POLITECNICO DI TORINO

Corso Magistrale in Ingegneria Aerospaziale



Tesi Magistrale

Design Ottimizzazione e Aspetti Produttivi di Componenti Critici per un Mobility System di un Rover dedicato all'Assistenza Umana

Supervisori

Candidato

Prof. Alfonso PAGANI Prof. Sabrina CORPINO Ing. Cristiano PIZZAMIGLIO Ing. Daniele CATELANI

Marco MAZZETTI

Ottobre 2020

Sommario

Questa tesi si colloca all' interno del lavoro del team DIANA, team di ricerca studentesco del Politecnico di Torino, che si occupa della progettazione e realizzazione di engineering model di Rover al fine di partecipare a competizioni internazionali. Il lavoro di questa tesi verterà sulla progettazione, ottimizzazione e produzione delle parti più critiche del mobility system di un Rover per l'assistenza astronauti chiamato ARDITO. In particolare si sono completate una serie di analisi statiche e dinamiche transienti non lineari necessarie al fine di caratterizzare correttamente il comportamento della parte elastica del power train. A tal scopo si è fatto un largo uso di MSC Nastran, in particolare della SOL400, grazie alla quale si sono potuti vagliare diversi possibili design del componente e scegliere infine il più adatto. Successivamente si è analizzato il comportamento del sistema su terreni cedevoli grazie ad una cosimulazione MSC Adams/EDEM, trovando così i valori di alcuni parametri fondamentali e validando il corretto comportamento del sistema prima studiato su terreni coesi. Il design del mozzo ruota, prodotto mediante tecnologia Selective Laser Melting di polveri d'alluminio, è stato ottimizzato grazie a successive analisi in ambiente modeFrontier, permettendoci così di verificare un alto numero di possibili design e completando l'ottimizzazione del componente grazie ai tool presenti nella piattaforma. In ultimo si sono studiati i principali rotismi presenti in ARDITO mediante teorie classiche e successivamente verificati mediante la SOL400 di MSC Nastran. Questa tesi è stata svolta presso l'ufficio di Torino della MSC Software SRL sotto la supervisione degli ingegneri Daniele Catelani e Mauro Linari.

Ringraziamenti

Il mio più sentito ringraziamento va a tutta la mia *famiglia* che mi ha sempre sostenuto in questi anni e a *Noemi* con cui ho condiviso i momenti più importanti, le sfide, le paure e le gioie che nonostante tutto non mi ha mai fatto sentire solo e mi ha portato per mano fin qui.

Un sincero ringraziamento va a tutti i miei relatori che hanno permesso la realizzazione di questo lavoro. Vorrei inoltre ringraziare le aziende: Torino Spring srl, SPEM, Thales Alenia Space e MSC Software con cui abbiamo collaborato in questi anni e hanno permesso la realizzazione delle nostre idee.

Un grazie va inoltre a tutti i ragazzi del team DIANA presente e passato con cui ho condiviso questi anni di grandi sfide, fiducioso che continuerete a porterete avanti il progetto con grande passione.

We choose to go to the moon in this decade and do the other things, not because they are easy, but because they are hard, because that goal will serve to organize and measure the best of our energies and skills, because that challenge is one that we are willing to accept, one we are unwilling to postpone, and one which we intend to win, and the others, too.

Indice

El	enco	delle t	tabelle	VII
El	enco	delle f	igure	IX
1	Intr 1.1	oduzio Team	ne DIANA	1 1
2	Req 2.1	uisiti e Requir	ed Obbiettivi del progetto ARDITO rements Meccanica	5 5
3	Ana	lisi Sti	rutturali Lineari Non lineari agli Elementi Finiti	9
	3.1 3.2	Analis: 3.1.1 3.1.2 Analis: 3.2.1 3.2.2	i Statica Non Lineare	10 10 10 12 12 12
		3.2.3	Time Step Adattivo	14
	3.3	Analis: 3.3.1 3.3.2	i Lineare Modale	15 15 17
4	Ana	lisi mo	odello parte elastica in ambiente MSC Patran-Nastran	19
	4.1	Analis: 4.1.1 4.1.2 4.1.3 4.1.4 4.1.5 4.1.6	i Dinamica Transiente Non Lineare	20 20 20 21 21 21 21 22

		4.1.7 Analisi dei Risultati	22
	4.2	Analisi Non Lineare Statica	28
		4.2.1 Analisi dei risultati	29
	4.3	Analisi Modale Lineare	32
		4.3.1 Creazione del modello	32
		4.3.2 Loads and Boundary Conditions	32
		4.3.3 Analisi dei Risultati	33
	4.4	Analisi Modale Linearizzata	34
		4.4.1 Creazione del Job	34
		4.4.2 Analisi dei Risultati	35
5	Desi	ign del mozzo ruota	39
	5.1	Mozzo Ruota in ABS	39
	5.2	Mozzo in Alluminio prodotto con tecnologia SLM	40
		5.2.1 Tecnologia Selective Laser Melting	41
		5.2.2 Ottimizzazione con modeFrontier	42
		5.2.3 Ottimizzazione Preliminare	42
		5.2.4 Creazione del progetto in ambiente modeFrontier	46
		5.2.5 Analisi Dei Risultati Ottimizzazione Preliminare	48
		5.2.6 Ottimizzazione Definitiva	55
		5.2.7 Creazione del progetto in ambiente ModeFrontier	58
		5.2.8 Analisi dei Risultati Ottimizzazione Definitiva	60
6	Ana	lisi interazione ruota-terreno mediante elementi discreti	68
	6.1	Teoria degli Elementi Discreti	69
		6.1.1 DEM Particellare	69
	6.2	Creazione del modello ad elementi discreti	71
		6.2.1 Analisi del Terreno	71
		6.2.2 Calibrazione modello DEM	72
	6.3	Integrazione modello elastico della ruota in Msc Adams	76
	6.4	Analisi dei Risultati	77
7	Dim	ensionamento Rotismi	81
	7.1	Teoria di Lewis	82
	7.2	Sistema Differenziale Mobility System	86
		7.2.1 Verifica mediante MSC Nastran SOL400 delle performance	
		del rotismo	91
	7.3	Braccio Robotico	93
	7.4	Sistema di Sterzo	97
Bi	bliog	rafia	101

Elenco delle tabelle

3.1	Valori discreti funzione f
4.1	Gruppi
4.2	Elementi e Nodi
4.3	Proprietà Materiale C67
4.4	Casi in Analisi
4.5	Contact Table Non Lineare Statica
4.6	Risultati
4.7	Risultati
4.8	Risultati
4.9	Contact Table Non Lineare Statica
4.10	Incastro DOF
4.11	Estrazione autovalori PARAM
4.12	Frequenze Proprie SOL103
4.13	Estrazione autovalori PARAM
4.14	Frequenze Proprie SOL400 pos 0°
4.15	Frequenze Proprie SOL400 pos 54.17°° $\ldots \ldots \ldots 37$
4.16	Riassunto Risultati
5.1	Dati Materiale AlSi10Mg
5.2	Analisi Preliminare
5.3	Obbiettivi e Variabili di Input Analisi Definitiva
5.4	Parametri MCDM Preliminare
5.5	Risultati Analisi Preliminare Mozzo Ruota
5.6	Carichi e Vincoli Ottimizzazione Definitiva
5.7	Analisi Definitiva
5.8	Parametri MCDM Preliminare
5.9	Risultati Ottimizzazione
6.1	Dati Terreno
6.2	Input EDEM

6.3	Parametri di input cosimulazione Msc Adams/EDEM	76
7.1	Input modello MSC Adams chassis	87
7.2	Parametri Adams/Machinery sistema differenziale	88
7.3	Dati Dimensionamento di Lewis Rotismi Barra Differenziale	90
7.4	Contact Table Non Lineare Statica Rotismi Barra Differenziale	91
7.5	Carichi e Vincoli sul rotismo della Barra Differenziale	92
7.6	Proprietà Materiale 16NiCr4	92
7.7	Dati motore 23HS22-2804S-PG47	94
7.8	Dati Dimensionamento di Lewis Rotismi Braccio Robotico	96
7.9	Dati motore 17HS15-1684S-HG50	97
7.10	Dati Dimensionamento di Lewis Rotismi Braccio Robotico	100

Elenco delle figure

1.1	AMALIA v3.0
1.2	T0-R0 V2.0
1.3	European Rover Challenge 2018
1.4	Trinity V2.0
1.5	European Rover Challenge 2019
2.1	ARDITO
2.2	ARDITO
2.3	ARDITO 8
3.1	Metodo di Newton-Raphston
4.1	Mobility System Progetto ARDITO
4.2	Posizione Verticale Nodo Centrale
4.3	Larghezza Superficie di Contatto al variare dei casi
4.4	Teoria della frattura lineare di Mohor-Coulomb, andamento dello
	stato tensionale Stress normale e Tensione di Taglio sul piano di
	frattura
4.5	Massima tensione di Von Mises al variare dei casi analizzati nella posizione 0° 27
46	Posizione 0° e 54 17° del sistema elastico
47	Posizione 0° 29
4.8	Posizione 54.17°
4.9	Massima tensione di Von Mises registrata pos 0°
4.10	Massima tensione di Von Mises registrata pos 54.17° 30
4.11	Massima tensione Principale registrata pos 0° z1
4.12	Massima tensione Principale registrata pos 0° z2
4.13	Massima tensione Principale registrata pos 54.17° z1 31
4.14	Massima tensione di Principale registrata pos 54.17° z 2 31
4.15	Configurazione deformata 0°
4.16	Configurazione deformata 54.17°

4.17	1° Modo Traslazione Verticale Analisi lineare del sistema $\ \ldots\ \ldots\ 36$
4.18	1° Modo Traslazione Verticale Analisi su Configurazione Deformata
	del Sistema 0°
4.19	1° Modo Traslazione Verticale Analisi su Configurazione Deformata
	del Sistema 54.17° \ldots 38
51	Marza Pueta Prodetta con tecnologia EDM APS Dive
5.1 5.9	Design Iniziala Mazza Pueta
0.2 5.2	Design Iniziale Mozzo Ruota
0.0 E 4	Analizi di Dragatta Dralizinara
0.4 F F	Analisi Disultati Desetta Deslininare
0.0 F C	Analisi Risultati Progetto Preliminare
5.0	Sensitivita Preliminare Massa $\dots \dots \dots$
5.7	Sensitivita Definitiva Deformazione
5.8	Sensitivita Deformazione Verticale
5.9	Sensitività Preliminare Tensione Von Mises
5.10	Analisi Dominio Variabile di Input LI-RP
5.11	Analisi Dominio Variabile di Input L2-TP
5.12	Analisi Dominio Variabile di Input L3-RP
5.13	Analisi Dominio Variabile di Input P1-RT
5.14	Analisi Dominio Variabile di Input S2-TP
5.15	Analisi Dominio Variabile di Input S3-TP
5.16	MCDM Preliminare
5.17	Risultato Ottimizzazione Preliminare
5.18	Risultato Ottimizzazione Preliminare
5.19	Mesh Modello Definitivo
5.20	Carichi e Vincoli in Ansys Workbench
5.21	Spostamento Totale in Ansys Workbench
5.22	Tensione di Von Mises in Ansys Workbench 57
5.23	Progetto Definitivo
5.24	Analisi di Progetto Definitiva
5.25	Analisi Risultati Analisi Definitiva
5.26	Sensitività Definitiva Von Mises Stress
5.27	Sensitività Definitiva Deformazione Verticale
5.28	Sensitività Definitiva Mesh
5.29	Sensitività Definitiva Deformazione Totale
5.30	Sensitività Definitiva Massa
5.31	MCDM Definitiva CASO 1
5.32	MCDM Definitiva CASO 2
5.33	MCDM Definitiva CASO 3
5.34	Risultato Ottimizzazione Definitiva
5.35	Peso

5.36 5.27	Spostamento Verticale	67
5.57 E 90	Von Migog More Strong	67
0.00	Voli Mises Max Stress	07
5.39	Spostamento Iotale	07
6.1	Variazione posizione nello spazio particelle, (Cundall e Strack [14])	69
6.2	Sistema di Riferimento locale della particella,(Cundall e Strack [14])	70
6.3	EDEM Particelle	72
6.4	Ambiente di analisi EDEM	73
6.5	Test di Taglio EDEM	74
6.6	Confronto Risultati Sperimentali e Risultati Numerici	74
6.7	Sforzo di Taglio-Deformazione per particelle formate dall' unione di	
	due sfere	74
6.8	Angolo d'Attrito Interno in funzione del coefficiente d'attrito statico	74
6.9	Test EDEM valutazione angolo di riposo	75
6.10	Angolo di Riposo al variare Coefficiente d'Attrito Statico	75
6.11	Parametri Terreno EDEM	75
6.12	Ruota in ambiente MSC Adams	76
6.13	Schema costitutivo Ruota In ambiente MSC Adams	76
6.14	Spostamenti Verticali valutatati in ambiente MSC Nastran e MSC	
	Adams	77
6.15	Spostamento Verticale del mozzo ruota	78
6.16	Affondamento del sistema elastico	78
6.17	Coppia necessaria per la trazione del sistema	79
6.18	Forza netta risultante sul mozzo ruota	79
6.19	Forza Totale Applicata sugli elementi 0.1s	80
6.20	Forza Totale Applicata sugli elementi 8s	80
6.21	Velocità degli elementi 0.1s	80
6.22	Velocità degli elementi 8s	80
7.1	Teoria di Lewis	82
7.2	Coefficienti Formula di Lewis	84
7.3	Modello MBD del sistema differenziale	86
7.4	Modello MBD del sistema differenziale	87
7.5	Forze risultante sul pignone centrale del sistema differenziale	88
7.6	Coppia risultante sul pignone sinistro del sistema differenziale	89
7.7	Forze risultante sul pignone sinistro del sistema differenziale	89
7.8	Valutazione Contact Ratio al variare dell' angolo d'elica β \ldots .	90
7.9	Mesh Seed Assieme Ruote dentate Coniche Elicoidali	91
7.10	Mesh Seed Ruota dentata Conica Elicoidale	91
7.11	Mesh Seed Assieme Ruote dentate Coniche Elicoidali	92

7.12	Mesh Seed Ruota dentata Conica Elicoidale	92
7.13	Sistemi di riferimento del braccio robotico di ARDITO	93
7.14	Coppia necessaria all'attuazione del 2°e 3° DOF del braccio robotico	
	in funzione della posizione angolare relativa	94
7.15	Valutazione Contact Ratio al variare dell' angolo d'elica β	95
7.16	Valutazione Rendimento al variare dell' angolo d'elica β	95
7.17	Valutazione Forza Assiale esercitata per valori di coppia di 120Nm	
	al variare dell' angolo d'elica β	96
7.18	Sistema di Sterzo di ARDITO	97
7.19	Coppia necessaria alla sterzata valutata mediante cosimulazone MSC	
	Adams/EDEM	98
7.20	Valutazione Contact Ratio al variare dell' Angolo d'elica β	98
7.21	Valutazione Forza Assiale al variare dell' Angolo d'elica β	99
7.22	Valutazione Rendimento al variare dell'Angolo d'elica β	99

Capitolo 1 Introduzione

La tesi tratta la fase di design e alcuni aspetti produttivi del Engineering Model progettato dal team DIANA durante l'anno accademico 2019-2020 costruito al fine di partecipare alle competizioni European Rover Challenge 2021 e la University Rover Challenge 2021.

In particolare questa tesi può essere divisa in cinque macro aree che trattano rispettivamente

- Analisi dei Requisiti di Progetto
- Design della Componente Elastica della Ruota
- Design e Ottimizzazione del Mozzo Ruota
- Verifica Prestazione della Ruota su Terreni poco Coesi
- Design del nuovo Chassis e dei Principali rotismi

1.1 Team DIANA

Il team DIANA, Ductio Ingenio Accipimus Naturam Astrorum, nasce dalla volontà del Politecnico di Torino di entrare a far parte del Team ITALIA nato da una cooperazione tra varie università italiane a aziende del settore, al fine di poter partecipare al Google Lunar X-Prize, progetto finanziato da Google nel 2015, il quale prevedeva una premio di 25 milioni di dollari al team che sarebbe riuscito per primo a mandare un rover sulla luna, riuscendo a completare un percorso di 5 Km e ad inviare alcuni video e foto della superficie.

