



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.a. 2024/2025

Sessione di Laurea aprile-2025

Tesi di Laurea Magistrale

Studio di un banco di prova per boccole ferroviarie di carrelli merce

Relatori:

Prof. Nicolò Zampieri

Prof.sa. Cristiana Del Prete

Candidato:

Giovanni Del Villano

Sommario

Il seguente elaborato ha lo scopo di descrivere e illustrare il lavoro di tesi svolto presso i laboratori di Meccanica ferroviaria del Politecnico di Torino. Si è affrontata la progettazione e il dimensionamento di un banco di prova per boccole ferroviarie in scala 1:1, in modo da poter testare dei sensori, sviluppati dal Politecnico di Torino, atti al controllo e verifica delle condizioni delle boccole e dei cuscinetti reali montati su un carro merci. Tali sensori andranno a modificare la logica di manutenzione, passando da una manutenzione ordinaria ad una predittiva, oltre ad incrementare l'affidabilità del sistema. La progettazione del banco è stata effettuata cercando di rendere il sistema il più simile possibile alla realtà, valutando i carichi e le sollecitazioni sottoposte e gli obiettivi preposti per i test futuri, attuando quindi delle scelte tecniche implementate per semplificare il sistema e ridurre i costi dello stesso. Inoltre, lo sviluppo di tale trattato è basato su un banco preesistente, brevemente descritto nell'elaborato, che ha imposto dei vincoli progettuali dato da componenti e dimensioni presenti. Come si può apprezzare nel progetto presentato, nei primi capitoli viene descritto il sistema reale, i sistemi di monitoraggio e i vantaggi che l'implementazione può portare, oltre un breve accenno sulla crescita del mercato e delle opportunità lavorative che tale settore sta donando. Successivamente viene spiegata la costruzione del banco seguendo tutti gli step effettuati, suddividendo la trattazione in cinque macro-capitoli, ognuno descrittivo di un impianto e componenti inseriti. Sono presenti nell'elaborato schede tecniche e le tavole tecniche che permetteranno la futura costruzione dei singoli componenti. In coda al trattato sono presenti delle conclusioni, nel quale si sono inserite delle idee su eventuali modifiche del banco per semplificare il montaggio e lo smontaggio della boccia di prova, sulla semplificazione di applicazione del carico o adattamenti a soluzioni differenti future.

Abstract

The purpose of this thesis is to describe and illustrate the research work conducted at the Railway Mechanics laboratories of the Politecnico di Torino. The project involved the design and sizing of a 1:1 scale test bench for railway axlebox bearings, enabling the testing of sensors developed by the Politecnico di Torino. These sensors are designed to monitor and verify the condition of axleboxes and bearings mounted on a freight wagon. Their implementation aims to shift maintenance practices from routine to predictive maintenance, thereby improving system reliability. The design of the test bench was conducted with the goal of making the system as realistic as possible, evaluating the applied loads and stresses, as well as defining the objectives for future testing. Technical choices were made to simplify the system and reduce costs. Additionally, the development of this work is based on a pre-existing test bench, briefly described in the thesis, which imposed design constraints due to existing components and dimensions. As illustrated in the presented project, the first chapters describe the real railway system, monitoring systems, and the advantages of the proposed implementation, along with a brief overview of market growth and emerging job opportunities in this sector. The following sections explain the construction of the test bench, detailing all development steps and dividing the discussion into five main chapters, each dedicated to a specific subsystem and its components. The thesis includes technical specifications and engineering drawings that will facilitate the future manufacturing of individual components. At the end of the document, conclusions are presented, offering suggestions for modifications to the test bench to simplify the assembly and disassembly of the axlebox under test, streamline the load application process, and adapt the system for potential future solutions.

Indice

Indice delle figure	1
Indice delle tabelle	4
Introduzione	5
Capitolo 1: aspetti generali	8
1.1 Nomenclatura e principali componenti ferroviari	8
1.1.1 Il carrello	9
1.1.2 Le Boccole Ferroviarie	11
1.1.3 Massa Autorizzata per Asse	13
1.2 Sistemi di Monitoraggio	15
1.3 Sistemi di rilevamento continuo a bordo treno	19
1.4 Sistema On Board del Politecnico di Torino	21
1.5 Funzioni di Monitoraggio	23
Capitolo 2: descrizione banco e valutazione carichi	27
2.1 Descrizione banco di prova	27
2.2 Banco prova boccole secondo norma UNI EN 12082	30
2.3 Differenze tra i due impianti	33
2.4 Analisi dei carichi	35
2.5 Calcolo dei momenti di attrito	38
Capitolo 3: Gruppo motore	40
3.1 Motore elettrico	41
3.2 Sistema di trasmissione del motore	43
3.3 Verifica statica dell'albero lato motore	47
3.4 Fissaggio alle fondamenta	51
Capitolo 4: struttura portante e assile	56
4.1 Struttura portante	56
4.2 Assile	58
4.3 Analisi statica dell'assile	61
Capitolo 5: Gruppo di trasmissione del moto	64
5.1 Giunto cardanico	64

5.2 Albero sistema di trasmissione	66
5.3 Giunto flangiato	69
Capitolo 6: Gruppo boccole Y25	72
6.1 Descrizione boccola	73
6.2 Descrizione cuscinetto	75
6.3 Descrizione componenti gruppo boccola	77
6.4 Tiranti	80
6.5 Molle	83
Capitolo 7: Gruppo boccola centrale	86
7.1 Descrizione componenti gruppo boccola centrale	87
7.2 cuscinetto SKF 23238 CCK/W33	90
7.3 Applicazione del carico e verifica tirante	92
7.4 Cella di carico	96
7.5 Serraggio dadi	98
Conclusione	101
Bibliografia	102

Indice delle figure

Figura 0.1: emissione dei principali sistemi di trasporto

Figura 0.2: andamento dell'occupazione per i principali settori di trasporto

Figura 1.1: carrello ferroviario

Figura 1.2: sala montata

Figura 1.3: corpo boccola ferroviaria

Figura 1.4: sistema di monitoraggio del politecnico di Torino

Figura 1.5: sistema di monitoraggio del Politecnico di Torino [4]

Figura 2.1: banco prova

Figura 2.2: banco prova da norma UNI EN 12082

Figura 2.3: schema di carico del banco prova dato dalla norma UNI EN 12082

Figura 2.4: vista in sezione del banco prova progettato

Figura 2.5: schema di carico del banco prova progettato

Figura 3.1: gruppo motore ed esploso

Figura 3.2: sistema di trasmissione lato motore

Figura 3.3: giunto elastico a soffiutto BKM SERIE 200

Figura 3.4: albero lato motore

Figura 3.5: albero lato motore con cuscinetti SKF 6305 montati

Figura 3.6: diagramma momento flettente albero lato motore

Figura 3.7: sezione maggiormente sollecitata albero lato motore

Figura 3.8: gruppo motore assemblato

Figura 3.9: flangia motore e manicotto

Figura 3.10: flangia di centraggio e flangia superiore

Figura 3.11: boccola di connessione

Figura 3.12: messa in tavola boccola di connessione

Figura 3.13: piastra di attacco

Figura 3.14: esploso impianto motore

Figura 4.1: struttura portante banco prova

Figura 4.2: fissaggio boccola centrale

Figura 4.3: assile ferroviario modificato

Figura 4.4: comparazione tra assile originale e modificato

Figura 4.5: lavorazione dell'assile per permettere il montaggio

Figura 4.6: sezione maggiormente sollecitata

Figura 4.7: momento flettente sull'assile

Figura 5.1: doppio giunto cardanico

Figura 5.2: disegno doppio giunto cardanico WilliElbe

Figura 5.3: albero di trasmissione

Figura 5.4: momento flettente albero di trasmissione

Figura 5.5: giunto flangiato

Figura 5.6: disco di bloccaggio cuscinetti

Figura 5.7: coperchio boccola

Figura 5.8: tenuta a labbro SKF 45 VA R

Figura 6.1: gruppo boccole Y25

Figura 6.2: esploso gruppo boccola Y25

Figura 6.3: boccola Y25

Figura 6.4: cuscinetto a cartuccia a rulli conici

Figura 6.5: posizionamento boccola

Figura 6.6: disegno boccola

Figura 6.7: tenuta a labirinto e coperchio

Figura 6.8: disegno tirante

Figura 6.9: molla di tara e di carico

Figura 6.10: immagine piattello e disegno

Figura 6.11: sistema di bloccaggio tiranti e piastra di fondo

Figura 7.1: gruppo boccola centrale

Figura 7.2: boccola industriale SKF SNL 3238 aperta

Figura 7.3: montaggio boccola industriale e verso di applicazione carico

Figura 7.4: cuscinetto orientabile a rulli SKF 23238 CCK/W33

Figura 7.5: disegno cuscinetto

Figura 7.6: gruppo boccola centrale per analisi sistema di carico

Figura 7.7: cella di carico Futek LLW490

Figura 7.8: bussola di protezione cella di carico con vincolo dato da vite M10

Figura 7.9: moltiplicatore di coppia 562-1/VA Beta

Indice delle tabelle

Tabella 1.1: massa autorizzata per asse [3]

Tabella 2.1: peso delle masse non sospese

Tabella 2.2: momento di attrito per i singoli elementi

Tabella 3.1: caratteristiche principali del motore elettrico ACM BRL 220 6

Tabella 3.2: caratteristiche tecniche giunto elastico a soffietto BKM SERIE 200

Tabella 3.3: dati generali per verifica albero lato motore

Tabella 3.4: caratteristiche dell'acciaio C40 bonificato

Tabella 4.1: caratteristiche materiale AIN

Tabella 5.1: misure giunto cardanico

Tabella 5.2: caratteristiche materiale C40 bonificato

Tabella 6.1: caratteristiche filettatura M36

Tabella 6.2: caratteristiche materiale 39NiCrMo0-3

Tabella 7.1: caratteristiche ghisa grigia EN-GJL-250

Tabella 7.2: caratteristiche filetto M36

Tabella 7.3: scheda tecnica cella di carico Futek LLW490

Introduzione

Il settore ferroviario rappresenta una delle colonne portanti del sistema di trasporto globale, fondamentale per lo spostamento di persone e merci su scala nazionale e internazionale. Le ferrovie sono state un motore cruciale per lo sviluppo economico, industriale e sociale, facilitando l'integrazione tra regioni e nazioni e stimolando la crescita di interi settori. Ancora oggi le ferrovie continuano a giocare un ruolo centrale nell'ambito della mobilità, rappresentando una principale alternativa ecologica al trasporto, grazie alla sua capacità di ridurre l'impatto ambientale, ottimizzare i consumi energetici e ridurre le emissioni di CO₂.

L'innovazione tecnologica è diventata la chiave per rispondere a queste sfide, trasformando il settore ferroviario in uno degli ambiti più dinamici e promettenti in termini di ricerca e sviluppo. I treni ad alta velocità, i sistemi di automazione ferroviaria, la digitalizzazione delle infrastrutture e l'utilizzo di fonti energetiche rinnovabili sono solo alcuni degli aspetti che stanno rivoluzionando questo settore. L'impiego di big data per ottimizzare le operazioni di manutenzione e gestione, tema centrale nella seguente trattazione, l'adozione di soluzioni smart, come il controllo automatico dei treni e l'Internet delle cose (IoT) applicato alle reti ferroviarie sta portando a un miglioramento significativo della sicurezza, dell'affidabilità e della sostenibilità dell'intero sistema ferroviario.

Al contempo, la crescente consapevolezza ambientale e le politiche globali mirate alla decarbonizzazione dei trasporti pongono il settore ferroviario in una posizione strategica. Grazie alla sua efficienza energetica e alla possibilità di essere alimentato tramite fonti rinnovabili, il trasporto ferroviario si conferma come una delle soluzioni più ecologiche per la mobilità del futuro, contribuendo in modo significativo alla riduzione delle emissioni di CO₂ e alla lotta contro i cambiamenti climatici, come mostrato nel grafico seguente:

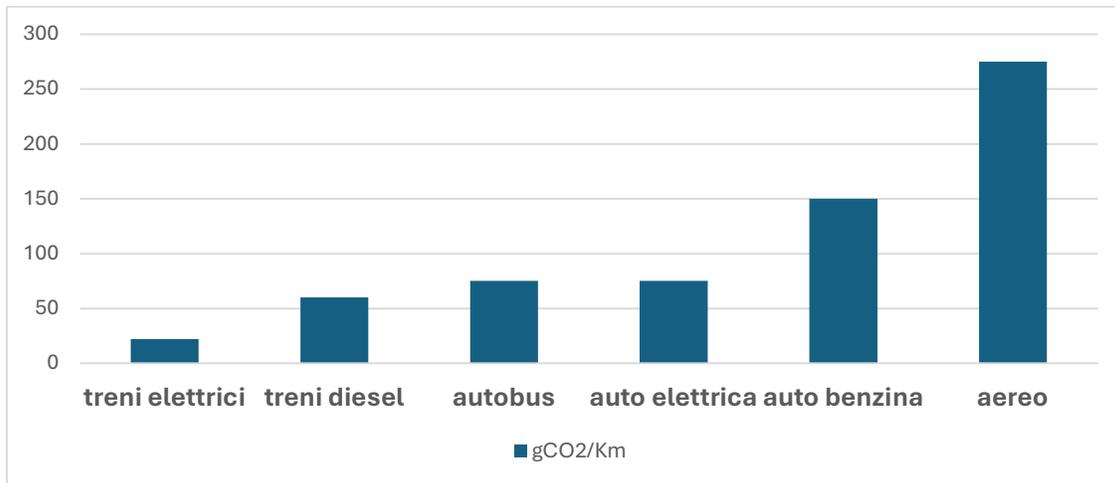


Figura 0.1: emissione dei principali sistemi di trasporto

Questa evoluzione non solo sta cambiando le modalità operative all'interno del settore, ma fa sì che il comparto ferroviario diventi un attore chiave in un tema altrettanto rilevante e attuale, quale l'impatto sull'occupazione e la transizione verso nuovi profili professionali.

Di seguito si possono apprezzare i dati aggiornati sull'occupazione e sulle crescite percentuali (passate e previste) per i settori principali di trasporto, basati su fonti ufficiali come Eurostat e ILO (International Labour Organization)

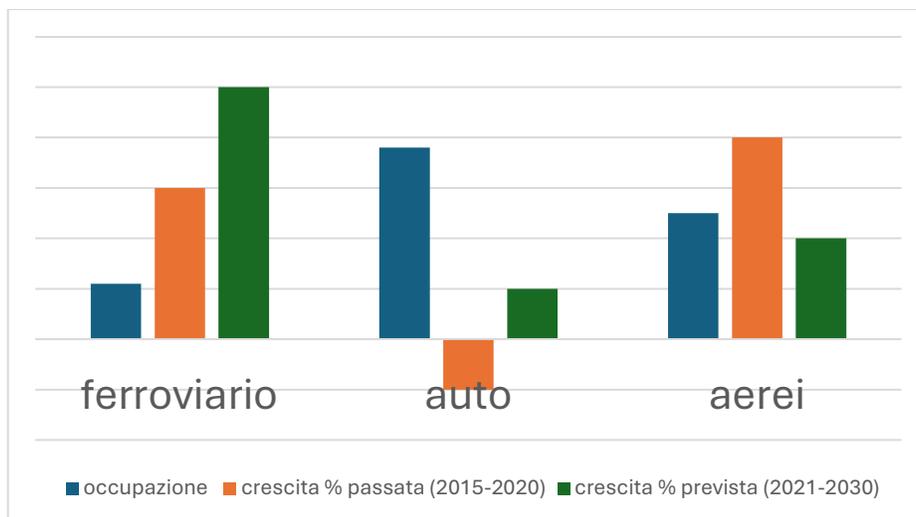


Figura 0.2: andamento dell'occupazione per i principali settori di trasporto

Come evidenziato dal grafico, sebbene il settore ferroviario registri un numero di posti di lavoro inferiore rispetto ai settori automobilistico e aereo, è evidente come la crescita occupazionale degli ultimi anni e le previsioni future per questo comparto siano notevolmente superiori rispetto agli altri settori. L'evoluzione del settore ferroviario non solo implica una modernizzazione delle tecnologie, ma comporta anche una spinta significativa verso la creazione di nuovi posti di lavoro, tanto nei settori tradizionali quanto in quelli emergenti.

Tradizionalmente, il settore ferroviario ha avuto un impatto considerevole sull'occupazione, impiegando migliaia di lavoratori distribuiti in quattro ambiti principali:

1. Progettazione e produzione di materiale rotabile
2. Manutenzione delle infrastrutture ferroviarie
3. Gestione del traffico ferroviario
4. Logistica

All'interno di questi ambiti, le figure professionali comprendono ingegneri, operai specializzati, tecnici e operatori impegnati nella gestione quotidiana delle reti ferroviarie e nella garanzia della sicurezza. Tuttavia, l'introduzione di tecnologie avanzate ha modificato radicalmente il panorama occupazionale, generando nuove esigenze e trasformando anche i profili professionali esistenti. La crescente automazione, ad esempio, ha spinto verso la creazione di nuove competenze nella gestione di sistemi di controllo avanzati, come quelli impiegati nei treni a guida automatica e nelle piattaforme digitali per la gestione delle operazioni ferroviarie.

In parallelo, l'adozione di tecnologie emergenti come l'Internet delle Cose (IoT), la digitalizzazione delle infrastrutture e la manutenzione predittiva ha dato vita a una nuova generazione di professionisti altamente specializzati. La crescente quantità di dati generati dai sensori e dalle tecnologie di monitoraggio delle infrastrutture ferroviarie ha reso indispensabile l'impiego di figure professionali quali data scientist, ingegneri dei Big Data e specialisti nella manutenzione predittiva.

In sintesi, il settore ferroviario, con la sua crescita occupazionale tra le più elevate, si sta affermando come un precursore nella transizione dal tradizionale al digitale, integrando soluzioni innovative e creando nuove opportunità professionali che rispondono alle sfide tecnologiche e ambientali del futuro. L'obiettivo di tale trattazione è proprio quello di inserirsi all'interno di queste possibilità offerte da questo settore

Capitolo 1: aspetti generali

1.1 Nomenclatura e principali componenti ferroviari

Per facilitare la comprensione del presente lavoro, questo capitolo descrive e illustra i principali elementi che compongono un veicolo ferroviario, concentrandosi in particolare sulle parti che saranno oggetto di analisi nella Tesi.

Nel contesto tecnico e organizzativo delle ferrovie, con il termine "veicoli" si indicano i rotabili che formano il materiale mobile (o materiale rotabile). In questa categoria rientrano i mezzi di trazione, tra cui locomotive, automotori, automotrici e autotreni, utilizzato per il trasporto di passeggeri (carrozze), bagagli (bagagliai), posta (ambulanti postali), merci (carri), oppure attrezzature e materiali destinati alla manutenzione dell'infrastruttura ferroviaria o altri tipi di materiale rotabile (carri gru, carri officina, carri di soccorso).

Una carrozza, in generale, è composta da una carrozzeria e da un pianale sostenuto da 2, 4 o 6 assi singoli, oppure da uno o più carrelli, che sono strutture meccaniche contenenti 2 o 3 assi.

1.1.1 Il carrello

Il carrello ferroviario (vedi figura 1.1) è un elemento essenziale dei veicoli ferroviari, in quanto ha il compito di supportare la cassa del treno e consentirne il movimento lungo i binari. Viene progettato in modo da garantire stabilità, sicurezza e confort, contribuendo in modo determinante alle prestazioni del veicolo. È costituito da una serie di sottoinsiemi, tra cui gli organi di rotolamento, la sospensione, il sistema di frenatura e i meccanismi di collegamento con la cassa del treno. Sebbene i carrelli siano generalmente a 2 assi, per i carri destinati al trasporto di merci particolari o di grande peso, si utilizzano carrelli a 3 assi.



Figura 1.1: carrello ferroviario

Il telaio del carrello rappresenta l'elemento portante dell'intera struttura. Viene generalmente costruito in acciaio o leghe ad alta resistenza, ed ha il compito di supportare il peso della cassa e le forze dinamiche che si generano durante il moto.

Al telaio sono collegate le sale montate, composte da due ruote ferroviarie collegate da un'assile, che ruota su boccole fissate al carrello o alla carrozza.

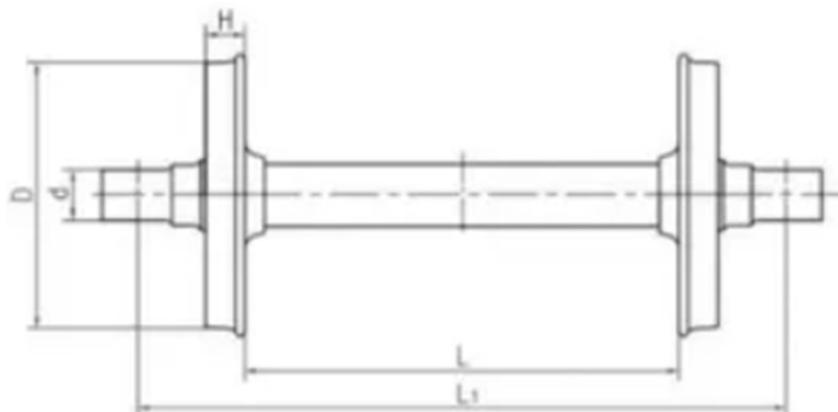


Figura 1.2: sala montata

Le ruote, realizzate in acciaio stampato, sono montate a caldo o a freddo sulle sedi rettificare dell'assile, che è in acciaio fucinato. L'assile ha una sezione circolare e alle estremità presenta due superfici rettificare, chiamate fuselli, sulle quali sono montati i cuscinetti di base. Le ruote, costituite principalmente da dischi in acciaio, hanno una superficie di rotolamento formata da cerchioni in acciaio laminato, torniti e rettificati, il cui profilo esterno è conico, con un'inclinazione di 1/20 che converge verso il centro del binario. Questo design riduce il serpeggiamento e compensa la maggiore distanza percorsa dalla ruota esterna nelle curve, prevenendo slittamenti [2]. La superficie di rotolamento della rotaia ha una inclinazione analoga, con un angolo di 1/20 rispetto all'orizzontale.

Un elemento fondamentale per garantire la qualità di marcia è il sistema di sospensione, che può essere suddiviso in primaria e secondaria. La sospensione primaria è posizionata tra la sala montata e il telaio del carrello, ed è progettata per smorzare gli urti date dalle irregolarità dei binari. La sospensione secondaria si trova tra il carrello e la cassa del veicolo, ed ha il compito di migliorare il comfort dei passeggeri o proteggere il carico trasportato, assicurando un comportamento dinamico stabile.

Un altro elemento del carrello ferroviario è rappresentato dal sistema di frenatura, che può essere a ceppi o a disco. I freni a disco si preferiscono nei treni passeggeri e nei convogli ad alta velocità, poiché garantiscono una maggiore efficienza e una minore usura delle ruote. I freni a ceppi si prediligono nei treni merci, in quanto agiscono direttamente sul cerchione delle ruote. In entrambi i casi, il sistema frenante può essere azionato pneumaticamente o idraulicamente, a cui può essere integrato dispositivi elettronici di sicurezza, come il Wheel Slide Protection (WSP), che impedisce il bloccaggio delle ruote durante la frenata.

1.1.2 Le Boccole Ferroviarie

Le boccole degli assi rappresentano componenti cruciali nel funzionamento dei veicoli ferroviari, poiché permettono alla sala di ruotare liberamente sui cuscinetti, garantendo allo stesso tempo il supporto per la sospensione primaria che connette la sala al telaio del carrello. In sostanza, le boccole e le sospensioni formano un legame tra le masse sospese e quelle non sospese, supportando tutto il carico che deve essere distribuito durante il movimento.

Il collegamento tra boccola e sala avviene tramite il calettamento dei cuscinetti, mentre il collegamento tra boccola e carrello viene realizzato con l'ausilio di molle, smorzatori ed elementi di guida.



Figura 1.3: corpo boccola ferroviaria

Le boccole vengono classificate in base a diversi fattori, come il tipo di cuscinetto utilizzato (a rulli, a sfere o a strisciamento), la loro posizione rispetto alle ruote (interno o esterno) e il tipo di veicolo su cui sono montate. La forma esterna della boccola dipende dal tipo di connessione con il telaio del carrello, ed è progettata per distribuire in modo uniforme le forze sui cuscinetti. All'interno, la costruzione della boccola è influenzata dal tipo di cuscinetto scelto e dal metodo di sigillatura adottato.

I cuscinetti a strisciamento sono sempre meno utilizzati, riservandosi principalmente ai veicoli storici, poiché presentano vari svantaggi, tra cui:

- Un alto coefficiente di attrito, specialmente durante il movimento iniziale;
- Bassa affidabilità;
- Elevato impegno di manodopera per la manutenzione;
- Inquinamento causato dal consumo dei materiali antifrizione.

Le boccole con cuscinetti a rotolamento sono invece classificate in base all'elemento rotolante (sferico, cilindrico o conico) e alla modalità di montaggio (con interferenza o con ghiera di montaggio). I cuscinetti a rulli cilindrici offrono ottime capacità radiali ma sono meno adatti alla gestione degli sforzi assiali derivanti dalle forze laterali, come quelle generate dalle curve o dall'inclinazione dei binari.

