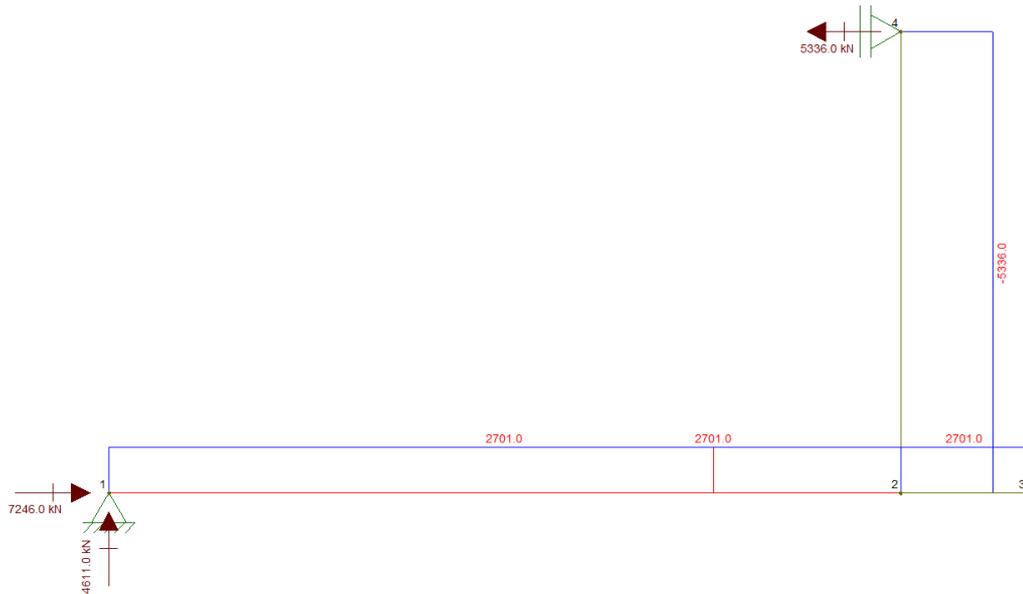


Figura 47 Taglio sul braccio

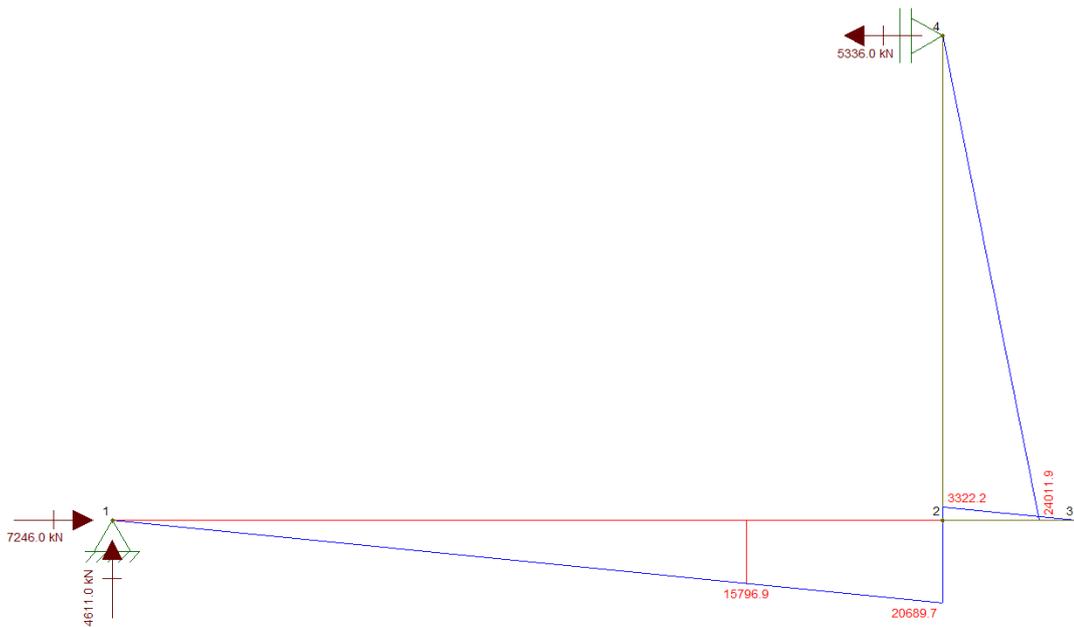


Figura 48 Momento flettente sul braccio

Come si può notare il software fornisce in automatico i valori delle reazioni vincolari dei vincoli imposti, così come il valore delle caratteristiche di sollecitazione alla coordinata x analizzata (x non coincide con la lunghezza totale perché la sola parte centrale è a sezione costante e il suo valore è 5850 mm).

Si può quindi riassumere in una tabella i valori calcolati:

Tabella 18 Caratteristiche di sollecitazione

<u>Grandezza</u>	<u>Valore</u>
$R_{1,o}$ [kN]	7246
$R_{1,v}$ [kN]	4611
$R_{4,o}$ [kN]	5336
N_{max} [kN]	8037
T_{max} [kN]	2701
$M_{f,max}$ [kNm]	15796,9

Si procede con l'analisi della sezione e il calcolo dell'area resistente e del modulo di resistenza a flessione. Come già anticipato la sezione è rettangolare cava, ottenuta mediante saldatura di lamiere.

Ne viene mostrata di seguito una sezione:

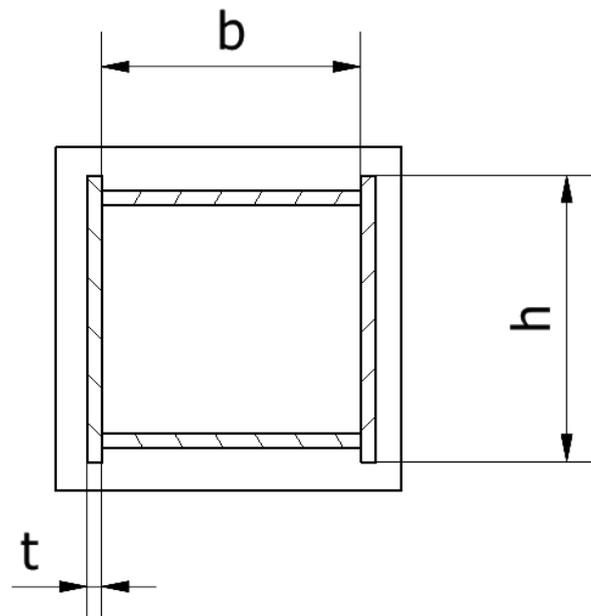


Figura 49 Sezione dello scatolato

Nella tabella di seguito vengono riportati i valori delle varie grandezze:

Tabella 19 Dimensioni dello scatolato

<u>Grandezza</u>	<u>Valore</u>
b [mm]	900
h [mm]	1000
t [mm]	50

E' possibile quindi calcolare le grandezze geometriche di interesse:

$$A_{resistente} = b \cdot h - (b - 2t)(h - 2t) = 180000 \text{ mm}^2 \quad (5.1)$$

$$I = \frac{bh^3 - (b - 2t)(h - 2t)^3}{12} = 30,7 \cdot 10^9 \text{ mm}^4 \quad (5.2)$$

$$W_f = I \cdot \frac{2}{h} = 61,4 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \quad (5.3)$$

Una volta ricavato tutti i parametri geometrici della sezione è possibile calcolare le tensioni che agiscono sulla struttura:

$$\sigma_N = \frac{N}{A_{resistente}} = 38 \text{ MPa} \quad (5.4)$$

$$\sigma_{M_f} = \frac{M_f}{W_f} = 257 \text{ MPa} \quad (5.5)$$

$$\tau_T = \frac{3}{2} \cdot \frac{T}{A_{resistente}} = 19 \text{ MPa} \quad (5.6)$$

Conoscendo questi valori si può verificare infine la struttura, utilizzando la tensione equivalente di Von Mises e confrontandola con la tensione di snervamento del materiale e ricavando quindi il coefficiente di sicurezza:

$$\sigma_{id} = \sqrt{(\sigma_N + \sigma_{M_f})^2 + 3 \cdot \tau_T^2} = 297 \text{ MPa} \quad (5.7)$$

$$CS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{id}} = 1,11 \quad (5.8)$$

La struttura viene quindi verificata in quanto il valore è maggiore di 1, però sicuramente non si tratta di una soluzione accettabile perchè l'obiettivo che si vuole raggiungere è il valore di 1,5 (valore che solitamente si impone per la progettazione di strutture meccaniche).

Un'ulteriore verifica che è necessario svolgere è quella di resistenza ad instabilità elastica dovuta a carichi di compressione. In questo caso infatti la sforzo normale è abbastanza alto e perciò la trave potrebbe subire questo fenomeno e collassare.

Per questa verifica si fa riferimento al procedimento descritto dall'Eurocodice 3, ovvero la normativa specifica per la progettazione di strutture meccaniche. (16)

Di seguito vengono riportate le relazioni utilizzate, seguendo la norma.

Viene innanzitutto calcolato il raggio di inerzia della sezione ρ :

$$\rho = \sqrt{\frac{I}{A}} = 380 \text{ mm} \quad (5.9)$$

E con esso, conoscendo la lunghezza della trave, si ricava il parametro di snellezza λ :

$$\lambda = \frac{L}{\rho} = 15,4 \quad (5.10)$$

Si procede con la stima della snellezza critica λ_{cr} , calcolando poi il rapporto $\bar{\lambda}$ di essa con la snellezza della trave in questione :

$$\lambda_{cr} = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_y}} = 79,2 \quad (5.11)$$

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda}{\lambda_{cr}} = 0,19 \quad (5.12)$$

Utilizzando poi le formule fornite dall'Eurocodice 3 e scegliendo da tabella un parametro $\alpha = 0,34$ è possibile valutare i coefficienti ϕ e χ , necessari per il metodo: (16)

$$\phi = 0,5 \cdot [1 + \alpha(\bar{\lambda} - 0,2) + \bar{\lambda}^2] = 0,52 \quad (5.13)$$

$$\chi = \frac{1}{\phi + [\phi^2 + \bar{\lambda}^2]^{0,5}} \simeq 1 \quad (5.14)$$

Si possono inoltre calcolare i valori di carico normale critico N_{cr} e momento critico M_{cr} , sempre facendo riferimento alla normativa:

$$N_{cr} = \frac{\chi \cdot A_{resistente} \cdot \sigma_y}{1,25} = 47079 \text{ kN} \quad (5.15)$$

$$M_{cr} = \frac{W_f \cdot \sigma_y}{1,25} = 13510 \text{ kNm} \quad (5.16)$$

In conclusione è possibile applicare l'equazione di verifica fornita dall'Eurocodice per valutare se la trave resiste o meno:

$$\frac{N}{N_{cr}} + 1,5 \cdot \frac{M}{M_{cr}} \leq 1 \quad (5.17)$$

Sostituendo i valori calcolati si ottiene:

$$\frac{N}{N_{cr}} + 1,5 \cdot \frac{M}{M_{cr}} = 1,92$$

(5.18)

E perciò la trave risulta non verificata a instabilità elastica.