Al tal fine il team DIANA progettò e costruì un Engineering Model di rover, il progetto AMALIA 1.1.



Figura 1.1: AMALIA v3.0

A causa della chiusura del progetto Google Lunar X-prize, negli anni successivi il team si è riorganizzato per partecipare a diverse competizioni di robotica. E' nato così il progetto T0-R0 1.2, sviluppato tra gli anni 2016-2018 con il quale siamo riusciti a qualificarci e a partecipare come primo team italiano nell'edizione 2018 dell' European Rover Challenge, tenutasi in Polonia nel Settembre 2018 [1] [2] [3]



Figura 1.2: T0-R0 V2.0

Introduzione



Figura 1.3: European Rover Challenge 2018

Il successivo anno il team ha deciso di affrontare lo sviluppo di un nuovo rover nato dall'esperienza acquisita in competizione, si è quindi sviluppato il progetto Trinity. Questo a differenza di T0-R0 possedeva un mobility system più performante e complesso era infatti dotato di quattro ruote sterzanti ed era equipaggiato con ruote elastiche 1.4.



Figura 1.4: Trinity V2.0



Figura 1.5: European Rover Challenge 2019

L'attuale progetto ARDITO nasce dal tentativo dallo sviluppo del precedente progetto. Durante l'ultima competizione infatti si sono potute testare infatti le scelte meccaniche e si sono riscontrate alcune criticità. Queste sono state analizzate e si è deciso di costruire un nuovo Engineering Model che tentasse di appianarle in particolare si è deciso di tornare ad una configurazione BLDC Geared motor per il power train, si è aumentata la potenza e migliorata la precisione del motore dedicato alla sterzata, si è prototipato uno chassis maggiormente rigido e misurabile. E' stato inoltre ripensato il design del braccio permettendo così l'impiego di algoritmi di cinematica inversa molto più semplici rispetto a quelli previsti con la cinematica precedente. Durante l'ultimo anno accademico il team si è anche impegnato nell'Indian Rover Design Challenge, competizione basata sul design di un rover operativo in ambiente marziano con funzioni di ricerca scientifica ed assistenza astronauti. Questa competizione a differenza delle altre non prevedeva prove sul campo ma solamente una reportistica molto dettagliata. Si è quindi deciso di sviluppare altri sottosistemi de un punto di vista teorico e rendere il rover adatto ad una possibile operazione marziana.

Capitolo 2 Requisiti ed Obbiettivi del progetto ARDITO

I requisiti di progetto derivano dalla volontà del team di partecipare a diverse competizioni internazionali come l'European Rover Challenge e l'University Rover Chalenge e dall' esperienza maturata dalla partecipazione a queste nelle precedenti edizioni.

2.1 Requirements Meccanica

Il sistema deve essere il più modulare possibile per potersi adattare facilmente alle diverse task richieste dalle diverse competizioni, deve inoltre essere facilmente smontabile e trasportabile.

I materiali e le tecniche produttive scelte devono essere il più compatibili possibili con uno scenario di missione spaziale, si predilige quindi l'uso di materiali metallici a quelli plastici.

Il design deve essere mirato verso l'ottimizzazione e la semplificazione dei componenti.

Il Rover deve essere un sistema autonomo, il cui peso massimo per ogni task non deve superare i 50 kg in ogni configurazione operativa, mentre il peso di tutte le configurazioni non deve essere superiore ai 60 Kg.

Il Mobility System di Ardito deve poter superare ostacoli di circa 500 mm di altezza con una rotazione del sistema di barra differenziale non superiore ai 10° e superare agevolmente salite di 30° su qualsiasi tipologia di terreno. Il sistema di sterzata deve poter operare in qualsiasi configurazione operativa e in qualsiasi scenario operativo.

Il mobility system deve fornire il maggior numero di feedback possibili rispetto alla sua condizione operativa.

Il braccio robotico deve poter operare fino ad una altezza di 1500 mm, sollevare agevolmente 5 Kg con tutti gli end effector i quali devono poter essere facilmente intercambiabili questo sistema, deve inoltre fornire il sostegno per il sistema di telecamere presenti sul rover.

Si deve inoltre ricercare la massima precisione e fluidità nei movimenti del braccio robotico, questo deve inoltre fornire il maggior numero di feedback possibili rispetto la sua condizione operativa.

Al fine di poter integrare correttamente la meccanica di ARDITO con gli altri sottosistemi si deve ricercare un design che permetta il successivo sviluppo degli algoritmi di cinematica inversa, autonomous navigation e computer vision.



Figura 2.1: ARDITO



Figura 2.2: ARDITO



Figura 2.3: ARDITO

Capitolo 3

Analisi Strutturali Lineari Non lineari agli Elementi Finiti

Come descritto in [4] gli effetti di non linearità in una struttura possono apparire a causa di

- Non linearità geometriche
- Non linearità del materiale
- Contatti

Le non linearità geometriche si presentano quando all'interno della struttura vi sono grandi deformazioni e rotazioni, queste non linearità acquisiscono grande importanza quando sono presenti condizioni di pre-stress o quando si rende necessario aggiornare la posizione dei carichi, mentre le non linearità del materiale sono gestiste dal solver proponendo diverse categorie di materiale applicabili al sistema

- Plasticity
- Non linear elasticity
- Creep
- Viscoelasticity

3.1 Analisi Statica Non Lineare

3.1.1 Processo di Soluzione del Problema

La proprietà principale di una solver non lineare è quella di applicare un processo graduale ed iterativo con test sulla convergenza dell'errore ed aggiornamenti sulla matrice di rigidezza della struttura per raggiungere il risultato finale.

Uno dei problemi che si deve quindi affrontare quando si sceglie di utilizzare una soluzione non lineare è la corretta scelta dell' algoritmo di soluzione, in MSC Nastran ne sono implementati diversi e posso essere applicati a seconda delle caratteristiche del problema [4] [5].

Possiamo dividerli in:

- Newton-Raphson e Newton-Raphson Modificato
- Arc-Length
- Integrazione Diretta nel Tempo per Problemi Transienti.

3.1.2 Metodo Solutivo di Newton-Raphson

L'equazione di equilibrio è la seguente:

$$\{P_g\} + \{q_g\} - \{F_g\} = \{0\}$$
(3.1)

Dove

 $\{P_g\}$ = Vettore dei carichi applicati

 $\{q_q\}$ = Vettore dei carichi vincolari

 $\{F_q\}$ = Vettori carichi Nodali

Ad ogni step di calcolo si definisce un errore come

$$\{R_a\} = \{P_a\} - \{F_a\} \tag{3.2}$$

La soluzione di questo algoritmo si basa sulla risoluzione successiva dell'incremento di spostamento di un sistema di equazioni linearizzate grazie all'eliminazione Gaussiana.

Si ottiene quindi che la Jacobiana del vettore dell'errore sia la matrice di rigidezza tangente.

L'equazione risolutiva ad ogni step i-esimo è:

$$[K_t]\delta u^i = \{R^{i-1}\}$$
(3.3)

Dove

$$[K_t] = -\left[\frac{\partial R}{\partial u}\right]_{u=u^i} = \left[\frac{\partial F}{\partial u}\right]_{u=u^i}$$
(3.4)
10

$$\{\Delta u^i\} = \{u^i\} - \{u^{i-1}\}$$
(3.5)

$$\{R^i\} = \{P\} - \{F(u^i)\}$$
(3.6)

Le iterazioni del solver continuano finchè i valori di $\{R\}$ e $\{\Delta u\}$ sono al di sotto del valore scelto dall'utente.

La Matrice di rigidezza tangente è formata da:

$$[K_t] = [K_m] + [K_d]$$
(3.7)

Dove

$$[K_m] = \int_V [B]^t [D] [B] dv \tag{3.8}$$

$$[K_d] = \int_V [G]^t [M] [G] dv \tag{3.9}$$

 $[K_m]$ = Matrice di rigidezza differenziale, (dovuta allo stress iniziale).

 $[K_d]$ = Matrice di rigidezza del materiale

[G] = Matrice contenente le derivate delle funzioni di forma

[M] = Matrice funzione dello stress

Uno dei principali problemi di questo algoritmo risiede nel dover calcolare ad ogni step la matrice di rigidezza tangente e la sua inversa incrementando così notevolmente lo sforzo computazionale necessario per risolvere il problema. Una possibile soluzione si è trovata nel metodo risolutivo di Newton-Raphson Modificato nel quale la matrice di rigidezza tangente non viene aggiornata ad ogni step di calcolo ma solamente durante la prima iterazione, questo metodo però richiede un maggior numero di iterazioni per giungere a convergenza.



Figura 3.1: Metodo di Newton-Raphston

3.2 Analisi Dinamica Transiente Non Lineare

3.2.1 Integrazione Diretta nel Tempo per Problemi Transienti

L'equazione d' equilibrio che deve soddisfare la natura del problema è la seguente:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{P(t)\}$$
(3.10)

Grazie all'integrazione numerica l'equazione d'equilibrio è soddisfatta in step temporali discreti con un intervallo Δt . L'equilibrio è quindi assicurato per ogni iterazione fino alla convergenza finale del sistema.

Il problema principale in questo tipo di analisi per il solver è trovare il processo iterativo che porti ad una convergenza il problema nel modo più robusto ed efficacie possibile, per svolgere questo compito MSC Nastran utilizza un time step adattivo calcolato in modo automatico congiuntamente al metodo di bisezione.

Il time step adattivo viene calcolato dal solver mediante il metodo di integrazione diretta di Newmark ad uno step, nel caso di problemi di convergenza di quest'ultimo interviene in modo autonomo l'algoritmo di bisezione.

3.2.2 Metodo di integrazione diretta di Newmark

MSC Nastran utilizza il metodo di Newmark con formulazione one-step come pilastro per il calcolo adattivo del time step, questo viene predetto in base alla frequenza dominante nel modello di deformazione incrementale nel time step precedente.

Questo algoritmo di calcolo si presenta quindi molto dispendioso dal punto di vista del calcolo computazionale dal momento che sono necessari un grande numero di step di calcolo che portano ad un gran numero di aggiornamenti nella matrice di rigidezza del problema.

$$\{u_{n+1}\} = \{u_n\} + \delta t \{\dot{u}_n\} + \frac{1}{2} \delta t^2 \{\ddot{u}_n\} + \beta \delta t^2 \{\ddot{u}_{n+1} - \ddot{u}_n\}$$
(3.11)

е

$$\{\dot{u}_{n+1}\} = \{\dot{u}_n\} + \delta t\{\ddot{u}_n\} + \gamma \delta t\{\ddot{u}_{n+1} - \ddot{u}_n\}$$
(3.12)

Dove

 $\{\ddot{u}\}$ rappresenta il vettore accelerazione

 $\{\dot{u}\}$ rappresenta il vettore velocità

 $\{u\}$ rappresenta il vettore spostamento

 δt rappresenta l'incremento temporale

L'equazione d'equilibrio che deve essere soddisfatta al tempo n+1 può essere scritta

$$[M]{\ddot{u}_{n+1}} + [C]{\dot{u}_{n+1}} + {F(u_{n+1})} = {P_{n+1}}$$
(3.13)

Si riporta una versione incrementale dell'equazione precedente

$$[M]\{\ddot{u}_{n+1}^{i+1}\} + [C]\{\dot{u}_{n+1}^{i+1}\} + [K]\{\dot{u}^{i+1}\} = \{P_{n+1} - F_{n+1}^i\}$$
(3.14)

Inoltre

$$\{F_{n+1}^{i+1}\} \simeq \{F_{n+1}^i\} + K_{n+1}^i\{u_{n+1}^{i+1} - u_{n+1}^i\}$$
(3.15)

Dove

$$K_{n+1}^{i} = \left[\frac{\partial F}{\partial u}\right]_{n+1}^{i} \tag{3.16}$$

Riscrivendo le equazioni 3.11 e 3.12 in funzione della velocità e dell'accelerazione per l'iterazione i-esima del time step n+1 si ottiene

$$\{\dot{u}_{n+1}^{i+1}\} = \frac{\gamma}{\beta\delta t}\{u_{n+1}^{i+1} - u_n\} + \left(1 - \frac{\gamma}{\beta}\right)\{\dot{u}_n\} + \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta}\right)\delta t\{\ddot{u}_n\}$$
(3.17)

$$\{\ddot{u}_{n+1}^{i+1}\} = \frac{1}{\beta\delta t^2} \{u_{n+1}^{i+1} - u_n\} - \frac{1}{\beta\delta t} \dot{u}_n - \left(\frac{1}{2\beta} - 1\right) \{\ddot{u}_n\}$$
(3.18)

Dove

$$\{u_{n+1}^{i+1}\} = \{u_{n+1}^{i}\} + \{\delta u^{i+1}\}$$
(3.19)

Sostituendo queste due ultime equazioni in 3.14 si ottiene la forma necessaria per utilizzare il metodo di Newton-Raphson

$$\left[\frac{1}{\beta\delta t^2}[M] + \frac{\gamma}{\beta\delta t}[C] + K_{n+1}^i\right] \{u^{i+1}\} = \{R_{n+1}^i\}$$
(3.20)

La matrice K_{n+1}^i può essere rimpiazzata dalla matrice K_n (Metodo di Newton Modificato), imponendo i valori di $\beta=0.5$ e $\gamma=0.25$ si ottiene una versione semplificata dell'equazione del residuo $\{R_{n+1}^i\}$

$$\{R_{n+1}^i\} = \{P_{n+1} - F_{n+1}^i\} + \frac{4}{\delta t}[M]\dot{u}_n + \{P_n - F_n\} - \left[\frac{4}{\delta t^2}[M] + \frac{2}{\delta t}[C]\right]\{u_{n+1}^i - u_n\}$$
(3.21)

Come si può notare grazie a questo accorgimento si può calcolare l'equazione del residuo senza calcolare le velocità e le accelerazioni ad ogni iterazione.

3.2.3 Time Step Adattivo

In un analisi dinamica transiente il time step per ottenere un' alta precisione ed efficienza dovrebbe adeguarsi continuamente alla natura del problema.

Un modo per valutare correttamente la dimensione di quest'ultimo si basa sul metodo di Rayleigh il quale valuta la prima frequenza propria ad ogni time step grazie all'incremento dello spostamento e delle forze interne.

$$\omega_n^2 = \frac{\{\delta u_n\}^2 [K] \{\delta u_n\}}{\{\delta u_n\}^2 [M] \{\delta u_n\}} \simeq \frac{\{\delta u_n\}^t \{F_n - F_{n-1}\}}{\{\delta u_n\}^t [M] \{\delta u_n\}}$$
(3.22)

Il time step successivo si prevede moltiplicando l'attuale time step per un fattore di scala r

$$r = \frac{\delta t_{n+1}}{\delta t_n} = \frac{2\pi}{m\omega_n \delta t_n} \tag{3.23}$$

Al fine di ridurre l'onere computazionale si introduce la funzione f(r) tale che

$$\delta t_{n+1} = f(r)\delta t_n \tag{3.24}$$

Dove

$$\begin{array}{c|c|c} f = 0.25 & r < 0.5 R_b \\ f = 0.5 & 0.5 R_b < r < R_b \\ f = 1 & R_b < r < 2 R_b \\ f = 2 & 2 R_b < r < 3 R_b \\ f = 3 & r > 3 R_b \end{array}$$

Tabella 3.1: Valori discreti funzione f

Il valore del parametro R_b viene definito dall'utente (default 0.75).

Il parametro m precedentemente inserito nell'equazione 3.23 è un indicatore della severità della non linearità del problema e viene definito in funzione del parametro λ

$$\lambda = \frac{\delta u^T - \{F_n - F_{n-1}\}}{\delta u^T [\tilde{K}] \delta u}$$
(3.25)

Dove

K rappresenta la matrice di rigidezza valutata nello step precedente.

Il parametro m
 assume quindi il valore di 20 o 40 a seconda della dimensione di
 $\lambda.$

3.3 Analisi Lineare Modale

MSC Nastran offre una soluzione dedicata la SOL103 per questo tipo di analisi. Quest'ultima si rivela fondamentale per conoscere al meglio gli aspetti dinamici del nostro sistema dal momento che permette di ricavare frequenze proprie e modi di vibrare del sistema, dato fondamentale sia per il corretto progetto meccanicostrutturale del sistema di mobility system ma anche dato fortemente necessario per lo sviluppo del sistema di mobility control. L'importanza di questi dati ha fatto si che si rendesse necessaria la validazione sperimentale di questi risultati.

