



UNIVERSITÀ  
POLITECNICA  
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

---

**Progettazione di una struttura di  
supporto per una trasmissione meccanica  
ad alta velocità impiegata nel test di  
gearbox per elettro-propulsori  
automobilistici**

**Design of a support structure for a high-speed mechanical transmission  
used in the testing of gearboxes for automotive electric axles**

Studente:  
**Luca Morichelli**

Relatore:  
**Prof. Marco Rossi**

Correlatori:  
**Prof. Gianluca Chiappini**  
**Ing. Federico Ricavi**

Anno Accademico 2018-2019





UNIVERSITÀ  
POLITECNICA  
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

---

**Progettazione di una struttura di  
supporto per una trasmissione meccanica  
ad alta velocità impiegata nel test di  
gearbox per elettro-propulsori  
automobilistici**

**Design of a support structure for a high-speed mechanical transmission  
used in the testing of gearboxes for automotive electric axles**

Studente:  
**Luca Morichelli**

Relatore:  
**Prof. Marco Rossi**

Correlatori:  
**Prof. Gianluca Chiappini**  
**Ing. Federico Ricavi**

Anno Accademico 2018-2019

---

UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE  
FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA  
Via Brezze Bianche – 60131 Ancona (AN), Italy

*"La luce splende fra le tenebre, e le tenebre non l'hanno vinta". (Giovanni 1,5)*  
*A te, Padre mio*



# Ringraziamenti

Oggi termina un percorso della mia vita, un cammino cominciato già dalle scuole elementari quando dicevo agli altri compagni: "...da grande farò l'ingegnere!". Per questo traguardo devo ringraziare proprio tutti, i genitori, mia sorella, i parenti, gli amici e soprattutto quelle persone che mi hanno lasciato più di quanto gli potessi dare e senza chiedere nulla in cambio. Confesso che la strada è stata dura e non senza momenti di smarrimento, l'importante però non è perdersi ma ritrovarsi!

Alla mia famiglia dico:

"Grazie per avermi sostenuto e su(o)pportato durante questi anni di studio".

A Ulisse Mannucci:

"Grazie per avermi accompagnato nelle gioie e nello stress dell'ingegneria meccanica e per tutte le volte che mi hai scarrozzato con la Seicentina! "

A Federico Palmioli:

"Grazie per avermi ascoltato e spronato!".

A Leonardo Lori:

"Grazie per i momenti di svago e per l'amicizia!".

Ad Andrea Carnevali, Filippo Carmenati e Filippo Ilari:

"Grazie per i bei momenti insieme!".

A Padre Armando:

"Grazie per avermi capito".

Ad Andrea Cavaliere:

"Grazie per aver condiviso con me il percorso di tesi".

A Felice Capizzi:

"Grazie per avermi fatto capire che cosa voglia dire essere Ingegnere".

Al Prof. Rossi:

"Grazie per il tempo che mi ha dedicato, per la disponibilità e per i consigli".

Ad Attilio Lattanzi:

"Grazie per la disponibilità e per avermi aiutato con Latex!".

Alla cattedra di costruzione di macchine:  
"Grazie a tutti!".

A Claudio Carnevali, Valentino Goffi e Federico Ricavi:  
"Grazie per l'amicizia, per il tempo che mi avete dedicato e per avermi arricchito tanto".

Infine, all'impresa Loccioni:  
"Grazie per l'esperienza che mi avete permesso di fare..."

*...Qualche tempo fa accompagnai un simpatico e saggio vecchietto di nome Pietro, che amava riposare durante la calda stagione all'ombra del porticato di un'antica chiesa, a fare una passeggiata lungo le vie del suo paese e ad un certo punto ci imbattemmo in una bella villetta con un ampio giardino molto curato con l'erba perfettamente tosata e molte piante da frutto alla cui vista Pietro mi disse: "Che cosa vedi?". Risposi: "Vedo un giardino più grande e più bello della casa, le sue piante sono cariche di frutti ed il proprietario deve essere molto bravo a curarlo".*

*Allorché Pietro cominciò a raccontarmi che quel giardino era effettivamente il più rinomato della vallata, che era favorito per l'irrigazione da un piccolo ruscello che lo attraversava, ma che non era venuto così bello solo grazie all'opera del padrone ma anche della sua famiglia e delle molte persone valide che lui aveva chiamato per curarlo e custodirlo e infine mi disse: "Guarda meglio, che cosa vedi?".*

*Allora notai che c'era una pianta di albicocche tanto carica di frutti che i suoi rami erano piegati dal loro peso e Pietro mi spinse ad entrare nel giardino dicendomi: "Vai pure!, il padrone lo conosco bene è contento che i ragazzi visitino il suo giardino". Ora avvicinandomi all'albicocco lo potei ammirare nella sua grandezza: radici profonde e tronco antico ma i rami erano molto giovani segno di potature periodiche e selettive che però non avevano turbato il suo ciclo di vita. Pietro riprese: "Ora capisci?, Li vedi questi rami?, sono troppo sottili per resistere a tutto questo peso ma portano lo stesso il loro elevato carico perché giovani e flessibili". Vide in quel momento che avevo posato lo sguardo su alcuni di questi che erano caduti a terra e subito riprese: "alcuni rami purtroppo quando irrigidiscono crescendo si possono rompere sotto l'azione del vento".*

*Io chiesi: "Non si potrebbero mettere dei pali per sostenerli prima che cadano con i loro frutti? Rinunciare ai fiori non mi sembra il caso."*

*Rispose: "Il giardino non è mio caro ragazzo ed è da qualche tempo che comincio a pensare che, in fondo in fondo, non dispiaccia al proprietario che qualche ramo cada purché a terra dia il via a nuova vita"...".*

Ancona, 27 Febbraio 2020

Luca Morichelli



# Indice

|          |  |           |
|----------|--|-----------|
| <b>1</b> | <b>Introduzione</b>  | <b>1</b>  |
| <b>2</b> | <b>Il contesto: l'auto elettrica e la Loccioni</b>                       | <b>3</b>  |
| 2.1      | Introduzione . . . . .   | 3         |
| 2.2      | Asse elettrico "e-axle" . . . . .  | 3         |
| 2.2.1    | La produzione . . . . .  | 4         |
| 2.2.2    | La Loccioni e il banco AXENON . . . . .                                  | 5         |
| 2.3      | Il caso specifico: Test di gearbox . . . . .                             | 6         |
| 2.3.1    | Il test funzionale . . . . .   | 6         |
| 2.3.2    | Differenze con il test di assi elettrici . . . . .                       | 7         |
| 2.4      | Le misure . . . . .  | 8         |
| <b>3</b> | <b>Il progetto</b>   | <b>9</b>  |
| 3.1      | Obiettivi e sfide . . . . .  | 9         |
| 3.2      | La gearbox da testare . . . . .  | 9         |
| 3.2.1    | La stima della massa . . . . .   | 10        |
| 3.3      | Il test da eseguire . . . . .  | 11        |
| 3.4      | Il funzionamento del sistema . . . . .                                   | 12        |
| 3.5      | Le trasmissioni meccaniche per il test . . . . .                         | 14        |
| 3.5.1    | La trasmissione meccanica ad alta velocità . . . . .                     | 14        |
| 3.5.2    | La trasmissione meccanica a bassa velocità lato veloce . . . . .         | 15        |
| 3.5.3    | La trasmissione meccanica a bassa velocità lato opposto veloce . . . . . | 17        |
| 3.6      | Il sistema di trasporto e il pallet . . . . .                            | 18        |
| 3.7      | La flangia d'interfaccia . . . . .                                       | 19        |
| 3.8      | Il sistema di sollevamento . . . . .                                     | 21        |
| 3.9      | Il piastrone . . . . .   | 22        |
| 3.9.1    | L'approccio alla "gearbox" . . . . .                                     | 23        |
| 3.9.2    | La movimentazione . . . . .  | 26        |
| 3.10     | Le strutture di supporto . . . . .                                       | 27        |
| 3.10.1   | La torretta di movimentazione a 2 assi controllati . . . . .             | 27        |
| <b>4</b> | <b>Progettazione meccanica del basamento</b>                             | <b>31</b> |
| 4.1      | Richiami di meccanica delle vibrazioni . . . . .                         | 31        |
| 4.1.1    | Analisi modale . . . . .   | 31        |
| 4.1.2    | I modelli per lo studio . . . . .  | 32        |
| 4.1.3    | Isolamento dalle vibrazioni . . . . .                                    | 32        |
| 4.1.4    | I supporti antivibranti . . . . .  | 34        |
| 4.1.5    | Sistemi ad 1 grado di libertà: Eccitazione della massa sospesa . . . . . | 35        |
| 4.1.6    | Sistemi ad n-gradi di libertà . . . . .                                  | 37        |
| 4.2      | Le forzanti . . . . .  | 40        |
| 4.2.1    | Squilibrio statico . . . . .   | 40        |

|          |   |            |
|----------|---|------------|
| 4.2.2    | Squilibrio dinamico . . . . .   | 40         |
| 4.2.3    | Equilibratura e grado di bilanciamento . . . . .                                  | 41         |
| 4.2.4    | Le frequenze di eccitazione . . . . .   | 43         |
| 4.3      | La progettazione . . . . .  | 45         |
| 4.3.1    | Basamento in acciaio elettrosaldato . . . . .                                     | 46         |
| 4.3.2    | Basamento in materiale composito . . . . .  | 48         |
| 4.3.3    | Piastra in acciaio . . . . .  | 50         |
| 4.3.4    | Blocco in ghisa . . . . .   | 50         |
| 4.4      | Le analisi FEM . . . . .  | 51         |
| 4.4.1    | Preparazione del modello . . . . .  | 51         |
| 4.4.2    | Analisi statico strutturali . . . . .   | 52         |
| 4.4.3    | Analisi modali di corpo libero . . . . .  | 52         |
| 4.4.4    | Analisi modali con vincoli e "pre-stress" . . . . .                               | 52         |
| 4.4.5    | Analisi modali con vincoli e senza "pre-stress" . . . . .                         | 53         |
| 4.4.6    | Risultati . . . . .   | 53         |
| <b>5</b> | <b>Progettazione meccanica del sistema di movimentazione a 3 assi controllati</b> | <b>59</b>  |
| 5.1      | Il sistema . . . . .  | 60         |
| 5.1.1    | Analisi di "Benchmark": la soluzione del piano inclinato . . . . .                | 60         |
| 5.1.2    | Descrizione . . . . .   | 61         |
| 5.1.3    | La massa . . . . .  | 64         |
| 5.2      | I pattini e le rotaie . . . . .   | 64         |
| 5.2.1    | La verifica dei pattini . . . . .   | 68         |
| 5.3      | Viti e chiocciolate a ricircolo di sfere . . . . .                                | 74         |
| 5.3.1    | Generalità . . . . .  | 74         |
| 5.3.2    | I componenti scelti . . . . .   | 78         |
| 5.3.3    | Verifica dei sistemi vite-chiocciola . . . . .                                    | 78         |
| 5.4      | Elementi di bloccaggio pneumatici . . . . .                                       | 81         |
| 5.5      | I giunti elastici a stella . . . . .  | 82         |
| 5.6      | I servomotori . . . . .   | 82         |
| 5.6.1    | Verifica dei motori . . . . .   | 84         |
| 5.6.2    | Ipotesi sui tre cicli dinamici . . . . .  | 85         |
| 5.6.3    | Verifica motore movimentazione avanti-dietro . . . . .                            | 85         |
| 5.6.4    | Verifica motore movimentazione alto-basso . . . . .                               | 85         |
| 5.6.5    | Verifica motore movimentazione trasversale . . . . .                              | 86         |
| 5.7      | Procedura di assemblaggio del sistema di movimentazione a 3 assi controllati      | 87         |
| 5.8      | Le analisi FEM . . . . .  | 88         |
| 5.8.1    | Preparazione del modello . . . . .  | 88         |
| 5.8.2    | Analisi statico strutturali: Configurazione 1 . . . . .                           | 90         |
| 5.8.3    | Analisi modali con "pre-stress": Configurazione 1 . . . . .                       | 90         |
| 5.8.4    | Analisi statico strutturali: Configurazione 2 . . . . .                           | 90         |
| 5.8.5    | Analisi modali con "pre-stress": Configurazione 2 . . . . .                       | 91         |
| 5.8.6    | Risultati . . . . .   | 91         |
| <b>6</b> | <b>Conclusioni</b>  | <b>101</b> |

## Elenco delle figure

|      |   |    |
|------|---|----|
| 2.1  | Esempio asse elettrico. . . . .   | 3  |
| 2.2  | Elementi che compongono l'asse elettrico. . . . .   | 4  |
| 2.3  | Logo dell'impresa Loccioni. . . . .   | 5  |
| 2.4  | Il banco AXENON. . . . .  | 5  |
| 2.5  | La "gearbox": asse di ingresso, unità di riduzione, differenziale e asse di uscita. . . . .   | 6  |
| 2.6  | Trasmissione a bassa velocità sul banco Axenon. . . . .   | 7  |
| 2.7  | Albero millerighe della trasmissione lenta in fase di approccio. . . . .  | 7  |
| 2.8  | Asse elettrico per applicazioni commerciali Borgwarner [1]. . . . .   | 7  |
| 2.9  | Vista interna dell'AXENON con accelerometro [in alto], trasmissioni [ai lati] e asse elettrico [in basso]. . . . .  | 8  |
| 3.1  | Disegno di un'attrezzatura manuale [in nero] per il test di una "gearbox"[in rosso]. . . . .  | 10 |
| 3.2  | Modello 3D "gearbox". . . . .   | 10 |
| 3.3  | Il banco di test progettato vista isometrica 1. . . . .   | 12 |
| 3.4  | Il banco di test progettato vista isometrica 2. . . . .   | 12 |
| 3.5  | Istantanea del momento in cui il piastrone aggancia la "gearbox" attraverso i cilindretti a staffa rotante. . . . .   | 13 |
| 3.6  | Istantanea del momento in cui il sistema di sollevamento del pallet è sceso e la gearbox viene ingranata. . . . .   | 13 |
| 3.7  | Istantanea del momento in cui la trasmissione a bassa velocità lato opposto veloce ha innestato il suo albero millerighe nel differenziale della "gearbox". . . . . | 14 |
| 3.8  | Trasmissione meccanica ad alta velocità. . . . .  | 15 |
| 3.9  | Trasmissione meccanica a bassa velocità lato veloce. . . . .  | 16 |
| 3.10 | Dimensioni motore trasmissione a bassa velocità. . . . .  | 16 |
| 3.11 | Trasmissione a bassa velocità lato opposto veloce. . . . .  | 17 |
| 3.12 | Sistema di trasporto LOGOMAT L-SERIES. . . . .  | 18 |
| 3.13 | Pallet LOGOMAT NW 400. . . . .  | 19 |
| 3.14 | Sistema pallet, piastra, sistema antiribaltamento e "gearbox". . . . .  | 19 |
| 3.15 | Flangia d'interfaccia. . . . .  | 20 |
| 3.16 | Bussola cilindrica e O-RING per la flangia d'interfaccia. . . . .   | 21 |
| 3.17 | Sistema di sollevamento. . . . .  | 22 |
| 3.18 | Il piastrone. . . . .   | 23 |
| 3.19 | Elementi del sistema di approccio del piastrone alla "gearbox". . . . .   | 23 |
| 3.20 | Perno di posizione. . . . .   | 24 |
| 3.21 | Perno di orientamento. . . . .  | 24 |
| 3.22 | Strutture di supporto. . . . .  | 27 |
| 3.23 | Torretta di movimentazione a 2 assi controllati. . . . .  | 28 |
| 3.24 | Area di movimentazione [in rosso] del terminale della trasmissione lenta da parte della torretta. . . . .   | 29 |

## Elenco delle figure

|      |   |    |
|------|---|----|
| 4.1  | Modi di vibrare. . . . .  | 32 |
| 4.2  | Riduzione della frequenza di vibrazione tramite l'introduzione di una massa inerziale e di supporti antivibranti. . . . . | 33 |
| 4.3  | Supporti antivibranti. . . . .  | 34 |
| 4.4  | Modello eccitazione della massa sospesa. . . . .  | 35 |
| 4.5  | Diagramma trasmissibilità (ordinate) in funzione del rapporto $\omega/\omega_n$ (ascisse). . . . .                        | 36 |
| 4.6  | Squilibrio statico. . . . .   | 40 |
| 4.7  | Squilibrio dinamico. . . . .  | 40 |
| 4.8  | Valori del grado di equilibratura per alcuni tipi di rotori. . . . .  | 42 |
| 4.9  | La forza di squilibrio. . . . .   | 42 |
| 4.10 | Sollecitazione massima trasmissione veloce. . . . .   | 43 |
| 4.11 | Tabella ciclo di test ipotizzato. . . . .   | 43 |
| 4.12 | Grafico velocità di test ipotizzate. . . . .  | 44 |
| 4.13 | Il basamento. . . . .   | 45 |
| 4.14 | Dimensioni caratteristiche del basamento. . . . .   | 46 |
| 4.15 | Basamento in acciaio elettrosaldato. . . . .  | 47 |
| 4.16 | Basamento in acciaio elettrosaldato con in trasparenza la carpenteria interna. . . . .                                    | 47 |
| 4.17 | Basamento in materiale composito. . . . .   | 48 |
| 4.18 | Prodotti e produzione CELITH. . . . .   | 49 |
| 4.19 | Piastra in acciaio. . . . .   | 50 |
| 4.20 | Blocco in ghisa. . . . .  | 51 |
| 4.21 | Analisi statiche basamento: condizioni di carico e di vincolo. . . . .  | 54 |
| 4.22 | Andamento tensione equivalente di Von Mises sul basamento. . . . .  | 55 |
| 4.23 | Spostamenti "Total Deformation" sul basamento. . . . .  | 55 |
| 4.24 | Analisi modali di corpo libero sul basamento, primo modo di vibrare (47,2 Hz) di tipo flessionale. . . . .                | 56 |
| 4.25 | Analisi modali di corpo libero sul basamento, secondo modo di vibrare (89,9 Hz) di tipo torsionale. . . . .               | 56 |
| 4.26 | Analisi modali del basamento con vincoli e "pre-stress". . . . .  | 57 |
| 4.27 | Analisi modali del basamento con vincoli e senza "pre-stress". . . . .  | 57 |
| 5.1  | Sistema di movimentazione a 3 assi controllati sul basamento. . . . .   | 59 |
| 5.2  | Sistema di movimentazione Team technik. . . . .   | 60 |
| 5.3  | Sistema di movimentazione a 3 assi controllati. . . . .   | 61 |
| 5.4  | Movimentazione alto-basso sul piano inclinato. . . . .  | 62 |
| 5.5  | Movimentazione avanti-dietro. . . . .   | 62 |
| 5.6  | Movimentazione trasversale. . . . .   | 63 |
| 5.7  | Battute meccaniche con piedini in gomma. . . . .  | 63 |
| 5.8  | Struttura di carpenteria inferiore. . . . .   | 64 |
| 5.9  | Precarico del pattino mediante l'inserimento di corpi volventi di diametro maggiorato. . . . .                            | 65 |
| 5.10 | Classi di precarico. . . . .  | 65 |
| 5.11 | Quote H e A <sub>3</sub> parallelismo P <sub>1</sub> . . . . .  | 66 |
| 5.12 | Classi di precisione. . . . .   | 67 |
| 5.13 | Esempi di avvitamento. . . . .  | 67 |
| 5.14 | Disposizione del sistema di guida. . . . .  | 68 |
| 5.15 | Sistema di riferimento per la disposizione del sistema di guida. . . . .  | 69 |

|      |  |     |
|------|--|-----|
| 5.16 | Ciclo dinamico. . . . .  | 69  |
| 5.17 | Calcolo delle sollecitazioni in base alle forze agenti sui componenti per ognuna delle 3 fasi del ciclo. . . . .         | 70  |
| 5.18 | Calcolo del carico combinato equivalente $F_{comb}$ . . . . .  | 71  |
| 5.19 | Considerazione del precarico. . . . .  | 71  |
| 5.20 | Calcolo del carico equivalente effettivo. . . . .  | 72  |
| 5.21 | Calcolo del carico dinamico equivalente. . . . .   | 72  |
| 5.22 | Calcolo della durata a fatica. . . . .   | 73  |
| 5.23 | Calcolo del coefficiente di sicurezza al carico statico. . . . .   | 73  |
| 5.24 | Struttura di un'unità viti a sfere. . . . .  | 75  |
| 5.25 | Geometria vite. . . . .  | 75  |
| 5.26 | Struttura della chiocciola. . . . .  | 76  |
| 5.27 | Principio di funzionamento del circuito di corpi volventi. . . . .   | 77  |
| 5.28 | Calcolo velocità lineare massima chiocciola. . . . .   | 77  |
| 5.29 | Tabella coefficienti $f_{nk}$ in base alla tipologia di vincolo della vite. . . . .                                      | 79  |
| 5.30 | Tabella coefficienti $f_{Fk}$ in base alla tipologia di vincolo della vite. . . . .                                      | 80  |
| 5.31 | Elemento di bloccaggio FRC. . . . .  | 81  |
| 5.32 | Esempio giunto elastico a stella. . . . .  | 82  |
| 5.33 | Servomotori INDRAMAT. . . . .  | 83  |
| 5.34 | Curva caratteristica servomotore KSM02.1B-041C-42N. . . . .  | 83  |
| 5.35 | Curva caratteristica servomotore KSM02.1B-061C-35N. . . . .  | 84  |
| 5.36 | Verifica servomotore movimentazione avanti-dietro. . . . .   | 86  |
| 5.37 | Verifica servomotore movimentazione alto-basso. . . . .  | 87  |
| 5.38 | Verifica servomotore movimentazione trasversale. . . . .   | 88  |
| 5.39 | Configurazione 1 sistema a 3 assi controllati. . . . .   | 89  |
| 5.40 | Configurazione 2 sistema a 3 assi controllati. . . . .   | 89  |
| 5.41 | Analisi statiche sistema 3 assi: condizioni di carico e di vincolo. . . . .  | 92  |
| 5.42 | Andamento della tensione equivalente di Von Mises sul sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 1. . . . . | 93  |
| 5.43 | Punto di massima sollecitazione del sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 1. . . . .                   | 93  |
| 5.44 | Spostamenti "Total Deformation" sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 1. . . . .                       | 94  |
| 5.45 | Analisi modale del sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 1. . . . .                                    | 95  |
| 5.46 | Secondo modo di vibrare 104,28 Hz del sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 1. . . . .                 | 96  |
| 5.47 | Analisi statiche del sistema a 3 assi controllati nella configurazione 2: condizioni di carico e di vincolo. . . . .     | 97  |
| 5.48 | Andamento tensione equivalente di Von Mises del sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 2. . . . .       | 98  |
| 5.49 | Punto di sollecitazione massima del sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 2. . . . .                   | 98  |
| 5.50 | Spostamenti "Total Deformation" sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 2. . . . .                       | 99  |
| 5.51 | Analisi modale sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 2. . . . .  | 100 |

*Elenco delle figure*

|   |     |
|---|-----|
| 5.52 Secondo modo di vibrare 93,13 Hz del sistema di movimentazione a 3 assi<br>nella configurazione 2. . . . . | 100 |
|---|-----|

## Elenco delle tabelle

|      |  |    |
|------|--|----|
| 3.1  | Esempio ciclo di test. . . . .   | 11 |
| 3.2  | Caratteristiche del motore elettrico veloce. . . . .                               | 15 |
| 3.3  | Caratteristiche del motore elettrico per la trasmissione a bassa velocità. . . . . | 16 |
| 3.4  | Caratteristiche del sistema di trasporto LOGOMAT L-SERIES HEAVY. . . . .           | 18 |
| 3.5  | Caratteristiche bussole cilindriche (Figura 3.16a)[2]. . . . .                     | 20 |
| 3.6  | Caratteristiche dell'O-RING (Figura 3.16b). . . . .                                | 20 |
| 3.7  | Componenti commerciali del sistema di sollevamento. . . . .                        | 22 |
| 3.8  | Caratteristiche perno di posizione (Figura 3.20)[2] . . . . .                      | 24 |
| 3.9  | Caratteristiche perno di orientamento (Figura 3.21)[2] . . . . .                   | 25 |
| 3.10 | Caratteristiche cilindro a staffa rotante Collet-Lok . . . . .                     | 26 |
| 3.11 | Componenti per la movimentazione del piastrone. . . . .                            | 26 |
|      |  |    |
| 4.1  | Massa del basamento. . . . .   | 46 |
| 4.2  | Proprietà del CELITH. . . . .  | 49 |
|      |  |    |
| 5.1  | Massa del sistema di movimentazione a 3 assi controllati. . . . .                  | 64 |
| 5.2  | Componenti sistema di movimentazione avanti-dietro. . . . .                        | 78 |
| 5.3  | Componenti sistema di movimentazione alto-basso. . . . .                           | 78 |
| 5.4  | Componenti sistema di movimentazione trasversale. . . . .                          | 78 |
| 5.5  | Elementi di bloccaggio per il sistema di movimentazione a 3 assi. . . . .          | 81 |
| 5.6  | Giunti elastici a stella per il sistema di movimentazione a 3 assi. . . . .        | 82 |
| 5.7  | Servomotori per il sistema di movimentazione a 3 assi controllati. . . . .         | 82 |





# Capitolo 1

## Introduzione

Il mercato dell'auto elettrica è in forte crescita, basti solo pensare che il 2019 è stato l'anno in cui in Italia si è superato per la prima volta il numero di mille autovetture a trazione completamente elettrica immatricolate in un mese [3].

La sempre maggiore sensibilità verso i cambiamenti climatici e l'attenzione verso la qualità dell'aria nelle città sta spingendo le politiche nazionali verso l'incentivazione della mobilità elettrica. Se la domanda cresce allora l'offerta delle industrie automobilistiche dovrà andare di pari passo e seguire questo andamento.

Il lavoro di tesi che è stato svolto si pone proprio nel solco tracciato dallo sviluppo dell'asse elettrico ossia dell'unità compatta che integrando il motore elettrico, l'elettronica di potenza e la trasmissione meccanica o "gearbox" conferisce coppia e velocità alle ruote dell'autoveicolo. L'asse elettrico e prima ancora la "gearbox" dovranno essere testati funzionalmente al termine della loro linea di assemblaggio per poi, una volta validati, essere montati sulla vettura.

Quindi, il tema centrale attorno cui ruota tutta la trattazione di seguito riportata è proprio la progettazione meccanica di un banco automatizzato per il test di "gearbox" e nello specifico delle sue strutture di supporto, siano esse fisse o mobili, che devono sostenere le trasmissioni ad alta e bassa velocità necessarie ad eseguire il test.

Le problematiche da affrontare sono quelle tipiche di chi si avventura nel campo dell'ignoto non conoscendo il mare nel quale naviga e dovendo esplorare rotte nuove che non sempre lo portano dove vorrebbe. Si parte dal capire come è fatto il pezzo cliente e da quali sono i punti nel quale poterlo manipolare, passando per definire il funzionamento del sistema e il suo layout generale fino ad arrivare alla progettazione di dettaglio e alla scelta a catalogo di tutti i suoi componenti. In particolare si dovranno modellare le diverse parti del banco attraverso programmi CAD e scegliere gli organi di movimentazione per far funzionare il sistema che dovrà anche essere previsto, nell'ottica di poter effettuare il cambio modello del prodotto da testare, della possibilità di essere regolato.

Naturalmente tutti i componenti progettati o scelti dovranno essere correttamente dimensionati e verificati; a questo scopo per le verifiche strutturali sono a disposizione i software FEM di analisi agli elementi finiti. Questi strumenti sono molto utili anche per indagare il comportamento vibrazionale del banco progettato (analisi modali e di risposta all'eccitazione armonica) riguardo al quale dovrà essere posta molta attenzione. Infatti, sul componente in test è prevista l'esecuzione di analisi NVH (Noise, Vibration and Harshness) con accelerometri le cui acquisizioni non dovranno essere influenzate dalle vibrazioni delle strutture che lo sostengono. Tali vibrazioni sono dovute alle forzanti armoniche generate dallo squilibrio dei rotor delle trasmissioni utilizzate per eseguire il test e dipendenti dalla loro velocità di rotazione.

Buon viaggio!



## Capitolo 2

# Il contesto: l'auto elettrica e la Loccioni

### 2.1 Introduzione

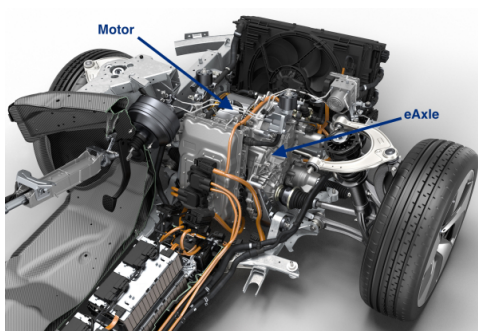
Per poter intraprendere la progettazione di un qualsiasi prodotto, componente o più in generale di una soluzione ingegneristica è necessario comprendere bene quali siano le richieste del cliente per riuscire a rispondere alla domanda: "Che cosa progettare?".

All'apparenza la risposta potrebbe sembrare banale ma, in realtà, molto spesso nemmeno il cliente sa bene cosa vuole e quindi per il progettista si apre un mondo di interpretazioni, dubbi e incertezze.

Pertanto, è molto importante ricercare tutte le informazioni disponibili sul prodotto da sviluppare e sul suo contesto di utilizzo, cosa che diventa fondamentale per chi si avvicina ad un nuovo mercato o lavora nell'ambito della ricerca e sviluppo.

In questo capitolo si cercherà proprio di chiarire a cosa ci si riferisce quando si parla di una trasmissione meccanica ad alta velocità impiegata nel test di gearbox per elettro-propulsori automobilistici perché solo fatto questo si potrà in maniera efficace affrontare il problema della progettazione della sua struttura di supporto.

### 2.2 Asse elettrico "e-axle"



(a) Asse elettrico nell'automobile.



(b) Asse elettrico con spaccato della trasmissione.

Figura 2.1: Esempio asse elettrico.

I produttori di automobili hanno abbracciato, ormai in maniera decisa, la trasformazione elettrica introducendo modelli a trazione elettrica "full electric" o ibrida nella loro gamma di prodotti offerti (Figura 2.1).

Questo ha comportato lo sviluppo dell'asse elettrico, "electric axle" o "e-axle", ossia dell'unità

compatta che integra motore elettrico, elettronica di potenza e trasmissione meccanica (Figura 2.2):

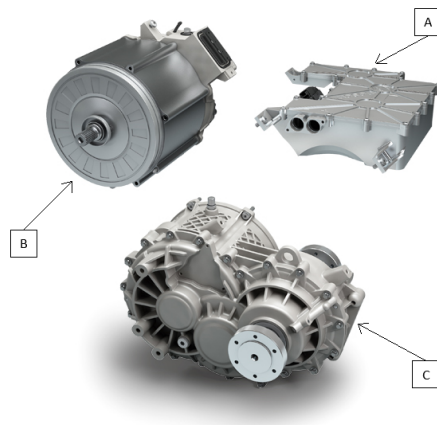


Figura 2.2: Elementi che compongono l'asse elettrico.

- A) **l'elettronica di potenza (inverter)** converte la corrente continua dalla batteria in corrente alternata necessaria al funzionamento del motore;
- B) **il motore elettrico**, convertendo energia elettrica in meccanica, trasferisce coppia alla trasmissione;
- C) **la trasmissione meccanica (gearbox)**, composta di una scatola di ingranaggi, permette attraverso un opportuno rapporto di riduzione di amplificare la coppia e ridurre la velocità all'asse delle ruote, includendo in essa anche il differenziale.

Ottimizzando ed integrando questi componenti nell'asse elettrico si ottiene un complessivo aumento dell'efficienza e dell'affidabilità delle auto elettriche [4].

### 2.2.1 La produzione

Tralasciando tutto ciò che riguarda le problematiche e i limiti relativi allo sviluppo tecnologico dei veicoli elettrici, che esulano dagli scopi della presente trattazione, l'industria automobilistica si trova nella necessità di far fronte ad una domanda crescente nel settore della mobilità elettrica e conseguentemente nella produzione di assi elettrici.

Questo comporta il dover mettere in campo sistemi produttivi che garantiscano non solo elevati livelli di produttività al minimo costo ma anche flessibilità e qualità. L'automazione ha un ruolo essenziale nel garantire il raggiungimento di questi obiettivi dovendo però confrontarsi con un mercato dinamico, con cicli di vita del prodotto sempre più brevi ed elevati costi di implementazione. In particolare ogni "e-axle" per essere fabbricato e assemblato attraversa una serie di stazioni di una linea produttiva automatizzata al cui termine il prodotto viene testato e validato.

## 2.2.2 La Loccioni e il banco AXENON

# LOCCIONI

Figura 2.3: Logo dell'impresa Loccioni.

La Loccioni è un'impresa di quasi cinquecento collaboratori che ha la sua sede principale ad Angeli di Rosora (AN), piccola città nell'entroterra della regione Marche, e si occupa prevalentemente della progettazione e realizzazione di sistemi di misura e controllo qualità per componenti automobilistici (Figura 2.3).

L'azienda ha sviluppato "AXENON", un banco di test per assi elettrici che effettua la verifica funzionale del prodotto a fine linea, simulando il comportamento delle ruote in differenti scenari e raccogliendo dati sulla qualità, l'affidabilità e la performace di ogni singolo "e-axle" prodotto (Figura 2.4).



(a) Il banco AXENON nel suo complesso.



(b) Il banco AXENON prima di eseguire il test funzionale di un asse elettrico.

Figura 2.4: Il banco AXENON.

AXENON, il cui nome deriva dal greco antico (áxonas), che significa asse, è un progetto che si distingue anche per il design, che è ispirato a quello circolare della dinamo e rappresenta l'archetipo della perfezione; per questo è stato selezionato tra gli esempi eccellenti di design italiano da ADI [5].

## 2.3 Il caso specifico: Test di gearbox

Abbiamo visto nel paragrafo precedente che l'asse elettrico è composto di tre elementi che, seppur interfacciati in modo da massimizzarne le prestazioni, sono molto diversi tra di loro e quindi fanno riferimento a processi di fabbricazione distinti; per questo possono essere testati in maniera indipendente.

In particolare la trasmissione meccanica "gearbox", composta da una serie di ingranaggi, è un elemento assai critico in quanto soggetto per la sua produzione a diverse fasi di lavorazione e assemblaggio ognuna caratterizzata da una certa variabilità del risultato e da errore di natura casuale che può compromettere in maniera determinante le prestazioni dell'intero "e-axle". Pertanto, piuttosto che effettuare lo scarto dell'intero asse elettrico per una difformità riconducibile alla "gearbox" si effettua prima il test funzionale della stessa per poi realizzare l'assemblaggio e la verifica delle prestazioni del prodotto completo.

### 2.3.1 Il test funzionale



Figura 2.5: La "gearbox": asse di ingresso, unità di riduzione, differenziale e asse di uscita.

La verifica della "gearbox" viene effettuata simulando il suo funzionamento secondo un preciso ciclo di test che rappresenta le condizioni relative al percorso tipico compiuto dall'autovettura sulla quale andrà installata. Nello specifico una trasmissione meccanica (drive line) ad alta velocità si innesta all'albero d'ingresso della scatola di ingranaggi e svolge il ruolo di quello che sarebbe stato il motore dell'asse elettrico mentre due trasmissioni a bassa velocità si innestano all'uscita del differenziale e riproducono il comportamento delle ruote dell'autoveicolo (Figura 2.5). Queste ultime in particolare possono fungere sia da dinamo e quindi applicare una coppia resistente, sia da motori per la simulazione del moto retrogrado (Figura 2.6 e Figura 2.7).

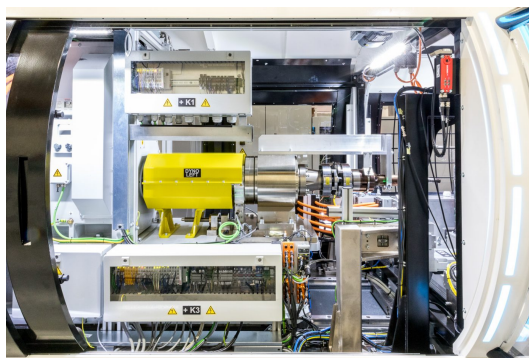


Figura 2.6: Trasmissione a bassa velocità sul banco Axenon.



Figura 2.7: Albero millerighe della trasmissione lenta in fase di approccio.

### 2.3.2 Differenze con il test di assi elettrici

Unica e sostanziale differenza tra il test di assi elettrici eseguito con il banco AXENON e il test di "gearbox" è la presenza, nel secondo caso, di una trasmissione meccanica ad alta velocità dovuta alla necessità di fornire per ogni pezzo in test potenza motrice in input che non era necessaria per gli assi elettrici in quanto durante il test veniva messo in funzione direttamente il loro motore elettrico alimentandolo in corrente.

Attualmente il mercato dell'auto "full electric" per applicazioni commerciali si spinge a velocità massime del motore e quindi d'ingresso alla "gearbox" di 16000 rpm ma vuole raggiungere e superare i 20000 rpm mentre per applicazioni quali le auto sportive e il mondo della Formula E si arriva fino a 30000 rpm (Figura 2.8).

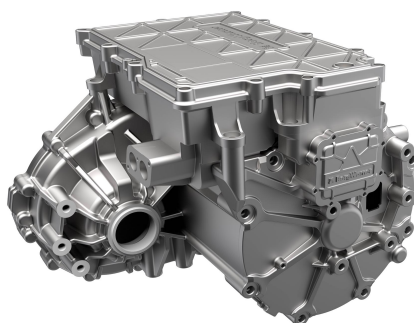


Figura 2.8: Asse elettrico per applicazioni commerciali Borgwarner [1].

## 2.4 Le misure

Per stabilire se il pezzo in test, asse elettrico o "gearbox", sia o meno conforme vengono effettuate delle analisi NVH (Noise, Vibration and Harshness), comunemente in uso nel settore automobilistico, che ci permettono di capire la risposta di un prodotto in termini di vibrazioni e rumore. Lo scopo è duplice:

- A) garantire il comfort di guida all'interno dell'abitacolo quantificando e mantenendo al di sotto di un certo valore limite l'entità delle vibrazioni. L'intervallo tipico, definito in termini di velocità di oscillazione, all'interno del quale è contenuto questo valore limite è di circa 6-18 mm/s;
- B) controllare il corretto funzionamento del componente confrontando il suo comportamento vibrazionale con uno di riferimento standard.

La misura è realizzata attraverso accelerometri che vengono messi a contatto con il pezzo su superfici preliminarmente stabilite in fase progettuale (Figura 2.9).

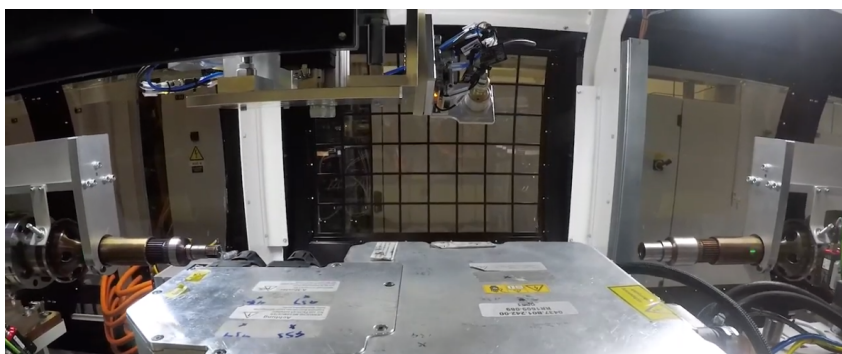


Figura 2.9: Vista interna dell'AXENON con accelerometro [in alto], trasmissioni [ai lati] e asse elettrico [in basso].