A questo punto sarebbe necessario variare i valori della sezione fino a quando si ottengono soddisfatte le verifiche a flessione – compressione e a buckling (instabilità elastica).

Volendo eventualmente utilizzare questo tipo di dimensionamento basterebbe aumentare le dimensioni utilizzando una sezione con h pari a 1500 mm e b pari a 1200 mm per ottenere verificata la struttura.

In questa tesi però non si ritiene opportuno seguire questa strada, anzi risulta essere più conveniente procedere con il calcolo degli altri elementi meccanici del sistema, per poi ottimizzare successivamente la forma strutturale del braccio utilizzando l'analisi FEM. Questo perché la verifica analitica è molto approssimata su una struttura complessa come quella adottata, mentre gli elementi finiti permettono una soluzione migliore e più veritiera.

5.4 Dimensionamento dei perni delle pulegge

Di seguito viene mostrato l'iter seguito per il dimensionamento dei perni delle pulegge, nonché la verifica a pressione di contatto delle varie sedi in cui lo stesso viene inserito.

5.4.1 Dimensionamento del perno anteriore

Viene presentato lo schema che rappresenta il montaggio della puleggia anteriore:

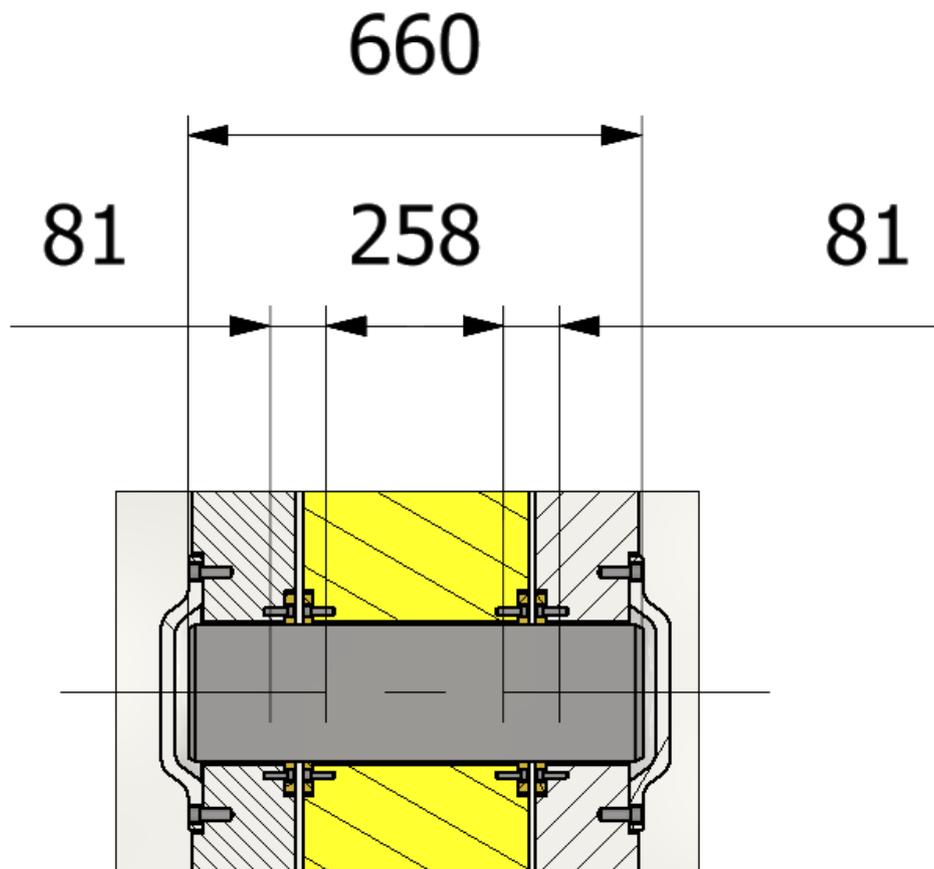


Figura 50 Schema di montaggio del perno della puleggia anteriore

Come si può vedere si è scelto di utilizzare 4 bronzine come unico appoggio per il perno, in modo da poter controllare meglio le zone di applicazione dei carichi e ottimizzare il diametro posizionando le aree di applicazione delle forze vicino alle aree di applicazione dei vincoli.

Utilizzando la teoria delle travi questo schema viene semplificato come segue:

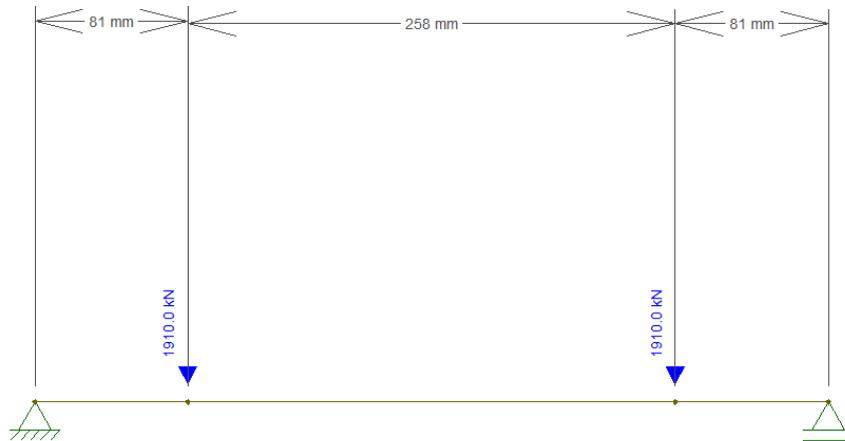


Figura 51 Schema del modello trave del perno anteriore

Il valore delle forze agenti rappresenta la somma vettoriale delle due componenti di tensione che agiscono sulla puleggia anteriore e viene calcolato facendo riferimento allo schema e alle formule seguenti:

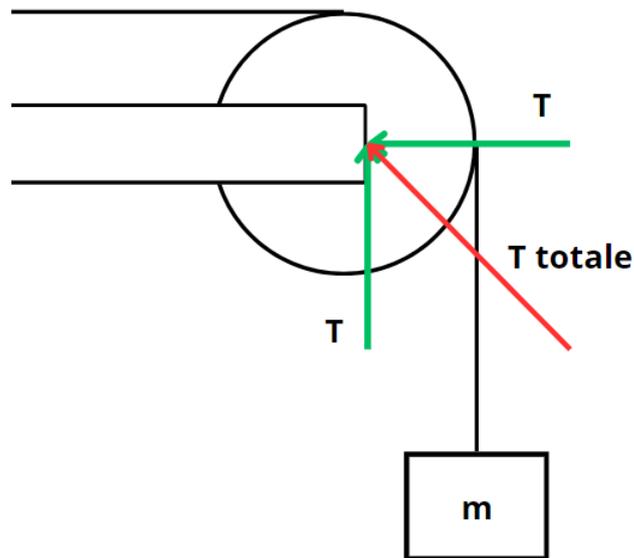


Figura 52 Schema delle forze agenti sul perno anteriore

La tensione della fune T vale 2701 kN e coincide con il valore del carico quando il collector si trova in aria (cioè con la condizione di carico più critica, utilizzata per i dimensionamenti)

Si può valutare la tensione totale T_{tot} utilizzando il teorema di Pitagora, ed essa coinciderà con la forza totale che verrà applicata sul perno.

$$T_{tot} = \sqrt{T^2 + T^2} = 3820 \text{ kN} \quad (5.19)$$

Dato che i punti di applicazione della forza sono due (ben definiti grazie all'utilizzo delle bronzine su cui poggia il perno, la forza su ogni punto verrà calcolata come:

$$F = \frac{T_{tot}}{2} = 1910 \text{ kN} \quad (5.20)$$

Successivamente, con l'ausilio del software Ftool, si possono ricavare i diagrammi delle caratteristiche di sollecitazione:

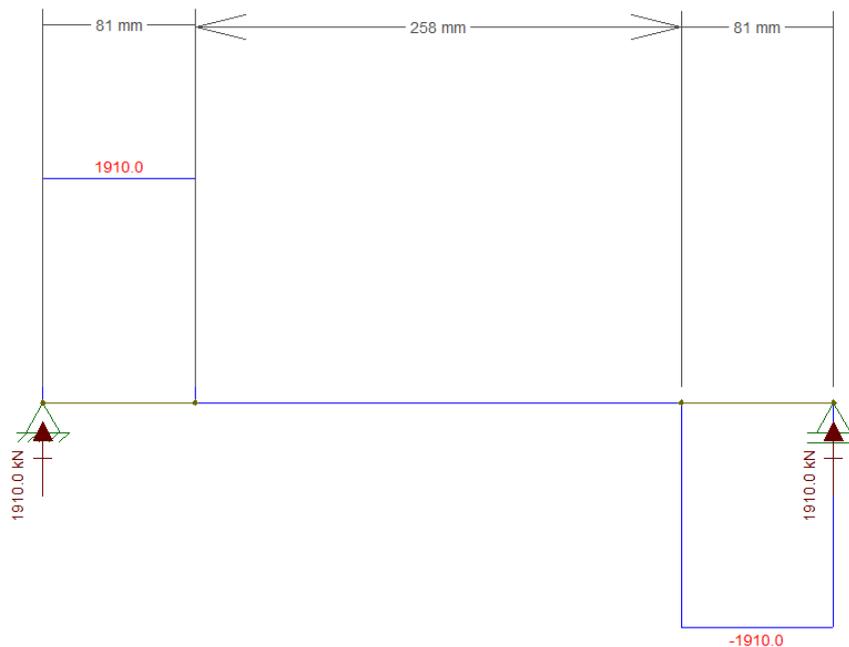


Figura 53 Taglio agente sul perno anteriore

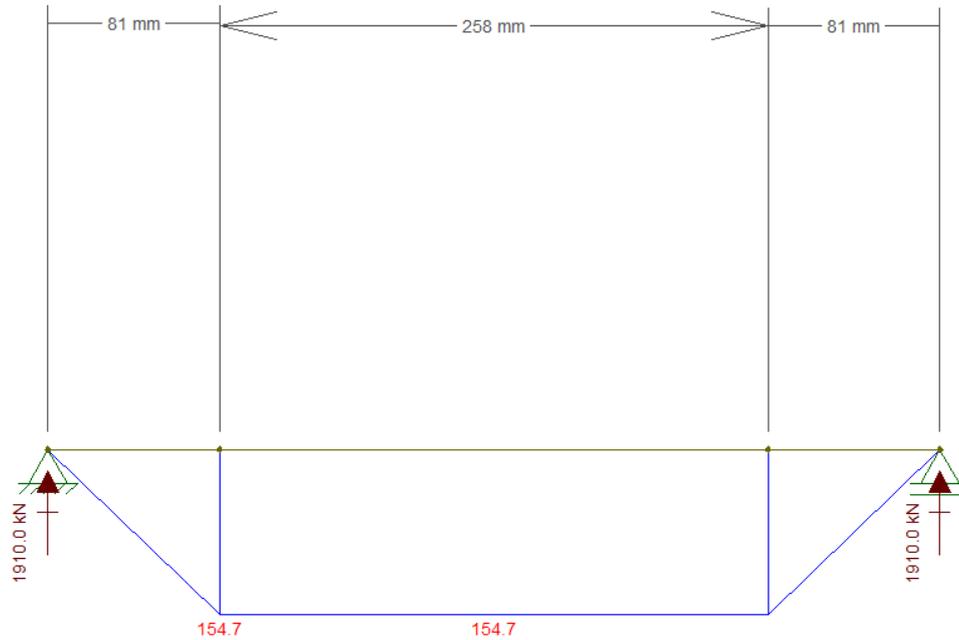


Figura 54 Momento flettente agente sul perno anteriore

Con i valori di taglio e momento flettente massimo calcolati si può procedere al dimensionamento del perno. Scegliendo un diametro e utilizzando un foglio di calcolo, si può calcolare iterativamente la tensione ideale e la si può confrontare con quella di snervamento dell'acciaio utilizzato (ovvero l'acciaio inossidabile 17-4 PH, con trattamento termico H1150).

I risultati finali che si ottengono sono riportati nella tabella seguente:

Tabella 20 Risultati del dimensionamento del perno anteriore

Grandezza	Valore
d [mm]	200
A_{res} [mm ²]	31400
W_f [mm ³]	785000
τ_T [MPa]	81
σ_{M_f} [MPa]	197
σ_{id} [MPa]	242
CS [-]	3

Una volta definito il diametro del perno è necessario verificare che la pressione di contatto che agisce sulle bronzine di supporto presenti sia sulla ruota, sia sul braccio, sia minore di quella ammissibile del materiale (per le bronzine, come già accennato, viene utilizzato il *Tribotop*[®], con pressione ammissibile di *100 MPa*).

Per questa verifica si fa riferimento al metodo suggerito dal produttore GGB nel catalogo “*DU*[®] and *DU-B*[™]”:

Per un cuscinetto radente cilindrico la formula suggerita per il calcolo della pressione di contatto è:

$$p = \frac{F}{D_i \cdot B} = \frac{1910 \cdot 10^3}{200 \cdot 70} = 68 \text{ MPa}$$

(5.21)

Questo valore, confrontato con quello della pressione ammissibile del materiale (*TriboTop L2* per cuscinetti in applicazioni marine con pressione ammissibile di *100 MPa*) mostra che una bronzina con spessore pari a *70 mm* è sufficiente per sostenere il carico applicato. Vengono perciò utilizzati 4 cuscinetti radenti, due montati sul braccio gru e due montati sulla puleggia.

5.4.2 Dimensionamento del perno posteriore

Di seguito viene presentato lo schema che rappresenta il montaggio della puleggia posteriore:

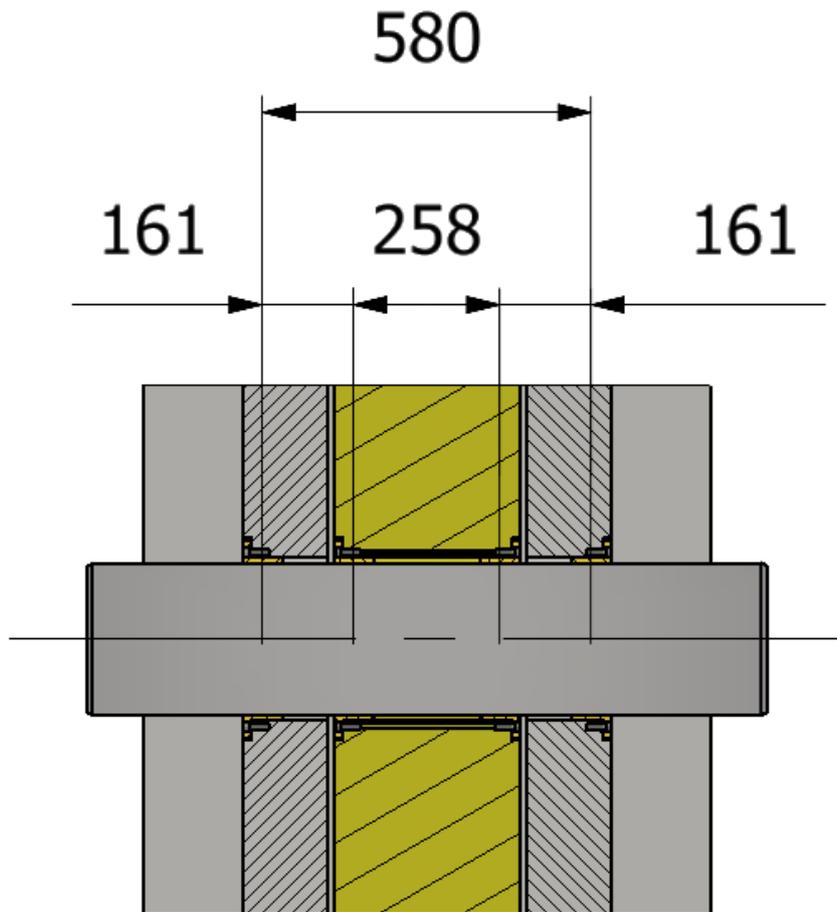


Figura 55 Schema di montaggio del perno della puleggia posteriore

Su questo perno le forze agiscono su 4 punti diversi (sulle 4 bronzine presenti) e su 2 piani diversi, perciò è necessario valutare le caratteristiche di sollecitazione su due piani ortogonali tra loro.

La distribuzione delle forze sul perno è la seguente:

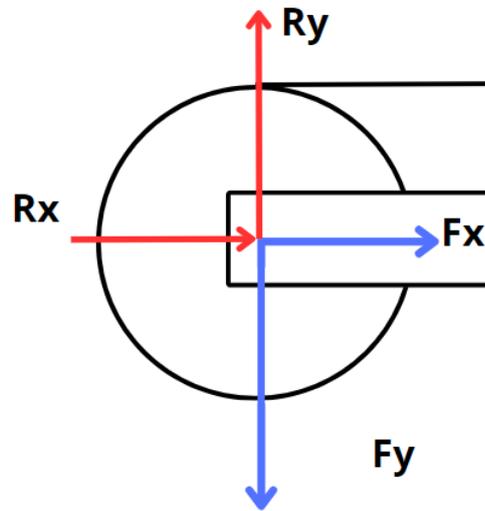


Figura 56 Forze agenti sul perno posteriore

Il calcolo delle forze F_x e F_y viene fatto partendo dal presupposto che sul perno agiscano due forze esterne, che coincidono con la tensione della fune T . Una di esse ha direzione orizzontale, verso destra, mentre la seconda è inclinata di 45° verso la posizione dell'argano. Per calcolare le due componenti sui piani x e y si utilizzano le seguenti relazioni:

$$T_{argano,x} = -T \cdot \sin(45^\circ) \tag{5.22}$$

$$T_{argano,y} = -T \cdot \cos(45^\circ) \tag{5.23}$$

$$F_x = \frac{T - T_{argano,x}}{2} \tag{5.24}$$

$$F_y = \frac{T_{argano,y}}{2} \tag{5.25}$$

Il valore invece delle reazioni R_x e R_y viene valutato a partire dai risultati delle caratteristiche di sollecitazione del braccio gru. In particolare questi valori saranno la metà delle reazioni vincolari calcolate dal software FTool in presenza del vincolo che simboleggia il perno posteriore.

I valori che si ottengono, facendo riferimento a quanto detto sopra, sono:

Tabella 21 Forze agenti sul perno posteriore

<u>Grandezza</u>	<u>Valore</u>
F_y [kN]	955
F_x [kN]	396
R_y [kN]	2306
R_x [kN]	3623

E' possibile quindi, note tutte queste grandezze, costruire il modello trave per il perno e ricavare i diagrammi delle caratteristiche di sollecitazioni. I grafici ottenuti da FTool sono riportati di seguito:

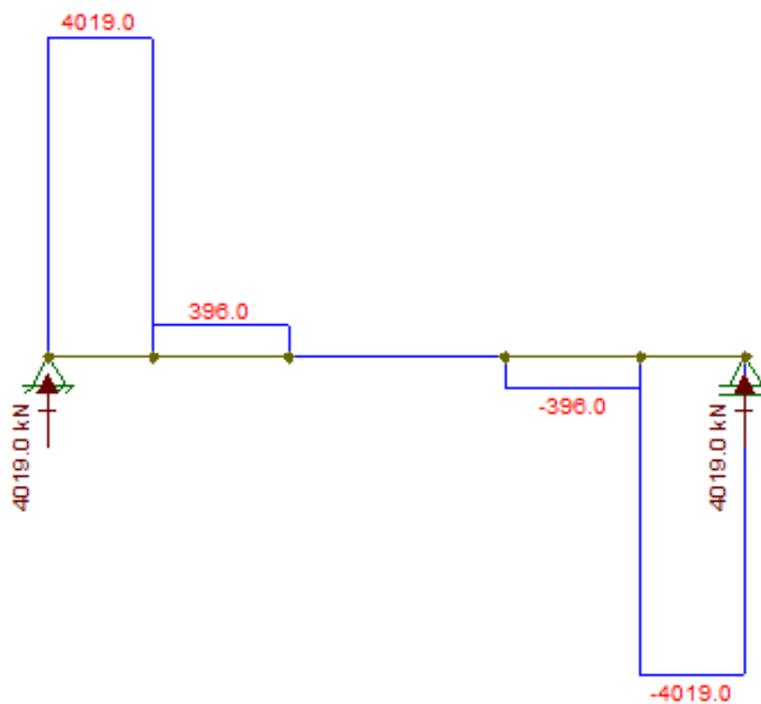


Figura 57 Taglio in direzione x agente sul perno posteriore

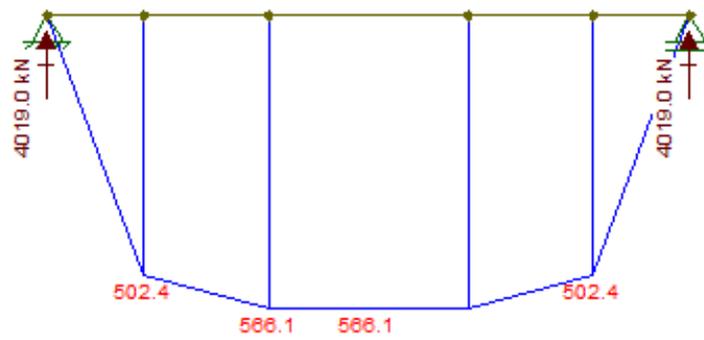


Figura 58 Momento in direzione x agente sul perno posteriore

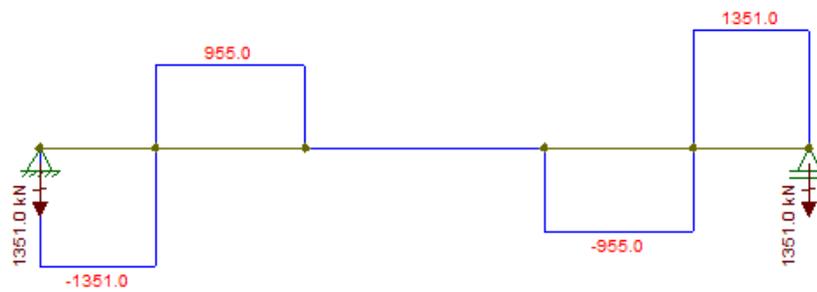


Figura 59 Taglio in direzione y agente sul perno posteriore

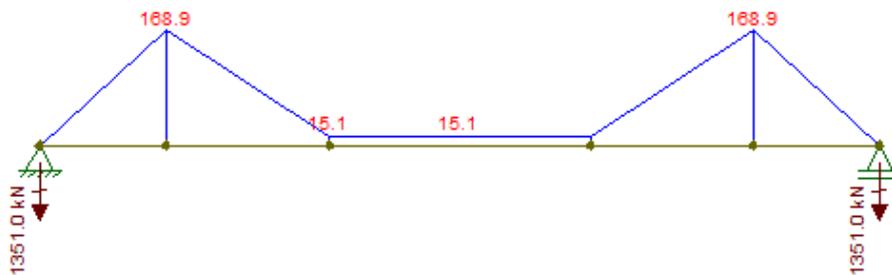


Figura 60 Momento in direzione y agente sul perno posteriore

In maniera cautelativa vengono presi i valori massimi di taglio e momento nei due piani e vengono utilizzati per verificare, scegliendo un diametro d pari a 270 mm , la resistenza del perno.

I valori massimi delle caratteristiche di sollecitazione sui due piani sono i seguenti:

Tabella 22 Caratteristiche di sollecitazione massime sul perno posteriore

<u>Grandezza</u>	<u>Valore</u>
$T_{x,max}$ [kN]	4019
$T_{y,max}$ [kN]	1351
$M_{x,max}$ [kNm]	542
$M_{y,max}$ [kNm]	168,9

Innanzitutto si procede a sommare vettorialmente i valori delle caratteristiche di sollecitazione, in un modo da ricondursi ad un unico piano:

$$T = \sqrt{T_x^2 + T_y^2} = 4240 \text{ kN} \quad (5.26)$$

$$M_f = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = 567,7 \text{ kNm} \quad (5.27)$$

Successivamente si applicano le formule geometriche per la valutazione dell'area resistente e del modulo di resistenza a flessione:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = 57227 \text{ mm}^2 \quad (5.28)$$

$$W_f = \frac{\pi d^3}{32} = 1931394 \text{ mm}^3 \quad (5.29)$$

Infine si valutano i valori delle tensioni, si calcola la tensione ideale con il criterio di Von Mises e, confrontandola con la tensione di snervamento dell'acciaio inossidabile 17-4 PH si ricava il coefficiente di sicurezza.

$$\tau_T = \frac{4}{3} \cdot \frac{T}{A} = 111 \text{ MPa} \quad (5.30)$$

$$\sigma_{M_f} = \frac{M_f}{W_f} = 306 \text{ MPa} \quad (5.31)$$

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_{M_f}^2 + 3 \cdot \tau_T^2} = 361 \text{ MPa} \quad (5.32)$$

$$CS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{id}} = 2 \quad (5.33)$$

Come per il perno anteriore è necessario verificare la resistenza a pressione di contatto delle 4 bronzine utilizzate. Inoltre, ipotizzando di inserire il perno nella struttura della gru senza l'ausilio di una boccola, bisogna verificare la resistenza a pressione della sede ricavata per foratura sul corpo gru.

Dato che si vogliono utilizzare 4 bronzine uguali tra loro le si verifica solo una volta, utilizzando il carico maggiore (ovvero R_y).

Viene valutata la pressione di contatto come suggerito dal catalogo del costruttore:

$$p = \frac{F}{D_i \cdot B} = \frac{3623 \cdot 10^3}{270 \cdot 70} = 96 \text{ MPa} < p_{lim} \quad (5.34)$$

Si osserva che il valore ottenuto è minore di 100 MPa , ovvero della pressione limite per il materiale utilizzato (*TriboTop*[®]) e perciò le bronzine possono considerarsi verificate.

Per la verifica del foro di inserimento del perno nella struttura della gru invece, ipotizzando sia che la sede abbia un diametro D_{hole} pari a 275 mm , si segue il metodo proposto dalla normativa per il calcolo dei padeye. La norma di riferimento è la DNVGL – ST – E273 (appendice A) e suggerisce un metodo per la verifica a pressione di contatto di una sede contenente un perno.

Viene prima di tutto calcolato il rapporto $\frac{d}{D_{hole}} = 0,98$ e successivamente viene applicata la formula di verifica riferita a rapporti maggiori di 0,94:

$$\sigma = 0,045 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot E}{D_{hole} \cdot t}} \quad (5.35)$$

Ipotizzando che la struttura sia acciaio strutturale S355, con uno spessore della zona di collegamento pari a 150 mm si ottiene: (11)

$$CS = \frac{\sigma_y}{\sigma} = 1,9$$

(5.36)

5.5 Verifica dei cilindri idraulici

Come già accennato in precedenza si sceglie di utilizzare due cilindri idraulici montati al di sopra del braccio, così che il carico statico del collector faccia in modo che essi lavorino sempre in trazione, con la sola variazione della forza dovuta alla dinamica del sistema. Questo implica la non necessità di verificare il componente a instabilità di buckling.

Dall'analisi delle caratteristiche di sollecitazione del braccio gru è possibile ricavare la reazione vincolare che agisce sul vincolo che rappresenta il punto di collegamento tra l'asta del cilindro e trave, la quale sarà uguale alla massima forza agente sul cilindro stesso (tabella 17).

Scegliendo di utilizzare due pistone idraulici il carico che sarà considerato per la verifica dovrà essere la metà di questa reazione vincolare, ovvero 2668 kN .

Le verifiche da svolgere sono, in questo caso, tre soltanto:

- La resistenza a trazione dell'asta.
- La resistenza del cilindro alla pressione interna.
- La resistenza degli occhielli di fissaggio dove poi verranno inseriti i perni. (10)

Di seguito viene presentato uno schema di massima che mostra le dimensioni scelte per i cilindri e che dovranno essere successivamente verificate.

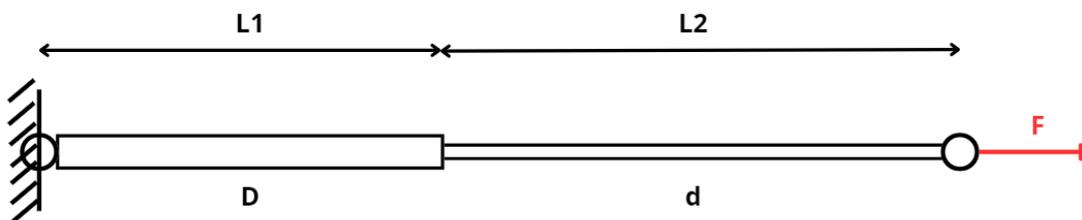


Figura 61 Schema di un cilindro idraulico

Nello schema si individua con D il diametro interno del cilindro e con $L1$ la sua lunghezza, mentre con d il diametro dell'asta e con $L2$ la sua lunghezza.

Tabella 23 Grandezze caratteristiche dei cilindri idraulici

<u>Grandezza</u>	<u>Valore</u>
$L1$ [mm]	4475
$L2$ [mm]	6175
D [mm]	400
d [mm]	220

Il primo calcolo da svolgere è la valutazione della pressione di precarico del cilindro, ovvero quella che permette di sorreggere il collector in condizioni statiche, in acqua.

Si utilizza la seguente equazione di equilibrio, dove la reazione vincolare calcolata con FTool in condizioni di carico statico in acqua viene equiparata alla forza generata dalla pressione nel cilindro sul pistone:

$$p_{precarico} = \frac{R_{equilibrio}}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} = 51 \text{ bar}$$

(5.37)

Considerando che in condizioni statiche in aria (condizione di progetto più critica) la forza di reazione del cilindro deve valere 2668 kN (quella di progetto presentata in precedenza), è possibile calcolare la pressione massima nel cilindro con la stessa relazione, cambiando solo il valore di F :

$$p = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} = 305 \text{ bar}$$

(5.38)

Questo valore è da considerarsi accettabile in quanto questi cilindri possono essere classificati come cilindri veloci ed è buona norma, per tale categoria, mantenere una pressione massima sempre minore di 400 bar.

Si può quindi stimare il valore dello spessore del cilindro, imponendo che la tensione circonferenziale agente sia minore di quella ammissibile, facendo riferimento alla teoria dei recipienti in pressione.

La formula proposta dalla normativa DNV – CD – 0194 è la seguente: (10)

$$t = \frac{p \cdot \frac{D}{2}}{10 \cdot \sigma_{amm} \cdot e - 0,5 \cdot p} + c = 30 \text{ mm} \quad (5.39)$$

Dove e indica un fattore di saldatura (posto uguale a 1 ipotizzando di ottenere il cilindro da un pezzo pieno e non da un calandrato saldato) e c indica un sovrametallo che tiene conto della corrosione.