3.3.1 Soluzione Teorica del Problema agli Autovalori ed Autovettori

Questo tipo di problema si può modellizare con la seguente equazione

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\}$$
(3.26)

Dove

[M]= Matrice delle masse

[K]= Matrice di rigidezza

[C]= Matrice dei coefficienti di smorzamento

 $\{F\}$ =Matrice delle forze

{u}=Vettore delle coordinate generalizzate

Per semplicità di trattazione consideriamo il problema ridotto.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\}$$
(3.27)

La soluzione all'equazione (3.27)

$$\{u\} = \{\phi\} e^{jwt} \tag{3.28}$$

Andando a sostituire (3.28) in (3.27) si ottiene oltre alla soluzione banale $\{u\}=0$ il seguente problema agli autovalori e autovettori.

$$det(-w^{2}[M] + [K]) = 0 (3.29)$$

Si riporta l'equazione in funzione degli autovalori

$$det(\lambda[M] + [K]) = 0 \tag{3.30}$$

Si ottiene quindi

$$\lambda = w^2 \tag{3.31}$$

Il determinante dell'equazione si annulla solo per un set discreto di valori $\lambda,$ possiamo dunque scrivere

$$[K - w_i^2 M] \{\phi_i\} = 0 \tag{3.32}$$

$$f_i = \frac{w_i}{2\pi} \tag{3.33}$$

Dove

 f_i è la i-esima frequenza nautare del sistema non smorzato. w_i è la i-esima pulsazione naturale del sistema non smorzato. $\{\phi_i\}$ è il i-esimo autovettore associato.

Il numero di frequnze naturali è uguale al numero di gradi di libertà del sistema.

Si definisce $[\Phi]$ la matrice contenete tutte le i-esime forme modali.

Essendo gli autovettori ortogonali e linearmente indiendenti

$$\{\phi_i\}^t[M]\{\phi_i\} = 0 \quad \{\phi_i\}^t[K]\{\phi_i\} = 0 \tag{3.34}$$

е

$$\{\phi_i\}^t[M]\{\phi_j\} = m_i \quad \{\phi_i\}^t[K]\{\phi_j\} = k_i \tag{3.35}$$

Dove

 m_i = i-esima massa modale

 k_i = i-esima rigidezza modale

Si ottiene

$$\{\Phi\}^{t}[M]\{\Phi\} = D_{m} \quad \{\Phi\}^{t}[K]\{\Phi\} = D_{k} \tag{3.36}$$

Dove

 D_m = Matrice diagonale delle masse modali

 D_k = Matrice diagonale delle rigidezze modali

Possiamo scrivere lo spostamento $\{u\}$ di un punto appartenete al sistema in ogni istante di tempo come combinazione lineare dei sui modi di vibrare.

$$\{u\} = \{\Phi\}q \tag{3.37}$$

Sostituiamo l'equazione (3.37) nell'equazione (3.27) ed otteniamo:

$$[M][\Phi]\{\ddot{q}\} + [K][\Phi]\dot{q} = \{F\}$$
(3.38)

Moltiplicando entrambi i termini per $\{\Phi\}^t$

$$\{\Phi\}^{t}[M][\Phi]\ddot{q} + \{\Phi\}^{t}[K][\Phi]\dot{q} = \{\Phi\}^{t}\{F\}$$
(3.39)

$$[D_m][\ddot{q}] + [D_k]\dot{q} = \{\Psi\}$$
(3.40)

Dove

 $\{\Psi\}$ = componenti delle forzanti nel sistema di rifermento delle coordinate modali

3.3.2 Algoritmo Lanczos per l'Estrazione degli Autovalori ed Autovettori

La soluzione 103 utilizza questa tecnica per disaccoppiare le equazioni che costituiscono il problema riducendo in questo modo la complessità di calcolo della soluzione dovendo risolvere N sistemi lineari. MSC Nastran permette di scegliere tra diversi tipi di algoritmi per l'estrazione degli autovalori ed autovettori. Si è scelto di utilizzare Lanczos come algoritmo di estrazione dal momento che è il più indicato per problemi di grandi dimensioni.

Questo algoritmo di estrazione è un algoritmo ricorsivo, la sua iterativa applicazione porta alla costruzione degli autovettori di Lanczos e alla costruzione di una matrice triangolare T [6].

Questo riduce il costo computazionale dovendo lavorare con una matrice triangolare rispetto ad una matrice iniziale sparsa di dimensione NxN.

A differenza della soluzione diretta del problema riportata nella sezione 3.3.1, questo algoritmo modifica l'equazione 3.29 inserendo uno shift σ .

$$w^2 = \frac{1}{\lambda} + \sigma \tag{3.41}$$

Sostituendo nell' equazione 3.29

$$\lambda\{\phi_i\} = [K - \sigma M]^{-1}[M]\{\phi_i\}$$
(3.42)

Poniamo

$$[A] = [K - \sigma M]^{-1}[M]$$
(3.43)

L'implementazione di questo algoritmo prevede il calcolo ad ogni step dell' inversa dell'equazione 3.43 la quale risulta una matrice completa aumentando così il costo computazione dell'operazione. Si segue quindi il seguente procedimento per ottimizzare i tempi di calcolo sfruttando le proprietà delle matrici triangolari.

Si definisce

$$\bar{K} = [K - \sigma M] \tag{3.44}$$

$$\bar{K} = LDL^t \tag{3.45}$$

Dove

[D]=Matrice diagonale [L]=Matrice triangolare inferiore

$$A\{\phi_i\} = [LDL]^{-1}[M]\{\phi_i\}$$
(3.46)

$$L^{t}A\{\phi_{i}\} = [LD]^{-1}[M]\{\phi_{i}\} = y$$
(3.47)

Si risolve per y

$$[L][D]y = [M]\{\phi_i\}$$
(3.48)

$$[L]^t \{ [A] \{ \phi_i \} \} = y \tag{3.49}$$

Capitolo 4

Analisi modello parte elastica in ambiente MSC Patran-Nastran

Al fine di soddisfare i requisiti del Mobility System si è resa necessaria una campagna di test che investigasse il comportamento del sistema in diverse possibili configurazioni di funzionamento.

Si è reso necessario quindi poter disporre del funzionamento del sistema in uno scenario molto simile a quello operativo, si è quindi deciso di simulare mediante un analisi Dinamica Transiente non Lineare la risposta del sistema ad una combinazione di possibili spessori delle lamiere utilizzate per la produzione di questo sotto sistema su di un terreno rigido [7] [5].



Figura 4.1: Mobility System Progetto ARDITO

4.1 Analisi Dinamica Transiente Non Lineare

4.1.1 Creazione della Geometria

La geometria è stata creata direttamente in ambiente MSC Patran prima attraverso l'introduzione di punti nei centri delle circonferenze e successivamente mediante la creazione di curve e superfici che andassero a ricreare correttamente il sistema.

In ultimo si sono divise le superfici in 4 gruppi in modo da semplificare i passaggi successivi mediante la definizione dei gruppi.

Int	Parte interna del mozzo ruota
Cil-int	Contro Cilindro interno
Cil-ext	Cilindro esterno
Ext	Parte esterna

Tabella 4.1: Gruppi

4.1.2 Creazione della Mesh

Il primo fondamentale step nella creazione della mesh è stato posizionare i mesh-seed lungo le linee che rappresentavano il limite di più parti del sistema elastico.

Questo ci ha permesso di poter in seguito effettuare l'operazione di merge dei nodi rendendo così il sistema solidale senza l'introduzione di altri contatti tra le parti. Si è scelta una spaziatura uniforme di 5mm.

Per il processo di meshing della struttura si è scelta una isomesh con elementi lineari del tipo Quad4, la dimensione dell'elemento è stata fissata a 5 mm in accordo con i mesh seed precedentemente creati.

Si sono ottenuti:

Elementi	54853
Nodi	59560

Tabella 4.2: Elementi e Nodi

Al fine di poter successivamente vincolare correttamente il sistema si è creato un nodo posizionato al centro del sistema della ruota, abbiamo quindi creato un connettore RBE2 tra il nodo centrale 1 e i nodi appartenenti al gruppo Cil-int. Questo ci ha permesso di distribuire i carichi e i vincoli in modo rigido alle altre parti del sistema.

4.1.3 Materiale e Proprietà

In accordo con l'azienda produttrice si è scelto un acciaio UNI C67 temprato.

Densità	7.8e-9
Modulo di Young	190000
Modulo di Poisson	0.28

Tabella 4.3: Proprietà Materiale C67

Si sono quindi create quattro differenti tipi di proprietà di tipo shell e si sono testati i seguenti casi

	CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4	CASO 5	CASO 6
Int	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
Cil-int	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
Cil-ext	0.2	0.3	0.2	0.2	0.3	0.3
Ext	0.4	0.4	0.5	0.6	0.5	0.6

Tabella 4.4: Casi in Analisi

4.1.4 Loads And Boundary Conditions

Si è applicato un vincolo aggiuntivo alla struttura per facilitare la convergenza della soluzione lasciando così al sistema solo la possibilità di una traslazione verticale, orizzontale e la possibilità di ruotare rispetto al suo asse.

Il carico è stato definito in funzione del tempo, creando precedentemente una tabella

Value $\begin{vmatrix} 0 \\ 0 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} 1.0 \\ 1.0 \end{vmatrix}$ Force $\begin{vmatrix} <0 \\ 0 \end{vmatrix} : -1502$	Time Value	$\begin{vmatrix} 0\\0 \end{vmatrix}$	$\begin{vmatrix} 0.6 \\ 1.0 \end{vmatrix}$	100. 1.	Force	<0 ; 0 : -150>
---	---------------	--------------------------------------	--	------------	-------	----------------

La velocità di rotazione al sistema è stata applicata creando una tabella in precedenza ed applicandola al Nodo 1

```
      Time
      0
      0.6
      0.7
      Velocity
      < 0; 0; -1 >

      Value
      0
      0.0
      1.
      Velocity
      < 0; 0; -1 >
```

4.1.5 Creazione del Contatto

Si sono creati un deformable body comprensivo di tutte le parti elastiche della ruota e di un rigid body in cui è stata posizionata la superficie di appoggio inferiore. Si è quindi creata la Contact Table

	Parte Elastica	Street
Parte Elastica	Т	Т
Street	Т	

Tabella 4.5: Contact Table Non Lineare Statica

4.1.6 Creazione del Job

Durante questa fase si sono apportate modifiche direttamente al file .Bdf per trovare la configurazione migliore dell'analisi.

Si sono aggiunti nel Case Control Section del file i seguenti comandi [5] :

- RIGID=LAGR
- GROUNDCHECK(SET=ALL)=YES

Il primo comando si utilizza nella MSC Nastran SOL400 quando nel modello si prevedono grandi rotazioni, in particolare si rende necessario quando si attiva il PARM LGDISP=1.

Il secondo effettua un analisi dei gradi di libertà del modello prima dell'inizio dell'analisi.

All'interno della Bulk Data Section si sono attivati i seguenti PARAM

- AUTOSPC NO
- LGDISP 1

.

- BCPARA 0 NLGLUE 0 IBSEP 2 FTYPE 6
- NLSTEP 1 3. FIXED 100

4.1.7 Analisi dei Risultati

A seguito delle sei analisi compiute sui rispettivi sei casi presentati nella tabella 4.4 si sono comparati i dati più significativi per trovare la miglior configurazione.

- Variazione posizione verticale del nodo centrale del mozzo ruota.
- Area di contatto parte Ext sul terreno rigido.
- Massima tensione di Von Mises.
Variazione posizione verticale del nodo centrale del mozzo ruota

Questo dato è molto significativo in quanto la variazione di questo dato rispetto al valor medio deve essere minimizzato al fine di ridurre le oscillazioni verticali del Rover aumentando così la sua stabilità. Minimizzando questo dato si migliorano le performance del sistema di computer vision e autonomous navigation.



Figura 4.2: Posizione Verticale Nodo Centrale

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6
Media	-27.01	-14.57	-24.48	-21.92	-12.00	-10.39

Tabella 4.6: Risultati

Come si può vedere dal grafico vi è una netta separazione tra i casi 1,3,4 e 4,5,6 dovuta allo spessore del Cil-ext, possiamo quindi affermare che questa variabile è la più significativa nella definizione del design della parte elastica.

Area di contatto parte Ext sul terreno rigido

L'Analisi dell'area di contatto sul terreno ci fornisce un dato fondamentale dal momento che la forza di trazione secondo la teoria di Mohr-Coulomb è direttamente proporzionale all'area e alla pressione di contatto tra ruota e terreno.



Figura 4.3: Larghezza Superficie di Contatto al variare dei casi

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6
Larghezza Area [mm]	107.04	88.18	73.97	49.46	54.36	34.70
Area $[cm^2]$	224	185	155	103	114	0.728

Tabella 4.7: Risultati

Una delle formulazioni della teoria lineare di Mohr-Coulomb [8] [9] prevede di scrivere lo sforzo di taglio di una materiale isotropo, portato in una condizione di rottura, in funzione della tensione normale nel piano di rottura.

Questa condizione si traduce in

$$|\tau| = c + \sigma \cdot tan(\phi) \tag{4.1}$$

Graficamente si può rappresentare la condizione di rottura nel piano di Mohr come una linea inclinata dell'angolo ϕ tangente al cerchio di Mohr.

Integrando questa relazione possiamo quindi ottenere la forza di trazione agente sulla ruota

$$T = c \cdot A + A \cdot p \cdot tan(\phi) \tag{4.2}$$

Dove

T= Forza di Trazione

A= Area di contatto

p= Pressione di Contatto

 ϕ = Angolo di attrito interno del terreno



Figura 4.4: Teoria della frattura lineare di Mohor-Coulomb, andamento dello stato tensionale Stress normale e Tensione di Taglio sul piano di frattura

Un altro parametro molto importante è l'affondamento della ruota, questo fenomeno viene descritto nella teoria di Bekker [10] con la seguente formulazione

$$p = \left(\frac{K_c}{b} + K_\phi\right) \cdot z^n \tag{4.3}$$

Dove

p= Pressione Specifica esercitata al suolo

b= Dimensione minima del contatto

z= Affondamento

 K_c =Parametro legato alla coesione del terreno

 K_{ϕ} = Parametro legato all'attrito interno del terreno

n= Parametro legato al tipo di terreno

Al fine di ovviare ad alcuni problemi dovuti alla difficoltà di reperire i parametri necessari per la formulazione di Bekker facciamo riferimento alla teoria di Reece [11] che è giunto a risultati simili introducendo valori adimensionali.

$$p = \left(c \cdot k'_c + \gamma_s \cdot b \cdot k'_\phi\right) \cdot \left(\frac{z}{b}\right)^n \tag{4.4}$$

Dove

p= Pressione Specifica esercitata al suolo

- b= Dimensione minima del contatto
- z = Affondamento

 k_c' =Parametro Adimensionale legato alla coesione del terreno

- $k_{\phi}^{\prime} =$ Parametro Adimensionale legato all' attrito interno del terreno
- $\mathbf{n} = \mathbf{P} \mathbf{a} \mathbf{r} \mathbf{a} \mathbf{m} \mathbf{e} \mathbf{r} \mathbf{r} \mathbf{e} \mathbf{n}$ di terreno
- γ_s = Peso speifico del suolo

Analizzando queste due teorie possiamo quindi affermare che scegliere la ruota con un impronta a terra maggiore ci fornisce una maggior trazione in accordo alla teoria di Mohr-Coulomb, mentre l'affondamento statico diminuisce al diminuire della pressione di contatto, parametro inversamente proporzionale all'area di contatto, mentre per quanto riguarda l'affondamento dinamico la teoria di Bekker afferma che per terreni non coesi, come quelli trattati nel Capitolo 7, l'affondamento diminuisce aumentando la larghezza dell'impronta a terra dal momento che possiamo riscrivere l'equazione 4.4 nel seguente modo per il caso di terreno non coeso e con coefficiente n $\simeq 1$

$$z = \left(\frac{F}{l \cdot \gamma_s \cdot K'_{\phi}}\right)^{(1/n)} \cdot b^{\frac{n-2}{n}}$$
(4.5)

Massima tensione di Von Mises

Come criterio di rottura della ruota si è utilizzato il criterio di Von Mises andando a valutare per tutti i casi le massime tensioni raggiunte nel sistema nella posizione a 0°



Figura 4.5: Massima tensione di Von Mises al variare dei casi analizzati nella posizione 0°

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6
Max Von Mises [Mpa]	290	247.0	306	260	255	206
Safety Factor	3.10	2.64	2.94	3.46	3.52	4.36

Tabella 4.8	: Risultati
-------------	-------------

4.2 Analisi Non Lineare Statica

Si è deciso di effettuare due analisi Non Lineari Statiche per andare ad approfondire il corretto funzionamento del sistema scelto con l'analisi precedentemente trattata.