# Capitolo 3

## Il progetto

### 3.1 Obiettivi e sfide

AXENON, per quanto spiegato nel secondo capitolo, è un banco di test per soli assi elettrici. La sfida della Loccioni che è stata raccolta in questo lavoro di tesi è quella di realizzare "ex novo" e per la prima volta un banco per la verifica funzionale di "gearbox" fino a 30.000 rpm prendendo come dato iniziale già definito le tre trasmissioni a bassa ed alta velocità necessarie ad eseguire il test. Inoltre, è stata richiesta la possibilità di effettuare il cambio modello del pezzo da testare rendendo capace il sistema di regolare e movimentare i terminali delle trasmissioni a seconda della diversa posizione degli assi di ingresso e uscita delle "gearbox" sottoposte a verifica. Tali obiettivi sono stati definiti non solo sulla base delle richieste di un singolo cliente ma anche su quelle provenienti dal mercato e proiettate verso il suo futuro sviluppo.

### 3.2 La gearbox da testare

Non avendo un vero e proprio cliente il primo passo molto travagliato della progettazione è stato riuscire a capire quale fosse il riferimento di "gearbox" da dover considerare e attorno al quale costruire il banco di test; solo grazie ad un disegno tecnico di assieme (Figura 3.1) di un'attrezzatura manuale per l'esecuzione di test su gearbox (di cui per ovvie ragioni non si specifica la provenienza) è stato possibile ricostruire indirettamente un modello CAD 3D dimensionalmente e geometricamente valido della scatola di ingranaggi (Figura 3.2) e ricavare informazioni essenziali per il proseguimento dello sviluppo del sistema.

Infatti, dal disegno si sono potuti evincere:

- A) la posizione nella quale il pezzo deve essere testato;
- B) la presenza o meno di tappi per l'ingresso e l'uscita dell'olio lubrificante in quanto la "gearbox" non può lavorare a secco durante il test e deve essere riempita e poi svuotata successivamente ad esso;
- C) tutte le superfici disponibili per l'interazione del banco con il componente per l'esecuzione del test;
- D) la presenza di sistemi di tenuta dell'olio per le due uscite del differenziale.

Un altro dato pervenuto dalle conoscenze interne all'azienda sugli assi elettrici è stato quello del rapporto di riduzione tra input e output della "gearbox" fissato in 1:10.

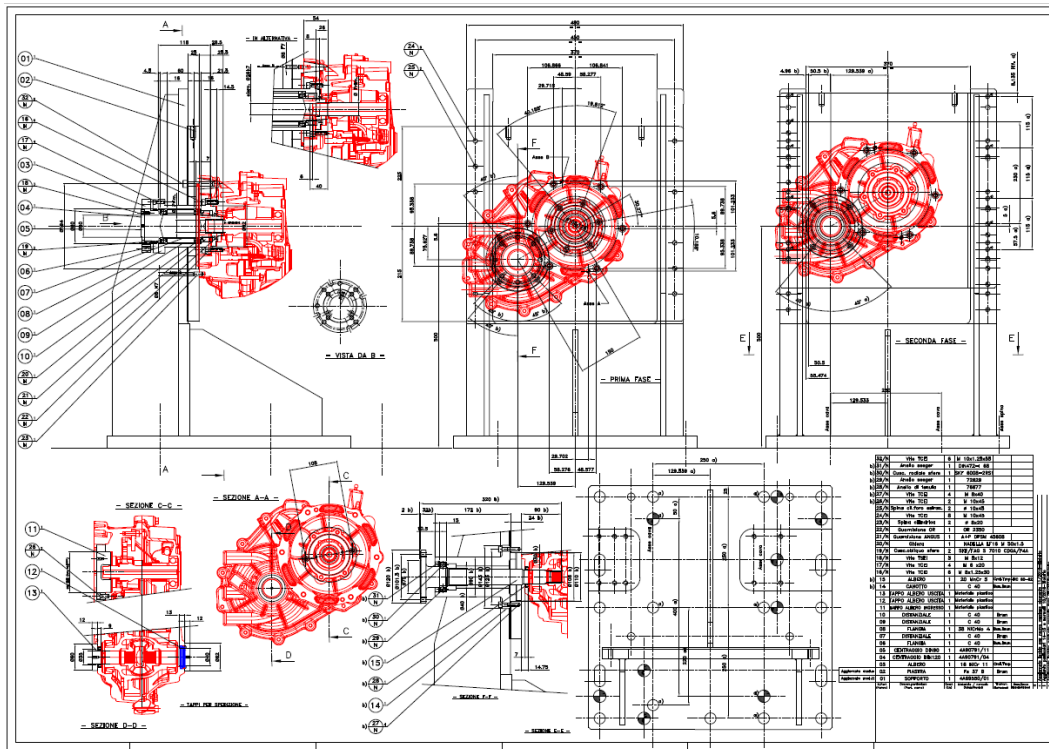


Figura 3.1: Disegno di un'attrezzatura manuale [in nero] per il test di una "gearbox" [in rosso].

### 3.2.1 La stima della massa

Non avendo anche in questo caso dati certi è stato necessario fare una stima cautelativa della massa della "gearbox"  $m_{gb}$ . Conoscendo il volume complessivo  $V$  occupato dalla scatola di ingranaggi  $0,01255 \text{ m}^3$ , considerando una percentuale di vuoto pari al 50% e una densità  $\rho$  presa uguale a quella dell'acciaio  $7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  dai calcoli è risultato:

$$m_{gb} = \rho V (50\%) = 47,69 \text{ kg} \quad (3.1)$$

Però, essendo questo valore basato su considerazioni fortemente soggettive e dovendo considerare una certa variabilità della massa della "gearbox" dato che prevediamo il possibile cambio di modello, per il dimensionamento del sistema si assume una massa  $m_{GB}$  pari a 100 kg.

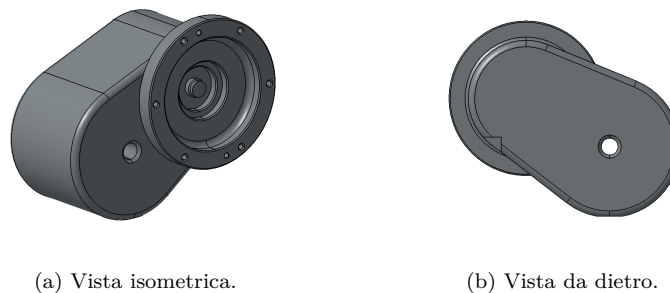


Figura 3.2: Modello 3D "gearbox".

### 3.3 Il test da eseguire

Il ciclo di test da eseguire è fortemente influenzato dal tipo di applicazione a cui è destinata la "gearbox" e dalle scelte soggettive dei diversi produttori che la realizzano o la progettano. Ora, si riporta in Tabella 3.1 un esempio di ciclo reale di test nell'intento di mettere in evidenza i tempi che lo caratterizzano. In questo caso la durata del test è di 108 secondi (2 minuti circa) mentre l'intervallo che intercorre tra un test e l'altro è di 176 secondi (3 minuti circa).

Tabella 3.1: Esempio ciclo di test.

| Descrizione   | Tempo di ciclo |
|---|----------------|
| Start of testing sequence   | 0              |
| Rump up 300 rpm/sec (1,5 sec Rump Up + 1,5 Stabilization Time)      | 3              |
| Load Test - Max Torque CW Direction                                 | 7              |
| Rump Up 300 rpm/sec   | 8              |
| Load Test - Efficiency CW Direction 600                             | 12             |
| Rump Up 300 rpm/sec   | 13             |
| Load Test - Efficiency CW Direction 900                             | 17             |
| Rump Up 300 rpm/sec   | 18             |
| Load Test - Max rpm CW Direction                                    | 22             |
| Rump Down 300 rpm/sec   | 29             |
| Load Test - Max Torque CCW Direction                                | 33             |
| Rump Up 300 rpm/sec   | 34             |
| Load Test - Efficiency CCW Direction 600                            | 38             |
| Rump Up 300 rpm/sec   | 39             |
| Load Test - Efficiency CW Direction 900                             | 43             |
| Rump Up 300 rpm/sec   | 44             |
| Load Test - Max rpm CCW Direction                                   | 48             |
| Rump Down (1000 rpm/sec)  | 52             |
| Start NVH acquisition from static condition                         | 53             |
| Load Test - NVH Rump UP CW Direction                                | 73             |
| Load Test - NVH Rump Down CW Direction                              | 93             |
| Parking Lock Rotation + Activation time                             | 96             |
| Parking Lock test CW  | 100            |
| Release Parking lock+Checking operation of relased the Parking Lock | 106            |
| Test finished   | 107            |
| Approach time between Testing sequence                              | 176            |
| Total Testing Time  | 108            |

### 3.4 Il funzionamento del sistema

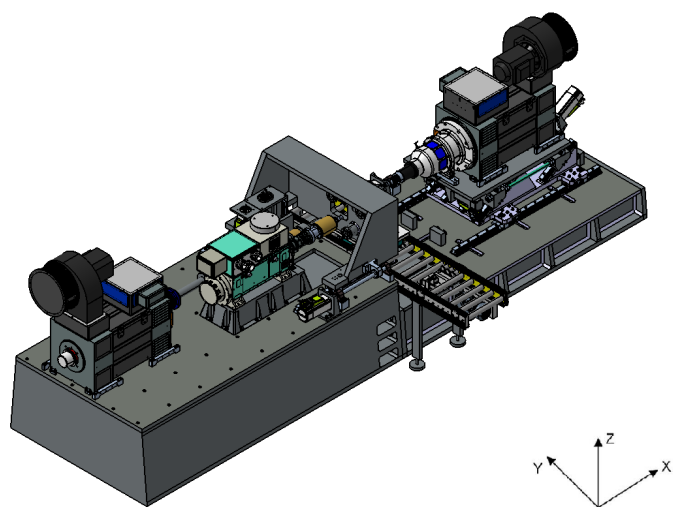


Figura 3.3: Il banco di test progettato vista isometrica 1.

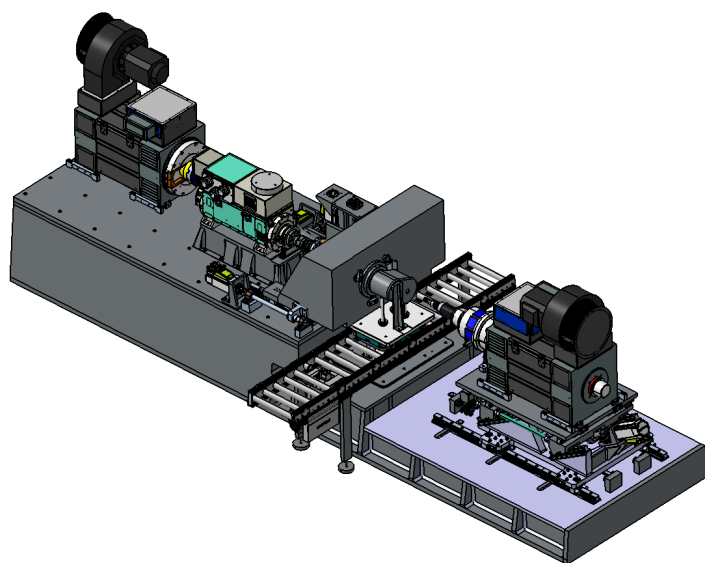


Figura 3.4: Il banco di test progettato vista isometrica 2.

### 3.4 Il funzionamento del sistema

A questo punto, prima di entrare nel dettaglio delle singole scelte progettuali, si descrive il funzionamento del sistema che è stato pensato ed ideato per rispondere agli obiettivi esposti nel paragrafo 3.1 (Figura 3.3) e (Figura 3.4).

La "gearbox" arriva al banco attraverso un sistema di trasporto automatizzato ed è posizionata su un pallet opportunamente studiato per sostenerla nella posizione con cui dovrà essere prelevata per il test. Prima che inizi il ciclo di funzionamento della macchina, diviso in fase di approccio, fase di test e fase di riposizionamento, il pallet sosta in prossimità del banco per circa due minuti in attesa che si completi quello precedente, in questo tempo l'operatore monta una flangia di interfaccia sulla flangia di attacco del motore elettrico della "gearbox" e riempie quest'ultima di olio lubrificante.

Ora si avvia il ciclo con il pallet che si posiziona grazie a dei sensori, integrati nel sistema di trasporto, al centro del banco, dove viene agganciato da un sistema di sollevamento che lo eleva portandolo ad una certa altezza; un piastrone trasla verso la "gearbox" e attraverso due spine e dei cilindretti oleodinamici a staffa rotante la aggancia in corrispondenza della flangia di interfaccia (Figura 3.5);

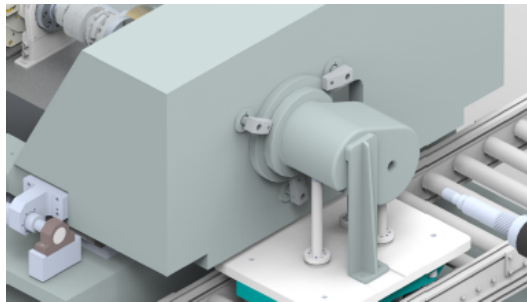


Figura 3.5: Istantanea del momento in cui il piastrone aggancia la "gearbox" attraverso i cilindretti a staffa rotante.

il sistema di sollevamento scende e libera la "gearbox" che viene richiamata dal piastrone ed ingranata, ad un lato, con gli alberi millerighe delle trasmissioni ad alta (anche detta trasmissione veloce) e bassa velocità (anche detta trasmissione lenta lato veloce) rispettivamente femmina e maschio (Figura 3.6);

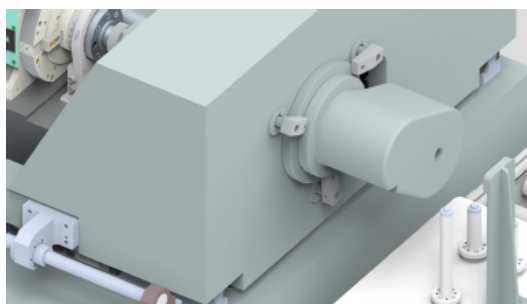


Figura 3.6: Istantanea del momento in cui il sistema di sollevamento del pallet è sceso e la gearbox viene ingranata.

dopo ciò dall'altro lato la trasmissione a bassa velocità (anche detta trasmissione lenta lato opposto veloce) avanza e innesta il suo albero maschio nell'output rimasto libero del differenziale (Figura 3.7).

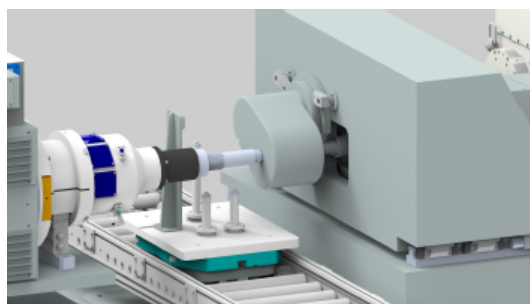


Figura 3.7: Istantanea del momento in cui la trasmissione a bassa velocità lato opposto veloce ha innestato il suo albero millerighe nel differenziale della "gearbox".

Così si completa la fase di approccio e può cominciare quella di test vera e propria per cui si rimanda al paragrafo 3.3; il ciclo termina con la fase di riposizionamento della "gearbox" sul pallet che comprende le stesse attività di quella di approccio ma in ordine inverso.

La regolazione della macchina a seconda del modello di "gearbox" da verificare avviene in una fase preliminare a quella di funzionamento ed è realizzata mantenendo costante la posizione della trasmissione ad alta velocità e permettendo la movimentazione del terminale della trasmissione lenta lato veloce lungo gli assi x e z e di tutta la trasmissione lenta lato opposto quella veloce lungo gli assi x, y e z (con gli assi x, y e z disposti come in Figura 3.3). L'escursione consentita per la regolazione lungo questi assi è di 100 mm.

## 3.5 Le trasmissioni meccaniche per il test

Abbiamo già affermato nel secondo capitolo che le trasmissioni meccaniche necessarie al test di "gearbox" devono essere tre per simulare il motore elettrico e le due ruote. Il loro sviluppo ancora in corso non è oggetto di questa trattazione, ma si vuole comunque descrivere brevemente le configurazioni delle stesse che sono state prese a riferimento per progettare il sistema.

### 3.5.1 La trasmissione meccanica ad alta velocità

La trasmissione ad alta velocità (Figura 3.8) è composta di:

- A) Motore elettrico sincrono a magneti permanenti con le caratteristiche riportate in Tabella 3.3;
- B) Albero di trasmissione che presenta un meccanismo di sgancio rapido per la sostituzione del terminale in caso di cambio modello;
- C) Torsiometro per la misura della coppia media sul giro;
- D) Giunto di sicurezza per lo sgancio automatico della trasmissione in caso di bloccaggio della "gearbox";
- E) Giunto con doppio pacco lamellare che permette il disallineamento assiale, angolare e radiale rimanendo torsionalmente rigido (senza gioco);
- F) Supporto cuscinetti per l'albero;

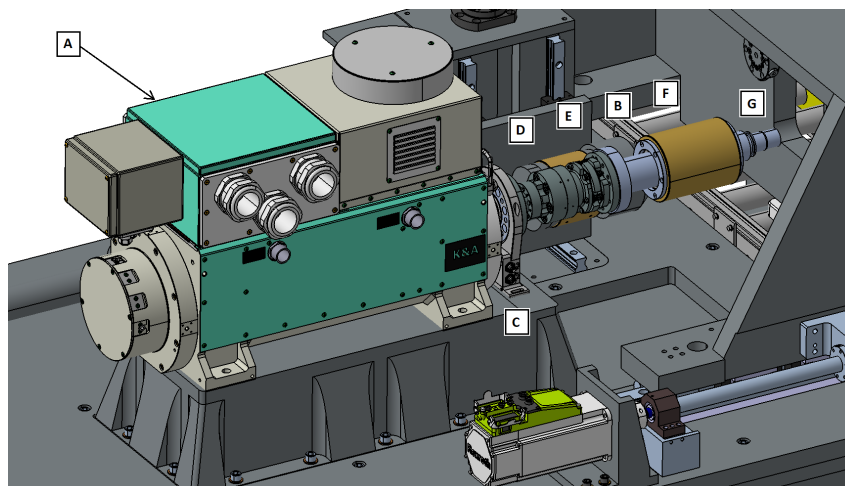


Figura 3.8: Trasmissione meccanica ad alta velocità.

- G) Terminale costituito da un albero millerighe che permette di collegarsi da un lato alla "gearbox" e dall'altro all'albero di trasmissione.

Tabella 3.2: Caratteristiche del motore elettrico veloce.

| Caratteristica            | Valore     |
|---------------------------|------------|
| Velocità angolare massima | 30.000 rpm |
| Coppia nominale           | 500 Nm     |
| Potenza nominale          | 250 kW     |
| Massa                     | 450 kg     |

Costituisce il componente più critico di tutto il banco di test in quanto dovendo lavorare fino a velocità angolari di 30.000 rpm ammette uno squilibrio delle masse del rotore pressoché nullo e quindi gradi di bilanciamento spinti per limitare le forze d'inerzia. Questo è stato il principale motivo per il quale si è deciso di mantenere la trasmissione veloce ferma e di movimentare le altre. Infine, si aggiunge che commercialmente non esiste ancora un motore per banchi test con queste caratteristiche e quello in figura è la rappresentazione di uno di taglia più piccola.

### 3.5.2 La trasmissione meccanica a bassa velocità lato veloce

In questo caso la trasmissione (Figura 3.9) è composta da:

- Motori elettrici asincroni (dinamo) con le caratteristiche riportate in Tabella 3.3 e le dimensioni prese a riferimento (Figura 3.10);
- Giunto di sicurezza per lo sgancio automatico della trasmissione in caso di bloccaggio della "gearbox";
- Torsiometro per la misura della coppia media sul giro;
- 2 Supporti cuscinetti;
- 2 Alberi di trasmissione;

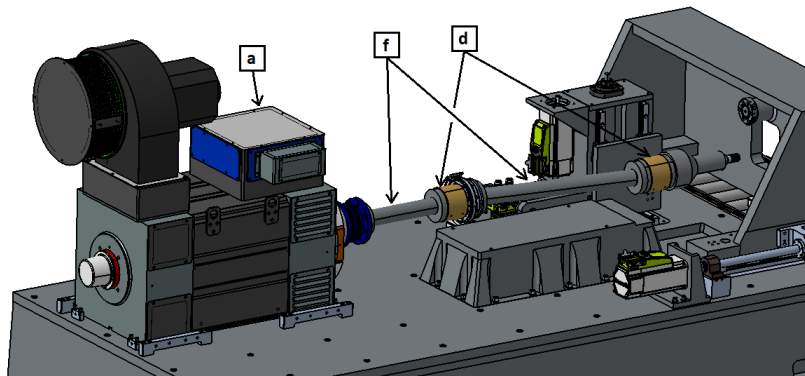


Figura 3.9: Trasmissione meccanica a bassa velocità lato veloce.

- f) 2 Giunti omocinetici per avvicinare il terminale alla "gearbox" e consentire compensazione assiale e rotazione angolare per il suo posizionamento;
- g) Giunto con doppio pacco lamellare che permette il disallineamento assiale, angolare e radiale rimanendo torsionalmente rigido (senza gioco);
- h) Terminale di approccio alla gearbox come descritto nel paragrafo precedente.

Otras salidas de eje y acabados bajo consulta  
Other shaft outputs and finishings on request

La forma IMB35 se suministra bajo pedido  
IM B35 Mounting is supplied on request

Las cotas de la brida son para IM B35  
Flange dimensions are for IM B35 Mounting

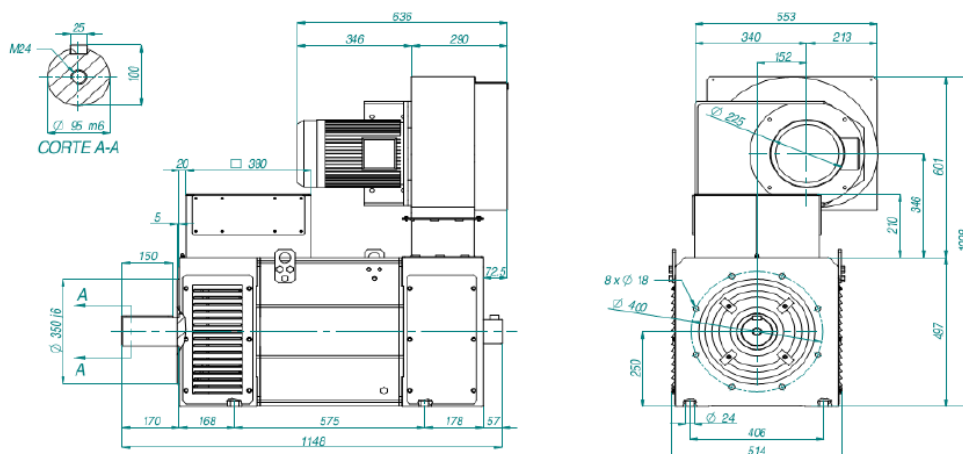


Figura 3.10: Dimensioni motore trasmissione a bassa velocità.

Tabella 3.3: Caratteristiche del motore elettrico per la trasmissione a bassa velocità.

| Caratteristica            | Valore    |
|---------------------------|-----------|
| Velocità angolare massima | 3.000 rpm |
| Potenza nominale          | 250 kW    |
| Massa                     | 1100 kg   |



### 3.5.3 La trasmissione meccanica a bassa velocità lato opposto veloce

La trasmissione meccanica a bassa velocità posizionata sul lato opposto rispetto quella veloce non avendo il problema di dover operare in spazi ristretti risulta compatta e sviluppata lungo l'asse del motore VASCAT omologo a quello presentato nel paragrafo precedente (3.5.2). Per questo motivo sono assenti rispetto alla configurazione prima esaminata i gruppi cuscinetti ed i giunti omocinetici (Figura 3.11).

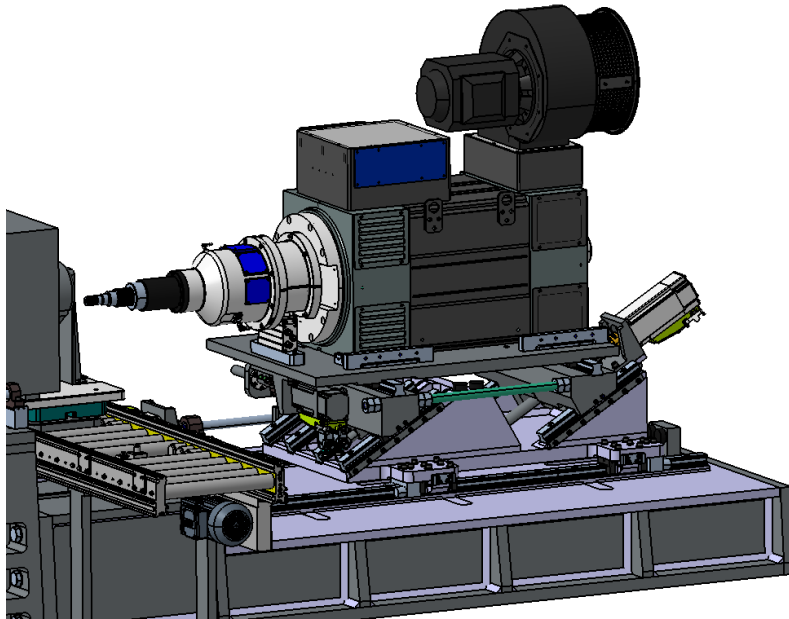


Figura 3.11: Trasmissione a bassa velocità lato opposto veloce.

### 3.6 Il sistema di trasporto e il pallet

La prima scelta che bisogna effettuare quando si inizia la progettazione di un banco è quella del sistema di trasporto per il pezzo da testare che va individuato sulla base dell'ergonomia e, nel nostro caso, delle caratteristiche della "gearbox" quali il peso e le dimensioni. Per quanto riguarda l'ergonomia, l'altezza del sistema di movimentazione è stata scelta pari a quella utilizzata per gli altri banchi AXENON e già studiata per garantire una corretta postura dell'operatore che manipola il pezzo in linea. Invece, la larghezza del trasporto e quindi le dimensioni del pallet porta pezzo sono stati stabiliti ricavando l'area di base necessaria ad appoggiare la "gearbox" maggiorata per garantire che l'olio lubrificante che può gocciolare durante il test dalla scatola di ingranaggi venga raccolto dalla tavola stessa e non finisca a terra o su altre superfici del banco. A questo punto confrontando due fornitori, BOSCH e LOGOMAT, si è scelto a catalogo il sistema di trasporto a rulli LOGOMAT L-SERIES HEAVY con le caratteristiche riportate in Tabella 3.4, Figura 3.12 e Figura 3.13.

Tabella 3.4: Caratteristiche del sistema di trasporto LOGOMAT L-SERIES HEAVY.

| Caratteristica          | Valore                           |
|-------------------------|----------------------------------|
| Tipologia pallet        | NW 400 Corto con cavità centrale |
| Peso massimo del pallet | 250 kg                           |
| Velocità massima        | 18 m/min                         |
| Tipo di sistema         | Convogliatore a rulli            |
| Materiale del telaio    | Alluminio                        |

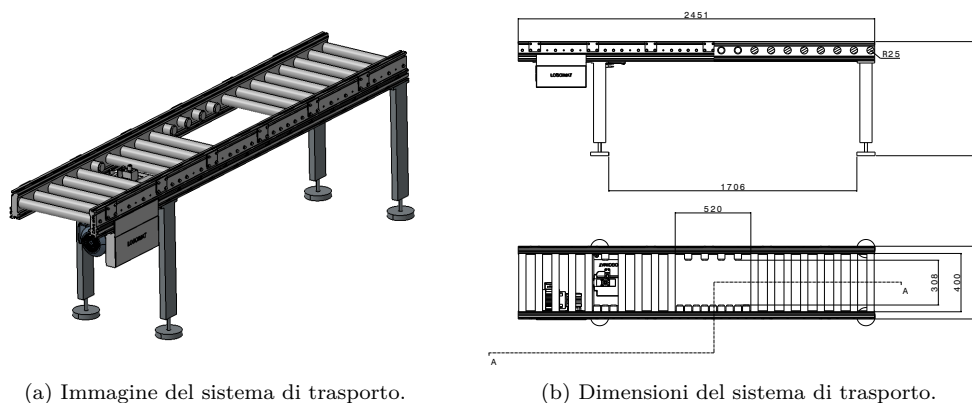
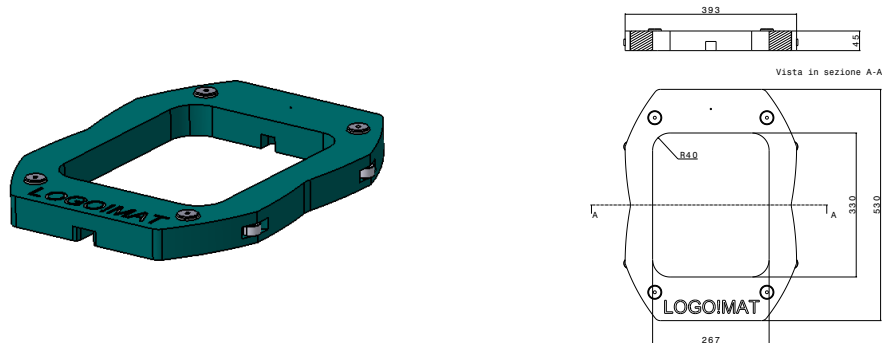


Figura 3.12: Sistema di trasporto LOGOMAT L-SERIES.

Si sottolinea che la struttura del banco non deve essere in alcun modo collegata a quella del sistema di trasporto che letteralmente vi passa sopra in modo che le due non si influenzino rispetto al comportamento vibrazionale. In particolare sopra al pallet fornito col sistema LOGOMAT viene avvitata con quattro viti a testa cilindrica con esagono incassato M8x40 una piastra di dimensioni 530 x 420 x 30 mm. La "gearbox" è appoggiata sulla piastra, con inclinazione di 30°, attraverso 3 piedini. Inoltre, è stato previsto un sistema antiribaltamento per evitare che il piastrone entrando in contatto con la flangia d'interfaccia rovesci la "gearbox" (Figura 3.14).

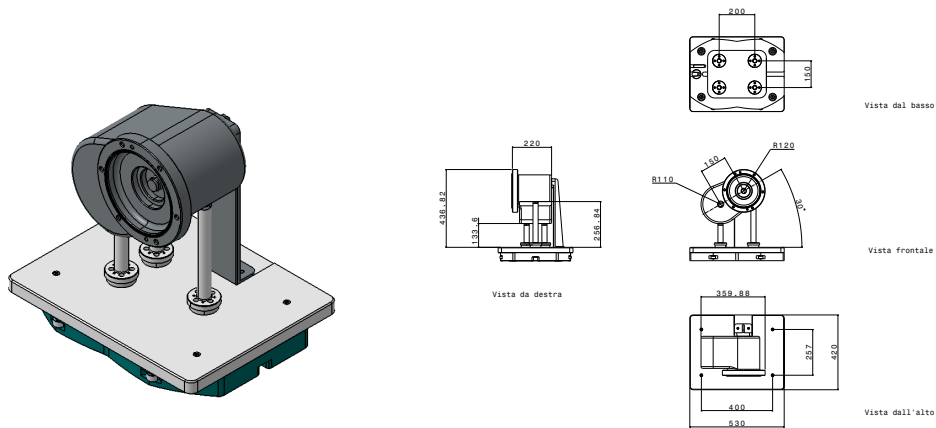
### 3.7 La flangia d'interfaccia



(a) Immagine del pallet LOGOMAT.

(b) Dimensioni del pallet LOGOMAT.

Figura 3.13: Pallet LOGOMAT NW 400.



(a) Il sistema completo.

(b) Viste del sistema.

Figura 3.14: Sistema pallet, piastra, sistema antiribaltamento e "gearbox".

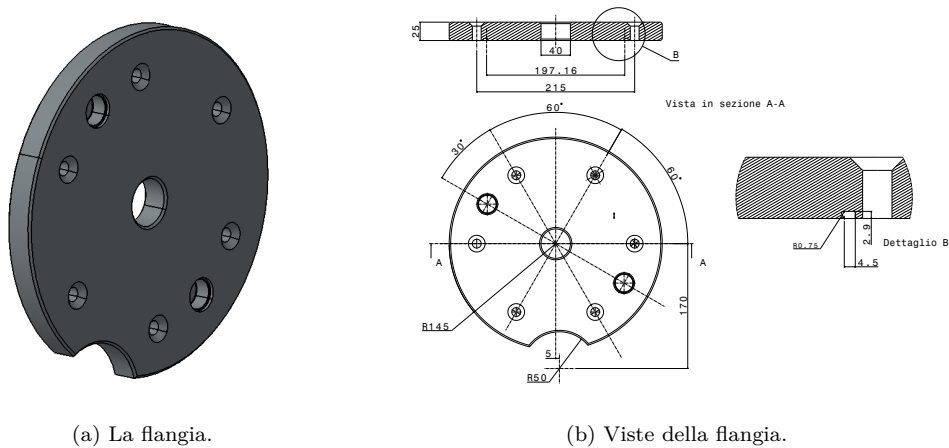
### 3.7 La flangia d'interfaccia

La flangia d'interfaccia in alluminio (Figura 3.15) è stata introdotta per diversi motivi:

- Evitare il rischio di danneggiamento del pezzo cliente;
- Permettere con facilità il cambio modello di "gearbox";
- Facilitare la fase di prelevamento della "gearbox" da parte del piastrone.

Infatti, come abbiamo già specificato nel paragrafo 3.4, la flangia d'interfaccia va montata dall'operatore sulla flangia motore sfruttando i fori spina e i fori filettati presenti su quest'ultima. In particolare, il centraggio è garantito da due spine di diametro 8 mm e il bloccaggio da sei viti a testa svasata M10x40.

Per evitare la fuoriuscita di olio lubrificante è stato anche previsto un sistema di tenuta costituito da un O-RING in VITON (elastomero fluorato) da inserire nella cava di sezione trapezoidale realizzata sulla flangia (Figura 3.16b) e (Tabella 3.6). Sulla superficie che entra in contatto con il piastrone sono realizzati due fori per l'alloggiamento di bussole cilindriche atte



(a) La flangia.

(b) Viste della flangia.

Figura 3.15: Flangia d'interfaccia.

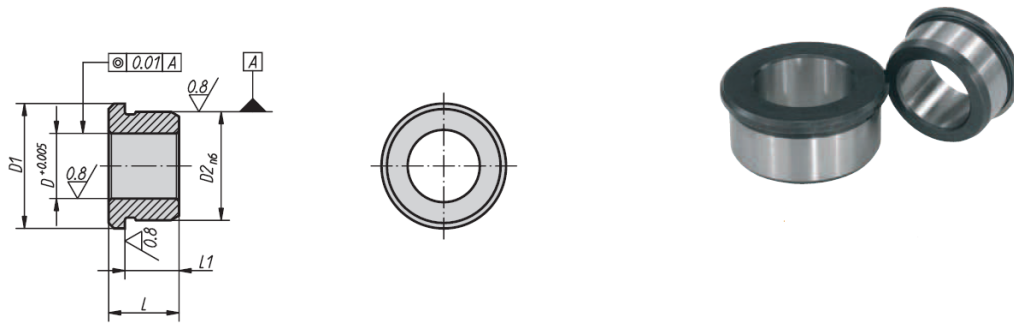
a permettere l'inserimento delle spine durante la fase di prelievo della "gearbox" (Figura 3.16a e Tabella 3.5)[6]. Geometricamente la flangia d'interfaccia non è niente di più che un disco con un foro al centro e uno scavo circolare laterale per permettere l'ingresso e l'uscita degli alberi millerighe della trasmissione veloce e di quella lenta. Per ulteriori approfondimenti del sistema di approccio si rimanda al paragrafo 3.9.

Tabella 3.5: Caratteristiche bussole cilindriche (Figura 3.16a)[2].

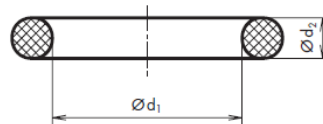
| Caratteristica        | Descrizione             |
|-----------------------|-------------------------|
| Marca                 | NICOTRA-HOMBERGER       |
| Materiale             | Acciaio da cementazione |
| Finitura superficiale | Cementata e rettificata |
| D                     | 16 mm                   |
| D1                    | 28 mm                   |
| D2                    | 25 mm                   |
| L                     | 17 mm                   |
| L1                    | 14 mm                   |

Tabella 3.6: Caratteristiche dell'O-RING (Figura 3.16b).

| Caratteristica             | Descrizione                          |
|----------------------------|--------------------------------------|
| Marca                      | Angst+Pfizer                         |
| Codice                     | OR 4750                              |
| Norma americana/britannica | 264                                  |
| d <sub>1</sub>             | 190,10 mm                            |
| d <sub>2</sub>             | 3,53 mm                              |
| Condizione d'uso           | Tenuta statica con pressione interna |



(a) Bussola cilindrica.



(b) O-RING.

Figura 3.16: Bussola cilindrica e O-RING per la flangia d'interfaccia.

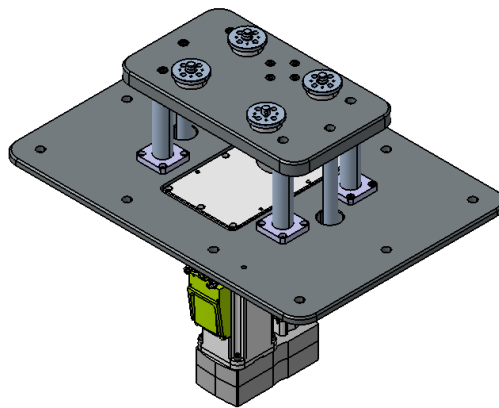
### 3.8 Il sistema di sollevamento

Per il sistema di sollevamento della "gearbox" (Figura 3.17) si è deciso di utilizzare una soluzione già consolidata per il banco AXENON con la necessità di ridimensionarla e rivederla per elevare un pallet più piccolo essendo la "gearbox" solo una parte dell'asse elettrico. La soluzione è composta di due piastre, una avvitata al basamento del banco di test e l'altra capace di traslare rispetto la prima verticalmente grazie a quattro alberi di precisione con manicotti flangiati a ricircolo di sfere e ad un cilindro elettrico con giunto snodato per la movimentazione [7] [8].

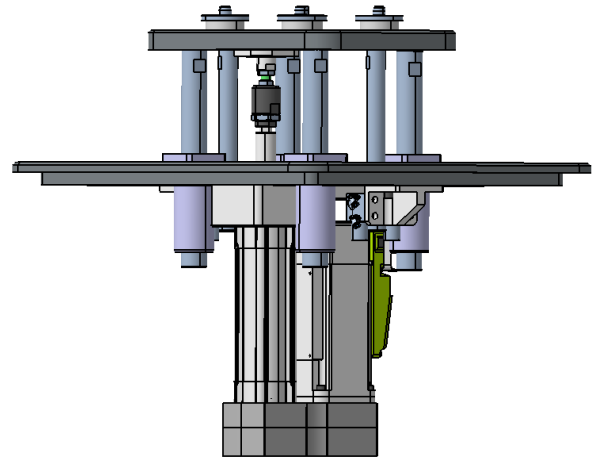
Inoltre, altri due alberi sono aggiunti per il funzionamento dei due dispositivi bloccastelo pneumatici normalmente chiusi che intervengono, evitando la discesa del pallet, in caso d'improvvisa mancanza di alimentazione di aria compressa (Tabella 3.7) [9].

Gli alberi sono tutti fissati attraverso viti alla piastra superiore mentre i manicotti e i dispositivi bloccastelo a quella inferiore.

La piastra superiore sale e aggancia il pallet attraversandone la cavità centrale e inserendo i propri perni di centraggio nelle rispettive sedi previste sulla piastra dello stesso; questo permette al pallet di sollevarsi rispetto il sistema di trasporto e alla "gearbox" di raggiungere la posizione necessaria all'approccio con il piastrone.



(a) Vista isometrica sistema di sollevamento.



