

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**Progettazione di un banco prova boccole per
applicazioni ferroviarie**



Relatori:

Prof. Antonio Gugliotta

Prof. Nicola Bosso

Prof. Nicolò Zampieri

Candidato:

Giovanni Capuzzi

Ottobre 2019

*Ai miei nonni
Giovanni e Esterina*

Ringraziamenti

Questo lavoro è frutto del mio impegno, della mia determinazione e dei sacrifici in questi anni, tuttavia ho raggiunto questo traguardo solo grazie all'aiuto di alcune persone che mi hanno assistito e supportato per tutto il tempo.

Voglio ringraziare innanzitutto i miei relatori prof. Gugliotta, prof. Bosso e in particolare il prof. Zampieri per avermi seguito e consigliato per tutto lo svolgimento della Tesi.

Voglio ringraziare tutti i professori del corso di ingegneria meccanica per i loro insegnamenti che hanno contribuito alla mia formazione.

Voglio ringraziare i miei genitori Pietro e Rosaria che con i loro sacrifici mi hanno dato la possibilità di seguire la mia passione senza farmi rinunciare a nulla e appoggiandomi sempre.

Voglio ringraziare i miei fratelli Gioia e Piermario per la loro importanza nella mia vita.

Voglio ringraziare mia nonna Teresa per l'affetto e l'appoggio sia morale che economico

Voglio ringraziare mia nonna Esterina per tutto ciò che è stata per noi, per i valori, la forza, l'allegria, l'esempio e l'amore di ogni giorno. Grazie. *abbad a te no'*

Voglio ringraziare Camilla per il sostegno, i consigli e l'amore che mi dimostra ogni giorno.

Sommario

Il seguente elaborato ha lo scopo di descrivere ed illustrare il lavoro di Tesi svolto presso i laboratori di Meccanica ferroviaria del Politecnico di Torino. La Tesi riguarda la progettazione di un nuovo banco prova boccole ferroviarie in scala 1:1 che ha la funzione di testare innovativi sistemi di monitoraggio per il controllo di marcia dei veicoli ferroviari. I nuovi sistemi di monitoraggio, sviluppati presso il Politecnico di Torino, vengono installati a bordo treno e devono essere in grado di rilevare in tempo reale condizioni di marcia pericolose e/o eventuali anomalie di componenti di primaria importanza: boccole, cuscinetti, freni, sospensioni. Il corretto funzionamento del sistema di monitoraggio dipende dalla tipologia di algoritmi implementati nel sistema, questi devono essere in grado di evidenziare problemi legati alla stabilità del veicolo ed eventuali anomalie dei componenti. Lo sviluppo e la messa a punto degli algoritmi di monitoraggio richiede lo svolgimento di appropriati test che possono essere eseguiti sfruttando il banco prova ed evitando così costosi test in linea. Tra i diversi strumenti realizzati presso il Politecnico di Torino, è presente una prima versione funzionante del banco prova boccole ferroviarie che però non è in grado di riprodurre le reali condizioni di carico, per questo si è deciso di realizzare la seconda versione capace di simulare condizioni di carico analoghe a quelle reali. Prima di procedere con il nuovo progetto è stato necessario riqualificare la prima versione del banco, per questo la prima fase del lavoro si è concentrata sulla misurazione dei vari componenti in modo da riprodurre con un modello CAD 3D la geometria del banco prova completo. Successivamente, si è passati al nuovo progetto che consiste sostanzialmente nello studio del layout, nella scelta dei componenti e nel loro dimensionamento statico e dinamico. Il progetto di alcuni nuovi componenti ha richiesto l'utilizzo di analisi FEM che hanno permesso di comprendere al meglio il comportamento dei componenti e hanno facilitato la scelta del materiale più appropriato da utilizzare. Alcune parti principali vengono acquistate da fornitori esterni che hanno fornito anche delle consulenze tecniche sul loro utilizzo. Infine, al termine dell'elaborato si riporta il progetto completo del banco prova e alcuni strumenti utili per il suo utilizzo da parte dell'utente. Il progetto ultimato e le tavole tecniche realizzate permettono di procedere con la costruzione del banco prova, tuttavia il progetto è suscettibile ad ulteriori ottimizzazioni e miglioramenti sia dal punto di vista del layout che della componentistica.

Abstract

The aim of this work is to describe and illustrate the thesis performed at Railways Technology Lab at Politecnico di Torino. The thesis concerns the design of a new railway axle box test bench which has the function of testing innovative monitoring systems for the control of railway vehicles.

The new monitoring systems, developed at Politecnico di Torino, are installed on board the train and should be able to detect in real time dangerous running conditions and anomalies of primary important components (axle box, bearings, brakes, suspensions). The correct working of the monitoring systems depends on the algorithm typology implemented in the system, these must be able to show stability problems of the vehicle and anomalies of components.

The development of the monitoring algorithms required dedicated tests that could be performed using the test bench and thus avoiding expensive and risky track tests.

At Politecnico di Torino there is a first version of the axle box test bench that however is not able to simulate the real load conditions, for this reason was decided to design and built a more sophisticated test rig to simulated load conditions similar to the real ones. Before to proceed with the new project it was necessary to redevelop the first version, for this reason the first step of the work focused on the measuring of the various components in order to produce a 3D CAD model of the whole old test bench. Subsequently, we move to the new project that briefly consist in the study of layout, the chosen of the components and their static and dynamic dimensioning. The project of some new components required dedicated FEM analysis that have allowed to identify their behaviour and have permitted a more easier chosen of the appropriate material to use. Some main parts are purchased from external supplier that also provided technical advices for their use.

At the end, in the last part of the paper is reported the complete project of the axle box test bench and some useful tools for a correct use. The complete project and the realized technical drawings of the parts allow to proceed with the build of the test bench; however, the project is susceptible to further improvements and optimizations both in terms of layout and components.

INDICE

Indice delle figure	1
Indice delle tabelle	5
Introduzione	7
CAPITOLO 1 : Stato dell'arte	9
1.1 Nomenclatura e principali componenti ferroviari	9
1.1.1 Il carrello e il rodiggio	9
1.1.2 La sala montata	10
1.1.3 Le boccole ferroviarie	11
1.1.3.1 Boccole impiegate per veicoli merci	13
1.1.4 Massa autorizzata per asse	15
1.2 Sistemi di monitoraggio	16
1.3 Sistemi RTB stazionario lungo binario	20
1.4 Sistemi di rilevamento continui a bordo treno	21
1.5 Sistema On Board del Politecnico di Torino	22
1.5.1 Funzioni di monitoraggio	23
1.6 Banco prova boccole secondo EN 12082	26
CAPITOLO 2 : Banco prova esistente	31
2.1 Struttura portante	31
2.2 Il gruppo boccola	32
2.3 Il gruppo motore	34
2.4 Criticità e ottimizzazione del banco	35
2.4.1 Giunto cardanico	35
2.4.2 Coppia di cuscinetti	36
CAPITOLO 3 : Progetto definitivo	39
3.1 Configurazione e layout	39
3.2 Analisi dei carichi	41
3.3 La boccola centrale	44
3.3.1 Boccola ferroviaria SKF 432856-101	44
3.3.1.1 Simulazione FEM del componente	48

3.3.1.2 Consulenza tecnica SKF	51
3.3.1.3 L'ipotesi di configurazione asimmetrica	53
3.3.2 Supporto industriale SKF SNL 3238	55
3.3.2.1 Disposizione e verifica statica del supporto	56
3.3.2.2 Scelta e verifica del cuscinetto	58
3.3.2.3 Montaggio del cuscinetto sull'albero	59
3.4 Sistema di applicazione del carico	62
3.4.1 Applicazione del carico	62
3.4.2 Celle di carico	64
3.4.3 Dimensionamento dei tiranti	66
3.5 Dimensionamento della linea di trasmissione	70
3.5.1 Giunto flangiato e tenuta a labbro	70
3.5.2 Calcolo del momento di attrito	72
3.5.3 Verifica dei componenti	75
3.5.4 Dimensionamento degli alberi di trasmissione	77
3.5.4.1 Dimensionamento statico	78
3.5.4.2 Dimensionamento delle linguette	84
3.5.4.3 Verifica a fatica	86
3.6 L'albero centrale	98
3.6.1 Analisi del materiale	99
3.6.2 Dimensioni e geometria del componente	100
3.6.3 Verifica del componente	101
3.6.3.1 Verifica statica	102
3.6.3.2 Verifica a fatica	105
CAPITOLO 4 : Analisi numerica dei componenti	113
4.1 Analisi statica della boccola ferroviaria SKF 432856-101	114
4.2 Analisi statica dell'albero centrale	118
4.3 Analisi a fatica dell'albero centrale	122
4.4 Analisi statica della piastra di carico	125
4.4.1 Piastra fissata mediante i bulloni M30	125
4.4.2 Piastra non fissata	132
4.5 Analisi statica trave inferiore	135
4.6 Analisi statica della boccola ferroviaria Y25	138

CAPITOLO 5 : Considerazioni finali	145
5.1 Effettivo carico da applicare	145
5.2 Tabelle di utilizzo del banco prova	146
Conclusioni	149
Appendice A: Schede tecniche delle attrezzature utilizzate	151
A.1 Giunto a soffietto R+W BKM	151
A.2 Cuscinetto SKF 6305	152
A.3 Cuscinetto 23238 CCK/W33	153
A.4 Cella di carico FUTEK LLW490	154
Appendice B: Schede tecniche dei materiali utilizzati	155
B.1 Acciaio S355J0	155
B.2 Acciaio 39NiCrMo3 Bonificato	156
B.3 Acciaio C40 Bonificato	157
APPENDICE C: Tavole tecniche	159
C.1 Tavole tecniche dei componenti da realizzare	159
C.2 Modello CAD del banco prova	159
Bibliografia	161