Si è scelto di utilizzare il modello costruito in precedenza andando a modificare solamente la contact table per raffinane ulteriormente il contatto tra i corpi.

Si è cercato di analizzare il funzionamento del sistema nelle due posizioni critiche del sistema 0° e 54.17° rispetto la verticale.



Figura 4.6: Posizione 0° e 54.17° del sistema elastico

Al fine di indagare maggiormente il contatto tra le varie parti del sistema si è deciso di estendere la contact table aggiungendo un maggior numero di corpi flessibili in grado di interagire tra loro, si è quindi creata la seguente Contact Table

	Int	Cil-int	Cil-ext	Ext	Street
Int		Т	Т		
Cil-int	Т		Т	Т	Т
Cil-ext	Т	Т	Т	Т	Т
Ext		Т	Т		Т
Street		Т	Т	Т	

Tabella 4.9: Contact Table Non Lineare Statica

Successivamente si sono confrontati i risultati con quelli ottenuti in precedenza.

4.2.1 Analisi dei risultati

Variazione posizione verticale del nodo centrale del mozzo ruota



Figura 4.7: Posizione 0°



Figura 4.8: Posizione 54.17°

Da questi due grafici possiamo apprezzare il comportamento elastico della ruota, questa presenta differenti rigidezze a seconda della sua posizione angolare, in particolare il nostro sistema presenta 3 differenti rigidezze nel caso di posizione a 0° .

Questo particolare comportamento è dovuto alla geometria del sistema, nella quale intervengono contatti in sequenza all'aumentare del carico. Possiamo quindi osservare una prima rigidezza di 3.78 N/mm dovuta al solo cilindro esterno, una seconda rigidezza dovuta all'intervento del cilindro interno che entra in contatto con quello esterno di 11.74 N/mm, ed un' ultima rigidezza di 13.35 N/mm dovuta al contatto del cilindro esterno in analisi con i due adiacenti.

Nella posizione a 54.17° possiamo osservare invece che il sistema funziona correttamente senza mandare in contatto i due cilindri esterni adiacenti, si presentano quindi solo due ratei di rigidezza, il primo molto simile al caso precedente 3.93 N/mm, mentre il secondo del valore di 6.83 N/mm.

Questi risultati si possono anche osservare nella figura 4.2, in quanto la posizione del nodo centrale varia a seconda della sua posizione angolare, in particolare nella posizione di 27° otteniamo una salita del nodo centrale in coerenza con la maggior rigidezza del sistema, mentre nella posizione di 54.17° il nodo centrale si abbassa a causa della minor rigidezza del sistema.

Massima tensione di Von Mises

Si riporta ora uno studio più approfondito riguardo l'andamento delle tensioni nel sistema, grazie all'analisi statica non lineare possiamo individuare con precisione le zone maggiormente sollecitate e verificarne il corretto funzionamento.



Figura 4.9: Massima tensione di Von Mises registrata pos 0°



Figura 4.10: Massima tensione di Von Mises registrata pos 54.17°

Come si può osservare dalle figure 4.9 e 4.10 le parti del sistema maggiormente sollecitate nella configurazione a 0° sono i cilindri esterni, in modo non simmetrico, in particolare nella zona di contatto tra i due cilindri successivi e una piccola zona di contatto tra la parte esterna e il cilindro interno, mentre nella configurazione a 54.17° si ottiene una deformazione simmetrica del cilindro esterno.



Figura 4.11: Massima tensione Principale registrata pos 0° z1



Figura 4.12: Massima tensione Principale registrata pos 0° z2



Figura 4.13: Massima tensione Principale registrata pos 54.17° z1



Figura 4.15: Configurazione deformata 0°



Figura 4.14: Massima tensione di Principale registrata pos 54.17° z2



Figura 4.16: Configurazione deformata 54.17°

4.3 Analisi Modale Lineare

4.3.1 Creazione del modello

A questo punto del processo di design si è deciso di studiare il comportamento dinamico del sottosistema elastico. Si è quindi deciso di effettuare un' analisi modale lineare MSC Nastran SOL103 e successivamente un' analisi modale su di una configurazione deformata. Quest'ultima analisi si è resa necessaria dal momento che la rigidezza del sistema varia in funzione della sua deformazione e della sua posizione angolare. Un approfondito studio dinamico del sistema nelle sue varie configurazioni ci ha permesso quindi di analizzare nel dettaglio il suo comportamento durante la vita operativa non che la possibilità di sviluppare un controllore mobility apposito per il nostro sistema.

Per l'analisi statica lineare si è utilizzato il modello creato in precedenza apportando alcune modifiche necessarie.

4.3.2 Loads and Boundary Conditions

Si sono disattivati i vincoli e i carichi creati in precedenza e si è creato un incastro nel Nodo 1.

Displacement	< 0 : 0 ; 0 >
Rotation	< 0 ; 0 ; 0 >

Tabella 4.10: Incastro DOF

Creazione del Job

Si è scelta la seguente configurazione:

- Metodo di estrazione autovalori Lanczos
- Calcolo della matrice di massa Lumped
- Autovalori estratti 20

POSIZIONE 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 EIGRL 1 20 0

 Tabella 4.11:
 Estrazione autovalori
 PARAM

4.3.3 Analisi dei Risultati

Si riportano le frequenze proprie estratte dall'analisi

MODE	EIGENVALUE	CYCLES
1	2.642113E + 03	8.180801
2	2.643784E + 03	8.183387
3	2.643785E + 03	8.183388
4	1.144375E + 04	$1.702568E{+}01$
5	1.144714E + 04	$1.702819E{+}01$
6	1.145102E + 04	$1.703108E{+}01$
7	1.145102E + 04	$1.703108E{+}01$
8	1.145440E + 04	$1.703360E{+}01$
9	1.145441E + 04	$1.703360E{+}01$
10	1.883391E + 04	2.184190E + 01
11	1.883391E + 04	2.184190E + 01
12	1.883391E + 04	2.184190E + 01
13	1.883391E + 04	2.184190E + 01
14	1.883391E + 04	2.184190E + 01
15	1.883391E + 04	2.184190E + 01
16	1.883391E + 04	2.184190E + 01
17	1.884431E + 04	$2.184793E{+}01$
18	1.884431E + 04	$2.184793E{+}01$
19	1.884431E + 04	2.184793E + 01
20	1.884431E + 04	2.184793E + 01

Tabella 4.12: Frequenze Proprie SOL103

Come si può osservare vi sono autovalori che si ripetono a blocchi.

Il primo modo di vibrare lo troviamo ripetuto 3 volte dal momento che lo stesso modo si ripropone per le tre sezioni di cui è composta la ruota, questo modo di vibrare è un modo globale e lo si può osservare facilmente nel sistema reale ma non comporta un rischio per il funzionamento del sistema.

Il modo successivo lo troviamo ripetuto 6 volte, due volte per ogni sezione, è un modo globale di vibrare del sistema e comporta la contrazione e l'estensione lungo la direzione dei 51.42°. Questo modo di vibrare è sicuramente uno dei più importanti dal momento che si deve evitare di eccitare la parte elastica della ruota alla corrispondente frequenza per evitare gravi problemi di stabilità di tutto il sistema di mobility.

Gli ultimi modi di vibrare sono ripetuti più volte dal momento che sono modi di vibrare locali dei cilindri interni. Questi modi si incontrano ad un frequenza doppia rispetto alla precedente e per questo motivo sono considerati meno significativi per la stabilità dinamica del sistema.

Questa prima semplice analisi ci ha permesso di valutare in prima battuta la caratteriste dinamiche del sistema, si è comunque reso necessario indagare maggiormente la dinamica del sistema dal momento che non sono stati valutati modi di vibrare che includessero la torsione della ruota, inoltre la rigidezza del sistema risultava diversa da quella che possiamo riscontrare durante il reale funzionamento del sistema non essendo possibile valutare la rigidezza aggiuntiva fornita dai contatti interni del sottosistema.

4.4 Analisi Modale Linearizzata

Quest'analisi è stata ottenuta modificando opportunamente il .BDf creato in precedenza per l'analisi statica non lineare. Questo perché la MSC Nastran SOL400 utilizzata in precedenza permette analisi concatenate tramite la creazione di step di calcolo successivi. Si è quindi utilizzata questa metodologia per analizzare un configurazione linearizzata delle deformata del sistema elastico.

Per rendere quest'analisi esaustiva si è scelto di analizzare le due posizioni configurate del sistema, 0° e 51.42° come già fatto in precedenza con l'analisi statica non lineare.

4.4.1 Creazione del Job

STEP 1 Statica Non Lineare

Non vi sono apportate modifiche rispetto al .BDF creato in precedenza

STEP 2 Analisi Modale Linearizzata

Si è definito il tipo di analisi come modale e si è richiamato il PARAM che definisce le condizione dell'analisi attraverso il comando METHOD.

A differenza dell'analisi commentata in precedenza si è eliminato il vincolo aggiuntivo applicato al nodo centrale richiamando il SPC=1 utilizzato per definire il piano su cui va a contatto la ruota.

- ANALYSIS = MODES
- METHOD= 210
- SPC = 1

Nella Bulk Data Section si sono inseriti i seguenti PARAM [5]

POSIZIONE	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	EIGRL	1			20	0				
	NLSTEP	1	1.	FIXED	100					

 Tabella 4.13:
 Estrazione autovalori
 PARAM

Gli stessi passaggi sono stati ripetuti per i BDF delle due analisi non lineari statiche create in precedenza.

4.4.2 Analisi dei Risultati

Si riportano ora i risultati ottenuti

MODE	EIGENVALUE	CYCLES
1	1.735244E + 02	2.096527E + 00
2	2.328739E + 03	7.680341E + 00
3	5.943750E + 03	1.227016E + 01
4	9.115913E + 03	$1.519568E{+}01$
5	1.266370E + 04	1.791020E + 01
6	1.432662E + 04	1.904987E + 01
7	1.477996E + 04	$1.934892E{+}01$
8	1.864100E + 04	$2.172975E{+}01$
9	1.866001E + 04	$2.174083E{+}01$
10	2.227419E + 04	2.375314E + 01
11	2.394218E + 04	2.462646E + 01
12	2.417074E + 04	2.474373E + 01
13	2.418124E + 04	$2.474910E{+}01$
14	2.421007E + 04	2.476385E + 01
15	2.422975E + 04	$2.477391E{+}01$
16	2.432510E + 04	2.482261E + 01
17	2.444780E + 04	$2.488513E{+}01$
18	2.445955E + 04	2.489111E + 01
19	2.792008E + 04	2.659368E + 01
20	2.802699E + 04	2.664455E + 01

Tabella 4.14: Frequenze Proprie SOL400 pos 0°

Come si può osservare da un' analisi preliminare dei dati le frequenze associate ai modi di vibrare nelle due configurazioni hanno lo stesso ordine di grandezza, questo risultato è ottimo dal momento che importanti variazioni nella rigidezza associata al variare della posizione angolare avrebbero reso il sistema particolarmente instabile.

Il primo modo di vibrare continua ad essere associato ad un moto traslazionale del sistema a bassa frequenza mentre il secondo ora è associato ad un moto oscillatorio latero-direzionale. Quest'ultimo modo in particolare potrebbe creare problemi al sistema di mobility system del rover ma per un' analisi più accurata si rimanda ad analisi dinamiche successive con il Rover completo.

Il terzo e il sesto modo di vibrare sono modi che non abbiamo valutato nell'analisi modale lineare precedente e coinvolgono la torsione del sistema elastico, queste frequenze critiche sono state tenute in conto nel progetto del sistema di sterzata.

Il quarto modo di vibrare coinvolge sempre la traslazione longitudinale del sistema ma si possono osservare le diverse parti del sistema in opposizione di fase.

Il quinto modo di vibrare è il più significativo dal punto di vista della stabilità del sistema dal momento che è un modo di oscillazione verticale globale della parte elastica.

Il settimo modo di vibrare è associato alla traslazione longitudinale del sistema.

L'ottavo, il nono e il decimo modo di vibrare sono associati alla traslazione verticale del sistema, nei primi due casi sono modi locali che coinvolgono due terzi della struttura mentre il decimo modo è un modo globale.

A partire dall'undicesimo modo si possono osservare modi locali dei cilindri interni, questi modi sono meno rilevanti ai fini dell'analisi della stabilità generale del sistema.



Figura 4.17: 1° Modo Traslazione Verticale Analisi lineare del sistema

MODE	EIGENVALUE	CYCLES
1	-1.404775E + 02	1.886355E+00
2	4.921907E + 02	3.530912E + 00
3	3.550720E + 03	9.483712E + 00
4	4.986390E + 03	$1.123863E{+}01$
5	7.037879E + 03	1.335184E + 01
6	7.220308E+03	1.352378E + 01
7	1.099547E + 04	1.668887E + 01
8	1.366996E + 04	1.860818E + 01
9	$1.488859E{+}04$	$1.941990E{+}01$
10	1.503720E + 04	1.951657E + 01
11	$1.781531E{+}04$	$2.124305E{+}01$
12	1.871040E + 04	2.177016E + 01
13	1.882737E + 04	2.183811E + 01
14	1.882737E + 04	2.183811E + 01
15	1.882737E + 04	2.183811E + 01
16	1.883079E + 04	2.184009E + 01
17	1.883642E + 04	2.184335E + 01
18	1.883656E + 04	2.184344E + 01
19	1.883876E + 04	2.184471E + 01
20	1.883876E + 04	2.184471E + 01

Analisi modello parte elastica in ambiente MSC Patran-Nastran

Tabella 4.15: Frequenze Proprie SOL400 pos 54.17°°

A differenza del caso precedente si riscontra un anticipo nel modo di vibrare globale traslazionale che passa dal quinto modo del caso precedete al terzo modo in questa configurazione. Questo è dovuto alla minor rigidezza del sistema in questa configurazione.

Per quanto riguarda gli altri modi di vibrare non si riscontrano variazioni rispetto al caso precedente.

Si riporta una tabella riassuntiva dei risultati ottenuti con le diverse analisi modali.

SOL103 [Hz]	SOL400 POS 0° [Hz]	SOL400 POS 51.47° [Hz]	EFFETTO
8.180801E+00	2.096527E + 00	1.886355E + 00	Trasl. Long.
-	7.680341E + 00	3.530912E + 00	Oscil. Lat.
-	1.227016E + 01	1.123863E + 01	Torsione
-	$1.519568E{+}01$	1.335184E + 01	Trasl. Long.
$1.702568E{+}01$	1.791020E + 01	9.483712E + 00	Trasl. Vert.
-	1.904987E + 01	1.668887E + 01	Torsione
-	1.934892E + 01	1.860818E + 01	Trasl. Long.
-	2.172975E + 01	1.941990E + 01	Trasl. Vert.
-	2.174083E + 01	1.951657E + 01	Trasl. Vert.
-	2.375314E + 01	2.124305E + 01	Trasl. Vert.

Analisi modello parte elastica in ambiente MSC Patran-Nastran

Tabella 4.16: Riassunto Risultati

Come si può osservare dalla tabella 4.16, studiare il problema della dinamica del sottosistema attraverso diverse analisi in più configurazioni ci ha permesso di valutare correttamente la frequenza critica di funzionamento del sistema, permettendoci così la corretta progettazione del sistema di controllo del mobility system.



Figura 4.18: 1° Modo Traslazione Verticale Analisi su Configurazione Deformata del Sistema 0°



Figura 4.19: 1° Modo Traslazione Verticale Analisi su Configurazione Deformata del Sistema 54.17°

Capitolo 5 Design del mozzo ruota

Il design del mozzo ruota è stato un punto fondamentale dello sviluppo del sistema di mobility system del rover ARDITO. Sono state pensate diverse varianti di questo sottosistema producibili con diverse tecnologie produttive ma in ultima analisi sono state prese in considerazione due possibili ipotesi.