Si ottiene quindi un cilindro in S355 con diametro esterno 460 mm e diametro interno 400 mm .

Si procede di seguito con la verifica a trazione dell'asta, con le seguenti relazioni: (10)

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = 37994 \text{ mm}^2 \quad (5.40)$$

$$\sigma_N = \frac{F}{A} = 70 \text{ MPa} < \sigma_{amm} \quad (5.41)$$

Dove il materiale utilizzato è un acciaio 39 Ni Cr Mo 3, con $\sigma_{amm} = 330 \text{ MPa}$.

Infine, sempre seguendo la normativa, si verificano gli occhielli di fissaggio alle estremità con la seguente formula: (10)

$$\sigma_t = \frac{F}{t \cdot (2R - d_{perno})} \cdot \sqrt{\frac{2R}{d_{perno}^2} - \frac{2R}{d_{perno}} + 1} \quad (5.42)$$

Dove t è lo spessore e R il raggio esterno dell'occhiello, come mostrato nell'immagine seguente:

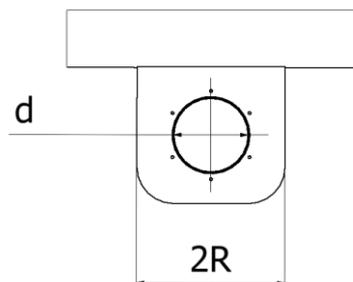


Figura 62 Occhio cilindro

I valori dei dati di input e dei risultati ottenuti vengono riassunti nella tabella seguente:

Tabella 24 Valori della verifica degli occhielli dei cilindri

<u>Grandezza</u>	<u>Occhiello cilindro</u>	<u>Occhiello asta</u>
F [kN]	2668	2668
t [mm]	100	120
$2R$ [mm]	400	450
d_{perno} [mm]	200	200
σ [MPa]	230	174
CS [-]	1,4	2,9

5.6 Verifica dei perni dei cilindri

Si procede infine con la verifica delle dimensioni dei perni dei cilindri a flessione e taglio e con la verifica a a pressione di contatto delle bronzine montate sugli occhielli dei cilindri e sul braccio.

Sull'occhiello delle aste invece si è scelto di predisporre lo spazio per uno snodo sferico, che permetta di contrastare eventuali disallineamenti.

Di seguito viene riportato un esempio di schema di montaggio, e in particolare quello dei perni inseriti nelle aste, utilizzando appunto 2 bronzine fissate al braccio e 2 snodi sferici inseriti negli occhielli:

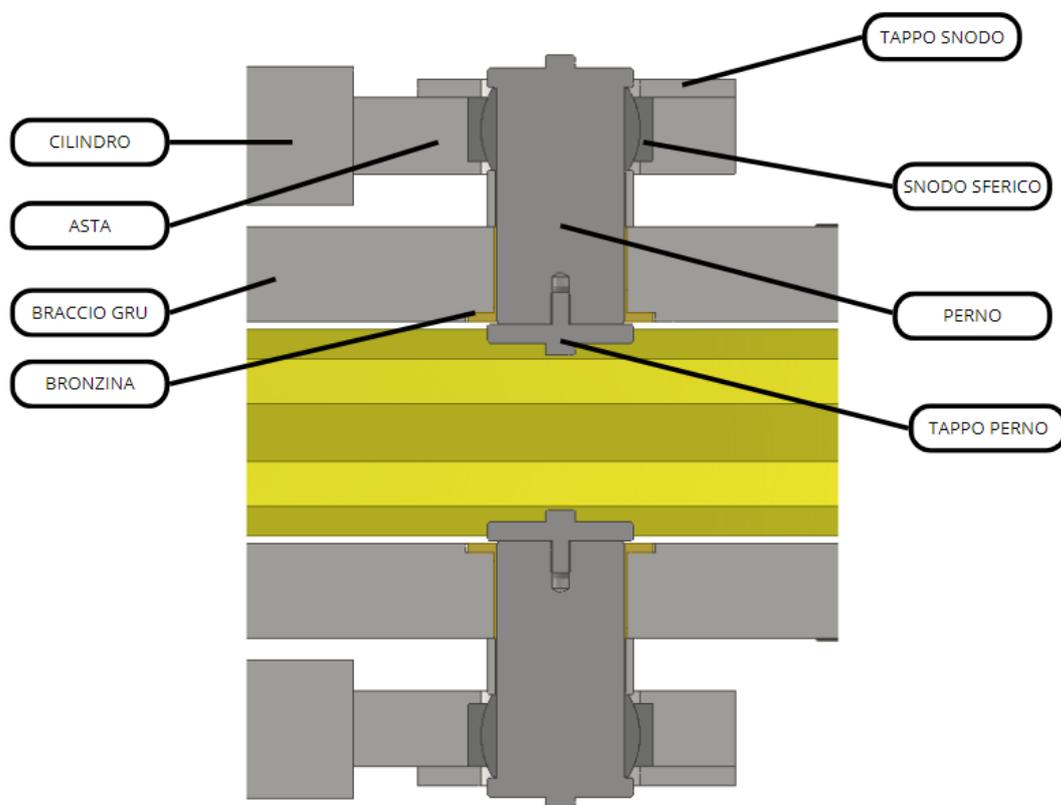


Figura 63 Montaggio perno asta – braccio

I perni sono dello stesso diametro e subiscono tutti la stessa forza, ma cambiano le lunghezze tra quelli dei cilindri e quelli delle aste.

Viene di seguito riportato l'iter di calcolo, che vale per tutti, e poi una tabella riassuntiva per i risultati di ognuno.

$$T_{max} = F \quad (5.43)$$

$$M_{f,max} = F \cdot l \quad (5.44)$$

$$\sigma_{id} = \sqrt{\left(\frac{M_{f,max}}{W_f}\right)^2 + 3\left(\frac{3}{2} \cdot \frac{T_{max}}{A}\right)^2} \quad (5.45)$$

$$CS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{id}} \quad (5.46)$$

Sostituendo i valori si ricavano i seguenti risultati, divisi tra i perni utilizzati per gli occhielli dei cilindri e quelli utilizzati per gli occhielli delle aste:

Tabella 25 Risultati per i perni dei cilindri e delle aste

<u>Grandezza</u>	<u>Perni cilindri</u>	<u>Perni aste</u>
F [kN]	2668	2668
l [mm]	180	185
d_{perno} [mm]	220	220
M_f [Nm]	480240	493580
σ_{id} [MPa]	487	499
CS [-]	1,5	1,5

La verifica delle bronzine è la stessa utilizzata in precedenza, con la seguente relazione proposta dal costruttore:

$$p = \frac{F}{D_i \cdot B} < p_{lim} \quad (5.47)$$

I risultati ottenuti sostituendo i valori nell'equazione sopra vengono riassunti nella tabella seguente:

Tabella 26 Risultati della verifica a pressione delle bronzine

<u>Grandezza</u>	<u>Bronzine cilindri</u>	<u>Bronzine braccio</u>
F [kN]	2668	2668
$l_{bronzina}$ [mm]	70	150
p [MPa]	87	40

Un ultimo cenno viene fatto sullo snodo sferico scelto per questa applicazione. La scelta di utilizzare uno snodo sferico deriva dalla volontà di poter compensare eventuali disallineamenti dovuti sia ai giochi, sia a imprecisione di montaggio/costruzione.

E' stato fatto riferimento al catalogo del produttore SKF, andando a ricercare un componente con diametro interno pari a quello del perno (quindi 200 mm) e identificando una serie di proprietà richieste:

- Cuscinetto sferico radiale: i carichi sono solo radiali, a meno di effetti secondari dovuti al non allineamento degli elementi del sistema, quindi ci si può limitare a un cuscinetto più semplice e meno costoso.
- Cuscinetto esente da manutenzione, perchè innanzitutto coincide con dei costi extra di mantenimento e in ogni caso implicherebbe un complesso smontaggio di componenti di grandi dimensioni, non attuabile in mare aperto probabilmente.

Il cuscinetto identificato da questa analisi è codificato come SKF GE 200 TXA – 2LS.

Per quanto riguarda la verifica si sceglie di considerare il funzionamento quasi esclusivamente statico (ci sono piccoli movimenti del perno, ma non si tratta di un assieme rotante ad alto numero di giri) e perciò si analizza solamente se il coefficiente di carico statico è sufficiente.

Seguendo il metodo proposto nel catalogo di SKF si utilizza la relazione:

$$P_0 = y \cdot F_r$$

(5.48)

Dove y dipende dal rapporto F_a/F_r , che essendo nullo porta ad avere un coefficiente $y = 1$.

Il valore di F_r invece coincide con la forza radiale che agisce sullo snodo che è uguale alla forza agente sulle bronzine precedenti (in quanto rappresenta la reazione vincolare che la bilancia). Perciò il suo valore è 2668 kN .

Moltiplicando i due valori e rapportando il carico statico equivalente con quello dello snodo ($C_0 = 10000 \text{ kN}$) si ottiene il coefficiente di sicurezza:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = 3,7$$

(5.49)

Il valore risulta molto elevato e per questo motivo si considera lo snodo sferico scelto verificato a carico statico.

6. Ottimizzazione del braccio gru tramite analisi FEM

L'ultimo aspetto riguardante la fase di dimensionamento del sistema riguarda l'ottimizzazione geometrica del braccio gru, che è stato sì dimensionato analiticamente, tuttavia presenta una forma più complessa e non particolarmente adeguata all'applicazione della teoria delle travi. Risulta perciò necessario affinare il calcolo utilizzando uno strumento più sofisticato, come l'analisi agli elementi finiti, sfruttando il software commerciale Ansys.

Il funzionamento di questo metodo è già stato introdotto nei cenni teorici, perciò in questo capitolo verrà soltanto presentato il lavoro svolto, partendo da un'analisi del modello già utilizzato per il calcolo analitico, per poi modificarlo e ottenere una geometria ottimizzata.

Importando quindi la geometria iniziale su Ansys è possibile innanzitutto assegnare il materiale corretto (con le rispettive caratteristiche) e successivamente creare la mesh. Per questo modello si è scelto di utilizzare una mesh non troppo fitta, con dimensione media pari a 80 mm , velocizzando così il calcolo. Questo perché l'obiettivo è capire l'andamento generale delle grandezze, in ottica di poter successivamente migliorare la struttura.