Indice delle figure

Figura 1.1 – Carrello ferroviario	10
Figura 1.2 – Sala montata	10
Figura 1.3 – Scartamento ferroviario	11
Figura 1.4 – Corpo boccola ferroviaria Y25	11
Figura 1.5 – Unità cuscinetto SKF TBU	12
Figura 1.6 – Tavola tecnica carrello Y25 completo	15
Figura 1.7 – Modulo PdR di un moderno sistema RTB [7]	21
Figura 1.8 – Sistema di monitoraggio Multicanale per singolo carrello del Politecnico di Torino [8]	23
Figura 1.9 – Schema banco prova boccole secondo EN 12082 [10]	28
Figura 1.10 – Banco prova boccole SKF [11]	28
Figura 2.1 – Struttura portante	32
Figura 2.2 – Gruppo boccola (questa potrei cambiarla e mettere il CAD)	33
Figura 2.3 – Giunto flangiato	33
Figura 2.4 – Gruppo motore originario	34
Figura 2.5 – Giunto cardanico utilizzato nel banco	36
Figura 2.6 – Linea di trasmissione del banco prova esistente	37
Figura 2.7 – Banco prova esistente	38
Figura 3.1 – Schema di carico secondo EN 12082	40
Figura 3.2 – Configurazione del nuovo banco prova	41
Figura 3.3 – Schema di carico configurazione a tre boccole	41
Figura 3.4 – Processo iterativo per il dimensionamento del banco prova	43
Figura 3.5 – Boccola ferroviaria SKF 432856 – 101	45
Figura 3.6 – Boccola ferroviaria SKF con coperchio d'estremità (a) e senza coperchio d'estremità (b)	46
Figura 3.7 – Aree di applicazione del carico sulla boccola (rosso)	46
Figura 3.8 – Modello CAD del corpo boccola usato nella simulazione	48
Figura 3.9 – Risultato FEM: Spostamenti boccola SKF 432856 – 101. (Def. x70)	50
Figura 3.10 – Risultato FEM: Tensioni generate nella boccola SKF 432856 – 101. (Def. x70)	50
Figura 3.11 – Risultato FEM: Coefficiente di sicurezza statico boccola SKF 432856 – 101	51
Figura 3.12 – TAF Emu Marocco [13]	52
Figura 3.13 – Schema di carico con configurazione asimmetrica	54

Figura 3.14 – Misurazione della distanza minima tra le boccole	55
Figura 3.15 – Esempio supporto ritto in due metà SKF serie SNL [14]	56
Figura 3.16 – Disposizione del supporto SNL 3238 nel banco prova	57
Figura 3.17 – Montaggio dei tre distanziali di riferimento	60
Figura 3.18 – Installazione della bussola di trazione, cuscinetto e ghiera di fissaggio	60
Figura 3.19 – Posizionamento del cuscinetto sfruttando gli spessori	61
Figura 3.20 – Serraggio della ghiera e blocco del cuscinetto	61
Figura 3.21 – inserimento della rosetta di bloccaggio	62
Figura 3.22 – Condizione di montaggio finale del cuscinetto centrale	62
Figura 3.23 – Piastra di carico	63
Figura 3.24 – Tirante	63
Figura 3.25 – Cella di carico Futek LLW490	64
Figura 3.26 – Disposizione delle celle di carico nel banco prova	65
Figura 3.27 – Complessivo del sistema di carico	66
Figura 3.28 – Coperchio anteriore della boccola ferroviaria prima e dopo la lavorazione	70
Figura 3.29 – Installazione del giunto flangiato	71
Figura 3.30 – Tenuta a labbro (V-Ring)	72
Figura 3.31 – Sezione assieme formato da boccola, giunto flangiato, coperchio e tenuta	72
Figura 3.32 – Lunghezza caratteristiche della trasmissione cardanica [14]	73
Figura 3.33 – Albero lato motore	78
Figura 3.34 – Diagramma di momento flettente albero lato motore	79
Figura 3.35 – Sezione maggiormente sollecitata albero lato motore	79
Figura 3.36 – Albero lato boccola	82
Figura 3.37 – Diagramma di momento flettente albero lato boccola	82
Figura 3.38 – Sezione più sollecitata albero lato boccola	83
Figura 3.39 – Effetto della finitura superficiale	88
Figura 3.40 – Effetto del gradiente di tensione	88
Figura 3.41 – Diagramma di Goodman – Smith	89
Figura 3.42 – Sezione 2.2 albero lato boccola	95
Figura 3.43 – K_t per alberi con spallamento sottoposti a flessione alternata	96
Figura 3.44 – Confronto interasse boccole tra assile reale e banco prova	100
Figura 3.45 – Dettaglio del fusello	101
Figura 3.46 – Confronto tra assile prima e dopo le lavorazioni	101
Figura 3.47 – Confronto tra il momento flettente dell'albero (a) e dell'assile reale (b)	103
Figura 3.48 – Sezioni critiche dell'albero	103
Figura 3.49 – Particolare del raccordo presente sull'albero	105
Figura 4.1 – Confronto tra geometria originaria (a) e geometria per simulazione (b)	115
Figura 4.2 – Vincolo di contatto ad attrito tra corpo boccola e anello cuscinetto	116
Figura 4.3 – Vincolo di simmetria applicato al modello	116
Figura 4.4 – Vincolo e carico applicati al modello	117
Figura 4.5 – Elementi tetraedrici di tipo lineare e parabolico	117
Figura 4.6 – Discretizzazione del modello di boccola (mesh)	118

Figura 4.7 – Confronto tra geometria albero originaria (a) e geometria albero per simulazione (b)	119
Figura 4.8 – Vincoli e carichi applicati al modello	119
Figura 4.9 – Discretizzazione del modello di albero	120
Figura 4.10 – Risultato FEM: tensioni generate nell'albero. (Def. x50)	121
Figura 4.11 – Risultato FEM: deformata dell'albero. (Def. x50)	121
Figura 4.12 – Analisi di convergenza dell'albero	122
Figura 4.13 – Curva di Wöhler ipotizzata per A1N	123
Figura 4.14 – Teoria della tensione media	123
Figura 4.15 – Risultato FEM: Coefficiente di sicurezza a fatica per le sezioni 2.1 (a) e 3.1 (b)	124
Figura 4.16 – Risultato FEM: coefficiente di sicurezza a fatica per l'albero. (Def. x50)	125
Figura 4.17 – Geometria della piastra utilizzata per la simulazione	126
Figura 4.18 – Vicolo di simmetria e geometria fissa applicati alla piastra di carico	126
Figura 4.19 – Applicazione della forza sulla piastra di carico	127
Figura 4.20 – Vincolo matematico tra il nodo dell'elemento trave e i nodi del componente	128
Figura 4.21 – Precarico assegnato agli elementi trave	129
Figura 4.22 – Discretizzazione del modello di piastra (mesh)	129
Figura 4.23 – Angolo generato dalla freccia della piastra	130
Figura 4.24 – Risultato FEM: spostamento massimo e in mezzeria della piastra. (Def. x70)	131
Figura 4.25 – Risultato FEM: tensioni generate nella piastra di carico. (Def. x70)	131
Figura 4.26 – Pressione di contatto tra piastra e basamento	132
Figura 4.27 – Risultato FEM: spostamento subito dalla piastra non fissata. (Def. x70)	133
Figura 4.28 – Risultato FEM: Tensioni generate nella piastra non fissata. (Def. x70)	134
Figura 4.29 – Analisi di convergenza della piastra non fissata	134
Figura 4.30 – Installazione della trave inferiore sul banco prova	135
Figura 4.31 – Modello utilizzato per la simulazione	136
Figura 4.32 – Contatto, carico e vincolo applicato al modello di trave	136
Figura 4.33 – Discretizzazione del modello di trave (mesh)	137
Figura 4.34 – Risultato FEM: spostamento subito dalla trave. (Def. x75)	138
Figura 4.35 – Risultato FEM: tensioni generate nel modello di trave. (Def. x75)	138
Figura 4.36 – Confronto tra geometria originaria (a) e geometria per simulazione (b)	139
Figura 4.37 – Vincolo di contatto ad attrito tra corpo boccola Y25 e cuscinetto	140
Figura 4.38 – Applicazione dei vincoli e del carico al modello di boccola Y25	140
Figura 4.39 – Elementi esaedrici di tipo lineare e parabolico	141
Figura 4.40 – Discretizzazione del modello con elementi tetraedrici (a) e esaedrici (b)	141
Figura 4.41 – Risultato FEM: spostamenti boccola Y25 con elementi tetraedrici (a) ed esaedrici (b). (Def. X115)	142
Figura 4.42 – Risultato FEM: tensioni nella boccola Y25 con elementi tetraedrici (a) ed esaedrici (b). (Def. X115)	143
Figura C.0.1 - Modello CAD 3D del banco prova completo	159
Figura C.0.2 - Vista in sezione e distinta base dei sottoassiemi (non in scala)	160