5.1 Mozzo Ruota in ABS



Figura 5.1: Mozzo Ruota Prodotto con tecnologia FDM ABS Plus

Questo design ci ha permesso di sviluppare un prodotto sicuro a basso costo e con buone prestazione. Il team DIANA ha una lunga esperienza nell'uso della tecnologia di stampa 3D con tecnologia FDM grazie al dipartimento DIMEAS che gli consente l' uso della stampante Stratasys in suo possesso, presso i laboratori di ingegneria biomedica. Questa tecnologia, già utilizzata in precedenza lo scorso anno nel progetto Trinity, ha portato ad un ottimo risultato nelle fasi di test e durante la competizione ERC2019, questo ha portato alla prototipazione di una nuova versione del mozzo da sviluppare con questa tecnologia produttiva per il nuovo Rover andando però a modificare leggermente il design e apportando alcuni miglioramenti dal punto di vista meccanico per aumentarne l'efficacia sul terreno di gara.

Questa configurazione purtroppo soffre di alcuni svantaggi:

- Necessità di assemblaggio di più componenti
- Difficoltà nell'analisi dei componenti
- Tolleranze di lavorazioni non ottimali
- Vincoli nelle dimensioni dei componenti
- Materiali poco performanti
- Difficile compatibilità con l'ambiente spaziale

Vi sono però diversi vantaggi nell'uso di questa tecnologia produttiva rispetto alle tecnologie di lavorazione classiche:

- Maggior libertà nel design del componente
- Velocità nella prototipazione
- Basso costo
- Scelta del riempimento del componente

5.2 Mozzo in Alluminio prodotto con tecnologia SLM

A differenza della precedente tecnologia produttiva questa tecnologia ci permette di avere un mozzo molto più resistente e sopratutto di avere un unico componente evitando così di dover posizionare giunzioni meccaniche come bulloni o rivetti. Questo riduce consistentemente le possibilità di rotture o guasti nel sottosistema, il che aumenta notevolmente l'affidabilità di tutto il Rover permettendoci così di raggiungere un punto fondamentale del processo di sviluppo.

Questa tecnologia ci permette anche di effettuare un notevole percorso d'ottimizzazione durante il processo di design dal momento che permette una buona libertà nelle forme da produrre. Si è quindi deciso di utilizzare un software per l'ottimizzazione multidisciplinare, modeFrontier, che permette l'ottimizzazione di più variabili di progetto contemporaneamente.

5.2.1 Tecnologia Selective Laser Melting

Questi tipo di tecnologia si colloca all'interno della sfera dell'additive manufactoring grazie alla quale si è reso possibile prototipare molto velocemente diversi tipi di componenti realizzati con forme non accessibili alle tecnologie tradizionali.

Il SLM rientra nella tecnologia della fusione a letto di polvere di metallo, per quanto concerne questo lavoro di tesi si è utilizzato l'AlSi10Mg, ma in commercio è possibile utilizzare diverse tipologie di materiali, tra i quali acciai inossidabili, leghe di titanio e super leghe di Nychel. Grazie all'elevata ingegnerizzazione del processo produttivo e alla studio delle materie prime si possono produrre componenti di qualità paragonabile a quelli prodotti con un materiale proveniente dalla filiera tradizionale.

Il processo produttivo mediante SLM è dipendente da diversi fattori quali potenza del laser, spessore delle strato di polveri, atmosfera, velocità, grandezza della scansione laser e temperatura del letto di polveri.

Durante il processo di fusione la natura del processo del trasferimento del calore dovuta al fascio laser che agisce sulle polveri, è molto complessa e non può essere semplicemente descritta dalle relazioni classiche per un corpo metallico opaco in cui il bilancio delle energie è descritto dalla relazione k/a, dove k è il coefficiente conduttivo e a è l'assorbività. In questo caso l'assorbività dipende non solamente dalla natura del metallo, ma anche dalla sua granulometria e dalla densità delle polveri [12].

Il processo di crescita del componente avviene per continua fusione di uno strato sul precedente, questo provoca però alcune criticità dal momento che la tensione superficiale del materiale fuso tende a raggruppare sotto forma di gocce o segmenti cilindrici il materiale in lavorazione, effetto balling [13]. Quest'effetto può essere controllato impostando correttamente i parametri del macchinario per un determinato tipo di materiale.

Un altro fenomeno molto importante che si osserva è la creazione di stress interni al componente dovuti alle fluttuazioni di temperatura durante il processo, questi gradienti di temperatura possono infatti portare alla reazione di cricche e alla delaminazione del componente.

5.2.2 Ottimizzazione con modeFrontier

Il processo d'ottimizzazione attraverso modefrontier è avvenuto in due fasi

- Processo d'ottimizzazione preliminare attraveso SolidWorks e Solidworks Simulation
- Processo d'ottimizzazione definitivo con Ansys Workbench

5.2.3 Ottimizzazione Preliminare

Il processo si può dividere in cinque step fondamentali

- Definizione degli Obbiettivi e dei Requisiti
- CAD preliminare del componente
- Definizione delle variabili di progetto
- Creazione del progetto in ambiente modeFrontier
 - Definizione degli Input
 - Definizione degli Output
 - Scelta dei Constraints e dei Goals
 - Scelta dell'Algoritmo di Soluzione
- Analisi dei risultati

Definizione degli Obbiettivi e dei Requisiti

L'obbiettivo fondamentale di questo sottosistema è quello di sorreggere e permettere il corretto funzionamento della parte elastica della ruota, deve inoltre trasmettere in sicurezza la coppia motrice e assorbire eventuali urti trasmessi dall'ambiente circostante al mobility system.

Un requisito fondamentale per il corretto funzionamento della parte elastica è il completo disaccoppiamento delle frequenze proprie del mozzo da quelle della parte elastica in modo da evitare l'insorgere di risonanza all'interno del sottosistema.

Un altro importante vincolo di funzionamento è garantire la necessaria rigidezza al sottosistema evitando così che lo spostamento verticale delle travi influenzi quello della parte elastica.

Si è quindi deciso di concentrare tutta l'elasticità del sistema nella parte elastica, al fine di garantire questo requisito si è deciso di vincolare la flessione verticale massima al componente a 3 mm. La minimizzazione del peso del componente è sicuramente uno degli obbiettivi più importanti di quest'analisi e la scelta della tecnologia produttiva SLM rispecchia la volontà di ricercare un design molto performante sotto questo punto di vista che garantisca il rispetto di tutti i requisiti sopra elencati.

- Obbiettivi di Progetto
 - Permettere il corretto funzionamento della parte elastica
 - Trasmissione della Coppia Motrice
 - Riduzione del Peso del Componente
 - Diminuzione del numero di Componenti
- Requisiti di Progetto
 - Flessione Verticale Massima \leq 3mm
 - Disaccoppiamento delle Frequenze Proprie del sistema Elastico e del Mozzo
 - Peso Massimo 400g.

CAD preliminare del componente



Figura 5.2: Design Iniziale Mozzo Ruota

Si è quindi deciso di utilizzare un approccio che permettesse il corretto adempimento ai vincoli sopra citati utilizzando travi principali a sbalzo per sorreggere i cilindri della parte elastica, questi verranno successivamente imbullonati al mozzo per rendere solidale il sistema. Le travi principali sono quindi collegate tra loro attraverso irrigidimenti secondari che consentono il corretto rotolamento della parte elastica sul questo componente.

Le sezione delle travi principali è stata divisa in più parti in modo da permettere la successiva ottimizzazione del sistema.

Sono stati anche introdotti alcuni alleggerimenti negli irrigidimenti secondari per alleggerire la struttura.

La giunzione di calettamento all'albero motore presenta una sede chiavetta che consente la trasmissione della coppia motrice necessaria.

Per la produzione del CAD si è utilizzato il software Solidworks, già ampiamente utilizzato nel Team DIANA.

Definizione delle variabili di progetto

Le variabili di progetto utilizzate per la successiva ottimizzazione sono:

- Trave Principale
 - Larghezza Iniziale
 - Larghezza Intermedia
 - Spessore Intermedio
 - Larghezza Finale
 - Spessore Finale
- Rinforzo Principale
 - Larghezza Iniziale
 - Larghezza Finale
 - Posizione Iniziale
 - Larghezza Alleggerimento
 - Posizione Alleggerimento
- Rinforzo Secondario
 - Larghezza Iniziale
 - Larghezza Finale
- Rinforzo Terziario
 - Posizione Iniziale
- Rinforzo Quaternario

- Larghezza Iniziale
- Larghezza Finale

Queste variabili sono state impostate nel modello CAD creando variabili globali e successivamente assegnando le variabili ai corrispettivi schizzi.

Si è quindi impostata un' analisi Statica Strutturale Lineare in ambiente Solidwork Simulation con i seguenti parametri:

Creazione della Mesh

Si sono utilizzate le seguenti impostazioni

- Mesh solida 3D con elementi TET3
- Massima Lunghezza Globale dell'elemento 3 mm

Creazione dei Carichi e dei Vincoli

Si è cercato di analizzare lo scenario maggiormente critico per il mozzo ruota in cui il motore fornisce la coppia massima e la ruota rimane vincolata a terra per alcuni istanti. Questa configurazione la possiamo ritrovare nel momento in cui ARDITO tenta di superare un ostacolo come un gradino o una roccia particolarmente alta. Al fine di ricreare questa configurazione si è posizionato un vincolo di incastro nella parte del mozzo dedicata al calettamento del motore, si è quindi concessa la sola possibilità di rotazione alla parte collegata alla ralla mediante un remote displacement (RBE2 con un singolo grado di libertà nodale al Nodo master).

Si è posizionato un carico distribuito di 225N nella direzione verticale, si è scelto un fattore di carico di 3.75, più alto di quello utilizzato nell'analisi precedente vista la particolare importanza e costo di questo componente, sulla trave principale in posizione 0° rispetto la verticale.

La forza generata dalla coppia del motore è stata posizionata lungo la stessa trave principale nella direzione longitudinale moltiplicata per un Load Safety Factor di 2 (500N). Lo stesso modello privato dei carichi e del remote displacement è stato utilizzato per creare un analisi modale.

Materiale

Si è creato il materiale Alluminio SLM-3D con le seguenti caratteristiche

Densità	$2670 \ Kg/M^3$
Modulo di Young	70e10 Pa
Modulo di Poisson	0.33

Tabella 5.1: Dati Materiale AlSi10Mg

5.2.4 Creazione del progetto in ambiente modeFrontier



Figura 5.3: Progetto Ottimizzazione Preliminare

modeFrontier permette una facile ed intuitiva creazione del progetto attraverso i nodi ad integrazione diretta come Solidworks.

La creazione del Workflow segue alcuni step fondamentali, dopo aver selezionato il file .sdrt precedentemente creato in ambiente Solidworks grazie alla funzione di scelta dei parametri si creano gli Input che verranno aggiornati ad ogni step di calcolo e gli Output da cui verranno estratti i risultati di ogni simulazione.

Le variabili di Input sono state definite come discrete con step temporali e range di variazione differenti per i singoli input.

Gli Output vengo estratti dai risultati delle simulazioni e sono peso, massimo spostamento verticale, massima tensione di Von Mises e prima frequenza propria del componente.

Inpupt		Delta [%]	Step
Larghezza Iniziale Trave Principale	L1-TP	50	0.1
Larghezza Intermedia Trave Principale	L2-TP	50	0.1
Spessore Intermedio Trave Principale	S2-TP	50	0.1
Larghezza Finale Trave Principale	L3-TP	50	0.1
Spessore Finale Trave Principale	S3-TP	50	0.1
Larghezza Iniziale Rinforzo Principale	L1-RP	60	0.7
Larghezza Finale Rinforzo Principale	L3-RP	70	0.7
Posizione Iniziale Rinforzo Principale	P1-RP	50	0.1
Larghezza Alleggerimento Rinforzo Principale	L1-ARP	50	0.1
Posizione Alleggerimento Rinforzo Principale	P1-ARP	50	0.5
Larghezza Iniziale Rinforzo Secondario	L1-RS	50	0.2
Larghezza Finale Rinforzo Secondario	L3-RS	50	0.5
Larghezza Alleggerimento Rinforzo Secondario	L1-ARS	50	0.1
Larghezza Alleggerimento razza	L1-ARR	50	0.1
Larghezza Iniziale Rinforzo Terziario	L1-RT	50	0.1
Larghezza Finale Rinforzo Terziario	L3-RT	50	0.1
Posizione Iniziale Rinforzo Terziario	P1-RT	30	0.5
Larghezza Iniziale Rinforzo Quaternario	L1-RQ	30	0.1
Larghezza Finale Rinforzo Quaternario	L3-RQ	30	0.1
Output			
Massima Tensione di Von Mises Nodale	TVM-max		
Massimo Spostamento Direzione y	DISP-y		
Massimo Spostamento Direzione z	DISP-z		
Massimo Spostamento Modulo	DISP-M		
Peso	Wheight		
1° frequenza propria	Fr-min		
Constraint			
Max-Vertical-Displacement	2mm		
Max-Displacement	$3 \mathrm{mm}$		
Max-Stress	260 Mpa		
Goals			
Wheight	Minimize		
DISP-y	Maximize		

Optimization Algoritm pilOPT N° Valutazioni 1000

Tabella 5.2: Analisi Preliminare

Per quanto riguarda i vincoli e gli obbiettivi si sono inseriti quelli definiti in

precedenza grazie all'apposito nodo già implementato in ambiente modeFrontier

5.2.5 Analisi Dei Risultati Ottimizzazione Preliminare

Analisi di Progetto

Si presentano ora i risultati dell'analisi preliminare. In questo primo grafico si può notare che vi è una maggioranza di error design, questo è dovuto al fatto che si è reso necessario impostare un alto numero di variabili di input nella simulazione e il range di variazione di quest'ultime è stato scelto sulla base dell'esperienza acquisita nel corso delle singole simulazioni fatte in precedenza.

Si sono comunque trovate un 20.4 % di soluzioni possibili, questi risultati rappresentano il punto di partenza per le simulazioni successive.



Figura 5.4: Analisi di Progetto Preliminare

Con il grafico successivo possiamo analizzare le soluzioni positive ottenute in funzione di tre variabili di progetto, si può notare un andamento coerente con le ipotesi teoriche, vi è infatti un aumento di peso al diminuire dello spostamento verticale e della massima tensione di Von Mises, si può inoltre osservare che si è creata una zona a più alta densità di soluzioni, aventi però un maggior peso e rigidezza, e una seconda zona di soluzioni meno dense aventi però una configurazione maggiormente critica.



Figura 5.5: Analisi Risultati Progetto Preliminare

Analisi di Sensitività

Uno degli obbiettivi fondamentali di questa prima simulazione è quello di effettuare una analisi sulle variabili di input per comprendere meglio la risposta del sistema al variare di quest'ultime, trovando così quelle che influenzano maggiormente il componente e sono più critiche dal punto di vista dell'ottimizzazione strutturale. A tal fine modeFrontier mette a disposizione il tool di Sensitivity Analysis



Figura 5.6: Sensitività Preliminare Massa



Figura 5.7: Sensitività Definitiva Deformazione





Figura 5.8: Sensitività Deformazione Verticale



Riportiamo quindi le variabili maggiormente significative per le prossime analisi.

Obbiettivo	Variabili di Input
Riduzione del Peso	S3-TP S2-TP L1-RP L3-RP L2-TP
Minimizzazione dello Spostamento	S3-TP L2-TP P1-RT L3-RP



Nelle successive analisi si è scelto di ottimizzare solo questi due obbiettivi dal momento che si è visto che il margine di sicurezza sulle tensioni è abbastanza elevato e non vi dovrebbero essere grandi rischi di rottura del componente, mentre per quanto riguarda la prima frequenza propria del sistema è notevolmente superiore a quella della parte elastica. La rigidezza del componente e il suo peso continuano invece ad essere un dato fondamentale come già esplicato in precedenza.

Per le variabili scelte in precedenza si è anche effettuata un' analisi del loro dominio di variazione per comprendere meglio quale range sarebbe stato più efficace nell'analisi successiva.