(b) Panoramica dei componenti del sistema.

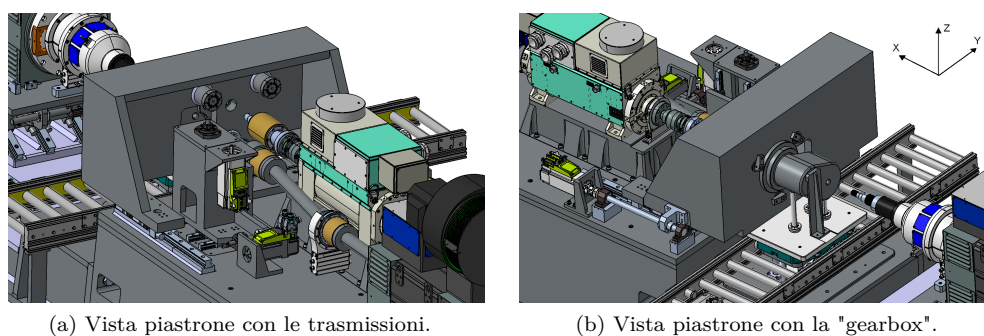
Figura 3.17: Sistema di sollevamento.

Tabella 3.7: Componenti commerciali del sistema di sollevamento.

| Componente                 | Quantità | Descrizione   |
|----------------------------|----------|---|
| Manicotto a sfere standard | 4        | Versione tandem flangiata, per albero di diametro 40 mm R0741 540; BOSCH.                         |
| Bloccastelo                | 2        | FRCC, elementi di bloccaggio pneumatico per guide tonde diametro 30 mm, Normalmente Chiuso; ERRE. |
| Giunto snodato             | 1        | FESTO   |
| Cilindro elettrico         | 1        | Taglia 63, Corsa 100 mm, $V_{max}=0,27$ m/s, $a_{max}=5m/s^2$ ; FESTO                             |

### 3.9 Il piastrone

Il piastrone (Figura 3.18), come è stata definita la carpenteria che trasla per agganciare la "gearbox" ed ingranarla alle due trasmissioni lato motore, è l'elemento più critico dal punto di vista della progettazione meccanica in quanto richiede approfondite analisi vibrazionali; queste si rendono necessarie perché il piastrone sostiene il componente in test e deve vibrare con una velocità uno o due ordini di grandezza inferiore a quella che misuriamo e che caratterizza la "gearbox". Le analisi modali e di risposta armonica, condotte con programmi FEM quali ANSYS Workbench, andrebbero svolte avendo definito il sistema completo, conoscendo le forzanti e gli smorzamenti. Il processo è di tipo iterativo definendo una geometria di partenza e poi andando, attraverso i risultati delle analisi, a modificare la struttura del piastrone. Nel nostro caso la geometria del piastrone è stata semplicemente abbozzata tenendo conto della sua funzionalità.



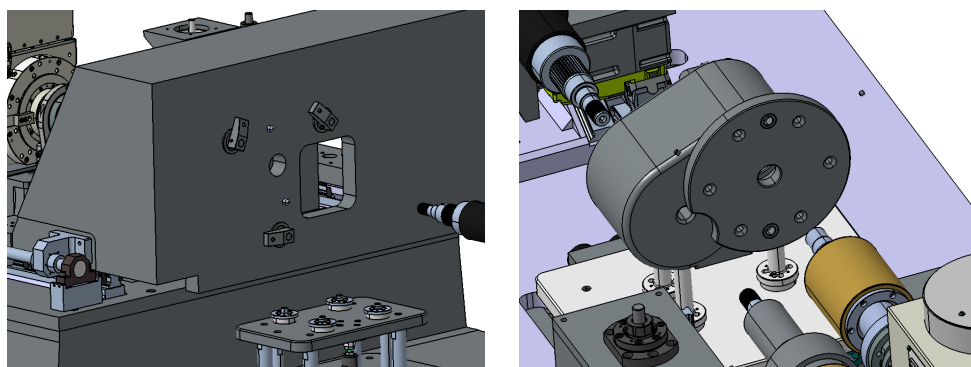
(a) Vista piastrone con le trasmissioni.

(b) Vista piastrone con la "gearbox".

Figura 3.18: Il piastrone.

### 3.9.1 L'approccio alla "gearbox"

Il processo di presa in carico della "gearbox" da parte del piastrone avviene attraverso l'utilizzo di due perni e di tre cilindri idraulici a staffa rotante disposti a  $120^\circ$  l'uno dall'altro. I perni di centraggio, uno di posizione e uno di orientamento, che sono fissati con interferenza all'interno di fori praticati sul piastrone, si inseriscono durante il moto di avanzamento di quest'ultimo nelle rispettive boccole cilindriche presenti sulla flangia d'interfaccia (Figura 3.19). I cilindri idraulici a staffa rotante, che intervengono quando il sistema ha ormai approssimato la flangia d'interfaccia, serrano quest'ultima e conseguentemente la "gearbox" al piastrone estendendosi, ruotando di  $90^\circ$ , ritraendosi e praticando una forza di compressione. Inoltre, sulla superficie principale del piastrone sono realizzate due aperture una di sezione circolare ed una quadrata per consentire l'ingranamento dei terminali delle trasmissioni meccaniche lato veloce sulla base anche della possibilità di regolazione prevista per il terminale della trasmissione lenta (Figura 3.19a).



(a) Piastrone con perni e cilindretti a staffa rotante.

(b) Flangia con boccole "gearbox" per l'inserimento dei perni.

Figura 3.19: Elementi del sistema di approccio del piastrone alla "gearbox".

### La scelta dei perni

I perni a profilo arrotondato sono stati appositamente scelti per facilitare le operazioni di inserimento; la tendenza delle parti a bloccarsi, viene ridotta al minimo grazie alla particolare forma dell'estremità arrotondata e all'inclinazione sottostante.

La loro selezione è stata eseguita a catalogo considerando la sollecitazione dovuta alla forza peso della "gearbox" (Tabella 3.8 e Tabella 3.9).

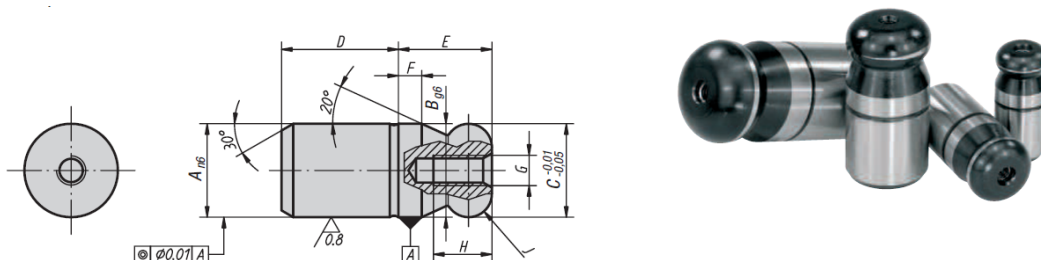


Figura 3.20: Perno di posizione.

Tabella 3.8: Caratteristiche perno di posizione (Figura 3.20)[2]

| Caratteristica        | Descrizione                    |
|-----------------------|--------------------------------|
| Marca                 | NICOTRA-HOMBERGER              |
| Forma                 | Profilo arrotondato circolare  |
| Materiale             | Acciaio da utensile            |
| Finitura superficiale | Acciaio temprato e rettificato |
| A                     | 16                             |
| B                     | 16                             |
| C                     | 16                             |
| D                     | 20                             |
| E                     | 16                             |
| F                     | 4                              |
| G                     | M5                             |
| H                     | 10                             |
| J                     | R4                             |

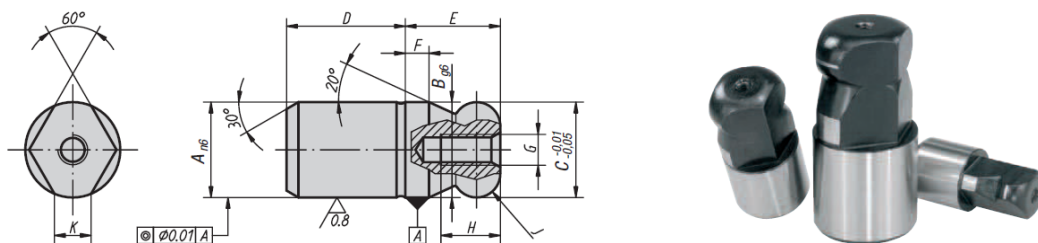


Figura 3.21: Perno di orientamento.



Tabella 3.9: Caratteristiche perno di orientamento (Figura 3.21)[2]

| Caratteristica        | Descrizione                    |
|-----------------------|--------------------------------|
| Marca                 | NICOTRA-HOMBERGER              |
| Forma                 | Profilo arrotondato a ogiva    |
| Materiale             | Acciaio da utensile            |
| Finitura superficiale | Acciaio temprato e rettificato |
| A                     | 16                             |
| B                     | 16                             |
| C                     | 16                             |
| D                     | 20                             |
| E                     | 16                             |
| F                     | 4                              |
| G                     | M5                             |
| H                     | 10                             |
| J                     | R4                             |
| k                     | 4,3                            |

### La scelta dei cilindri oleodinamici a staffa rotante

Inizialmente sono state valutate due alternative confrontando i cilindri pneumatici con quelli oleodinamici; il vantaggio dei primi rispetto ai secondi è che possono sfruttare il circuito ad aria compressa tipicamente presente negli stabilimenti e che opera a pressioni teoriche di 6 bar e pratiche di 5 bar non richiedendo la predisposizione di un circuito ad hoc con centralina oleodinamica necessario invece al funzionamento dei secondi. Il limite dei cilindri pneumatici sta nella forza di serraggio che risulta molto inferiore rispetto a quelli oleodinamici. Per fare questo si è calcolata la forza di serraggio  $F$  necessaria a mantenere bloccata, attraverso la forza di attrito  $F_a$ , la flangia d'interfaccia con la "gearbox" sul piastrone. La forza da vincere è quella generata dal peso  $F_p$ . I calcoli di seguito riportati sono stati ottenuti considerando un coefficiente di attrito statico  $\mu_s = 0,6$  tra alluminio e acciaio:

$$m_{tot} = m_{gearbox} + m_{flangia} = 100kg + 4kg = 104kg \quad (3.2)$$

$$F_a = \mu_s F = F_p = gm_{tot} \Rightarrow F = \frac{F_p}{\mu_s} = 1700,4N \quad (3.3)$$

Si considera in maniera cautelativa che ogni cilindro debba essere capace di produrre da solo la forza  $F$  ricavata dalla (3.3). Consultando il catalogo dei cilindri pneumatici del produttore FESTO si nota subito che considerando una pressione effettiva dell'aria di 5 bar la forza massima applicabile dalle unghie è di 823 N e pertanto viene escluso l'utilizzo di tali dispositivi [10].

Viceversa, considerando il catalogo dei cilindri oleodinamici a staffa rotante Collet-Lok a doppio effetto con bloccaggio irreversibile della ENERPAC si può verificare che la forza di serraggio disponibile va da 4,4 a 37,8 kN pertanto idonea per la nostra applicazione. Le caratteristiche del prodotto che è stato scelto vengono riportate nella Tabella 3.10 [11].

Tabella 3.10: Caratteristiche cilindro a staffa rotante Collet-Lok

| Caratteristica         | Descrizione                              |
|------------------------|--|
| Tipologia              | MPFR-100V Rotazione destrorsa, flangiato |
| Pressione di esercizio | 100-350 bar                              |
| Forza di bloccaggio    | 8,9 kN                                   |
| Corsa                  | 28,2 mm                                  |
| Tipo Staffa            | MA1050                                   |

### 3.9.2 La movimentazione

Il piastrone, che poggia sul basamento del banco, scorre in direzione x (Figura 3.18) grazie a rotaie e pattini a ricircolo di sfere; la sua movimentazione è garantita da un sistema vite-chiocciola a ricircolo di sfere sostenuto da due supporti cuscinetti e azionato da un motore elettrico attraverso un giunto a stella. Per irrigidire il sistema durante il test vengono anche previsti degli elementi di bloccaggio pneumatico che agiscono sulle rotaie. In questo caso non si entra in dettaglio a specificare le scelte di questi componenti in quanto necessiterebbero di ulteriori approfondimenti che travalicano i confini di questo trattato e li si elenca solamente nella Tabella 3.11 [7] [8] [9].

Per completezza, si specifica che in applicazioni dove è richiesta un'elevata rigidità e precisione nei movimenti i pattini e le chioccioline devono essere scelti con elevata classe di precarico delle sferette che li costituiscono ed elevata classe di precisione. Inoltre, tanto minore è il passo della vite tanto maggiore è la risoluzione del sistema, ossia il numero delle posizioni raggiungibili su un determinato asse di movimentazione [12].

Per ulteriori approfondimenti sulla scelta dei componenti si rimanda al capitolo 5.

Tabella 3.11: Componenti per la movimentazione del piastrone.

| Componente  | Quantità | Descrizione   |
|---|----------|---|
| Pattino*  | 4        | FNS a sfere in acciaio, taglia 45                                       |
| Rotaia*   | 2        | SNS in acciaio taglia 45, L = 832 mm                                    |
| Servomotore elettrico sincrono*                               | 1        | INDRAMAT KSM02 1B-061C-35N<br>con freno e inverter integrati            |
| Giunto a stella   | 1        | GS24 98SH A-7,5-D19-7,5-D, ROTEX  |
| Vite*   | 1        | $d_0 = 32$ mm $p = 10$ mm; Codoli<br>81/81A (SEB-F) e 41 (SEB-L), BOSCH |
| Chiocciola*   | 1        | FEM-E-S, $d_0 = 32$ mm $p = 10$ mm                                      |
| Supporto cuscinetto d'estremità<br>(vincolo assiale-radiale)* | 1        | SEB-F, $d_0 = 32$ mm $p = 10$ mm  |
| Supporto cuscinetto d'estremità<br>(vincolo radiale)*         | 1        | SEB-L, $d_0 = 32$ mm $p = 10$ mm  |
| Elemento di bloccaggio  | 2        | FRC S45 DEM Normalmente Chiuso  |

\*I componenti di cui non è specificato il fornitore sono della Rexroth BOSCH.

### 3.10 Le strutture di supporto

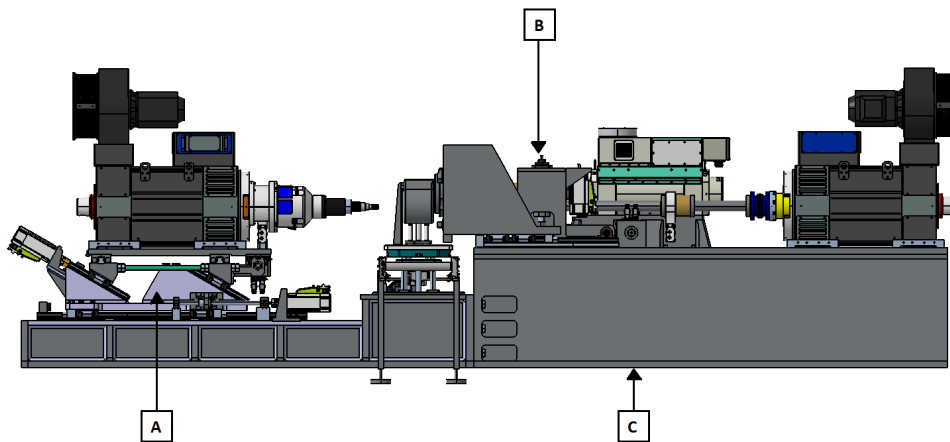


Figura 3.22: Strutture di supporto.

Le trasmissioni meccaniche ad alta e bassa velocità, il piastrone e il sistema di sollevamento precedentemente introdotti necessitano di strutture di supporto (Figura 3.22) che consentano ove necessario la loro movimentazione; per questo nel banco progettato sono stati definiti:

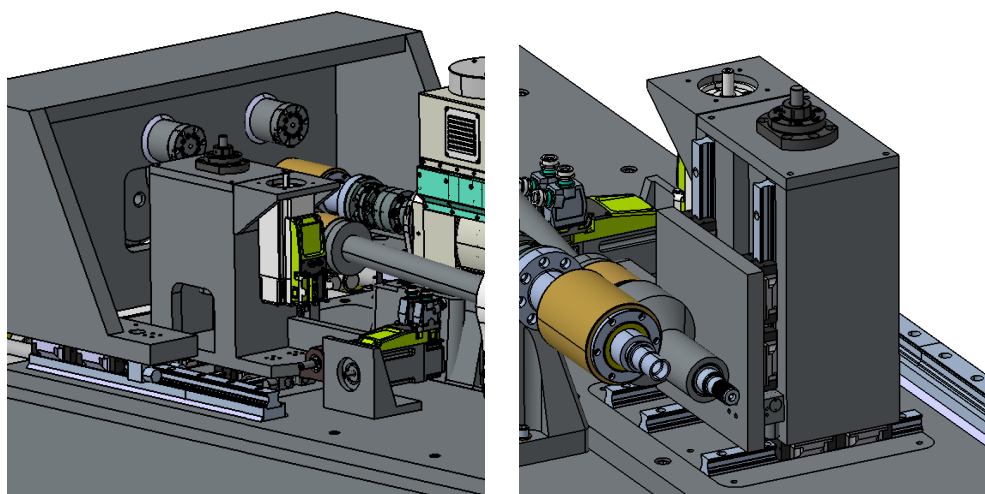
- A) un sistema di movimentazione a 3 assi controllati per la trasmissione meccanica lenta lato opposto alla veloce;
- B) una torretta di movimentazione a 2 assi controllati per la movimentazione del terminale della trasmissione lenta lato veloce;
- C) un basamento poggiato a terra con piedi antivibranti per sostenere le trasmissioni meccaniche con i loro sistemi di movimentazione (ove previsti), il piastrone e il sistema di sollevamento.

La trattazione relativa alla torretta di movimentazione a 2 assi viene riportata a conclusione di questo paragrafo mentre per le altre due strutture di supporto si rimanda ai capitoli 4 e 5.

#### 3.10.1 La torretta di movimentazione a 2 assi controllati

La torretta di movimentazione (Figura 3.23) è stata studiata per regolare la posizione del terminale della trasmissione meccanica lenta lato veloce lungo gli assi y e z all'interno di un area di riferimento di dimensioni 100 x 100 mm (Figura 3.24).

Prima di procedere a descrivere la soluzione individuata si vuole fare una riflessione sul processo di progettazione che ha interessato questo componente del banco. La definizione della torretta è strettamente legata a quella della trasmissione lenta lato veloce che come già affermato nel paragrafo 3.5 è ancora in via di definizione. Come progettare un componente specifico per qualcosa che è indefinito e suscettibile di forti modifiche?. La risposta, che è stata messa in pratica in questo caso, è quella di avviare nell'ottica della progettazione simultanea o "concurrent engineering" una stretta collaborazione con chi si occupa della progettazione della trasmissione in modo da stabilire superfici di interfaccia e requisiti comuni per entrambi i problemi. Sotto questa premessa è stato stabilito che in prima battuta la soluzione progettuale rimanesse definita in maniera generale ed è così che viene presentata.



(a) Vista torretta con il piastrone e le trasmissioni.

(b) Vista torretta con particolare degli organi di movimentazione.

Figura 3.23: Torretta di movimentazione a 2 assi controllati.

### Il funzionamento

La torretta movimentata direttamente il supporto del blocco cuscinetti (ancora indefinito) e indirettamente il terminale della trasmissione lenta a quest'ultimo collegato attraverso un albero. Gli spostamenti avvengono entrambi con sistemi vite-chiocciola, rotaie e pattini a ricircolo di sfere. Il moto, rinviato attraverso pulegge e cinghie, è generato da due servomotori elettrici sincroni con inverter integrato fissati con opportuni supporti sulla torretta, nel caso della movimentazione alto-basso lungo z, e sul basamento, nel caso di quella trasversale lungo y (Figura 3.24).

Dato il ridotto spazio a disposizione, dovuto al fatto che la torretta si colloca tra il piastrone e la trasmissione lenta, è stato deciso di:

- fissare la torretta su una piastra da avvitare al basamento solo una volta assemblato tutto il sistema ad esclusione del motore, della vite e della chiocciola per la movimentazione trasversale;
- incassare il sistema vite-chiocciola per la movimentazione alto-basso all'interno della torretta. La chiocciola in questo caso è collegata attraverso un'apertura direttamente alla piastra che si interfaccia con il supporto cuscinetti del terminale della trasmissione lenta.

Elementi di bloccaggio pneumatico normalmente chiusi sono posizionati sulle rotaie per aumentare la rigidità della torretta durante il test e per costituire una sicurezza nel caso venga meno l'alimentazione di aria compressa dell'impianto.

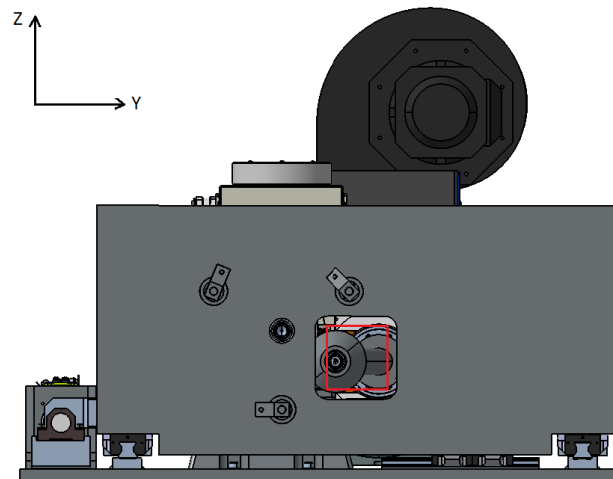


Figura 3.24: Area di movimentazione [in rosso] del terminale della trasmissione lenta da parte della torretta.



# Capitolo 4

## Progettazione meccanica del basamento

Per progettare il basamento di un banco di test per "gearbox" sulle quali effettuiamo come già anticipato nel capitolo 2.4 analisi NVH dobbiamo fare i conti con le vibrazioni generate dalle forzanti che agiscono sul sistema che non devono influenzare le misure effettuate. Conseguo che, se vogliamo affrontare con successo il problema della progettazione del basamento del nostro banco di test, è importante avere delle solide basi di meccanica delle vibrazioni.

### 4.1 Richiami di meccanica delle vibrazioni

#### 4.1.1 Analisi modale

L'analisi dei modi di vibrare, o analisi modale, è una tecnica che consente di identificare i modi di vibrare di una struttura, ognuno dei quali definito da frequenza, smorzamento, e forma modale. L'analisi viene eseguita eccitando opportunamente la struttura in esame, calcolando con un analizzatore di spettro la funzione di risposta in frequenza (FRF) tra il segnale proveniente dal trasduttore di eccitazione e quello di risposta, ed elaborando questa informazione per una serie di coppie di punti adeguatamente scelti. Il risultato dell'indagine è una tabella contenente le frequenze con i relativi smorzamenti, e un'animazione della struttura che mostra, per ogni frequenza individuata, il modo in cui l'oggetto in esame vibra a quella determinata frequenza. Un sistema ha tanti modi di vibrare e frequenze naturali quanti sono i suoi gradi di libertà (Figura 4.1).

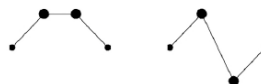
Molti programmi di analisi modale consentono, una volta calcolato il modello matematico della struttura in esame, di simulare modifiche su quest'ultima (variazioni di massa o di rigidità) per prevedere l'influenza di queste sulla struttura. Alcuni programmi consentono inoltre di eseguire l'analisi di sensibilità, per individuare i punti della struttura dove si ha il massimo cambiamento di caratteristiche modali a fronte del minimo cambiamento strutturale. Oltre a quanto sopra detto è anche possibile eseguire l'analisi della risposta all'eccitazione forzata, che permette di simulare il comportamento della struttura a una determinata eccitazione nota. Le applicazioni dell'analisi modale sono molteplici: tra queste possiamo a titolo di esempio ricordare lo studio e/o la modifica della dinamica di una struttura, l'individuazione di deterioramenti, la riduzione delle vibrazioni e/o del rumore, la validazione di modelli a elementi finiti (FEM).

Nell'analisi modale è solitamente preferibile in prima istanza trascurare lo smorzamento e sviluppare i risultati fondamentali, per poi estenderli ai sistemi smorzati.

- Sistemi a 1 grado di libertà hanno 1 modo di vibrare e 1 frequenza naturale



- Sistemi a 2 gradi di libertà hanno 2 modi di vibrare e 2 frequenze naturali



- Sistemi a 3 gradi di libertà hanno 3 modi di vibrare e 3 frequenze naturali



Figura 4.1: Modi di vibrare.

#### 4.1.2 I modelli per lo studio

- **Modello fisico:** Schematizzazione esemplificativa che si effettua partendo dall'analisi della struttura vibrante (organo di macchina, manufatto di interesse civile, impianto completo, ecc.);
- **Modello matematico:** trasposizione sotto forma di espressioni matematiche del modello fisico. Le vibrazioni meccaniche si traspongono in problemi matematici basati su equazioni differenziali, cioè su legami analitici che coinvolgono gli spostamenti dei punti della struttura e le derivate degli spostamenti stessi, in genere fino al secondo ordine.

I modelli fisico-matematici utilizzati per lo studio delle vibrazioni possono essere classificati in 2 categorie:

- **Modelli a parametri concentrati (lumped parameter models):** Si schematizza la struttura come se fosse composta da più elementi nei quali si concentra solo una proprietà meccanica. Avremo così elementi dotati solo di proprietà inerziali e altri privi di massa, ma capaci di sviluppare la forza. Il loro modello matematico è basato su equazioni differenziali ordinarie;
- **Modelli a parametri distribuiti (continuous models):** Si attribuiscono le proprietà meccaniche là dove si trovano e cioè all'interno del corpo punto per punto del suo volume. Il loro modello matematico è basato su equazioni alle derivate parziali.

#### 4.1.3 Isolamento dalle vibrazioni

Sono soggette a vibrazioni quelle macchine che, dotate di organi in movimento, rotanti o con moto alternativo, hanno difetti di equilibratura delle masse in movimento; solitamente si riscontrano vibrazioni con frequenze comprese tra 0 e 200 Hz. Si producono vibrazioni anche in macchine o strutture sottoposte a forze d'urto. In altri casi le vibrazioni sono dovute al



moto pulsante di un fluido; per esempio, quello dell'aria spostata dalle pale di un ventilatore o dell'acqua spinta dalla girante di una pompa. In tal caso la frequenza delle vibrazioni è proporzionale alla velocità di rotazione e al numero di pale dell'organo rotante. La produzione delle vibrazioni può essere evitata, o almeno ridotta, intervenendo sulle cause che le generano; per esempio, migliorando l'equilibratura delle masse in movimento. In presenza di vibrazioni, l'inconveniente della loro diffusione si combatte interponendo appositi dispositivi isolanti tra le apparecchiature in vibrazione e le strutture che si vogliono proteggere. L'effetto di isolamento che risulta dalla deformazione del supporto elastico protegge le strutture e l'ambiente circostante.

Si parla di **isolamento attivo** quando viene isolata la macchina che genera il disturbo, solitamente interponendo materiali isolanti tra l'apparecchiatura vibrante e la struttura che la supporta. Si parla di **isolamento passivo** quando si provvede ad isolare il sistema o l'elemento che subisce il disturbo dato dalle vibrazioni. Per un buon isolamento la frequenza di eccitazione deve essere adeguatamente più grande della frequenza propria del sistema vibrante; poiché la prima in genere non è modificabile, occorre ridurre la frequenza propria del sistema. Una via percorribile è quella che riduce la frequenza dell'apparecchiatura vibrante attraverso un aumento della sua massa; a tale scopo si vincola rigidamente la struttura vibrante alla massa inerziale di un plinto flottante. La frequenza si riduce anche appoggiando la macchina su supporti antivibranti (Figura 4.2). In condizioni normali di isolamento il rapporto tra la frequenza dell'eccitazione e la frequenza naturale del sistema è compreso tra 2 e 3; in corrispondenza si ottiene un isolamento fra il 67% e l'87% (con riferimento al materiale successivo, si definisce il grado di isolamento come:

$$E = (1 - T)100 \quad (4.1)$$

(con T trasmissibilità).

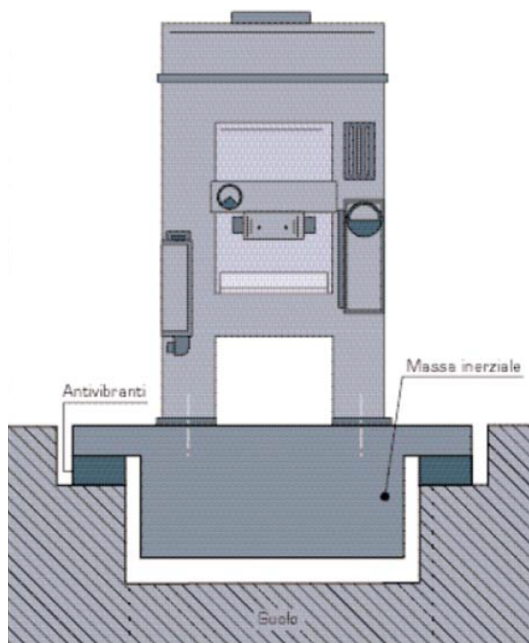


Figura 4.2: Riduzione della frequenza di vibrazione tramite l'introduzione di una massa inerziale e di supporti antivibranti.

Mentre l'isolamento elimina o almeno riduce la diffusione di vibrazioni verso altre strutture, lo smorzamento ne riduce l'ampiezza. Con lo smorzamento si trasforma in calore una certa quota dell'energia vibratoria. Disporre di un buono smorzamento è utile quando è possibile il verificarsi di fenomeni di risonanza in una macchina sospesa elasticamente; in tali occasioni, evita il prodursi di forti oscillazioni. Isolamento e smorzamento delle vibrazioni sono operazioni in contrasto tra loro poiché il primo è favorito dall'impiego di materiali antivibranti teneri, il secondo dall'uso di materiali duri; va pertanto cercato un giusto compromesso fra le due caratteristiche [13].

#### 4.1.4 I supporti antivibranti

I supporti antivibranti per potere essere efficaci, devono potersi deformare sotto il carico che devono sopportare: se fossero troppo rigidi, non ci sarebbe isolamento dalle vibrazioni, e se invece fossero troppo cedevoli, provocherebbero una eccessiva oscillazione dei macchinari. Gli antivibranti possono essere di tipo diverso: in elastomero, a molle, pneumatici. In opera sono sottoposti a sollecitazioni di compressione, oppure di taglio, o contemporaneamente di compressione e taglio. Gli elastomeri a base di mescole speciali di gomma garantiscono grande efficacia, durata nel tempo, resistenza ai solventi ed agli agenti ambientali e costo contenuto. I supporti a molla metallica offrono generalmente una maggior deflessione sotto carico, ed inoltre sono molto resistenti agli oli, ai corrosivi ed adatti ad impieghi con temperature estreme. I supporti pneumatici accoppiano all'azione elastica della gomma quella smorzante di un gas, normalmente l'aria: essi consentono, semplicemente variando il valore della pressione dell'aria, di sostenere carichi di entità variabile e di mantenere costante l'altezza di sostentamento del carico sospeso durante le sue oscillazioni, (Figura 4.3) [13].



Figura 4.3: Supporti antivibranti.

## 4.1.5 Sistemi ad 1 grado di libertà: Eccitazione della massa sospesa

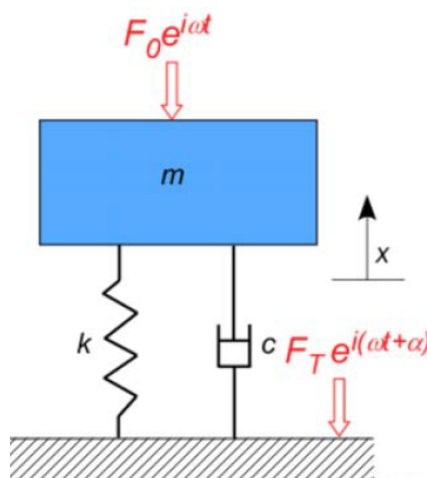


Figura 4.4: Modello eccitazione della massa sospesa.

Si consideri un sistema del II ordine a cui viene applicata una forzante armonica  $F=F_0e^{i\omega t}$  (Figura 4.3). L'equazione della dinamica del sistema è:

$$-kx - c\dot{x} + F_0e^{i\omega t} = m\ddot{x} \quad (4.2)$$

Che fornisce spostamenti armonici:

$$|-m\omega^2 + i\omega c + k|X = F_0 \quad (4.3)$$

dove X è il modulo del fasore che rappresenta gli spostamenti armonici:

$$x(t) = X \cos(\omega t - \phi) \quad (4.4)$$

Attraverso molla e smorzatore viene trasmessa al telaio la sollecitazione  $F_T$ :

$$F_T = kx + c\dot{x} = |k + i\omega c|X \quad (4.5)$$

Dalle 2 relazioni precedenti è possibile ricavare il rapporto  $F_T/F_0$  tra la forza trasmessa al telaio e l'eccitazione, chiamato indice di efficienza o fattore di trasmissione delle forze o semplicemente **trasmissibilità T**:

$$T = \frac{F_T}{F_0} = \frac{|k + i\omega c|}{|k - m\omega^2 + i\omega c|} = \frac{\sqrt{k^2 + c^2\omega^2}}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + \omega^2 c^2}} = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta \frac{\omega}{\omega_n})^2}}{\sqrt{(1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2)^2 + (2\zeta \frac{\omega}{\omega_n})^2}} \quad (4.6)$$

La trasmissibilità vale 1 se:

$$\left| 1 - \left( \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right| = 1 \rightarrow \frac{\omega}{\omega_n} = \sqrt{2} \quad (4.7)$$

Se la frequenza eccitante è inferiore a  $\sqrt{2}$  volte la frequenza propria, la trasmissibilità è maggiore di 1.

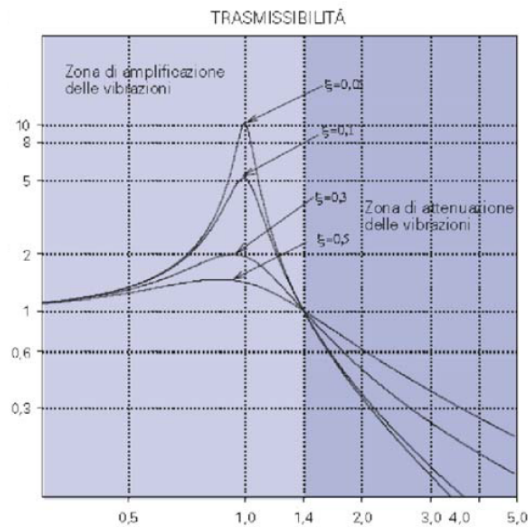


Figura 4.5: Diagramma trasmissibilità (ordinate) in funzione del rapporto  $\omega/\omega_n$  (ascisse).

Quando il sistema lavora in questa zona è importante lo smorzamento del sistema per limitare quanto possibile l'amplificazione delle sollecitazioni vibratorie (Figura 4.18). Se invece

$$\frac{\omega}{\omega_n} > \sqrt{2}, \quad (4.8)$$

il sistema si trova nella zona di attenuazione delle vibrazioni. Si nota, infine, che indicando con  $f$  la freccia elastica della sospensione sotto un carico uguale al peso proprio della massa  $m$ , si può scrivere:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{kg}{mg}} = \sqrt{\frac{g}{f}} \quad (4.9)$$

Quindi a piccoli valori di  $\omega_n$  corrispondono elevati valori di  $f$ . Per ottenere il maggior isolamento, quindi, si devono cercare le seguenti condizioni del sistema:

- **frequenze proprie più basse possibili.** È possibile aumentare la massa del sistema oppure diminuire la rigidità degli antivibranti; quest'ultima soluzione è comunque limitata dalle corrispondenti oscillazioni a cui è sottoposta la massa (freccia statica  $\delta=F_0/k$ ).
- **smorzamento basso**, per aumentare l'efficacia dell'isolamento nella zona di attenuazione; si noti che uno smorzamento debole è negativo per il comportamento nella zona sub-critica ed ancor più al passaggio per la risonanza, quindi è raccomandabile utilizzare un coefficiente di smorzamento tale che il passaggio per la risonanza non produca danni.

In conclusione anche se le sospensioni elastiche funzionano bene alle frequenze alte, esse possono essere deleterie per forzanti caratterizzate da basse frequenze. Per ampliare il campo di funzionamento potrebbe essere utile ridurre la rigidità della sospensione (visto che un aumento della massa non è di solito né praticabile né auspicabile), tuttavia una riduzione della rigidità comporta l'aumento della deflessione statica della molla e consente alla massa di effettuare vibrazioni con ampiezza decisamente maggiore [13].

### 4.1.6 Sistemi ad n-gradi di libertà

#### Oscillazioni libere

Facendo riferimento per ora al caso di sistemi non smorzati, le equazioni del moto in forma matriciale si scrivono:

$$[\mathbf{M}]\ddot{\underline{x}} + [\mathbf{K}]\underline{x} = \underline{0} \quad (4.10)$$

dove  $[\mathbf{M}]$  è la matrice di massa e  $[\mathbf{K}]$  è la matrice di rigidità.

Si cerca come soluzione del sistema il vettore  $\underline{x}$  che raccoglie le oscillazioni di tutti i gradi di libertà. Imponendo che tali oscillazioni siano sincrone, cioè che tutte le masse possano muoversi secondo un'unica funzione del tempo, che si può dimostrare essere del tipo  $\cos(\omega_n t + \phi)$ , si ha:

$$\underline{x}(t) = \underline{\mathbf{X}}\cos(\omega_n t + \phi) \quad (4.11)$$

con  $\underline{x}$  vettore costante e non nullo. Sostituendo nel sistema di partenza si ottiene:

$$-\omega_n^2[\mathbf{M}]\underline{\mathbf{X}}\cos(\omega_n t + \phi) + [\mathbf{K}]\underline{\mathbf{X}}\cos(\omega_n t + \phi) = \underline{0} \quad (4.12)$$

$$-\omega_n^2[\mathbf{M}]\underline{\mathbf{X}} + [\mathbf{K}]\underline{\mathbf{X}} = \underline{0} \quad (4.13)$$

Nella precedente equazione è stato definito con  $\underline{\mathbf{X}} = \{X_1, X_2, \dots, X_n\}^T$  il vettore costante delle ampiezze di oscillazione delle masse. Una ulteriore manipolazione porta ad avere:

$$([\mathbf{K}] - \omega_n^2[\mathbf{M}])\underline{\mathbf{X}} = \underline{0} \rightarrow ([\mathbf{A}] - \mu[\mathbf{I}])\underline{\mathbf{X}} = \underline{0} \quad (4.14)$$

dove  $[\mathbf{A}] = [\mathbf{M}]^{-1}[\mathbf{K}]$  matrice dinamica,  $[\mathbf{I}]$  matrice identità e  $\mu = \omega_n^2$ . A partire dalla formulazione della dinamica di un sistema del II ordine non smorzato a n g.d.l. si è arrivati a un sistema lineare definito dalla (4.14).

Tale sistema ammette ovviamente la soluzione banale  $\underline{\mathbf{X}} = \underline{0}$ . Affinché esistano anche soluzioni non banali deve verificarsi che il determinante della matrice dei coefficienti sia nullo, ovvero:

$$\det([\mathbf{A}] - \mu[\mathbf{I}]) = 0 \quad (4.15)$$

che, come è noto dall'algebra lineare, rappresenta la condizione di annullamento del polinomio caratteristico della matrice  $[\mathbf{A}]$ .

#### Accoppiamento statico e dinamico

La matrice di rigidità  $[\mathbf{K}]$  è simmetrica. Tuttavia, in generale, non è diagonale: per questo motivo il sistema (matematico) si dice **staticamente accoppiato** (o flessibilmente accoppiato). Nel caso di accoppiamento statico, anche in condizioni di quiete l'applicazione di una forza lungo uno dei gradi di libertà determina lo spostamento degli altri gradi di libertà.