Indice delle tabelle

Tabella 1.1 – Massa autorizzata per asse [4]	16
Tabella 2.1 – Dati tecnici motore ACM BRL 220 6	34
Tabella 2.2 – Caratteristiche giunto cardanico WilliElbe 04.065.120	36
Tabella 3.1 – Caratteristiche meccaniche ghisa GJS-400-18 LT	49
Tabella 3.2 – Principali risultati della simulazione FEM della boccola SKF 432856 – 101	49
Tabella 3.3 – Filettatura metrica M36 secondo UNI 4536-64	68
Tabella 3.4 – Caratteristiche meccaniche acciaio 39NiCrMo-3 Bonificato	69
Tabella 3.5 – Risultati del calcolo del momento di attrito	74
Tabella 3.6 – Caratteristiche meccaniche acciaio C40 Bonificato	81
Tabella 3.7 – Composizione chimica dei principali acciai per assili ferroviari [19]	99
Tabella 3.8 – Proprietà meccaniche dei principali acciai per asili ferroviari [19]	99
Tabella 4.1 – Tensioni massime nelle sezioni esaminate	120
Tabella 4.2 – Confronto tra i risultati del calcolo a fatica per via analitica e numerica	124
Tabella 4.3 – Filettatura metrica M30 secondo UNI 4536-64	128
Tabella 4.4 – Principali risultati della simulazione FEM della piastra fissata	130
Tabella 4.5 – Principali risultati della simulazione FEM della piastra non fissata	132
Tabella 4.6 – Caratteristiche meccaniche acciaio S355J0	135
Tabella 4.7 – Principali risultati della simulazione FEM della trave inferiore	137
Tabella 4.8 – Principali risultati della simulazione FEM boccola Y25	142
Tabella 5.1 – Massa dei componenti che influenzano il carico applicato	145
Tabella 5.2 – Tabella di utilizzo del banco prova	148
Tabella A.1 – Specifiche tecniche giunto BKM 200	151

Introduzione

“Per giungere alla concezione futurista del provvisorio, del veloce e dell'eroico sforzo continuo, bisogna bruciare la tonaca nera, simbolo di lentezza e fondere tutte le campane per farne altrettante rotaie di nuovi treni ultra-veloci.”

Filippo Tommaso Emilio Martinetti

Negli ultimi decenni il settore del trasporto, e in particolare quello ferroviario, ha attraversato un periodo di grande espansione ed evoluzione tecnologica; il successo è dovuto ad una serie di motivi che rendono il trasporto ferroviario più attraente rispetto a quello aereo o su gomma. L'espansione del trasporto ferroviario non riguarda solamente i veicoli passeggeri, infatti anche la movimentazione di merci si sta concentrando sul trasporto su rotaia in quanto permette di ridurre i costi riducendo allo stesso momento i tempi di trasporto e aumentando affidabilità e sicurezza. Il continuo aumento del numero di veicoli che transitano ogni giorno sulle linee ferroviarie rende necessaria l'adozione di innovativi sistemi per il controllo e la gestione dei veicoli passeggeri e dei carri merce, l'obiettivo è quello di migliorare sicurezza e affidabilità. Oggigiorno una delle tante innovazioni che si stanno introducendo sui carri merce riguarda il controllo in tempo reale dello stato di funzionamento dei cuscinetti installati nelle boccole, la sfida più grande di questa nuova tecnologia è quella di riuscire sviluppare un sistema di monitoraggio che permette di svolgere determinate funzioni senza alterare in maniera significativa i costi di costruzione e gestione dei carrelli ferroviari. In molti sistemi, il monitoraggio avviene installando specifici sensori sui coperchi delle boccole ferroviarie che quindi diventano un componente di particolare interesse nello sviluppo di nuove tecnologie di monitoraggio.

Le boccole ferroviarie sono uno dei componenti più critici del veicolo. Infatti, essa alloggia i cuscinetti che supportano il carico del veicolo, pertanto, è coinvolta sia nei problemi relativi alla sicurezza, sia in quelli legati alla manutenzione. Per migliorare sicurezza e affidabilità negli ultimi anni sono stati adottati sistemi diagnostici per rilevare malfunzionamenti, danni o degrado delle prestazioni dei cuscinetti. Questi sistemi sono utilizzati sia per il monitoraggio a bordo treno che a terra e possono essere basati su analisi dinamiche e termiche.

L'efficacia di questi sistemi si basa sulla precisione degli algoritmi implementati, pertanto, bisogna essere in grado di validare e calibrare gli algoritmi mediante test sperimentali. I test possono essere eseguiti in linea o in pista, ma ciò implica un'elevata variabilità, alti costi e l'impossibilità di sperimentare condizioni critiche (a causa dei rischi correlati).

Lo scopo di questo lavoro è quello di progettare un banco prova sperimentale in grado di eseguire prove su boccole ferroviarie e di riprodurre le condizioni di reale funzionamento (carico, velocità, usura).

L'utilizzo del banco prova consente di riprodurre diversi guasti dei cuscinetti in un ambiente sicuro e in condizioni controllate. La ripetibilità dei test e le condizioni ambientali controllate consentono una migliore calibrazione del sistema monitorato in fase di sviluppo.

Nel primo capitolo dell'elaborato viene svolta una dettagliata spiegazione sulla nomenclatura e sui principali componenti che costituiscono i veicoli ferroviari, questo permette di comprendere a pieno la successiva descrizione sullo stato dell'arte dei più moderni sistemi di monitoraggio esistenti o in fase di sviluppo.

Lo sviluppo di un nuovo banco prova parte dall'idea di migliorarne uno già parzialmente realizzato e funzionante presso il Politecnico di Torino, la descrizione del banco prova già realizzato sarà svolta nel secondo capitolo.

Il terzo capitolo rappresenta il cuore dell'elaborato, infatti in esso vengono descritte nel dettaglio tutte le fasi di progettazione del nuovo banco prova. Il progetto ha richiesto l'utilizzo di opportune normative che indicano come svolgere determinate fasi progettuali, inoltre si è resa necessaria la consulenza di esperti del settore per ricevere chiarimenti sulle strategie di progetto da utilizzare. La principale attività svolta in questo capitolo riguarda il dimensionamento statico e dinamico dei componenti che è stato eseguito sfruttando le conoscenze in ambito meccanico e ingegneristico.

Alcuni particolari componenti hanno richiesto l'utilizzo di analisi numeriche dedicate al fine di valutare il loro corretto funzionamento nel banco prova, lo sviluppo e la descrizione di tali analisi vengono trattate nel quarto capitolo.

Infine, nel quinto capitolo vengono riportate alcune considerazioni finali e degli strumenti che fungono da "libretto di utilizzo" del banco prova e che possono essere utili all'utente.

CAPITOLO 1 : Stato dell'arte

1.1 Nomenclatura e principali componenti ferroviari

Al fine di facilitare la comprensione dell'elaborato, in questo capitolo vengono spiegati e illustrati i principali componenti che costituiscono un veicolo ferroviario e in particolare le parti che saranno oggetto di studio nella Tesi.

Nella tecnica e nell'organizzazione delle ferrovie si definiscono veicoli, i rotabili che costituiscono gli elementi dell'insieme del materiale mobile (o materiale rotabile). In tale definizione sono compresi i mezzi di trazione (o materiali di trazione, o materiali motori), comprendenti locomotive e automotori, automotrici e autotreni e il materiale rimorchiato, che è adibito al trasporto di viaggiatori (carrozze o vetture passeggeri), di bagagli (bagagliai), di posta (ambulanti postali), di merci (carri) o di attrezzi e materiali per la manutenzione dell'infrastruttura ferroviaria o di altri materiali rotabili (carri gru, carri officina, carri soccorso).

Una Carrozza è fondamentalmente costituita da una carrozzeria ed un pianale sostenuto da 2 – 4 – 6 assi singoli o da più carrelli che sono strutture meccaniche contenenti 2 o 3 assili.

1.1.1 Il carrello e il rodiggio

Il carrello (figura 1.1) costituisce un modulo che include tutti gli organi di movimento e di frenatura e si utilizza per sostenere il pianale di una carrozza. I carrelli sono comunemente a 2 assi ma, nel caso dei carri per il trasporto di merci speciali o di massa elevata, possono essere a 3 assi.



Figura 1.1 – Carrello ferroviario

Ogni veicolo ferroviario è composto da una parte non sospesa e da una sospesa, la parte non sospesa è costituita dal rodiggio che è definito come l'insieme degli organi compresi fra le rotaie e la sospensione elastica: ruote, cerchi, assi, boccole, cuscinetti. Fanno parte del rodiggio anche l'insieme degli assi motori, accoppiati e portanti.

La parte sospesa comprende il telaio, gli organi di trazione e di repulsione, il sistema di frenatura e la cassa.

1.1.2 La sala montata

Nella tecnica delle ferrovie si definisce sala montata (figura 1.2) l'insieme costituito da due ruote e dall'asse (assile) di un veicolo ferroviario. Le ruote sono calettate sull'assile che ruota su boccole solidali al carrello o alla carrozza.