I cuscinetti a rulli conici, al contrario, sono in grado di gestire efficacemente sia gli sforzi assiali che radiali. Tuttavia, necessitano di una regolazione molto precisa delle tolleranze di montaggio per prevenire surriscaldamenti della boccola, poiché generano più calore e hanno un coefficiente di attrito superiore rispetto ai rulli cilindrici.

Una soluzione moderna per superare queste problematiche è rappresentata dai cuscinetti a cartuccia o unità cuscinetto, che sono preassemblati e prerogolati in unità complete, facilitando la loro sostituzione senza necessità di smontaggio. Un esempio di questi cuscinetti è l'unità SKF TBU.

Dal punto di vista teorico, i cuscinetti a sfere sono i più adatti per trasmettere sforzi in tutte le direzioni, ma non sono in grado di sostenere i pesanti carichi verticali tipici dei veicoli ferroviari. Per i veicoli ad alta velocità, è comune trovare un sistema con tre cuscinetti: due a rulli per gestire i carichi radiali e uno centrale a sfere per gli sforzi assiali.

1.1.3 Massa Autorizzata per Asse

Nel settore ferroviario, per lungo tempo si è cercato di aumentare progressivamente i carichi trasportati e le velocità di percorrenza. Le principali linee ferroviarie internazionali sono regolamentate da specifiche caratteristiche tecniche, che sono stabilite dalle normative vigenti. Queste caratteristiche sono anche descritte nella Gazzetta Ufficiale della Repubblica Italiana nel documento intitolato Caratteristiche Tecniche delle Principali Linee Internazionali Ferroviarie [3].

Le linee ferroviarie internazionali si suddividono in due categorie principali:

1. Linee esistenti (A), che possono essere migliorate ove necessario, ma che difficilmente, e talvolta impossibilmente, possono subire modifiche significative alle loro caratteristiche geometriche. Di conseguenza, le specifiche esigenze per queste linee sono generalmente meno severe.
2. Linee nuove (B), che sono in fase di costruzione. Per queste, entro certi limiti economici, è possibile scegliere liberamente le caratteristiche, in particolare quelle geometriche. Inoltre, all'interno di questa categoria, si distinguono due sottocategorie:
 - Linee per il trasporto di viaggiatori esclusivamente (B1), escludendo i trasporti merci.
 - Linee a traffico misto (B2), che supportano sia il trasporto di viaggiatori che di merci.

La massa autorizzata per asse rappresenta il carico che le principali linee internazionali devono essere in grado di sostenere. Queste linee devono essere progettate per accogliere il traffico non solo dei veicoli ferroviari esistenti, ma anche delle future generazioni di materiale rotabile. La massa per asse che un veicolo ferroviario può trasportare è correlata alla velocità massima che il veicolo stesso può raggiungere.

Le prescrizioni specifiche per la massa autorizzata per asse, in conformità con le normative UIC, sono riportate nella Tabella 1.1.

Tipo di veicolo	Velocità massima [Km/h]	A [ton]	B1 [ton]	B2 [ton]
Locomotiva	200	22.5		22.5
Automotrici	300	17	17	17
Carrozze		16		16
Carri merce	100	20		22.5
	120	20		20
	140	18		18

Tabella 1.1: massa autorizzata per asse [3]

1.2 Sistemi di Monitoraggio

I sistemi di monitoraggio del materiale rotabile sono strumenti progettati per rilevare e monitorare i parametri vitali del cuscinetto montato nei veicoli ferroviari, come temperatura e vibrazioni. Questi sistemi consentono di verificare in tempo reale il corretto funzionamento del cuscinetto e identificare eventuali danni o segni di usura precoce.

L'adozione di tecnologie di monitoraggio e controllo ha contribuito significativamente a migliorare:

- Affidabilità del materiale rotabile;
- Riduzione dei costi di manutenzione, ottimizzando gli interventi.

La manutenzione regolare dei vari componenti potrebbe non essere sufficiente a fronte di eventi straordinari o usure anomale, che possono causare guasti improvvisi o invecchiamento precoce dei componenti stessi. L'aumento delle velocità dei treni sulle nuove linee ad alta velocità (AV/AC), la necessità di ridurre l'impatto acustico nelle aree urbane e garantire la sicurezza, specialmente per il trasporto di merci pericolose, impongono una valutazione continua e accurata dello stato sia dei veicoli che dell'infrastruttura ferroviaria. Questo monitoraggio è essenziale per prevenire incidenti o disagi legati a rumore e comfort, oltre a garantire la sicurezza.

Tra le principali cause di pericoli immediati per la sicurezza ferroviaria figurano:

- Cuscinetti surriscaldati: Un eccessivo aumento di temperatura può danneggiare irreparabilmente il cuscinetto, portando a potenziali deragliamenti.
- Freni bloccati: Possono causare gravi incidenti, inclusi incendi, e contribuire alla sfaccettatura delle ruote, ossia la perdita di circolarità delle ruote, che genera vibrazioni fastidiose durante la marcia.

L'elevata velocità dei treni, l'aumento dei carichi sugli assi, la varietà dei veicoli utilizzati nei trasporti a lunga distanza e l'integrazione delle linee ad alta velocità richiedono metodi avanzati di monitoraggio. In parallelo, la crescente attenzione ai costi operativi da parte delle compagnie ferroviarie ha portato alla riduzione del personale addetto alla manutenzione, rendendo necessari sistemi automatici per rilevare situazioni potenzialmente pericolose, sia per il traffico passeggeri che per quello merci.

Con l'introduzione delle Specifiche Tecniche di Interoperabilità (STI) da parte dell'Unione Europea, è stato previsto che in caso di problematiche, il Gestore dell'Infrastruttura (GI) e l'Impresa Ferroviaria

(IF) effettuino indagini congiunte. Questo approccio prevede l'uso di dispositivi di monitoraggio continuo per rilevare e risolvere tempestivamente eventuali problemi, permettendo interventi mirati e manutenzione preventiva.

La manutenzione preventiva si riferisce a interventi programmati, in base a intervalli o criteri specifici, volti a ridurre la probabilità di guasti o degrado delle prestazioni di un componente, secondo quanto indicato dalla norma UNI 9910.

La diagnostica predittiva, che rappresenta un passo fondamentale nell'evoluzione dei sistemi di monitoraggio, si basa sulla rilevazione e comparazione in tempo reale di variabili fisiche come temperatura, dilatazione, carico, accelerazione, audio e pressione, con dati storici. Questi sistemi diagnostici, sempre più diffusi, consentono di definire lo stato di degrado di un componente monitorando continuamente parametri critici durante l'esercizio del veicolo. Quando un parametro supera un determinato limite, il sistema attiva un allarme, permettendo così di intervenire prima che si verifichi un guasto grave.

Esistono due approcci principali per il monitoraggio:

1. Monitoraggio in tempo reale (Real time): in cui i dati vengono aggiornati continuamente mentre il sistema è in funzione.
2. Monitoraggio post-operativo: in cui i dati vengono analizzati in un momento successivo, quando il sistema non è in esercizio.

Durante il processo di monitoraggio, si utilizzano comunemente sistemi di acquisizione ed elaborazione dei dati, che permettono di raccogliere grandezze fisiche sotto forma di segnali elettrici. I recenti sviluppi nel campo dell'elettronica hanno messo a disposizione dei tecnici una vasta gamma di strumenti che consentono di acquisire e processare i dati in modo preciso, rispondendo a diverse necessità legate alla misura, al rilevamento, al controllo e all'elaborazione di grandezze fisiche.

Il funzionamento di un sistema di monitoraggio elettronico può essere suddiviso nelle seguenti fasi:

- **Acquisizione:** Introduzione nel sistema delle grandezze da monitorare, che possono essere di tipo fisico (come velocità, pressione, forza) o elettrico (segnali).
- **Elaborazione:** L'elaborazione del segnale acquisito, che viene analizzato e confrontato, se necessario, con parametri di riferimento.

- **Emissione:** La fase finale in cui il sistema fornisce i risultati dell'elaborazione, che possono essere sotto forma di segnali elettrici o grandezze fisiche come spostamenti o rotazioni.
- **Controllo:** Supervisione del processo di elaborazione, con il compito di garantire che i parametri di riferimento vengano rispettati.

Nel caso dell'analisi di un sistema meccanico, come un carrello ferroviario, il processo di monitoraggio può essere standardizzato e suddiviso in diversi passaggi. Questi vanno dalla definizione delle parti da monitorare (come boccole, freni e cuscinetti) fino alla previsione di eventuali danni. Le principali fasi sono le seguenti:

- **Campionamento:** Questa fase è cruciale durante il collaudo, poiché un errore nel campionamento può portare a risultati imprecisi. Esistono normative specifiche che regolano le tecniche di campionamento.
- **Rilevamento:** In questa fase si selezionano i componenti da monitorare e si determinano i parametri da utilizzare per il controllo. È fondamentale, durante il rilevamento, monitorare più parametri contemporaneamente per ottenere una visione complessiva e accurata dello stato del sistema. Ogni parametro monitorato, se analizzato singolarmente, è in grado di fornire informazioni utili su un possibile stato di danneggiamento del sistema. Solo combinando più parametri si ottiene una visione completa e affidabile sullo stato complessivo del sistema. Per questo motivo, è importante che il collaudatore selezioni un set minimo di parametri (come temperatura, accelerazione, velocità angolare, ecc.) in grado di offrire un quadro chiaro e sicuro della condizione del sistema.
- **Diagnosi:** Per fare una valutazione accurata delle condizioni di un sistema meccanico, il collaudatore deve avere accesso a un ampio database che raccolga informazioni sulle sindromi e sui relativi sintomi. Questi database, che contengono i valori critici dei vari parametri, sono solitamente forniti dai produttori dei componenti. Ad esempio, nel caso dei cuscinetti, la diagnosi prevede di verificare se l'armonica associata ai dati storici di un determinato problema è aumentata in ampiezza. In questi casi, il collaudatore deve essere esperto o fare affidamento su tecnici qualificati che sappiano interpretare correttamente gli spettri dei segnali acquisiti. Oggi le tecniche diagnostiche più comuni si basano principalmente su analisi delle vibrazioni e della temperatura, che vengono monitorate tramite accelerometri e termocoppie collocati nelle zone critiche, come ad esempio vicino al coperchio della boccola.

Le attuali tecniche diagnostiche utilizzate nel collaudo si basano su controlli non distruttivi, con la diagnosi affidata agli operatori. Il monitoraggio delle vibrazioni è una delle tecniche più utilizzate per la sua semplicità e per il fatto che non danneggia il sistema. Una volta acquisiti i dati, il tecnico confronta lo spettro ottenuto con un database di frequenze storiche associate a vari tipi di danni. Basandosi sulla sua esperienza, il tecnico esegue un'analisi visiva e determina la causa del problema. Questo approccio, però, presenta alcune limitazioni. La principale è la **soggettività** legata alla sensibilità e all'esperienza dell'operatore. Inoltre, la lettura dei segnali può risultare difficile a causa del **rumore** presente nei dati: le armoniche delle vibrazioni danneggiate si sovrappongono alle frequenze naturali di rotazione dell'assile o ad altri segnali modulanti, creando bande laterali che "sporcano" lo spettro.

Attualmente, i moderni sistemi di monitoraggio si suddividono in due categorie principali:

1. **Sistemi stazionari:** Questi sistemi sono montati a terra, generalmente lungo i binari, e utilizzano tecnologie come gli infrarossi per monitorare alcuni parametri di funzionamento durante il transito dei treni.
2. **Sistemi di rilevamento continuo a bordo:** Sistemi di monitoraggio integrati a bordo dei treni che consentono di eseguire un controllo continuo e in tempo reale su vari parametri operativi, offrendo una visione dettagliata e costante dello stato del veicolo.

1.3 Sistemi di rilevamento continuo a bordo treno

Per decenni, i cuscinetti delle boccole sono stati monitorati attraverso sistemi di misurazione della temperatura a infrarossi stazionari lungo il binario (RTB), montati a intervalli regolari. Tuttavia, questi sistemi risultano discontinui e spesso generano numerosi falsi allarmi, poiché le misurazioni vengono effettuate solo quando il treno passa vicino ai punti di rilevamento.

Per migliorare l'affidabilità e l'efficacia del controllo dei treni, la Commissione Europea ha emesso delle direttive che stabiliscono requisiti specifici per il monitoraggio del materiale rotabile. Tra queste, è stato introdotto il monitoraggio continuo a bordo, che permette di tracciare costantemente le condizioni del treno e garantire la stabilità dell'esercizio. A differenza dei sistemi RTB, che forniscono misurazioni discontinue, i sistemi di monitoraggio a bordo treno consentono una rilevazione continua delle condizioni di funzionamento, senza necessità di trasmettere i dati tra il Posto di Rilevamento (PdR) e il Posto di Controllo (PdC).

Il monitoraggio continuo a bordo ha il vantaggio di rilevare eventuali anomalie di funzionamento in tempo reale. In caso di guasto, il sistema invia immediatamente un allarme direttamente in cabina, permettendo al macchinista di comprendere l'entità del problema e, in caso di emergenza, di fermare il treno senza indugi. In questo modo, la sicurezza e la tempestività nell'azione di ripristino sono notevolmente migliorate.

Questi sistemi on-board sono in grado di monitorare non solo le anomalie termiche, ma anche problematiche dinamiche come deragliamenti, instabilità, eccessiva velocità in curva, e altri fattori critici che possono compromettere la sicurezza e l'affidabilità del veicolo. A livello di componenti specifici, il monitoraggio a bordo consente di rilevare guasti o usura, come il danneggiamento dei cuscinetti o lo spiattellamento delle ruote, due fenomeni che possono compromettere la funzionalità e la sicurezza del treno.

L'adozione di sistemi di monitoraggio on-board è particolarmente comune nei treni ad alta velocità, dove la richiesta di prestazioni elevate rende indispensabile un controllo rapido e continuo. In questi casi, il costo del sistema di monitoraggio è relativamente basso rispetto al valore complessivo del veicolo e alla necessità di una risposta immediata in caso di guasto.

Negli ultimi anni, però, si è evidenziato come anche i veicoli con prestazioni inferiori, come i carri merci, possano trarre grandi vantaggi dall'adozione di tecnologie di monitoraggio diagnostico a

bordo. Questi veicoli, infatti, sono meno soggetti a interventi di manutenzione frequenti, e il monitoraggio continuo può prevenire guasti e ridurre i tempi di fermo.

Tuttavia, l'implementazione di questi sistemi a bordo di tutti i veicoli non è ancora priva di sfide. In particolare, il costo elevato delle tecnologie avanzate e la difficoltà di integrare sistemi di monitoraggio a bordo su veicoli privi di adeguata alimentazione elettrica o altre infrastrutture di supporto limitano l'adozione universale di questi sistemi su tutti i tipi di veicoli ferroviari

1.4 Sistema On Board del Politecnico di Torino

Il Politecnico di Torino è attivamente coinvolto nello sviluppo di sistemi avanzati di monitoraggio da installare a bordo di veicoli ferroviari. L'obiettivo principale di questo sistema è monitorare e analizzare i segnali rilevati dai sensori posizionati sulla boccola e sul carrello, al fine di identificare eventuali malfunzionamenti di componenti critici.

Il sistema è progettato per garantire una comunicazione di allarme di primo livello in caso di guasto, segnalando tempestivamente al personale addetto eventuali malfunzionamenti. Allo stesso tempo, il sistema fornisce dati utili per una migliore programmazione della manutenzione preventiva, identificando in anticipo possibili problematiche e consentendo interventi mirati.

L'architettura sviluppata è estremamente versatile, pensata per essere utilizzata su una vasta gamma di veicoli ferroviari, sia passeggeri che merci. Poiché i requisiti specifici per ciascun tipo di veicolo possono variare, il sistema è stato progettato con un alto grado di adattabilità. Questo approccio consente di rispondere alle diverse necessità dei veicoli, indipendentemente dal tipo di servizio o dalle caratteristiche specifiche del carrello.

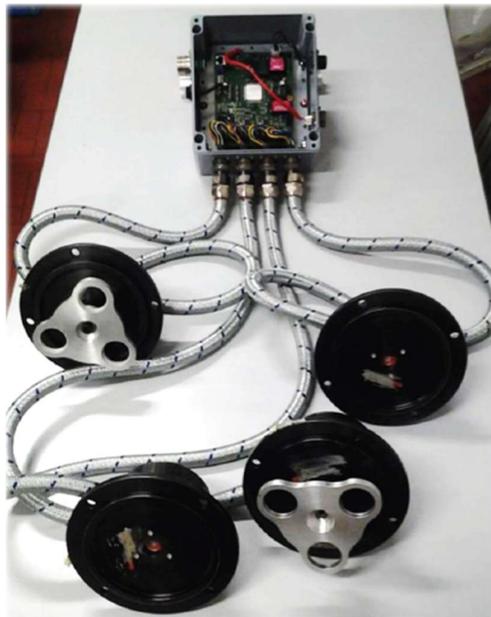


Figura 1.4: sistema di monitoraggio del Politecnico di Torino [4]

In generale, il sistema prevede l'installazione di sensori direttamente sulla boccola, sul telaio del carrello o sulla cassa del veicolo. Questi sensori raccolgono dati relativi a temperature, vibrazioni e altre grandezze fisiche che sono cruciali per il monitoraggio delle condizioni operative del veicolo. I

segnali raccolti vengono poi inviati a una centralina di monitoraggio, che ha il compito di elaborarli e di fornire informazioni utili sullo stato del rotabile. In caso di anomalie, il sistema può trasmettere immediatamente un allarme, oppure salvare i dati per una consultazione successiva, utile per analisi approfondite e decisioni informate sulla manutenzione.

Questa struttura, integrata con l'architettura del veicolo, rappresenta un passo significativo verso una gestione più efficiente e sicura dei trasporti ferroviari, mirando non solo alla prevenzione dei guasti, ma anche a ottimizzare i costi di manutenzione e garantire un'esperienza più sicura per i passeggeri e più affidabile per il trasporto merci.



Figura 1.5: sistema di monitoraggio del Politecnico di Torino [4]

1.5 Funzioni di Monitoraggio

La parte hardware del sistema di monitoraggio del Politecnico di Torino è progettata per eseguire una serie di funzioni di monitoraggio continuative, in grado di tenere sotto controllo vari aspetti della dinamica del veicolo e delle condizioni dei suoi principali componenti. Questo sistema è composto da una serie di programmi che vengono eseguiti continuamente dalla centralina di monitoraggio, permettendo così una sorveglianza costante dei parametri operativi del veicolo.

Uno degli aspetti principali è il monitoraggio delle condizioni di marcia. Il sistema verifica costantemente la velocità del treno e registra eventi significativi come accelerazioni o decelerazioni, archiviando i dati per analisi future. Ogni programma di monitoraggio genera uno o più indici di qualità, che vengono utilizzati per valutare lo stato di un determinato componente o aspetto della dinamica del veicolo. Se un indice supera una soglia prefissata, il sistema genera un segnale di allarme.

Gli indici di qualità sono definiti con valori numerici, in base alla condizione del componente monitorato:

- -1: Anomalia del sensore
- 0: Condizione ottimale
- 1: Condizione buona
- 2: Condizione accettabile
- 3: Condizione degradata
- 4: Condizione critica
- 5: Condizione supercritica (richiesta azione immediata da parte del macchinista)

I programmi implementati nella centralina di monitoraggio includono:

1. Monitoraggio temperatura boccole: Questo programma è dedicato al rilevamento di anomalie termiche nelle boccole del veicolo, un indicatore di potenziale danneggiamento del cuscinetto. La temperatura di ciascuna boccola viene monitorata e comparata con quella delle altre boccole. Se una boccola mostra una temperatura significativamente più alta, l'algoritmo segnala un'anomalia. In particolare, il sistema prevede due limiti di temperatura:
 - Un limite di 80°C, al superamento del quale l'indice di qualità della boccola raggiunge il valore 4, indicando una condizione critica.

- Un secondo limite, circa 120°C, che porta l'indice a 5, segnalandola come supercritica. In questo caso, il macchinista deve intervenire prontamente per fermare il treno.

Se le temperature delle boccole sono inferiori a questi limiti, il programma confronta la temperatura di ciascuna boccola con quella teorica, in base alla velocità di rotazione e alla temperatura ambiente. Questo confronto fornisce una valutazione più precisa dello stato termico delle boccole. Per garantire l'affidabilità del monitoraggio, è necessario un processo di calibrazione accurato, che deve avvenire attraverso test su banchi prova, in modo da evitare di interrompere le operazioni delle linee ferroviarie per i test.

2. Monitoraggio Temperatura Dichi Freno: questo programma è progettato per rilevare eventuali malfunzionamenti nelle pinze freno, che possono causare un surriscaldamento e, nei casi più gravi, incendi. Il blocco di una pinza freno durante la marcia del treno è un guasto abbastanza frequente, specialmente nei veicoli utilizzati per il servizio regionale. Questo tipo di problema comporta diversi inconvenienti:
 - Il surriscaldamento della pinza freno, che può portare a un incendio.
 - Un fermo del treno per l'estinzione delle fiamme e la verifica dei danni.
 - La necessità di sostituire la pinza freno, il disco e, in alcuni casi, la timoneria.

Questi guasti generano elevati costi diretti e disagi nel servizio ferroviario, con tempi di fermo e necessità di interventi di manutenzione urgenti. I sensori di temperatura (termocoppie) sono installati vicino alle pinze freno per monitorare la temperatura. Se una delle pinze ha una temperatura significativamente più alta rispetto alle altre, o se la temperatura rimane alta anche lontano dalle fasi di frenata (ad esempio, quando la velocità del veicolo è stabile), il sistema di monitoraggio attribuisce un indice di qualità elevato (4 o 5, in caso di temperature molto alte). Questi valori indicano una situazione critica che richiede un intervento immediato da parte del macchinista.

3. Monitoraggio accelerazioni in cassa: il sistema di monitoraggio può anche misurare simultaneamente le tre accelerazioni in cassa tramite un accelerometro capacitivo installato sulla scheda multiplexer. Le accelerazioni in cassa sono utilizzate per calcolare un indice di comfort per i passeggeri, secondo i metodi previsti dalle normative ISO e UIC. Questo indice è poi adattato in base alla velocità del veicolo per ottenere un valore di qualità che va da 0 a 5. Il valore di 0 indica condizioni ottimali, mentre **5** indica una situazione critica che richiede un intervento immediato.

4. Monitoraggio accelerazioni verticali boccola: questo programma si occupa di monitorare le accelerazioni verticali sulle quattro boccole del veicolo, utilizzando i relativi accelerometri per acquisire i segnali e analizzarli in modo approfondito. Le accelerazioni verticali sono indicatrici cruciali per il rilevamento di diverse problematiche che potrebbero compromettere la stabilità e la sicurezza del veicolo.

Funzioni principali:

- **Analisi spettrale:** Il segnale acquisito viene analizzato nel dominio delle frequenze, confrontando le frequenze di rotolamento della ruota e quelle misurate sulle boccole.
 - **Problemi di ruota:** Se lo spettro presenta picchi con ampiezza elevata alla stessa frequenza di rotolamento della ruota, si può indicare la presenza di spiattellamento o poligonalizzazione della ruota.
 - **Deragliamento:** Se i picchi con elevato valore si trovano alla frequenza di passaggio sulle traversine, l'algoritmo segnala un possibile deragliamento.
 - **Confronto accelerazioni:** L'algoritmo confronta le accelerazioni verticali delle quattro boccole in un intervallo di dieci secondi. Se il valore r.m.s. (Root Mean Square) di una boccola si discosta significativamente dalla media delle altre tre boccole, l'indice di qualità per quella boccola viene incrementato, fino a raggiungere il valore limite (pari a 5).
5. Monitoraggio Accelerazioni Longitudinali in Boccola: questo programma si concentra sulle accelerazioni longitudinali rilevate dalle boccole, un parametro importante per diagnosticare guasti nei cuscinetti montati sulle boccole stesse. Le accelerazioni longitudinali sono meno influenzate dalle irregolarità del tracciato rispetto alle accelerazioni laterali o verticali, che le rendono utili per diagnosi più precise. **Necessità di calibrazione:** Per ottenere risultati accurati, il sistema richiede una calibrazione su banchi prova, dove vengono testati cuscinetti con diverse tipologie di danneggiamento, riducendo la necessità di test in linea.

Funzioni principali:

- **Analisi della frequenza:** Le accelerazioni longitudinali vengono analizzate nel dominio delle frequenze, con particolare attenzione a picchi che corrispondono alle frequenze caratteristiche del cuscinetto (BPFO, BPFI, FTF, BSF). Questi picchi vengono confrontati con uno spettro

di riferimento di un cuscinetto in ottime condizioni. La presenza di picchi anomali a frequenze specifiche indica potenziali problemi nei cuscinetti.

- Verifica collegamento boccola-telaio: Il programma confronta anche le accelerazioni longitudinali tra le quattro boccole per verificare eventuali problemi di collegamento tra la boccola e il telaio del carrello. Questo controllo è simile a quello effettuato nel monitoraggio delle accelerazioni verticali.