Anche le matrici di massa sono sempre simmetriche; inoltre nel caso in cui la sola matrice di massa sia diagonale, si dice che il sistema è disaccoppiato dinamicamente (ma presenta un accoppiamento statico), mentre nel caso in cui sia diagonale la matrice di rigidità ma non lo sia la matrice di massa, il sistema è detto staticamente disaccoppiato con un **accoppiamento dinamico**. Il tipo di accoppiamento dipende dalla scelta delle coordinate utilizzate per rappresentare la dinamica del sistema e quindi è una proprietà del modello matematico e non del sistema meccanico. Si vedrà nel seguito che è sempre possibile scegliere un insieme

di coordinate (chiamate coordinate principali) che disaccoppiano completamente il sistema, che pertanto può essere risolto un'equazione alla volta [14].

### Disaccoppiamento del modello

Si può dimostrare che la matrice di massa è simmetrica e definita positiva, mentre la matrice di rigidezza è simmetrica e semidefinita positiva; pertanto la matrice di massa ammette tutti autovalori reali positivi ed è sempre invertibile, mentre la matrice di rigidezza ha autovalori reali positivi o nulli. Ne deriva che la matrice dinamica gode delle stesse proprietà della matrice di rigidezza (e, tra l'altro, è sempre diagonalizzabile) e che un sistema con  $n$  g.d.l. avrà sempre  $n$  frequenze naturali (reali). Inoltre gli autovettori godono della proprietà di ortogonalità rispetto alle matrici di massa e di rigidezza per cui risulta:

$$\underline{\mathbf{X}}_i^T [\mathbf{M}] \underline{\mathbf{X}}_j = 0 \quad (4.16)$$

$$\underline{\mathbf{X}}_i^T [\mathbf{K}] \underline{\mathbf{X}}_j = 0 \quad (4.17)$$

per  $i \neq j$  con  $i, j$  modi di vibrare

Vengono chiamati massa principale (o modale) e rigidezza principale (o modale) gli scalari:

$$M_i = \underline{\mathbf{X}}_i^T [\mathbf{M}] \underline{\mathbf{X}}_i \quad (4.18)$$

$$K_i = \underline{\mathbf{X}}_i^T [\mathbf{K}] \underline{\mathbf{X}}_i \quad (4.19)$$

Raccogliendo gli  $n$  autovettori in una matrice, si ottiene la **matrice modale**  $[\Phi]$ , utilizzata per disaccoppiare le equazioni del moto:

$$[\Phi] = [\underline{\mathbf{X}}_1 \dots \underline{\mathbf{X}}_n] \quad (4.20)$$

Per l'ortogonalità dei modi propri, il seguente prodotto fornisce una matrice diagonale, chiamata **matrice di massa principale**  $[M_P]$ :

$$[\Phi]^T [\mathbf{M}] [\Phi] = \begin{bmatrix} M_1 & \vdots & 0 \\ \vdots & M_i & \dots \\ 0 & \vdots & M_n \end{bmatrix} = [M_P] \quad (4.21)$$

Analogamente si definisce anche la **matrice rigidezza principale**  $[K_P]$ :

$$[\Phi]^T [\mathbf{K}] [\Phi] = \begin{bmatrix} K_1 & \vdots & 0 \\ \vdots & K_i & \dots \\ 0 & \vdots & K_n \end{bmatrix} = [K_P] \quad (4.22)$$

Le equazioni del moto disaccoppiate sono espresse nella forma:

$$[M_P] \ddot{\underline{\mathbf{x}}}_P + [K_P] \underline{\mathbf{x}}_P = \underline{\mathbf{0}} \quad (4.23)$$

Sono state introdotte con  $\underline{x}_p$  le coordinate principali (o modali):

$$\underline{x}_p = [\Phi]^{-1} \underline{x} \quad (4.24)$$

Poiché le matrici  $[M_p]$  e  $[K_p]$  sono diagonali, le equazioni ottenute sono disaccoppiate. Una volta risolto il sistema nelle coordinate principali, si può ritornare a quelle originarie (chiamate **coordinate fisiche**) tramite la trasformazione inversa [14].

### Smorzamento proporzionale

Nel caso in cui sia presente smorzamento viscoso, il modello dinamico del sistema si scrive:

$$[M] \ddot{\underline{x}} + [C] \dot{\underline{x}} + [K] \underline{x} = \underline{0} \quad (4.25)$$

La **matrice di smorzamento**  $[C]$ , come già quella di rigidità, risulta simmetrica e definita positiva (o semidefinita positiva). Tuttavia, nel caso generale, i modi propri del sistema, che risultano ortogonali rispetto alle matrici di massa e rigidità, non lo sono rispetto alla matrice di smorzamento (viscoso o strutturale che sia) per cui in generale i sistemi smorzati non sono disaccoppiabili.

Ciò non è vero nel caso (molto particolare) in cui la matrice di smorzamento sia riscrivibile, attraverso i coefficienti  $\alpha$  e  $\beta$ , come combinazione lineare delle matrici di massa e rigidità, caso in cui si parla di smorzamento proporzionale:

$$[C] = \alpha [M] + \beta [K] \quad (4.26)$$

Si noti che difficilmente i sistemi meccanici hanno comportamenti dissipativi compatibili con il modello dello smorzamento proporzionale, ma questo modello è molto utilizzato solo perché operando in questo modo si possono estendere in maniera estremamente semplice ai sistemi con n g.d.l. i concetti già sviluppati per i sistemi con 1 solo g.d.l. [14].

## 4.2 Le forzanti

Se consideriamo il problema dell'eccitazione della massa sospesa esposto in 4.1.5 notiamo che la frequenza che non possiamo cambiare e con cui dobbiamo fare i conti per evitare che il sistema vada in risonanza è quella dettata dalla forzante armonica che sollecita il sistema:  $\omega$ . Nel nostro problema di progettazione le forzanti coincidono con le forze di inerzia generate sulle strutture di supporto dallo squilibrio dei rotori delle tre trasmissioni che variano verso, direzione e modulo con la velocità angolare e la rotazione dei rotori stessi.

### 4.2.1 Squilibrio statico

Si verifica squilibrio statico quando il baricentro del rotore non giace sull'asse di rotazione e l'asse di rotazione coincide apprezzabilmente con un asse principale d'inerzia. Anche se il rotore è fermo la forza peso esercita un momento che tende ad allineare il baricentro sulla verticale che passa per l'asse di rotazione. Se si considera un rotore in rotazione con velocità angolare costante  $\omega$  in cui è presente squilibrio statico, su di esso si genera una forza d'inerzia centrifuga rotante  $F_i$  dovuta al moto del baricentro pari a:

$$F_i = m\omega^2 e \quad (4.27)$$

in cui "e" rappresenta l'eccentricità, ovvero la distanza del baricentro G dall'asse di rotazione e "m" la massa del rotore (Figura 4.6) [13].

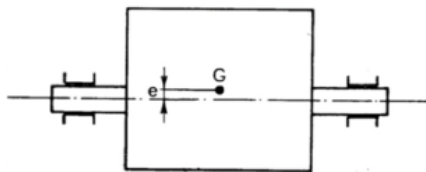


Figura 4.6: Squilibrio statico.

### 4.2.2 Squilibrio dinamico

Si verifica squilibrio dinamico quando l'asse di rotazione non coincide con un asse principale d'inerzia. La posizione del baricentro non cambia, per cui non c'è squilibrio statico, ma si genera una coppia di inerzia rotante dovuta alla mancata simmetria del corpo (Figura 4.7) [13].

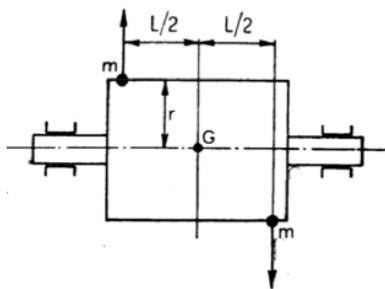


Figura 4.7: Squilibrio dinamico.



### 4.2.3 Equilibratura e grado di bilanciamento

Generalmente si cerca di limitare il più possibile gli effetti dello squilibrio andando ad eseguire l'equilibratura del rotore. L'equilibratura di un rotore rigido viene eseguita aggiungendo (o sottraendo) masse in corrispondenza di due piani prefissati del rotore, fino a che i livelli delle vibrazioni o delle forze misurati sui supporti non scendono a valori inferiori o uguali a quelli ammessi dalle tolleranze di equilibratura; può essere realizzata sia col rotore montato su macchine speciali, dette equilibratrici, sia in condizioni operative e in tal caso si parla di equilibratura in sito o in condizione di servizio. Il primo metodo è adottato di solito dal costruttore del rotore, prima che questo sia montato sulla macchina; il secondo viene seguito prevalentemente quando si opera nell'ambito della manutenzione o installazione. Non è opportuno, perché troppo costoso, spingere l'equilibratura oltre i limiti precisati dalla tolleranza di equilibratura. La tolleranza di equilibratura  $e_{per}$ , può essere interpretata come l'eccentricità massima ammissibile del baricentro del rotore in uno squilibrio di tipo statico, e viene solitamente misurata in micrometri. Nel caso generale di squilibrio sia statico che dinamico, lo squilibrio tollerato, pari al prodotto della massa del rotore per la tolleranza di equilibratura, viene ripartito tra i due piani di correzione con criteri dettati dalla posizione relativa del baricentro, dei piani di correzione e degli appoggi. Se il baricentro del rotore è tra i supporti ed i piani di correzione sono equidistanti dallo stesso, lo squilibrio tollerato su ciascun piano è pari alla metà di quello complessivo.

Si definisce **grado o classe di equilibratura**, e si indica con  $G$ , il prodotto dell'eccentricità massima ammissibile  $e_{per}$  per la velocità angolare del rotore  $\omega$ , misurata in rad/s. Il grado di equilibratura viene misurato in mm/s e pertanto vale la seguente relazione:

$$G = \frac{\omega e_{per}}{1000} = \frac{e_{per}}{1000} \frac{2\pi n}{60} \quad (4.28)$$

dove  $n$  è la velocità angolare in giri/min. La tabella di seguito riportata fornisce i valori del grado di equilibratura per alcuni tipi di rotor, secondo quanto indicato dalla norma ISO 1940-1 (Figura 4.8) [15].

Conoscendo il grado di bilanciamento di un rotore  $G$  e la sua velocità angolare massima  $\Omega$  si può ricavare l'eccentricità massima ammissibile  $e_{per}$  e con essa la forza di inerzia  $F_i$  generata dallo squilibrio del rotore di massa  $m$  in funzione della velocità angolare (vedi formula 4.27). Nel nostro caso il modulo delle  $F_i$  così calcolate è indice della capacità delle forzanti di sollecitare le strutture di supporto che sostengono le trasmissioni mentre direzione e verso del vettore variano con la rotazione del rotore sul piano passante per il baricentro e perpendicolare all'asse di rotazione (Figura 4.9).

A titolo esemplificativo si riporta la sollecitazione massima generata dalla trasmissione ad alta velocità ipotizzando per essa un grado di bilanciamento  $G$  pari a 2,5 e una massa  $M$  del rotore di 57 kg (Figura 4.10).

|  | GRADO<br>BILANCIAMENTO<br>ROTORI | GRANDEZZA<br>$e_{per\ \Omega}$<br>mm/s |
|--|----------------------------------|--|
| Giroscopi  | G 0,4                            | 0,4                                    |
| Mandrini, dischi e indotti di rettifiche di alta precisione  |                                  |  |
| Indotti di piccoli motori veloci, con elevate esigenze di equilibratura  | G 1                              | 1                                      |
| Rotori di giradischi, registratori   |                                  |  |
| Azionamenti di rettifiche di alta precisione   | G 2,5                            | 2,5                                    |
| Rotori di turbine a vapore e a gas, turboalternatori, turbosoffianti, turbopompe   |                                  |  |
| Turbine di propulsione di navi mercantili  |                                  |  |
| Indotti di motori medi e grandi con elevate esigenze di equilibratura  |                                  |  |
| Indotti di piccoli motori con buona esigenza di equilibratura  |                                  |  |
| Indotti di motori non compresi nelle condizioni specificate per il grado 6.3   |                                  |  |
| Azionamenti di macchine utensili   | G 6,3                            | 6,3                                    |
| Indotti di piccoli motori elettrici, prodotti in serie, in applicazioni non sensibili alle vibrazioni oppure con montaggio con antivibranti              |                                  |  |
| Indotti di medi e grandi motori elettrici (con altezza dell'albero di almeno 80 mm) senza speciali esigenze  |                                  |  |
| Macchine utensili e parti di macchine utensili e di macchine in generale   |                                  |  |
| Parti veloci di macchine operatrici, ceste di centrifughe  |                                  |  |
| Volani, ventilatori, pompe centrifughe   |                                  |  |
| Ingranaggi di riduttori di turbine marine di propulsione di navi mercantili  |                                  |  |
| Cilindri e rulli per macchine da stampa  |                                  |  |
| Rotori uniti a turbine a gas per l'aeronautica   |                                  |  |
| Parti staccate di macchine con elevate esigenze  |                                  |  |
| Alberi di trasmissione, alberi cardanici con elevate esigenze di equilibratura   | G 16                             | 16                                     |
| Parti di macchine agricole, di macchine molitorie, trebbiatrici  |                                  |  |
| Parti di motori per vetture, autocarri, locomotori (a benzina o diesel)  |                                  |  |
| Alberi a gomito completi di volano e frizione a sei o più cilindri con elevate esigenze di equilibratura   |                                  |  |
| Ruote e cerchi di ruote per autovetture  | G 40                             | 40                                     |
| Alberi di trasmissione e assali completi di autoveicoli  |                                  |  |
| Alberi a gomito completi di volani e frizioni di motori a 4 tempi con 6 o più cilindri montati elasticamente, con velocità del pistone superiore a 9 m/s |                                  |  |
| Alberi a gomito completi di volani e frizioni di motori per vetture, autocarri e locomotive  | G 100                            | 100                                    |
| Alberi a gomito completi di motori diesel con 6 o più cilindri con velocità del pistone superiore a 9 m/s  |                                  |  |
| Motori completi di autoveicoli e locomotive  | G 250                            | 250                                    |
| Alberi a gomito completi di motori diesel a 4 cilindri, montati rigidamente con velocità del pistone superiore a 9 m/s                                   |                                  |  |
| Alberi a gomito completi di grandi motori montati rigidamente a 4 tempi  | G 630                            | 630                                    |
| Alberi a gomito completi di motori diesel marini montati elasticamente   |                                  |  |
| Alberi a gomito completi di grandi motori a due tempi montati rigidamente  | G1600                            | 1600                                   |
| Alberi a gomito completi di motori diesel marini, montati rigidamente, con qualsiasi numero di cilindri, con velocità dei pistoni inferiore a 9 m/s.     | G 4000                           | 4000                                   |

Figura 4.8: Valori del grado di equilibratura per alcuni tipi di rotorii.

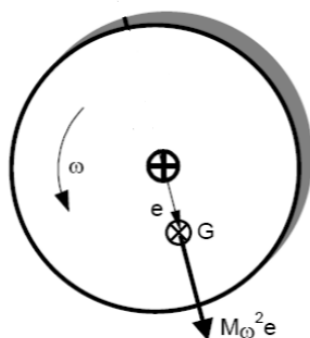


Figura 4.9: La forza di squilibrio.

| Dati Input      |               |
|-----------------|---------------|
| Massa rotore    | 57 Kg         |
| n               | 30000 rpm     |
| $\omega=\Omega$ | 3141,59 rad/s |

| Bilanciamento              |             |
|----------------------------|-------------|
| G                          | 2,5         |
| e                          | 0,000796 mm |
| Forza d'inerzia centrifuga |             |
| Fi max                     | 447,68 N    |

Figura 4.10: Sollecitazione massima trasmissione veloce.

#### 4.2.4 Le frequenze di eccitazione

Per quanto abbiamo visto nel paragrafo precedente le forzanti armoniche che sollecitano il sistema oscillano con una frequenza dettata dalla velocità di rotazione delle trasmissioni che le generano e quindi consegue che, conoscendo il ciclo di test con le sue velocità, possiamo ricavare le frequenze di eccitazione del sistema che dovranno essere per quanto possibile lontane dalle frequenze proprie  $f_n$  relative ai modi di vibrare del basamento.

La progettazione viene eseguita basandosi su un ciclo di test ipotetico (Figura 4.11 e Figura 4.12) ottenuto a partire da uno reale utilizzato per testare "gearbox". Le pulsazioni  $\omega$  sono legate alle frequenze  $f$  dalla formula  $\omega = 2\pi f$ .

| Tempo di ciclo [sec] | Motore Lento [rpm] | Motore Veloce [rpm] | Motore Lento [Hz] | Motore Veloce [Hz] |
|----------------------|--------------------|---------------------|-------------------|--------------------|
| 0                    | 0                  | 0                   | 0                 | 0                  |
| 3                    | 600                | 6000                | 10                | 100                |
| 7                    | 600                | 6000                | 10                | 100                |
| 8                    | 1200               | 12000               | 20                | 200                |
| 12                   | 1200               | 12000               | 20                | 200                |
| 13                   | 1800               | 18000               | 30                | 300                |
| 17                   | 1800               | 18000               | 30                | 300                |
| 18                   | 3000               | 30000               | 50                | 500                |
| 22                   | 3000               | 30000               | 50                | 500                |
| 29                   | -600               | -6000               | 10                | 100                |
| 33                   | -600               | -6000               | 10                | 100                |
| 34                   | -1200              | -12000              | 20                | 200                |
| 38                   | -1200              | -12000              | 20                | 200                |
| 39                   | -1800              | -18000              | 30                | 300                |
| 43                   | -1800              | -18000              | 30                | 300                |
| 44                   | -2400              | -24000              | 40                | 400                |
| 48                   | -3000              | -30000              | 50                | 500                |
| 52                   | -600               | -6000               | 10                | 100                |
| 53                   | 0                  | 0                   | 0                 | 0                  |
| 73                   | 3000               | 30000               | 50                | 500                |
| 93                   | -3000              | -30000              | 50                | 500                |
| 96                   | 0                  | 0                   | 0                 | 0                  |
| 100                  | 0                  | 0                   | 0                 | 0                  |
| 106                  | 200                | 2000                | 3,33              | 33,33              |
| 107                  | 0                  | 0                   | 0                 | 0                  |
| 176                  | 0                  | 0                   | 0                 | 0                  |

Figura 4.11: Tabella ciclo di test ipotizzato.

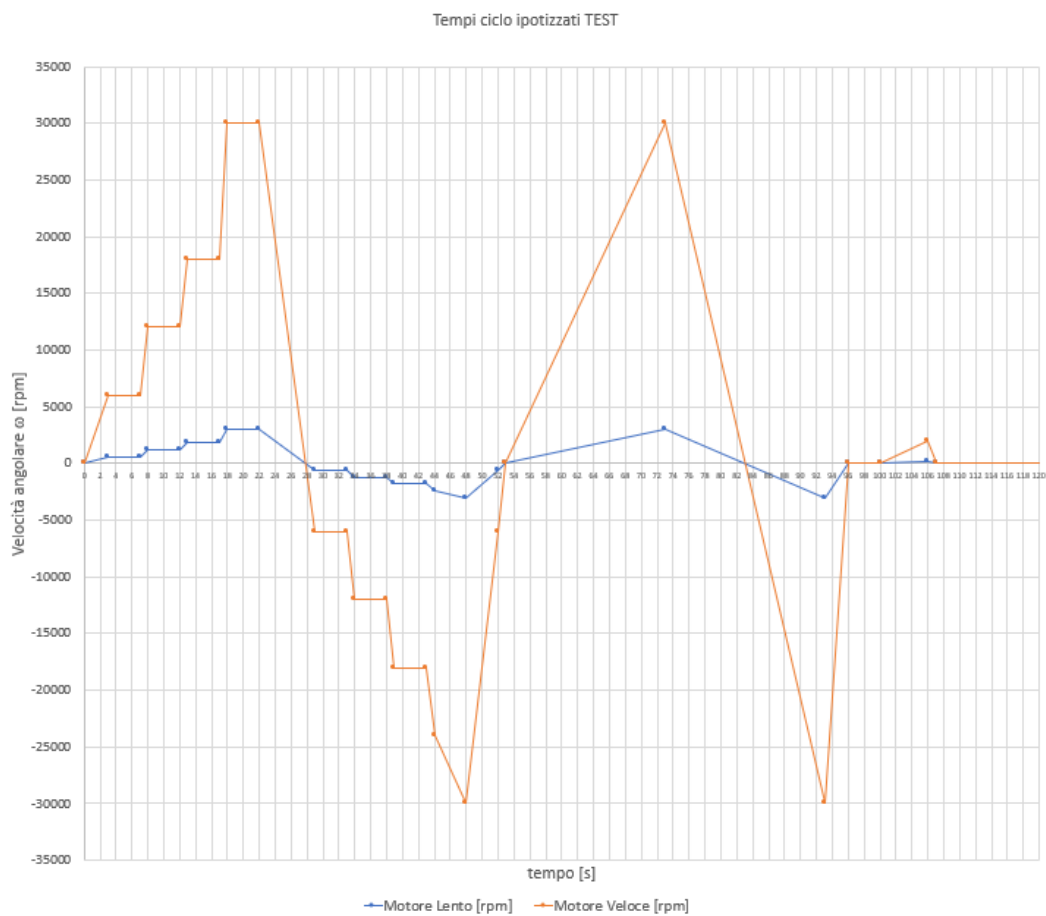


Figura 4.12: Grafico velocità di test ipotizzate.

Si può facilmente evincere che la trasmissione veloce durante il ciclo di test attraversa il range di frequenze 0-500 Hz stazionando a 33,33 Hz, 100 Hz, 200 Hz, 300 Hz, 400 Hz e 500 Hz, mentre la trasmissione lenta, con un rapporto di riduzione della "gearbox" di 1:10, lavora all'interno dell'intervallo 0-50 Hz stazionando a 3,33 Hz, 10 Hz, 20 Hz, 30 Hz, 40 Hz, 50 Hz.

## 4.3 La progettazione

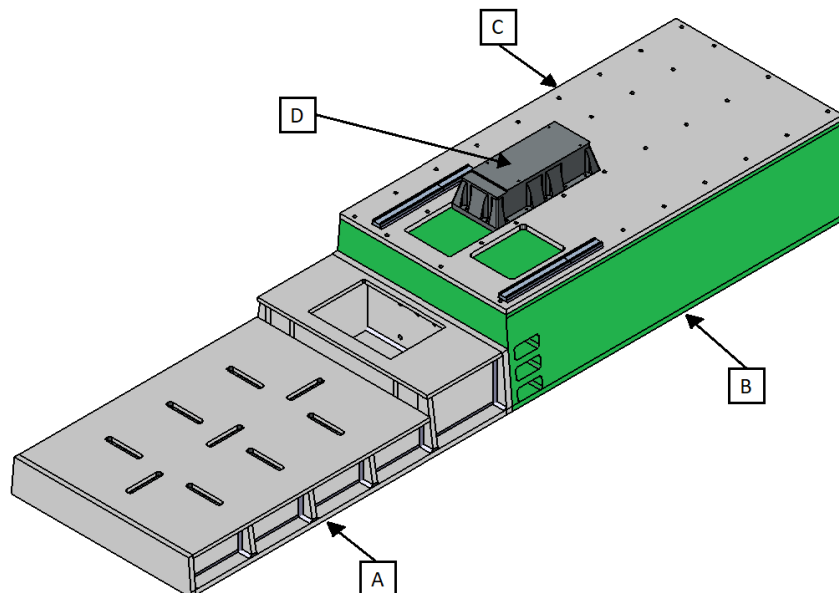


Figura 4.13: Il basamento.

Il punto di partenza per progettare un basamento non possono essere le sue frequenze di risonanza o i suoi modi di vibrare in quanto ciò sarebbe come se per costruire una casa partissimo dalle colonne e non dalle fondamenta e le nostre fondamenta sono costituite dal realizzare innanzitutto una struttura funzionale che sostenga le trasmissioni e i sistemi di movimentazione che abbiamo definito nel Cap.3.

Il basamento pensato (Figura 4.13) è costituito da quattro elementi collegati tra loro attraverso viti e spine:

- A) Basamento in acciaio elettrosaldato;
- B) Basamento in materiale composito;
- C) Piastra in acciaio;
- D) Blocco in ghisa.

La massa e le dimensioni caratteristiche del basamento sono riportati in Tabella 4.1 e Figura 4.14; complessivamente ha un peso di quasi 13 t e un volume di ingombro massimo pari a 5730 mm di lunghezza, 1560 mm di larghezza e 942 mm di altezza.

Tabella 4.1: Massa del basamento.

| Elemento                                | Massa    |
|---|----------|
| Basamento in acciaio elettrosaldato     | 4163 kg  |
| Basamento in materiale composito CELITH | 7063 Kg  |
| Piastra in acciaio                      | 1063 kg  |
| Blocco in ghisa                         | 544 kg   |
| Basamento completo                      | 12833 kg |

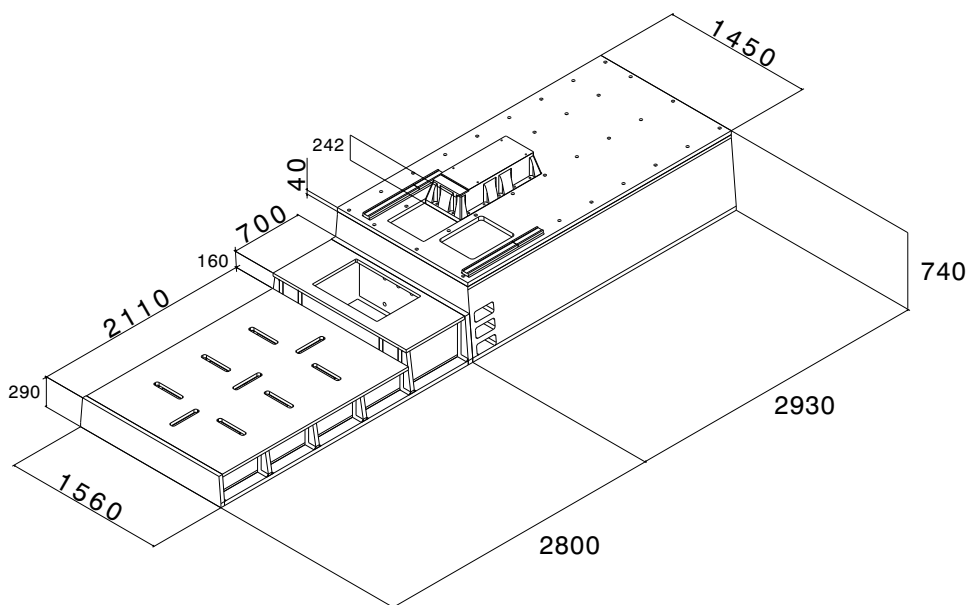


Figura 4.14: Dimensioni caratteristiche del basamento.

### 4.3.1 Basamento in acciaio elettrosaldato

Il basamento in acciaio elettrosaldato (Figura 4.15) nasce per sostenere il sistema di movimentazione a 3 assi per la trasmissione a bassa velocità lato opposto alla veloce e il sistema di sollevamento del pallet; per questo motivo si sviluppa su due livelli diversi in altezza. E' costituito da un insieme di piastre e fazzoletti (Figura 4.16) di spessore dai 30 ai 40 mm volti a irrigidire il più possibile la struttura che somiglia molto a quella sandwich dei compositi con particolare attenzione a mantenere la continuità degli elementi che si sviluppano in senso longitudinale (asse x). Inoltre, la larghezza del basamento alla base è maggiore di quella della superficie superiore grazie alla forma smussata di un angolo pari a 5° rispetto la verticale z; le dimensioni principali possono essere ricavate dalla Figura 4.14.

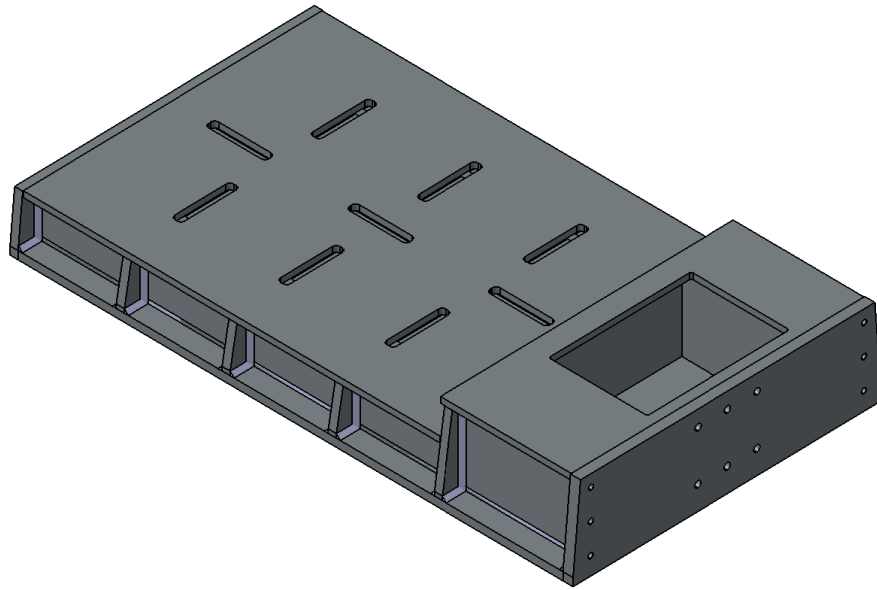


Figura 4.15: Basamento in acciaio elettrosaldato.

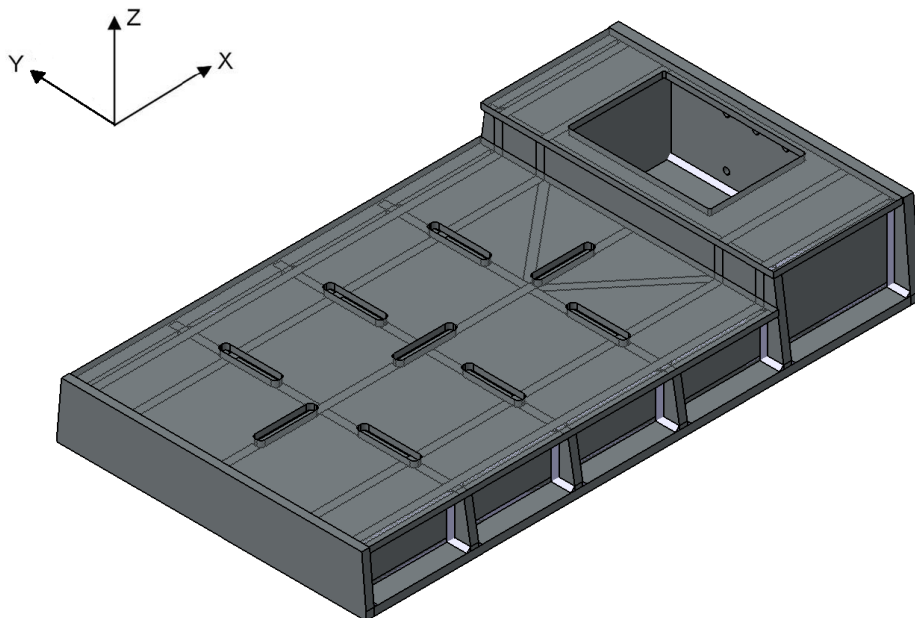


Figura 4.16: Basamento in acciaio elettrosaldato con in trasparenza la carpenteria interna.

### 4.3.2 Basamento in materiale composito

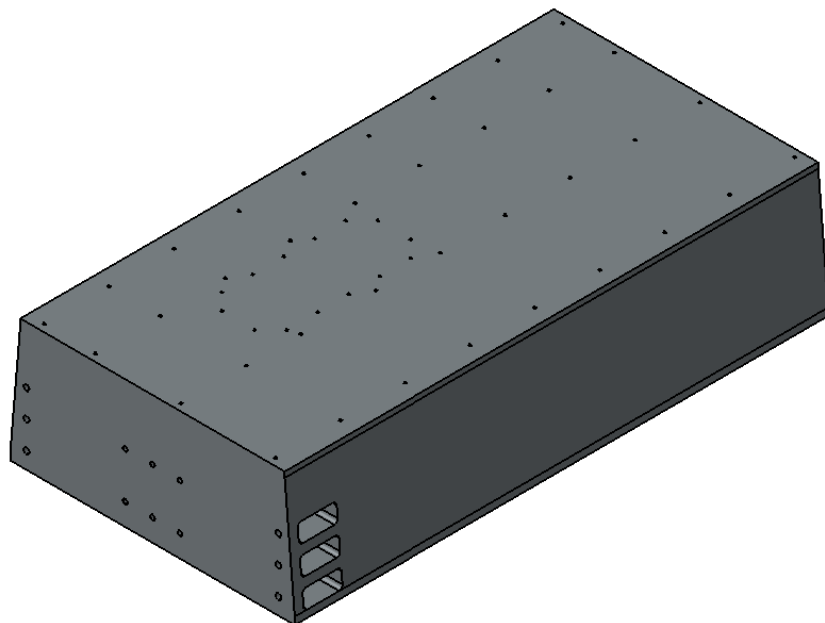


Figura 4.17: Basamento in materiale composito.

Per la parte del basamento che deve sostenere le trasmissioni meccaniche ad alta e bassa velocità lato veloce e il piastrone è stato deciso di non realizzare una carpenteria metallica ma un blocco pieno di CELITH (Figura 4.17), materiale composito le cui proprietà sono riportate in seguito. La scelta è ricaduta su questo materiale facendo valutazioni:

- A) economiche, in quanto confrontando dati sui costi di realizzazione di un altro basamento prodotto sia in acciaio elettrosaldato che in CELITH si è visto che i costi si equivalgono tra le due soluzioni;
- B) tecnologiche, perché si è scelto di optare per un materiale con caratteristiche dichiarate a catalogo smorzanti per le vibrazioni, lavorabile alle macchine utensili e con densità inferiore a  $1/3$  di quella dell'acciaio;
- C) delle tempistiche, in quanto i tempi di realizzazione di progetto e processo sono molto minori realizzando il basamento in un unico blocco.

Per quanto riguarda i fori filettati, essi devono essere tutti previsti in fase progettuale perché richiedono l'inserimento all'interno dello stampo per la colata di opportuni inserti. La forma è smussata sui due lati lunghi, come per il basamento in acciaio elettrosaldato, di  $5^\circ$  rispetto la verticale. Questo basamento, le cui dimensioni di massima sono riportate in Figura 4.14, va allineato attraverso le spine e avvitato a quello in acciaio elettrosaldato mediante 12 viti a testa esagonale M30x80 e relative rondelle.



## II CELITH

Il CELITH è un materiale composito costituito da un insieme di graniti di differenti granulometrie selezionate legati da resina epossidica e da un reagente. Questo granito viene realizzato per colata in stampi, consentendo risparmi sui costi, in quanto il processo di fabbricazione e lavorazione è semplificato. CELITH viene compattato per vibrazione e si stabilizza nel giro di pochi giorni a temperatura controllata.

La produzione prevede la colata in stampi di legno (per i prototipi o le piccole serie) o di acciaio (per quantità maggiori) con la possibilità di inserire inserti, cave a T e altri elementi. E' inoltre possibile assemblare elementi in CELITH per incollaggio e lavorarne le superfici. La sua bassa conducibilità lo rende un materiale termicamente isolante. Grazie all'ottima stabilità dimensionale e al coefficiente di dilatazione simile a quello dell'acciaio, CELITH è particolarmente indicato per la produzione di basi per macchine utensili anche di grandi dimensioni. Il potere smorzante del CELITH permette nella maggior parte dei casi (macchine utensili per l'appunto) un aumento del rendimento della macchina assicurando la qualità della lavorazione: riducendo i fenomeni di risonanza, migliorando le condizioni di taglio e della durata di vita degli utensili, migliorando la finitura superficiale (Figura 4.18) [16].

Le proprietà del materiale sono riportate in Tabella 4.2.

Tabella 4.2: Proprietà del CELITH.

| Caratteristica            | Valore                        |
|---------------------------|-------------------------------|
| Densità                   | 2,3 kg/dm <sup>3</sup>        |
| Porosità                  | -                             |
| Modulo di elasticità      | 30/40 GPa                     |
| Resistenza a compressione | 120/150 MPa                   |
| Resistenza a trazione     | 10/15 MPa                     |
| Coeff.dilatazione termica | 10/15 x 10 <sup>-6</sup> m/°C |
| Conducibilità termica     | 1-3 W/mK                      |
| Coefficiente di Poisson   | 0,3                           |
| Durezza Vickers           | -                             |



Figura 4.18: Prodotti e produzione CELITH.

### 4.3.3 Piastra in acciaio

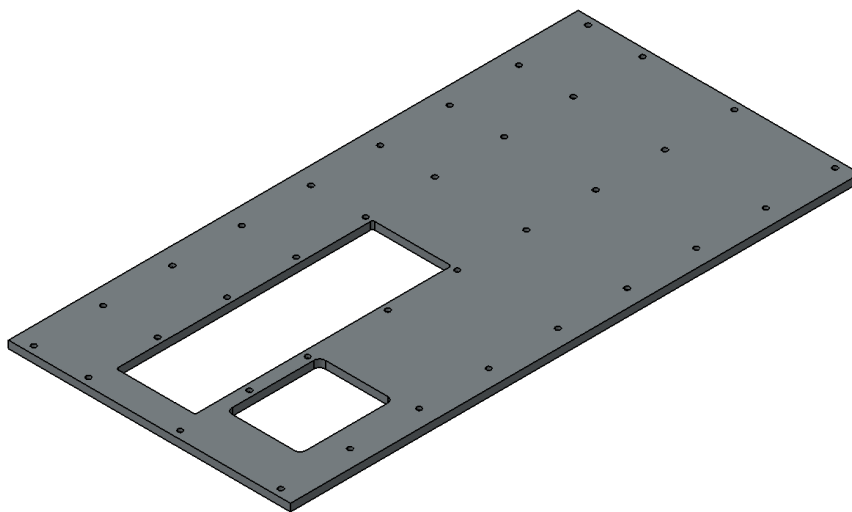


Figura 4.19: Piastra in acciaio.

Siccome nel nostro caso è richiesto che sulla superficie superiore del basamento vengano realizzate saldature o lavorazioni per il fissaggio di componentistica ausiliaria che non potrebbero essere eseguite sul CELITH viene avvitata su di esso una piastra in acciaio (Figura 4.19) attraverso 36 viti a testa cilindrica con esagono incassato M14x45. Su questa piastra di dimensioni 2930 mm x 1450 mm x 40 mm sono stati ritagliati gli spazi necessari ad appoggiare:

- A) il blocco in ghisa che costituisce il supporto del motore veloce;
- B) la piastra di sostegno della torretta per la movimentazione a 2 assi;
- C) l'eventuale supporto cuscinetti della trasmissione veloce.

### 4.3.4 Blocco in ghisa

Il blocco in ghisa (Figura 4.20), necessario a sostenere il motore della trasmissione veloce, viene fissato direttamente al basamento in CELITH attraverso l'apertura realizzata sulla piastra in acciaio e a 14 viti a testa cilindrica con esagono incassato M14x80. La scelta della ghisa grigia come materiale deriva in primis dalla constatazione della ridotta altezza di questo elemento (242 mm) che fa propendere, per i tempi, verso la lavorazione alle macchine utensili di un blocco unico piuttosto che verso la realizzazione di una carpenteria; in secundis la ghisa combina alle buone capacità smorzanti la possibilità di ottenere per colata la geometria desiderata anche se a discapito del costo di realizzazione del modello. L'area del blocco alla base è di 900 mm x 400 mm e le superfici laterali del basamento sono smussate di un angolo di 14° preso rispetto la verticale.