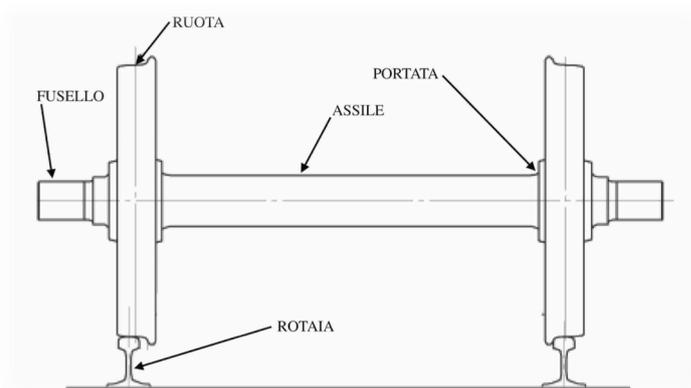


Figura 1.2 – Sala montata

Le due ruote in acciaio stampato sono montate a freddo o a caldo sulle apposite sedi rettificate (portate) dell'assile in acciaio fucinato al maglio. L'assile ha sezione circolare e presenta alle estremità due superfici rettificate dette fuselli sui quali vengono calettati i cuscinetti di base. Le ruote, costituite essenzialmente da dischi in acciaio, hanno la superficie di rotolamento

costituita da cerchioni riportati in acciaio laminato, torniti e rettificati, con una sezione stabilita da apposite norme UIC (International Union of Railways), il profilo esterno della ruota è conico con un'inclinazione di $1/20$ convergente verso il centro del binario, questo permette di ridurre il moto di serpeggiamento e di compensare la maggiore distanza percorsa in curva dalla ruota esterna evitando slittamenti della stessa [2]. Anche la superficie di rotolamento della rotaia è inclinata sull'orizzontale di un angolo di $1/20$.

Due parametri caratteristici della sala sono il diametro della ruota e lo scartamento (figura 1.3), come spiegato in precedenza la ruota presenta un profilo conico per cui come diametro si assume il diametro sul punto di rotolamento. Per scartamento ferroviario si intende invece la distanza intercorrente tra i lembi interni delle due rotaie misurata a 14 mm sotto il piano di rotolamento. Le due rotaie, sempre parallele tra loro, costituiscono il binario. La larghezza maggiorante utilizzata per lo scartamento è di 1435 millimetri, diffusa in quasi tutta Europa.



Figura 1.3 – Scartamento ferroviario

1.1.3 Le boccole ferroviarie

Le boccole degli assi sono quei dispositivi che permettono alla sala montata di ruotare liberamente sui cuscinetti, inoltre sopporta la sospensione primaria utilizzata per collegare la sala al telaio del carrello. Le boccole quindi, insieme alle sospensioni, fungono da collegamento tra le masse non sospese e le masse sospese di cui dovranno sostenere l'intero carico.

Il collegamento tra boccola e sala avviene attraverso il calettamento dei cuscinetti, mentre il collegamento tra boccola e carrello avviene per mezzo di molle, smorzatori ed elementi guida.



Figura 1.4 – Corpo boccola ferroviaria Y25

Le boccole vengono classificate in base alla tipologia di cuscinetto installato (a rulli, a sfere o a strisciamento), sulla base del posizionamento rispetto alle ruote (interno o esterno), nonché in base al tipo di veicolo su cui sono montate

La forma esterna della boccola è determinata dal metodo di connessione tra la boccola e il telaio del carrello con lo scopo di distribuire uniformemente le forze sui cuscinetti. La costruzione interna della boccola è determinata invece dal tipo di cuscinetto e dal metodo di sigillatura dello stesso.

I cuscinetti a strisciamento sono ormai in disuso, trovandosi impiegati quasi esclusivamente su veicoli storici. Essi presentano notevoli svantaggi quali:

- Elevato coefficiente di attrito, soprattutto alla partenza;
- Scarsa affidabilità;
- Elevato impegno della manodopera nella manutenzione;
- Inquinamento dell'ambiente conseguente al consumo del materiale antifrizione

Le boccole con cuscinetti a rotolamento si classificano sulla base dell'elemento rotolante (sferici, cilindrici o conici) e il metodo di montaggio (con interferenza o con ghiera di montaggio).

I cuscinetti a rulli cilindrici presentano elevate capacità dinamiche nella direzione radiale, ma sono poco adatti alla trasmissione degli sforzi assiali conseguenti al moto laterale della sala (percorrenza di curve o inclinazioni laterali del binario).

I cuscinetti a rulli conici consentono la trasmissione efficace sia degli sforzi assiali che radiali ma necessitano di un'attenta regolazione delle tolleranze di montaggio al fine di evitare surriscaldamenti della boccola. Essi infatti generano una quantità maggiore di calore e hanno dei coefficienti di attrito superiori rispetto ai rulli cilindrici.

La soluzione moderna ai problemi di scelta dei cuscinetti sono i cosiddetti cuscinetti a cartuccia o unità cuscinetto, la cui caratteristica fondamentale è quella di essere costruiti in unità preassemblate e prerregolate che non devono essere disassemblate per la loro sostituzione. Un esempio di cuscinetti a cartuccia sono gli SKF TBU (figura 1.5)



Figura 1.5 – Unità cuscinetto SKF TBU

Da un punto di vista teorico i cuscinetti a sfere presentano le migliori caratteristiche, infatti sono capaci di trasmettere sforzi in tutte le direzioni, tuttavia non consentono di supportare gli elevati carichi verticali che caratterizzano i veicoli ferroviari.

Le boccole per i veicoli ad alta velocità sono caratterizzate frequentemente dalla presenza di tre cuscinetti: due a rulli destinati ai carichi radiali e uno centrale a sfere per gli sforzi assiali.

1.1.3.1 Boccole impiegate per veicoli merci

La caratteristica principale dei carri merce e quindi delle boccole, deve essere la semplicità costruttiva e i bassi costi di costruzione e manutenzione. Negli anni sono state sviluppate diverse tipologie di carrelli, i tipi maggiormente diffusi sono:

- **Carrello B18**

Anni di costruzione: 1968÷1969.

Sono caratterizzati da un interasse di 1,80 m; un sistema di collegamento a ralla con due pattini laterali di guida rigidi. Il telaio è costituito da profilati preassemblati e saldati. Progettati in ambito RIV, sono dotati di assili, boccole e sospensione unificata. Monta sale 46 UR con boccole TR 315, molle di sospensione elicoidali miste a molle in gomma.

Sono stati ormai soppiantati dai più moderni carrelli Y25.

- **Carrello Y31**

Anni di costruzione: 1979 - 1981.

Sono nati per far fronte alle esigenze del traffico intermodale; caratterizzati da un interasse di 1,80 m ed equipaggiati con sale montate 38 UR (ruote di diametro nominale 760 mm) con boccole TR 355. Mont molle di sospensione elicoidali 328/329 AR, con dispositivo di smorzamento Lenoir.

Sono state costruite diverse versioni di questo carrello tra cui: Y 31 C1 e Y 31 C2 che si differenziano per la diversa altezza dell'appoggio della ralla.

- **Carrello Y43D**

Anni di costruzione: attuale

Simili ai carrelli Y25 LD sono dotati anche loro di frenatura mista (ceppi-dischi); sono idonei a circolare alla velocità di 140 km/h.

Hanno rigidità torsionale inferiore a quella dei carrelli Y 25 LD poiché il telaio è privo delle traverse di testa.

Sono utilizzati sui carri con pianale ribassato per il trasporto di contenitori e casse mobili di grandi dimensioni.

- **Carrello ORE**

Anni di costruzione: 1959÷1965.

Sono caratterizzati da un interasse di 2,00 m; sistema di collegamento a ralla con due pattini laterali di guida rigidi. La sospensione primaria è costituita da molle a balestra. Sono stati costruite 3 versioni del carrello ORE:

- ORE
- OREF
- ORE 46 F

Progettati in ambito ORE, sono i primi carrelli che vengono dotati di assili, boccole e sospensione unificata.

In ambito RIV sono stati progettati carrelli di questo tipo con molle di tipo parabolico.

- **Carello Y25 e derivati**

Anni di costruzione: attuale

Progettati in ambito RIV, sono dotati di assili, boccole e sospensione unificata. Sale montate 46 UR/URm con boccole TR 315/TR 315 bis. Sono caratterizzati da un interasse di 1,80 m e un sistema di collegamento cassa – carrello a ralla con interposizione di un cuscinetto d'usura.

La sospensione primaria è costituita da molle elicoidali con dispositivo di smorzamento ad attrito tipo Lenoir, la cui forza è proporzionale al carico sulle molle, questo permette di avere un dispositivo di smorzamento semi adattivo che dunque è in grado di aumentare lo smorzamento in modo proporzionale al carico applicato.

Sono stati costruiti in varie versioni atte alla velocità di 100 km/h nei seguenti tipi Cs, Cs1, Cs2, Csi, Rs. Con l'applicazione del freno autocontinuo questi carrelli possono viaggiare sino a 120 km/h nei seguenti tipi: Cssi, Cssi2, L, LD, LssD. Nella versione Cssi 2 montano boccole del tipo TR 315 C o TR 392 (a cartuccia). Nella versione Y25 L la struttura è stata rinforzata e sono state messe in opera sale con portata di 22,5 ton/asse, inoltre montano sale B 46 UR con boccole 383 e molle della sospensione 344/345 AR.

Nelle versioni LD, ed LssD sono dotati di frenatura mista (dischi – ceppi).

Il carrello è caratterizzato da una architettura costruttiva semplice e molto affidabile nel funzionamento. Nonostante questo, sono particolarmente attive innovazione e ricerca al fine di migliorarne le caratteristiche e l'affidabilità.

Il successo di questo tipo di carrello e il suo largo impiego sono anche dovuti all'economicità della sua produzione e manutenzione. Gli operatori europei usano questo carro da trasporto merci sia con due assi, per i carichi più leggeri, che con 4 assi, per i carichi più pesanti [3].