Figura 5.10: Analisi Dominio Variabile di Input L1-RP



Figura 5.11: Analisi Dominio Variabile di Input L2-TP



Figura 5.12: Analisi Dominio Variabile di Input L3-RP



Figura 5.13: Analisi Dominio Variabile di Input P1-RT



Figura 5.14: Analisi Dominio Variabile di Input S2-TP



Figura 5.15: Analisi Dominio Variabile di Input S3-TP

Multy Criteria Decision Making

Si è utilizzato questo Tool di modeFrontier per scegliere il miglior design tra i diversi proposti dall'analisi. modeFrontier mette a disposizione questo Tool al fine di trovare il miglior compromesso tra i diversi obbiettivi di progetto posti in fase di design.

Si è quindi scelto:

- Campione di dati su cui svolgere l'analisi
- Scelta dell'algoritmo di Soluzione

La scelta dei dati viene fatta nello spazio di Design Space creando appositamente una nuova tabella in cui vengono inseriti i risultati Pareto ottenuti in precedenza. modeFrontier mette a disposizione diversi algoritmi risolutivi per questo Tool

- Linear MCDM
- GA MCDM
- Hurwic Hurwicz

- Savage MCDM
- AHP
- Electre TRI

Tutti questi algoritmi hanno comunque 3 punti in comune

- Esclusione errori di Design
- Margine di Preferenza
- Margine di Indifferenza

Questi due margini indicano un valore percentuale, selezionabile dall'utente, nel quale due design sono diversi e quindi uno è preferibile sull'altro o vengono considerati uguali.

Il Linear MCDM è l'algoritmo utilizzato in questa fase di analisi per valutare il miglior Design ottenuto, questo si basa sulla costruzione della Funzione di Utilità mediante la configurazione di due valori fondamentali

- Coefficiente Peso
- Coefficiente Alfa

Il primo coefficiente indica la rilevanza dell'obbiettivo nel panorama globale ed è normalizzato. Il secondo coefficiente indica quanto una determinata funzione di Utilità si allontana dalla linearità.

Riportiamo ora i parametri utilizzati per questa analisi.

Goals	Wheigth	Alfa
Minimeze-DISP-y	0.19	1.0
Minimize-Mass	0.81	1.0
Preference	0.05	
Indifference	0.02	

Tabella 5.4: Parametri MCDM Preliminare

I parametri di Indifferenza e Preferenza si rispecchiano nel grafico a barre finale in 3 diversi colori:

- Rosso: Peggior Classificato
- Verde: Miglior Classificato
- Giallo; Valore posizionato al di sopra della fascia di indifferenza ma al di sotto della fascia di preferenza rispetto all'ultimo Design Migliore



Figura 5.16: MCDM Preliminare

Come si può osservare dal grafico vi sono 6 design classificati come migliori secondo i criteri applicati,dal momento che presentavano design molto simili, si è scelto di utilizzare il Design con Id 499 per l'ulteriore fase di sviluppo.

Massima Tensione di Von Mises Nodale	2.28E + 8	[Pa]
Massimo Spostamento Direzione y	-1.43E-3	[m]
Massimo Spostamento Direzione z	4.84E-4	[m]
Massimo Spostamento Modulo	1.75E-3	[m]
Peso	3.37E-1	[Kg]
1° frequenza propria	2.87E + 2	[Hz]

Tabella 5.5: Risultati Analisi Preliminare Mozzo Ruota



Figura 5.17: Risultato Ottimizzazione Preliminare



Figura 5.18: Risultato Ottimizzazione Preliminare

5.2.6 Ottimizzazione Definitiva

Al fine di portare a termine l'ottimizzazione di questo componente si è scelto di utilizzare modeFrontier in cosimulazione con Ansys Workbench.

Si è quindi proceduto alla preparazione del modello per gestire la successiva fase di mesh del componente.

Preparazione del modello in ambiente Ansys Workbench

Dopo aver generato il progetto si è creata l'analisi lineare statica nell'ambiente Ansys Mechanical.

Generazione della Mesh

Si è generata una mesh generale sul componente con le seguenti proprietà:

- Hexa Dominant Element
- Global Element Length 2mm

Si è quindi proceduto a raffinare la mesh nelle zone soggette a maggior deformazione utilizzando il tool mesh sizing applicando una mesh della dimensione massima di 1.5 mm.





Figura 5.19: Mesh Modello Definitivo

Applicazione dei Carichi e dei Vincoli

In accordo con l'analisi precedente si è posizionata una forza pari a 225N nella direzione verticale sulla trave principale centrale.

La coppia motrice è stata simulata posizionando una forza remota pari a 500N lungo la direzione orizzontale della trave principale.

Si è vincolata la traslazione e la rotazione delle superfici in contatto con l'albero motore come nella precedente simulazione.

Si è inoltre creato un remote displacement che permettesse la sola rotazione delle superfici cilindriche appartenenti al punto di collegamento con la ralla posteriore.

Carichi		
Forza peso	<0-225 0 >	Superficie Superiore Trave Principale Centrale
Forza motrice	<-500 0 0>	Superfici Trave Principale Centrale
Vincoli		
Incastro		
Traslazione	<0 0 0>	Superfici a contatto con l'albero motore
Rotazione	<0 0 0>	Superfici a contatto con l'albero motore
Remote Displacement		
Traslazione	<0 0 0>	Superfici di giunzione con la ralla interna
Rotazione	< 0 0>	Superfici di giunzione con la ralla interna

Tabella 5.6: Carichi e Vincoli Ottimizzazione Definitiva





Figura 5.20: Carichi e Vincoli in Ansys Workbench



Figura 5.21: Spostamento Totale in Ansys Workbench



Figura 5.22: Tensione di Von Mises in Ansys Workbench

5.2.7 Creazione del progetto in ambiente ModeFrontier



Figura 5.23: Progetto Definitivo

Si sono scelte 7 variabili di Input sulla base delle analisi di sensitività effettuate sul modello procedente, si sono aggiunte poi due variabili DS-L1ARP-1, necessaria per migliorare la geometria del rinforzo primario e ridurre gli errori di rigenerazione del modello CAD precedente, e DS-1-ARTP, una nuova variabile che va a definire un nuovo alleggerimento sulla Trave Principale.

Le Variabili di Output sono le stesse del modello precedente a meno della frequenza Propria del Sistema.

I Constraint sono stati posizionati sulla deformazione totale, sulla deformazione verticale e sullo stress massimo con una tolleranza, questo per ricercare il design che garantisse la massima performance possibile.

Gli obbiettivi dell'analisi rimangono invariati dal modello precedente, si ricerca la minima deformazione verticale e la minima massa possibile del componente.

Come algoritmo per l'ottimizzazione si è scelto PilOPT con 500 valutazione del progetto.
Design d	el mozzo	ruota
----------	----------	-------

Inpupt		Delta[%]	Step
Larghezza Intermedia Trave Principale	DS-L2-TP	20	0.1
Spessore Intermedio Trave Principale	DS-S2-TP	20	0.1
Larghezza Finale Trave Principale	DS-L3-TP	20	0.1
Spessore Finale Trave Principale	DS-S3-TP	20	0.1
Larghezza Iniziale Rinforzo Principale	DS-L1-RP	20	0.1
Larghezza Finale Rinforzo Principale	DS-L3-RP	20	0.2
Posizione Iniziale Rinforzo Principale	DS-L1-ARTP	30	0.1
Larghezza Alleggerimento Rinforzo Prin	DS-L1-ARP-1	40	0.1
Posizione Iniziale Rinforzo Terziario	DS-P1-RT	20	0.2
Output			
Max Tensione Von Mises	Stress-Max		
Min Spostamento y	Def-Min-y		
Min Spostamento Modulo	Def-Max		
Peso	Mass		
Numero Elementi	Element		
Constraint			
Max-Vertical-Displacement	2mm Toll 0.5		
Max-Displacement	3mm Toll 0.5		
Max-Stress	260 [Mpa]		
Goals			
Minimize-Mass	Minimize		
Minimize-Vertical-Displacement	Maximize		
Optimization Algoritm pilOPT N° Val	500		

Tabella 5.7: Analisi Definitiva



5.2.8 Analisi dei Risultati Ottimizzazione Definitiva Analisi di Progetto

Figura 5.24: Analisi di Progetto Definitiva

A differenza del caso preliminare qui si può notare una maggiore tendenza del solutore ad ottenere un minor numero di errori, questo ci ha permesso di poter utilizzare un minor numero di valutazioni del design a differenza del caso precedente, questo è dovuto a 3 cause principali:

- Riduzione delle Variabili di Input
- Riduzione del range delle variabili di Input
- Introduzione Nuove Variabili di Input

Design del mozzo ruota



Figura 5.25: Analisi Risultati Analisi Definitiva

Nella parte inferiore sinistra possiamo osservare Design maggiormente performanti dal punto di vista del peso ma a cui è associata una maggiore criticità dal punto di vista dello stress e della flessione verticale.

Nel gruppo in alto a destra troviamo design meno performanti ma con un livello di stress inferiore e una rigidezza flessionale superiore.

Analisi di Sensitività





Figura 5.26: Sensitività Definitiva Von Mises Stress

Figura 5.27: Sensitività Definitiva Deformazione Verticale



Figura 5.28: Sensitività Definitiva Mesh



Figura 5.29: Sensitività Definitiva Deformazione Totale

Design del mozzo ruota



Effect Bar - SSANOVA - Geometry_Mass

Figura 5.30: Sensitività Definitiva Massa

Come si può osservare in quest'ultima analisi la variabile di Input che assume la maggior importanza è senza dubbio DS-S3-TP, siamo riusciti così a trovare una configurazione nella quale il comportamento del sistema può essere descritto dal variare di quest'ultima, questo può essere molto interessante per successivi studi.

Multi-Criteria Decision Making

Al fine di trovare la soluzione ottima tra i vari design proposti da modeFrontier si è utilizzato il Tool MCDM con i seguenti parametri

Goals	Wheigth	Alfa
CASO 1		
Minimize-Mass	0.80	1.0
Minimize-Vertical-Displacement	0.20	1.0
CASO 2		
Minimize-Mass	0.85	1.0
Minimize-Vertical-Displacement	0.15	1.0
CASO 3		
Minimize-Mass	0.75	1.0
Minimize-Vertical-Displacement	0.25	1.0
Preference	0.05	
Indifference	0.02	

Tabella 5.8: Parametri MCDM Preliminare



MCDM Ranking - LN_1

Figura 5.31: MCDM Definitiva CASO 1

Design del mozzo ruota





Figura 5.32: MCDM Definitiva CASO 2

MCDM Ranking - LN_3



Figura 5.33: MCDM Definitiva CASO 3

Si può osservare che facendo variare i parametri come indicato nella tabella sopra il design migliore rimane quello con ID 64. Questo risultato ci garantisce una certa robustezza nella nostra decisione sul design definitivo garantendoci così il miglior risultato possibile.

Andiamo ora a riepilogare i risultati delle ottimizzazioni sul componente:

	1° Stadio	2° Stadio	3° Stadio	Unità
Peso	417	337	301	[g]
Massima Tensione Von Mises	180	222	323	[Mpa]
Massimo Spostamento Verticale	0.6	1.43	2.76	[mm]
Massimo Spostamento	1.15	1.43	2.76	[mm]
1° Frequenza Propria	295	287	272	[Hz]

Tabella 5.9: Risultati Ottimizzazione



Figura 5.34: Risultato Ottimizzazione Definitiva





Figura 5.35: Peso



Figura 5.37: 1° Frequenza Naturale



Figura 5.39: Spostamento Totale



Figura 5.36: Spostamento Verticale



Figura 5.38: Von Mises Max Stress

Capitolo 6

Analisi interazione ruota-terreno mediante elementi discreti

In questa sezione si affronta lo studio dell'interazione tra parte elastica della ruota e un modello di terreno creato mediante il software EDEM.

Questa tipologia di analisi consente la corretta valutazione delle forze agenti sulla struttura, permettendoci di dimensionare correttamente il power train e il motore dedicato alla sterzata. Grazie a questo studio inoltre è possibile validare il rispetto dei constraint di progetto dettati dalla morfologia del territorio scelto in fase di analisi di missione.

Questo studio è avvenuto in tre distinte fasi:

- Creazione del modello ad elementi discreti.
- Integrazione modello elastico della ruota in MSC Adams.
- Cosimulazione MSC Adams/EDEM.

6.1 Teoria degli Elementi Discreti

6.1.1 DEM Particellare

La teoria proposta da Cundall e Strack [14] propone di discretizzare il dominio del problema con una serie di particelle rigide di forma circolare che possano interagire tra loro in modo indipendente. Ad ogni step di calcolo quest'ultime avranno variato la loro posizione reciproca a causa dei contatti interni, si valuterà quindi la risultante delle forze applicate alla singola particella e successivamente si applicherà la seconda legge di Newton per conoscerne la posizione finale.





Nella figura 6.1 si può osservare la variazione della posizione reciproca delle particelle nello spazio, in particolare si può osservare che nella sezione c le due particelle sono entrate in contatto di una distanza δv , questa distanza viene utilizzata per il successivo calcolo della forza di contatto

$$F_n = K_n \cdot v \cdot \delta t \tag{6.1}$$

Dove

 K_n =Rigidezza Normale F_n =Forza di contatto normale Al fine di rendere più semplice il calcolo Cundall e Strack hanno introdotto un sistema di rifermento locale incentrato sulla particella, grazie alla quale è possibile definire in ogni istante una forza normale e una tangenziale.





La forza tangenzale così calcolata viene valutata con la massima forza ammissibile

$$F_s = F_n \cdot \tan \phi_\mu + c \tag{6.2}$$

Dove

c= coesione ϕ_{μ} = Angolo d'attrito interno

 $F_n \in F_s$ vengono successivamente trasformate nel sistema di riferimento principale, nel quale grazie alla seconda legge di Newton possiamo ora stabilire l'accelerazione che coinvolge la particella

$$\ddot{x} = \frac{F_x}{m} \tag{6.3}$$

$$\ddot{y} = \frac{F_y}{m} \tag{6.4}$$

Dove

 F_x = Risultante delle forze d'azione nella direzione x. F_y = Risultante delle forze d'azione nella direzione y.

Queste accelerazioni vengono considerate costanti nell'intervallo di tempo δt , e possono essere quindi integrate al fine di trovare la posizione finale della particella.

6.2 Creazione del modello ad elementi discreti

6.2.1 Analisi del Terreno

I dati relativi alle caratteristiche meccaniche del terreno sono stati forniti dalle ricerche del Dott. Cristiano Pizzamiglio [9] [7], che durante il suo periodo di dottorato presso il Politecnico Di Torino ha svolto ricerche nell'ambito della terrameccanica del terreno presente presso i laboratori di Altec s.p.a., azienda Torinese che ha un ruolo principale nella creazione di Exomars.

Al fine di conoscere i dati necessari alla successiva creazione e calibrazione del modello DEM del terreno sono effettuate prove di taglio diretto su di un campione di materiale, test triassiali e test mirati alla verifica della granulometria del terreno.



Elaborando successivamente i dati, andando a ricostruire la linea di rottura secondo la teoria di Mohr-Coulomb [8] si è trovato l'angolo d'attrito interno.

Per quanto riguarda la distribuzione granulometrica si osserva che il terreno è costituito da una ghiaia per il 10%, sabbia per il 74%, argilla e limo per il 10%.

Parametri	Valore	Unità
Coesione	0	Kpa
Angolo d'attrito interno	42.6	deg
Modulo di Young	21.8	Mpa
Modulo di Poisson	0.25	
Densità	2659	kgm-3
Angolo di Riposo	31.6	deg

Tabella 6.1: Dati Terreno

6.2.2 Calibrazione modello DEM

Una volta trovate le caratteristiche del terreno si è proceduto alla calibrazione degli elementi discreti al fine di procedere successivamente alla cosimulazione MSC Adams/EDEM.

E' stata quindi utilizzata una procedura iterativa nella quale si è ricreata la prova di taglio diretto e la valutazione dell'angolo di riposo al fine di trovare il giusto set di input che riproducessero correttamente i risultati trovati nelle precedenti prove sperimentali. Al fine di ridurre le prove necessarie si sono utilizzati valori di coefficiente d'attrito statico e coefficiente di restituzione trovati in letteratura.

Particolare rilevanza in questa fase del progetto l'ha assunta la scelta della corretta dimensione e della forma delle particelle.