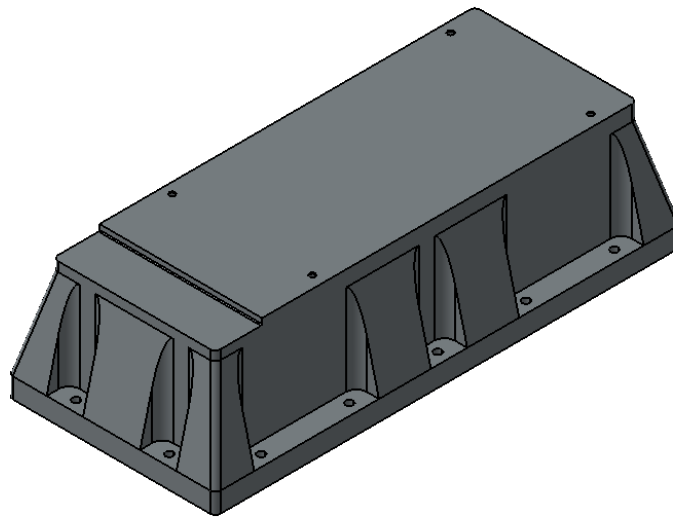


Figura 4.20: Blocco in ghisa.

## 4.4 Le analisi FEM

Sono state condotte sul basamento progettato, attraverso il software di analisi agli elementi finiti ANSYS Workbench, verifiche statico strutturali e analisi modali. Le prime sono state eseguite per controllare il corretto comportamento della struttura al carico statico dato delle forze peso di tutte le masse poggiate su di essa, le seconde per evidenziarne le frequenze e i modi propri di vibrare.

### 4.4.1 Preparazione del modello

Il basamento completo ed assemblato è stato importato nell'ambiente di lavoro del FEM attraverso il modulo "Geometry" dove con il programma CAD SpaceClaim di ANSYS è stato possibile semplificarlo eliminando ad esempio le viti e combinando la carpenteria del basamento in acciaio elettrosaldato in un unico blocco.

Inoltre, sono state disegnate le superfici (260 mm x 260 mm) di contatto di ipotetici supporti antivibranti in numero di 8 uniformemente distribuite sull'area di base della struttura e quelle di appoggio di tutti i corpi sul basamento (trasmissioni, piastrone e sistema di movimentazione a 3 assi controllati). Fatto ciò sono stati collegati al modulo "Geometry" il modulo "Static Structural" per le analisi statico strutturali e a quest'ultimo due moduli "Modal" in parallelo per le analisi modali. Infatti, sono state condotte tre tipi di analisi modali: un'analisi "pre-stress" con in input le condizioni di carico e di vincolo e i risultati dell'analisi statica; un'analisi impostando le sole condizioni di vincolo e un'analisi di corpo libero.

Prima di proseguire con la fase operativa è stato infine necessario:

- A) controllare la correttezza di tutte le superfici di contatto rilevate dal programma che per i nostri scopi e per il fatto che conduciamo sul basamento analisi modali di tipo

lineare sono state considerate rigidamente vincolate "Bonded";

- B) posizionare nei rispettivi baricentri le masse di tutti i corpi collocati sul basamento; questo è stato fatto inserendo un sistema di coordinate "Coordinate System" per i baricentri e una massa "Point Mass" centrata nell'origine dei sistemi di riferimento e riferita sulle superfici di appoggio dei vari corpi; ciò viene fatto perché in questo modo cambia la matrice di massa [M] della struttura e con essa il suo comportamento modale. Per il piastrone è stata stimata una massa di 600 kg.
- C) definire ed infittire progressivamente la "mesh" con la funzionalità "Sizing" fino a portare a convergenza i risultati delle analisi ad un valore asintotico che sia reale. La "mesh", che definisce la forma e la tipologia di elementi con i quali discretizziamo la struttura per risolvere le equazioni differenziali, influisce molto sugli andamenti delle tensioni/deformazioni e anche sulle frequenze e i modi propri di vibrare;
- D) impostare i materiali del basamento: acciaio "Structural steel" per la piastra e il basamento elettrosaldato; ghisa grigia "Cast iron" per il blocco che sostiene il motore veloce ed è stato necessario creare un nuovo materiale "CELITH" per il basamento in materiale composito con le proprietà definite a catalogo [16].

#### 4.4.2 Analisi statico strutturali

##### Condizioni di carico e di vincolo

Nella Figura 4.21 vengono riportate le condizioni di carico (forze peso) e di vincolo (piedi antivibranti considerati, anche se non lo sono nella realtà, come vincoli rigidi "fixed support") impostate sul software per eseguire le analisi statico strutturali.

##### Andamento della tensione equivalente di Von Mises

In Figura 4.22 è riportato l'andamento della tensione equivalente di Von Mises [MPa] sul basamento ottenuto come risultato delle analisi statico strutturali.

##### Spostamenti "Total Deformation"

In Figura 4.23 è riportato l'andamento degli spostamenti [mm] sul basamento ottenuto come risultato delle analisi statico strutturali.

#### 4.4.3 Analisi modali di corpo libero

Sono state condotte in prima battuta analisi modali del basamento non vincolato; ciò comporta che i primi 6 modi di vibrare ottenuti, sui 24 che è stato richiesto al software di calcolare, siano da imputare ai moti rigidi del sistema (3 traslazioni e 3 rotazioni). In Figura 4.24 è riportato il settimo modo di vibrare ossia il primo d'interesse per i nostri scopi che risulta essere di tipo flessionale a 47,2 Hz. In Figura 4.25 è riportato l'ottavo modo di vibrare, il secondo d'interesse, di tipo torsionale a 89,9 Hz.

#### 4.4.4 Analisi modali con vincoli e "pre-stress"

In Figura 4.26 viene riportato il risultato dell'analisi modale condotta importando i vincoli e i risultati di quella statico strutturale. Il primo modo di vibrare, quello mostrato, si attesta a una frequenza di circa 255 Hz.

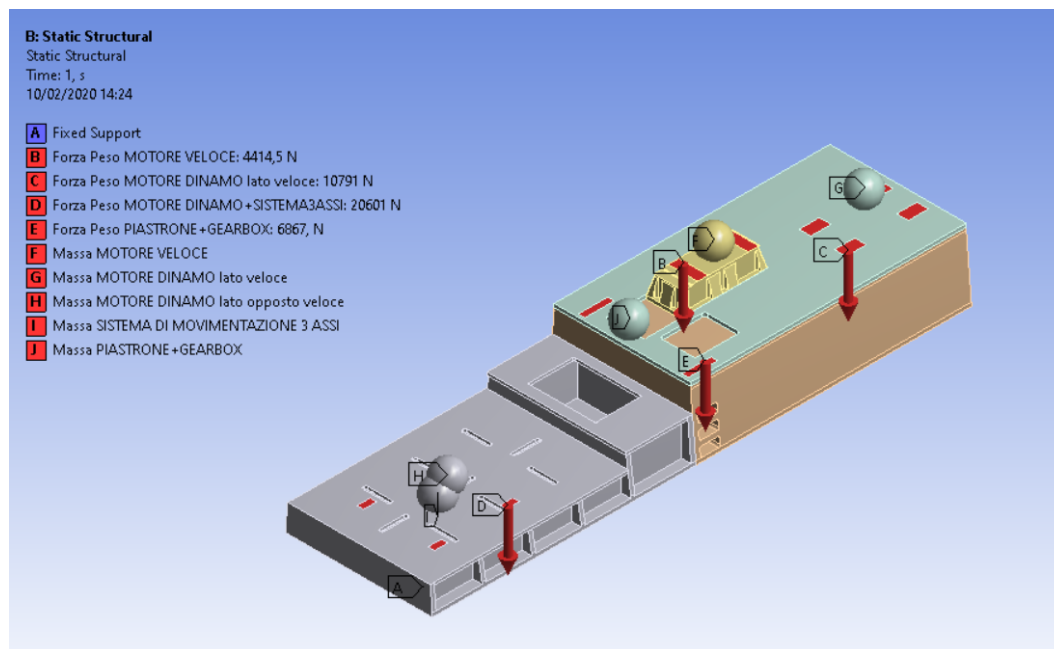
#### 4.4.5 Analisi modali con vincoli e senza "pre-stress"

In Figura 4.27 viene riportato il risultato dell'analisi modale inserendo esclusivamente i vincoli, simulati come rigidi, dovuti ai supporti antivibranti. Il primo modo di vibrare, riportato in figura, si attesta sempre intorno i 255 Hz.

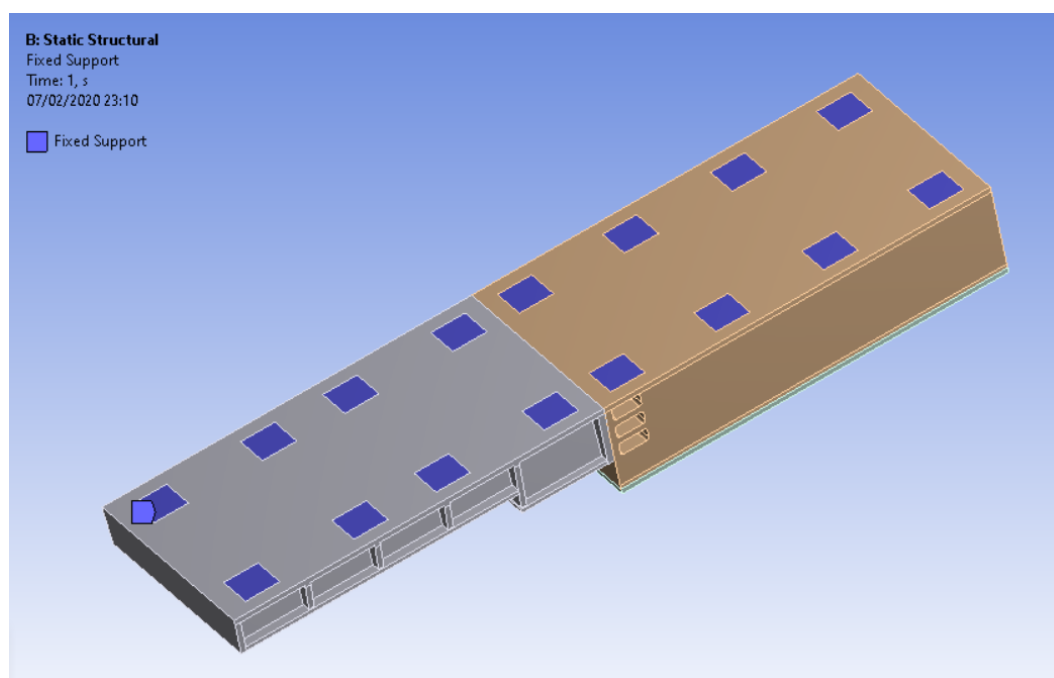
#### 4.4.6 Risultati

La struttura non risulta per quanto riguarda le analisi statiche (Cap.4.4.2) significativamente sollecitata con una tensione equivalente di Von Mises massima pari a 3,5 MPa (Figura 4.22) e uno spostamento massimo di 0,006 mm (Figura 4.23) in corrispondenza dei punti di appoggio sul basamento del sistema di movimentazione a 3 assi che sostiene la trasmissione lenta lato opposto veloce.

Le analisi modali rivelano invece molte informazioni interessanti ed evidenziano anche delle criticità. Intanto le frequenze e i modi propri di vibrare cambiano molto in base alle condizioni di vincolo ma sono poco influenzate dal "pre-stress" ossia dalle varie forze peso che tendono a comprimere la struttura. Per simulare correttamente i vincoli del basamento dovremmo inserire delle molle "spring" con i valori di rigidità (e smorzamento) dei piedi antivibranti al posto dei supporti fissi "fixed support"; in questa fase però della progettazione i dispositivi antivibranti non sono stati ancora scelti. Il loro scopo principale è quello di isolare il basamento da disturbi provenienti da altre macchine che si potrebbero trovare installate vicino ad esso all'interno di uno stabilimento. Isolare vuol dire avere un sistema massa-molla-smorzatore con elevata massa e bassa rigidità quindi possiamo assumere per ipotesi che il modello più vicino a quello reale e comunque che rimane rispetto a quest'ultimo cautelativo è quello che abbiamo utilizzato nell'analisi di corpo libero. Possiamo allora concludere che, rispetto all'analisi modale di corpo libero (Figura 4.24 e Figura 4.25), risulta una frequenza di risonanza (47,2 Hz) con deformata di tipo flessionale che rientra nel campo 0-50 Hz di eccitazione delle trasmissioni lente e molte frequenze che rientrano in quello 0-500 Hz di eccitazione della veloce.



(a) Condizioni di carico e vincolo con le masse.



(b) Condizioni di vincolo.

Figura 4.21: Analisi statiche basamento: condizioni di carico e di vincolo.

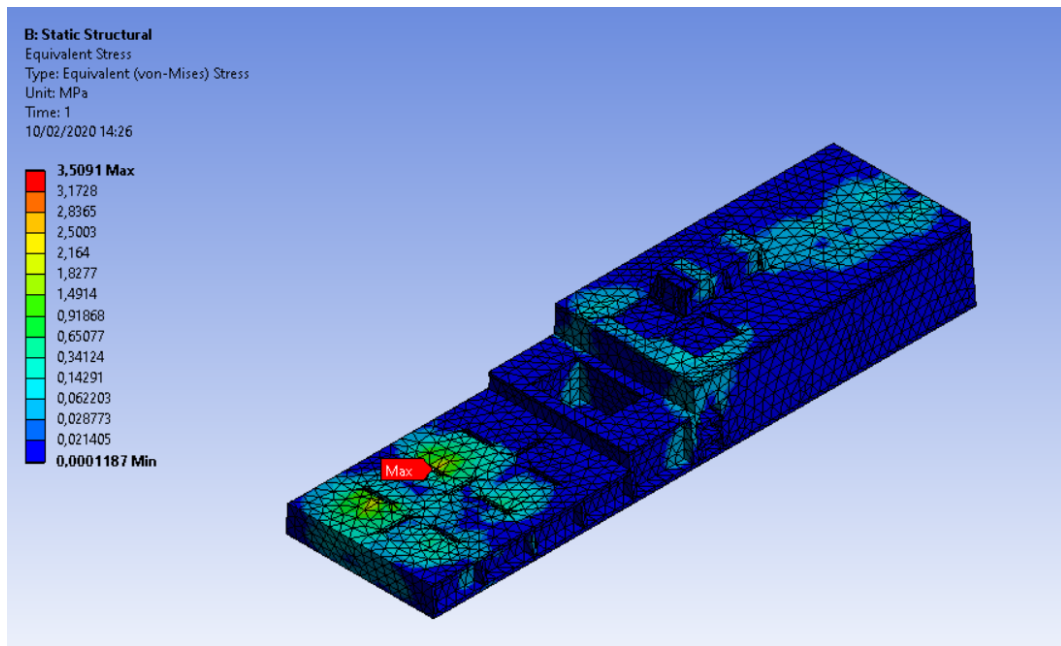


Figura 4.22: Andamento tensione equivalente di Von Mises sul basamento.

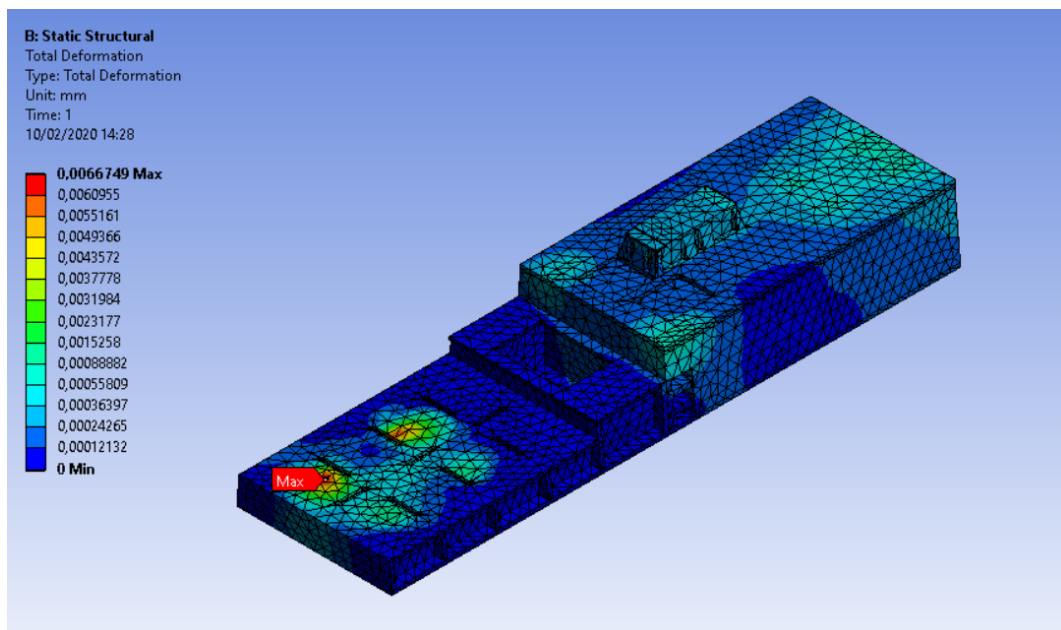


Figura 4.23: Spostamenti "Total Deformation" sul basamento.

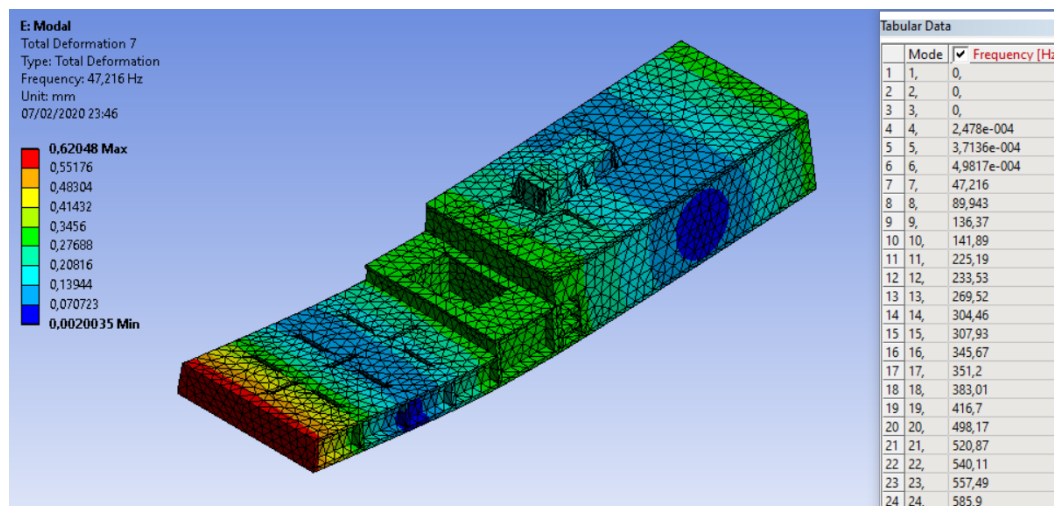


Figura 4.24: Analisi modali di corpo libero sul basamento, primo modo di vibrare (47,2 Hz) di tipo flessionale.

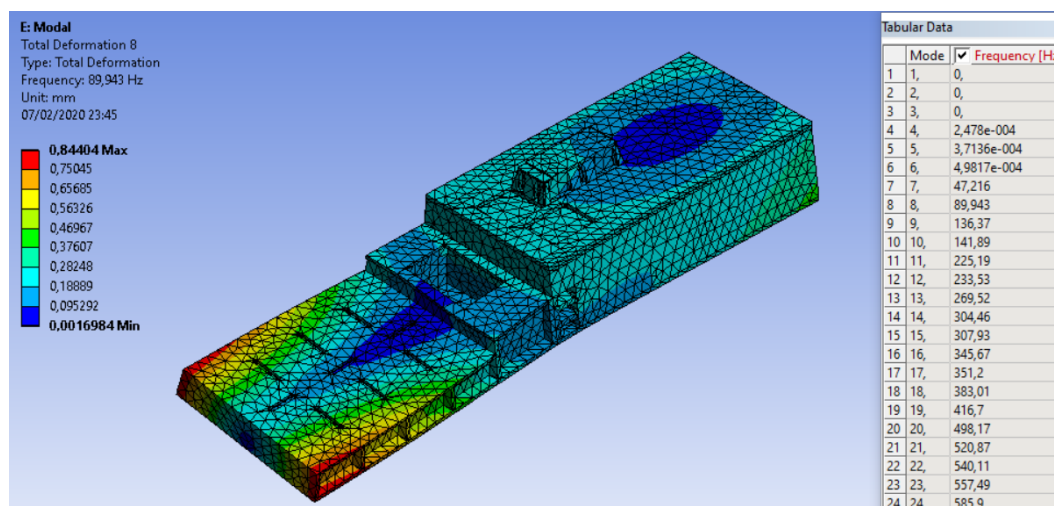


Figura 4.25: Analisi modali di corpo libero sul basamento, secondo modo di vibrare (89,9 Hz) di tipo torsionale.



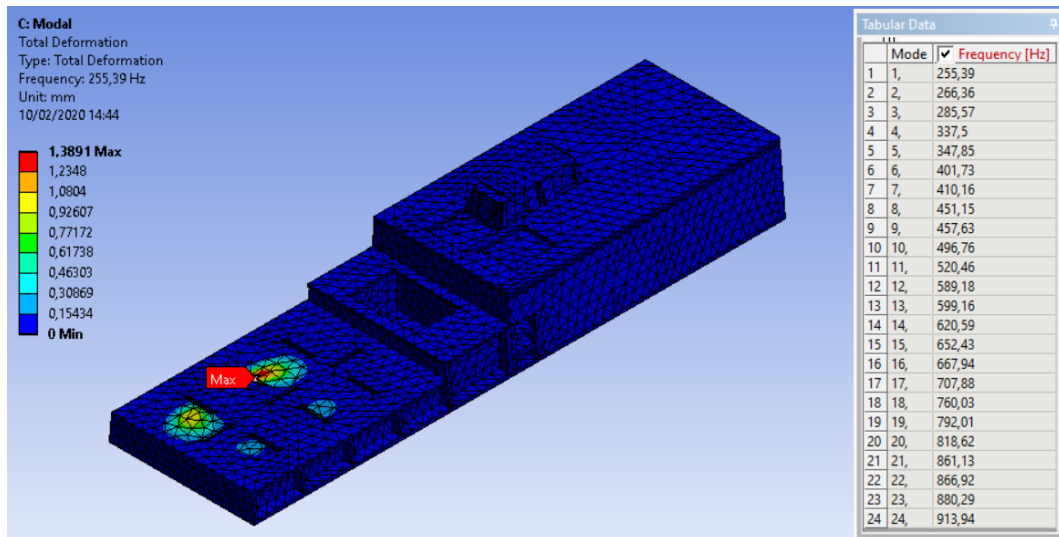


Figura 4.26: Analisi modali del basamento con vincoli e "pre-stress".

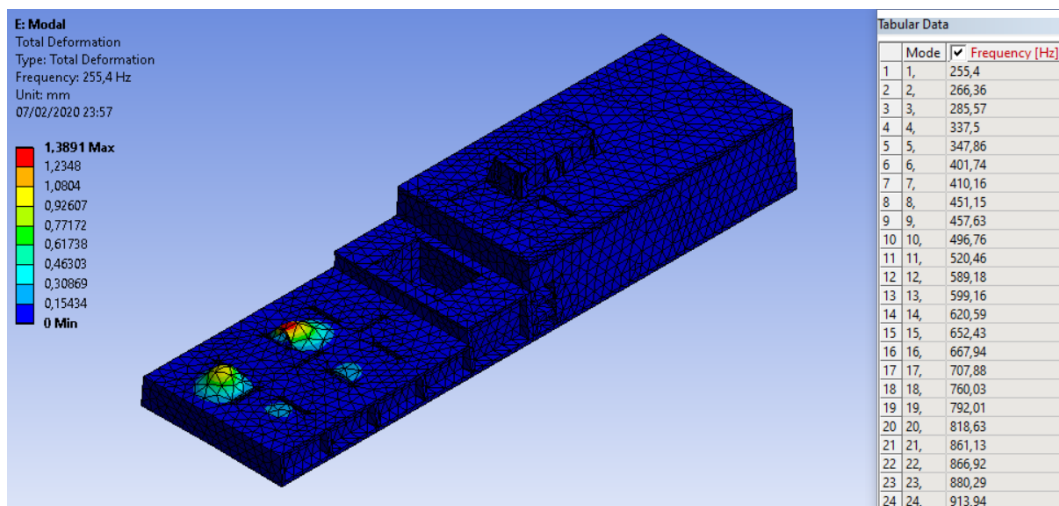


Figura 4.27: Analisi modali del basamento con vincoli e senza "pre-stress".



## Capitolo 5

### Progettazione meccanica del sistema di movimentazione a 3 assi controllati

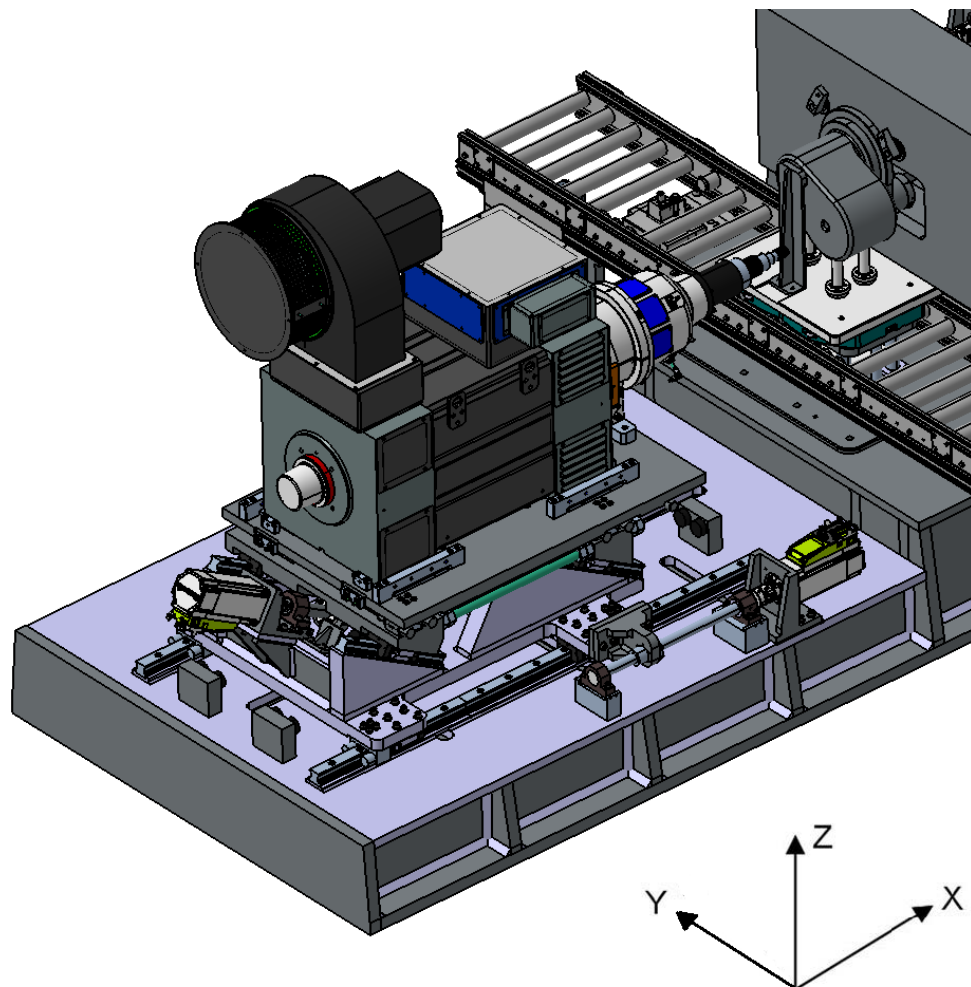


Figura 5.1: Sistema di movimentazione a 3 assi controllati sul basamento.

Come già visto nel capitolo 3 abbiamo bisogno, per garantire il funzionamento e la possibilità di regolazione del banco, di un sistema collocato sul basamento in acciaio elettrosaldato che movimenti lungo i 3 assi  $x$ ,  $y$  e  $z$  la trasmissione a bassa velocità lato opposto alla veloce (Figura 5.1). Si definiscono allora tre moti caratteristici per il sistema:

- A) ALTO-BASSO, garantisce al terminale della trasmissione lenta di essere regolato lungo z variando la sua posizione in un intervallo di 100 mm;
- B) TRASVERSALE, garantisce al terminale della trasmissione lenta di essere regolato lungo y variando la sua posizione in un intervallo di 100 mm;
- C) AVANTI-DIETRO, garantisce l'approccio alla "gearbox" e la regolazione della posizione di partenza del terminale lungo l'asse x.

## 5.1 Il sistema

In una fase preliminare si sono fatte molte ipotesi su come realizzare un sistema che garantisca precisione e rigidità movimentando al contempo una massa di 1100 kg e si sono scartate quelle che prevedevano, come per il sistema di sollevamento del pallet, un sostentamento continuo del peso da parte di una serie di colonne verticali che avrebbero reso molto difficoltoso il mantenimento e anche solo il raggiungimento dell'allineamento del sistema. Anche la soluzione a pantografo è stata scartata a monte perché, pur potendo essere ottimizzata per garantire i criteri di rigidità necessari alla nostra applicazione (e affatto scontati), risulta di una complessità di realizzazione non proporzionata alla ridotta escursione in altezza che gli è richiesto di compiere (100 mm).

### 5.1.1 Analisi di "Benchmark": la soluzione del piano inclinato

A questo punto si è indagato approfonditamente sulle soluzioni che offrono i principali concorrenti nel settore dei banchi test per simili problemi di regolazione e si è individuato il sistema della Team technik, azienda tedesca, che prevede la regolazione in altezza di una piastra che sostiene, come nel nostro caso, un motore sfruttando un doppio piano inclinato (Figura 5.2).

Questa è stata la soluzione che si è deciso di adottare anche per il nostro progetto perché garantisce un'elevata rigidità con costi e tempi di realizzazione ridotti.

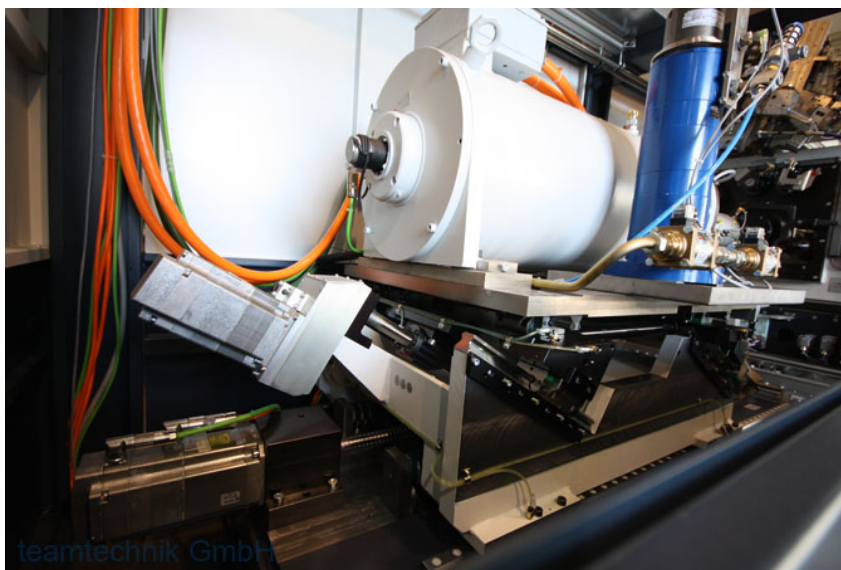


Figura 5.2: Sistema di movimentazione Team technik.

### 5.1.2 Descrizione

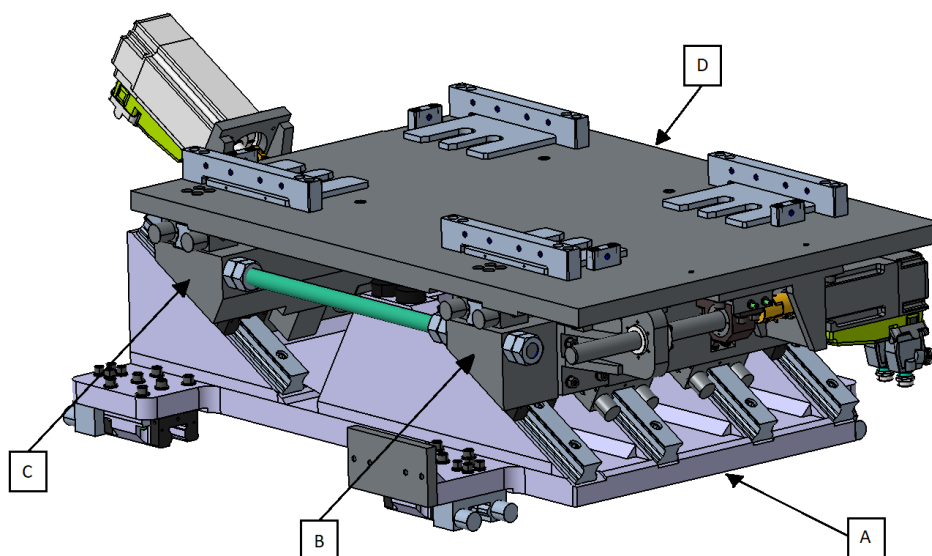


Figura 5.3: Sistema di movimentazione a 3 assi controllati.

Il sistema di movimentazione progettato (Figura 5.3), realizzato completamente in acciaio, è composto di quattro elementi principali:

- A) la struttura di carpenteria inferiore;
- B) il blocco anteriore;
- C) il blocco posteriore;
- D) la piastra superiore.

dove i due blocchi anteriori e posteriori sono collegati da due barre filettate serrate con dado e controdado M30. Il piano inclinato ha un angolo rispetto all'asse x di  $\alpha=30^\circ$  così da garantire che compiendo su di esso un'escursione  $s$  di 200 mm si possa salire o scendere lungo  $z$  in un range massimo  $h$  di 100 mm, valore ottenuto moltiplicando  $s$  per  $\text{sen}\alpha$ ; d'altra parte questo scorrimento comporta uno spostamento lungo l'asse  $x$  proporzionale al coseno dell'angolo che dovrà essere compensato dalla programmazione software in fase di regolazione della macchina per mantenere una corsa di approccio alla "gearbox" sempre costante (Figura 5.4).

$$h = s \text{sen}\alpha \quad (5.1)$$

Tutta la struttura poggia sul basamento con due rotaie e quattro pattini che ne consentono il moto avanti-dietro in direzione  $x$ ; il suo movimento avviene attraverso un sistema vite-chiodo a ricircolo di sfere sostenuto da due supporti d'estremità e collegato per mezzo di un giunto a stella ad un servomotore elettrico con encoder integrato (Figura 5.5).

Sulle rotaie sono inoltre disposti quattro elementi di bloccaggio pneumatici normalmente chiusi che svolgono sia il ruolo di sicurezza, garantendo che tutto il sistema rimanga fermo

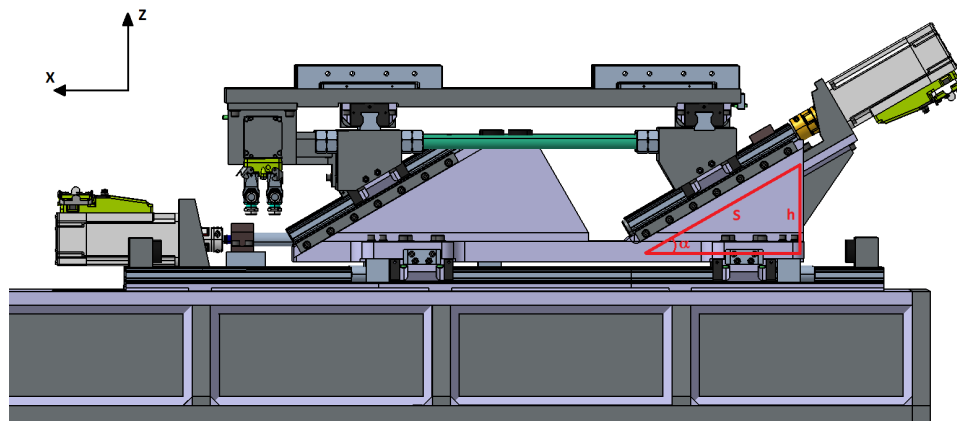


Figura 5.4: Movimentazione alto-basso sul piano inclinato.

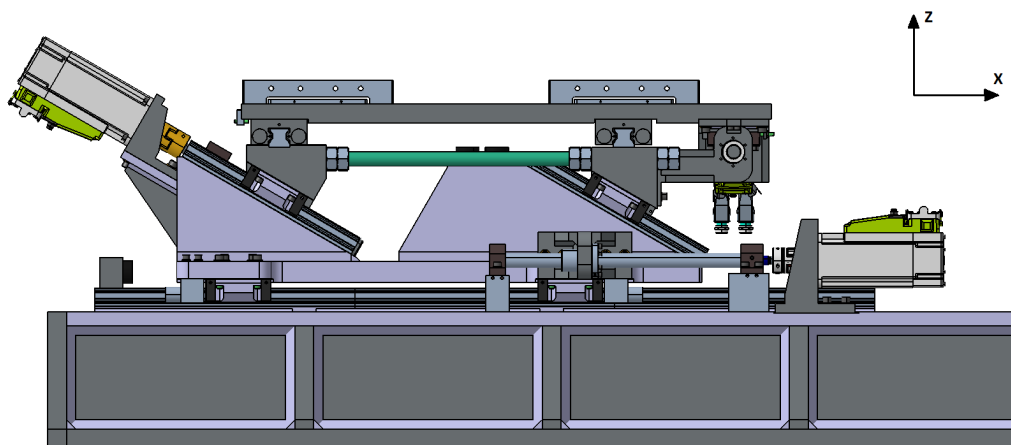


Figura 5.5: Movimentazione avanti-dietro.

nel caso venga meno l'alimentazione elettrica dei motori e quella di aria compressa, sia quello di irrigidire il sistema durante la fase di test chiudendosi sulla rotaia.

Il moto alto-basso è garantito dallo scorrimento dei pattini sulle quattro rotaie dei due piani inclinati e sono fissati sui due blocchi anteriore e posteriore; altre due rotaie sono posizionate in corrispondenza di due elementi di bloccaggio pneumatici normalmente chiusi per le stesse ragioni precedentemente esposte. L'azionamento del sistema vite-chiocciola è nel funzionamento il medesimo del precedente anche se in questo caso conta di un solo supporto d'estremità. Il moto trasversale con due rotaie e quattro pattini è garantito da un sistema vite-chiocciola a ricircolo di sfere con la chiocciola fissata sul blocco anteriore e il motore solidale con la piastra superiore di dimensioni 1130 mm x 790 mm x 40 mm; anche in questo caso sulle rotaie sono posti due bloccaggi pneumatici (Figura 5.6).

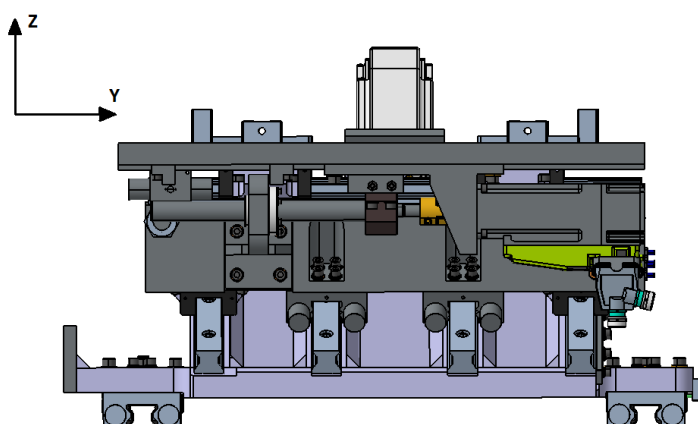


Figura 5.6: Movimentazione trasversale.