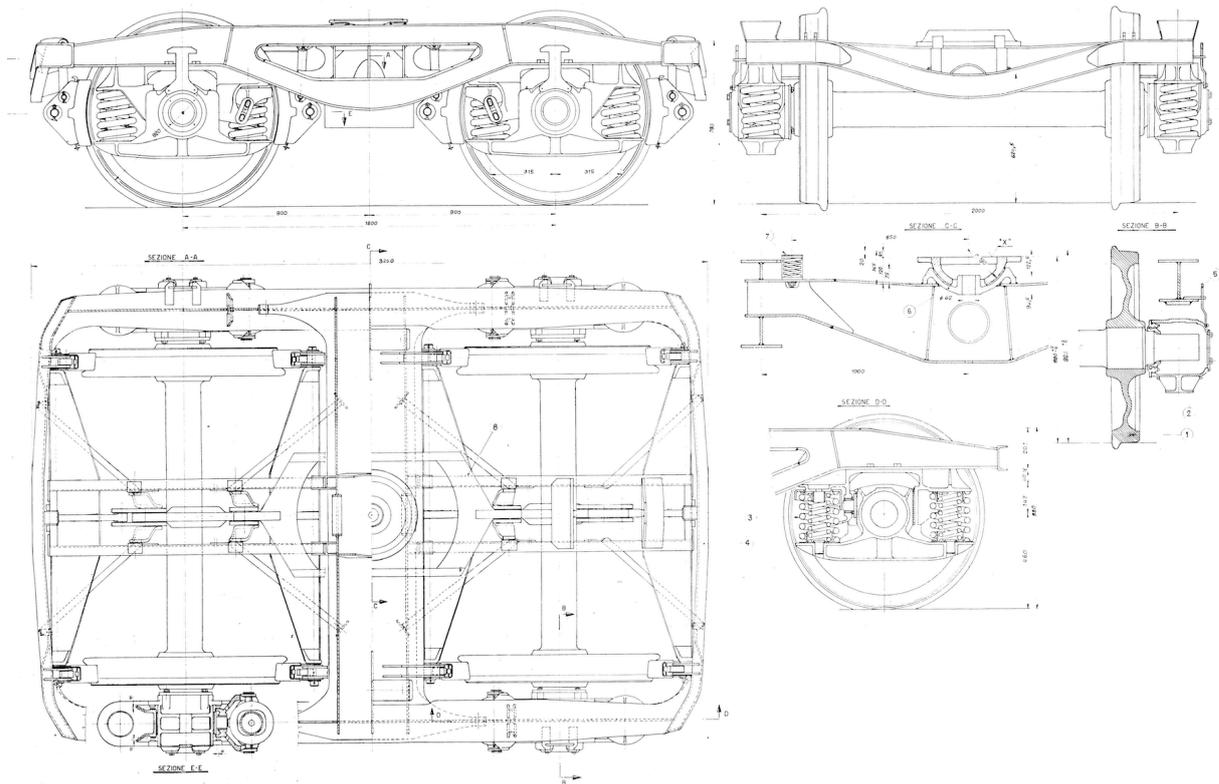


Figura 1.6 – Tavola tecnica carrello Y25 completo

1.1.4 Massa autorizzata per asse

Per molti anni la tendenza nel settore ferroviario è stata quella di trasportare carichi sempre più pesanti a velocità sempre maggiori. Le principali linee ferroviarie internazionali hanno delle precise caratteristiche tecniche definite da normativa, queste caratteristiche sono riportate anche nella Gazzetta Ufficiale della Repubblica Italiana in *Caratteristiche Tecniche delle Principali Linee Internazionali Ferroviarie* [4].

Si distinguono due grandi categorie di linee:

1. **le linee esistenti (A)**, suscettibili di miglioramenti ove necessario. È spesso difficile e a volte impossibile modificare le loro caratteristiche, quelle geometriche in particolare. Le esigenze per quanto riguarda queste linee sono dunque moderate.
2. **le linee nuove, da costruire (B)**. Entro determinati limiti di natura economica è possibile scegliere liberamente le loro caratteristiche, in particolare quelle geometriche. Inoltre, è stato necessario distinguere due sottocategorie:
 - le linee adibite unicamente al trasporto di viaggiatori, quindi ad esclusione dei trasporti merci (B1);
 - le linee a traffico misto o eterogeneo adibite ai trasporti di viaggiatori e di merci (B2).

Quando si parla di massa autorizzata per asse si tratta della massa che le grandi linee internazionali devono poter sostenere. Esse devono essere in grado di far fronte al traffico del materiale più moderno, esistente e futuro. La massa per asse che i veicoli ferroviari possono avere è relazionata alla massima velocità che essi possono raggiungere.

Le prescrizioni secondo normativa UIC sono riportate in tabella 1.1.

Tabella 1.1 – Massa autorizzata per asse [4]

Tipo di veicolo	Velocità massima [km/h]	Categoria linea		
		A	B1	B2
<i>Locomotiva</i>	200	22,5 t		22,5 t
<i>Automotrici/convogli di automotrici</i>	300	17 t	17 t	17 t
<i>Carrozze</i>		16 t		16 t
<i>Carri merce</i>	100	20 t		22,5 t
	120	20 t		20 t
	140	18 t		18 t

Le masse per asse sopra indicate valgono per diametri di ruota uguali o superiori a 840 mm, in base al regolamento dell'UIC.

Come vedremo più avanti, in questo elaborato saranno studiati principalmente componenti per veicoli merce, per cui si farà riferimento principalmente a carichi massimi per assile compresi tra 18 t e 22,5 t e velocità tra i 100 e 140 km/h.

1.2 Sistemi di monitoraggio

I sistemi di monitoraggio del materiale rotabile sono dispositivi che permettono di monitorare i principali parametri di funzionamento del cuscinetto installato al loro interno, in particolare è possibile rilevare temperature e vibrazioni in esercizio al fine di verificare il corretto funzionamento del cuscinetto ed eventualmente il suo danneggiamento o l'eccessiva usura.

I sistemi di monitoraggio e controllo dei treni hanno permesso sempre più di:

- aumentare l'affidabilità;
- ridurre i costi di manutenzione.

La costante manutenzione dei diversi componenti può non essere sufficiente in presenza di eventi o usure anomale che comportano la rottura o l'invecchiamento precoce dei componenti. L'incremento di velocità dei treni nelle nuove linee AV/AC, la sensibilità verso

l'impatto acustico nei centri abitati e la loro sicurezza, in particolare quando sono attraversati da carri per il trasporto di merci pericolose e non, richiedono un'attenta e continua valutazione sullo stato dell'armamento ferroviario e dei rotabili al fine di prevenire il rischio di svii, incidenti o semplicemente situazioni di disagio dovute ad un'eccessiva rumorosità o un basso confort per i passeggeri.

I cuscinetti surriscaldati ed i freni bloccati sono tra le principali cause di situazioni immediatamente pericolose per la sicurezza di marcia. Un surriscaldamento può provocare la rottura del cuscinetto e causare quindi un deragliamento. I freni bloccati compromettono notevolmente la sicurezza di marcia, provocando, ad esempio, degli incendi e sono una delle cause principali per la sfaccettatura delle ruote ovvero la perdita della circolarità del profilo ruota che quindi può generare forti vibrazioni durante la marcia.

Le velocità dei treni più alte, i maggiori carichi gravanti sugli assi, la vasta gamma di tipi di vagoni impiegati nel traffico a lunga distanza e l'integrazione delle reti ad alta velocità richiedono tecniche avanzate per il monitoraggio dei carrelli. Contemporaneamente, la maggiore attenzione ai costi da parte delle società ferroviarie, che porta ad una riduzione del personale addetto alla manutenzione ed al controllo, ha reso necessaria l'installazione di sistemi automatici atti a rilevare situazioni potenzialmente pericolose per il traffico sia di veicoli passeggeri che di veicoli merci.

Con l'introduzione nelle Specifiche Tecniche di Interoperabilità (STI) emanate dall'Unione Europea, delle indagini congiunte tra Gestore dell'Infrastruttura (GI) e Impresa Ferroviaria (IF) in caso di problemi, si ritiene che il monitoraggio continuo di punti sensibili attuabile attraverso l'impiego di dispositivi idonei potrà permettere al GI di agire tempestivamente attraverso una adeguata manutenzione preventiva mirata alla correzione dei problemi riscontrati. Ciò comporta l'introduzione di sistemi di monitoraggio che possano controllare costantemente nel tempo lo stato del sistema al fine di intervenire tempestivamente giungendo così ad una manutenzione preventiva basata su una diagnostica predittiva.

Per diagnostica predittiva si intende la rilevazione in tempo reale e il paragone con dati storici di diverse grandezze fisiche, quali ad esempio: temperatura, dilatazione, carico, audio, accelerazione, pressione.

Per manutenzione preventiva, secondo la UNI 9910, si intende una manutenzione effettuata a intervalli predeterminati o in accordo a criteri prescritti e atta a ridurre la probabilità di guasto o la degradazione del funzionamento di un elemento.

Nell'ambito dei sistemi meccanici, e in particolare nei sistemi di trasporto ferroviari, si è andato sempre più affermando, con il passare del tempo, l'utilizzo di sistemi diagnostici. Un sistema diagnostico si prefigge lo scopo di definire lo stato di degrado di un componente o di una macchina tramite la misurazione di alcune grandezze caratteristiche.