6. Monitoraggio Accelerazioni Laterali e Longitudinali in Boccola: questo programma si concentra su due aspetti importanti del comportamento dinamico del veicolo:

1. Accelerazioni laterali in boccola per rilevare instabilità del veicolo.
2. Interazione tra accelerazioni laterali e longitudinali, che può essere utilizzata per diagnosticare situazioni di serpeggio del veicolo (oscillazioni laterali indesiderate).

Funzioni principali:

- Instabilità veicolo: Vengono monitorate le accelerazioni laterali in boccola per rilevare eventuali segnali di instabilità.
- Serpeggio del veicolo: Se le accelerazioni laterali e longitudinali si armonizzano sulla frequenza di serpeggio, il sistema segnala un possibile problema. Questo controllo è basato su un modello numerico dettagliato del veicolo, che determina la frequenza di serpeggio del treno.

Tutti questi algoritmi necessitano di calibrazione accurata. I test sul campo sono costosi e difficili da realizzare senza interrompere il servizio ferroviario. Per questo motivo, lo sviluppo e la calibrazione degli algoritmi di monitoraggio devono essere effettuati su banchi prova. Questi test in laboratorio consentono di simulare vari scenari e danneggiamenti dei componenti, riducendo i costi e i rischi associati ai test in linea.

Quindi, le potenzialità di un sistema di monitoraggio dipendono molto dalla qualità degli algoritmi di elaborazione dei segnali e dalla capacità di calibrazione accurata per garantire diagnosi affidabili in tempo reale.[5]

Capitolo 2: descrizione banco e valutazione carichi

2.1 Descrizione banco di prova

Come descritto nei capitoli precedenti, l'obiettivo di tale progetto è quello di costruire e dimensionare un impianto che simuli delle condizioni reali di carico sui cuscinetti presenti all'interno di boccole ferroviarie, in modo tale da effettuare dei test in laboratorio che si presentano più economici e di semplice realizzazione.

Lo scopo di tale banco sarà quello di testare un sistema di monitoraggio sviluppato dal Politecnico di Torino, andando a correlare i risultati ottenuti da tale sensoristica a difetti noti generati sui cuscinetti montati all'interno delle boccole di prova. A seconda delle diverse tipologie di danneggiamento si andranno ad ottenere una serie di risultati che andranno in prima analisi a verificare il corretto funzionamento di tale sensoristica, e di conseguenza eventuali correzioni, e in seconda analisi ad effettuare una campagna di raccolta dati utile nelle applicazioni reali future, nel quale si potranno definire dei parametri limite in fase di funzionamento.

Per tale motivo la costruzione del banco è effettuata in scala 1:1, per ottenere risultati che simulino la realtà. La differenza rispetto al caso reale è che il banco non è stato pensato per permettere carichi radiali. Le boccole di prova risultano dunque completamente scariche radialmente. Questo non comporta una criticità nell'analisi seguente, in quanto la sensoristica utilizzata ha lo scopo di rilevare i difetti tramite lo spettro di frequenza delle accelerazioni misurate sulla boccola, e queste frequenze dipenderanno dalla tipologia di difetto e dalla velocità di rotazione dell'albero. Di certo ci saranno delle semplificazioni rispetto alla realtà, ad esempio avere carichi radiali può provocare degli incrementi di temperatura e usura non valutabile nel seguente banco, ma inserendo cuscinetti con difetti "limite", non si necessiterà di effettuare test di lunga durata.

Nei seguenti capitoli si cercherà di descrivere nel dettaglio l'impianto ipotizzato, suddividendo lo stesso in sei sottogruppi principali:

1. Gruppo motore: utilizzato per porre in rotazione l'assile
2. Gruppo di trasmissione del moto: per effettuare la trasmissione del moto dal gruppo motore all'assile
3. Fondamenta: struttura portante del banco
4. gruppo boccola centrale: boccola dove viene posto il carico, opportunamente dimensionata per sopportare carichi di 45 tonnellate
5. gruppo boccola di supporto: insieme che simula la boccola reale, utilizzata per equilibrare l'impianto

6. gruppo boccola di test: insieme nel quale verrà calettato il cuscinetto di prova per test futuri ipotizzati su tale impianto

Durante le prime fasi di approccio a questo progetto si sono definiti dei vincoli connessi con materiali e componenti già presenti e/o acquistati. Di conseguenza l'obiettivo è stato di cercare di riutilizzare tutti o la maggior parte di questi componenti, sia per ridurre i costi connessi al progetto, sia per ridurre il lead time di realizzazione, avendo minor componentistica da acquistare o produrre.

Questo di certo ha costituito un vincolo nella fase di progettazione, vincoli che motiveranno nel corso dell'elaborato alcune scelte costruttive definite.

Si riporta di seguito un'immagine esplicativa dell'impianto:

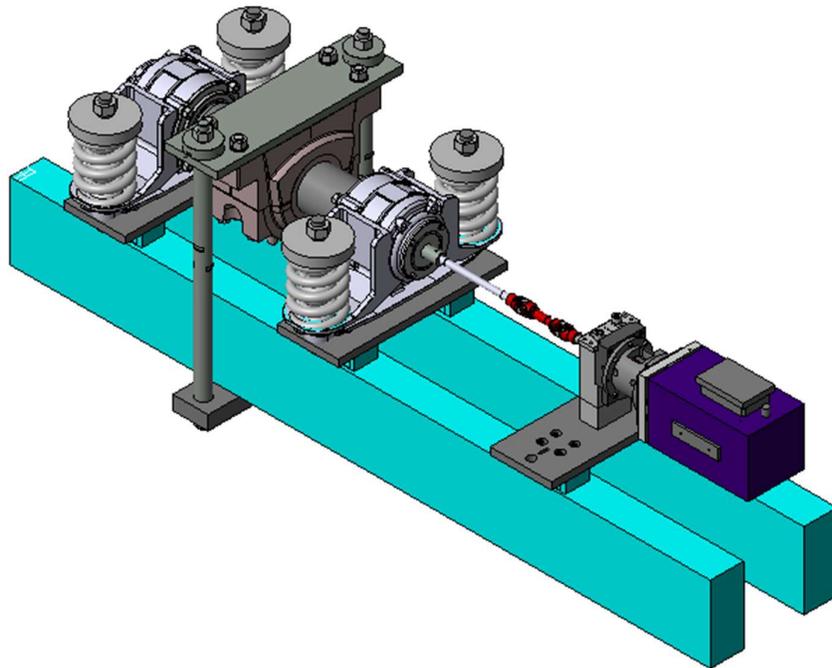


Figura 2.1: banco prova

Successivamente si andrà a descrivere i sei sottogruppi nel dettaglio, riportando immagine dimostrative, analisi effettuate e criticità notate nell'impianto precedente, e di conseguenza spiegazione delle modifiche effettuate.

La costruzione del banco di prova è stata effettuata utilizzando delle basi analizzate in un percorso di tesi precedente e dalla normativa UNI EN 12082, normativa che regola la costruzione del banco di prova e l'ambiente a cui è sottoposto.

Tutta la componente di trasmissione del moto ed eventuali dimensionamenti è stata solo verificata in tale trattato. Avendo modificato la restante parte, si è analizzato nuovamente se l'impianto esistente potesse essere utilizzato anche nella nuova conformazione.

Nei capitoli successivi si riporta una descrizione di queste componenti, con le opportune verifiche effettuate.

2.2 Banco prova boccole secondo norma UNI EN 12082

Per la progettazione del banco discusso ci si è basati sulle norme UNI EN 12082, che regolano la progettazione e la realizzazione di un banco prova per boccole. Tale normativa viene utilizzata dall'industria per certificare boccole o cuscinetti ferroviari, si discosta dunque dall'obiettivo del banco trattato in questa tesi. Come spiegato in precedenza, la realizzazione di tale banco è necessaria per testare e calibrare degli algoritmi di sensori che verranno montati sulle boccole stesse, al fine di monitorare i veicoli ferroviari on-board; dunque, non risulta necessario seguire in modo dettagliato quanto descritto alla normativa di riferimento, ma verrà presa solo come spunto. Per tale ragione si riporta una descrizione riassuntiva degli argomenti trattati in tale normativa.

La norma UNI EN 12082 definisce i metodi per la progettazione di un banco di prova per boccole, in modo da poter valutare le performance dei cuscinetti, dei sistemi di tenuta e di lubrificazione. Questo standard è stato sviluppato per sistemi che presentavano le boccole esterne alle ruote, ma può essere applicato anche a conformazioni più particolari, come applicazioni entro bordo o ruote singole, ma in tutti i casi la norma è valida solo ed esclusivamente per boccole equipaggiate con cuscinetti volventi e grassi lubrificanti conformi alle normative EN12080 e EN1208.

Si può dividere il trattato in due sezioni principali:

1. progettazione e costruzione del banco di prova
2. ambiente a cui è sottoposto durante la fase di test

Nella prima sezione si può trovare una descrizione delle caratteristiche necessarie per eseguire le prove meccaniche sui componenti, oltre a definire i parametri da seguire per i diversi test e i requisiti da superare. Nella seconda sezione invece viene affrontata la modalità di test e, in particolare, sulla resistenza all'usura e alla funzionalità data da agenti atmosferici.

Durante la fase di test viene misurata e controllata la temperatura, mediante misurazioni in tre punti distinti. Tali misurazioni vengono effettuate sul cuscinetto esterno da testare, nella posizione nel quale vengono verificate nelle condizioni reali mediante dei sistemi infrarossi RTB posti sui binari ferroviari. In tal modo si ha la possibilità di correlare risultati comuni ottenuti da valutazioni effettuate internamente al sistema ed esternamente.

La norma inoltre fornisce dei limiti e indicazioni per il layout del banco, si riporta un'immagine dalla norma stessa:

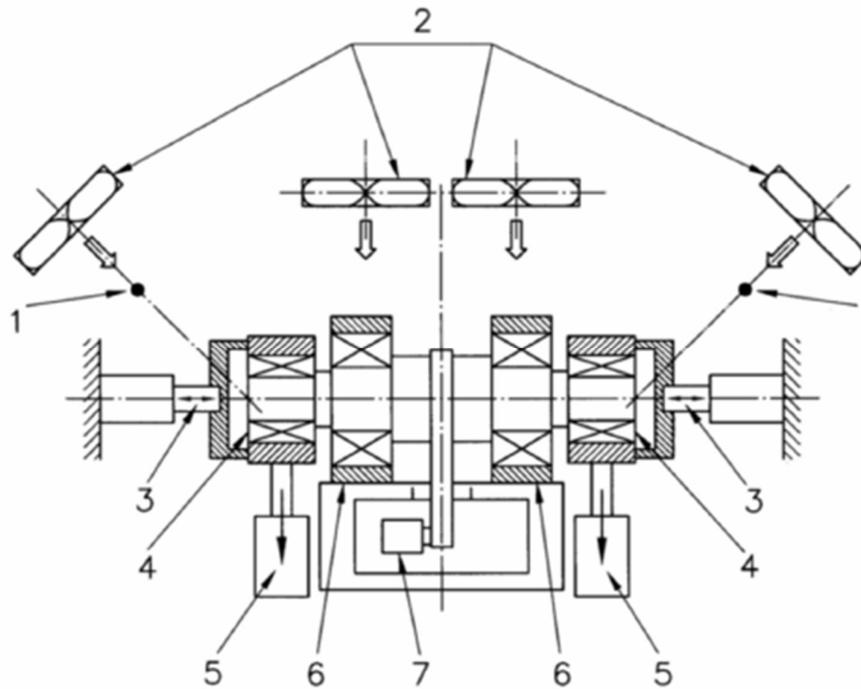


Figura 2.2: banco prova da norma UNI EN 12082

Il banco presenta un assile centrale, sul quale vengono montate le boccole e i cuscinetti da testare (4) sulle quali viene applicato il carico mediante degli attuatori radiali (5) e degli attuatori assiali (3). Le boccole presenti sono delle boccole ferroviarie dove vengono installati i coperchi strumentali utili per misurare la temperatura, le frequenze e altri parametri utili ad ottenere risultati per validare il sistema. Internamente si possono trovare altri due cuscinetti che simulano le ruote (6), e fungono da sostegno all'assile sul quale si ha una reazione del carico. L'assile è posto in rotazione mediante un motore elettrico (7), ove il moto è trasmesso mediante una trasmissione a cinghia. Ricordando un punto importante della norma, ovvero le condizioni ambientali, per ricreare un flusso d'aria vengono inseriti dei ventilatori di raffreddamento (2) regolati da termostati (1) che aiutano a regolar la temperatura del flusso.

In modo tale si riesce ad ottenere una configurazione simmetrica dell'impianto e si ottiene uno schema di carico simile a quello reale:

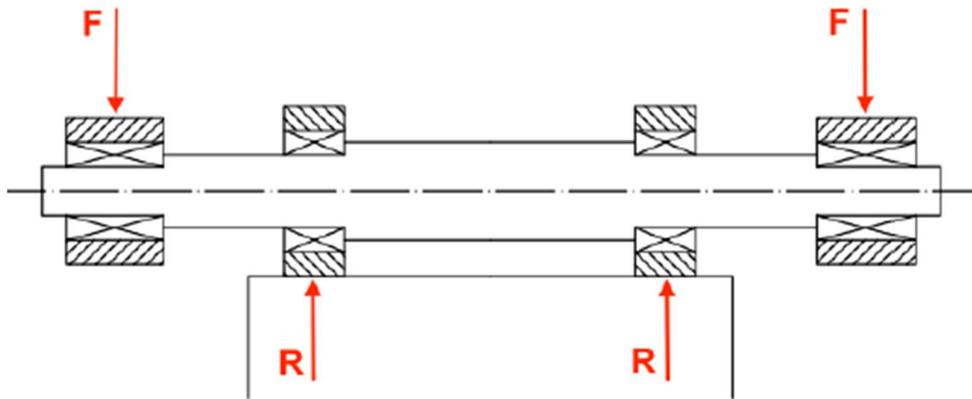


Figura 2.3: schema di carico del banco prova dato dalla norma UNI EN 12082

F rappresenta la forza applicata alle due boccole ferroviarie, mentre R sono le reazioni vincolari delle due boccole di supporto.

2.3 Differenze tra i due impianti

Il banco progettato si discosta da ciò che viene descritto e indicato nella normativa UNI EN 12082, in quanto l'obiettivo non è quello di verificare le boccole e i cuscinetti, ma semplicemente di verificare il funzionamento della sensoristica che si vuole testare. Ciò si traduce in profonde differenze riguardanti la logica dei test e dall'utilizzo dell'impianto stesso. Il banco in questione non lavorerà mai per un elevato numero di cicli, dato che nell'impianto verrà inserito un cuscinetto opportunamente danneggiato. Si andrà a verificare solo il fine vita di tale cuscinetto. Il punto in comune è sui carichi, per avere condizioni di prova che simulino la realtà, i carichi applicati alla boccola di prova dovranno necessariamente essere i carichi reali, che come già discusso per treni merci si assesta sulle 22.5 tonnellate. Di seguito si riporta il layout dell'impianto progettato:

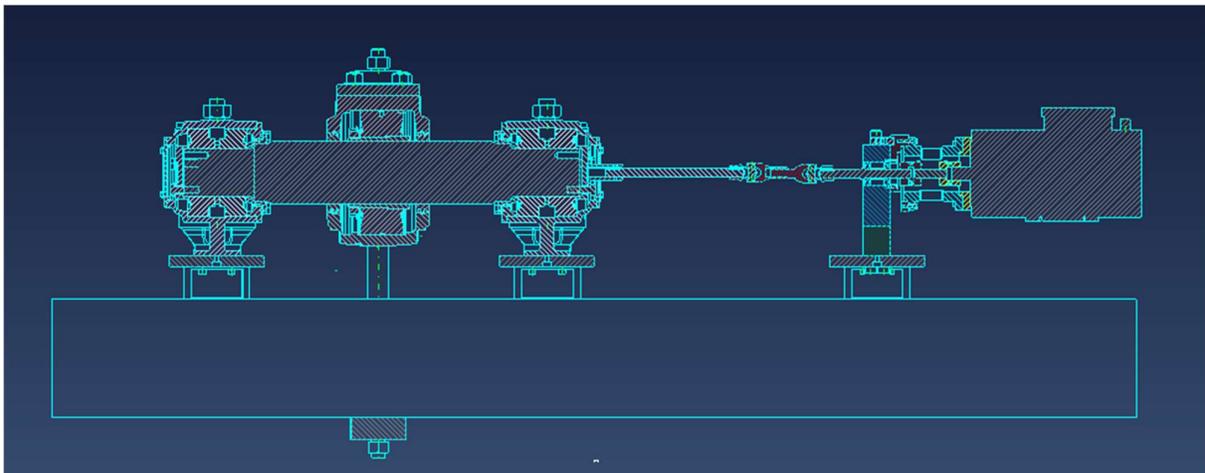


Figura 2.4: vista in sezione del banco prova progettato

Si vuole sottolineare come il dimensionamento e la progettazione dell'intera struttura sia stata vincolata a componenti già presenti in laboratorio, che hanno rappresentato dei vincoli progettuali. Uno di questi è stato l'assile, del quale si ha la possibilità di utilizzare un reale assile ferroviario, ma tagliato a metà. Di conseguenza si sono dovute seguire delle scelte tecniche date da questo vincolo, come l'impossibilità di utilizzare quattro boccole totali, due che simulassero le ruote e due che simulassero le boccole, ma soltanto tre. Questo provocherà la scelta di utilizzare come boccola centrale non una semplice boccola ferroviaria, ma una boccola di tipo industriale, data dal fatto di dover caricare tale componente con il doppio del carico. Per analizzare le restanti divergenze, si riporta lo schema di carico dell'impianto con tre boccole:

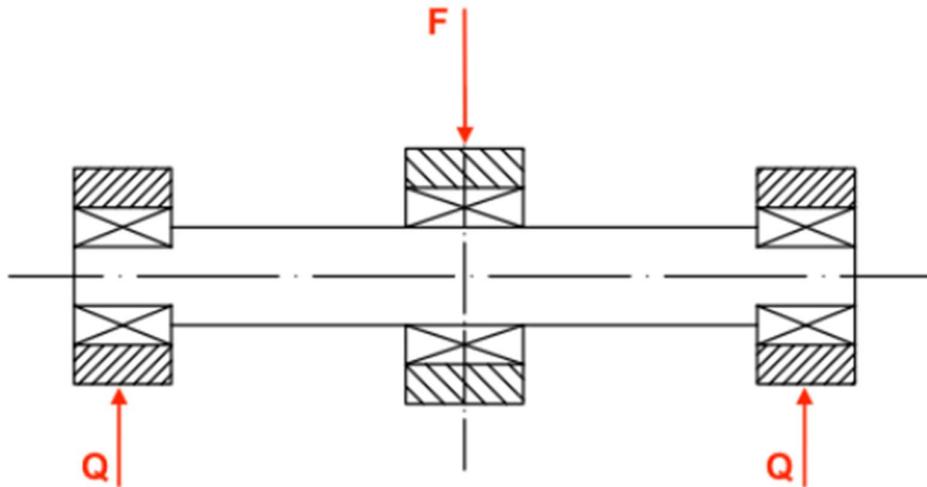


Figura 2.5: schema di carico del banco prova progettato

Oltre ad una diversa disposizione dei carichi, che verrà affrontata in un successivo paragrafo di analisi dei carichi, sono presenti altre differenze, come:

- I carichi nel sistema sono opposti al caso reale e al sistema descritto nella norma. In generale i carichi sono applicati alle boccole esterne, mentre le reazioni vincolari sono date dalle boccole interne che simulano le ruote a contatto con i binari. Per semplicità di montaggio e dai vincoli presenti, nella seguente progettazione si è deciso di invertire tali carichi, in quanto si ha possibilità di caricare radialmente la sola boccia centrale, che è disaccoppiata dalla struttura portante. Questo è fondamentale per applicare uno spostamento radiale e quindi un carico radiale all'assile, che possa essere regolato con facilità.
- la trasmissione del moto: nella norma veniva utilizzato un motore elettrico trifase brushless, che viene utilizzato anche nel banco progettato, ma nel caso della norma la trasmissione del moto avviene tramite una cinghia montata sull'albero. In questo caso il motore è in serie all'albero, e si spiegherà come il moto viene trasmesso tramite una serie di alberi, flange e giunti interposti per recuperare i disallineamenti.
- Non è presente un sistema che simuli le condizioni ambientali, in quanto non rappresenta un obiettivo di tale banco (sistema che può essere implementato per usi futuri).

2.4 Analisi dei carichi

In questo paragrafo si affronterà un'analisi relativa ai carichi applicati al sistema, analisi utile per verificare la similitudine con i casi reali, per verificare che l'impianto sia in grado di sopportare i carichi voluti e per successivamente dimensionare o verificare i componenti che costituiscono il banco. L'obiettivo è quello di determinare il carico, e di conseguenza la freccia, che bisogna applicare alla boccola centrale per ottenere le condizioni reali di lavoro sulla boccola e sul cuscinetto di test.

I reali carichi applicati possono essere di tipo:

- masse sospese: applicate sulle boccole
- masse non sospese: il cui peso non grava sulle boccole ma direttamente sui binari

Le masse non sospese sono rappresentate da:

- massa dell'assile
- massa delle ruote
- massa dei dischi freno
- massa delle boccole

Per determinare il carico reale agente sulle boccole si parte dal massimo carico ammissibile per asse, detto massa autorizzata, a cui si sottraggono le componenti date dalle masse non sospese. In questo modo si riesce ad ottenere il carico statico che viene applicato sulle boccole in opera.

Analizzando il banco si nota che le due boccole esterne non sono mai completamente scariche, ma su di esse agisce il peso dell'assile, della boccola centrale e tutta la componentistica intermedia. Per effettuare un'esatta valutazione bisognerà togliere dall'equazione anche i precedenti dati, in modo da comparare i carichi reali con quelli del banco.

I carichi reali che agiscono sulle boccole si possono calcolare come segue

$$Q = \frac{P - M_{ns}}{2} \quad (2.1)$$

Dove:

- Q: carico agente su ognuna delle due boccole reali
- P: carico autorizzato per asse, che nel caso di carri merci è pari a 22.5 tonnellate, ovvero 11.25 tonnellate per boccola.
- M_{ns} : carico dovuto alle masse non sospese

In questa trattazione si è assunto un valore delle masse non sospese pari a 1 tonnellata, data dalla somma dell'assile, delle ruote e delle boccole Y25 (boccole generalmente utilizzate nei treni merci e utilizzata anche nella costruzione del banco).

Di conseguenza si può calcolare il valore M_{ns} in termini di forza:

$$M_{ns} = 1 * 1000 * g = 9810 N \quad (2.2)$$

In riferimento al carico autorizzato per asse, si può valutare in termini di forze:

$$P = 22.5 * g = 220.7 kN \quad (2.3)$$

Di conseguenza i carichi reali che agiscono sulle boccole sono:

$$Q = 105,4 kN \quad (2.4)$$

A questo punto si può definire il calcolo per determinare il carico da applicare alla boccola centrale del banco prova, nel quale bisognerà sottrarre al carico agente sulle due boccole il carico dovuto al peso dei componenti, che viene già scaricato sulle due boccole laterali. La formulazione è la seguente:

$$F = 2 * Q - M_{tot} \quad (2.5)$$

Dove:

- F: forza da applicare alla boccola centrale
- Q: carico agente su ognuna delle boccole laterali
- M_{tot} : carichi che si scaricano sulle boccole esterne, dovuti dall'assile, dalla boccola centrale stessa e tutti i componenti interconnessi.

Si può notare come sulla boccola centrale il carico si avvicini al doppio del carico che agisce sulle boccole esterne, di conseguenza dovrà supportare un carico che si avvicinerà alle 22.5 tonnellate. Per tale motivo si è ipotizzato di utilizzare non una boccola Y25L, ma una boccola di tipo industriale che riuscisse a sopportare questi carichi.

La determinazione dei carichi da sottrarre, carichi già applicati alle boccole esterne, può essere effettuata solo al completo dimensionamento dell'impianto, per avere dati accurati sui pesi e le forze scaricate sulle boccole esterne. Questo, quindi, prevede un loop di iterazione.

Inizialmente si è previsto che questi pesi non portassero modifiche all'impianto; quindi, la forza da applicare alla boccola era pari a due volte il carico agente sulle boccole esterne.

Una volta dimensionato l'impianto, si è valutato i singoli pesi dei componenti, si è determinata nuovamente la freccia e verificato il dimensionamento dei componenti stessi. Si è partiti dunque da un caso peggiorativo. I risultati finali ottenuti da tale trattato sono riportati nella tabella seguente:

boccola centrale SKF SNL 3238	m_{snl}	123 Kg
Assile	m_a	162 Kg
Piastra di carico	m_p	40 Kg
Tiranti	m_{tir}	18 Kg
Trave inferiore	m_{tr}	54 Kg
Minuteria	m_{min}	12 Kg

Tabella 2.1: peso delle masse non sospese

La forza peso totale data dai componenti che gravano sulle boccole laterali sarà pari alla somma dei pesi delle singole componenti descritte nella tabella precedente:

$$M_{tot} = 4189 \text{ N} \quad (2.6)$$

Ricordando la relazione utilizzata per definire la forza da applicare alla boccola centrale di carico, risulta che tale forza sarà pari a:

$$F = 206,7 \text{ N} \quad (2.7)$$

Come ipotizzato, il valore finale della forza da applicare risulta minore rispetto alla forza utilizzata per dimensionare il sistema, in quanto ci si era posti in condizioni peggiorative. Essendo i risultati simili, il sistema risulta affidabile e i coefficienti di sicurezza saranno simili, per tale motivo non si è valutato nuovamente i singoli componenti

2.5 Calcolo dei momenti di attrito

Per effettuare un corretto dimensionamento dell'impianto e, soprattutto, del motore, si necessita di valutare i momenti di attrito che si generano a causa delle coppie resistenti.