Il risultato di questa prima fase è il seguente:

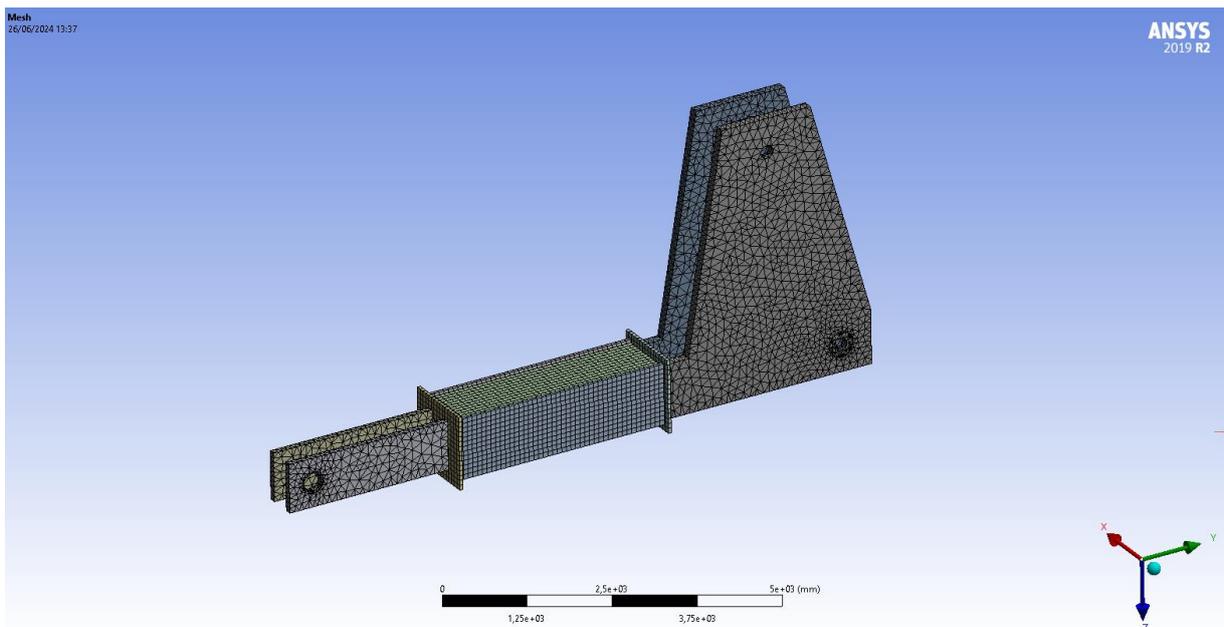


Figura 64 Mesh del modello non ottimizzato

In seguito vengono inseriti i vincoli e i carichi. In particolare viene imposto un vincolo cilindrico (che rappresenta bene una cerniera nell'ambiente tridimensionale) sui fori di alloggiamento del perno della puleggia posteriore, e viene introdotto un elemento spring che simula una rigidità che collega i fori di collegamento alle aste a un punto fittizio posizionato dove si dovrebbero fissare poi i cilindri. Quest'ultimo va a simulare bene il comportamento dei due cilindri nel caso in cui essi siano bloccati impostando una rigidità della molla pari a un numero molto elevato (tendente a infinito).

Infine, con l'ausilio di un remote point che collega le superfici dei fori di alloggiamento del perno della puleggia anteriore, viene applicata una forza a componente sia verticale che orizzontale, che simuli l'applicazione della tensione del cavo. Il valore nelle due direzioni è il medesimo ed è pari a 2701 kN .

Di seguito viene rappresentato il modello impostato e pronto per la simulazione:

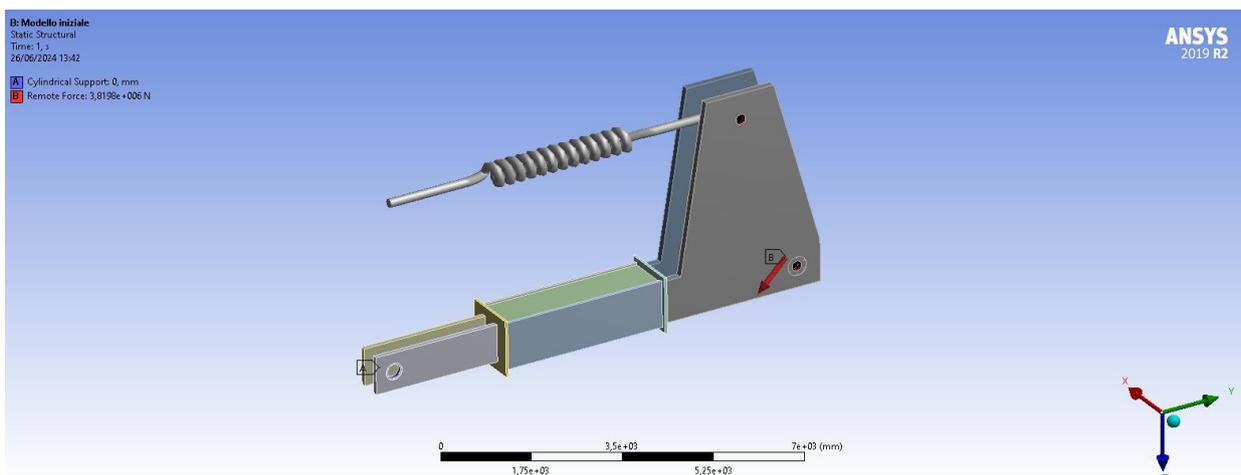


Figura 65 Modello con vincoli e carichi

Si procede con la soluzione del modello, evidenziando come grandezze di interesse da calcolare la tensione equivalente di Von Mises e la deformazione totale.

Di seguito vengono rappresentate le due soluzioni ottenute:

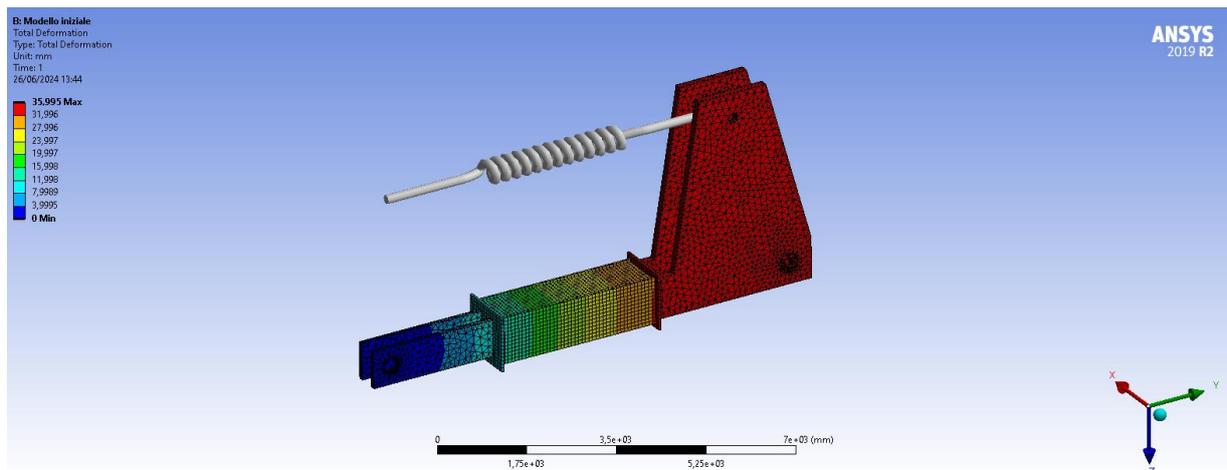


Figura 66 Andamento della deformazione totale sul componente non ottimizzato

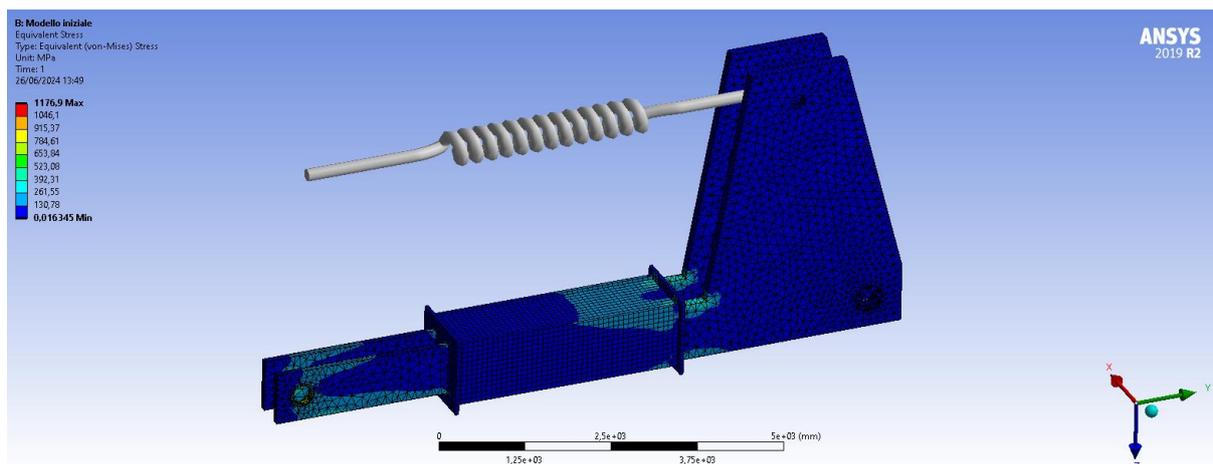


Figura 67 Andamento della tensione di Von Mises sul componente non ottimizzato

Come si può notare la deformazione totale massima è di circa 36 mm.

La tensione di Von Mises invece ha dei punti di massimo che superano decisamente la rottura del materiale, causati principalmente da punti di intensificazione delle tensioni come ad esempio alcuni spigoli vivi. Si può vedere anche che ci sono ampie zone dove la tensione di Von Mises è molto bassa e sulle quali si potrebbe intervenire per alleggerire la struttura rimuovendo del materiale.

In ottica di miglioramento si osserva che la struttura in analisi è paragonabile ad una mensola e perciò che i maggiori effetti di queste sollecitazioni sono dovuti alla trasmissione del taglio tra i vari elementi saldati e alla flessione. Da questa osservazione si può pensare di migliorare il comportamento meccanico aumentando l'inerzia della sezione in direzione verticale (quindi aumentando l'altezza della sezione e riducendo la profondità) ed aggiungendo delle nervature nelle zone di ampia variazione di sezione, come le interfacce tra lo scatolato centrale e le due forcelle. Inoltre per ridurre gli sforzi localizzati è utile introdurre raccordature, così come nelle zone poco sollecitate togliere il materiale riducendo il peso del braccio.