Dunque, il principio di funzionamento di un sistema diagnostico consiste sostanzialmente nel monitorare, durante il normale ciclo di esercizio, uno o più parametri di controllo e di segnalarne tramite un opportuno sistema di allarme il superamento di limiti prestabiliti, permette quindi di ridurre i costi e i tempi di manutenzione ed aumentare la sicurezza.

Esistono due diverse metodologie per effettuare il monitoraggio:

- attraverso l'aggiornamento dei dati in tempo reale mentre il sistema in analisi è in funzione (*real time*);
- analizzando i dati in un secondo momento quando il sistema in analisi è fermo.

Durante le operazioni di monitoraggio vengono spesso utilizzati dei sistemi di acquisizione ed elaborazione dati, in modo da acquisire, sotto forma di segnali elettrici, misure di grandezze fisiche. I notevoli progressi compiuti nel settore elettronico mettono oggi a disposizione dei tecnici un ricco bagaglio di informazioni e di strumenti che garantiscono l'acquisizione e l'elaborazione dei dati per ogni esigenza relativa alla misura, al rilevamento, al controllo e all'elaborazione di grandezze fisiche.

Lo schema di un sistema di monitoraggio elettronico può essere schematizzato nelle seguenti parti:

- **acquisizione**, che ha il compito di introdurre nel sistema grandezze da elaborare, le quali possono essere di tipo fisico (velocità, pressione, forza, ecc.) o di tipo elettrico (segnali);
- **elaborazione**, che elabora il segnale, analizzandolo e controllandolo eventualmente con opportuni parametri di riferimento;
- **emissione**, che ha il compito di fornire all'uscita del sistema le grandezze risultanti dall'elaborazione, sia sotto forma di segnali elettrici sia sotto forma di grandezze fisiche, quali spostamenti o rotazioni;
- **controllo**, che ha il compito di garantire, durante l'elaborazione, il rispetto di parametri di riferimento prestabiliti.

La procedura di analisi di un sistema meccanico (ad es. carrello ferroviario) va dalla definizione delle parti da monitorare (boccole, freni, cuscinetti) fino alla prognosi di un danno, essa può essere standardizzata e suddivisa nei seguenti step:

- **campionamento**: rappresenta una parte fondamentale nella procedura di collaudo in quanto un errato campionamento può portare a risultati fuorvianti. Le tecniche di campionamento sono oggetto di specifiche normative;
- **rilevamento**: rappresenta la parte in cui si opera la scelta dei componenti da sottoporre a monitoraggio, nonché la scelta dei parametri con cui monitorare il sistema. Di fondamentale importanza nel rilevamento è controllare più parametri,

ognuno dei quali è capace, da solo, di descrivere opportunamente un eventuale condizione di danneggiamento. Solo in tal modo si riesce a disporre di dati ridondanti che permettono di stabilire con certezza lo stato del sistema. Così come per il medico è difficile accertare le condizioni del paziente basandosi su un unico sintomo, anche per un collaudatore è opportuno individuare un set minimo di parametri in grado di offrire elementi certi di valutazione quali temperatura, accelerazione, velocità angolare, ecc.

- **diagnosi:** al fine di esprimere un giudizio valido sulle condizioni del sistema meccanico, il collaudatore deve possedere un ampio database di sindromi e dei relativi sintomi. Di norma questi database contenenti i valori critici dei vari parametri misurati sono forniti dalle case produttrici; per esempio nei cuscinetti la diagnosi consiste nel verificare che l'armonica che i dati storici associano a un determinato problema è aumentata di ampiezza. Pertanto, il collaudatore deve essere particolarmente esperto o deve avvalersi di tecnici particolarmente abili nell'interpretazione degli spettri dei segnali acquisiti. Oggi esistono numerose possibilità di stabilire quali siano le condizioni di un sistema meccanico attraverso analisi di temperatura e vibrazioni, tali dati vengono acquisiti di norma attraverso accelerometri e termocoppie poste nelle vicinanze della zona da analizzare come ad esempio nel coperchio boccola.

Attualmente le tecniche diagnostiche utilizzate in sede di collaudo si basano sull'analisi del sistema attraverso controlli non distruttivi e la diagnosi è affidata agli operatori. Il controllo delle vibrazioni è quindi una delle tecniche più diffuse ed applicate dato che si tratta di una strategia di controllo non distruttiva e piuttosto semplice da applicare.

Avvenuta l'acquisizione, il tecnico ha a disposizione un database di dati storici delle frequenze caratteristiche dei vari tipi di danno. In base alla sua sensibilità suppone un tipo di cedimento ed esegue un controllo visivo tra lo spettro acquisito e lo spettro con la frequenza del danno ipotizzato. In virtù dell'esperienza posseduta determina la fonte del problema.

Appare evidente che tale approccio presenta alcune limitazioni, la prima di esse è il vincolo della sensibilità soggettiva e dell'esperienza dell'operatore, in secondo luogo, la lettura dei segnali acquisiti è complicata per la presenza di rumore. Esso è dovuto alla sovrapposizione di armoniche a frequenze multiple della frequenza fondamentale della vibrazione generata dal danno specifico e dalla contemporanea presenza di segnali modulanti (come ad esempio la frequenza di rotazione dell'assile), i quali intervengono sul segnale acquisito generando numerose bande laterali e "sporcano" lo spettro.

Oggi giorno i moderni sistemi di monitoraggio si dividono in due categorie principali:

- 1) **Sistemi stazionari:** sono sistemi montati a terra, generalmente in prossimità dei binari, che tramite sistemi infrarossi riescono a rilevare alcuni parametri di controllo durante il transito del treno.

- 2) **Sistemi di rilevamento continuo a bordo treno:** sono sistemi di monitoraggio montati a bordo treno con i quali è possibile effettuare un controllo continuo di diversi parametri di controllo.

1.3 Sistemi RTB stazionario lungo binario

Uno dei principali sistemi di monitoraggio stazionario è l'RTB (Rilevamento Termico Boccole) (figura 1.7), si tratta di un impianto di tipo fisso per il controllo termico a distanza delle boccole dei rotabili, la sua funzione si limita al rilevamento della temperatura di componenti del treno in transito presso l'unità RTB. Questo sistema è composta da uno o più Posti di Rilevamento (PdR) locali lungo linea, un Posto di Controllo (PdC) sito in stazione e collegato con i PdR ed infine un sistema di trasmissione con funzioni di collegamento tra PdR e PdC.

Posto di rilevamento (PdR)

La componente principale è costituita da un PC di tipo industriale molto potente, predisposto per condizioni ambientali particolarmente difficili.

Il terminale è in grado di eseguire tutte le funzioni di manutenzione e di prova dei sensori a raggi infrarossi collegati. I dati di misurazione dei transiti vengono automaticamente archiviati.

I moderni PdR hanno la possibilità di effettuare manutenzione a distanza, questo permette di eseguire le funzioni di manutenzione e di prova del sistema in remoto, con conseguente riduzione dei costi di esercizio.

Le tecniche di misura sono basate su sistemi a infrarossi, che permettono di captare la temperatura durante processi veloci e dinamici, grazie al supporto di sensori e sistemi a reazione rapida.

Posto di Controllo (PdC)

Il Posto di Controllo (Locale o Centralizzato) consente di controllare e monitorare i punti di rilevamenti lungo linea. Eventuali allarmi rilevati dai PdR sono inviati in tempo reale al PdC per informare il Dirigente Centrale o Locale e per eventualmente interfacciarsi all'impianto di segnalamento ed operare l'arresto del treno.



Figura 1.7 – Modulo PdR di un moderno sistema RTB [7]

Non appena viene rilevata una condizione di sovratemperatura nel Posto di Rilevamento, viene trasmesso un allarme verso il Posto di Controllo per mettere al corrente il responsabile della circolazione dei treni. Il Posto di Controllo deve essere interfacciato con gli apparati centrali della stazione per poter comandare la fermata del treno con “allarme boccole”. L’apparato RTB può fornire allarmi selettivi se è in grado di identificare l’ubicazione della boccola in allarme, oppure allarmi non selettivi se non è possibile identificare quale boccola del convoglio è in allarme, in entrambi i casi gli allarmi possono essere del seguente tipo:

- **Caldissimo:** segnala il superamento, nella boccola interessata, di una temperatura prefissata tale da richiedere l’arresto immediato del treno al primo Posto di Verifica Boccole (PVB);
- **Caldo:** Segnala il superamento, nella boccola interessata, di un delta di temperatura ricavato in base a diversi criteri di confronto con le altre boccole del treno e determinate temperature di riferimento;
- **Relativo:** Segnala il superamento, nella boccola interessata, di una temperatura ricavata in base a diversi criteri di confronto con altre boccole del treno e con determinate temperature di riferimento.

I valori delle soglie di taratura degli allarmi sono fissati dall’Unità Centrale competente.

1.4 Sistemi di rilevamento continui a bordo treno

Per decenni i cuscinetti delle boccole sono stati monitorati mediante sistemi di misurazione della temperatura a infrarossi stazionari lungo il binario (RTB), che sono montati a una certa

distanza reciproca, quindi la misurazione risulta discontinua e normalmente determina un numero considerevole di falsi allarmi.