I valori non trascurabili sono dati:

- attrito dato dal cuscinetto calettato sulla boccola centrale
- attrito dato dai cuscinetti calettati sulle boccole esterne
- attrito dato dagli organi di tenuta
- attrito dato dalla coppia di cuscinetti presenti sull'albero lato motore
- coppia resistente data dal dispositivo di monitoraggio

Si riporterà inoltre i risultati nelle condizioni nominali e nel caso massimo, ovvero all'avvio.

Per il calcolo dell'attrito generato dai cuscinetti presenti nella boccola centrale e nelle boccole Y25L, si è usufruito dello strumento di calcolo fornito sul sito della SKF.

Questo strumento necessita la definizione delle condizioni di carico dei cuscinetti, che in questo caso sono caricati solo radialmente: il cuscinetto centrale con un carico radiale pari a $F = 210.9$ kN, le boccole Y25L è pari a $Q = 105.5$ kN ognuna.

Inserendo questi dati all'interno dello strumento si sono ottenute delle stime dei momenti di attrito totale sotto carico massimo, all'avvio e in condizioni nominali, riportate nella tabella al fondo di tale capitolo, nel quale si riporta un riassunto dei diversi momenti di attrito definiti.

Si è ipotizzato un momento di attrito dato dagli organi di tenuta di 1 Nm, mentre per l'organo di monitoraggio e per la coppia di cuscinetti presenti sull'albero lato motore si è assunta trascurabile.

Di seguito una tabella riassuntiva dei momenti di attrito non trascurabili, nel caso dell'avvio e nominale:

Cuscinetto centrale	Mt_start	64.1 Nm
	Mt_nominale	42.4 Nm
Cuscinetto Y25L	Mt_start	20.2 Nm
	Mt_nominale	13.6 Nm
Organi di tenuta	Mt_start	1 Nm
	Mt_nominale	1 Nm

Tabella 2.2: momento di attrito per i singoli elementi

Si può quindi definire il valore totale di momento di attrito resistente all'avvio, moltiplicato per un coefficiente di sicurezza di 1.2 dato da irregolarità di montaggio:

$$\mathbf{M_{tot_t_max} = 126.96 Nm} \quad \mathbf{(2.8)}$$

E nel caso di condizioni di funzionamento nominale:

$$\mathbf{M_{tot_t_nom} = 85.08 Nm} \quad \mathbf{(2.9)}$$

Capitolo 3: Gruppo motore

Il gruppo motore rappresenta l'insieme di componenti in grado di fornire energia meccanica necessaria a porre in rotazione l'assile alla velocità desiderata. Di seguito viene riportata un'immagine dei componenti che costituiscono tale gruppo, che può essere suddiviso in:

1. Motore elettrico
2. sistemi di trasmissione del moto
3. Fissaggio alle fondamenta.

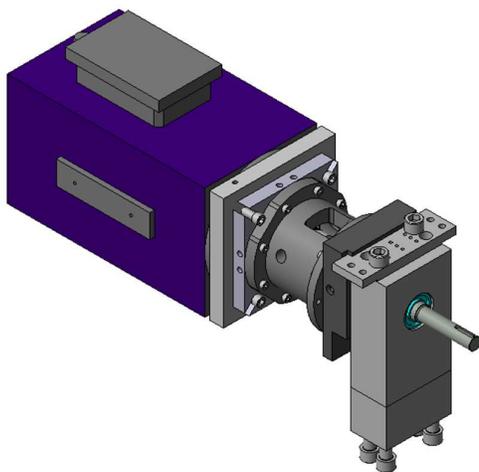


Figura 3.1: gruppo motore

3.1 Motore elettrico

Il componente principale è rappresentato dal motore ACM BRL 220 6, un servomotore elettrico brushless trifase a corrente alternata utilizzato per applicazioni in campo industriale e commerciale.

Le principali caratteristiche di questo motore sono l'ottima robustezza e affidabilità e, essendo un motore sincrono, ha un'ottima capacità di mantenere una velocità costante sotto carico, vantaggio importante per il progetto in questione.

Il funzionamento si basa sul principio di induzione elettromagnetica: quando viene applicata corrente alternata allo statore, si crea un campo magnetico rotante, il quale induce una corrente nel rotore generando una coppia che pone in rotazione l'albero calettato. Essendo il motore sincrono, il rotore seguirà il campo magnetico generato dallo statore, e la sua velocità dipenderà dalla frequenza della rete e dal numero di poli.

Il controllo della velocità o della coppia è possibile grazie ad un inverter presente della control techniques, in grado di variare la frequenza in ingresso. Questo vantaggio può essere utilizzato per mantenere la velocità di rotazione costante pur avendo variazioni di carico.

Si riporta nella seguente tabella le caratteristiche principali di tale motore:

Alimentazione	220 V trifase
Numero di poli	6
Velocità nominale	2000 rpm
Coppia di stallo	120 Nm
Coppia di picco	360 Nm
Inerzia rotorica	33 g*cm²
Corrente di stallo	50 A
Corrente di picco	150 A

Tabella 3.1: caratteristiche principali del motore elettrico ACM BRL 220 6

Dati e caratteristiche del motore utilizzato, si è andati a verificare se tale motore fosse in grado di erogare la coppia richiesta, verificando che la coppia nominale erogata dal motore sia maggiore del momento di attrito nominale nel funzionamento e che la massima coppia erogata dal motore sia maggiore del momento d'attrito all'avvio. Le coppie di stallo e di picco si possono leggere nella tabella riportata sopra, mentre si è già affrontata nei capitoli precedenti la valutazione dei momenti di attrito. Si riportano i dati:

$$C_{max} > M_{t_{max}} \rightarrow 360 \text{ Nm} > 127 \text{ Nm} \quad (3.1)$$

$$C_n > M_{t_n} \rightarrow 120 \text{ Nm} > 85.1 \text{ Nm} \quad (3.2)$$

In entrambi i casi la coppia erogata dal motore è maggiore dei momenti di attrito generato, di conseguenza il motore risulta adatto a tale applicazione.

3.2 Sistema di trasmissione del motore

Per permettere la trasmissione del moto dovrà essere calettato un albero al motore. Per avere un maggior controllo della coppia trasmessa si è deciso di interporre tra i due sistemi un torsiometro, che non solo consente di misurare la coppia tra motore e albero per effettuare delle verifiche o correzioni, ma consente anche di determinare se la coppia supera valori limite correlati ad un sovraccarico del motore, un eventuale disallineamento dell'albero o dei problemi meccanici. Di seguito si riporta un'immagine del sistema:

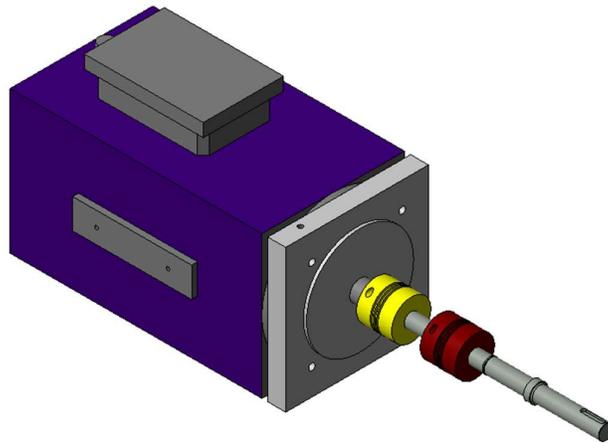


Figura 3.2: sistema di trasmissione lato motore

In serie al motore si può notare come ci siano due giunti (in giallo e in rosso) che permettono di collegare l'albero motore al torsiometro ed il torsiometro all'albero di trasmissione. Questi giunti sono giunti elastici a soffietto, inseriti in modo tale da ottenere dei vantaggi come

1. La riduzione delle vibrazioni del sistema
2. La compensazione di minimi disallineamenti assiali, radiali o angolari provocati dal montaggio
3. Donano una protezione dei componenti meccanici.
4. Riescono a compensare delle minime dilatazioni date dalla differenza di temperatura in opera tra motore e albero.

I due giunti a soffietto e il torsiometro sono montati all'interno di un manicotto rappresentato in seguito, che verrà utilizzato come collegamento tra il motore e la flangia di centraggio (descritto nel dettaglio nel seguente capitolo). Si riporta di seguito le caratteristiche tecniche del giunto utilizzato:

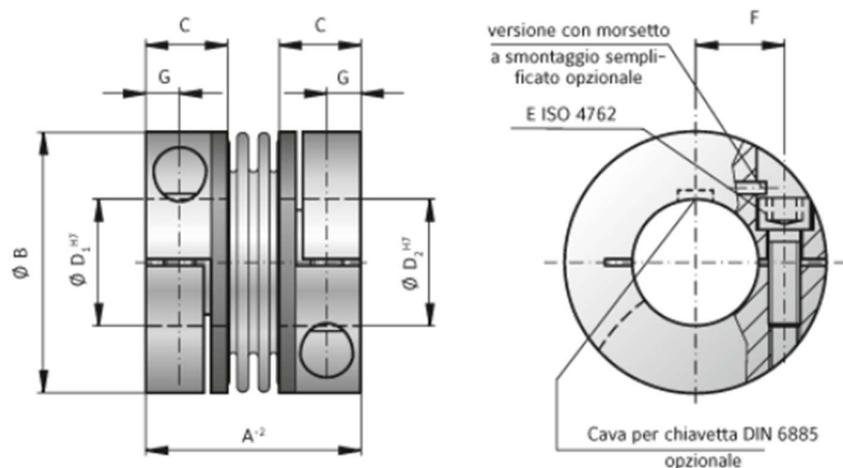


Figura 3.3: giunto elastico a soffietto BKM SERIE 200

BKM SERIE 200

Coppia nominale	Tkn	200 Nm
Lunghezza totale	A-2	59 mm
Lunghezza mozzo	C	23 mm
Fori standard da ϕ a ϕ H7	D1/D2	24 – 42 mm
Diametro esterno	B	66 mm
Momento d'inerzia	Jges	$0.18 \cdot 10^{-3} \text{ Kgm}^2$
Peso	M	0.4 Kg
Rigidità torsionale	Ct	$138 \cdot 10^3 \text{ Nm/mm}$
Gioco assiale max	Amax	1.5 mm
Gioco laterale max	Lmax	0.08 mm
Gioco angolare max	Θ max	0.5°
Rigidità assiale	Ca	153 N/mm
Rigidità laterale	Cr	11000 N/mm
Viti di serraggio ISO 4762	E	M8
Coppia di serraggio viti	E	40 Nm
Distanza	F	23 mm
Distanza	G	9.5 mm
Materiale morsetto	-	Al
Velocità massima con bilanciatura	nmax	60000
Temperatura di funzionamento	-	$-30^\circ\text{C} - 100^\circ\text{C}$

Tabella 3.2: caratteristiche tecniche giunto elastico a soffietto BKM SERIE 200

Si è verificata la funzionalità del giunto elastico a soffietto, verificando che il coefficiente di sicurezza sia maggiore di 1.5, in questo caso valutato rapportando la coppia nominale del giunto con la massima coppia resistente di attrito, ovvero all'avvio:

$$CS = \frac{T_{kn}}{M_{t_{totmax}}} = 1.6 \quad (3.3)$$

In coda si ha un albero definito “albero lato motore” riportato di seguito:

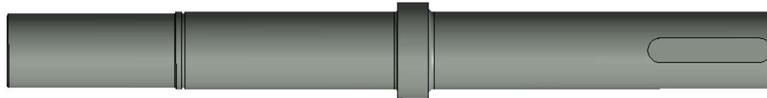


Figura 3.4: albero lato motore

Sull'estremità di sinistra verrà montato il giunto a soffietto, mentre l'estremità di destra verrà connessa ad un giunto cardanico, che trasmetterà il moto all'assile. Come si può notare, l'albero presenta una sede per una linguetta di tipo UNI 6604 -A per consentire l'accoppiamento con il giunto cardanico. Nella parte centrale si può notare uno spallamento, questo è stato ipotizzato per montare una coppia di cuscinetti SKF 6305 sull'albero, in modo tale da rendere solidale l'albero stesso alla boccola di fissaggio dell'impianto alle fondamenta. Di seguito si riporta un'immagine dell'albero con i cuscinetti montati:

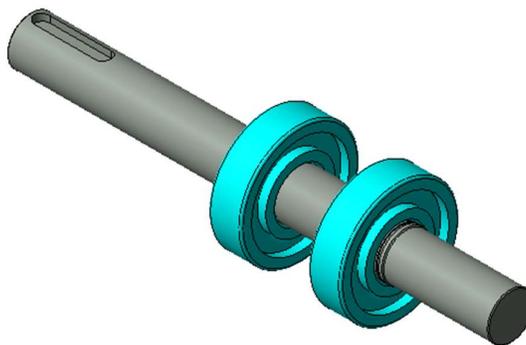


Figura 3.5: albero lato motore con cuscinetti SKF 6305 montati

Il motivo per cui sono stati inseriti questi cuscinetti è dato dal fatto che l'albero non risultava allineato con l'asse motore e l'unico vincolo era dato dai giunti elastici a soffietto. Un possibile disallineamento avrebbe potuto provocare delle rotture dei giunti elastici. Per tale motivo una soluzione per rendere

collinare l'albero all'asse motore è stata quella di calettarla direttamente sulla boccola di fissaggio, a meno di piccoli errori di montaggio, tramite l'utilizzo di questa coppia di cuscinetti. In questo modo si riesce a vincolare rigidamente l'albero, mantenendo libera la rotazione attorno al proprio asse. Il movimento assiale dei cuscinetti viene azzerato utilizzando uno spallamento in un caso e grazie ad un anello elastico A25 UNI 3653 - 7435 nel secondo caso (si può notare la sede presente sull'albero).

La verifica della durata dei cuscinetti non è stata effettuata in questo caso, in quanto l'obiettivo dei tali è solo allineare il sistema ed evitare eventuali carichi sui giunti a soffietto. Inoltre, i cuscinetti non sono sottoposti ad un carico se non quello dell'albero stesso. L'unica accortezza descritta è stata riguardo la sede dei cuscinetti nella boccola, che essendo montati a interferenza, ci obbliga a prevedere delle tolleranze di lavorazione e finitura strette, in modo da ottenere l'esatto accoppiamento (discussa nei paragrafi successivi).

3.3 Verifica statica dell'albero lato motore

Ottenuta la geometria di questo sistema, si è effettuata una verifica dell'albero lato motore considerando le seguenti tensioni normali indotte:

1. momento flettente e le forze generate dai disallineamenti con il giunto cardanico
2. tensioni tangenziali dovute al momento torcente trasmesso

L'obiettivo è determinare le tensioni equivalenti a cui è sottoposto l'albero e verificarle con le caratteristiche del materiale. Per determinare le tensioni equivalenti possiamo utilizzare Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} \quad (3.4)$$

Essendo i carichi assiali trascurabili, si trascurano le tensioni normali. Di conseguenza le tensioni sono date dal solo momento flettente:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_f} \quad (3.5)$$

Dove:

1. M_f : momento flettente nella sezione più sollecitata
2. W_f : modulo di resistenza a flessione

$$W_f = \frac{\pi * d^3}{32} \quad (3.6)$$

Le tensioni tangenziali le possiamo valutare come:

$$\pi_t = \frac{M_t}{W_t} \quad (3.7)$$

Dove:

1. M_t : momento torcente nella sezione più sollecitata
2. W_t : modulo di resistenza a torsione

$$W_t = \frac{\pi * d^3}{16} \quad (3.8)$$

Le forze vengono valutate a partire dal massimo momento di attrito all'avvio, dato da:

1. cuscinetto montato sulla boccola centrale dell'assile: 64.1 Nm (da sito SKF)
2. cuscinetti all'estremità dell'assile: 20.2 Nm (da sito SKF)

3. tenuta a V: 1 Nm (ipotizzato)
4. cuscinetti motore: 1.3 Nm (da sito SKF)
5. irregolarità motore

Il momento torcente risultante sarà:

$$M_t = 126.96 \text{ Nm}$$

Si riporta il diagramma del momento flettente dell'albero motore:



Figura 3.6: diagramma momento flettente albero lato motore

Avendo valutato le tensioni in tutte le zone critiche dell'albero, si è visto che la sezione più sollecitata è collocata in test alla sede della linguetta:



Figura 3.7: sezione maggiormente sollecitata albero lato motore

Si riportano di seguito i dati utilizzati al fine di valutare le tensioni applicate e verificarle con le caratteristiche del materiale di cui è costituito l'albero:

interasse cuscinetti	52 mm	I
Carico estremità	40 N	Q

Reazione in A	247 N	A
Reazione in B	288 N	B
Momento torcente	126.96 Nm	Mt
Coppia flettente	6.64 Nm	Mz1
Distanza sede linguetta	142 mm	x

Tabella 3.3: dati generali per verifica albero lato motore

Per valutare il momento flettente è stata utilizzata la seguente definizione:

$$M_f = M_{f0} - (x * A) - (x - i) * B \quad (3.9)$$

Andando ad inserire i valori sopra descritti il risultato sarà:

$$M_f = 2.57 Nm$$

Considerando la sezione più sollecitata, il diametro della sezione resistente sarà pari a $d = 21$ mm.

Utilizzando le formule 3.6 e 3.8 si ottiene:

$$W_f = 909 mm^3$$

$$W_t = 1817 mm^3$$

Si può a questo punto calcolare le tensioni normali e tangenziali:

$$\sigma_f = 2.8 MPa$$

$$\tau_t = 69.7 Mpa$$

Utilizzando l'ipotesi di Von Mises 3.4 si può valutare la tensione normale equivalente:

$$\sigma_{eq} = 120.7 Mpa$$

Per verificare se l'albero si in grado di sopportare le tensioni precedentemente calcolate, le stesse devono essere confrontate con la tensione massima ammissibile del materiale dell'albero. L'albero presente è costituito in acciaio C40 bonificato, acciaio utilizzato comunemente in industria per la costruzione di alberi, aste e bielle. Essendo un materiale comune e di facile ottenimento, nel mercato si presenta economico, si propongono di seguito le principali caratteristiche:

Tensione di rottura	R_m	700 Mpa
Tensione di snervamento	R_{p02}	380 Mpa
Limite a fatica	σ	330 Mpa

Durezza	HB	192 – 232
Modulo di elasticità	E	206000 Mpa
Densità	ρ	7800 Kg/m ³
Modulo di Poisson	ν	0.3
Allungamento a rottura	A%	8%

Tabella 3.4: caratteristiche dell'acciaio C40 bonificato

Si va a valutare il coefficiente di sicurezza, che dovrà essere maggiore di tre per la verifica statica dell'albero. Il coefficiente di sicurezza si può calcolare tramite rapporto tra la tensione di snervamento del materiale e le tensioni equivalenti del sistema:

$$S_0 = \frac{R_{p02}}{\sigma_{eq}} \quad (3.10)$$

Nella sezione esaminata si avrà un risultato di:

$$S_0 = 3.1$$

Essendo il risultato maggiore di 3, l'albero risulta verificato staticamente.

3.4 Fissaggio alle fondamenta

Come si è visto nelle precedenti immagini descrittive dell'impianto, il motore è montato a sbalzo, ovvero è sospeso e viene fissato alla struttura mediante i seguenti componenti:

1. flangia motore
2. manicotto
3. flangia di centraggio
4. flangia superiore
5. boccia
6. spessore
7. piastra di attacco

Di seguito si riporta un'immagine in sezione dei diversi componenti definiti:

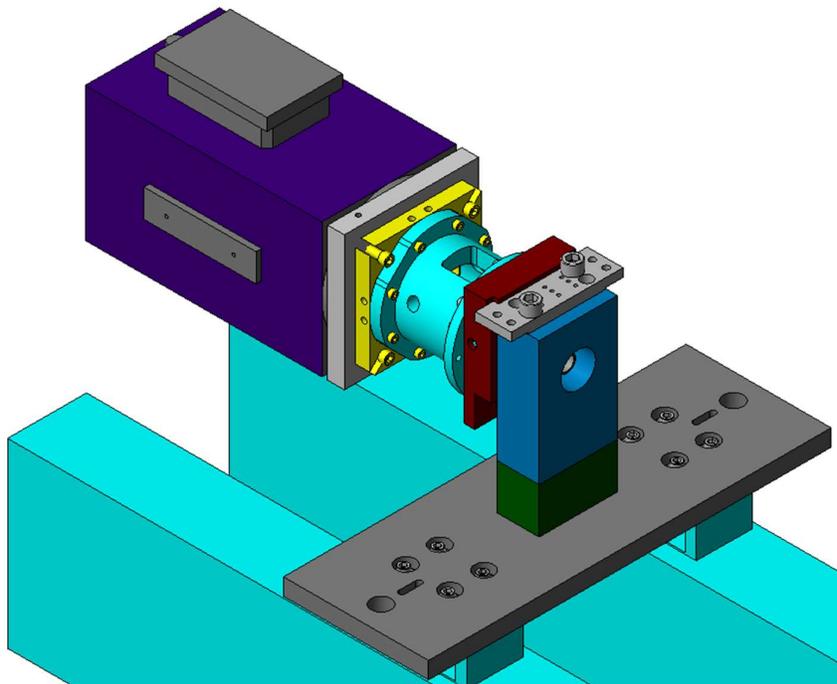


Figura 3.8: gruppo motore assemblato

Si può notare come l'intera struttura sia sorretta da un'opportuna boccia, che viene collegata al sistema motore mediante la flangia superiore e alle fondamenta tramite uno spessore ed una piastra di attacco. Nei paragrafi successivi si descriveranno nel dettaglio le singole componenti, ma si vuole far notare come ci sia stata la necessità di inserire uno spessore di 81 mm per traslare l'altezza di tutto il sistema motore per poter avere un corretto allineamento con la nuova soluzione proposta.

Di conseguenza non si è avuta la necessità di produrre una nuova boccola, che presenta delle lavorazioni molto precise.