Figura 6.3: EDEM Particelle

Nella figura precedente si possono osservare tre elementi presi dal campione di terra analizzato e le particelle create in ambiente EDEM formate dall'intersezione di più sfere, con questa tecnica si è cercato di ricreare il corretto modello del materiale.

Lo step temporale, necessario a risolvere il problema, EDEM lo calcola come una percentuale dello step temporale di Rayleigh, Tr, definito come il tempo necessario ad un' onda per attraversare un corpo solido.

$$Tr = \left(\frac{\rho}{G}\right)^{1/2} \frac{\pi r}{0.163\nu + 0.8766} \tag{6.5}$$

Dove r è il raggio più piccolo delle particelle coinvolte nella simulazione, ρ la densità di particelle, ν il modulo di Poisson e G il modulo di taglio.

Utilizzando lo step temporale definito da questa reazione però si è riscontrato un eccessivo onere computazionale delle simulazione, dovuto alla diretta proporzionalità con il raggio delle particelle. Si è quindi deciso di utilizzare la tecnica definita da Mariago e Stitt, [15], scegliendo un diametro nominale di 3mm e facendo variare randomicamente la distribuzione del raggio delle particelle da 0.9 a 1.1 volte il raggio nominale, questo ci permette di ottenere buoni risultati e diminuisce drasticamente l'onere computazionale delle simulazioni.

Parametri di Input	
	Dimensione Particele
	Forma Particelle
	Modulo di Young
	Modulo di Poissont
	Densità
	Coefficiente d'attrito statico e volvente
	Coefficiente di restituzione

Tabella 6.2: Input EDEM



Figura 6.4: Ambiente di analisi EDEM



Figura 6.5: Test di Taglio EDEM



Normal stress = 100 kP100 90 80 70 Shear stress (kPa) 60 50 40 30 Experimental test DEM, shear rate = 5.0 mm s20 DEM, shear rate = 2.5 mm s10 DEM, shear rate = 1.0 mm s4 Shear strain (%)

Figura 6.6: Confronto Risultati Sperimentali e Risultati Numerici



Figura 6.7: Sforzo di Taglio-Deformazione per particelle formate dall' unione di due sfere

Figura 6.8: Angolo d'Attrito Interno in funzione del coefficiente d'attrito statico

Il test di taglio diretto in ambiente EDEM è stato ricreato creando uno shear box delle dimensioni di 160x80x40 mm contente circa 1580 particelle, con condizioni al contorno periodiche. Dopo un periodo di assestamento di 0.4s il processo di taglio è stato ricreato facendo muovere la parte inferiore dello shear box alla velocità costante di 5 mm s-1 per 3.5 s. Lo sforzo di taglio si è quindi trovato dividendo la forza di reazione delle particelle per l'area soggetta a taglio. Questa simulazione è stato eseguita per differenti condizioni di sforzo normale: 20,30,40,50 e 70 Kpa. Si è quindi trovato l'angolo di coesione e di frizione interna, nella Figura 6.5 si evidenzia una dipendenza non lineare tra l'angolo d'attrito interno e il coefficiente d'attrito statico. L'angolo di riposo è stato valutato simulando un contenitore contenente circa 8880 particelle, nella Figura 6.6 si può osservare come l'angolo di riposo abbia un andamento asintotico per valori del coefficiente d'attrito che variano in un range tra 0.5 e 1.1, si osserva inoltre che per le particelle create con l'unione di 4 sfere si ottiene un angolo di riposo leggermente superiore rispetto a quello formato da due sfere.



Figura 6.9: Test EDEM valutazione angolo di riposo



Figura 6.10: Angolo di Riposo al variare Coefficiente d'Attrito Statico

Parameter	2-sphere clumps	4-sphere clumps	Unit	Source
Particle-wall restitution coeff., e_w	0	.5	-	EDEM database
Particle-particle restitution coeff., e	0	.5	12	Briend (2010)
Particle-wall friction coeff., μ_w	0	.5		Ucgul et al. (2015)
Particle-particle friction coeff., μ	0.9	0.9	-	Virtual tests
Wall Poisson's ratio, ν_w	0.	29	-	EDEM databse
Soil Poisson's ratio, ν	0.	25	_	Experimental test
Wall shear modulus, G_w	8.023	$\times 10^{10}$	Pa	EDEM databse
Soil shear modulus, G	2×10^7	3×10^7	Pa	Virtual tests
Wall density, ρ_w	78	00	$\rm kgm^{-3}$	EDEM databse
Sphere density, ρ	27	59	$\rm kgm^{-3}$	Experimental test
Sphere size distribution	0.9	- 1.1	-	Virtual tests
Cohesion, c	0.47	0.19	kPa	Virtual tests
Angle of internal friction, ϕ	40.89	44.61	deg	Virtual tests
Angle of repose, A	29.67	30.31	deg	Virtual tests

Figura 6.11: Parametri Terreno EDEM

6.3 Integrazione modello elastico della ruota in Msc Adams





Figura 6.12: Ruota in ambiente MSC Adams

Figura 6.13: Schema costitutivo Ruota In ambiente MSC Adams

Al fine di ricreare il corretto comportamento della ruota elastica in ambiente MSC Adams si è utilizzata una procedura iterativa che andasse a ricreare le corrette caratteristiche elastiche del sistema. Si è quindi deciso di suddividere il sistema in singoli segmenti connessi tra loro con molle torsionali e vincoli revoulute.

Come si può notare dalla figura sottostante il modello MSC Adams ricalca molto fedelmente il modello studiato in precedenza in ambiente MSC Nastran con la SOL400, questo ci consente quindi di studiare il comportamento del sistema elastico in ambiente EDEM 6.14.

Successivamente si è svolta un test che andasse a ricreare la condizione di rotolamento della ruota sul terreno di prova 6.4 andando così a valutare l'affondamento della ruota nel terreno, la coppia motrice necessaria e la drawbar pull creata. A tal fine si sono create in ambiente MSC Adams una motion per la velocità angolare e una per lo spostamento lineare.

Wheel-AngVel	$16.61 \; [deg/s]$
LinGuide-Speed	$44.95 \; [mm/s]$
Motion	
Angular-Velocity	step(time,0,0,0.01,Wheel-AngVel)
Linear-Guide-Speed	step(time, 0, 0, 0.01, LinGuide-Speed)

Tabella 6.3: Parametri di input cosimulazione Msc Adams/EDEM



Figura 6.14: Spostamenti Verticali valutatati in ambiente MSC Nastran e MSC Adams

6.4 Analisi dei Risultati

I risultati di questa prima analisi sono da considerarsi preliminari in quanto sono state affrontate molte difficoltà durante l'integrazione dei due ambienti. L'analisi avrebbe dovuto presentare l'affondamento e la drawbar pull del sistema al variare di diversi slip ratio, presentiamo ora il primo caso affrontato con slip ratio pari a 0.

$$Slip Ratio = \frac{(r\omega - v_x)}{r\omega}$$
(6.6)

$$Drawbar Pull = Trazione - Resistenza \tag{6.7}$$

Analisi interazione ruota-terreno mediante elementi discreti



Figura 6.15: Spostamento Verticale del mozzo ruota



Figura 6.16: Affondamento del sistema elastico





Figura 6.17: Coppia necessaria per la trazione del sistema



Figura 6.18: Forza netta risultante sul mozzo ruota

Come si può osservare in figura 6.16 il sistema elastico presenta un affondamento medio di 10 mm, con un variazione del 30%. L'elevata uniformità di questo parametro risulta essere in accordo con le analisi svolte in ambiente MSC Patran-Nastran 4.2 mentre valori di Drawbar Pull negativi per ruote molto elastiche sono in accordo con la teoria presentata in [16], la zona piana a contatto con il suolo tende ad aumentare la forza di trazione ma allo stesso aumenta la coppia necessaria per far avanzare il sistema.



Ten from 00 100-003 100-003 200-003 200-003 L x Ex

Figura 6.19: Forza Totale Applicata sugli elementi 0.1s



Figura 6.21: Velocità degli elementi 0.1s





Figura 6.22: Velocità degli elementi 8s

Capitolo 7 Dimensionamento Rotismi

Una parte fondamentale del progetto ARDITO è stata quella di dimensionare correttamente e successivamente ottimizzare i vari rotismi necessari per il corretto funzionamento dei sottosistemi [17].

A tal fine si è utilizzata la teoria di Lewis per il dimensionamento del modulo del dente e successivamente, attraverso simulazioni in ambiente MSC Nastran, si è verificato il corretto design degli alleggerimenti.

Le coppie agenti sui giunti sono state calcolate grazie ad un modello MSC Adams per quanto riguarda lo chassis, mentre per i rotismi presenti nel braccio robotico e nei giunti sterzanti ci si è affidati nel primo caso simulazioni in ambiente MATLAB e nel secondo all'esperienza acquisita l'anno precedente.

Il materiale utilizzato per i la produzione dei rotismi e degli alberi principale di ARDITO è il 16NiCr4. Questo acciaio è largamente utilizzato nella produzione di ruote dentate e grazie alla sua particolare robustezza ci permette di disegnare rotismi alleggeriti e molto rigidi. Come lavorazione successiva si è scelto di sottoporre i componenti ad un processo di cementazione aumentando così la durezza superficiale di quest'ultimi e la loro conseguente vita a fatica.

7.1 Teoria di Lewis

Si utilizza la teoria di Lewis [18] [19] per il calcolo del modulo normale e della larghezza della fascia dentata dell'ingranaggio.

Questa teoria valuta la tensione generata nel caso statico in cui il dente viene sottoposto a flessione, si confronta quindi con una tensione ammissibile al fine di verificare i corretti parametri di input iniziali.



Figura 7.1: Teoria di Lewis

In questa teoria il dente è studiato nella configurazione di mensola incastrata caricata all'estremità da una singola forza ,F, di questa forza teniamo in considerazione solo la componente che genera la flessione W.

$$W = F \cdot \cos\gamma \tag{7.1}$$

Essendo l'angolo α coincidente con l'angolo γ si ottiene

$$\cos\alpha = \cos\gamma \tag{7.2}$$

Si ottiene quindi

$$W = \frac{F_t}{\cos\alpha \cdot \cos\gamma} \simeq F_t \tag{7.3}$$

Si ottiene quindi la massima tensione normale

$$\sigma_{max} = \frac{F_t \cdot x}{1/6 \cdot b \cdot S(x)^2} \tag{7.4}$$

Dove:

x= Distanza tra il punto d'intersezione della retta dei contatti e il piano di simmetria del dente.

b= Larghezza della fascia dentata.

s(x)= Spessore del dente nella coordinata x.

Il massimo della tensione lungo il profilo del dente secondo la teoria di Lewis si trova dove il profilo della parabola di uniforme resistenza risulta tangente al profilo del dente.

Possiamo quindi scrivere l'equazione della parabola

$$y^2 = k \cdot x \tag{7.5}$$

$$k = \frac{F_t}{1/6 \cdot \sigma_{max} \ast b} \tag{7.6}$$

$$S(x)^{2} = y^{2} = \frac{F_{t}}{1/6 \cdot \sigma_{max} * b} * x$$
(7.7)

Otteniamo quindi la massima tensione nel punto di tangenza tra il dente e la parabola

$$\sigma_{Lw} = \frac{6 \cdot F_t \cdot \frac{h_t}{m_n^2}}{b \cdot \left(\frac{S_L}{m_n}\right)^2} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot y_{Lw}$$
(7.8)

Si definisce fattore di forma

$$y_{Lw} = \frac{6 \cdot \left(\frac{h_t}{m_n}\right)}{\left(\frac{S_L}{m_n}\right)^2} \tag{7.9}$$

Il fattore y_{lw} è funzione del modulo normale del dente e dell'angolo di pressione della forza, possiamo quindi scrivere la massima tensione secondo la teoria di Lewis come

$$\sigma_{Lw} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot y_{Lw} \tag{7.10}$$

Al fine di dimensionare correttamente i rotismi del progetto ARDITO si rende necessaria rielaborare ulteriormente questa formula come segue

$$y_{Lw} = \frac{\sigma_{Lw} \cdot \lambda \cdot m_n^2}{F_t} \tag{7.11}$$

Esprimendo la forza F_t in funzione della coppia motrice

$$y_{Lw} = \frac{\sigma_{Lw} \cdot \lambda \cdot m_n^2 \cdot z \cdot m_n}{C \cdot 2}$$
(7.12)

Si ottiene quindi

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{y_{Lw} \cdot C \cdot 2}{\lambda \cdot \sigma_{F-Lw} \cdot z}} = \sqrt[3]{\frac{C}{\lambda \cdot \sigma_{F-Lw}}} \cdot k$$
(7.13)

dove

$$\lambda = b/m_n \tag{7.14}$$

$$k = \sqrt[3]{\frac{2}{z} \cdot y_{lw}} \tag{7.15}$$

Z, Z _v		α n=20°		α _n =20° Ζ, Ζ	Z, Zv		α n=20	0
	1/y _{LW}	Y LW	k		1/y _{LW}	Y LW	k	
12	0,245	4.08	0,88	28	0,352	2,84	0,588	
13	0,261	3,83	0,839	30	0,358	2,79	0,571	
14	0,276	3,62	0,803	34	0,371	2,70	0,541	
15	0,289	3,46	0,773	38	0,383	2,61	0,516	
16	0,295	3,39	0,751	43	0,396	2,53	0,49	
17	0,302	3,31	0,73	50	0,408	2,45	0,451	
18	0,308	3,25	0,712	60	0,421	2,38	0,43	
19	0,314	3,18	0,695	75	0,434	2,30	0,395	
20	0,32	3,13	0,679	100	0,446	2,24	0,355	
21	0,327	3,06	0,663	150	0,459	2,18	0,307	
22	0,33	3,03	0,651	300	0,471	2,12	0,242	
24	0,336	2,98	0,629	8	0,484	2,07		
25	0,346	2,89	0,606					

Figura 7.2: Coefficienti Formula di Lewis

Nel caso di rotismi con dentatura elicoidale la formula si modifica semplicemente come segue

$$W = \frac{F_t}{\cos\beta} \tag{7.16}$$

Possiamo riscrivere la formula 7.10 come segue

$$\sigma_{Lw} = \frac{\frac{F_t}{\cos\beta}}{\frac{b}{\cos\beta} \cdot m_n} \cdot y_{Lw} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot y_{Lw}$$
(7.17)

Il coefficiente $y_L w$ si determina ora introducendo il numero di denti virtuale z_v

$$z_v = \frac{z}{\cos\beta^3} \tag{7.18}$$

Si ottiene

$$y_{Lw} = \frac{\sigma_{Lw} \cdot z \cdot m_n^3 \cdot \lambda}{2 \cdot C \cdot \cos\beta} \tag{7.19}$$

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{y_{Lw} \cdot 2 \cdot c \cdot \cos\beta}{\lambda \cdot z \cdot \sigma_{Lw}}} = \sqrt[3]{\frac{C \cdot \cos\beta}{\lambda \cdot \sigma_{Lw}}} \cdot k$$
(7.20)

Dove

$$k = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot y_{Lw}}{z}} \tag{7.21}$$

7.2 Sistema Differenziale Mobility System



Figura 7.3: Modello MBD del sistema differenziale

Lo studio successivo della caratterizzazione del modulo normale del sistema differenziale di ARDITO si è basato sul calcolo preliminare dei carichi valutati grazie alla realizzazione di un modello in ambiente MSC Adams.

Si è quindi proceduto a creare un modello avente semplicemente 3 corpi, alberodx, albero-sx e chassis-nuovo vincolati tra loro mediante giunzioni revolute, si sono quindi bloccati gli ultimi due DOF mediante l'imposizione di una motion che andasse a vincolare il grado di libertà dovuto ai vincoli revolute imposti in precedenza.

I carichi sono stati imposti nel hub chassis-braccio tali che andassero a simulare una condizione operativa maggiormente critica del sistema braccio, si è quindi imposta una coppia pari a 120 Nm e una forza di 150 N tali che simulassero la raccolta di un campione di 5 Kg alla massima distanza raggiungibile dal braccio. I carichi sono stati imposti con una funzione step al fine di non avere problemi con la risoluzione del contatto tra i rotismi.