Per disciplinare e migliorare la situazione dei treni e del loro controllo di marcia, la Commissione europea ha emesso delle direttive che descrivono i requisiti per i treni e, tra gli altri, anche il monitoraggio dei carrelli con funzionalità di inseguimento per assicurare la stabilità delle condizioni di esercizio e monitorare a bordo la temperatura delle boccole. Questo significa che il controllo non avviene più in modo discontinuo come per i sistemi RTB, ma è possibile monitorare le condizioni di funzionamento del rotabile in modo continuo e senza trasmissione di dati tra il PdR e il PdC, infatti, il monitoraggio a bordo treno permette di rilevare eventuali anomalie di funzionamento e inviare il segnale di allarme direttamente in cabina, il macchinista riesce così a capire in tempo reale dove è il guasto, di che entità è, ed in caso di emergenza fermare immediatamente il treno.

I sistemi di monitoraggio on board possono essere utilizzati per rilevare anomalie sul comportamento del veicolo o nelle sue componenti, infatti è possibile rilevare oltre alle anomalie termiche anche problemi dinamici, quali il deragliamento, l'instabilità, l'eccessiva velocità in curva, etc. A livello di componenti tali sistemi consentono di rilevare guasti o deterioramenti, tipiche applicazioni riguardano il danneggiamento dei cuscinetti, il rilevamento dello spiattellamento della ruota e molti altri aspetti che possono essere presi in considerazione.

L'uso del monitoraggio on board è oggi molto comune nei treni ad alta velocità in quanto il costo del sistema non è così impattante rispetto al costo del veicolo stesso, inoltre, le alte prestazioni richieste da treni ad alta velocità richiedono un'efficiente e veloce azione in caso di guasti. Negli ultimi anni si è evidenziato come anche i veicoli con prestazioni inferiori, ad esempio i carri merce, possono avere grandi benefici dall'utilizzo di sistemi di monitoraggio diagnostici on board, soprattutto perché spesso non sono soggetti a frequenti interventi di manutenzione. Tuttavia, il costo di sistemi di monitoraggio evoluti e la mancanza di sottosistemi quali la presenza di energia elettrica rende difficile estendere l'uso del monitoraggio e diagnostica a tutti i tipi di veicolo.

1.5 Sistema On Board del Politecnico di Torino

Il Politecnico di Torino è impegnato in una attività di sviluppo di sistemi di monitoraggio da installare a bordo di veicoli ferroviari. Il sistema deve essere in grado di misurare ed elaborare i segnali rilevati sulla boccola e sul carrello allo scopo di rilevare malfunzionamenti di diversi componenti critici.

Scopo generale del sistema è quello di assicurare una comunicazione di allarme di primo livello in caso di guasto dei componenti, ma è anche in grado di fornire indicazioni relative alle condizioni dei componenti al fine di migliorare la programmazione della manutenzione preventiva.

L'architettura sviluppata consiste in un sistema di controllo che è stato studiato per essere utilizzato su una grande varietà di veicoli sia passeggeri che merci, di conseguenza, dal momento che i requisiti e le specifiche possono essere diverse, l'architettura del sistema è stata studiata in modo da essere facilmente adattabile alle esigenze del veicolo. In generale, le architetture realizzate prevedono un insieme di sensori installati in boccola e sul telaio carrello o in cassa, ed una centralina di monitoraggio capace di analizzare i segnali dei sensori, elaborarli e trasmettere o salvare informazioni relative alle condizioni del rotabile.

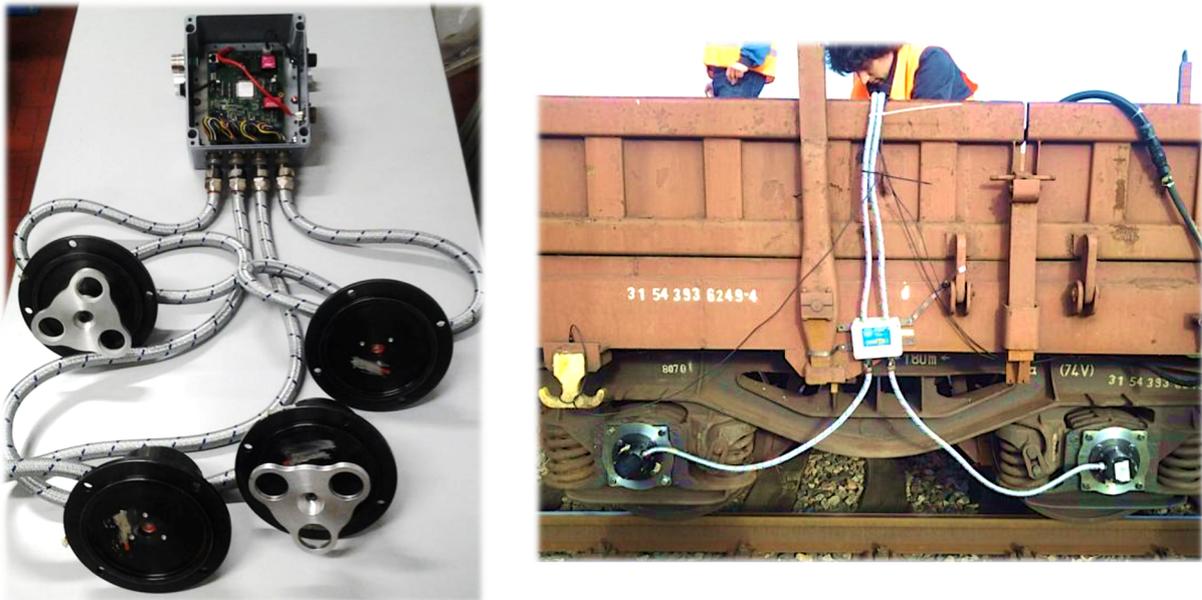


Figura 1.8 – Sistema di monitoraggio Multicanale per singolo carrello del Politecnico di Torino [8]

1.5.1 Funzioni di monitoraggio

La parte hardware del sistema di monitoraggio è stata progettata con l'obiettivo di poter eseguire una serie di funzioni di monitoraggio che permettono di tenere sotto controllo diversi aspetti legati alla dinamica del veicolo e allo stato dei suoi principali componenti. Infatti, il sistema di monitoraggio include diversi programmi che vengono eseguiti a ciclo continuo per verificare la presenza di possibili problemi del veicolo. Prima di tutto il sistema controlla le condizioni di marcia considerando la velocità e salvando su un apposito registro gli eventi in cui il veicolo subisce accelerazioni o decelerazioni. Ogni programma, eseguito dalla centralina di monitoraggio, genera uno o più indici relativi ad un determinato componente o ad un certo aspetto della dinamica del veicolo, e può generare un segnale di allarme quando l'indice supera un valore limite prefissato.

L'indice di qualità è definito allo stesso modo in ogni programma mediante numeri interi:

- -1 significa anomalia di un sensore;
- 0 condizione ottimale;
- 1 condizione buona;

- 2 condizione accettabile;
- 3 condizione degradata;
- 4 condizione critica;
- 5 condizione supercritica (è richiesta da parte del macchinista un'azione immediata).

I programmi che sono implementati sul PC embedded sono i seguenti:

1. **Monitoraggio temperatura boccole:** Questo algoritmo permette di determinare anomalie causate dal surriscaldamento delle boccole, che può indicare un danneggiamento del cuscinetto. Il programma segnala un'anomalia quando la temperatura di una boccola differisce dalle altre oltre un certo valore limite, inoltre il programma prevede due limiti per quanto riguarda la temperatura assoluta delle boccole, un primo limite pari a 80 °C che porta l'indice di qualità al valore 4 e un secondo limite pari a circa 120 °C che porta l'indice a livello supercritico (pari a 5). Per valori di temperatura inferiori il programma confronta la temperatura delle quattro boccole con quella teorica del cuscinetto per quella velocità di rotazione e quella temperatura ambiente. Questo tipo di monitoraggio richiede ovviamente una opportuna calibrazione che deve essere effettuata utilizzando opportuni banchi prova al fine di non impegnare delle linee ferroviarie per effettuare i test.
2. **Monitoraggio temperatura dichi freno:** Questo programma è utilizzato per rilevare se una delle pinze freno rimane bloccata durante la normale marcia del veicolo. Questa situazione capita abbastanza di frequente su veicoli utilizzati generalmente a servizio regionale e provoca un surriscaldamento della pinza con successivo incendio della stessa. Questo inconveniente, in genere, provoca il fermo del treno per un tempo necessario a estinguere le fiamme ed escludere la pinza freno danneggiata. Oltre al fermo è poi necessario mandare il veicolo in manutenzione e sostituire completamente la pinza freno, il disco e in alcuni casi parte della timoneria. È evidente che i costi dovuti a questo tipo di guasto sono elevati sia in termini di servizio sia di costi diretti. I sensori di temperatura (termocoppie) sono installati vicino alla pinza freno, se la temperatura di uno delle pinze freno è più elevata della temperatura delle altre o se la temperatura rimane elevata anche lontano da fasi di frenata (rilevate dalla riduzione di velocità del veicolo) l'indice di qualità corrispondente raggiunge un valore elevato (4 o 5 in caso di temperature elevate).
3. **Monitoraggio accelerazioni in cassa:** Il sistema di monitoraggio permette di misurare simultaneamente le tre accelerazioni in cassa mediante un accelerometro capacitivo direttamente installato sulla scheda multiplexer. Le accelerazioni in cassa sono utilizzate per calcolare l'indice di comfort secondo il metodo proposto negli opportuni documenti ISO e UIC, tale indice è poi scalato in funzione dell'attuale velocità del veicolo al fine di ottenere un valore relativo all'indice di qualità compreso nell'intervallo 0-5. Ovviamente nel caso di veicoli merci questo parametro non viene

calcolato. Il monitoraggio delle accelerazioni in cassa non è utile solamente per la valutazione dell'indice di comfort, infatti, le accelerazioni in cassa possono essere utilizzate insieme alle accelerazioni in boccola per diagnosticare un eventuale problema della sospensione secondaria. Il programma per il monitoraggio delle accelerazioni in cassa è anche utilizzato per calcolare un indice di qualità che valuta la sicurezza del veicolo mediante i metodi indiretti proposti nella norma UIC 518; questo indice, relativo alla sicurezza di marcia, è calcolato confrontando i valori misurati di accelerazione con il loro valore limite imposto dalla normativa, quando il valore di una delle accelerazioni raggiunge il valore limite, l'indice di qualità corrispondente viene portato al valore 4 e se lo supera viene imposto pari a 5 e viene inviato un allarme che richiede un intervento immediato da parte del macchinista.