Analizzando in serie le componenti presenti, partendo da motore troviamo la flangia motore, che viene fissata al motore sulle quattro estremità tramite bulloni M12. La flangia motore viene utilizzata per montare il manicotto, infatti presenta otto fori filettati in cui si monterà il manicotto mediante viti M8. Il manicotto viene utilizzato come organo di trasmissione tra la flangia di centraggio e la flangia motore. Lo stesso ospita al suo interno i giunti a soffietto precedentemente descritti e il torsiometro, inoltre presenta delle cavità per accedervi e per far fuoriuscire il connettore del torsiometro. L'obiettivo di tale sistema è quello di ottenere il miglior allineamento possibile tra asse motore e asse boccola, dove viene bloccato rigidamente l'albero lato motore, in modo da non avere disallineamenti che potrebbero provocare rotture o incrementi di carico critici. Si riporta un'immagine dei due sistemi montati:

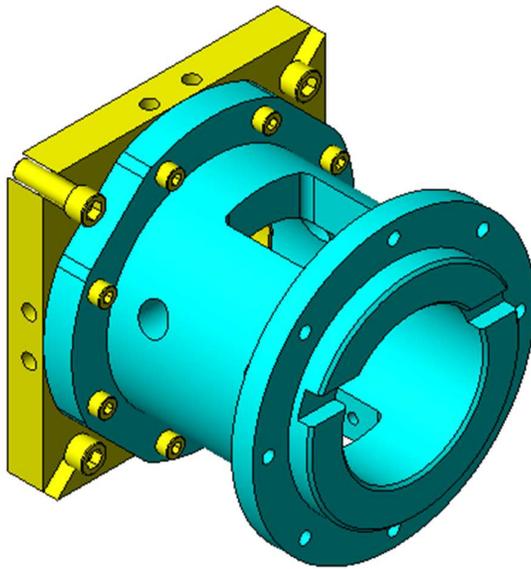


Figura 3.9: flangia motore e manicotto

Per far sì che ci sia questo corretto allineamento viene utilizzata la flangia di centraggio che si accoppia da un lato con il manicotto, mediante sei viti M8 e dall'altro con la boccola mediante quattro viti M5. Questo fa sì che ci sia un corretto allineamento, inoltre scarica, tramite la flangia superiore collegata alla boccola con due bulloni M20, tutto il carico del sistema sulla boccola, che a sua volta lo scaricherà sulla struttura portante. Si riporta un'immagine della flangia di centraggio e flangia superiore:

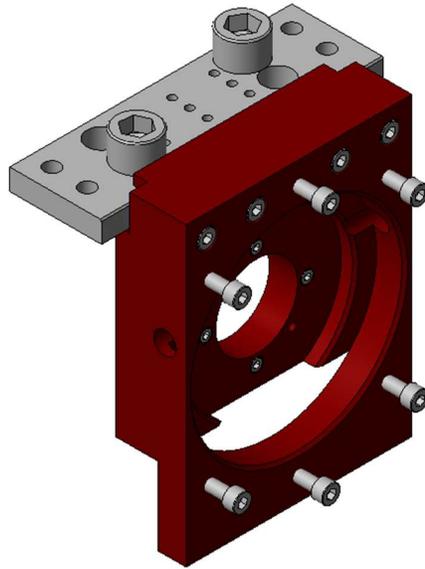


Figura 3.10: *flangia di centraggio e flangia superiore*

La boccia infine funge sia da componente finale di interconnessione tra gruppo motore e fondamenta, sia presenta un foro nel quale vengono montate le coppie di cuscinetti descritte nel paragrafo precedente, che hanno la funzione di bloccare rigidamente l'albero lato motore e di avere un corretto allineamento. Per tale motivo il foro della boccia dovrà essere ottenuto con tolleranze geometriche strette per effettuare il calettamento dei cuscinetti. Ricordo che i cuscinetti sono di tipo SKF 6305, che presentano un diametro di 62 mm, di seguito sono riportate un'immagine e le tavole tecniche della boccia:

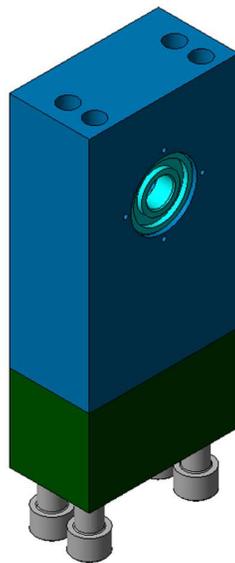


Figura 3.11: *boccia di connessione*

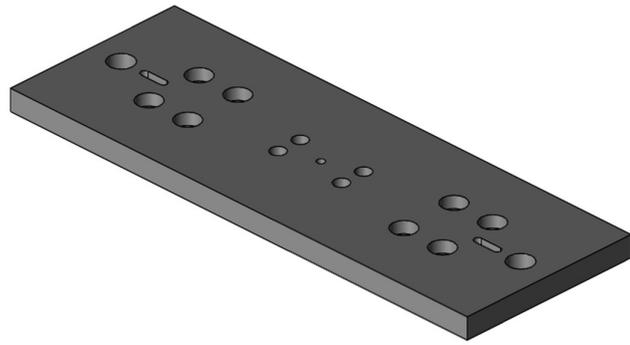


Figura 3.13: piastra di attacco

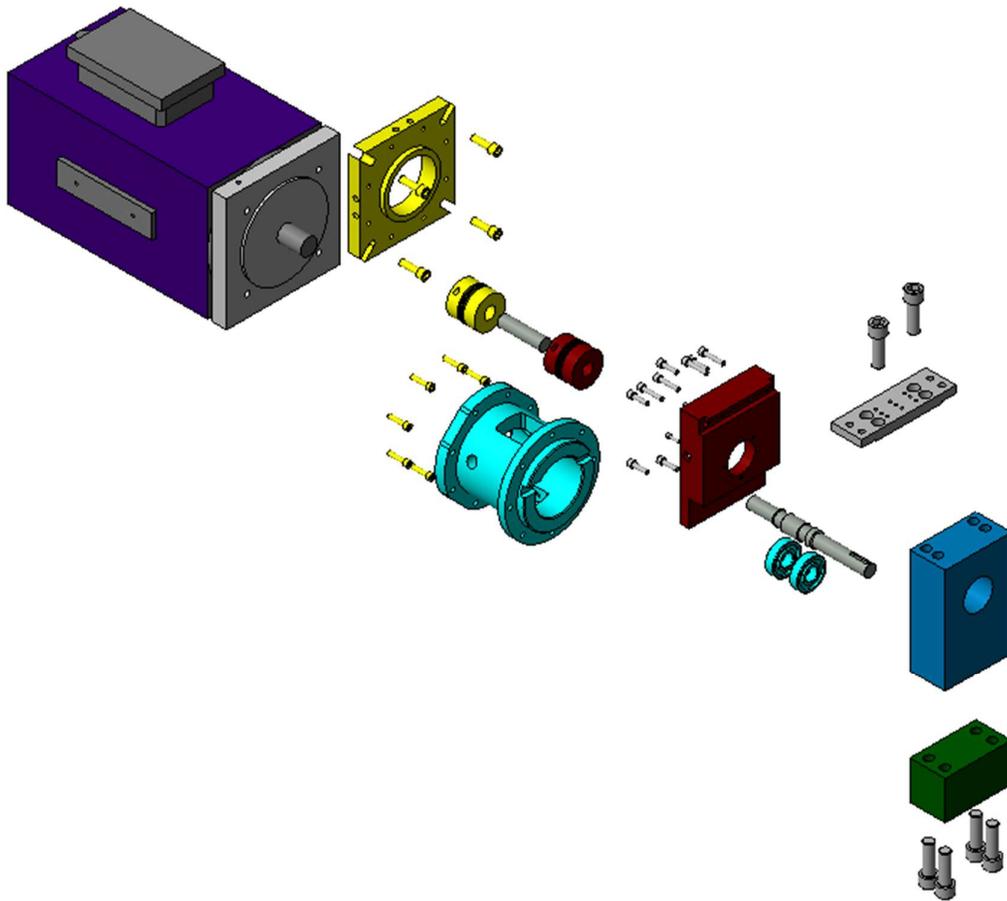


Figura 3.14: esploso impianto motore

Capitolo 4: struttura portante e assile

4.1 Struttura portante

La struttura portante ha rappresentato un vincolo progettuale per la progettazione di tale banco di prova, in quanto ha determinato un vincolo di montaggio e fissaggio a tre piastre che verranno successivamente mostrate. Si riporta di seguito un'immagine dimostrativa delle fondamenta dell'impianto:

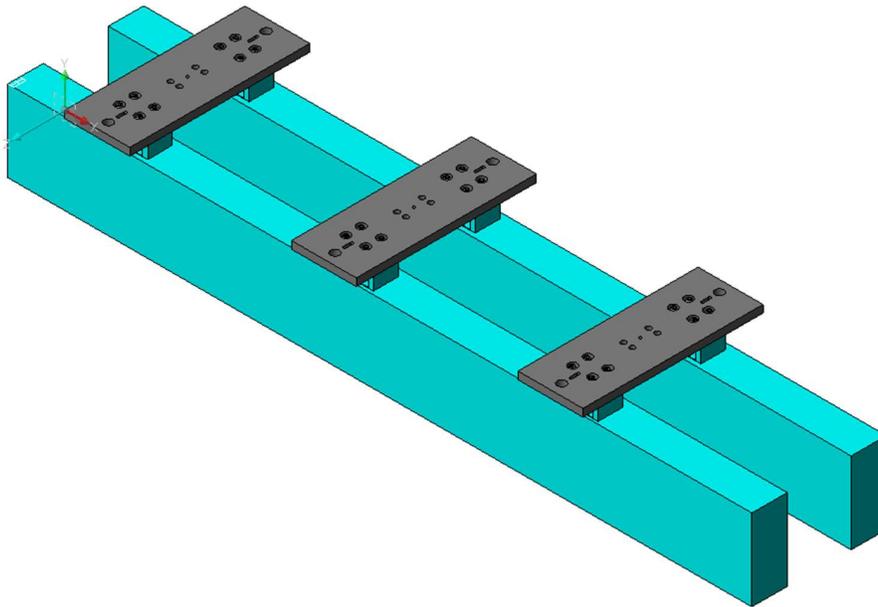


Figura 4.1: struttura portante banco prova

La struttura è composta da due profilati metallici, sul quale sono saldate sei coppie di supporto.

Il doppio profilo portante offre una buona rigidità e stabilità al banco, in modo tale da evitare deformazioni durante la fase di test.

I supporti vengono utilizzati per posizionare e fissare delle piastre di carico; per tale motivo i supporti presentano dei fori passanti che permettono il successivo fissaggio delle piastre alle fondamenta mediante dei bulloni e dadi M12. Sul primo supporto verrà montata la boccola di sostegno del gruppo motore, mentre sulle restanti due verranno montate le boccole esterne del sistema, ovvero le Y25L.

La boccola centrale invece viene vincolata alla struttura portante dal fondo, in modo tale da permettere l'applicazione del carico precedentemente discussa. Come si può vedere dall'immagine successiva, la boccola centrale è vincolata ad una piastra di supporto; tale piastra successivamente viene collegata

alla piastra di fondo mediante due tiranti, che devono essere in grado di sopportare il carico previsto. Di conseguenza sia la piastra sul quale verrà montata la boccia centrale sia la piastra di fondo presenteranno dei fori passanti da 45 mm per il passaggio dei tiranti che presentano un diametro della parte filettata di 36 mm.

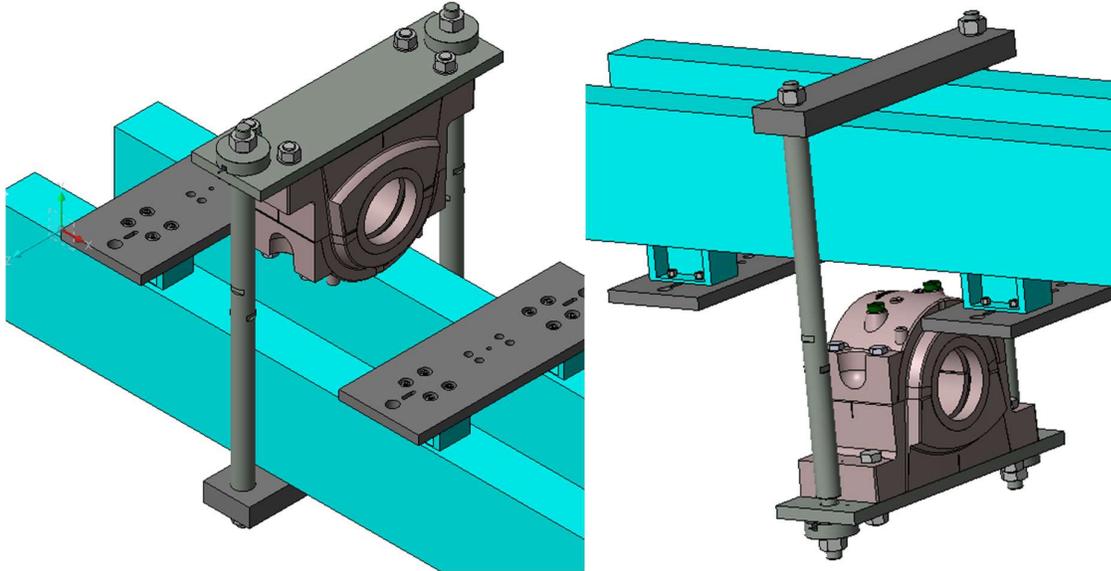


Figura 4.2: fissaggio boccia centrale

Tale scelta porta una buona flessibilità e modularità all'impianto per possibili ampliamenti o modifiche future, in quanto aggiungendo dei supporti saldati si possono creare zone di supporto a distanze diverse, per le diverse applicazioni

4.2 Assile

L'assile ferroviario è l'organo che collega le ruote ferroviarie e sul quale vengono montate le boccole di sostegno. Le funzioni principali di un assile si possono riassumere nelle seguenti:

- trasmissione del carico: ha il compito di sostenere il peso del treno merci o di altri veicoli ferroviari
- guida del treno: mantiene il contatto tra le ruote e i binari
- trasmissione delle forze e delle coppie: supporta durante la fase di trazione, ovvero ove è presente una coppia motrice, e durante la fase di frenatura
- sicurezza: deve resistere ad eventuali guasti o sollecitazioni statiche, dinamiche e a fatica da flessione rotante ad alto numero di cicli

Riguardo l'ultimo punto, gli assili ferroviari sono sottoposti a condizioni ambientali complesse, oltre che a condizioni d'uso critiche e variabili; per tale motivo sono dimensionati in modo da resistere a fatica, alla corrosione e all'usura. La scelta del materiale risulta di conseguenza fondamentale per ottenere un'ottima affidabilità di tale sistema.

I materiali largamente utilizzati sono:

- acciai al carbonio e basso legati: generalmente sottoposti a trattamenti termici per aumentarne le proprietà meccaniche. Largamente utilizzati sono l'acciaio A1N o A4T
- acciai speciali (es. 30CrMoV12): utilizzati in condizioni estreme o nei veicoli ad alta velocità

Il processo di produzione per l'ottenimento di un assile ferroviario consta di tre processi produttivi più un controllo effettuato sul 100% degli organi prodotti:

- forgiatura: l'assile grezzo viene prodotto mediante forgiatura a caldo
- asportazione di truciolo: si effettua una tornitura e fresatura per donare le dimensioni, geometrie e finiture superficiali finali
- trattamenti termici: possono essere tipo bonifica o normalizzazione per incrementare le proprietà meccaniche del materiale

L'assile utilizzato nel banco di prova descritto è stato ottenuto utilizzando un assile ferroviario reale, che è stato sottoposto a delle lavorazioni per asportazione di truciolo per adattarlo all'impianto progettato. Si riporta un'immagine dell'assile modificato:

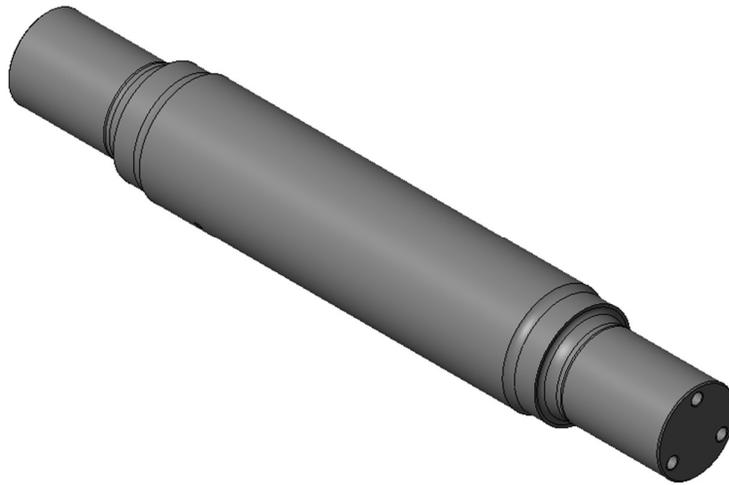


Figura 4.3: assile ferroviario modificato

Questo ha portato di certo dei vantaggi come:

- essendo l'assile reale sarà composto da un materiale utilizzato comunemente, ovvero un materiale altamente affidabile e con un'ottima resistenza a fatica
- non vi è la necessità di dimensionare e progettare l'albero, ma è sufficiente solo il calcolo di verifica della resistenza

Partendo dall'interasse presente tra le due boccole laterali, distanza vincolata dai supporti saldati alla struttura portante, si è dimensionata la lunghezza utile dell'assile. Nelle condizioni reali l'interasse tra le due boccole Y25L è pari a 2000 mm, mentre nel nostro banco la distanza è pari a 904 mm. Questo si traduce nella necessità di tagliare l'assile ferroviario e successivamente rilavorare un'estremità per renderla adattabile al montaggio della boccola. Si riporta un'immagine che mostra le differenze tra l'assile originario e l'assile modificato.

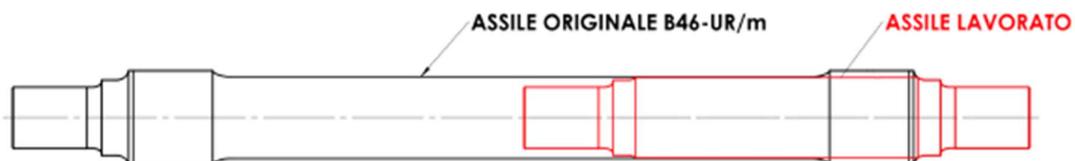


Figura 4.4: comparazione tra assile originale e modificato

Un'estremità è già predisposta per il montaggio della boccola Y25L, dato dal fatto che non c'è necessità di modifica, sull'estremità tagliata invece si dovrà ottenere una geometria simmetrica rispetto all'estremità opposta, per permettere il montaggio della boccola.

Inoltre, dovrà essere forata per presentare tre fori M20 disposti con una conformazione di 120° per permettere il montaggio e il fissaggio del disco di bloccaggio di cuscinetto e del giunto flangiato. Si riporta un'immagine del collegamento dei diversi componenti:

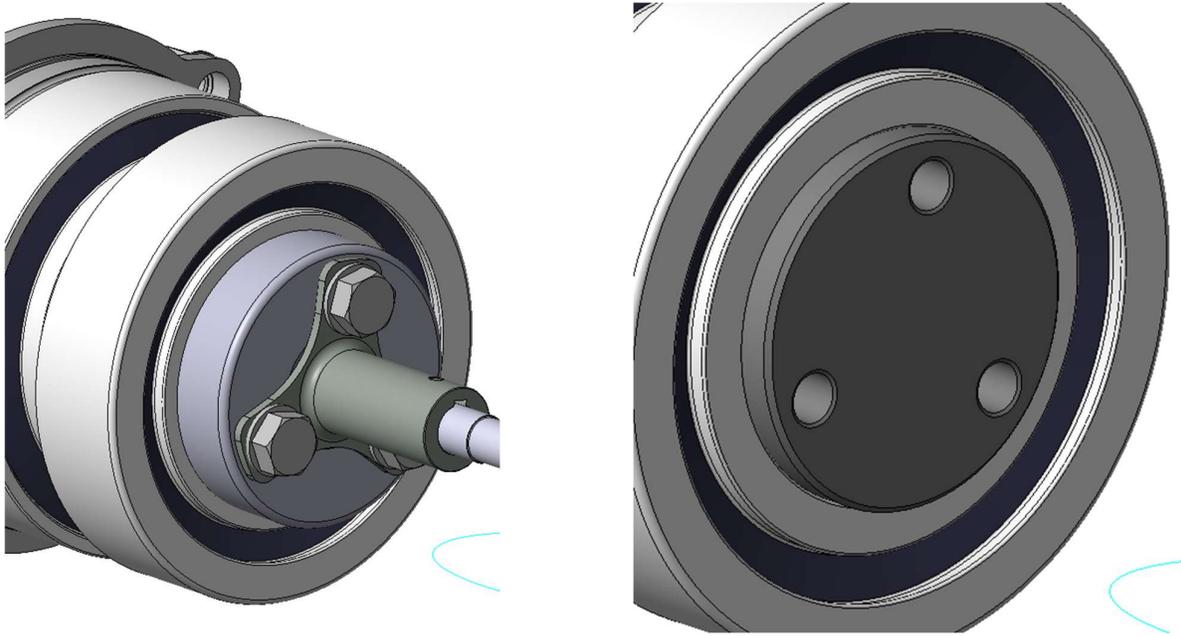


Figura 4.5: lavorazione dell'assile per permettere il montaggio

L'ultima operazione da effettuare per adattare l'assile al banco prova progettato risiede in un'operazione di tornitura per ridurre le dimensioni circonferenziali della parte centrale dell'assile. Le ruote montate sull'assile presentano una circonferenza di 173 mm, mentre le boccole di trazione utilizzate per resistere al carico da applicare presentano una sede di 170 mm, di conseguenza è richiesta una riduzione sul diametro di 3 mm.

Viste le modifiche effettuate, si richiede necessariamente una verifica statica dell'assile, in quanto si è modificata la geometria, i vincoli e i carichi sottoposti. Infatti, dalle valutazioni e verifiche effettuate si evincerà come il momento flettente a cui è sottoposto il sistema presenta dei valori al di sopra del caso reale, di conseguenza ci si pone in condizioni peggiorative.

4.3 Analisi statica dell'assile

Per la verifica statica si procederà in modo consono a quello descritto per l'albero motore, ovvero l'obiettivo finale sarà quello di verificare che le tensioni equivalenti del sistema siano minori delle tensioni ammesse del materiale, calcolando un coefficiente di sicurezza che dovrà risultare maggiore di 3.

Analizzando il sistema, si può paragonare l'assile ad una trave sottoposta a flessione su tre punti, che viene vincolata alle estremità dalle boccole, che in questo caso rappresentano delle cerniere dove avvengono le reazioni vincolari, e il carico viene applicato in mezzeria mediante la boccia centrale. Ricordiamo che il carico applicato all'impianto sarà pari a:

$$F = 210.9 \text{ kN}$$

Per valutare le tensioni equivalenti verranno valutate le tensioni normali, costituite dal solo momento flettente applicato al sistema, e dalle tensioni tangenziali, dato dal momento torcente, calcolato precedentemente, presente per vincere le forze di attrito.

In realtà questo secondo valore non sarà pari al risultato ottenuto dall'equazione 2.8, ma sarà dato dal solo momento di attrito generato dal cuscinetto della boccia centrale e dal cuscinetto della boccia laterale di prova, in quanto il cuscinetto di supporto è collegato direttamente al giunto flangiato, che trasmette il moto all'assile. Di conseguenza andando ad eliminare le componenti date dal cuscinetto precedentemente descritto e dagli organi di tenuta, il momento torcente massimo presente all'avvio dell'impianto è pari a:

$$M_{tmax} = 101.2 \text{ Nm}$$

Analizzando il sistema si è visto che la sezione più sollecitata si trova in mezzeria dell'assile, ovvero dove viene montata la boccia centrale, che, pur avendo un diametro maggiore rispetto alle sezioni all'estremità dell'assile, è sottoposto al momento flettente massimo. Si riporta un'immagine della sezione più sollecitata:

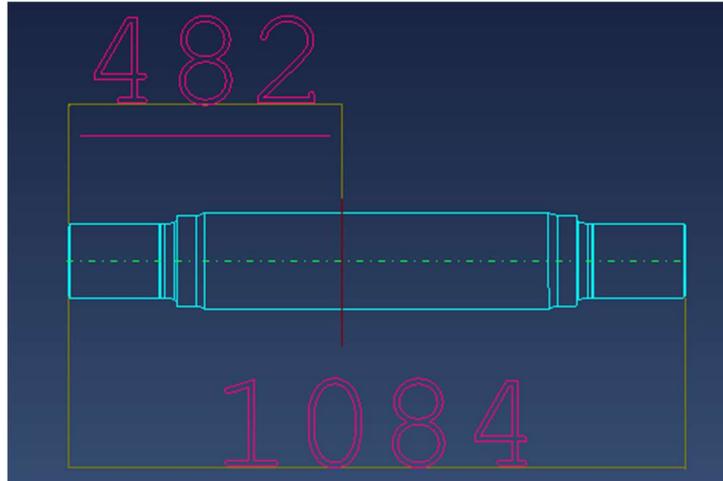


Figura 4.6: sezione maggiormente sollecitata

Si riporta un'immagine del momento flettente risultante sull'assile:

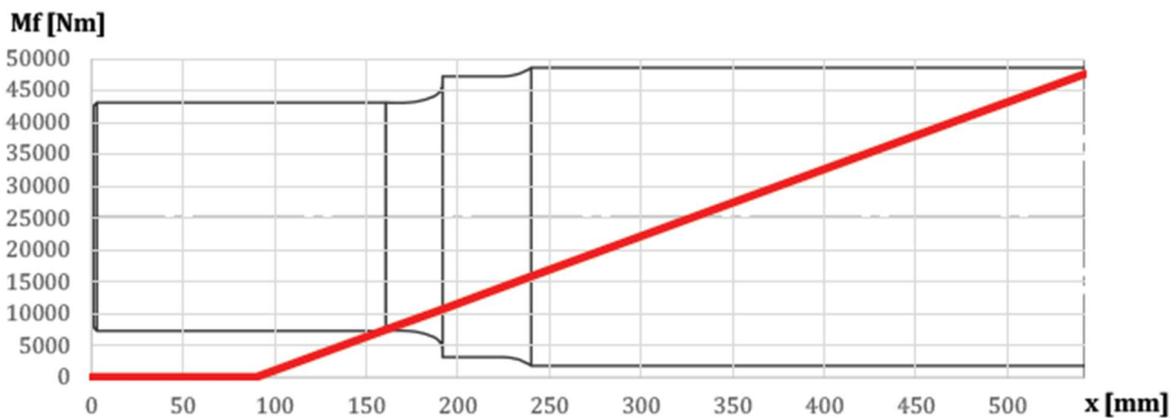


Figura 4.7: momento flettente sull'assile

Poiché il momento flettente massimo si trova dove il taglio si annulla, si può determinare tramite la seguente relazione:

$$M(x) = R_A * x \quad (4.1)$$

Dove x rappresenta la distanza tra l'estremità dell'assile (in realtà della boccola esterna che rappresenta il vincolo). In questo caso la distanza $x = 392$ mm, ovvero la distanza tra le due boccole.