Sono state previste per tutte le movimentazioni lungo i tre assi battute meccaniche realizzate con piedini in gomma (LAGOS P6030 d = 60 mm vite M10) o in acciaio volte ad evitare la fuoriuscita dei pattini dalle guide e per ogni blocco di movimentazione (motore, supporti, viti) un opportuno elemento di sostegno indipendente rispetto alla struttura ma avvitato e centrato con spine su di essa (Figura 5.7).

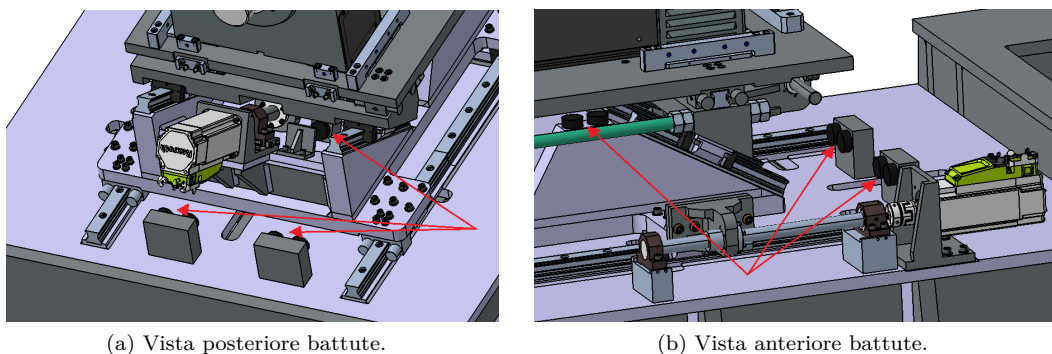


Figura 5.7: Battute meccaniche con piedini in gomma.

### La struttura di carpenteria inferiore

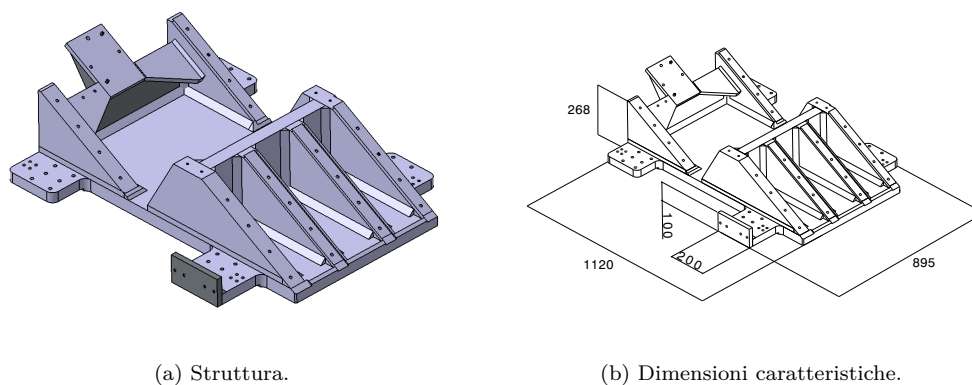


Figura 5.8: Struttura di carpenteria inferiore.

La struttura di carpenteria inferiore (Figura 5.8) è costituita da una piastra di spessore 45 mm sagomata con quattro protrusioni laterali in modo da poter realizzare su di esse i fori e le sedi per le viti dei quattro pattini; sopra di questa e perpendicolarmente alla sua superficie sono saldate sei piastre di spessore 60 mm definite per garantire un piano di appoggio delle rotaie per la movimentazione alto-basso inclinato di  $\alpha = 30^\circ$ . Trasversalmente a queste piastre ne sono collegate sempre mediante saldatura altre due, anteriore e posteriore, di spessore 50 mm a cui se ne aggiunge una di spessore 20 mm, inclinata di  $30^\circ$  rispetto alla superficie inferiore che funge da base per l'elemento di supporto della movimentazione alto-basso. Una volta assemblata, la carpenteria dovrà essere lavorata alle macchine utensili (fresatura) per creare le sedi per i pattini e per le rotaie, i fori e tutte le superfici di riferimento per l'accoppiamento con altri elementi.

#### 5.1.3 La massa

Tabella 5.1: Massa del sistema di movimentazione a 3 assi controllati.

| Elemento                           | Massa  |
|------------------------------------|--------|
| Struttura di carpenteria inferiore | 539 kg |
| Blocco posteriore                  | 84 kg  |
| Blocco anteriore                   | 71 kg  |
| Piastra superiore                  | 243 kg |
| Sistema completo                   | 937 kg |

## 5.2 I pattini e le rotaie

Per il nostro sistema sono stati utilizzati i pattini FNS a sfere in acciaio taglia 45 con precarico massimo C3 e classe di precisione XP e le relative rotaie SNS in acciaio con classe di precisione SP della Rexroth BOSCH.



### La classe di precarico

Al fine di aumentare la rigidità delle guide lineari su rotaie profilate, i pattini possono essere precaricati. Il precarico anticipa gli effetti della deformazione elastica del corpo del pattino mediante l'inserimento di corpi volventi (diametro  $D_w$ ) maggiorati di un valore definito  $d_{os}$ . La scelta del diametro maggiorato determina il precarico e genera una deformazione dei fianchi del pattino verso l'esterno. A seconda del tipo di guida lineare sono disponibili versioni con differenti classi di precarico o versioni con gioco.

$$D_w = a + d_{os} \quad [mm] \quad (5.2)$$

con  $a$  = Distanza fra le piste di rotolamento, (Figura 5.9).

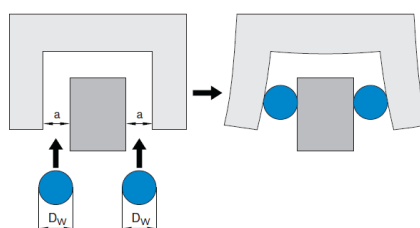


Figura 5.9: Precarico del pattino mediante l'inserimento di corpi volventi di diametro maggiorato.

I valori del precarico sono classificati in riferimento al fattore di carico dinamico  $C$ . In funzione del tipo di pattino sono disponibili fino a quattro classi di precarico (C0, C1, C2, C3) (Figura 5.10).

| Codice classe di precarico | Versione  | Fattore della classe di precarico $X_{pr}$ (-) | Campo di applicazione   |
|----------------------------|---|--|---|
| C0                         | Senza precarico (gioco)   | 0  | Per sistemi di guida particolarmente scorrevoli con il più basso attrito possibile e minori influenze esterne.  |
| C1                         | Precarico medio<br>0,02 C (2 % di C)<br>Con guide a rulli su rotaia (RRS):<br>0,03 C (3 % di C) | 0,02<br>0,03 (RRS)                             | Per sistemi di guida senza gioco con bassi carichi esterni e ridotte esigenze di rigidità..   |
| C2                         | Precarico medio<br>0,08 C (8 % di C)  | 0,08   | Per sistemi di guida precisi e, allo stesso tempo, elevati carichi esterni ed elevate esigenze di rigidità; consigliato anche per sistemi monorotaia. Carichi o momenti possono essere applicati senza un significativo cedimento elastico. |
| C3                         | Precarico elevato<br>0,13 C (13 % di C)   | 0,13   | Per sistemi di guida ad elevata rigidità come, ad esempio, macchine utensili di precisione o macchine per deformazione. Carichi e momenti possono essere applicati con un minimo cedimento elastico.  |

Figura 5.10: Classi di precarico.

In presenza di vibrazioni va scelto un precarico sufficientemente elevato ( $\geq$  classe di precarico C2); infatti nel nostro caso abbiamo stabilito C3 [12].

### La classe di precisione

I pattini e le rotaie sono classificati secondo le classi di precisione. Ad ogni classe di precisione sono associate determinate tolleranze che descrivono uno scostamento massimo possibile.

La **precisione in altezza** definisce la variazione dimensionale ammessa dell'unità di guida nella direzione z. La misura della distanza H tra la superficie di appoggio della rotaia e la superficie di appoggio del pattino può variare in relazione alla classe di precisione entro tolleranze definite.

La **precisione laterale** definisce la variazione dimensionale ammessa dell'unità di guida nella direzione y. In questo caso si definisce un intervallo di tolleranza per il valore della quota  $A_3$  misurata tra le superfici laterali della rotaia e la superficie laterale di riferimento del pattino.

Il **parallelismo** definisce la deviazione tra due superfici parallele dell'unità di guida. Il valore  $P_1$  indica la tolleranza di parallelismo fra le superfici di riferimento del pattino e della rotaia, (Figura 5.11) e (Figura 5.12) [12].

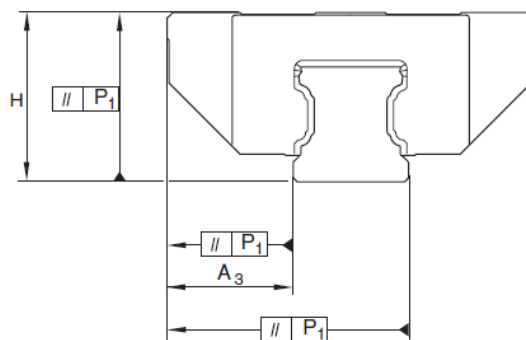


Figura 5.11: Quote H e  $A_3$  parallelismo  $P_1$

### Fissaggio e allineamento di pattini e rotaie

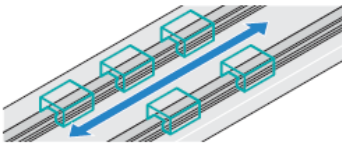
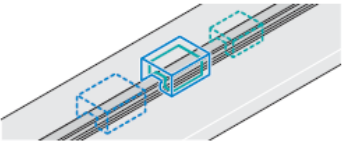
Le guide lineari, data la loro struttura, possiedono diverse superfici di riferimento e battute laterali per l'allineamento e il fissaggio alla struttura. Le superfici rettificate dei pattini e delle rotaie servono come piani di riferimento per il fissaggio mediante viti e fori filettati già presenti. Le superfici di appoggio laterali servono al trasferimento delle forze laterali e all'allineamento dei componenti durante il montaggio.

Queste vengono definite come battute laterali. La rotaia è dotata di due battute laterali utilizzabili anche singolarmente. I pattini FNS sono dotati di una sola battuta laterale, aspetto da tenere in considerazione durante il montaggio.

Il sistema progettato prevede sempre che vi siano almeno due pattini e due rotaie in parallelo di cui una rotaia e un pattino sono bloccati e gli altri lasciati liberi; la rotaia bloccata è inserita all'interno di uno scasso con leggera interferenza nel caso della movimentazione trasversale e di quella avanti-dietro mentre è spinta da una piastrina contro la superficie di riferimento nel caso di quella alto-basso; il pattino bloccato è spinto contro la rispettiva superficie di riferimento sempre attraverso delle viti con l'aiuto, quando richiesto, di piastrine.

| Classi di precisione | Tolleranze <sup>1)</sup> delle quote H e A <sub>3</sub> (μm) |                | Massima differenza delle quote H e A <sub>3</sub> su una rotaia (μm)<br>Δ H, Δ A <sub>3</sub> |
|----------------------|--|----------------|---|
|                      | H  | A <sub>3</sub> |   |
| E                    | ± 120  | ± 70           | 60  |
| N                    | ± 100  | ± 40           | 30  |
| H                    | ± 40   | ± 20           | 15  |
| P                    | ± 20   | ± 10           | 7   |
| XP <sup>2)</sup>     | ± 11   | ± 8            | 7   |
| SP                   | ± 10   | ± 7            | 5   |
| UP                   | ± 5  | ± 5            | 3   |

|                                |  |  |
|--------------------------------|--|--|
| Misurato al centro del pattino |           |  |
|                                | Per una qualsiasi combinazione di pattino e rotaia in una qualsiasi posizione sulla rotaia | Per differenti pattini nella stessa posizione sulla rotaia                         |

1. Tolleranze relative alla combinazione di classi di precisione differenti per rotaie e pattini disponibili su richiesta

2. Combinazione di pattini XP e rotaie SP per le sole guide a sfere su rotaie

Figura 5.12: Classi di precisione.

Le rotaie sono avvitate da sopra con viti a testa cilindrica con esagono incassato M12 mentre i pattini per la movimentazione sono avvitati da sopra nel caso della movimentazione avanti-dietro con viti M12, mentre da sotto con viti M10 negli altri casi (Figura 5.13).

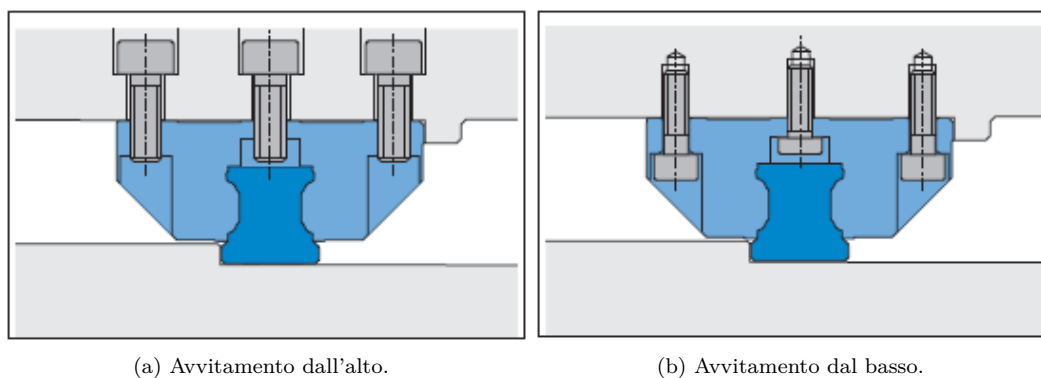


Figura 5.13: Esempi di avvitamento.

### Cenni sulla lubrificazione

Periodicamente a seconda delle condizioni di utilizzo i pattini andranno lubrificati attraverso gli appositi fori posti su di essi [12].

### 5.2.1 La verifica dei pattini

La verifica dei pattini a fatica viene svolta solo su quelli per la movimentazione avanti-dietro che sono i più sollecitati e gli unici che devono far fronte a cicli dinamici continui definiti dalla fase di approccio e disapproccio della trasmissione meccanica alla "gearbox".

#### Passo 1: Definizione delle condizioni d'impiego

In prima battuta è necessario definire:

- la disposizione del sistema di guida, (Figura 5.14) e (Figura 5.15);
- la massa, data dalla somma di quella del motore e di quella della struttura del sistema di movimentazione;
- le forze che agiscono sul sistema, nel nostro caso non vi sono forze di processo ma solo la forza peso e le forze d'inerzia dinamiche;
- la posizione del baricentro, sbilanciata di -100mm lungo y e considerando il caso in cui il sistema abbia effettuato tutta la sua escursione in senso trasversale;
- il ciclo dinamico (Figura 5.16), per il quale si considera la sola corsa di andata essendo uguale a quella del ritorno, è caratterizzato da una velocità a regime pari a 300mm/s, tempo complessivo per eseguire la movimentazione di 1 s e tempo di accelerazione e decelerazione di 0,2 s.

|   |                         |   |       |                  |
|---|-------------------------|---|-------|------------------|
| Tipo di guida lineare                             | Guida a sfere su rotaia |   |       |                  |
| Dimensione  | 45                      | g | -9,81 | m/s <sup>2</sup> |
| Pattino FNS                                       |                         | a | 1,5   | m/s <sup>2</sup> |
| Classe di precarico C3                            |                         |   |       |                  |
| Fattore della classe di precarico X <sub>PR</sub> | 0,13                    |   |       |                  |
| Fattore di carico dinamico C                      | 86400 N                 |   |       |                  |
| Fattore di carico statico C <sub>0</sub>          | 132000 N                |   |       |                  |
|   |                         |   |       |                  |
| Distanza fra i pattini L <sub>w</sub>             | 708 mm                  |   |       |                  |
| Distanza fra i pattini L <sub>s</sub>             | 757 mm                  |   |       |                  |
| Cordinata y dell'azionamento L <sub>y</sub>       | 610 mm                  |   |       |                  |
| Cordinata z dell'azionamento L <sub>z</sub>       | 50 mm                   |   |       |                  |
| Posizione angolare intorno all'asse x (alfa)      | 0                       |   |       |                  |
| Posizione angolare intorno all'asse y (beta)      | 0                       |   |       |                  |
| Massa   | 2100 kg                 |   |       |                  |
| Posizione del baricentro                          |                         |   |       |                  |
| X <sub>s</sub>                                    | 0 mm                    |   |       |                  |
| Y <sub>s</sub>                                    | -100 mm                 |   |       |                  |
| Z <sub>s</sub>                                    | 380 mm                  |   |       |                  |
| Forza peso  | -20601 N                |   |       |                  |

Figura 5.14: Disposizione del sistema di guida.

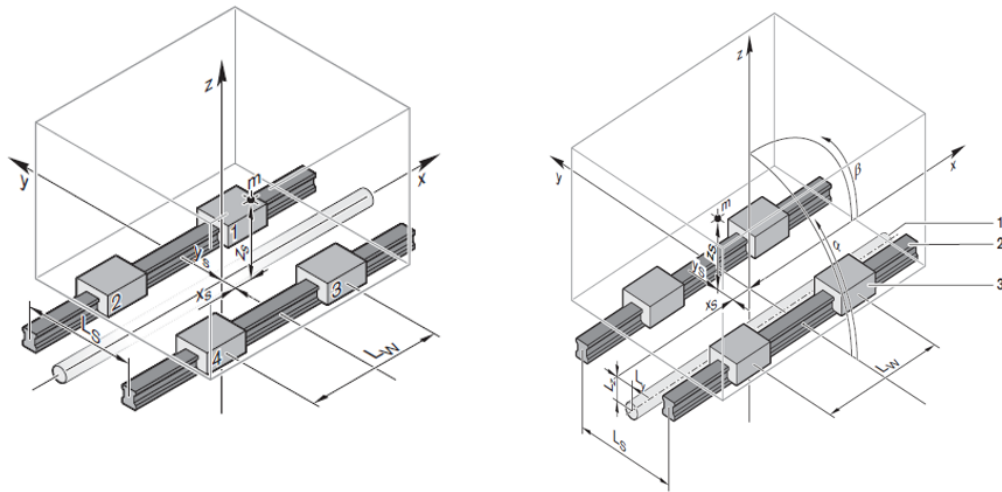


Figura 5.15: Sistema di riferimento per la disposizione del sistema di guida.

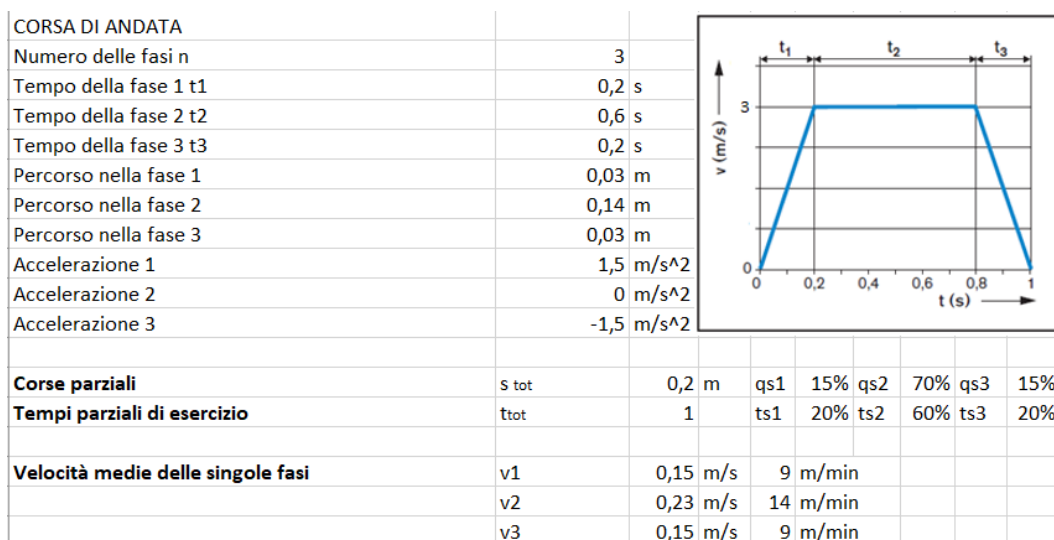


Figura 5.16: Ciclo dinamico.

**Passo 2: Calcolo delle sollecitazioni**

Calcolo delle sollecitazioni in base alle forze agenti sui componenti per ognuna delle 3 fasi del ciclo (Figura 5.17).

|  |          |   |
|--|----------|---|
| <b>Calcolo delle forze agenti sul sistema</b>                  |          |   |
| Forza peso $F_p$   | -20601   | N |
| Forza di inerzia in fase di accelerazione $F_{a1}$             | 3150     | N |
| Forza di inerzia in fase di decelerazione $F_{a3}$             | -3150    | N |
| Forza d'inerzia in fase con velocità costante                  | 0        | N |
| <b>Fase 1 Calcolo delle forze che si scaricano sui pattini</b> |          |   |
| $F_{z11}$ (forza che si scarica sul pattino 1 lungo z)         | -4634,89 | N |
| $F_{z12}$  | -2944,21 | N |
| $F_{z13}$  | -7356,29 | N |
| $F_{z14}$  | -5665,61 | N |
| Carico laterale in direzione y                                 |          |   |
| $F_{y11}$  | 222,46   | N |
| $F_{y12}$  | -222,46  | N |
| $F_{y13}$  | 222,46   | N |
| $F_{y14}$  | -222,46  | N |
| <b>Fase 2 Calcolo delle forze che si scaricano sui pattini</b> |          |   |
| $F_{z21}$ (forza che si scarica sul pattino 1 lungo z)         | -3789,55 | N |
| $F_{z22}$  | -3789,55 | N |
| $F_{z23}$  | -6510,95 | N |
| $F_{z24}$  | -6510,95 | N |
| Carico laterale in direzione y                                 |          |   |
| $F_{y21}$  | 0        |   |
| $F_{y22}$  | 0        |   |
| $F_{y23}$  | 0        |   |
| $F_{y24}$  | 0        |   |
| <b>Fase 3 Calcolo delle forze che si scaricano sui pattini</b> |          |   |
| $F_{z31}$ (forza che si scarica sul pattino 1 lungo z)         | -2944,21 | N |
| $F_{z32}$  | -4634,89 | N |
| $F_{z33}$  | -5665,61 | N |
| $F_{z34}$  | -7356,29 | N |
| Carico laterale in direzione y                                 |          |   |
| $F_{y31}$  | -222,46  | N |
| $F_{y32}$  | 222,46   | N |
| $F_{y33}$  | -222,46  | N |
| $F_{y34}$  | 222,46   | N |

Figura 5.17: Calcolo delle sollecitazioni in base alle forze agenti sui componenti per ognuna delle 3 fasi del ciclo.

**Passo 3: Calcolo del carico combinato equivalente  $F_{comb}$**

Calcolo del carico combinato equivalente  $F_{comb}$  sui singoli pattini in ogni fase n per ogni pattino i (Figura 5.18).

| Calcolo del carico combinato equivalente in ogni fase per ogni pattino |           |
|--|-----------|
| Fcomb11  | 4857,35 N |
| Fcomb12  | 3166,67 N |
| Fcomb13  | 7578,75 N |
| Fcomb14  | 5888,07 N |
|  |           |
| Fcomb21  | 3789,55 N |
| Fcomb22  | 3789,55 N |
| Fcomb23  | 6510,95 N |
| Fcomb24  | 6510,95 N |
|  |           |
| Fcomb31  | 3166,67 N |
| Fcomb32  | 4857,35 N |
| Fcomb33  | 5888,07 N |
| Fcomb34  | 7578,75 N |

Figura 5.18: Calcolo del carico combinato equivalente  $F_{comb}$ .

**Passo 4: Considerazione del precarico e calcolo del carico equivalente effettivo**

Considerazione del precarico e calcolo del carico equivalente effettivo per ogni fase n e per ogni pattino i (Figura 5.19) e (Figura 5.20).

(3-38)  $F_{lim} = 2,8 \cdot F_{pr}$

$F_{lim}$  = Forza di distacco (N)  
 $F_{pr}$  = Forza di precarico (N)

**Distinzione tra i casi** Occorre differenziare fra i seguenti due casi:

**Caso 1:  $F > F_{lim}$**   
 Se il carico esterno, ovvero il carico combinato equivalente sul pattino i in una fase n, è maggiore della forza di distacco, il precarico non avrà alcuna influenza sulla durata a fatica.

**Azzeramento del precarico:**  
 $F_{comb\ n\ i} > 2,8 \cdot F_{pr}$

**Caso 2:  $F \leq F_{lim}$**   
 Se il carico esterno esterna, ovvero il carico combinato equivalente sul pattino i in una fase n, è minore o uguale a 2,8 volte la forza di precarico interna, il precarico avrà influenza sulla durata a fatica.

**Influenza del precarico:**  
 $F_{comb\ n\ i} \leq 2,8 \cdot F_{pr}$

**Carico effettivo equivalente sul pattino**

(3-39)  $F_{eff\ n\ i} = F_{comb\ n\ i}$

(3-40)  $F_{eff\ n\ i} = \left( \frac{F_{comb\ n\ i}}{2,8 \cdot F_{pr}} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr}$

$F_{comb\ n\ i}$  = Carico combinato equivalente durante la fase n, sul pattino i (N)  
 $F_{pr}$  = Forza di precarico (N)  
 $F_{eff\ n\ i}$  = Carico effettivo equivalente durante la fase n, sul pattino i (N)

|  |           |  |  |  |
|--|-----------|--|--|--|
| FORZA DI PRECARICO DEI PATTINI $F_{pr}$  | 11232 N   |  |  |  |
| FORZA DI DISTACCO $F_{lim}$  | 31449,6 N | (Forza necessaria ad annullare il precarico sui pattini) |  |  |
| Siccome $F_{comb}$ di tutti i pattini è inferiore di $F_{lim}$ il precarico influenza la durata a fatica dei pattini |           |  |  |  |

Figura 5.19: Considerazione del precarico.

| Calcolo carichi effettivi equivalenti per tutte le fasi e i pattini |          |   |
|---|----------|---|
| Feff11  | 13932,18 | N |
| Feff12  | 12970,44 | N |
| Feff13  | 15527,61 | N |
| Feff14  | 14529,65 | N |
|   |          |   |
| Feff21  | 13322,10 | N |
| Feff22  | 13322,10 | N |
| Feff23  | 14894,75 | N |
| Feff24  | 14894,75 | N |
|   |          |   |
| Feff31  | 12970,44 | N |
| Feff32  | 13932,18 | N |
| Feff33  | 14529,65 | N |
| Feff34  | 15527,61 | N |

Figura 5.20: Calcolo del carico equivalente effettivo.

**Passo 5: Calcolo del carico dinamico equivalente**

Calcolo del carico dinamico equivalente (Figura 5.21).

| Si calcola il carico dinamico equivalente per ogni pattino in base alle percentuali di corsa |          |   |  |
|--|----------|---|--|
| Fm1  | 13366,35 | N |  |
| Fm2  | 13366,35 | N |  |
| Fm3  | 14940,20 | N |  |
| Fm4  | 14940,20 | N |  |

$$F_{mi} = \sqrt[3]{(F_{eff1i})^3 \cdot \frac{q_{s1}}{100\%} + (F_{eff2i})^3 \cdot \frac{q_{s2}}{100\%} + (F_{eff3i})^3 \cdot \frac{q_{s3}}{100\%}}$$

Figura 5.21: Calcolo del carico dinamico equivalente.

**Passo 6: Calcolo della durata a fatica nominale**

Calcolo della durata a fatica nominale (Figura 5.22).

**Passo 7: Calcolo del coefficiente di sicurezza al carico statico**

Calcolo del coefficiente di sicurezza al carico statico. (Figura 5.23).



|  |          |       |
|--|----------|-------|
| <b>Durata a fatica nominale in metri</b>                   |          |       |
| Per i pattini più sollecitati                              |          |       |
| L <sub>3/4</sub>   | 19340707 | m     |
| <b>Calcolo della velocità media durante l'intero ciclo</b> |          |       |
| V <sub>mciclo</sub>  | 12       | m/min |
| <b>Durata a fatica in ore di esercizio</b>                 |          |       |
| L <sub>h3/4</sub>  | 26862    | ore   |

$$L_i = \left( \frac{C}{F_{mi}} \right)^3 \cdot 10^5 \text{ m}$$

Calcolare la velocità media durante l'intero ciclo secondo la formula (3-52):

$$v_m = \frac{|v_1| \cdot q_{t1} + |v_2| \cdot q_{t2} + \dots + |v_n| \cdot q_{tn}}{100 \%}$$

A causa della velocità variabile, la durata a fatica nominale in ore di esercizio si calcola secondo la formula (3-53):

$$L_{hi} = \frac{L_i}{60 \cdot v_m}$$

Figura 5.22: Calcolo della durata a fatica.

|   |          |   |
|---|----------|---|
| <b>Carico statico equivalente</b>   |          |   |
| I pattini più sollecitati rispetto al carico effettivo equivalente sono il pattino 3 nella fase 1 ed il pattino 4 nella fase 3. |          |   |
| F <sub>max</sub>  | 15527,61 | N |
| <b>Coefficiente di sicurezza al carico statico</b>  |          |   |
| S <sub>0</sub>  | 8,50     |   |

Figura 5.23: Calcolo del coefficiente di sicurezza al carico statico.

### Considerazioni finali

I pattini risultano adeguatamente dimensionati in quanto per fare un test ci vogliono circa 2 minuti (108 s) più 3 minuti circa (176 s) di intervallo tra un test e l'altro; complessivamente 5 minuti. In un giorno eseguiamo al massimo 288 test lavorando in continuo (5.3).

$$\frac{24 \frac{\text{ore}}{\text{giorno}} - 60 \frac{\text{min.}}{\text{ore}}}{5 \frac{\text{min.}}{\text{test}}} \simeq 288 \frac{\text{test}}{\text{giorno}} \quad (5.3)$$

288 test in un giorno per 2 secondi a test necessari alla fase di approccio e disapproccio fanno 576 secondi/giorno impiegati per la movimentazione che corrispondono a 0,16 ore/giorno. Dividendo la durata a fatica 26862 ore (ottenuta con probabilità di durata del 90%) per le ore/giorno di effettivo utilizzo dei pattini (5.4) risulta una durata a fatica del pattino pari a 460 anni circa!

$$\frac{26862 \text{ ore}}{0,16 \frac{\text{ore}}{\text{giorno}}} \simeq 167888 \text{ giorni} \rightarrow 460 \text{ anni} \quad (5.4)$$

Per quanto riguarda il coefficiente di carico statico pari ad 8,5 rientra nel range 8-12 riferito al caso di applicazioni dove è richiesta elevata sollecitazione dinamica in stato di inattività e sporcizia; basti pensare che per casi dove vi sono vibrazioni poteva essere sufficiente un valore compreso fra 4 e 6 [8] e [12].

## 5.3 Viti e chiocciola a ricircolo di sfere

Prima di riportare i componenti scelti per i sistemi-vite chiocciola a ricircolo di sfere si rende necessario descriverne in maniera generale le caratteristiche.

### 5.3.1 Generalità

#### Struttura

L'unità viti a sfere (Figura 5.24) consiste normalmente nei seguenti gruppi:

- Chiocciola con corpi volventi in ricircolo continuo;
- Supporti;
- Viti;
- Cuscinetti d'estremità.

La chiocciola viene vincolata alla tavola mobile direttamente tramite un supporto [12].

#### Principio di funzionamento

La maggior parte delle unità viti a sfere vengono azionate agendo sul codolo della vite tramite un motore. La chiocciola ed il suo supporto di collegamento alla tavola vengono movimentate dalla coppia torcente trasmessa dalla vite. Esiste un diverso principio di funzionamento ed è quello delle chiocciolate rotanti. In questo caso viene fatta ruotare direttamente la chiocciola mentre la vite è ferma. A seconda dell'applicazione a muoversi assialmente sarà la chiocciola oppure la vite.

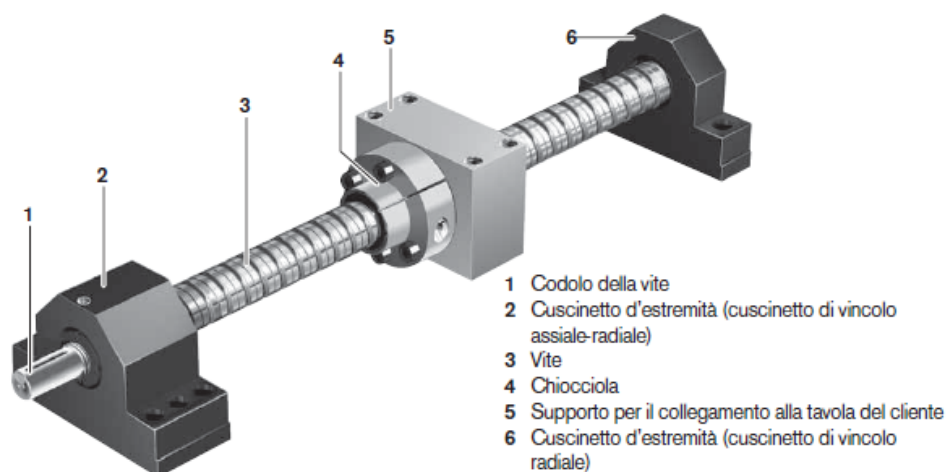


Figura 5.24: Struttura di un'unità viti a sfere.

### Vite

Le sfere si muovono grazie ad una superficie di rotolamento a spirale ricavata su di un albero (nella maggioranza dei casi la superficie di rotolamento ha profilo gotico). La conversione del moto rotatorio in moto lineare (e viceversa) avviene in concomitanza con il rotolamento delle sfere nella madrevite della chiocciola.

La vite viene descritta tramite determinate grandezze geometriche che sono valide universalmente anche per l'intero azionamento con viti a ricircolo di sfere.

Il diametro della vite  $d_0$ , il passo  $P$ , nonché il diametro delle sfere  $D_w$  rappresentano le grandezze principali di una vite:  $d_0 \times P \times D_w$  (Figura 5.25).

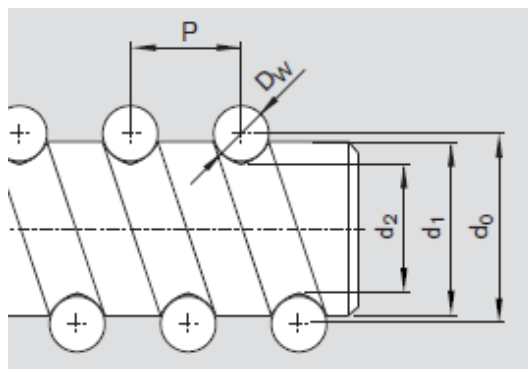


Figura 5.25: Geometria vite.

Nel passo  $P$  è compreso anche il senso di rotazione della vite (R per destra e L per sinistra). A seconda del diametro della vite, del passo e del diametro delle sfere, è possibile produrre viti con più di una superficie di rotolamento. In tal caso si parlerà di viti a più principi.

### Chiocciola

La chiocciola (Figura 5.26) viene fissata alle parti mobili della macchina mediante una struttura di collegamento e trasforma il movimento rotatorio della vite, tramite le sfere, in un movimento lineare. Il circuito dei corpi volventi per una chiocciola è composto, dalla

cosiddetta zona di carico e dalla corsa di ricircolo.

Nella zona di carico i corpi volenti trasferiscono le forze assiali fra vite e chiocciola. Il numero di volte che la fila di sfere avvolge la vite viene definito come il numero di passi portanti della chiocciola. Nell'esempio di Figura 5.26 ci sono 5 passi portanti.

Nella corsa di ricircolo le sfere vengono unicamente ricondotte nella zona di carico. Le pastiglie di ricircolo riconducono le sfere dall'estremità della zona di carico verso la corsa di ricircolo e, dalla corsa di ricircolo nuovamente verso la zona di carico, (Figura 5.27).



Figura 5.26: Struttura della chiocciola.

### Il precarico e la precisione

Oltre all'attrito notevolmente basso, un ulteriore vantaggio delle viti a sfere rispetto alle viti trapezoidali, è costituito dalla possibilità di precarico della chiocciola. Il precarico viene scelto in funzione del tipo di applicazione. Le considerazioni sono simili a quelle fatte per le guide lineari. I diversi metodi per ottenere il precarico sono elencati qui di seguito:

- Selezione del diametro delle sfere;
- Chiocciola registrabile;
- Chiocciola doppia;
- Chiocciola doppia con shift del passo.

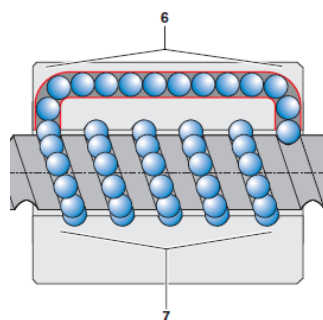


Figura 5.27: Principio di funzionamento del circuito di corpi volventi.

La precisione della chiocciola è influenzata dallo scostamento del passo rispetto il suo valore nominale. L'entità dello scostamento di passo viene classificata in diverse classi di tolleranza.

#### Fattore di velocità e velocità lineare massima

Il sistema di ricircolo delle sfere integrato nelle chiocciole permette un'elevata velocità di rotazione. A seconda del modello della chiocciola, sono possibili fattori di velocità che raggiungono i 150000 mm/min. In funzione del fattore di velocità e del passo della vite  $P$  si calcola la velocità lineare teorica massima  $v_{\max}$  che è comunque riportata a catalogo, (Figura 5.28)[12].

$$d_0 \cdot n \leq 150000 \text{ mm/min}$$

$$(5-9) \quad v_{\max} = \frac{(d_0 \cdot n) \cdot P}{d_0} = \frac{150000 \frac{\text{mm}}{\text{min}} \cdot P}{d_0}$$

|               |                                |                      |
|---------------|--------------------------------|----------------------|
| $d_0 \cdot n$ | = Fattore di velocità          | (mm/min)             |
| $d_0$         | = Diametro nominale della vite | (mm)                 |
| $n$           | = Velocità di rotazione        | (min <sup>-1</sup> ) |
| $v_{\max}$    | = Velocità lineare massima     | (mm/min)             |
| $P$           | = Passo                        | (mm)                 |

Figura 5.28: Calcolo velocità lineare massima chiocciola.

#### Lubrificazione

Come tutti gli altri componenti volventi anche le unità di viti a sfere devono essere lubrificate attraverso gli appositi fori con olio o grasso. Normalmente il lubrificante viene inserito, nell'unità viti a sfere, tramite un foro di lubrificazione. Gli intervalli di lubrificazione dipendono dal passo e dai carichi presenti e sono riportati a catalogo.

### 5.3.2 I componenti scelti

Tutti i componenti di seguito riportati sono forniti dalla Rexroth BOSCH.

#### MOVIMENTAZIONE AVANTI-DIETRO

Tabella 5.2: Componenti sistema di movimentazione avanti-dietro.

| Componente                            | Caratteristiche                            |
|---------------------------------------|--|
| Vite                                  | 32x5Rx3,5 L = 628 mm, Codoli 81/81A e 41   |
| Chiocciola                            | Flangiata FEM-E-S, precar. C3, cl.toll. T7 |
| Supporto cuscinetto (assiale-radiale) | SEB-F                                      |
| Supporto cuscinetto (radiale)         | SEB-L                                      |

#### MOVIMENTAZIONE ALTO-BASSO

Tabella 5.3: Componenti sistema di movimentazione alto-basso.

| Componente                            | Caratteristiche                            |
|---------------------------------------|--|
| Vite                                  | 40x5Rx3,5 L = 450mm, Codoli 81/81A e 41    |
| Chiocciola                            | Flangiata FEM-E-S, precar. C3, cl.toll. T7 |
| Supporto cuscinetto (assiale-radiale) | SEB-F                                      |
| Supporto cuscinetto (radiale)         | Assente                                    |

#### MOVIMENTAZIONE TRASVERSALE

Tabella 5.4: Componenti sistema di movimentazione trasversale.

| Componente                            | Caratteristiche                            |
|---------------------------------------|--|
| Vite                                  | 32x5Rx3,5 L = 420 mm, Codoli 81/81A e 41   |
| Chiocciola                            | Flangiata FEM-E-S, precar. C3, cl.toll. T7 |
| Supporto cuscinetto (assiale-radiale) | SEB-F                                      |
| Supporto cuscinetto (radiale)         | Assente                                    |

### 5.3.3 Verifica dei sistemi vite-chiocciola

La scelta del passo  $p$  per i tutti i sistemi vite-chiocciola a ricircolo di sfere è stata fatta selezionando quello minimo da catalogo in modo da aumentare:

- la risoluzione del sistema, associando ad un giro del motore un avanzamento minore della chiocciola;
- il fattore di riduzione che comporta, a parità di coppia motrice  $C_m$ , maggiore forza di spinta  $Q$  applicabile dalla chiocciola.

$$Q = \frac{C_m 2\pi}{p} \quad (5.5)$$

La classe di precarico è stata scelta massima e va di pari passo con quella di tolleranza essendo questa un'applicazione dove è richiesta rigidità e precisione.