Figura 7.4: Modello MBD del sistema differenziale

parti	
	albero-dx
	albero-sx
	chassis-nuovo
carichi	
peso-arm	150^{*} step(time,0,0,1,1)
coppia-arm	1.2E + 05*step(time, 0, 0, 1, 1)
vincoli	
revolute	albero-dx ground
revolute	albero-sx ground
revolute	albero-sx chassis-nuovo
motion	
rot-z.albero-dx ground	0*time
rot-z.albero-sx ground	0^* time

Tabella 7.1: Input modello MSC Adams chassis

Fondamentale in questa parte è stato l'uso intensivo del tool MSC Adams/Machinery che ha permesso la corretta valutazione dei carichi agenti nei punti più critici del sistema.

Al fine di analizzare correttamente questa cinematica si è utilizzato il contatto 3D come forma di interazione tra le varie ruote dentate presenti nel rotismo.

	Driver-1	Driver-2	Driven-2
Numero Denti	20	20	20
Angolo Elica	15°	15°	15°
Angolo di Pressione	20°	20°	20°
Fattore Addendum	1.0	1.0	1.0
Fattore Dedendum	1.25	1.25	1.25
Modulo Normale	2.5	2.5	2.5
Larghezza Faccia	25	25	25

Si riportano in tabella i parametri fondamentali forniti a Machinery

 Tabella 7.2:
 Parametri Adams/Machinery sistema differenziale

Dall'analisi effettuata si sono ottenuti i valori delle coppie e delle forze agenti nei rotismi che compongono il sistema differenziale dello chassis di ARDITO.



Figura 7.5: Forze risultante sul pignone centrale del sistema differenziale

Dimensionamento Rotismi



Figura 7.6: Coppia risultante sul pignone sinistro del sistema differenziale



Figura 7.7: Forze risultante sul pignone sinistro del sistema differenziale

Grazie ai valori ricavati in ambiente MSC Adams si è potuto procedere alla successiva verifica del modulo normale del dente mediante la teoria di Lewis.

z1	20	N° Denti Pignone
z2	20	N° Denti Condotta
$ heta_n$	20°	Angolo Pressione Normale
β	15°	Angolo Elica
λ	10	
с	75000	Coppia Motrice Massima [Nmm]
SFL	2	Safety Factor Load
σ_r	900	UTS 16NiCr4 [Mpa]
\mathbf{SFF}	0.6	Safety Factor Fatica Flessionale
m_n	2.5	Modulo Normale

Tabella 7.3: Dati Dimensionamento di Lewis Rotismi Barra Differenziale

Si è quindi valutato il contact ratio al variare dell'angolo dell'elica verificando così che ci fosse una sovrapposizione sufficiente a garantire una buona precisione del rotismo.



Figura 7.8: Valutazione Contact Ratio al variare dell' angolo d'elica β

7.2.1 Verifica mediante MSC Nastran SOL400 delle performance del rotismo

Si è proceduto a creare in ambiente MSC Patran-Nastran un modello matematico del rotismo andando successivamente a validare il caso maggiormente critico in cui una delle due ruote coniche sia bloccata mentre l'altra esercita la coppia valutata in precedenza 7.7 [20] [21].

Si è quindi proceduto ad importare la geometria, creata in ambiente Solidworks, successivamente si sono creati i meesh seeds nelle zone di contatto tra i componenti al fine di aver una mesh maggiormente raffinata nella zona più critica. Si è quindi creata la mesh solida con elementi tet10.



Figura 7.9: Mesh Seed Assieme Ruote dentate Coniche Elicoidali



Figura 7.10: Mesh Seed Ruota dentata Conica Elicoidale

Si è quindi creata la contact table per i due componenti

	Driver	Driven
Driver		Т
Driven	Т	

Tabella 7.4: Contact Table Non Lineare Statica Rotismi Barra Differenziale

I carichi e i vincoli si sono imposti mediante la creazione di un connettore RBE2 avente nodo master nel centro del componente e come nodi slave i nodi della superficie cilindrica interna alle ruote dentate.

Si sono quindi vincolati tutti i DOF delle ruota Driven e si è lasciato libera solo la possibilità di ruotare lungo il proprio asse di simmetria la ruota Driver, a questa è stata inoltre imposta una coppia di 75 Nm lungo l'asse di rotazione del sistema.

Nodo Master Driven	
Traslation	< 0 ; 0 ; 0>
Rotation	< 0 ; 0 ; 0 >
Nodo Master Driver	
Traslation	< 0 ; 0 ; 0>
Rotation	<; 0; 0>
Coppia	<70000; 0; 0>

Tabella 7.5: Carichi e Vincoli sul rotismo della Barra Differenziale

E' stato creato il materiale 16NiCr4

Densità	7.8e-9
Modulo di Young	210000
Modulo di Poisson	0.28

Tabella 7.6: Proprietà Materiale 16NiCr4

Grazie a questa analisi abbiamo potuto validare gli alleggerimenti introdotti nella struttura, si è inoltre dimostrato la notevole area di contatto a cui è sottoposta la dentatura.



Figura 7.11: Mesh Seed Assieme Ruote dentate Coniche Elicoidali



Figura 7.12: Mesh Seed Ruota dentata Conica Elicoidale

7.3 Braccio Robotico

Al fine di valutare correttamente le coppie necessarie alla corretta attuazione del braccio robotico si è effettuato uno studio in ambiente Matlab. La simulazione prevede l'attuazione del secondo e terzo grado di libertà del braccio durante una possibile manipolazione di un oggetto dal peso di 5 Kg. Il moto ai vari giunti in analisi è stato imposto mediante una funzione che ricreasse uno spostamento angolare nel tempo dei giunti potendo così valutare, in funzione della posizione angolare relativa, la coppia necessaria all'attuazione.



Figura 7.13: Sistemi di riferimento del braccio robotico di ARDITO



Figura 7.14: Coppia necessaria all'attuazione del 2°e 3° DOF del braccio robotico in funzione della posizione angolare relativa

Come si può osservare in figura 7.14 si è trovato un valore massimo di 101 Nm e 18.7 Nm rispettivamente per il secondo e terzo grado di libertà. La scelta del motore è stata fatta in accordo ai requirements di progetto che prevedevano la possibilità dell'implementazione di algoritmi di cinematica inversa. Questo assieme ai valori coppia trovati ci ha condotto verso la scelta di un motore passo-passo NEMA23 L56 con riduzione 47:1.

Tabella 7.7: Dati motore 23HS22-2804S-PG47

Si è quindi reso necessario progettare un' ulteriore riduzione a valle del motore al fine di garantire il necessario workspace al sistema. La scelta è ricaduta su un cinematismo composto da ruote dentate cilindriche con dentatura elicoidale, il rapporto di riduzione è stato fissato a 1:3.25 garantendoci così la possibilità d'utilizzo del sistema in ogni condizione operativa.

La scelta del corretto angolo d'elica della dentatura si è effettuata a valle di uno studio parametrico dei valori maggiormente rilavanti per questo cinematismo quali: contact ratio, rendimento e forza assiale prodotta.


Figura 7.15: Valutazione Contact Ratio al variare dell' angolo d'elica β



Figura 7.16: Valutazione Rendimento al variare dell' angolo d'elica β



Figura 7.17: Valutazione Forza Assiale esercitata per valori di coppia di 120Nm al variare dell'angolo d'elica β

Come possiamo osservare in figura 7.15 il rendimento del cinematismo varia molto poco rispetto a questo parametro mentre assumono grande rilevanza le variazioni del contact ratio e della forza assiale esercitata 7.15 7.17.

Si è quindi cercato di scegliere il valore di β tale che garantisse il valore più alto possibile del contact ratio mantenendo però un valore di forze assiali accettabili per la struttura principale del braccio, si è quindi deciso di scegliere un valore di β pari a 15°.

Per il calcolo del corretto valore del modulo normale della dentatura ci si è affidati alla teoria di Lewis. Riportiamo ora i parametri fondamentali.

z1	20	N° Denti Pignone
z2	65	N° Denti Condotta
θ_n	20°	Angolo Pressione Normale
β	15°	Angolo Elica
λ	10	
с	35000	Coppia Motrice Massima [Nmm]
-	00000	
SFL	2	Safety Factor Load
${ m SFL} \sigma_r$	2 900	Safety Factor Load UTS 16NiCr4 [Mpa]
$\begin{array}{c} \text{SFL} \\ \sigma_r \\ \text{SFF} \end{array}$	2 900 0.6	Safety Factor Load UTS 16NiCr4 [Mpa] Safety Factor Fatica Flessionale

Tabella 7.8: Dati Dimensionamento di Lewis Rotismi Braccio Robotico

7.4 Sistema di Sterzo



Figura 7.18: Sistema di Sterzo di ARDITO

Le quattro ruote sterzanti del progetto ARDITO sono state attuate con motori passo-passo NEMA17 L39 con riduzione 50:1 garantendoci così la possibilità di un controllo molto preciso della sterzata.

Coppia di Stallo	13 Nm
Rendimento	0.9
Backlash	$< 0.25^{\circ}$
Peso	0.8 kg

Tabella 7.9: Dati motore 17HS15-1684S-HG50

Grazie alle analisi condotte con la cosimulazione Adams-EDEM si è potuta valutare correttamente la coppia necessaria ad attuare la sterzata nella condizione maggiormente critica.

Come si può osservare in figura la coppia necessaria alla sterzata dai calcoli effettuati dovrebbe poter essere fornita dal motore senza l'utilizzo di ulteriori riduzioni. Vi potrebbero però insorgere problemi dovuti alla fragilità della gearbox del motore la quale sopporta una carico radiale massimo di 150N.

Al fine di rendere più tollerante questo sottosistema ai possibili urti a cui potrebbe essere sottoposto durante la sua vita operativa e ampliare la possibilità di

Dimensionamento Rotismi



Figura 7.19: Coppia necessaria alla sterzata valutata mediante cosimulazone MSC Adams/EDEM

sterzata di ARDITO nelle varie configurazioni operative e nei vari scenari si è deciso di inserire una ulteriore riduzione a valle del motore con rapporto di riduzione di 1:3.

Come nel caso precedente, essendo la precisione uno dei requisiti fondamentali di progetto, la scelta è ricaduta su un ingranaggio cilindrico con dentatura elicoidale.

Si è quindi studiata nuovamente l'influenza del parametro β per questo sotto sistema.



Figura 7.20: Valutazione Contact Ratio al variare dell' Angolo d'elica β



Figura 7.21: Valutazione Forza Assiale al variare dell' Angolo d'elica β



Figura 7.22: Valutazione Rendimento al variare dell'Angolo d'elica β

z1	20	N° Denti Pignone
z2	60	N° Denti Condotta
$ heta_n$	20°	Angolo Pressione Normale
β	15°	Angolo Elica
λ	20	
с	12000	Coppia Motrice Massima [Nmm]
SFL	2	Safety Factor Load
σ_r	900	UTS 16NiCr4 [Mpa]
\mathbf{SFF}	0.6	Safety Factor Fatica Flessionale
m_n	1.0	Modulo Normale

Tabella 7.10: Dati Dimensionamento di Lewis Rotismi Braccio Robotico

Bibliografia

- [1] Daniel Lippi. «Design and development of the T0-R0 rover for the European Rover Challenge 2018-Management of Team DIANA». Tesi di dott. Politecnico di Torino, 2019 (cit. a p. 2).
- [2] Giulio Binello. «Running gear of the TO.RO. rover for the ERC». Tesi di dott. Politecnico di Torino, 2017 (cit. a p. 2).
- [3] Cristiano Pizzamiglio, A. Andreoli, V. Comito, D. Lippi, Giulio Binello, Serban Leveratto, D. Catelani e G. Genta. «Simulazione dinamica multibody del rover T0-R0 per la "European Rover Challenge"». In: 2016 (cit. a p. 2).
- [4] Sang H Lee. MSC/NASTRAN Handbook for nonlinear analysis: version 67. MacNeal-Schwendler Corporation, 1992 (cit. alle pp. 9, 10).
- [5] MSC Nastran. «MSC Nastran 2010 Quick Reference Guide». In: (2010) (cit. alle pp. 10, 19, 22, 34).
- [6] Susan W Bostic. «Lanczos eigensolution method for high-performance computers». In: (1991) (cit. a p. 17).
- [7] Cristiano Pizzamiglio. «Experimental Characterization of Elastic Wheels for Planetary Rovers». Tesi di dott. Politecnico di Torino, 2015 (cit. alle pp. 19, 71).
- [8] Joseph F Labuz e Arno Zang. «Mohr–Coulomb failure criterion». In: The ISRM Suggested Methods for Rock Characterization, Testing and Monitoring: 2007-2014. Springer, 2012, pp. 227–231 (cit. alle pp. 24, 71).
- [9] Cristiano Pizzamiglio, A. Cofano e G. Genta. «3D Multibody-Discrete Element Co-Simulations of Flexible Wheel Performance for Small Planetary Rovers». Tesi di dott. Politecnico di Torino (cit. alle pp. 24, 71).
- [10] Sean Laughery, Grant Gerhart e Richard Goetz. «Bekker's Terramechanics Model for Off-Road Vehicle Research». In: (gen. 1990), p. 31 (cit. a p. 25).

- Jo-Yung Wong e A.R. Reece. «Prediction of rigid wheel performance based on the analysis of soil-wheel stresses part I. Performance of driven rigid wheels». In: Journal of Terramechanics 4.1 (1967), pp. 81-98. ISSN: 0022-4898. DOI: https://doi.org/10.1016/0022-4898(67)90105-X. URL: http: //www.sciencedirect.com/science/article/pii/002248986790105X (cit. a p. 25).
- I. Yadroitsev e I. Smurov. «Selective laser melting technology: From the single laser melted track stability to 3D parts of complex shape». In: *Physics Procedia* 5 (2010). Laser Assisted Net Shape Engineering 6, Proceedings of the LANE 2010, Part 2, pp. 551-560. ISSN: 1875-3892. DOI: https://doi.org/10.1016/j.phpro.2010.08.083. URL: http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1875389210005092 (cit. a p. 41).
- [13] Chor Yen Yap, C. Chua, Z. Dong, Z. Liu, D. Zhang, L.E. Loh e Swee Leong Sing. «Review of selective laser melting: Materials and applications». In: *Applied Physics Reviews* 2 (dic. 2015), p. 041101. DOI: 10.1063/1.4935926 (cit. a p. 41).
- [14] Peter A Cundall e Otto DL Strack. «A discrete numerical model for granular assemblies». In: *geotechnique* 29.1 (1979), pp. 47–65 (cit. alle pp. 69, 70).
- [15] Z Yan, SK Wilkinson, EH Stitt e M Marigo. «Discrete element modelling (DEM) input parameters: understanding their impact on model predictions using statistical analysis». In: *Computational Particle Mechanics* 2.3 (2015), pp. 283–299 (cit. a p. 73).
- [16] Genya Ishigami, Masatsugu Otsuki, Takashi Kubota e Karl Iagnemma. «Modeling of flexible and rigid wheels for exploration rover on rough terrain». In: the 28th International Symposium on Space Technology and Science, Okinawa, Japan, 5-12 JUne, 2011. 2011 (cit. a p. 79).
- [17] Giovanni Jacazio e Bruno Piombo. Meccanica applicata alle macchine. Levrotto & Bella, 1991 (cit. a p. 81).
- [18] Giuseppe Pedone. «Ottimizzazione di ingranaggi conici ipoidi per veicoli commerciali ai fini della rumorosità= Optimization of hypoid bevel gear for commercial vehicle to reduce emitted noise». Tesi di dott. Politecnico di Torino, 2019 (cit. a p. 82).
- [19] Gianluca Santagata. «Progettazione e modellazione parametrica di cambi automobilisti e trasmissioni industriali= Parametric Design of Automotive and Industrial Gearbox». Tesi di dott. Politecnico di Torino, 2018 (cit. a p. 82).

- [20] Jian Zhang, Xuemei Qi, Feilong Gou, Xudong Long e Ling Zhang. «Parametric design and finite element analysis of involute helical gears». In: 2017 6th International Conference on Measurement, Instrumentation and Automation (ICMIA 2017). Atlantis Press. 2017 (cit. a p. 91).
- [21] A Pasta e G Virzi Mariotti. «Finite element method analysis of a spur gear with a corrected profile». In: *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design* 42.5 (2007), pp. 281–292 (cit. a p. 91).