Il risultato dell'analisi è il seguente:

$$M_f = 41339.3 \text{ Nm}$$

Il diametro in tale sezione è pari a 170 mm, precedentemente discusso per necessità di adattare l'albero al cuscinetto centrale. A tal punto si possono calcolare i moduli di resistenza a flessione e a torsione, tramite le formule 3.6-3.8:

$$W_f = 482088.1 \text{ mm}^3$$

$$W_t = 964176.3 \text{ mm}^3$$

A questo punto è possibile determinare le tensioni normali e tangenziali mediante le formule 3.5-3.7:

$$\sigma_f = 85.8 \text{ MPa}$$

$$\tau = 0.1 \text{ MPa}$$

La componente data dalla tensione tangenziale risulta trascurabile rispetto alla tensione normale data dalla componente flessionale. Di conseguenza, utilizzando l'ipotesi di Von Mises definita con l'equazione 3.4, risulta che la tensione equivalente è pari alla tensione normale, ovvero:

$$\sigma_{eq} = 85.8 \text{ MPa}$$

Per verificare l'assile si riportano le caratteristiche del materiale maggiormente utilizzato per la costruzione degli assili ferroviari, che in questo caso è il materiale A1N:

Tensione di rottura	R_m	550-650 Mpa
Tensione di snervamento	R_{p02}	320 Mpa
Limite a fatica	σ	250 Mpa
Allungamento a rottura	A%	22%

Tabella 4.1: caratteristiche materiale A1N

Di conseguenza, mediante la relazione 3.10, si può valutare il coefficiente di sicurezza che sarà pari a:

$$S_0 = 3.1$$

Pur essendo maggiormente caricato rispetto al caso reale, l'assile risulta verificato staticamente per i carichi e le sollecitazioni che verranno applicate.

Capitolo 5: Gruppo di trasmissione del moto

Nel seguente capitolo si andrà a descrivere il sistema che trasmette il moto dal gruppo motore all'assile. Si è descritto nel dettaglio il giunto cardanico, interposto per ridurre dei disallineamenti dati da possibili errori di montaggio o in fase di utilizzo, l'albero dedicato alla trasmissione del moto dal giunto cardanico all'assile e il sistema di calettamento dell'albero al sistema, dato da un giunto flangiato e da un coperchio che agisce direttamente sul cuscinetto.

5.1 Giunto cardanico

Con l'obiettivo di eliminare possibili disallineamenti tra il gruppo motore e l'assile, si è previsto di interporre e di tramettere il moto mediante un giunto cardanico, di cui viene riportata un'immagine:

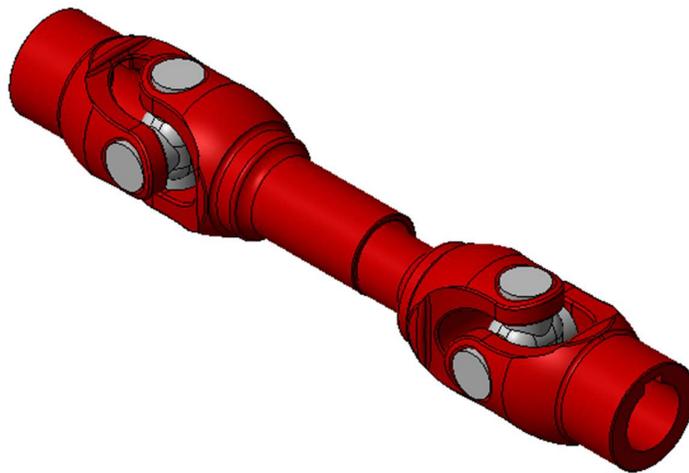


Figura 5.1: doppio giunto cardanico

Tale giunto omocinetico permette di avere una certa flessibilità flessionale tra i due alberi in cui si vuole trasmettere il moto. Un giunto cardanico è composto da:

- due forcelle, utilizzate per montare e bloccare il giunto sugli alberi da collegare
- una croce cardanica, che collega le due forcelle e permette un movimento relativo
- cuscinetti, per ridurre l'attrito

Quando l'albero viene posto in rotazione, trasmette il moto attraverso la croce cardanica che permette l'adattamento dell'angolo o del disallineamento presente. Il giunto cardanico però introduce una variazione della velocità angolare quando l'angolo tra i due alberi è diverso da zero.

Per tale motivo si è utilizzato un doppio giunto cardanico, in modo tale da sopperire a tale problematica.

Il giunto cardanico utilizzato in tale impianto è un doppio giunto cardanico della WilliElbe, con codice 04.065.120 [6], di cui si riportano le tavole tecniche.

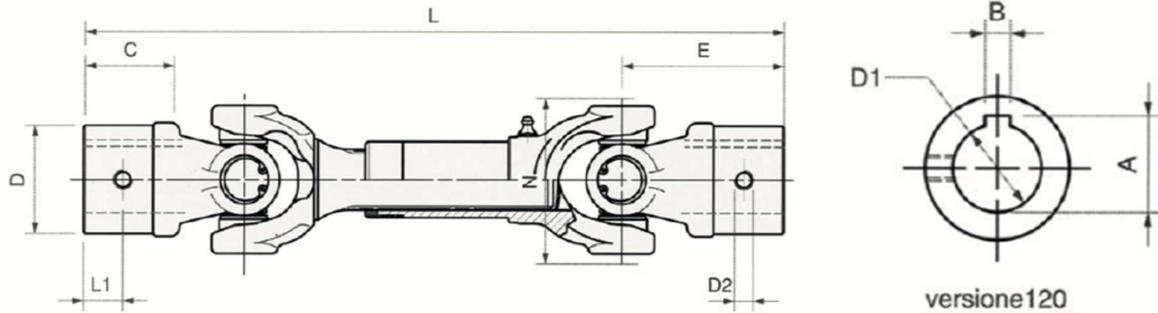


Figura 5.2: disegno doppio giunto cardanico WilliElbe

codice	A	B	C	D	D1	D2	L1	E	L	Mt
04.065.120	28.2 mm	8 mm	33 mm	40 mm	25 mm	M8	15 mm	60 mm	271 mm	250 Nm

Tabella 5.1: misure giunto cardanico

In tale trattato si è andati solo a verificare il giunto cardanico, seguendo la stessa logica applicata per i giunti a soffietto, ovvero la verifica che la massima coppia trasmissibile dal giunto sia maggiore del momento torcente all'avvio da trasmettere fino alla fine della linea di trasmissione.

Seguendo la linea di trasmissione, in serie al giunto cardanico troviamo il due cuscinetti laterali, il cuscinetto della boccola centrale e le tenute che generano un momento torcente resistente; l'unico valore da sottrarre al valore totale calcolato nella formula 2.8 è dato dalla coppia di cuscinetti calettati sull'albero lato motore, che si trova precedentemente al giunto omocinetico. Di conseguenza il momento torcente totale resistente sarà pari a:

$$M_{t_{max,cardanico}} = 126.6 \text{ Nm}$$

Comparando questo valore con il momento massimo ammissibile dal giunto cardanico scelto, pari a $M_t = 250 \text{ Nm}$, si può facilmente definire che tale giunto risulta verificato, e inoltre presenta un coefficiente di sicurezza pari a:

$$S = \frac{M_{t,ammissibile}}{M_{t,max,cardanico}} = \frac{250}{126.6} = 2.0$$

5.2 Albero sistema di trasmissione

Per trasmettere il moto dal giunto cardanico al giunto flangiato, e di conseguenza all'assile, viene interposto un albero che definiremo albero di trasmissione. A differenza rispetto agli alberi trattati precedentemente, in questo caso è presente un vincolo ad incastro sulla parte di collegamento col giunto flangiato. Questo comporterà una valutazione del momento flettente differente, per la verifica statica dell'albero. Si riporta di seguito un'immagine dell'albero di trasmissione:

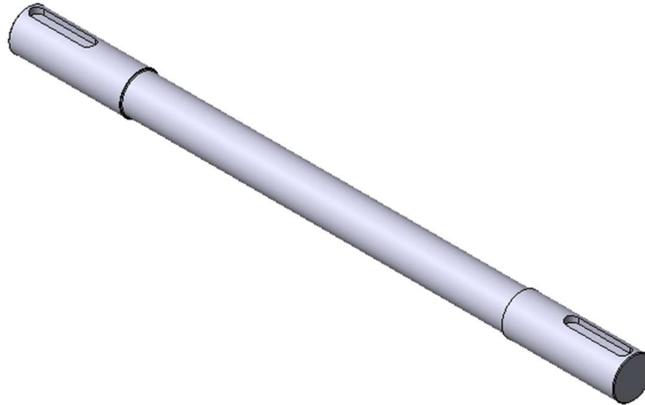


Figura 5.3: albero di trasmissione

L'albero presenta una geometria simmetrica, e viene collegato sulla parte sinistra al giunto cardanico mediante una linguetta, e sull'estremità di destra al giunto flangiato, anche in questo caso tramite una linguetta. In entrambi i casi si è scelta una linguetta di tipo UNI 6604-A, che permette la trasmissione della coppia tra i diversi sistemi.

Come già accennato, l'albero viene vincolato radialmente e assialmente sulla stessa estremità, il che provoca un vincolo ad incastro che modifica la risposta del momento flettente a cui è sottoposto. Il bloccaggio assiale avviene mediante dei grani M8, montati sul giunto flangiato, che insistono sull'albero stesso, mentre il vincolo radiale è dato sempre dal giunto flangiato, che presenta una sede cilindrica nel quale verrà innestato l'albero.

Il momento torcente invece rimane invariato, si ricorda che è dato dal risultato della somma dei momenti resistenti d'attrito.

In termini di forze quindi, il diagramma del momento flettente può essere valutato come segue:

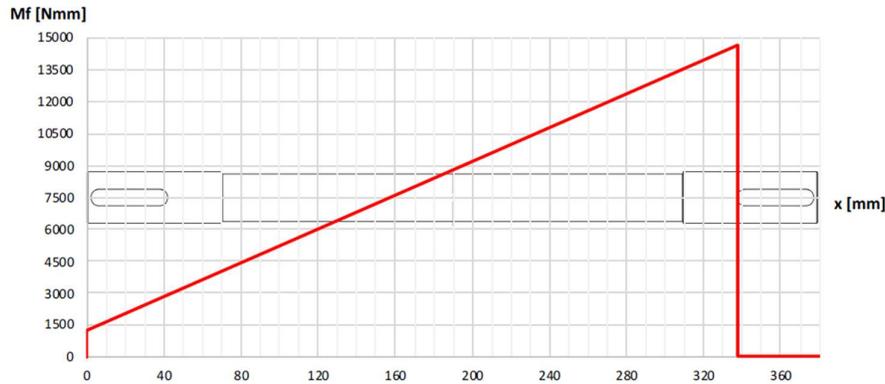


Figura 5.4: momento flettente albero di trasmissione

Si è visto come la zona più sollecitata si presenta nel lato di collegamento tra l'albero di trasmissione e il giunto flangiato nel quale si ottiene il momento flettente massimo (momento torcente costante sulla lunghezza), in particolare nella zone ove è presente la sede per la linguetta, avendo una riduzione di diametro. I valori risultanti sono stati i seguenti:

$$M_f = 14.7 Nm$$

$$M_t = 126.6 Nm$$

Considerando la sezione più sollecitata, il diametro della sezione resistente sarà pari a $d = 21$ mm.

Utilizzando le formule 3.6-3.8 si ottiene:

$$W_f = 909 mm^3$$

$$W_t = 1817 mm^3$$

Si può a questo punto calcolare le tensioni normali e tangenziali:

$$\sigma_f = 16.2 MPa$$

$$\tau_t = 69.7 Mpa$$

utilizzando l'ipotesi di Von Mises 3.4 si può valutare la tensione normale equivalente:

$$\sigma_{eq} = 121.8 Mpa$$

Per verificare se l'albero si in grado di sopportare le tensioni precedentemente calcolate, le stesse devono essere confrontate con la tensione massima ammissibile del materiale dell'albero. L'albero presente è costituito in acciaio C40 bonificato, acciaio utilizzato comunemente in industria per la costruzione di alberi, aste e bielle. Essendo un materiale comune e di facile ottenimento, nel mercato si presenta economico, si propongono di seguito le principali caratteristiche:

Tensione di rottura	R_m	700 Mpa
Tensione di snervamento	R_{p02}	380 Mpa
Limite a fatica	σ	330 Mpa
Durezza	HB	192 – 232
Modulo di elasticità	E	206000 Mpa
Densità	ρ	7800 Kg/m ³
Modulo di Poisson	ν	0.3
Allungamento a rottura	A%	8%

Tabella 5.2: caratteristiche materiale C40 bonificato

Si va a valutare il coefficiente di sicurezza, che dovrà essere maggiore di tre per la verifica statica dell'albero. Il coefficiente di sicurezza si può calcolare tramite rapporto tra la tensione di snervamento del materiale e le tensioni equivalenti del sistema:

$$S_0 = \frac{R_{p02}}{\sigma_{eq}} \quad (5.1)$$

Nella sezione esaminata si avrà un risultato di:

$$S_0 = 3.1$$

Essendo il risultato maggiore di 3, l'albero risulta verificato staticamente.

5.3 Giunto flangiato

Per permettere il collegamento tra l'albero di trasmissione e l'assile si utilizza un apposito giunto flangiato che permette la trasmissione della coppia tra i due sistemi. La flangia inoltre permette che i due elementi siano posizionati in modo relativo correttamente e permetterà un montaggio e smontaggio semplificato, in caso di guasti o necessità di sostituzione.

Inoltre, andando ad agire direttamente sull'assile, utilizzando una flangia interposta tra i due sistemi permetterà una migliore distribuzione del carico, riducendo la concentrazione degli stress. Si riporta un'immagine del giunto flangiato:



Figura 5.5: giunto flangiato

Analizzando il componente si può valutare come viene collegato al sistema. La parte che verrà collegata all'albero di trasmissione presenta una sede nel quale verrà inserito l'albero ed una sede per una linguetta che permetterà la trasmissione della coppia, mentre il bloccaggio assiale dell'albero è permesso da due grani disposti a 45° e che insistono sull'albero di trasmissione stesso rispetto al giunto.

Il bloccaggio sull'assile avviene mediante 3 viti M20 disposte a 120° , con tre rondelle che aiutano la distribuzione del carico, aumentano l'attrito per evitare eventuali svitamenti, compensano le irregolarità e sigillano e impediscono la fuoriuscita di liquidi. Questi permettono il collegamento del giunto flangiato nel quale viene interposto un disco di bloccaggio dei cuscinetti, che è il componente utilizzato per fissare e bloccare un cuscinetto su un albero, bloccandolo assialmente, impedendone lo spostamento e assicurando un corretto precarico al cuscinetto, evitando giochi indesiderati.

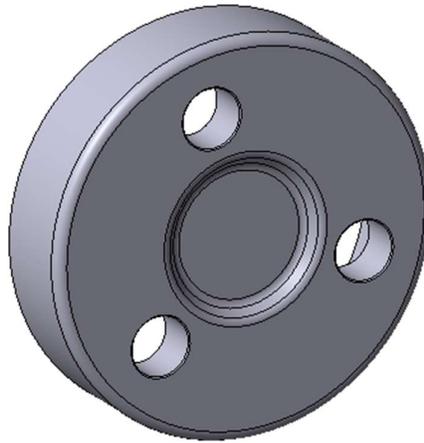


Figura 5.6: disco di bloccaggio cuscinetti

Generalmente sulla porzione di collegamento del sistema di trasmissione si trova un coperchio, che protegge la camera interna della boccia e del cuscinetto da agenti contaminanti esterni e impedisce la fuoriuscita del lubrificante. In questo caso il coperchio è stato opportunamente lavorato per permettere l'ingresso del giunto flangiato. Si riporta in figura due immagini esplicative delle modifiche effettuate:

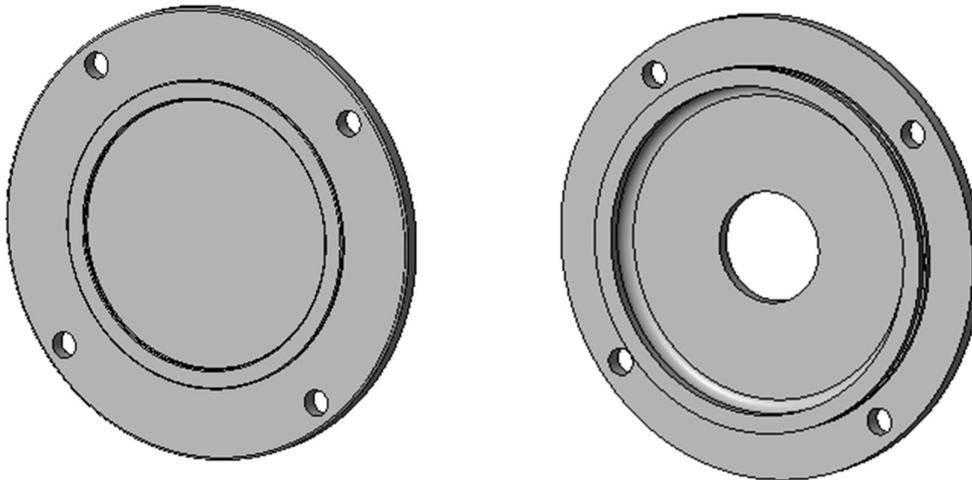


Figura 5.7: coperchio boccia

Si è andati a forare il coperchio per permettere il passaggio del giunto flangiato. Questo però provoca dei possibili ingressi di agenti contaminanti e una fuoriuscita di lubrificante. Per tale motivo si è deciso di inserire un sistema di tenuta a labbro o V-ring, che è un dispositivo in materiale elastomero progettato per proteggere i cuscinetti da agenti contaminanti. Presenta una classica forma a “v”, che fa sì che il labbro flessibile si adatti all'albero, generando una tenuta dinamica. È un componente

molto semplice ed economico, in particolare per la fase di assemblaggio ove tale componente non necessita particolari lavorazioni, come scanalature o sedi, ma si accoppia direttamente sull'albero lavorando attivamente con la superficie della controparte. La tenuta a labbro utilizzata è stata scelta da catalogo SKF [7], in particolare la SKF 45 VA R:



Figura 5.8: tenuta a labbro SKF 45 VA R

Capitolo 6: Gruppo boccole Y25

Nel seguente capitolo si andrà a descrivere nel dettaglio le boccole e i cuscinetti che si vuole testare, spiegando i componenti, le modifiche apportate per adattarlo all'impianto e il montaggio. Per equilibrare il sistema e renderlo simmetrico in tutte le definizioni precedentemente analizzate, sono state inserite agli estremi dell'assile due boccole uguali di tipo Y25, che per il resto della trattazione divideremo in:

- boccola di supporto, montata sull'assile dalla parte del gruppo motore
- boccola di test, montata all'estremità libera dove verrà montato il sistema di monitoraggio.

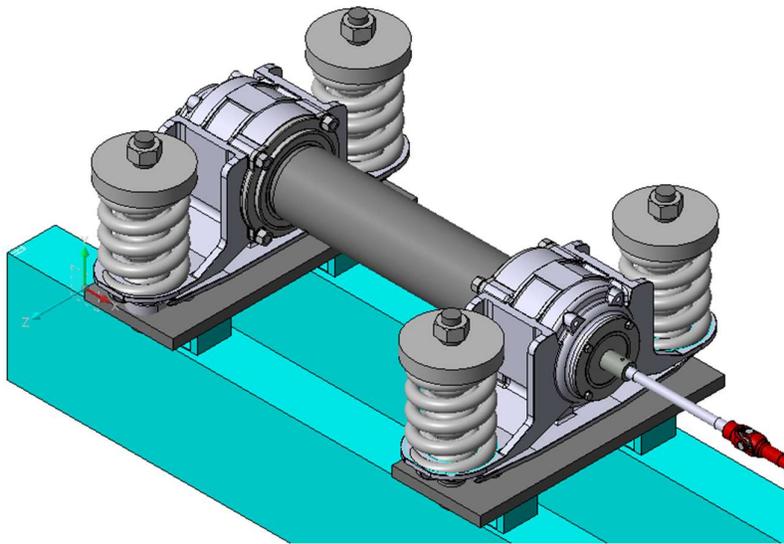


Figura 6.1: gruppo boccole Y25

In termini costruttivi le due boccole sono identiche, con alcune accortezze inserite per adattarla e montarla sul sistema, che verrà spiegato nel dettaglio in seguito. In entrambe non è stato verificato staticamente il componente (boccola e cuscinetti) in quanto sono utilizzate nella realtà con gli stessi carichi a cui si sottoporrà il sistema, di conseguenza si dà per scontata la verifica.

Come logica di montaggio si è voluta mantenere la stessa conformazione con il quale si possono trovare nella realtà, sia per ottenere una rigidità del sistema il più simile possibile al caso reale, sia per semplicità di montaggio. Inoltre, si è voluto utilizzare il piano inferiore della boccola come appoggio sulla piastra di fondo, per avere un montaggio semplificato ed evitare errori in termini di disallineamenti. Per fare ciò è stata comunque prevista una rettifica di tale piano, in quanto si vuole evitare di avere difetti superficiali che provochino problemi durante il montaggio del banco e, di conseguenza, sollecitazioni inaspettate.

6.1 Descrizione boccola

Per la definizione dei componenti che costituiscono la boccola Y25 ci si aiuta con un disegno esploso:

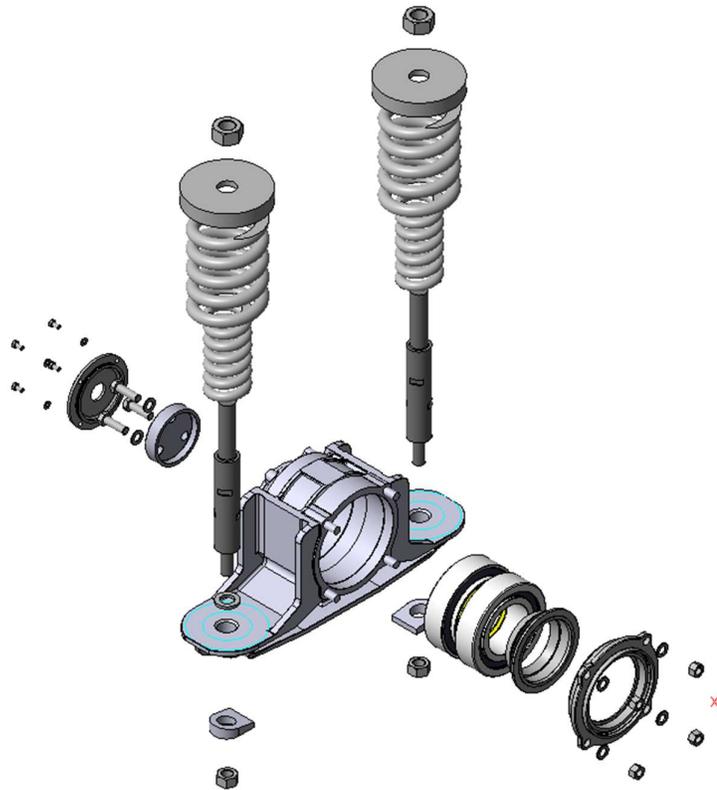


Figura 6.2: esploso gruppo boccola Y25

Il primo componente è rappresentato dalla boccola Y25, ovvero la struttura portante che ospita il cuscinetto al suo interno e l'attore principale per la distribuzione del carico e il collegamento tra le masse sospese e le masse non sospese. Questo collegamento avviene mediante l'utilizzo di sistemi smorzanti come molle elicoidali, che permettono di adattare lo smorzamento a seconda del carico applicato e le sollecitazioni a cui è sottoposto. Per tale motivo si è voluto inserire lo stesso sistema anche nel banco di prova, in modo da smorzare il sistema come nel caso reale.

Le boccole vengono prodotte in materiali come ghisa (largamente utilizzata) o acciai legati, e il ciclo produttivo prevede una fusione o forgiatura per la creazione del grezzo, che deve essere successivamente lavorata e rifinita mediante delle lavorazioni di precisione con macchina a controllo numerico (tornitura, fresatura...) per permettere il corretto montaggio dei restanti componenti, in particolare il cuscinetto, ed infine a trattamenti superficiale, per conferire elevate proprietà

meccaniche in termini di durezza, resistenza alla corrosione e riduzione d'attrito (in particolare nella parte di accoppiamento con il cuscinetto).

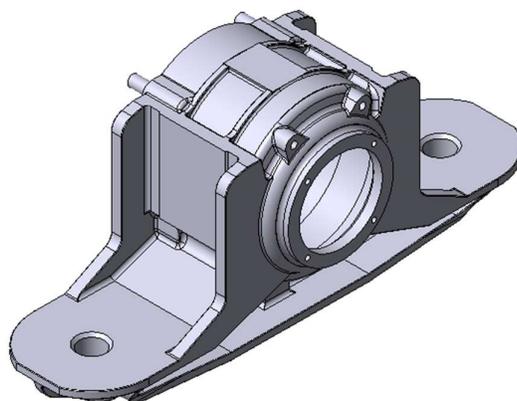


Figura 6.3: boccia Y25

6.2 Descrizione cuscinetto

Il secondo componente che si analizza sono i cuscinetti presenti. Possiamo trovare i cuscinetti a cartuccia, ovvero dei cuscinetti costituiti da unità preassemblate che presentano il vantaggio di una manutenzione semplificata e una maggior precisione di montaggio. Questi cuscinetti sono costituiti da rulli conici, che consentono una trasmissione efficace degli sforzi sia lungo la direzione assiale che radiale, ma a differenza dei cuscinetti a sfere o a rulli cilindrici, presentano dei coefficienti d'attrito maggiore e di conseguenza c'è una maggior generazione di calore quando sono in opera. La scelta ricade su questi cuscinetti in quanto sono gli unici adatti a sopportare carichi di questo tipo. Tra i due cuscinetti è presente un distanziale che evita che le due parti entrino in contatto, compensa le dilatazioni termiche che avvengono nel ciclo operativo, distribuisce meglio il carico ed aiuta a mantenere l'allineamento degli elementi rotanti (riportato nella seguente immagini in giallo):



Figura 6.4: cuscinetto a cartuccia a rulli conici

I cuscinetti sono montati sulle boccole per interferenza e possono essere montati mediante montaggio a caldo o a freddo, a seconda dell'interferenza e dal grado di precisione utilizzato:

- a freddo, quando è presente una leggera interferenza (come nel nostro caso) dove si lubrifica il sistema per facilitare lo scorrimento e mediante una pressa idraulica si va a inserire il cuscinetto
- a caldo, utilizzata quando c'è elevata interferenza; il cuscinetto viene portato a temperature intorno ai 100° C, mentre la boccola viene lasciata a temperatura ambiente. Sfruttando la dilatazione termica, il montaggio del cuscinetto risulta semplice e si vincola alla boccola una volta raffreddato il sistema

Anche l'accoppiamento del cuscinetto sull'assile può avvenire mediante le due tecnologie precedentemente spiegate.