Si procede basandosi su queste considerazioni per ottenere un risultato che permetta la diminuzione sia delle tensioni, sia della deformazione. L'analisi del braccio ottimizzato avviene con gli stessi input precedenti, ma variando la geometria del modello. In questo caso, volendo prediligere la precisione dei risultati ottenuti si utilizza una mesh variabile e più fitta. In particolare viene utilizzata una dimensione di 50 mm sulle lamiere di grandi dimensioni della struttura saldata, mentre una dimensione di 15 mm sulle nervature più piccole.

A questo punto, come fatto in precedenza, si simula il modello, visualizzando nuovamente la deformazione totale e la tensione equivalente di Von Mises.

Di seguito vengono rappresentate le nuove mappe a colori, che evidenziano le differenze dovute al cambio di geometria:

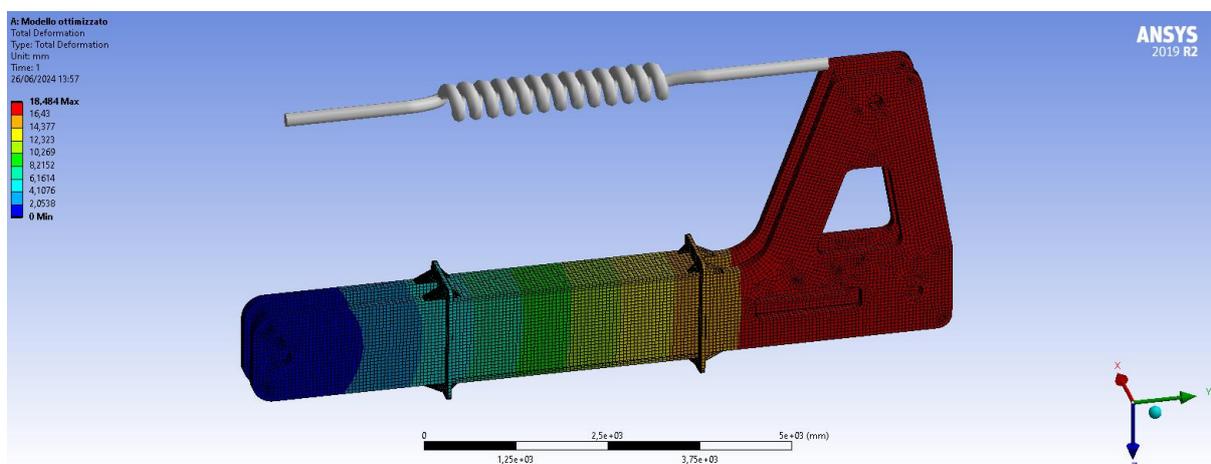


Figura 68 Andamento della deformazione totale sul componente ottimizzato

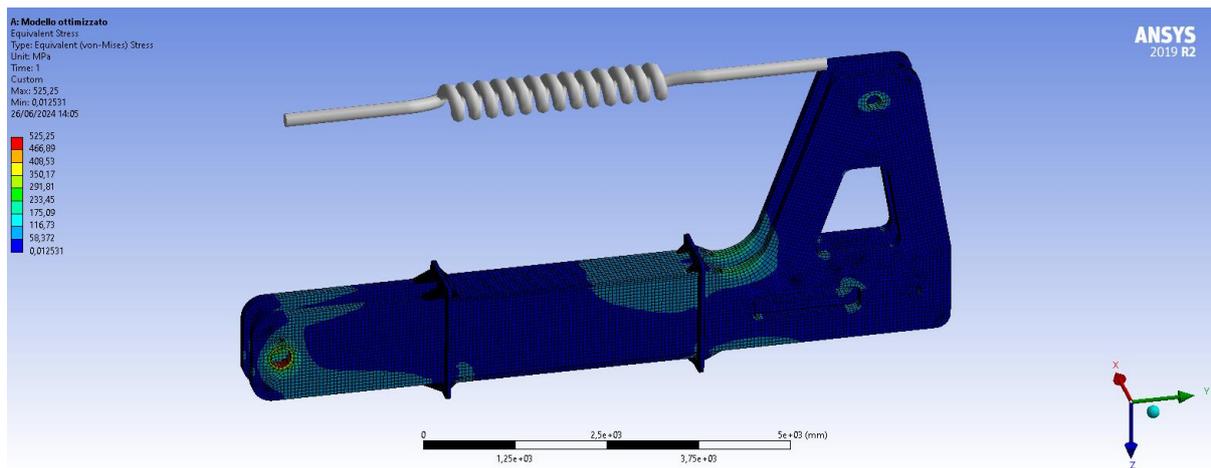


Figura 69 Andamento della tensione di Von Mises sul componente ottimizzato

Come si osserva dalle mappe la deformazione totale del braccio viene dimezzata, nonostante la rimozione di alcune zone di materiale per l'alleggerimento.

Le tensioni sono stavolta molto più basse e gli unici punti che superano quella di snervamento del materiale sono quelli localizzati sul vincolo (che però è stato verificato analiticamente a pressione e perciò viene considerato funzionale). Altre zone critiche sono piccole zone localizzate in presenza di raccordi, ma con valori sempre inferiori allo snervamento.

Ipoteticamente sarebbe ulteriormente possibile alleggerire la struttura, ma sia per questioni legate alla successiva costruzione del pezzo (che diventerebbe poi troppo complesso e quindi costoso), sia per minimizzare la deformazione, si è scelto di limitarsi a sole due zone di scarico.

Il modello finale che si ottiene da questa semplice fase di ottimizzazione è il seguente:



Figura 70 Modello finale del braccio gru ottimizzato

7. Conclusioni

In questo capitolo conclusivo viene fatto un breve riassunto dei risultati ottenuti durante il processo di progettazione, a partire dalle analisi dinamiche, fino al design e all'ottimizzazione della struttura del PHC.

Il modello dinamico ha permesso di studiare il movimento e le forze agenti sui corpi del sistema e in particolare di visualizzare, al variare dei parametri caratteristici del PHC (rigidezza e smorzamento), lo spostamento del collector e la tensione dell'ombelicale.

Con i parametri ritenuti ottimali è stato ricavato il seguente diagramma dello spostamento con collector in profondità:

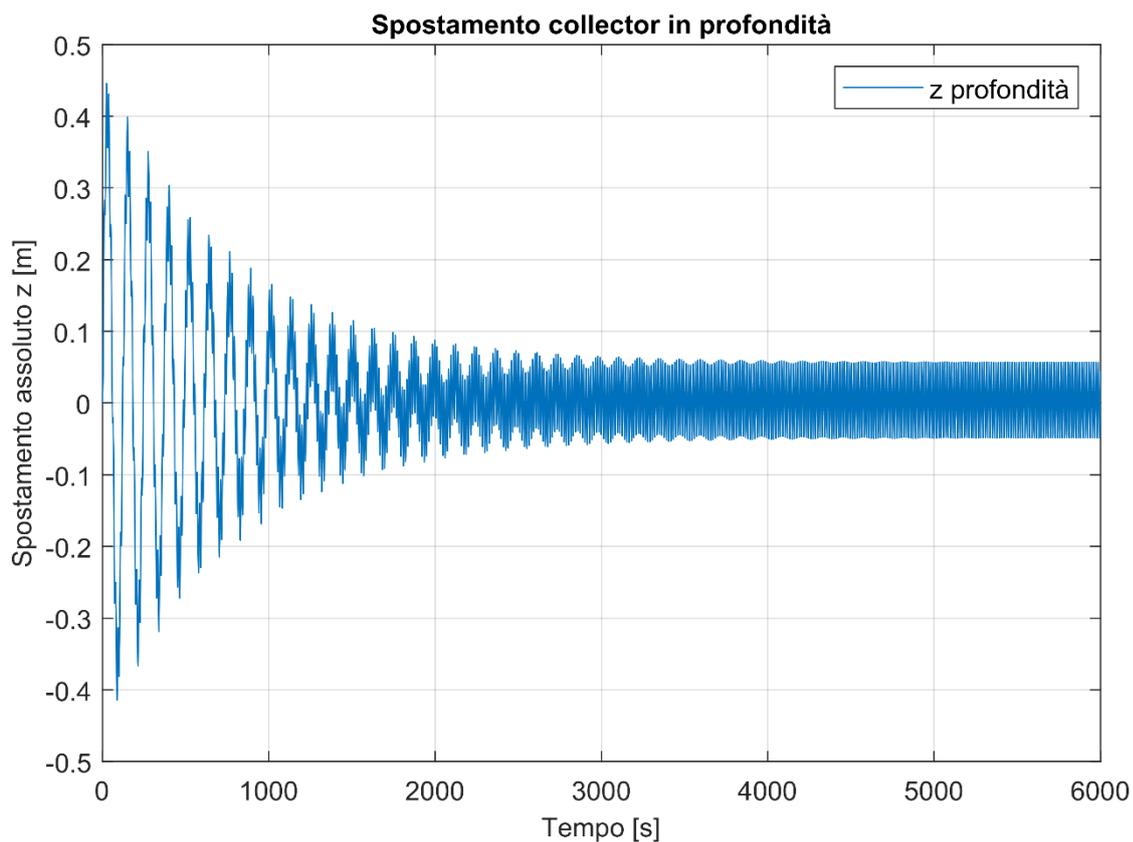


Figura 71 Spostamento del collector in profondità con parametri del PHC ottimizzati

Come è possibile notare è stato raggiunto l'obiettivo di contenere lo spostamento a regime al di sotto dei $\pm 100\text{ mm}$, ottenendo inoltre la condizione di stabilità in un tempo ragionevole (circa 1800 s , che possono ritenersi un valore accettabile in quanto l'operazione può durare anche diversi giorni).