## MOVIMENTAZIONE AVANTI-DIETRO

Per il sistema vite-chiocciola relativo alla movimentazione avanti-dietro vengono effettuate:

- la verifica a fatica calcolando la durata nominale (probabilità del 90%);
- il calcolo della velocità critica flessionale;
- il calcolo del carico assiale ammissibile (carico di punta).

**Verifica a fatica** : Viene effettuata con lo stesso procedimento utilizzato per la verifica dei pattini e riportato in 5.2.1. Calcoliamo la forza assiale che si scarica sul sistema vite-chiocciola considerando la forza d'inerzia della massa  $F_i$  pari a 3150 N nelle fasi di accelerazione e decelerazione e la forza di attrito  $F_a$  dei singoli pattini ricavata dal fornitore di 49,41 N, ne risulta una durata a fatica nominale di circa 4850 ore con velocità di rotazione media  $n_m$  uguale a 1600 giri/min. Il risultato è più che sufficiente per la nostra applicazione per quanto affermato nelle considerazioni finali nel Cap.5.2.

**Calcolo velocità critica flessionale** : Si calcola la velocità critica flessionale della vite  $n_k$  e la si confronta con quella massima della chiocciola  $n_{max}$  ricavata da  $v_{max}$  valore a catalogo (23 m/min) conoscendo il passo  $p$  (5 mm).

$$n_k = \frac{f_{nk} d_2 10^7}{l_n^2} = 14910 \text{ giri/min} \quad (5.6)$$

dove il diametro di fondo filetto  $d_2 = 28,4$  mm,  $l_n = 600$  mm e  $f_{nk} = 18,9$  (Figura 5.29).

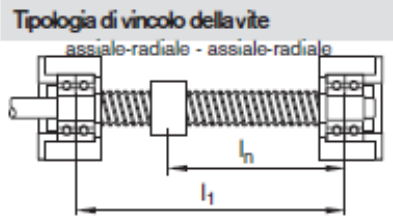
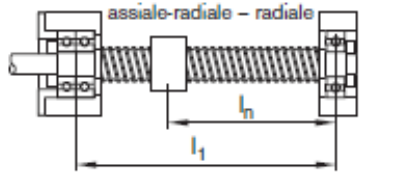
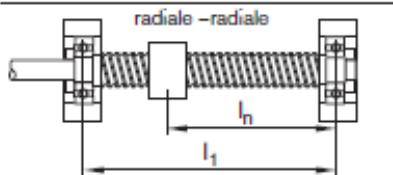
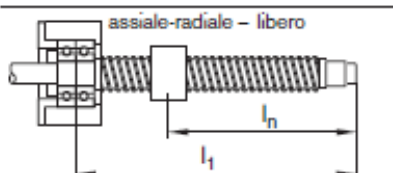
| Tipologia di vincolo della vite  | Coefficiente $f_{nk}$ |
|--|-----------------------|
|  <p>assiale-radiale - assiale-radiale</p> | 27,4                  |
|  <p>assiale-radiale - radiale</p>         | 18,9                  |
|  <p>radiale - radiale</p>                 | 12,1                  |
|  <p>assiale-radiale - libero</p>          | 4,3                   |

Figura 5.29: Tabella coefficienti  $f_{nk}$  in base alla tipologia di vincolo della vite.

$$n_{\max} = \frac{v_{\max} 1000}{p} = 4600 \text{ giri/min} \quad (5.7)$$

La nostra velocità di rotazione critica sarà 4600 giri/min;

**Carico assiale ammissibile:** Il carico di punta teorico della vite  $F_k$  calcolato come segue dovrà essere ridotto del 50% per calcolare quello ammissibile  $F_{kzul}$ .

$$F_k = \frac{f_{Fk} d_2^4 10^7}{l_n^2} = 368339 \text{ N} \quad (5.8)$$

dove il diametro di fondo filetto  $d_2 = 28,4$  mm,  $l_k = 600$  mm e  $f_{Fk} = 20,4$  (Figura 5.30).

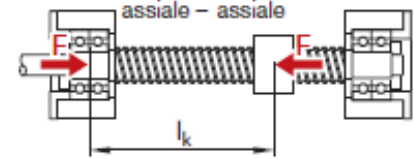
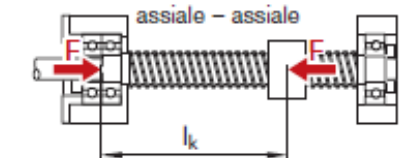
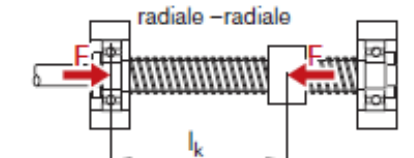
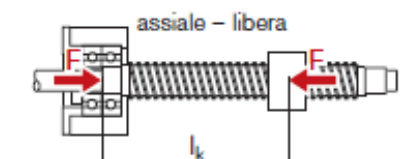
| Tipologia di vincolo della vite  | Coefficiente $f_{Fk}$ |
|--|-----------------------|
|  <p>assiale - assiale</p>   | 40,6                  |
|  <p>assiale - assiale</p>  | 20,4                  |
|  <p>radiale - radiale</p> | 10,2                  |
|  <p>assiale - libera</p>  | 2,6                   |

Figura 5.30: Tabella coefficienti  $f_{Fk}$  in base alla tipologia di vincolo della vite.

$$F_{kzul} = \frac{F_k}{2} = 184319 \text{ N} \quad (5.9)$$

In questo caso siamo almeno due ordini di grandezza sopra le nostre forze in gioco riportate al Cap.5.2.

## MOVIMENTAZIONE ALTO-BASSO

Per il sistema vite-chiocciola relativo alla movimentazione alto-basso non viene effettuata la verifica a fatica ma solo il calcolo della sua velocità critica flessionale e del carico assiale ammissibile (carico di punta) in quanto questi componenti servono alla regolazione del banco



e lavorano poco durante la sua vita utile. Vengono riportati esclusivamente i risultati dei calcoli; i ragionamenti sono gli stessi del caso precedente.

**Calcolo velocità critica flessionale** :  $n_k = 9783$  giri/min;  $n_{max} = 3800$  giri/min.

La nostra velocità di rotazione critica sarà 3800 giri/min;

**Carico assiale ammissibile:**  $F_k = 285.272$  N con  $F_{kzul} = 142.636$  N.

In questo caso non avremmo nemmeno avuto bisogno di fare la verifica perché la componente della forza peso che agisce lungo l'asse della vite (7349 N) lavora a sfavore del verificarsi del fenomeno del carico di punta mantenendola in trazione.

### MOVIMENTAZIONE TRASVERSALE

Anche per il sistema vite-chiocciola relativo alla movimentazione trasversale valgono le considerazioni fatte per quello alto-basso.

**Calcolo velocità critica flessionale** :  $n_k = 8920$  giri/min;  $n_{max} = 4600$  giri/min.

La nostra velocità di rotazione critica sarà 4600 giri/min;

**Carico assiale ammissibile:**  $F_k = 123.550$  N con  $F_{kzul} = 61.775$  N.

Siamo in sicurezza in quanto la forza d'inerzia  $F_i$  con un accelerazione di  $0,5$  m/s<sup>2</sup> e una massa di circa 1350 kg è pari a 675 N che sommata a quella di attrito dei pattini comporta una forza di compressione assiale massima della vite di 872,64 N.

## 5.4 Elementi di bloccaggio pneumatici

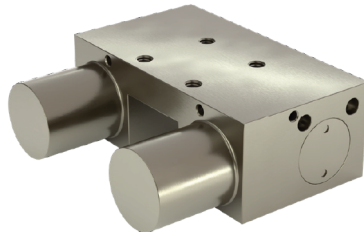


Figura 5.31: Elemento di bloccaggio FRC.

Gli elementi di bloccaggio pneumatico normalmente chiusi del produttore ERREDI (Figura 5.31) che sono stati scelti per le varie guide lineari vengono riportati nella Tabella 5.5 con le loro caratteristiche principali.

Tabella 5.5: Elementi di bloccaggio per il sistema di movimentazione a 3 assi.

| Movimentazione  | Quantità | Caratteristiche elemento di bloccaggio         |
|-----------------|----------|--|
| Avanti - dietro | 4        | FRC S45 DEM, $F_{blocc}$ : 3800 N, fori M10    |
| Alto - basso    | 2        | FRCDPH S45 DEM, $F_{blocc}$ : 7600 N, fori M10 |
| Trasversale     | 2        | FRCDPH S45 DEM, $F_{blocc}$ : 7600 N, fori M10 |

La pressione di esercizio varia tra 5,5 - 8 bar.

## 5.5 I giunti elastici a stella

I giunti elastici a stella sono torsionalmente elastici e trasmettono il momento torcente senza deformazioni. Presentano elevata resistenza meccanica. Durante il funzionamento assorbono efficacemente irregolarità di movimento ed urti. Due elementi dei giunti fra loro congruenti, provvisti internamente di sedi concave, sono posti l'uno di fronte all'altro ed eseguiti in modo da poter accogliere nello spazio tra loro interposto una stella dentata con profili ad evolventi. I singoli denti di questo elemento intermedio sono bombati per evitare sforzi sui bordi nel caso di errori di allineamento degli alberi. Pertanto, i giunti possono assorbire disallineamenti radiali, angolari ed assiali degli alberi. Sono collegati ad ognuno degli alberi dei motori elettrici e li connettono con i codoli delle viti [17][18]. In Tabella 5.6 sono elencati i giunti scelti per la nostra applicazione.

Tabella 5.6: Giunti elastici a stella per il sistema di movimentazione a 3 assi.

| Movimentazione  | Marca | Caratteristiche giunto elastico a stella  |
|-----------------|-------|---|
| Avanti - dietro | ROTEX | GS24 98SH A-7,5-D19-7,5-D                 |
| Alto - basso    | SIT   | TRASCO GES 2M 92SHA (giallo) TAGLIA 24/28 |
| Trasversale     | SIT   | TRASCO GES 2M 92SHA (giallo) TAGLIA 19/24 |



(a) Giunto completo.



(b) Particolare della stella.

Figura 5.32: Esempio giunto elastico a stella.

## 5.6 I servomotori

I servomotori scelti per la nostra applicazione e riportati in Tabella 5.7 sono motori elettrici sincroni alimentati in corrente continua con inverter, freno di stazionamento e encoder integrato della INDRAMAT Rexroth BOSCH, (Figura 5.33), (Figura 5.34) e (Figura 5.35) [19].

Tabella 5.7: Servomotori per il sistema di movimentazione a 3 assi controllati.

| Movimentazione  | Caratteristiche servomotore   |
|-----------------|---|
| Avanti - dietro | KSM02.1B-061C-35N; $C_{\max} = 25 \text{ Nm}$ $n_{\max} = 4300 \text{ giri/min}$  |
| Alto - basso    | KSM02.1B-061C-35N; $C_{\max} = 25 \text{ Nm}$ $n_{\max} = 4300 \text{ giri/min}$  |
| Trasversale     | KSM02.1B-041C-42N; $C_{\max} = 9,4 \text{ Nm}$ $n_{\max} = 5500 \text{ giri/min}$ |

**Motor-integrated servo drive KSM02**

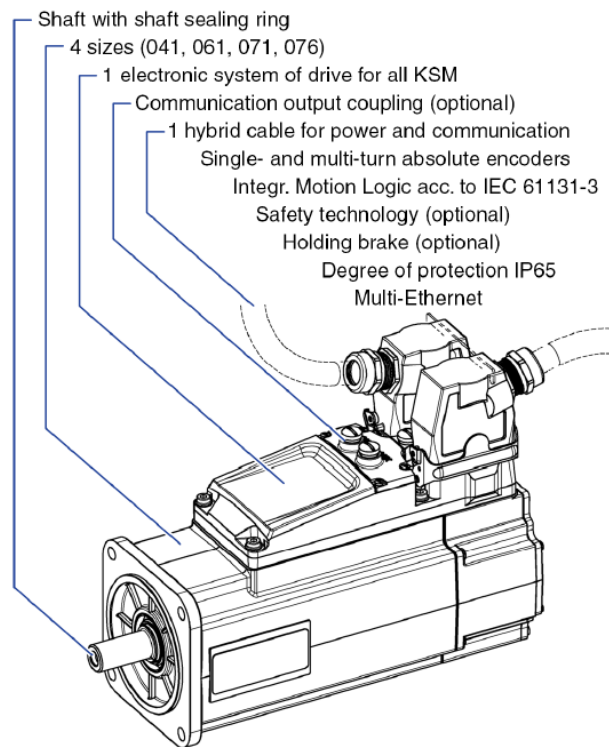
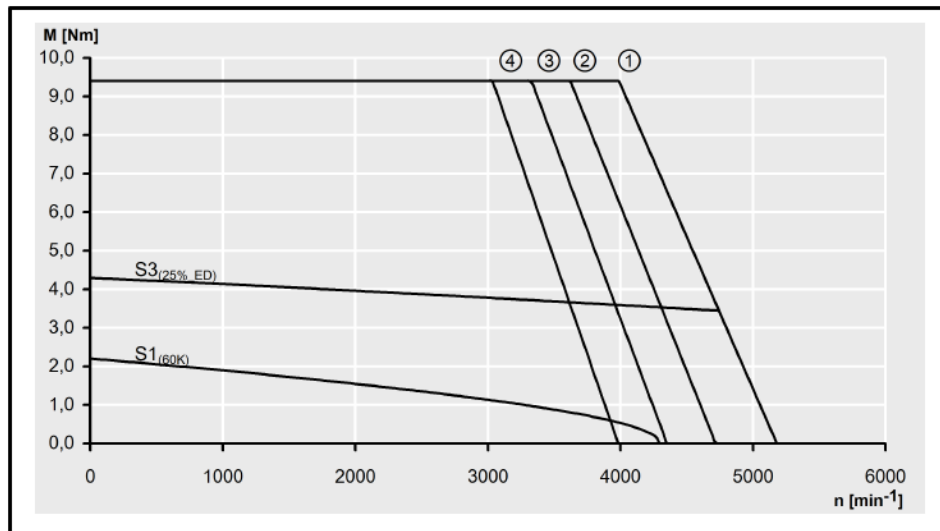


Figura 5.33: Servomotori INDRAMAT.



S1, S3 Characteristics apply to a PWM frequency of 4 kHz  
 (1)  $M_{max}$ , controlled supply (1) 3 × AC 400 V  
 (2)(3)(4)  $M_{max}$ , uncontrolled supply (2) 3 × AC 480 V, (3) 3 × AC 440 V, (4) 3 × AC 400 V

Figura 5.34: Curva caratteristica servomotore KSM02.1B-041C-42N.

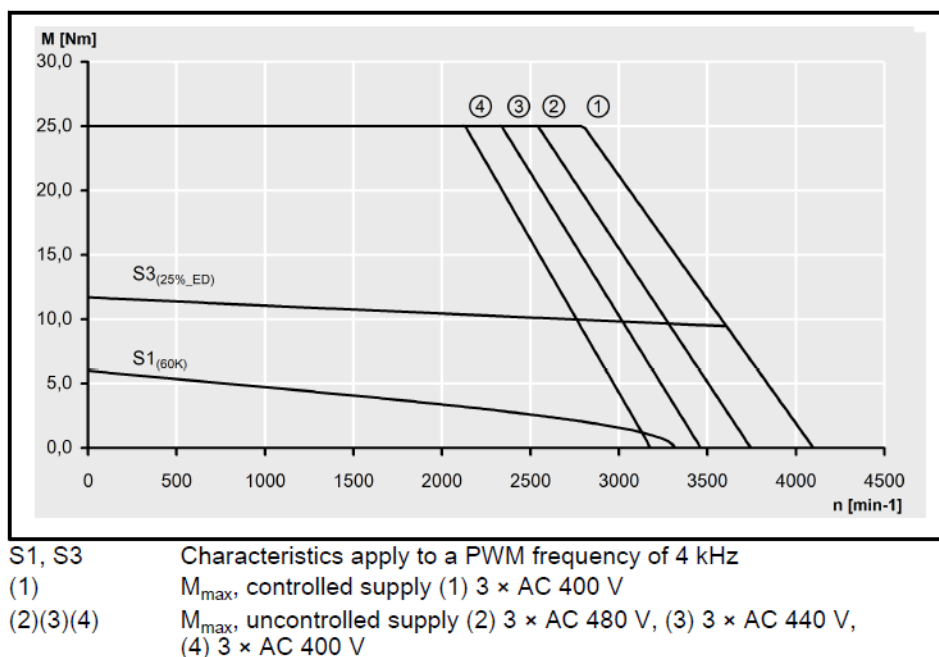


Figura 5.35: Curva caratteristica servomotore KSM02.1B-061C-35N.

### 5.6.1 Verifica dei motori

Per la verifica dei motori del sistema di movimentazione è stato utilizzato un foglio di calcolo opportunamente costruito per sistemi vite-chiocciola in cui sono stati inseriti in input:

- la massa, il diametro e il passo della vite;
- massa del carico;
- le forze resistenti e gli attriti;
- la coppia di stallo, la coppia motrice, la velocità e l'inerzia del motore;
- lo spazio da ricoprire con il movimento.

Il modello fornisce in output:

- il ciclo dinamico risultante con il tempo totale, il tempo di accelerazione, il tempo di decelerazione e la velocità massima. Il ciclo è coerente se la coppia motrice risulta superiore a quella resistente. A questo punto non ci rimane che confrontare i tempi del ciclo con quelli che si sono imposti per eseguire ognuna delle movimentazioni;
- il rapporto d'inerzia tra l'inerzia totale, data dalla somma di quella della vite e del carico ridotte al motore, e quella del motore; se questo rapporto è compreso tra 1 e 3 allora il motore riuscirà a seguire in maniera corretta il ciclo dinamico imposto o altrimenti se superiore tenderà sempre più, per le forze d'inerzia, a far oscillare la velocità attorno a quella lineare teorica. Quest'ultimo effetto può essere contenuto in fase operativa di regolazione del motore riducendone la velocità e con essa l'accelerazione;

Andrebbe svolta una terza verifica che è quella termica. Questa si rende necessaria nei casi in cui il motore opera in maniera continua perché richiesto dal ciclo di funzionamento della

macchina su cui è installato. Sostanzialmente controlliamo che il motore non si surriscaldi e questo accade quando la coppia motrice erogata dal motore nelle condizioni sopra descritte è inferiore a quella di stallo [20].

### 5.6.2 Ipotesi sui tre cicli dinamici

Si assume che per svolgere la movimentazione avanti-dietro si debba impiegare un tempo totale di ciclo per la singola corsa, sia essa di andata o ritorno, pari ad 1 secondo con velocità massima da raggiungere di 300 mm/s (0,3 m/s) mentre per le altre movimentazioni di regolazione, alto-basso e trasversale, un tempo totale pari a 10 secondi con velocità massima di 100 mm/s (0,1 m/s). Il tempo di accelerazione per tutti e tre i casi viene fissato tra 0,2-0,3 secondi.

### 5.6.3 Verifica motore movimentazione avanti-dietro

Per effettuare la verifica del motore di movimentazione avanti-dietro si imposta:

- una coppia motrice pari al 70% della coppia massima a catalogo per lasciare al motore un margine operativo superiore a cui viene sottratta quella resistente della chiocciola 0,78 Nm;
- una velocità del motore di 2500 giri/min inferiore a quella massima;
- una massa del carico di 2020 kg;
- una forza resistente di 197,64 N pari alla somma delle forze di attrito dei quattro pattini 49,41 N;
- un'inerzia del motore 0,0009890 kg m<sup>2</sup>.

Il ciclo dinamico risultante rispetta i tempi ipotizzati e il rapporto d'inerzia è compreso fra 1-3. La verifica termica non è necessaria in quanto trascorrono parecchi minuti tra un movimento e l'altro, (Figura 5.36).

### 5.6.4 Verifica motore movimentazione alto-basso

Per effettuare la verifica del motore di movimentazione alto-basso si imposta:

- una coppia motrice pari al 70% della coppia massima a catalogo per lasciare al motore un margine operativo superiore a cui viene sottratta quella resistente della chiocciola 1,43 Nm;
- una velocità del motore di 2000 giri/min inferiore a quella massima;
- una forza resistente di 197,64 N pari alla somma delle forze di attrito dei quattro pattini 49,41 N sommata alla componente della forza peso che deve vincere il motore di 7249,59 N;
- una massa del carico di 1478 kg;
- un'inerzia del motore 0,0009890 kg m<sup>2</sup>.

## Capitolo 5 Progettazione meccanica del sistema di movimentazione a 3 assi controllati

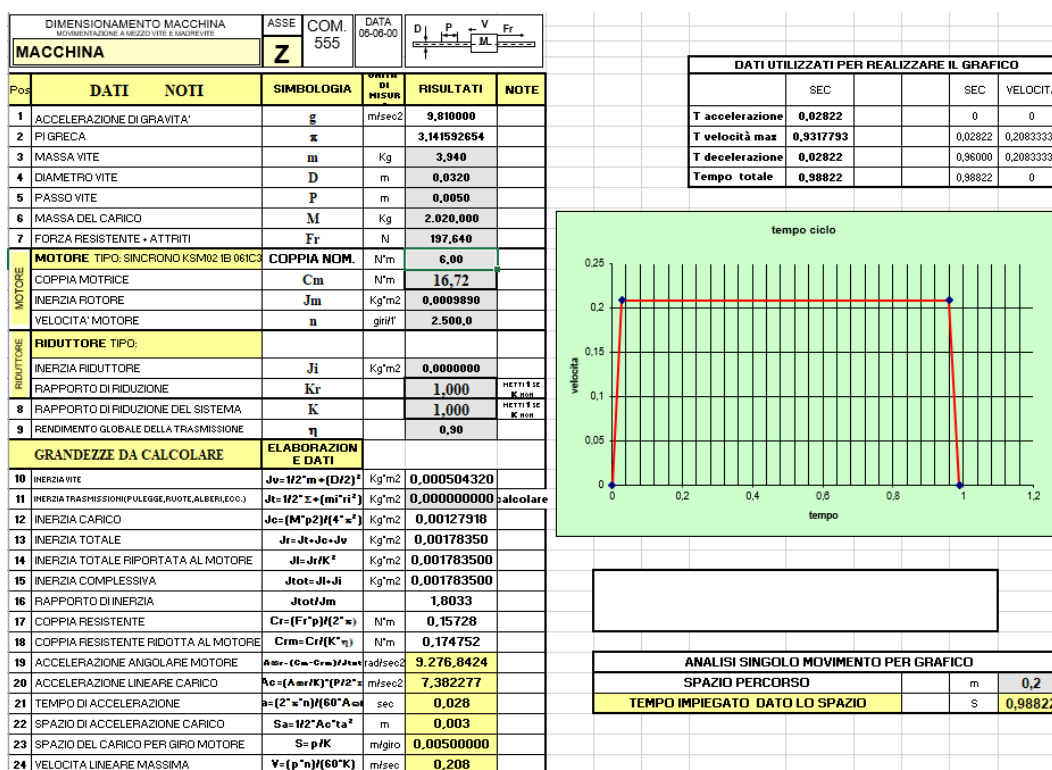


Figura 5.36: Verifica servomotore movimentazione avanti-dietro.

Il ciclo dinamico risultante rientra ampiamente nei tempi ipotizzati e il rapporto d'inerzia è compreso fra 1-3, (Figura 5.37). La verifica termica viene svolta considerando che il motore debba sostenere in maniera continuativa la componente della forza peso lungo l'asse della vite  $F_{Pt}$  pari a 7249,59 N con una coppia C calcolata come:

$$C = \frac{F_{Pt} p}{2\pi} = 5,77 \text{ Nm} \quad (5.10)$$

dove p è il passo. Il risultato è inferiore alla coppia di stallo di 6 Nm.

### 5.6.5 Verifica motore movimentazione trasversale

Per effettuare la verifica del motore di movimentazione trasversale si imposta:

- una coppia motrice pari al 70% della coppia massima a catalogo per lasciare al motore un margine operativo superiore a cui viene sottratta quella resistente della chiocciola 0,78 Nm;
- una velocità del motore di 2000 giri/min inferiore a quella massima;
- una massa del carico di 1313 kg;
- una forza resistente di 197,64 N pari alla somma delle forze di attrito dei quattro pattini 49,41 N;
- un'inerzia del motore 0,0002130 kg m<sup>2</sup>.

## 5.7 Procedura di assemblaggio del sistema di movimentazione a 3 assi controllati

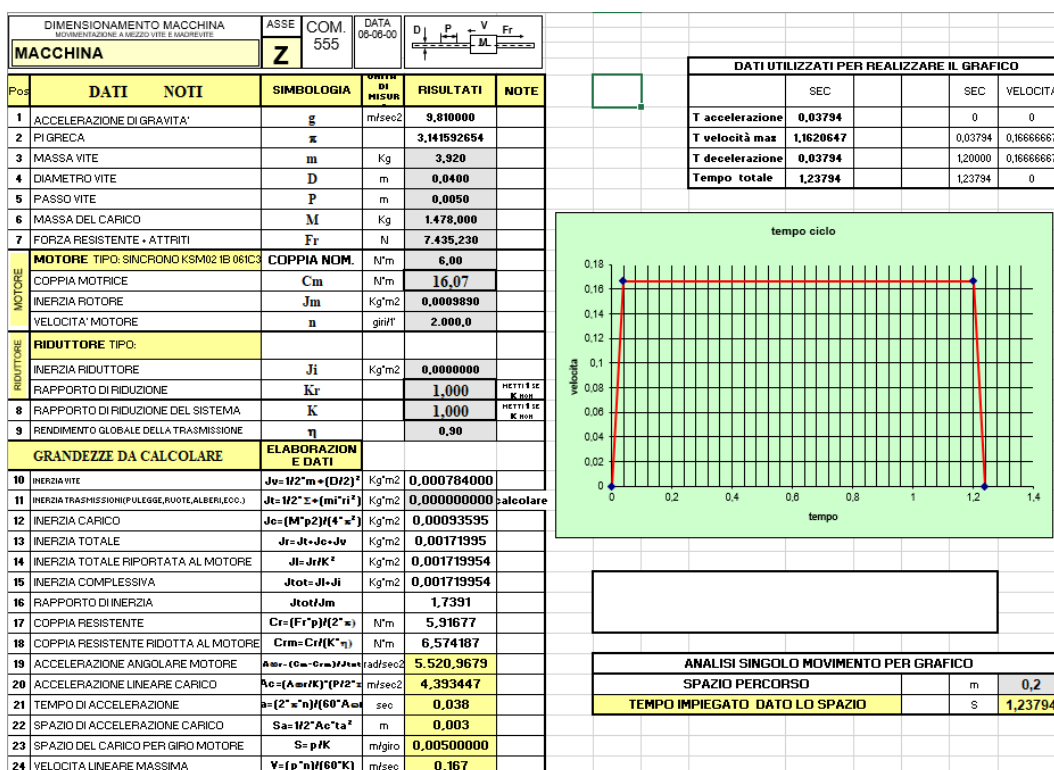


Figura 5.37: Verifica servomotore movimentazione alto-basso.

Il ciclo dinamico risultante rispetta ampiamente i tempi ipotizzati e anche se il rapporto d'inerzia a 5,48 non è compreso fra 1-3 viene accettato lo stesso in quanto c'è la possibilità di ridurre la velocità del motore in fase operativa. La verifica termica non è necessaria perché la movimentazione trasversale è solo di regolazione, (Figura 5.38).

## 5.7 Procedura di assemblaggio del sistema di movimentazione a 3 assi controllati

Inizialmente vengono poste sul basamento le rotaie e si serrano solo quelle la cui posizione è vincolata dallo scavo, le viti delle altre rotaie si accostano semplicemente. Successivamente vengono inseriti i pattini e sopra di essi la struttura di carpenteria inferiore, anche qui si serrano solo i pattini con posizione vincolata. Gradualmente, facendo scorrere la carpenteria inferiore si allineano e serrano anche le altre rotaie e pattini. A questo punto con lo stesso procedimento si montano le rotaie inclinate ed i blocchi anteriori e posteriori sui pattini con le barre filettate. I blocchi si allineano regolando con dado e controdado la lunghezza delle barre filettate effettuando 4 misure con strumenti laser tracker. Successivamente viene montato il sistema di movimentazione alto-basso e fissata la relativa chiocciola. Si procede allo stesso modo con la piastra superiore. Gli elementi di bloccaggio e gli altri componenti per la movimentazione possono essere montati dopo o durante i passaggi precedentemente esposti.

## Capitolo 5 Progettazione meccanica del sistema di movimentazione a 3 assi controllati

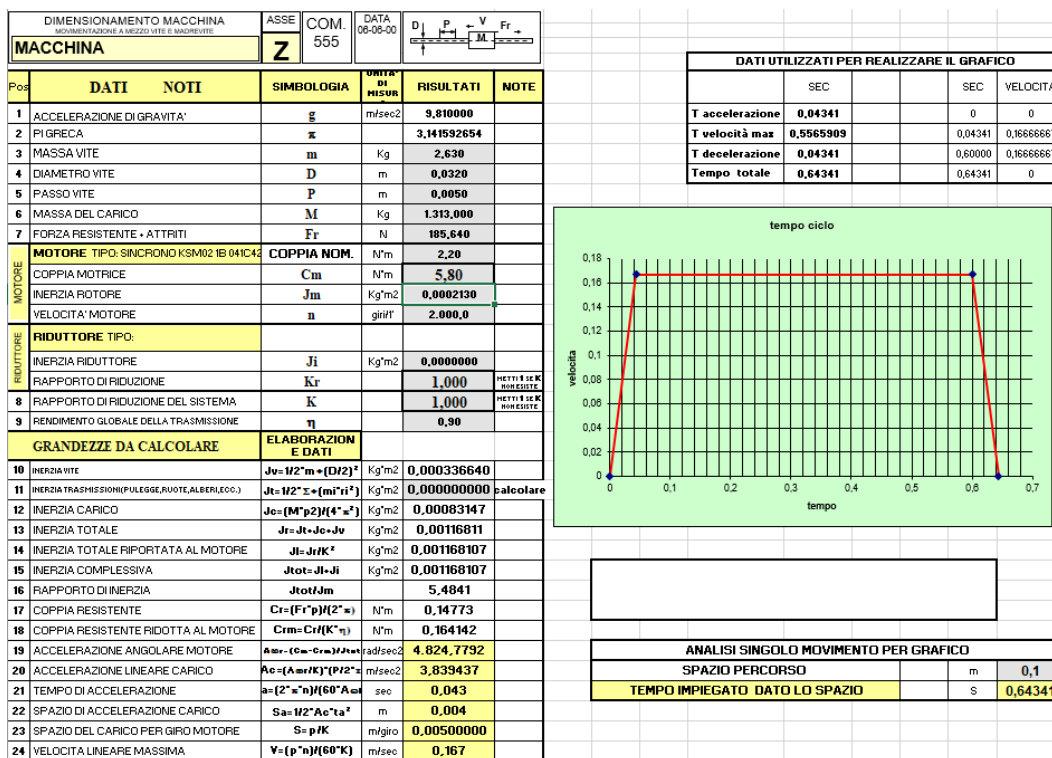


Figura 5.38: Verifica servomotore movimentazione trasversale.

## 5.8 Le analisi FEM

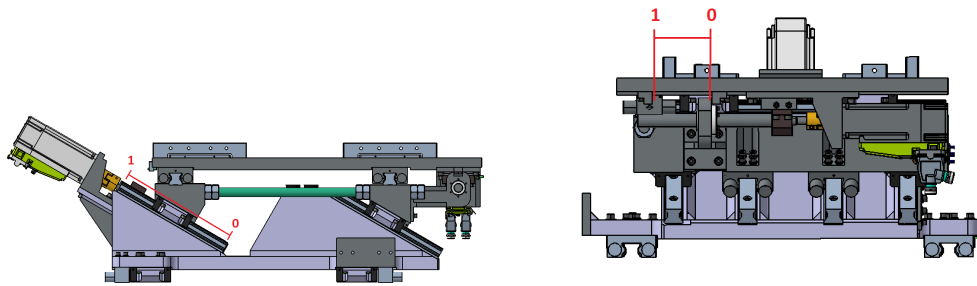
Sono state condotte sul sistema di movimentazione a 3 assi controllati della trasmissione lenta lato opposto veloce, utilizzando il programma di analisi FEM ANSYS Workbench, verifiche statico strutturali e analisi modali. Le prime sono state eseguite per controllare il corretto comportamento della struttura al carico statico dato della forza peso del motore che si scarica sulla struttura, le seconde per evidenziare le frequenze e i modi propri di vibrare del sistema. In particolare, essendo quello a 3 assi un sistema di movimentazione, sono state verificate due delle sue configurazioni:

- 1) con posizionamento del sistema di movimentazione alto-basso a metà corsa e posizionamento del sistema di movimentazione trasversale a corsa zero. Nella (Figura 5.39) la corsa è stata indicata in rosso attraverso un segmento i cui estremi sono indicati con "1" per quella massima e "0" per quella minima;
- 2) con posizionamento del sistema di movimentazione alto-basso ad altezza massima e posizionamento del sistema di movimentazione trasversale a corsa massima che corrisponde a una delle configurazioni in cui il baricentro del motore è maggiormente sbilanciato rispetto quello della sua struttura di appoggio. Nella (Figura 5.40) la corsa è stata indicata in rosso attraverso un segmento i cui estremi sono indicati con "1" per quella massima e "0" per quella minima.

### 5.8.1 Preparazione del modello

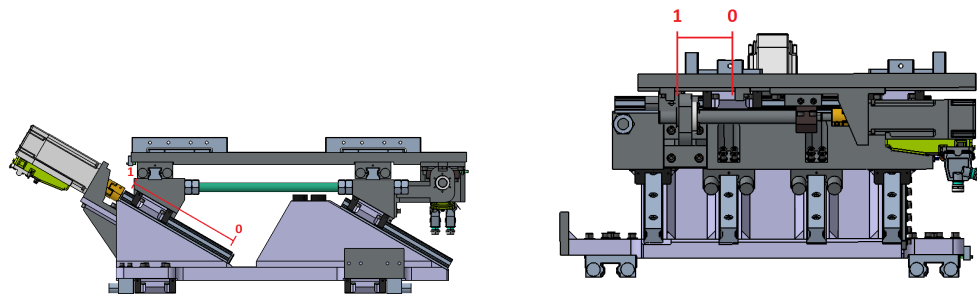
Il modello CAD del sistema a 3 assi controllati è stato importato con le stesse modalità definite al Cap.4.4 per il basamento ed è stato semplificato eliminando:





(a) Posizione della movimentazione alto-basso. (b) Posizione della movimentazione trasversale.

Figura 5.39: Configurazione 1 sistema a 3 assi controllati.



(a) Posizione della movimentazione alto-basso. (b) Posizione della movimentazione trasversale.

Figura 5.40: Configurazione 2 sistema a 3 assi controllati.

- tutte le viti, le rondelle e i dadi esclusi quelli delle barre filettate;
- tutti gli organi di movimentazione e bloccaggio esclusi i pattini e le rotaie per la movimentazione alto-basso e trasversale.

Inoltre, sono state proiettate sulla piastra superiore le aree di appoggio del motore, rimuovendo le relative piastre, e allo stesso modo quelle dei pattini per la movimentazione avanti-dietro sulla corrispondente superficie di fissaggio. Tutta la struttura di carpenteria inferiore è stata ridotta ad un unico blocco. In questo caso l'analisi modale è stata eseguita esclusivamente collegata ai risultati di quella statica essendo il sistema di movimentazione rigidamente vincolato al basamento. Prima di proseguire con la fase operativa è stato infine necessario:

- a) controllare la correttezza di tutte le superfici di contatto e in particolare reinserire quelle dei pattini e delle rotaie rilevate dal programma. Per i nostri scopi e per il fatto che conduciamo sul basamento analisi modali di tipo lineare sono state considerate tutte rigidamente vincolate "Bonded" ad esclusione delle superfici della barra filettata interne al blocco anteriore per cui è stato impostato "Frictionless" e che l'analisi modale leggerà come un non contatto;
- b) posizionare nel rispettivo baricentro la massa del motore e riferirla alle relative superfici di appoggio; questo è stato fatto inserendo un sistema di coordinate "Coordinate

System" per il baricentro e una massa "Point Mass" centrata nella sua origine;

- c) definire ed infittire progressivamente la "mesh" con la funzionalità "Sizing" fino a portare a convergenza i risultati delle analisi ad un valore asintotico che sia reale. La "mesh" è stata infittita maggiormente attraverso sfere di influenza "Sphere of Influence" nelle zone dove la barra filettata attraversa il blocco anteriore che erano quelle che dimostravano dalle prime analisi statiche tensioni anomale [21];
- d) impostare il materiale, in questo caso acciaio "Structural steel".

## 5.8.2 Analisi statico strutturali: Configurazione 1

### Condizioni di carico e di vincolo

In Figura 5.41 sono riportate le condizioni di carico e di vincolo del sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 1. La forza peso della trasmissione si scarica sulle superfici di appoggio del motore mentre vincoli rigidi "fixed support" sono posizionati in corrispondenza delle aree di fissaggio dei pattini per la movimentazione avanti-dietro.

### Andamento della tensione equivalente di Von Mises

In Figura 5.42 si mostra l'andamento della tensione equivalente di Von Mises [MPa] per il sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 1.

Nello specifico si evidenzia il punto dove si determina la massima tensione equivalente (Figura 5.43).

### Spostamenti "Total Deformation"

In Figura 5.44 è riportato l'andamento degli spostamenti [mm] del sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 1.

## 5.8.3 Analisi modali con "pre-stress": Configurazione 1

L'analisi modale svolta sul sistema nella configurazione 1 è stata collegata alle soluzioni del problema statico mostrato in 5.8.2 ed è stato richiesto al software di determinare 12 modi di vibrare. In Figura 5.45 viene mostrato il primo modo di vibrare (88,93 Hz) e in Figura 5.46 il secondo (104,28 Hz).

## 5.8.4 Analisi statico strutturali: Configurazione 2

### Condizioni di carico e di vincolo

In Figura 5.47 sono riportate le condizioni di carico e di vincolo per il sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 2 che sono le medesime di quelle impostate in 5.8.2.

### Andamento della tensione equivalente di Von Mises

In Figura 5.48 viene riportato l'andamento della tensione equivalente di Von Mises [MPa] del sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 2.

Nello specifico si mostra il punto dove si determina la massima tensione equivalente Figura 5.49.

### **Spostamenti "Total Deformation"**

In Figura 5.50 è riportato l'andamento degli spostamenti [mm] del sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 2.