Generalmente viene prima montato il cuscinetto sull'assile per interferenza, che presenta gradi di interferenza di ISO k6 o m6, e successivamente viene allineata e montata la boccola, che presenta gradi di interferenza H7 o J7.

6.3 Descrizione componenti gruppo boccola

La logica di montaggio seguita è stata quella di mantenere il sistema il più simile possibile al reale montaggio, di conseguenza la boccola viene posizionata come in figura:

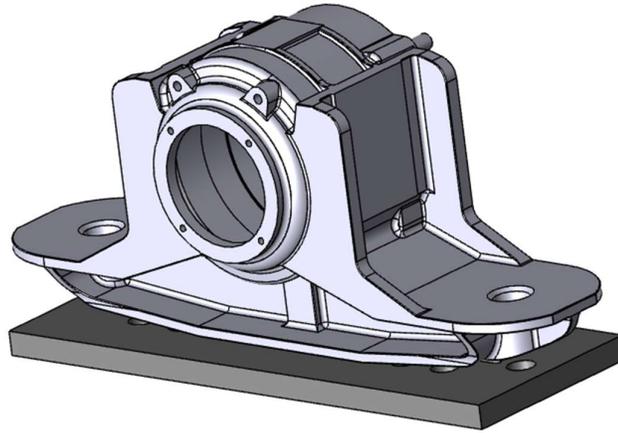


Figura 6.5: posizionamento boccola

Questo richiede che la parte inferiore della boccola venga lavorata per ottenere un piano preciso che vada ad appoggiarsi sulla piastra di fondo, in modo da non avere disallineamenti nel montaggio. Si prevede una rettificatura in modo da ottenere le tolleranze richieste a disegno:

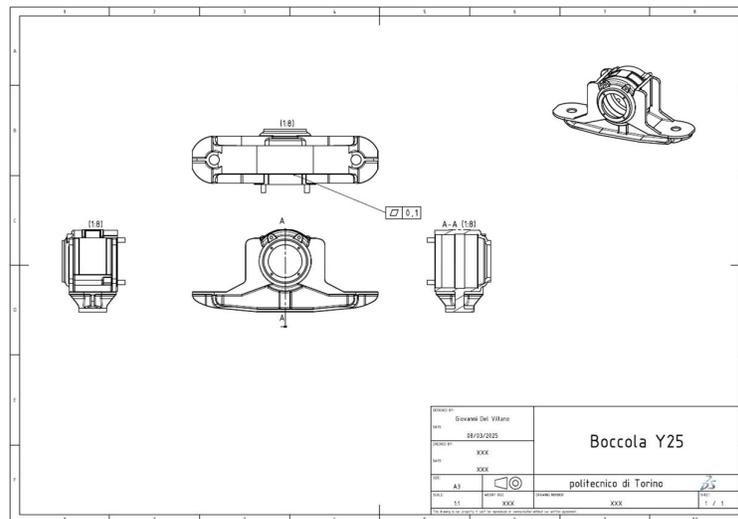


Figura 6.6: disegno boccola

La chiusura dalla parte del lato motore è già stata analizzata nel precedente capitolo, dove viene utilizzato il tappo della boccola stessa, opportunamente forato per permettere il passaggio del giunto flangiato.

La chiusura per la boccola esterna non analizzata, sulla parte esterna, viene effettuata utilizzando uno speciale coperchio sul quale si andrà a montare il sistema di monitoraggio della boccola stessa.

Per entrambe le boccole esterne, la chiusura da parte dell'assile è costituita da una tenuta a labirinto ed un coperchio, entrambi opportunamente sagomati per permettere il passaggio dell'albero.



Figura 6.7: tenuta a labirinto e coperchio

Il coperchio presenta 4 fori per il passaggio delle viti M10 che si andranno ad impegnare sulla boccola per chiudere il sistema e mantenere la tenuta a labirinto in posizione.

La tenuta a labirinto è una guarnizione che viene utilizzata per impedire l'ingresso di agenti contaminanti nel sistema ed evitare la fuoriuscita di lubrificante.

A differenza della tenuta a labbro analizzata nel capitolo precedente, la tenuta a labirinto non presenta parti striscianti relative, ma è costituita da una serie di anelli concentrici e scanalature che costituiscono un percorso tortuoso per gli agenti contaminanti e il lubrificante. Oltre all'effetto utile di difficoltà di percorrenza, la tenuta a labirinto riduce la differenza di pressione tra interno ed esterno, limitando il passaggio di contaminanti ed essendo l'elemento posto su un elemento rotante, la forza centrifuga aiuta ad espellere le impurità.

Questa particolare soluzione viene utilizzata su questi sistemi in quando, non avendo contatto, non sono presenti durante l'utilizzo forze di attrito. Questo riduce l'usura del componente e di conseguenza incrementa la vita utile dello stesso e riduce la manutenzione connessa, inoltre presenta un'ottima resistenza ad agenti contaminanti di qualsiasi natura, vantaggio ottimo ricordando che è installata su un'assile ferroviarie che viene sottoposto a diversi scenari.

Il fissaggio della boccia alla struttura avviene mediante dei tiranti, che verranno opportunamente descritti e verificati, e sistemi smorzanti, che in questo caso sono costituiti da molle, in modo da avere una dinamica del sistema simile a quella reale. In questo modo si ha la stessa applicazione reale, nel quale la carrozza è collegata alla boccia mediante delle serie di molle, sul quale viene scaricato tutto il peso. Sulla parte superiore sarà presente un piattello tramite il quale si riesce ad applicare distribuzione uniforme della forza di chiusura data dal serraggio del dado, che si descriverà nel seguente capitolo.

6.4 Tiranti

Per bloccare la boccola vengono utilizzati due tiranti per ogni boccola posti all'estremità della stessa, in modo tale da poter applicare il carico. I tiranti sono elementi cilindrici che presentano delle filettature alle estremità e due intagli per chiave a forchetta circa in mezzzeria, che permettono di bloccare la rotazione del tirante durante la fase di montaggio e di carico.

La parte inferiore del tirante andrà ad innestarsi sulla piastra di fondo e vincolata mediante un dado M36 che andrà a generare la forza di reazione, mentre sulla parte superiore sarà presente un piattello di contenimento delle molle, serrato a sua volta con un dado M36.

Questo sistema è molto semplice nell'utilizzo ed economico, in quanto permette di trasmettere e resistere a carichi elevati, senza richiedere l'utilizzo di particolari sistemi idraulici che richiedono investimenti e accorgimenti maggiori.

Valutando le forze in gioco, sulle boccole esterne si avrà la forza di reazione durante l'applicazione del carico sulla boccola centrale. Tale forza, che viene applicata mediante l'utilizzo dei due tiranti posti sulla boccola centrale, si suddivide sui quattro tiranti, due per ogni boccola esterna.

Nelle normali condizioni di utilizzo, può avvenire per condizioni naturali o di carico, che una boccola lavori più della sua opposta. Questa analisi viene in questo caso resa superflua caricando il sistema del doppio rispetto alla realtà. In tal modo, si andrà a valutare la condizione maggiormente critica per ogni boccola e per ogni organo che la costituisce, come anche i tiranti, e il caso peggiorativo può essere descritto come il completo carico di una delle due boccole.

Di conseguenza la forza massima che sarà applicata ad ogni tirante sarà pari a:

$$R = \frac{F}{4} = 11,25 \text{ ton} \quad (6.1)$$

Il carico applicato è puramente assiale, e viene generato quando andrò a caricare la boccola centrale. La tensione massima viene valutata nella sezione più sollecitata, ovvero nella zona che presenta il minimo diametro.

In questo caso, la zona in questione sarà corrispondente alla filettatura dell'M36, più nel dettaglio nel diametro di nocciolo della filettatura.

Per le filettature metriche ISO il diametro medio e di nocciolo possono essere espresse come segue:

$$d_m = d - 0,64952 \times P \quad (6.2)$$

$$d_n = d - 1,22687 \times P \quad (6.3)$$

La tensione normale che si genererà nella massima applicazione di forza sarà pari a:

$$\sigma = \frac{F}{2 \times A_n} \quad (6.4)$$

Dove A_n è pari a:

$$A_n = \frac{\pi \times d_n^2}{4} \quad (6.5)$$

Si riportano nella seguente tabella le caratteristiche della filettatura metrica M36:

Diametro nominale	d	36 mm
Passo	P	3 mm
Diametro di nocciolo	d_n	32,32 mm
Diametro medio	d_m	34,05 mm
Sezione di nocciolo	A_n	820 mm ²
Angolo d'elica medio	α	1,6 °
Angolo profilo filetto	θ	60 °
Angolo di attrito	φ	11,7 °
Coefficiente di attrito filetto	f	0,18
Diametro del dado	d_s	55 mm
Diametro foro rosetta UNI 7090 M36	D_f	39 mm

Tabella 6.1: caratteristiche filettatura M36

Si ricava che la tensione normale è pari a:

$$\sigma = 54,2 \text{ MPa}$$

Per verificare se il tirante è in grado di resistere agli sforzi assiali a cui è sottoposto, bisogna valutare il coefficiente di sicurezza dato dal rapporto della resistenza allo snervamento del materiale di cui è composto il tirante sulla tensione massima applicata. Per essere verificato, il risultato del coefficiente di sicurezza dovrà essere maggiore di 2,5.

Per completare questa analisi si riporta le caratteristiche del materiale che costituisce i tiranti. Il materiale scelto è il 39NiCrM0-3, un acciaio bonificato molto diffuso grazie alla sua ottima lavorabilità, a caldo e a freddo, sia per la facilità di trattamento termico. Viene largamente utilizzato nell'industria meccanica per la produzione di aste, alberi, bielle:

Tensione di rottura	R_m	900 Mpa
Tensione di snervamento	R_{p02}	640 Mpa
Durezza	HB	263 – 339
Modulo di elasticità	E	210000 Mpa
Densità	ρ	7800 Kg/m ³
Modulo di Poisson	ν	0,3
Allungamento a rottura	A%	9%

Tabella 6.2: caratteristiche materiale 39NiCrMo0-3

Di conseguenza si può valutare il coefficiente di sicurezza come segue:

$$CS = \frac{R_{p02}}{\sigma} = 11,8 \quad (6.6)$$

Essendo maggiore di 2,5, il tirante risulta verificato. Si riporta di seguito la tavola tecnica del tirante, che verrà ottenuto mediante lavorazione di tornitura:

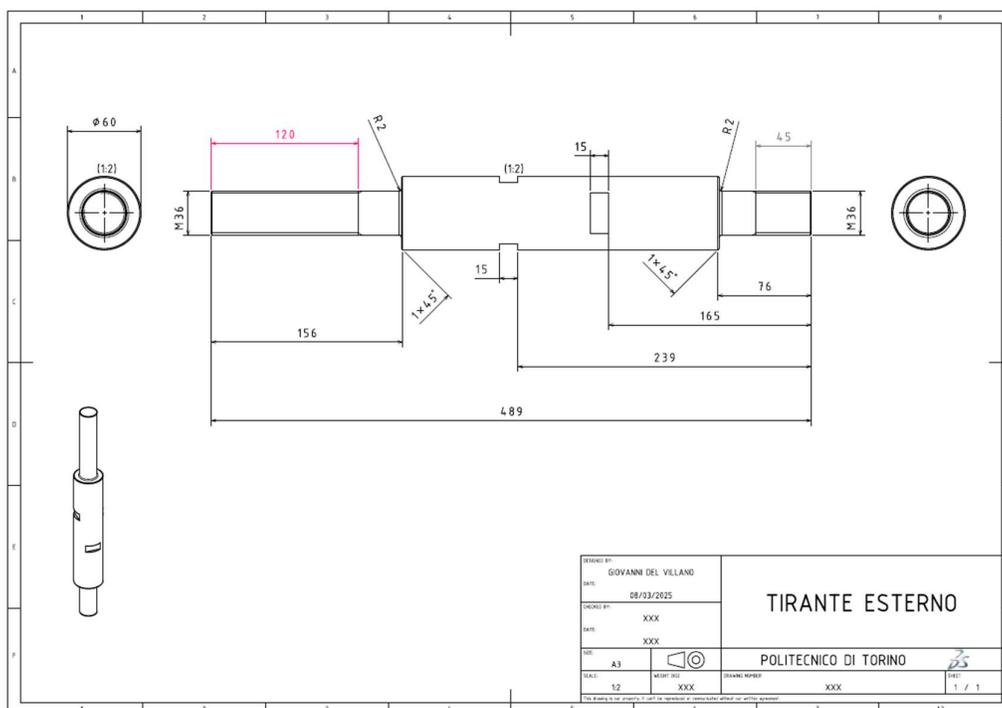


Figura 6.8: disegno tirante

6.5 Molle

Con l'obiettivo di smorzare il sistema, che in fase di test e utilizzo è sottoposto a carichi dinamici, è stato utilizzato lo stesso sistema di calettamento e bloccaggio delle boccole, ovvero si è utilizzato un set di molle in grado di smorzare il sistema in modo lineare. Visti gli elevati carichi, si è deciso di adottare una soluzione con due molle, che vengono chiamate molla di tara e molla di carico.

Queste molle vengono inserite nei reali sistemi e fanno parte dei sistemi di sospensione del treno, assorbono gli urti e si adattano ai diversi carichi a cui è sottoposto. Vengono utilizzate due molle per i seguenti motivi:

- se il vagone è completamente vuoto avrà il funzionamento della sola molla di tara, che ha una rigidità minore e dona maggior confort e stabilità; inoltre evita che il vagone risulti troppo rigido e che trasmetta urti direttamente alla struttura
- quando il carico aumenta entrerà in gioco anche la molla di carico, che ha una rigidità maggiore ed è inserita per evitare che ci sia una riduzione di altezza, oltre ad impedire che la sospensione si chiuda a pacchetto, che si traduce in una trasmissione rigida delle forze.

Per tali motivazioni, si è voluto riportare il sistema di smorzamento nel banco prova.

Si riportano di seguito le informazioni delle molle con immagini esplicative:

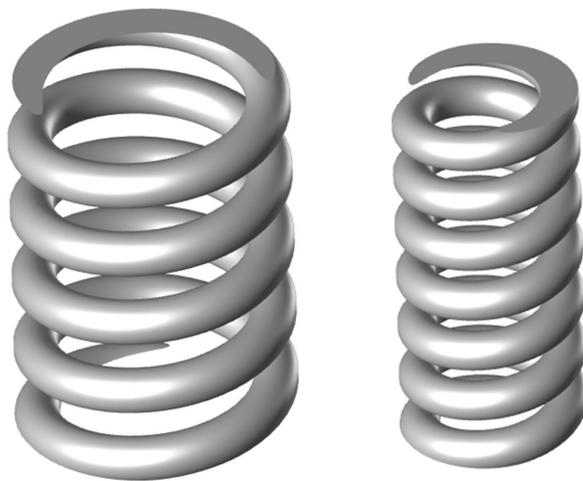


Figura 6.9: molla di tara e di carico

caratteristiche	Molla di carico	Molla di tara
Spire attive	4.2	5.9
Spire totali	5.7	7.4
Direzione spira	Sinistra	Destra
Durezza	435-507 HB	435-507 HB
Classe di rugosità	h11	h11
Spring rate	507.6 N/mm	824.4 N/mm
Flessibilità	19.6 mm/10kN	12.13 mm/10kN
Protezione superficiale	15µm	15µm

Per bloccare le molle in posizione si è costruito un piattello opportunamente lavorato per permettere il posizionamento delle due molle e il passaggio del tirante centrale, si riporta un'immagine:

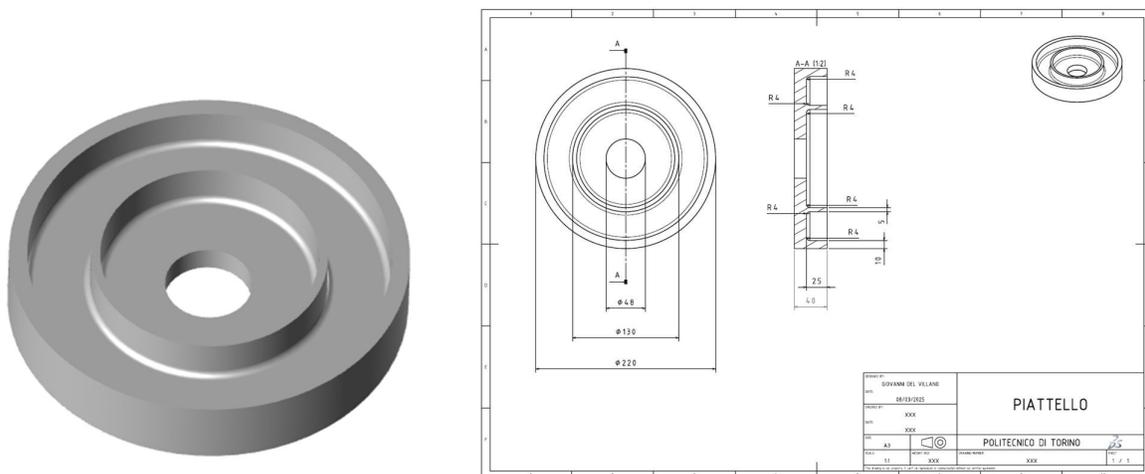


Figura 6.10: immagine piattello e disegno

Il bloccaggio del piattello in posizione avviene mediante un dado M36, che viene serrato fino a mettere in contatto la superficie interna del piattello con la molla di tara. Tutto il sistema viene vincolato sulla struttura di base mediante la piastra di fondo ed un dado M36, che permettono al tirante di lavorare per trazione, come già affrontato, e di scaricare le forze sulle fondamenta tramite l'ampia superficie di contatto.

La piastra di fondo è vincolata alla struttura mediante otto bulloni M30, si riporta un'immagine del sistema di fissaggio:

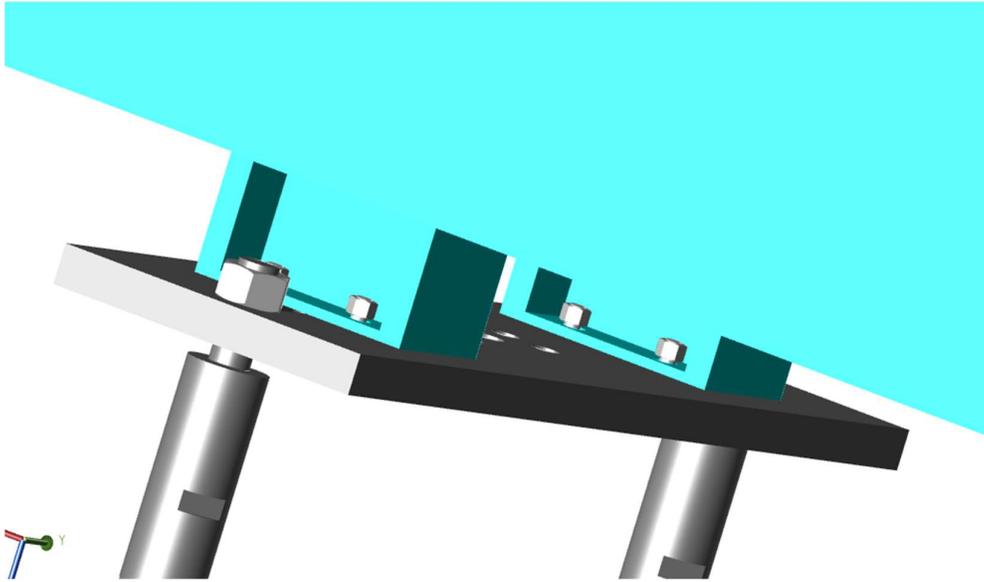


Figura 6.11: sistema di bloccaggio tiranti e piastra di fondo

Capitolo 7: Gruppo boccola centrale

Nel seguente capitolo si andrà a descrivere il gruppo boccola centrale, sul quale si andrà ad applicare tutto il carico del sistema. Per tale ragione si andrà a descrivere principalmente il cuscinetto e la boccola utilizzata, capaci di sopportare il carico richiesto, il sistema di bloccaggio sulla struttura e il sistema di carico.

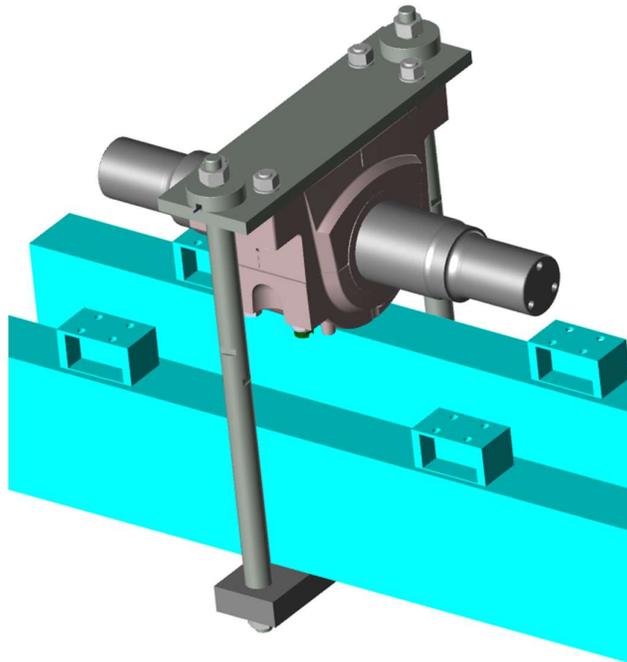


Figura 7.1: gruppo boccola centrale

La boccola centrale va a simulare le due ruote che reagiscono con i binari, di conseguenza, quello che è il carico che si ripartisce su due appoggi, in questo caso viene caricato solo su un singolo appoggio. Per tale motivo, per sopportare tutto il carico del sistema, si è scelta una boccola di tipo industriale e non una boccola ferroviaria, in quanto le ultime non sono in grado di sopportare carichi così elevati.

Inoltre, volendo regolare con precisione la forza applicata al sistema, si andrà a descrivere il sistema di carico con gli accorgimenti inseriti per permettere all'utilizzatore di regolare con facilità e precisione l'impianto.

7.1 Descrizione componenti gruppo boccola centrale

Analizzando i carichi a cui verrà sottoposta la boccola, dall'analisi dei carichi precedentemente effettuata, si è scelto di utilizzare il supporto industriale SKF SNL 3238, che fa parte della famiglia dei supporti ritti in due metà. Generalmente sono costituiti da ghisa grigia EN-GJL-250 di alta qualità, che dona al corpo elevata resistenza meccanica e durabilità. Si riporta di seguito le caratteristiche di questo materiale:

Tensione di rottura	R_m	250 MPa
Resistenza a compressione		800 MPa
Durezza	HB	190 – 250
Modulo di elasticità	E	100 - 130 Gpa
Densità	ρ	7200 Kg/m ³
Modulo di Poisson	ν	0,26 - 0,3
Allungamento a rottura	A%	<1%

Tabella 7.1: caratteristiche ghisa grigia EN-GJL-250

Come si può notare, tale materiale rappresenta un buon compromesso nell'applicazione dove è richiesto un equilibrio tra proprietà meccaniche e facilità di lavorazione. Inoltre, presenta un'ottima capacità di smorzamento delle vibrazioni, per tale motivo viene utilizzato per la costruzione di boccole, ma anche per basamenti di macchine utensili ed elementi strutturali.