Allo stesso modo è stato ricavato l'andamento della tensione al cavo, che viene presentata di seguito:

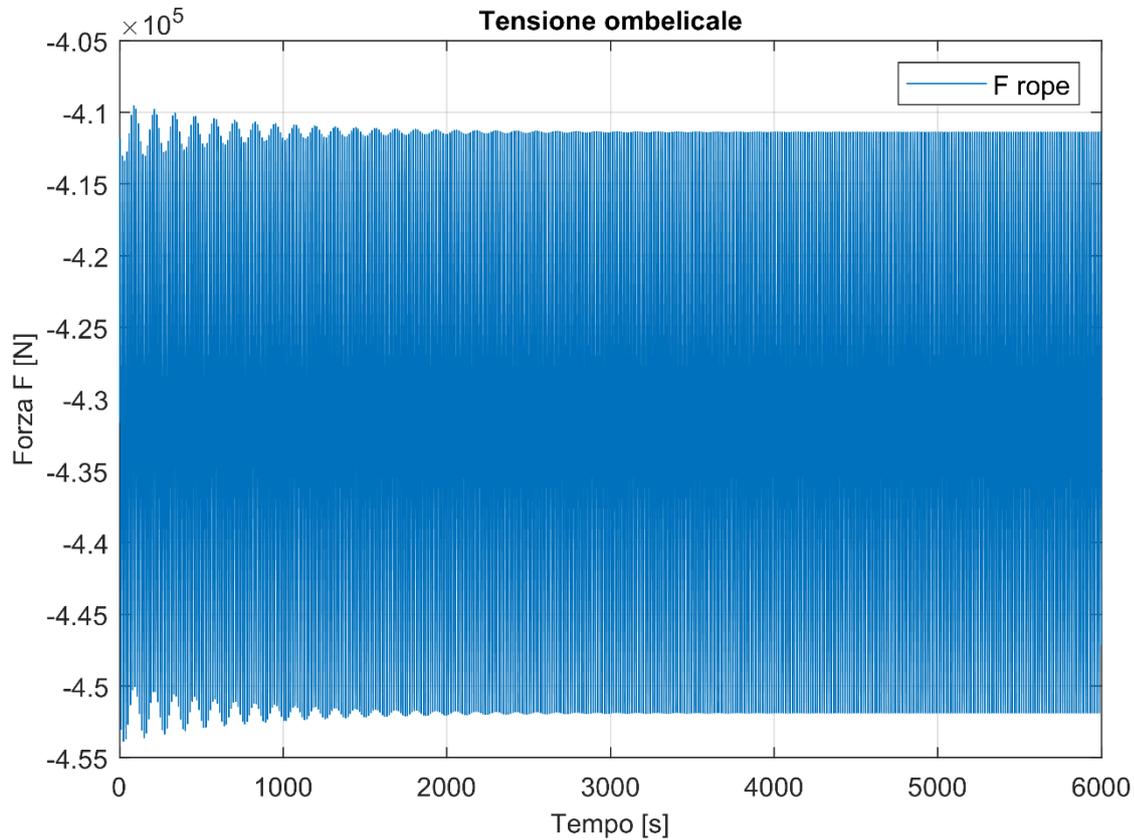


Figura 72 Tensione al cavo con collector in profondità e con parametri del PHC ottimizzati

Come si può osservare il suo valore si trova in condizione di regime praticamente da subito e ha un'ampiezza media di circa $3,8t$. Questo risulta un ottimo risultato in quanto l'obiettivo iniziale era quello di mantenere sempre questo carico dinamico al di sotto di $10t$.

Per quanto riguarda invece la fase di design, si è partiti da un modello di concept del braccio, che con l'analisi FEM è stato ottimizzato, verificandone l'integrità strutturale e dimezzando inoltre la sua deformazione (come già mostrato nei capitoli precedenti).

L'assieme completo che si ottiene al termine di questo progetto viene presentato di seguito:

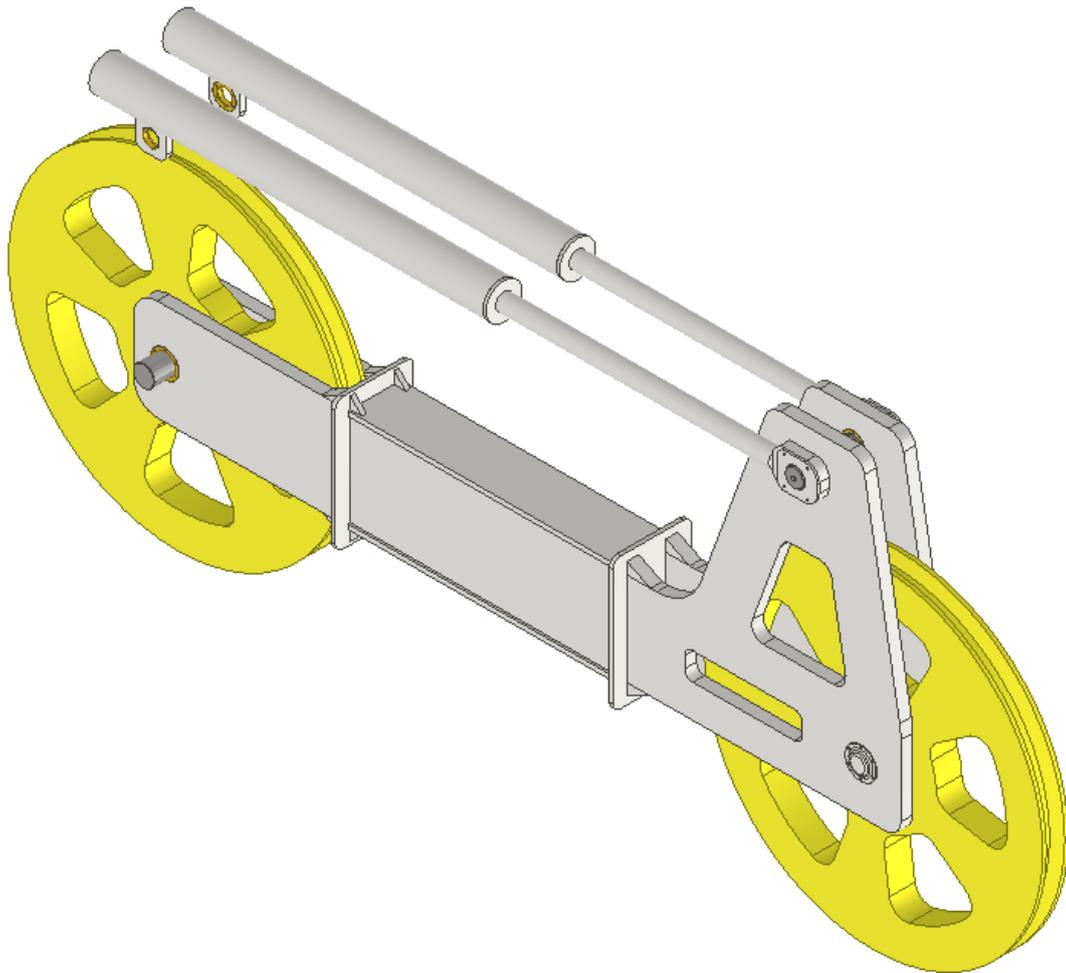


Figura 73 Modello finale del PHC

Dalla figura si possono osservare i dettagli costruttivi presentati nei vari capitoli, tra i quali:

- Due cilindri idraulici montati sopra, per evitare effetti di instabilità da buckling.
- Perni montati su bronzine in modo da definire specifiche zone di applicazione dei carichi e ottimizzarne il diametro resistente.

- Braccio con due forcelle unite da uno scatolato saldato e alleggerito dove possibile.
- Presenza di tappi, viteria o sistemi filettati per impedire lo scorrimento assiale dei perni.

In conclusione è possibile quindi affermare che la progettazione ha portato all'ottenimento di un sistema funzionante, con una struttura abbastanza robusta da poter supportare tutti i carichi considerati e che rispetti gli obiettivi che erano stati definiti precedentemente, superando addirittura le richieste sia per quanto riguarda la stabilizzazione, sia per l'intensità delle forze dinamiche risultanti.

8. Sviluppi futuri

I risultati ottenuti in questa tesi sono frutto di una fase di studio e di calcolo, ma non possono essere considerati accettabili per la produzione del componente. Infatti mancano ancora molti elementi per passare da uno studio di questo genere a una serie di disegni esecutivi utilizzabili per la costruzione dell'assieme.

Di seguito, perciò, vengono riportati una serie di spunti su come potrebbe proseguire questo progetto, con l'obiettivo finale di generare un CAD completo e pronto per l'utilizzo in un'industria manifatturiera.

Il primo punto che dovrebbe essere approfondito riguarda innanzitutto l'interfaccia che collega il PHC al resto della struttura della gru. Infatti non è stato considerato il suo collegamento in questa tesi, ma, una volta conosciuta la geometria del sistema di sollevamento, è possibile definire i punti di attacco sia del braccio, sia dei cilindri al telaio, mediante i perni che già sono stati predisposti.

In secondo luogo può essere approfondita la progettazione dei cilindri idraulici, che sono stati solo verificati strutturalmente, ma che andrebbero modellati con più precisione, includendo tutti gli elementi necessari al loro funzionamento (guarnizioni, valvole, attacchi per i tubi dell'olio, bloccaggio meccanico...).

Sempre riguardante il sistema idraulico può essere oggetto di successivi studi l'apparato di accumulo del gas compresso e la progettazione dell'impianto di gas e olio, necessari a garantire quei parametri di rigidità e smorzamento calcolati in questa tesi.

Infine un ultimo tema che può essere affrontato è sicuramente quello della messa in tavola di tutti i componenti, con tavole di carpenteria per gli assiemi saldati (dove andranno anche scelte le giuste saldature) e tavole per le lavorazioni meccaniche, con le adeguate tolleranze e rugosità.

Bibliografia

1. **Beaton, A.** *Determining operational limitations for conducting subsea lifting from a dive support vessel.* 2018.
2. **Amer, A.** *Numerical study on the deployment of a subsea template.* 2020.
3. **Woodacre, J.K., Bauer, R. J., Irani, R.A.** *A review of vertical motion heave compensation systems.* 2015.
4. **Zhou, W.** *Optimisation of passive heave compensation during subsea factory heavy lift operations.* 2017.
5. **Perez, T., Steinmann, P.** *Modelling and performance of an active heave compensator for offshore operations.* 2007.
6. **DNV.** *DNV - ST - N001 Marine operations and marine warranty.* 2018.
7. —. *DNV - RP - H201 Lifting appliances used in subsea operations.* 2014.
8. —. *DNV - RP - C205 Environmental conditions and environmental loads.* 2014.
9. —. *DNV - RP - H103 Modelling and analysis of marine operations.* 2011.
10. —. *DNVGL - CG - 0194 Hydraulic cylinders.* 2015.
11. —. *DNVGL - ST - E273 Portable offshore units.* 2016.
12. **Gaeta, G.** *Tasformata ed anti-trasformata di Fourier.* 2019.
13. **Bergdahl, L.** *Wave-induced loads and ship motions.* 2009.
14. **Jagota, V., Sethi, A.P.S., Kumar, K.** *Finite Element Metho: an overview.* 2013.
15. **Università degli studi di Palermo, Dispensa del corso.** *Elementi di meccanica teorica ed applicata.*
16. **Standard European, EN-1993-1-1.** *Eurocode 3: Design of steel structures.* 1993.