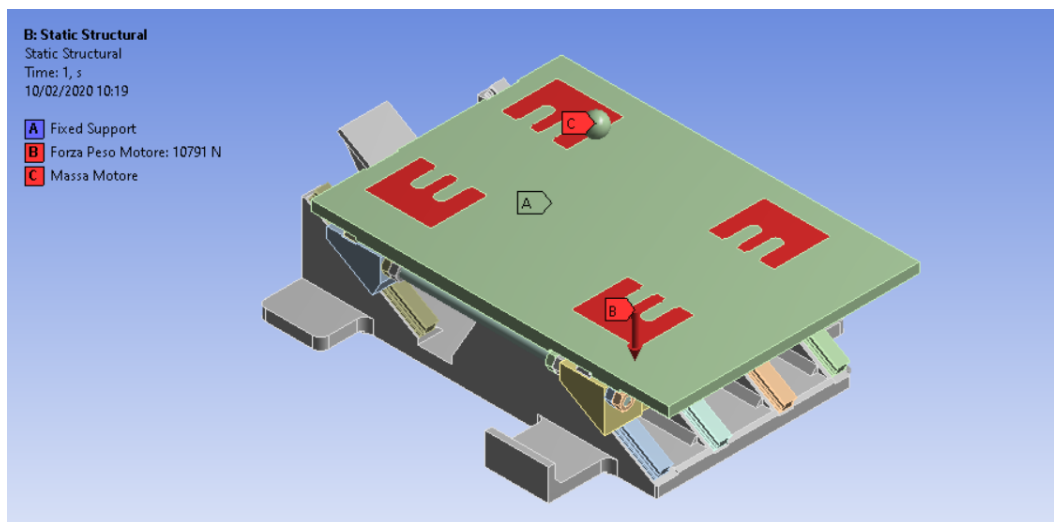
### **5.8.5 Analisi modali con "pre-stress": Configurazione 2**

Anche per la configurazione 2 l'analisi modale svolta per il sistema di movimentazione a 3 assi è stata collegata alle soluzioni del problema statico mostrato in 5.8.4 ed è stato richiesto al software di calcolare 12 modi di vibrare. In Figura 5.51 è mostrato il primo modo di vibrare (88 Hz) e in Figura 5.52 il secondo modo di vibrare (93,13 Hz).

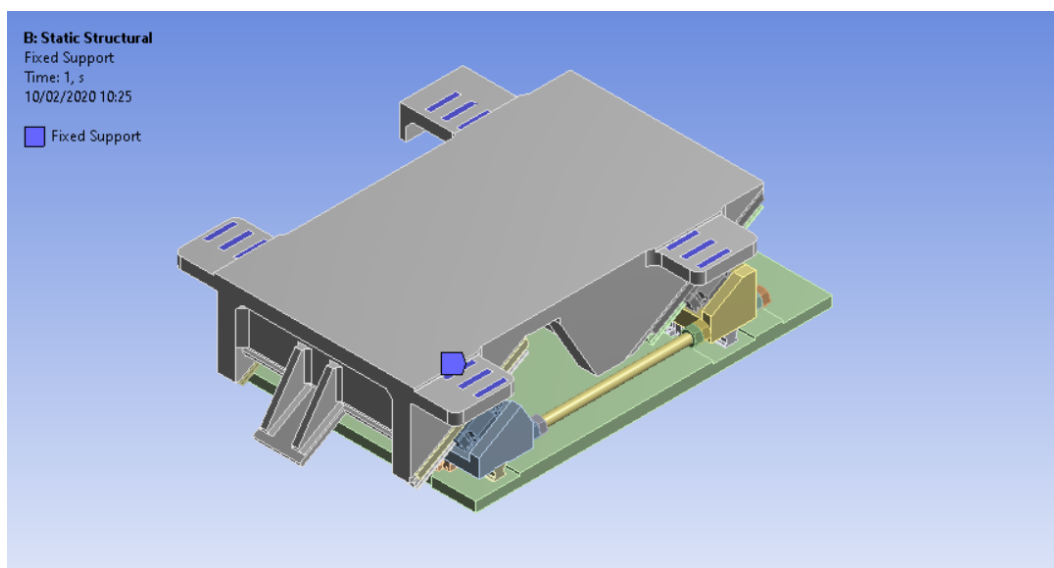
### **5.8.6 Risultati**

La struttura del sistema di movimentazione non risulta (5.8.2 e 5.8.4) significativamente sollecitata dal punto di vista tensionale con una tensione equivalente di Von Mises massima pari a 19,36 MPa nella configurazione 1, sul piede di appoggio della carpenteria inferiore, e 29,64 MPa nella configurazione 2, sul tirante relativo al lato dove risulta sbilanciato il baricentro della trasmissione (Figura 5.42) e (Figura 5.48); lo stesso vale per gli spostamenti massimi che sono di 0,019 mm per la configurazione 1 mentre di 0,016 mm per la configurazione 2 entrambi sul bordo della piastra superiore (Figura 5.44) e (Figura 5.50).

Le analisi modali con "pre-stress" definito dalla risoluzione del problema statico sopra discusso evidenziano che, nonostante la due configurazioni prese in esame siano diverse, il primo modo di vibrare che coinvolge la piastra superiore rimane pressoché identico per la configurazione 1 (88,93 Hz) e per la configurazione 2 (88 Hz), valori entrambi superiori all'eccitazione nel range di 0-50 Hz della trasmissione lenta.



(a) Condizioni di carico e vincolo con la massa del motore.



(b) Condizioni di vincolo.

Figura 5.41: Analisi statiche sistema 3 assi: condizioni di carico e di vincolo.

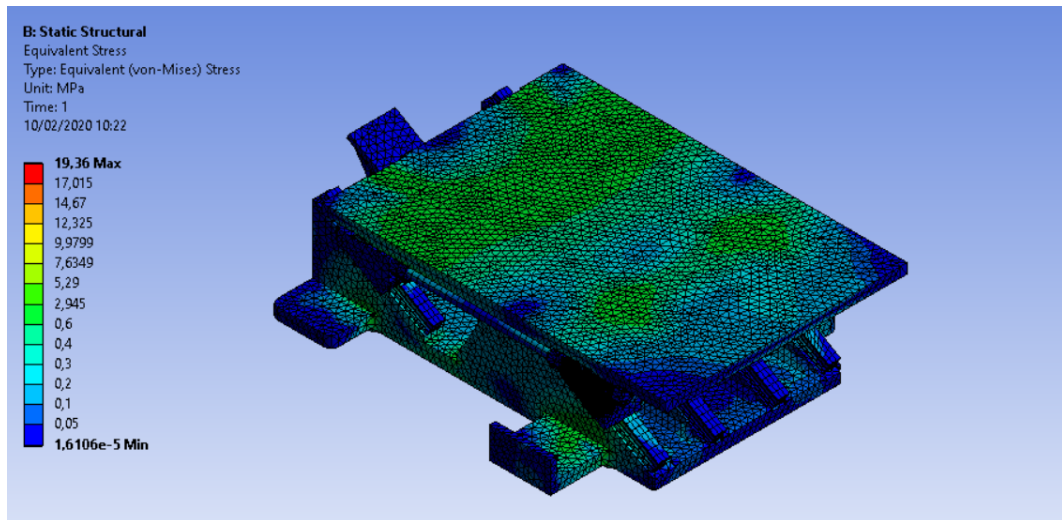
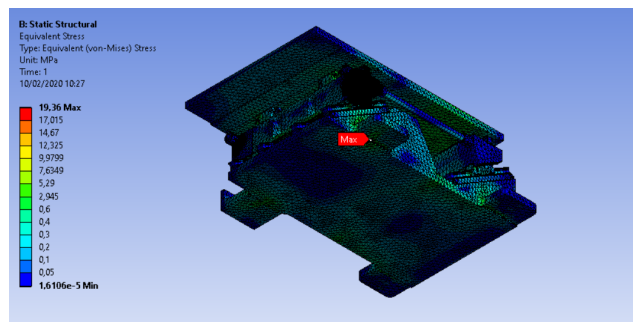
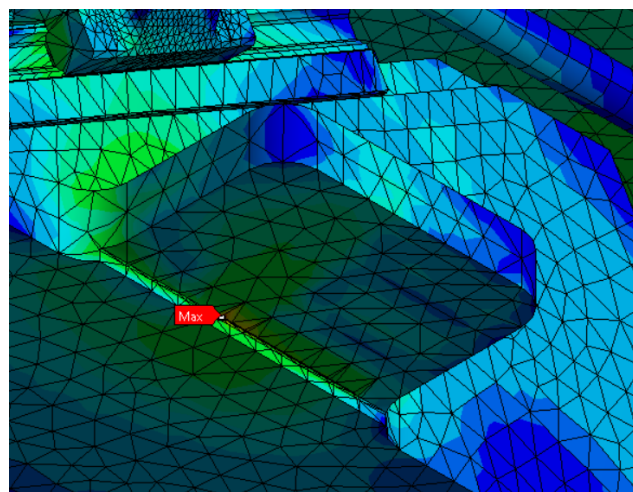


Figura 5.42: Andamento della tensione equivalente di Von Mises sul sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 1.



(a) Posizione del punto di massima sollecitazione.



(b) Particolare del punto di massima sollecitazione.

Figura 5.43: Punto di massima sollecitazione del sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 1.

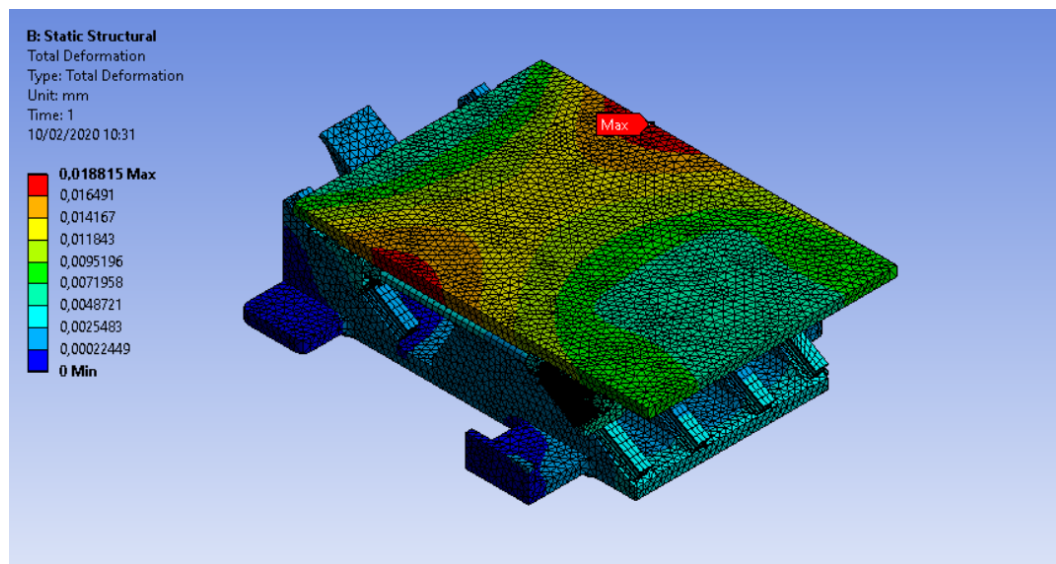
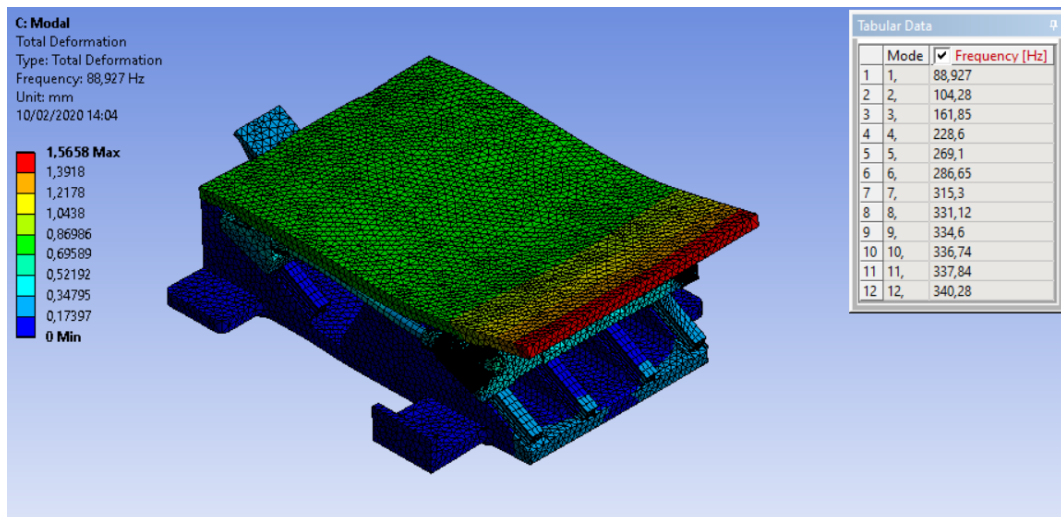
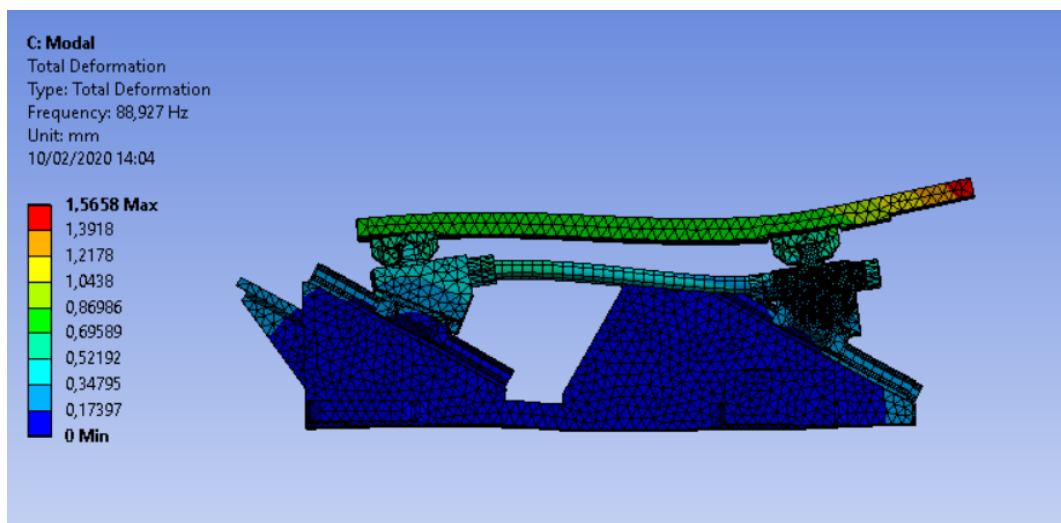


Figura 5.44: Spostamenti "Total Deformation" sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 1.



(a) Primo modo di vibrare 88,93 Hz.



(b) Particolare della forma d'onda del primo modo di vibrare.

Figura 5.45: Analisi modale del sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 1.

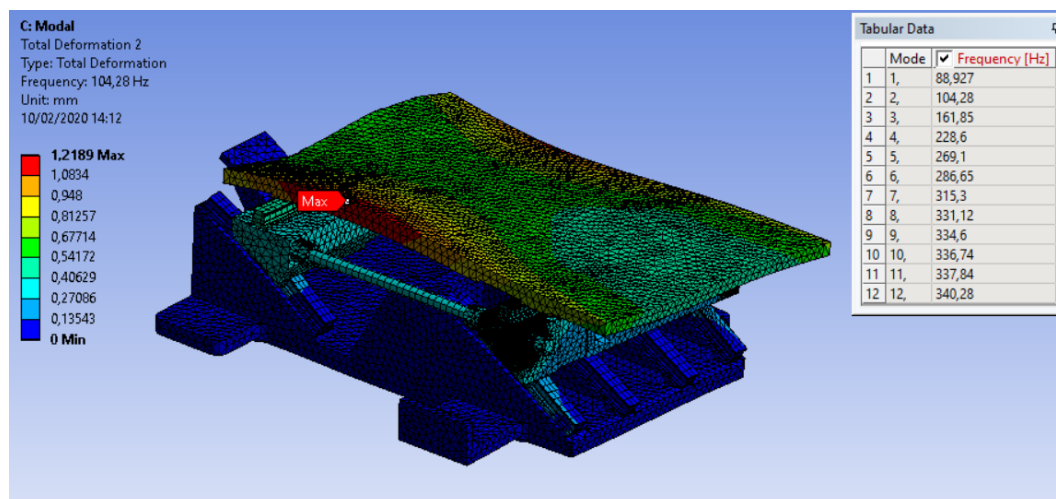
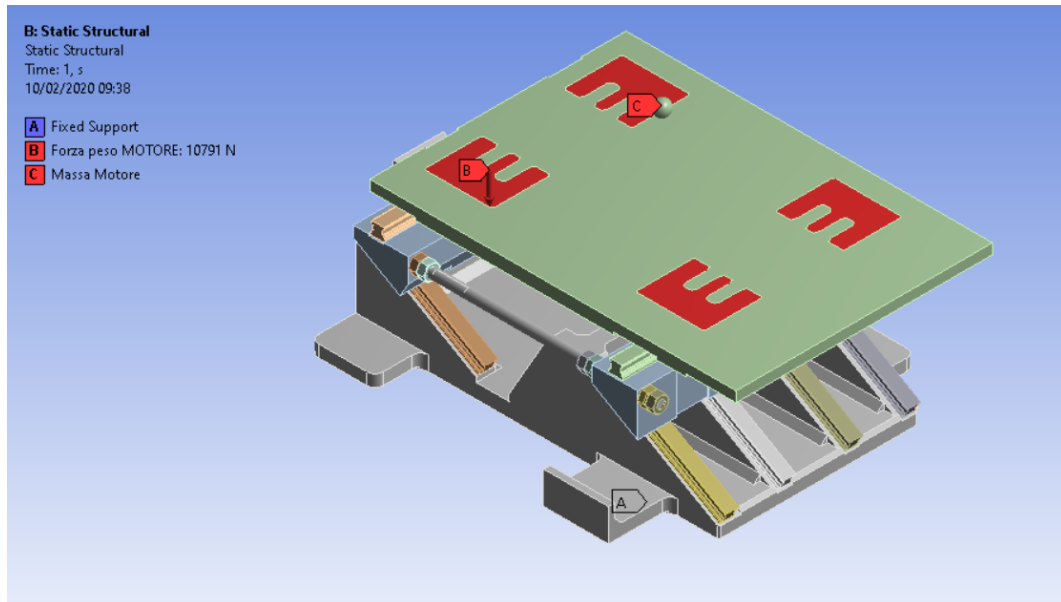
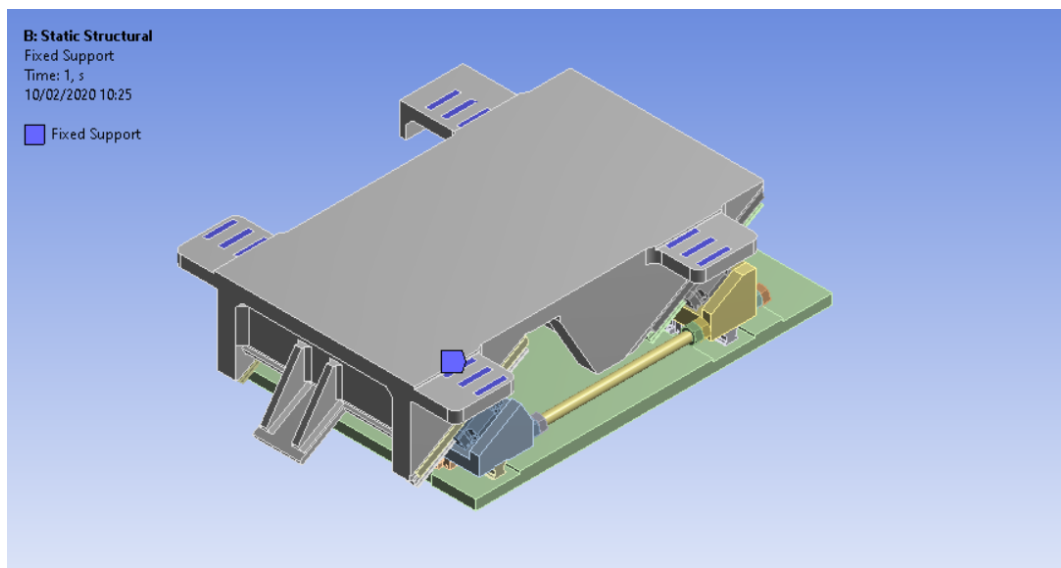


Figura 5.46: Secondo modo di vibrare 104,28 Hz del sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 1.





(a) Condizioni di carico e vincolo con la massa del motore.



(b) Condizioni di vincolo.

Figura 5.47: Analisi statiche del sistema a 3 assi controllati nella configurazione 2: condizioni di carico e di vincolo.

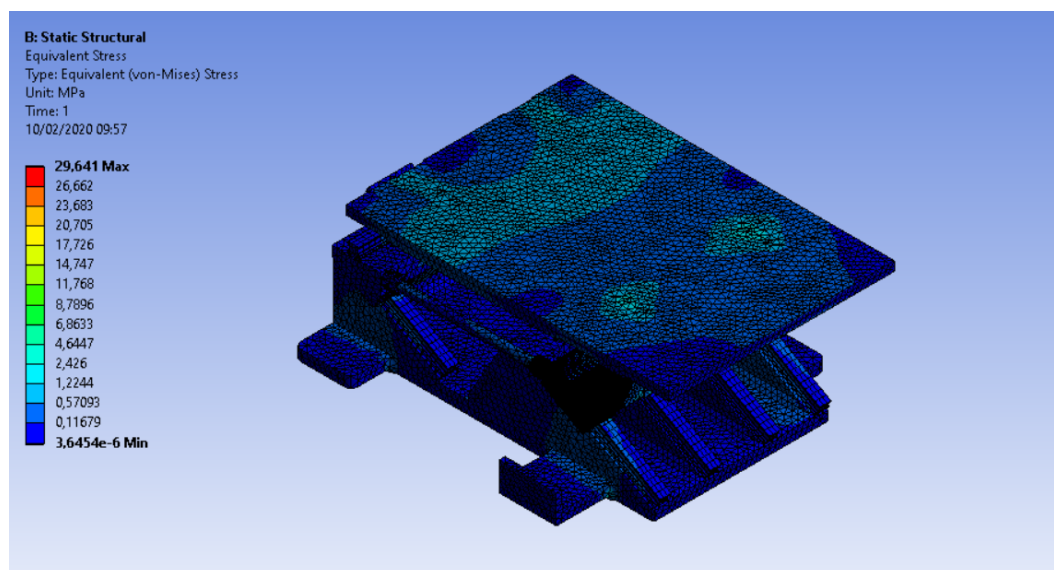
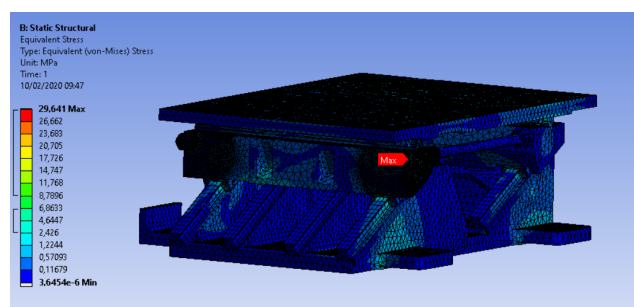
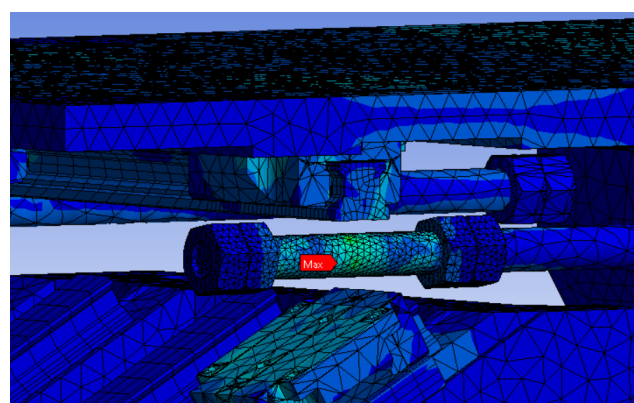


Figura 5.48: Andamento tensione equivalente di Von Mises del sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 2.



(a) Posizione del punto di massima sollecitazione.



(b) Particolare del punto di massima sollecitazione.

Figura 5.49: Punto di sollecitazione massima del sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 2.

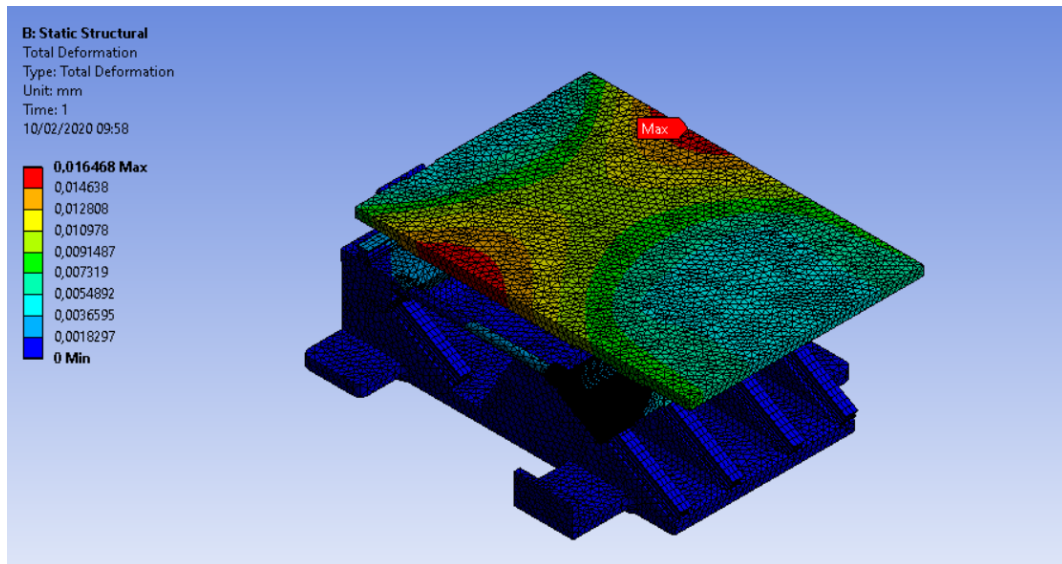
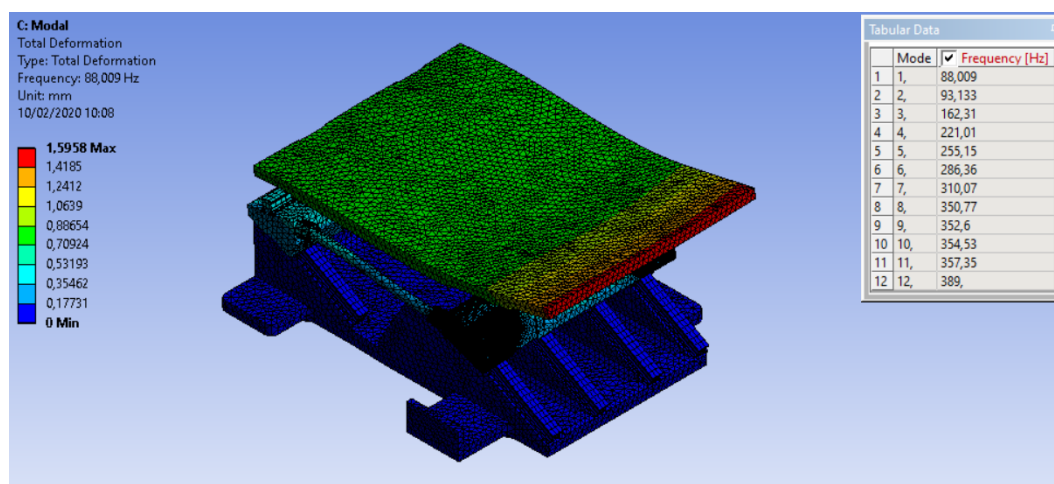
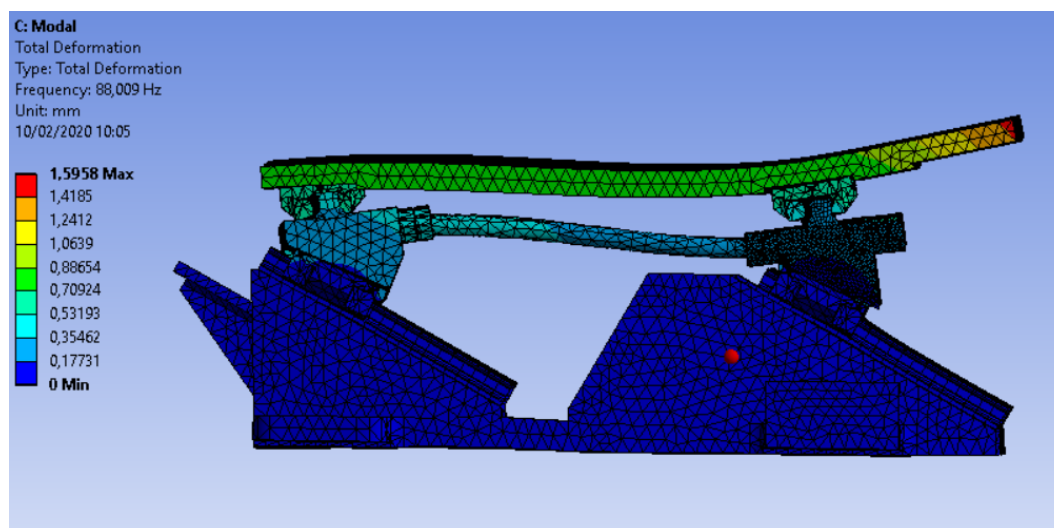


Figura 5.50: Spostamenti "Total Deformation" sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 2.



(a) Primo modo di vibrare 88 Hz.



(b) Particolare della forma d'onda del primo modo di vibrare.

Figura 5.51: Analisi modale sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 2.

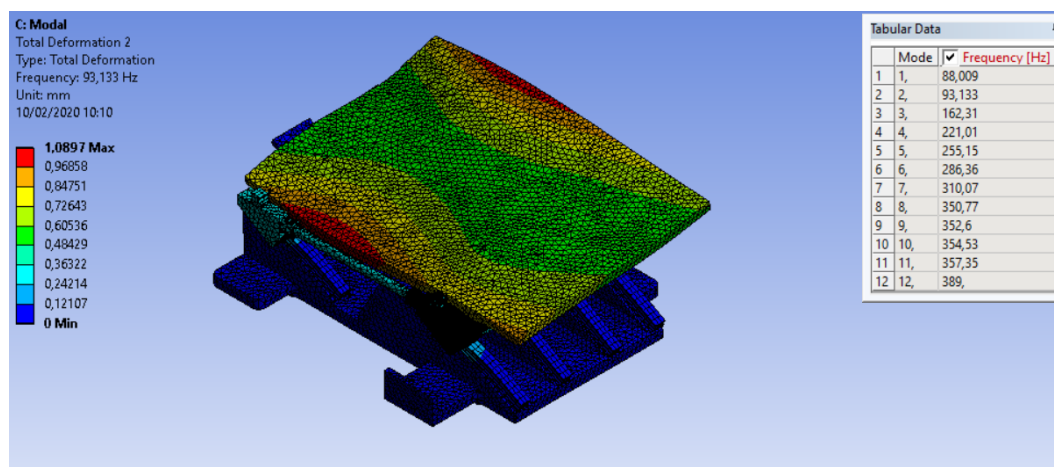


Figura 5.52: Secondo modo di vibrare 93,13 Hz del sistema di movimentazione a 3 assi nella configurazione 2.

# Capitolo 6

## Conclusioni

Il viaggio che si è intrapreso ci ha portato a sperimentare il mestiere del progettista permettendoci di arrivare a definire quasi completamente un banco per il test funzionale di "gearbox" ossia la scatola di ingranaggi che costituisce la trasmissione meccanica di un asse elettrico per automobili. Si è partiti da un foglio bianco senza avere nemmeno idea di cosa fosse una "gearbox" e ciò ha comportato la necessità di fare ricerche e approfondimenti senza i quali su quel foglio non si sarebbe stati capaci di mettere penna. Nel percorso ci si è dovuti scontrare con le problematiche relative all'automazione: prelevare un prodotto del cliente dalla linea, manipolarlo, eseguire il test effettuando delle misurazioni e riposizionarlo senza che esso subisca il benché minimo danneggiamento. Questo vuol dire definire i sistemi di movimentazione facendo in modo che essi siano il più precisi possibile in termini di posizionamento e ciò implica, oltre che dotarli di motori, viti e chiocciolate adeguati (Cap. 5.3 e 5.6), renderli capaci di resistere ad elevate sollecitazioni senza che si deformino in maniera apprezzabile.

Le tensioni e le deformazioni dovute alle forze peso che si scaricano sul basamento della struttura e sul sistema di movimentazione a 3 assi controllati, grazie alle analisi strutturali statiche condotte con software agli elementi finiti (Cap. 4.4.6 e 5.8.6), sono risultate:

- le prime, di molto inferiori allo snervamento dei più comuni acciai da bonifica (400-600 MPa), alla resistenza a compressione della ghisa grigia (100-350 MPa) e a quella del materiale composito CELITH (120-150 MPa), che sono i materiali utilizzati per realizzare le strutture di supporto [22];
- le seconde, con spostamenti per il basamento dell'ordine del millesimo di millimetro e per la piastra superiore del sistema di movimentazione a 3 assi controllati dell'ordine del centesimo di millimetro, di cui questi ultimi localizzati in punti non di appoggio per il motore della trasmissione lenta.

Consegue che, dal punto di vista delle sollecitazioni statiche, le parti del banco di test esaminate sono correttamente progettate e non presentano criticità.

Le vibrazioni delle strutture di supporto dovute alla presenza di forzanti armoniche generate dagli squilibri dei rotori se non adeguatamente studiate possono compromettere le misure effettuate sul componente in test in particolar modo se queste misure sono realizzate con accelerometri per caratterizzarne il comportamento vibrazionale. La prima cosa che bisognerebbe evitare sono le frequenze di risonanza indagando il comportamento modale di tutti i sistemi progettati. Dato che ogni corpo continuo e deformabile ha infinite frequenze e modi propri di vibrare a livello ideale vorremmo progettare strutture che abbiano il loro primo modo di vibrare a frequenze superiori a quelle di eccitazione che nel nostro caso sono comprese tra 0 e 500 Hz per la trasmissione veloce e tra 0 e 50 Hz per le trasmissioni lente.

## Capitolo 6 Conclusioni

Dalle analisi modali effettuate con il software FEM sul basamento e sul sistema di sollevamento risulta che:

- il sistema di sollevamento a 3 assi controllati ha un primo modo di vibrare a prescindere dalla configurazione intorno agli 80 Hz, di molto superiore all'eccitazione che si scarica su di esso e quindi lontano dalla risonanza;
- il basamento ha invece un primo modo di vibrare all'analisi di corpo libero, che abbiamo detto essere la più vicina alla realtà rispetto le condizioni di vincolo dovute ai supporti antivibranti, di tipo flessionale intorno ai 47 Hz quindi compreso all'interno di entrambi i range di eccitazione. Inoltre, le nostre forzanti, che ruotano sul piano perpendicolare all'asse delle trasmissioni, lo possono eccitare.

In questo secondo caso appare chiaro che non è possibile fisicamente progettare un basamento con le caratteristiche geometriche da noi fissate che abbia un primo modo di vibrare superiore ai 500 Hz ma è invece possibile, irrigidendo la struttura in senso longitudinale, portarlo oltre i 50 Hz tenendoci al di sopra di questo valore di almeno un 20% ossia ai 60 Hz. D'altra parte, dovremmo innanzitutto cercare di simulare le condizioni di vincolo reali andando a scegliere i supporti antivibranti e inserendo le loro caratteristiche di rigidità all'interno del modello per la simulazione modale e una volta dettagliati gli altri elementi del banco di test, in particolare il piastrone, andare ad effettuare un'analisi della risposta all'eccitazione armonica del sistema con gli smorzamenti dei materiali e verificare l'entità della vibrazioni. Il sistema sarà correttamente progettato quando la velocità di oscillazione presa sulla superficie del piastrone alle frequenze di test che abbiamo definito in 4.2.4. risulterà inferiore di uno o due ordini di grandezza a quella che misuriamo di 6-18 mm/s con le analisi NVH (Noise, Vibration and Harshness) sulla "gearbox".

## Bibliografia

- [1] BORGWARNER. *E-axle example*, 2020. [https://cdn.borgwarner.com/images/default-source/news-media/press-release-hi-res/borgwarner-idm.jpg?sfvrsn=7f258a3c\\_4](https://cdn.borgwarner.com/images/default-source/news-media/press-release-hi-res/borgwarner-idm.jpg?sfvrsn=7f258a3c_4).
- [2] HOMBERGER. *Catalogo centraggi e perni di posizionamento*, 2020. [http://www.homberger.com/HombergerWeb/Prodotti/Bloccatutto/Elementi\\_di\\_posizionamento/Centraggi\\_e\\_perni\\_di\\_posizionamento/](http://www.homberger.com/HombergerWeb/Prodotti/Bloccatutto/Elementi_di_posizionamento/Centraggi_e_perni_di_posizionamento/).
- [3] Vito De Ceglia. Boom di auto elettriche nel 2019, ma sono solo lo 0,5% del mercato. *la Repubblica*, 27/09/2019.
- [4] BOSCH Mobility Solutions. *The modular e-axle drive system*, 2020. <https://www.bosch-mobility-solutions.com/en/products-and-services/passenger-cars-and-light-commercial-vehicles/powertrain-systems/electric-drive/eaxle/>.
- [5] LOCCIONI. *La rivoluzione dell'asse elettrico*, 2020. <https://www.loccioni.com/it/onde/rivoluzione-asse-elettrico/>.
- [6] Angst+Pfister. *Catalogo di base O-Ring*. 2009.
- [7] Rexroth BOSCH Group. *Catalogo azionamenti a vite*. 10/2018.
- [8] Rexroth BOSCH Group. *Catalogo guide a sfere su rotaia*. 12/2014.
- [9] ERREDI. *Catalogo elementi di bloccaggio e di frenatura per guide lineari e steli*. 2018.
- [10] FESTO. *Catalogo cilindri pneumatici*. 2017.
- [11] ENERPAC. *Catalogo cilindri a staffa rotante Collet-Lok*. 2020.
- [12] Rexroth BOSCH Group. *Manuale di tecnica lineare*. 2011.
- [13] F.Pellicano M.Callegari, P.Fanghella. *Meccanica applicata alle macchine*. Città Studi Edizioni, 2017.
- [14] S. Marchesiello A. Fasana. *Meccanica delle Vibrazioni*. CLUT, 2006.
- [15] ISO. *Norma ISO 1949-1*, 15/08/2003. [https://www.dcma.mil/Portals/31/Documents/NPP/Forms/ISO\\_1940-1.pdf](https://www.dcma.mil/Portals/31/Documents/NPP/Forms/ISO_1940-1.pdf).
- [16] MICROPLAN. *Catalogo prodotti MICROPLAN*, volume N.11. 07/2016.
- [17] ROTEX. *Catalogo giunti a stella*, 2020. [http://www.technobi.it/contenuti/download/giunti\\_e\\_calettatori/Rotex.pdf](http://www.technobi.it/contenuti/download/giunti_e_calettatori/Rotex.pdf).
- [18] SIT. *Catalogo giunti a stella senza gioco TRASCO ES*, 2020. [https://sitspa.it/wp-content/uploads/\\_documents/Giunti-Trasco-ES.pdf](https://sitspa.it/wp-content/uploads/_documents/Giunti-Trasco-ES.pdf).

## *Bibliografia*

- [19] Rexroth BOSCH. *Rexroth IndraDrive Mi Drive Systems with KCU02, KSM02, KMS02*, volume N.2. 02/2014.
- [20] *SINAMICS S110/S120 Motori Sincroni; Manuale di Progettazione*, volume N.2. 10/2011.
- [21] ANSYS. *Manuale di Ansys*. 2019.
- [22] Walter Nicodemi. *Acciai e leghe non ferrose*, volume N.2. 2014.