Questa tipologia di supporti, noti anche come Plummer Block, rappresenta una soluzione economica ed affidabile, oltre a rappresentare una facilità di installazione e di conseguenza riduzione dei costi di manutenzione e tempi connessi. Entrando nel dettaglio, la facilità di montaggio è data da una struttura sdoppiata del supporto. Infatti, è possibile montare dei cuscinetti preassemblati al suo interno e, per completare l'assemblaggio, si dovrà semplicemente posizionare in maniera idonea i cappelli del supporto e serrare i bulloni M**. Inoltre, presenta un'ottima flessibilità nella scelta degli organi di tenuta, in quanto può essere equipaggiata con tenute a labirinto, fino a tenute a taconite, che permettono di effettuare tenuta in condizioni sempre più gravose e in grado di evitare fuoriuscite di lubrificante, che in questo caso può essere sia olio che grasso. Si riporta un'immagine della boccola aperta:

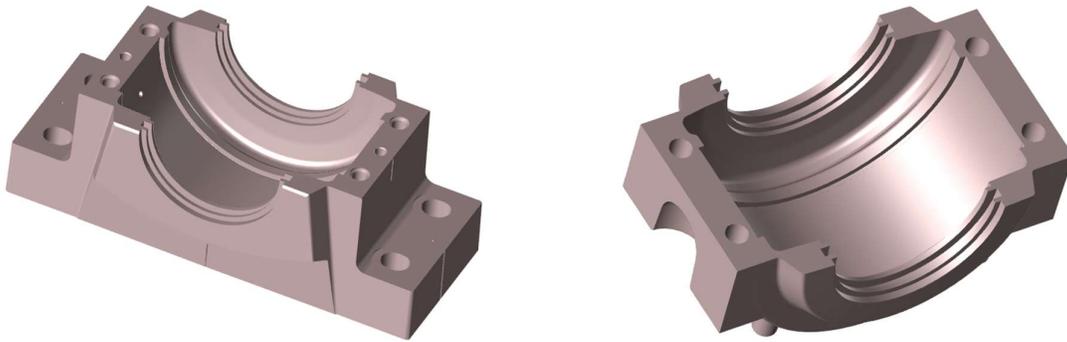


Figura 7.2: boccia industriale SKF SNL 3238 aperta

Importante è l'analisi relativa alla capacità di carico della boccia analizzata. Queste boccie SNL a supporti ritti sono concepite per poter resistere ad alti carichi che agiscono lungo la direzione verticale al piano di appoggio, in modo tale che tutto il carico venga scaricato sul completamente sul basamento e non si vadano a stressare i bulloni di serraggio, oltre alla coppia di serraggio stessa. Questi rappresentano la componente fragile del sistema, in quando se vengono scaricate delle forze di taglio sulle viti si rischia di incombere in rotture indesiderate. Nel caso trattato, le forze vengono scaricate completamente sulla piastra di supporto, che verrà collegata al basamento; di conseguenza tutte le forze agiscono lungo la direzione verticale e non si incontrano problemi precedentemente descritti.



Figura 7.3: montaggio boccia industriale e verso di applicazione carico

Dal catalogo sul sito SKF [8] si possono verificare quali sono i valori limite relativamente ai carichi massimi che la boccola può supportare. Nel caso analizzato, il carico massimo che la boccola può supportare è pari a:

$$P_{max} = 2600 \text{ kN}$$

Essendo nota la forza F da applicare al banco, analizzata nei precedenti capitoli, si può valutare il coefficiente di sicurezza della boccola, che dovrà essere maggiore di sei per i seguenti motivi:

- **Sicurezza:** un guasto della boccola può portare al blocco dell'assile, che provoca conseguenze catastrofiche
- **Carichi variabili:** le boccole sono sottoposte a carichi dinamici, urti e vibrazioni. Avere un elevato coefficiente di sicurezza assicura che la boccola sia in grado di supportare carichi dovuti ad eventi imprevisti
- **Usura:** essendo sollecitate a fatica, usura e corrosione, un elevato coefficiente di sicurezza compensa la possibile riduzione di proprietà meccaniche
- **Manutenzione:** viene richiesta un'elevata vita operativa per ridurre la manutenzione dedicata, inoltre un elevato coefficiente di sicurezza riduce la probabilità di guasti prematuri

Si riporta la verifica effettuata:

$$CS = \frac{P_{max}}{F} = 12,3 \quad (7.1)$$

Essendo il valore maggiore di sei la boccola risulta verificata staticamente e adatta all'implementazione del banco prova.

7.2 cuscinetto SKF 23238 CCK/W33

La boccia SKF SNL 3238 è stata progettata per alloggiare cuscinetti orientabili a sfere, cuscinetti orientabili a rulli e cuscinetti toroidali a rulli CARB. Nel nostro caso si è scelto un cuscinetto orientabile a rulli della serie SKF 23238 CCK/W33.

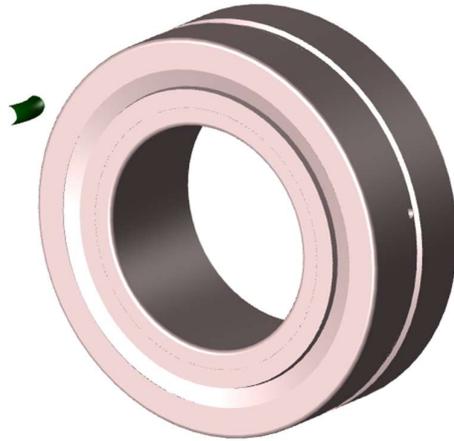
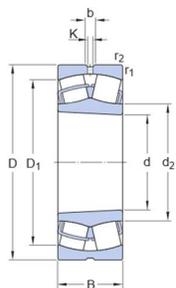


Figura 7.4: cuscinetto orientabile a rulli SKF 23238 CCK/W33

Il vantaggio di tale cuscinetto è la capacità di sopportare elevati carichi radiali e assiali in entrambe le direzioni; questo risulta utile in quanto presenta una capacità di allinearsi automaticamente, recuperando dei possibili disallineamenti e flessioni dell'assile, questo è garantito dal design dato dai due ranghi di rulli sferici, che consentono appunto il recupero di disallineamenti angolari. Si riporta il disegno tecnico del cuscinetto presa dal sito SKF:



Dimensioni

d	190 mm	Diametro foro
D	340 mm	Diametro esterno
B	120 mm	Larghezza
d ₂	≈ 222 mm	Diametro spallamento anello interno
D ₁	≈ 287 mm	Diametro spallamento/incavo anello esterno
b	16.7 mm	Larghezza scanalatura di lubrificazione
K	9 mm	Diametro del foro di lubrificazione
r _{1,2}	min. 4 mm	Dimensioni del raccordo

Figura 7.5: disegno cuscinetto

In termini di capacità di carico, sia statico che dinamico, questa tipologia di cuscinetti è in grado di sopportare elevati carichi senza compromettere la sua integrità, oltre a renderla adatta ad applicazioni nel quale sono presenti forti vibrazioni. La velocità limite a cui è garantito il funzionamento è pari a 1800 rpm, mentre la velocità di utilizzo consigliata si assesta intorno ai 1300 rpm.

Nel nostro caso possiamo valutare la velocità di rotazione dell'assile e, di conseguenza, del cuscinetto, per verificare che le condizioni operative siano ammesse per il cuscinetto in questione.

Si può valutare la velocità espressa in rad/s come segue:

$$\omega = \frac{2 \times V}{3,6 \times D} \quad (7.2)$$

Con:

- $V = 120$ Km/h, pari alla velocità massima del veicolo
- $D = 920$ mm, diametro di rotolamento della ruota

Si ottiene:

$$\omega = 72,4 \frac{rad}{s}$$

Che può essere tradotta in giri al minuto come segue:

$$n = \frac{\omega \times 30}{\pi} \cong 700 \text{ rpm} \quad (7.3)$$

Essendo il limite inferiore ai 1300 rpm, risulta verificata l'applicazione del cuscinetto per le velocità in gioco.

7.3 Applicazione del carico e verifica tirante

Nel seguente capitolo si andrà a mostrare come è stato pensato il sistema di carico del sistema, in modo tale da applicare al sistema la forza voluta e di poterla regolare tra un valore massimo, corrispondente al carico precedentemente analizzato, e un valore minimo, ovvero quello dato dal peso del componente. Si fa notare come sia impossibile, vista la costruzione dell'impianto, effettuare prove con il sistema completamente scarico, ma saranno presenti delle forze date dal peso dei singoli componenti. Questo, però, non crea un problema nella seguente analisi, in quanto prove con corpo completamente scaricate non restituiscono risultati interessanti per i futuri utilizzi e test.

Si riporta un'immagine del sistema che sarà descritto nel dettaglio in seguito:

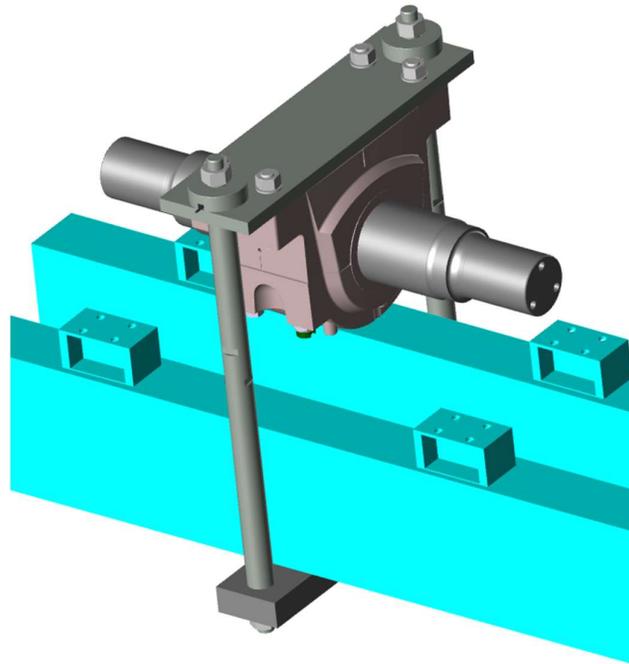


Figura 7.6: gruppo boccia centrale per analisi sistema di carico

Come si può notare, la boccia viene fissata su una piastra definita piastra di carico, mediante quattro bulloni M30, in modo tale da facilitare il carico, applicarlo su una superficie più ampia e far sì che il carico venga applicato verticalmente.

La piastra di carico si presenta di ampiezza maggiore rispetto alla boccia, in modo tale da vincolare la piastra stessa alle fondamenta mediante una seconda piastra di base.

Il collegamento tra le due piastre è effettuato mediante due tiranti posti all'estremità delle piastre, passante su una sede opportunamente lavorata, in modo tale da tirare la piastra verso il basso e, di conseguenza, generare uno spostamento della boccola e, quindi, dell'assile, applicando il carico desiderato.

Le ipotesi di fondo seguite quindi si possono riassumere come segue:

- possibilità di applicare un carico pari a 210,9 kN
- poter regolare il carico da un valore minimo ad un valore massimo
- semplicità di montaggio e realizzazione
- possibilità di monitorare il carico
- sicuro e affidabile

Un elemento critico nel sistema di applicazione del carico è rappresentato dal tirante, ovvero elementi cilindrici che presentano delle filettature all'estremità e che presentano un'elevata resistenza a trazione. I tiranti sono già stati descritti nel capitolo precedente; si andrà quindi solo a verificare se il tirante in questione sia in grado di sopportare i carichi a cui è applicato, seguendo la stessa logica già applicata.

La sezione più sollecitata è quella rappresentata dalla sezione minore del filetto M36, ovvero il diametro di nocciolo della filettatura. Anche in questo caso sono stati ipotizzati in prima approssimazione dei tiranti con filettatura metrica M36, di conseguenza il diametro di nocciolo sarà:

$$d_n = d - 1,22687 \times P \quad (7.4)$$

A differenza del caso precedente, nel quale il tirante era sottoposto al solo carico assiale, in questo caso oltre ad un carico assiale dovuto al carico applicato, durante l'applicazione del carico stesso si genera un momento torcente dato dalla coppia di serraggio del dado M36, che rappresenta un valore significativo per la verifica del tirante stesso. Per tale motivo, si andrà a calcolare la tensione equivalente sul diametro di nocciolo del filetto, tramite il criterio di Von Mises, e verrà confrontato con le caratteristiche del materiale, definendo un valore del coefficiente di sicurezza.

Riprendendo l'analisi della tensione normale, avremo che la forza totale applicata ai tiranti sarà pari al carico totale applicato al sistema a cui si andrà a sottrarre le masse non sospese. La forza applicata sul singolo tirante sarà pari a:

$$F = 103,36 \text{ kN}$$

Riprendendo le formule 6.4 avremo che la tensione normale sarà pari a:

$$\sigma = 119,56 \text{ MPa}$$

Per poter valutare la tensione tangenziale si riportano nella seguente tabella le caratteristiche della filettatura metrica M36:

Diametro nominale	d	36 mm
Passo	P	3 mm
Diametro di nocciolo	d_n	32,32 mm
Diametro medio	d_m	34,05 mm
Sezione di nocciolo	A_n	820 mm ²
Angolo d'elica medio	α	1,6 °
Angolo profilo filetto	θ	60 °
Angolo di attrito	φ	11,7 °
Coefficiente di attrito filetto	f	0,18
Diametro del dado	d_s	55 mm
Diametro foro rosetta UNI 7090 M36	D_f	39 mm

Tabella 7.2: caratteristiche filetto M36

La tensione tangenziale è data dal momento torcente che si applica durante la fase di serraggio e di applicazione del carico mediante il dado M36 che si impegna sul filetto del tirante, dovuto all'attrito tra i filetti della vite e il dado. Il coefficiente di attrito è compreso tra due valori, 0,15 e 0,18; ponendoci nel caso più critico, prenderemo il coefficiente di attrito pari a 0,18. Di conseguenza si procede al calcolo del momento torcente come segue:

$$M_t = \frac{F}{2} \times \tan(\alpha + \varphi) \times \frac{d_m}{2} \quad (7.5)$$

Per filettature metriche l'angolo d'elica medio α e l'angolo di attrito φ possono essere valutati come segue:

$$\alpha = \text{atan}\left(\frac{P}{\pi \times d_m}\right) \quad (7.6)$$

$$\varphi = \text{atan}\left(\frac{f}{\cos\frac{\theta}{2}}\right) \quad (7.7)$$

Con $\theta = 60^\circ$ che rappresenta l'angolo del profilo del filetto.

Si ottiene un valore del momento torcente pari a:

$$M_t = 417,53 \text{ Nm}$$

Per poter valutare la tensione tangenziale si definisce il modulo di resistenza a torsione come segue:

$$W_t = \frac{\pi \times d_n^3}{16} \quad (7.8)$$

Da cui si può ricavare la tensione tangenziale:

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} = 63,1 \text{ MPa} \quad (7.9)$$

A questo punto si può valutare la tensione equivalente utilizzando l'ipotesi di Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \times \tau^2} = 161,9 \text{ MPa} \quad (7.10)$$

Ricordando le caratteristiche del materiale 39NiCrMo-3 bonificato, ovvero il materiale che costituisce i tiranti scelti nella nostra analisi, dalla tabella 6.2 si ha che la resistenza allo snervamento di tale materiale è pari a:

$$R_{p02} = 640 \text{ MPa}$$

Di conseguenza il coefficiente di sicurezza sarà pari a:

$$CS = \frac{R_{p02}}{\sigma_{eq}} = 3,56$$

Avendo un valore maggiore di 2,5 i tiranti risultano verificati, inoltre, essendo il materiale molto duttile, le zone che superano il limite di snervamento tendono a plasticizzare, portando ad una redistribuzione delle tensioni che fa sì che non si comprometta l'integrità del tirante stesso.

7.4 Cella di carico

L'obiettivo è quello di poter controllare e regolare il carico applicato al sistema, in modo tale da effettuare prove precise a diverse condizioni. Per tale motivo si è deciso di inserire due celle di carico a rondella, una su ogni tirante, in modo tale da avere come informazione in uscita quale carico viene applicato al sistema. Ovviamente, il carico totale sarà dato dalla forza che andremo ad imprimere all'impianto, serrando il dado M36 sul tirante e generando una freccia sull'assile, a cui si somma il peso di tutti i componenti che costituiscono l'impianto stesso. Interponendo la cella di carico tra il dado e la piastra di carico, come nella seguente immagine, l'operatore sarà in grado di detectare solo il carico applicato al sistema dal serraggio della vite. Per tale motivo, come precedentemente spiegato, non è possibile effettuare prove con il sistema completamente scaricato, ma non è questo di interesse nella nostra analisi. La cella di carico a rondella utilizzata nel nostro sistema è la Futek LLW490, di cui si riporta un'immagine e la scheda tecnica.

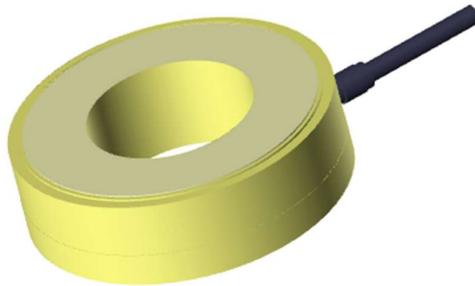


Figura 7.7: cella di carico Futek LLW490

Uscita	Positiva di compressione
Uscita nominale	2 mV/V
Carico nominale	845 kN
Sovraccarico massimo	150% uscita nominale
Azzeramento	±10% uscita nominale
Eccitazione (VDC o VAC)	18 max
Resistenza del ponte	350Ω
Deriva dello zero con la temperatura	±0.036% dell'uscita nominale/°C
Intervallo di deriva con la temperatura	±0.018% del carico/°C
Temperatura compensata	Da 15 a 72°C

Temperatura di esercizio	Da -42 a 93°C
Peso	0.6 kg
Materiale	Acciaio inossidabile 17-4 PH (corpo); alluminio (rivestimento); acciaio inossidabile serie 300 (pressacavo)
Deformazione	0.03
Eccitazione test di calibrazione	10 VDC

Tabella 7.3: scheda tecnica cella di carico Futek LLW490

Le celle di carico sono progettate per misurare le forze di compressione attraverso il rilevamento di deformazioni in elementi strutturali. Per tale motivo la superficie del sensore risulta essere delicata, e, agendo sulla sua superficie la forza tangenziale per il serraggio del dado M36, si potrebbe durante questa fase danneggiare il sensore. A tal punto, si è voluto interporre tra la cella di carico e il dado una bussola, in modo tale da evitare il contatto diretto. Per evitare che la bussola possa girare attorno al suo asse durante la fase di carico, si è utilizzata una vite M10 montata direttamente sulla piastra di carico e si è ottenuta una sede sulla boccia, in modo tale da vincolare la bussola.

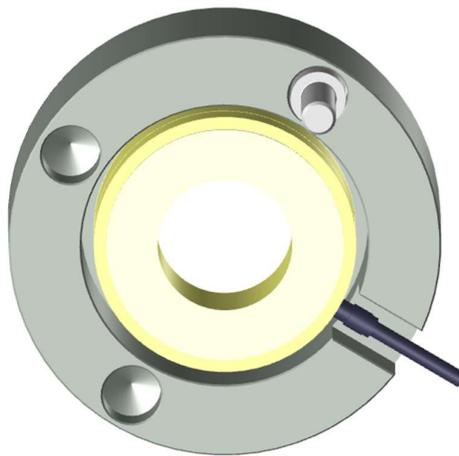


Figura 7.8: bussola di protezione cella di carico con vincolo dato da vite M10

7.5 Serraggio dadi

Una valutazione importante effettuata è sul serraggio dei dadi, per far sì che si abbia la forza voluta. Per ottenere la freccia voluta, sono state valutate due problematiche:

- la coppia di serraggio da applicare
- la precisione del carico applicato

Partendo dal primo punto, la coppia di serraggio per ottenere la freccia desiderata è data dalla coppia di attrito tra filetto e dado e la coppia di attrito sul sotto testa.

Il primo valore è quello calcolato precedentemente nell'equazione 7.5. Per quanto riguarda la coppia di attrito sul sotto testa, si può calcolare come segue:

$$M_{t,s} = F \times f_s \times \frac{\left(\frac{s}{2} + \frac{d_f}{2}\right)}{2} \quad (7.11)$$

Dove:

- f_s : coefficiente di attrito sotto testa
- s : diametro sotto testa dado
- d_f : diametro foro rosetta

Il risultato sarà pari a:

$$M_{t,s} = 437,23 \text{ Nm}$$

Di conseguenza la coppia di serraggio totale sarà:

$$M_{tot} = 855 \text{ Nm}$$

Ipotizzando un serraggio manuale, con una chiave da un metro, la forza che l'operatore dovrà applicare sarà pari a:

$$C_{tot} = \frac{M_{tot}}{g \times m} = 87 \text{ Kg} \quad (7.12)$$

Questo valore va oltre le possibilità di forza di un uomo.

Prima di descrivere la soluzione adottata, si vuole analizzare il secondo punto, ovvero la precisione sulla regolazione del carico. Ricapitolando il sistema di carico, serrando il dado andremo a tirare verso il basso la boccola centrale e, di conseguenza, a caricare l'albero applicando uno spostamento dello stesso.

Lo spostamento richiesto dall'albero è pari a 0.28 mm, mentre se analizziamo il dado M36, il passo del filetto unificato sarà pari a 3 mm. Anche ipotizzando un dado ed un tirante a passo fine, il minimo valore unificato sarà pari a 1,5 mm. Di conseguenza l'operatore dovrà avere la precisione di serrare la vite di un quarto di giro, molto complesso da effettuare manualmente. Il rischio, essendo un'operazione manuale, che si rischi o di sotto caricare il sistema e, di conseguenza, effettuare dei test non significativi, o sovraccaricare il sistema rischiando rotture improvvise.

Per tale motivo si vuole implementare l'utilizzo di un moltiplicatore di coppia di cui si riporta un'immagine:



Figura 7.9: moltiplicatore di coppia 562-1/VA Beta

Il moltiplicatore di coppia è un attrezzo che sfrutta un sistema di ingranaggi epicicloidali per aumentare la coppia applicata da un operatore, riducendo lo sforzo richiesto. Inoltre, fa sì che ci sia una maggiore sensibilità per l'operatore nel caricare il sistema nel modo giusto. Per fare un esempio, utilizzando un moltiplicatore di coppia 1:5 giri, se si deve serrare il dado di un giro, si dovranno effettuare 5 giri con il moltiplicatore di coppia, questo dona maggiore sensibilità all'operatore.

Per l'uso descritto si è scelto il moltiplicatore di coppia 562-1/VA della ditta Beta [9], con possibilità di regolare i rapporti da 5:1 a 2:1. Ipotizzando il massimo rapporto, l'operatore dovrà applicare in ingresso una coppia di 170 Nm, ovvero circa 18 Kg. Per poter applicare la coppia al dado inoltre è necessaria una boccola a gambo lungo che si adatti al dado M36.

Conclusione

Il presente lavoro di tesi ha permesso di sviluppare un banco di prova innovativo per boccole ferroviarie, con l'obiettivo di testare e validare sensori avanzati per il monitoraggio dello stato di salute dei cuscinetti delle boccole. Attraverso la progettazione e il dimensionamento dell'impianto, si è riusciti a realizzare una configurazione che riproduce fedelmente le condizioni di esercizio reali, consentendo l'analisi delle vibrazioni e delle temperature dei cuscinetti sotto carico.

L'approccio adottato ha posto particolare attenzione all'ottimizzazione della struttura, alla riduzione dei costi e alla semplificazione delle operazioni di montaggio e smontaggio, mantenendo al contempo un elevato grado di affidabilità dei test. L'integrazione di componenti preesistenti ha rappresentato una sfida progettuale, che è stata affrontata con soluzioni tecniche mirate a garantire la compatibilità tra i vari elementi del banco.

I risultati ottenuti confermano la validità della progettazione e aprono la strada a futuri sviluppi, tra cui possibili miglioramenti per incrementare la modularità dell'impianto e adattarlo a ulteriori tipologie di test. Per il futuro, sarà possibile implementare nuove configurazioni del banco prova, valutando l'integrazione di carichi dinamici più complessi e l'aggiunta di sistemi di acquisizione dati più avanzati. In particolare, si potrebbero ottimizzare i sistemi di applicazione del carico per rendere più semplice la regolazione della forza applicata e migliorare la riproducibilità delle condizioni di esercizio. Inoltre, il sistema di montaggio e smontaggio della boccola laterale potrebbe essere semplificato attraverso l'adozione di soluzioni a sgancio rapido o sistemi di fissaggio più efficienti, riducendo i tempi di sostituzione e manutenzione.

Il lavoro svolto rappresenta quindi un contributo nell'ambito dell'ingegneria ferroviaria, dimostrando come l'innovazione tecnologica possa migliorare l'affidabilità e la sicurezza del materiale rotabile, aprendo nuove prospettive per la ricerca e l'industria.

Bibliografia

- [1] G. Capuzzi, “Progettazione di un banco prova boccole per applicazioni ferroviarie”, Tesi Magistrale Politecnico di Torino, Ottobre 2019
- [2] Ministero dei trasporti, ferrovie dello stato, veicoli ed impianti, vol. IX, tipografia editrice Giardini, 1962
- [3] Gazzetta Ufficiale della Repubblica Italiana, Caratteristiche Tecniche delle Principali, Linee Internazionali Ferroviarie, Allegato II
- [4] N. Bosso, A. Gugliotta, N. Zampieri, “Sistemi di monitoraggio per l’installazione a bordo di veicoli ferroviari”, Politecnico di Torino, 2015
- [5] N. Zampieri, Sviluppo di algoritmi in tempo reale per la simulazione, il monitoraggio e la diagnostica di sistemi ferroviari, Tesi di Dottorato, 2014
- [6] Catalogo Bianchi Industrial, WILLI ELBE, trasmissioni cardaniche serie leggera
- [7] Catalogo SKF, Industrial Shaft Seals EN 10919 – 2, SKF Group, 2013
- [8] Catalogo SKF, Supporti ritti in due metà – Serie SNL 30, 31 e 32
- [9] Catalogo Beta Utensili, moltiplicatori di coppia