4. **Monitoraggio accelerazioni verticali boccola:** questo programma utilizza quattro canali della scheda di input analogico per acquisire il segnale dei quattro accelerometri verticali montati sulle boccole. Queste accelerazioni sono monitorate al fine di valutare diverse tipologie di problematiche del veicolo. Il segnale viene analizzato nel dominio delle frequenze e confrontato con la frequenza di rotolamento della ruota, la presenza nello spettro di frequenza di picchi con ampiezza elevata alla stessa frequenza di rotolamento della ruota indica problemi di spiattellamento e/o poligonalizzazione della ruota; se invece, si rilevano picchi con valore elevato di accelerazione alla stessa frequenza di passaggio del veicolo sulle traversine, allora si invia un segnale di allarme deragliamenti. Infine, le accelerazioni verticali delle 4 boccole sono confrontate tra loro per un periodo di 10 secondi e il valore r.m.s. di accelerazione di ciascuna boccola viene confrontato con la media dei valori di accelerazione r.m.s. misurati sulle altre tre boccole, se il valore di accelerazione misurato su una boccola si discosta dal valore medio delle altre allora il valore dell'indice di qualità relativo a quella boccola viene incrementato fino a raggiungere il valore limite (pari a 5): a questo punto viene generato un segnale di allarme che indica problemi ad una delle sospensioni primarie del veicolo.
5. **Monitoraggio accelerazioni longitudinali in boccola:** questo programma utilizza quattro canali analogici per acquisire i segnali degli accelerometri longitudinali installati sulle quattro boccole. Il programma utilizza queste accelerazioni per diagnosticare eventuali problemi dei cuscinetti montati in boccola, infatti questa direzione risulta poco affetta dalle irregolarità di tracciato che sono più importanti in direzione laterale e verticale. Le accelerazioni longitudinali sono analizzate nel dominio della frequenza e i picchi nell'intervallo di frequenza dei componenti dei cuscinetti (BPFO: frequenza di passaggio delle sfere sulla pista esterna, BPFI: frequenza di passaggio delle sfere sulla pista interna, FTF: frequenza propria del treno, BSF: frequenza di spin delle sfere) sono confrontati con uno spettro di riferimento relativo al cuscinetto in ottimo stato (salvato all'interno del programma). Questo programma può anche essere utilizzato per verificare che il collegamento tra

la boccola e il telaio carrello non presenti problemi, questo controllo può essere effettuato confrontando tra loro i valori r.m.s. di accelerazione tra le boccole come è stato fatto nel programma per il monitoraggio delle accelerazioni verticali in boccola. Tutti gli algoritmi necessari e svolgere i controlli sopra citati richiedono un'opportuna calibrazione, per questo si rende necessario un banco prova su cui poter calibrare gli algoritmi installando cuscinetti con varie tipologie di danneggiamento e, quindi, senza richiedere l'occupazione di linee ferroviarie per effettuare i test.

- 6. Monitoraggio delle accelerazioni laterali e longitudinali in boccola:** questo programma è utilizzato per rilevare problemi di instabilità del veicolo rilevando le accelerazioni laterali in boccola ed elaborandole in accordo con il criterio semplificato proposto nella norma UIC 518. Il programma di monitoraggio in realtà non si limita a monitorare le accelerazioni laterali in boccola, ma valuta anche il caso in cui le accelerazioni laterali e longitudinali si armonizzano sulla frequenza di serpeggio del veicolo, ovviamente per applicare questo controllo deve essere nota la frequenza di serpeggio del veicolo che può essere determinata da un modello numerico dettagliato. [6]

Senza dubbio le potenzialità di un sistema di monitoraggio sono fortemente condizionate dalla qualità degli algoritmi utilizzati per elaborare i segnali acquisiti. Lo sviluppo di tali algoritmi predittivi e diagnostici richiede lunghe attività di ricerca che non possono essere effettuate in linea a causa degli elevati costi dovuti alla messa a punto di un apposito veicolo di prova e dell'occupazione della linea. Per questa ragione, lo sviluppo e la calibrazione di questi algoritmi devono essere effettuate su appositi banchi prova che consentono di testarli in laboratorio, questo garantisce una buona ripetibilità dei risultati e allo stesso tempo riduce notevolmente i costi e i rischi correlati a test in linea.

1.6 Banco prova boccole secondo EN 12082

Come vedremo più avanti, il cuore in questo elaborato si concentra sullo sviluppo di un banco prova nato per testare un sistema di monitoraggio cuscinetti utilizzato in ambito ferroviario per carri merce, l'obiettivo principale è quello di poter calibrare il sistema di monitoraggio utilizzando un banco prova ed evitando di ricorrere a costosi test in linea. Al fine di testare il prototipo del sistema di monitoraggio sviluppato presso il Politecnico di Torino il banco prova viene realizzato in scala reale in modo da ottenere condizione di lavoro il più realistiche possibile.

La costruzione di un banco prova necessario a testare il sistema di monitoraggio cuscinetti si riduce alla realizzazione di quello che viene chiamato *banco prova boccole*. Questo dispositivo è infatti essenzialmente costituito da una boccola ferroviaria in scala reale all'interno della quale sono montati i cuscinetti da monitorare, infine sui cuscinetti è calettata

una porzione di assile che viene posta in rotazione tramite un opportuno sistema motore. Sulla boccia è generalmente applicato un carico che riproduce i carichi in esercizio del componente.

La progettazione e costruzione di un banco prova bocce sono oggi regolamentate dalla normativa UNI EN 12082. Questo standard europeo specifica i principi e i metodi per la progettazione di un banco prova usato per valutare le performance dei cuscinetti in boccia, l'efficacia della lubrificazione, delle tenute e del corpo boccia stesso.

Il documento è diviso in due sezioni: il banco prova e l'ambiente di prova, nella prima parte sono descritte le caratteristiche per prove meccaniche sui componenti, mentre nella seconda sono descritte le particolarità per prove sulla resistenza agli agenti atmosferici.

Vengono specificati inoltre i parametri per i test e i requisiti minimi per veicoli operanti sulle principali linee ferroviarie. È possibile selezionare parametri di prova e requisiti di prestazione per i diversi veicoli in circolazione su altre reti (ad es. ferrovia urbana). Questo standard è stato storicamente sviluppato per applicazioni con bocce esterne alle ruote ma può essere utilizzato per veicoli con altre disposizioni di cuscinetti (ad es. applicazioni entrobordo o ruote singole). Descrive inoltre in dettaglio la prova di impermeabilità, i principi di base e i requisiti minimi per una prova sul campo.

La presente norma europea si applica solo a bocce equipaggiate con cuscinetti volventi e grassi lubrificanti secondo EN 12080 e EN 12081.

La prova quasi statica EN 12082 per i cuscinetti richiede che le prestazioni vengono misurate monitorando la temperatura operativa durante la prova. I valori delle temperature assolute e relative devono rimanere entro certi limiti. Dopo il test, cuscinetti e grasso devono essere esaminati e i risultati documentati.

Per i veicoli ferroviari con un limite di velocità fino a 200 km/h, il banco di prova deve funzionare per una distanza di servizio equivalente di 600000 km. Al di sopra di questa velocità, la distanza di prova viene aumentata a 800000 km. Nel caso di condizioni meno impegnative e per piccole prove di collaudo, si raccomandano distanze più brevi.

Le prestazioni vengono monitorate misurando la temperatura in almeno tre posizioni.

Normalmente, queste misurazioni avvengono sull'anello esterno del cuscinetto da monitorare e nella zona scansionata tipicamente dai sensori ad infrarossi RTB posti lungo il binario, in questo modo è possibile avere un confronto diretto tra le temperature rilevate con sistemi on board e sistemi stazionari lungo binario.

La normativa suggerisce il layout del banco prova. Come si può vedere dalla figura 1.9, il banco dovrebbe essere costituito da un assile sul quale vengono calettati i cuscinetti e quindi le bocce da testare (4), le ruote vengono simulate da altri due cuscinetti di supporto (6) solidali con la struttura di base. Tramite gli attuatori assiali (3) e radiali (5) vengono applicati i carichi direttamente alle bocce, in questo modo si ricrea lo schema di carico dei componenti in condizioni reali. Infine, l'assile è posto in rotazione tramite una trasmissione a cinghia azionata da un motore elettrico (7). Al fine di ricreare condizioni realistiche di

funzionamento vengono aggiunte delle ventole di raffreddamento (2), queste, con l'aiuto di termostati (1), simulano il flusso d'aria che investe il treno durante la marcia.

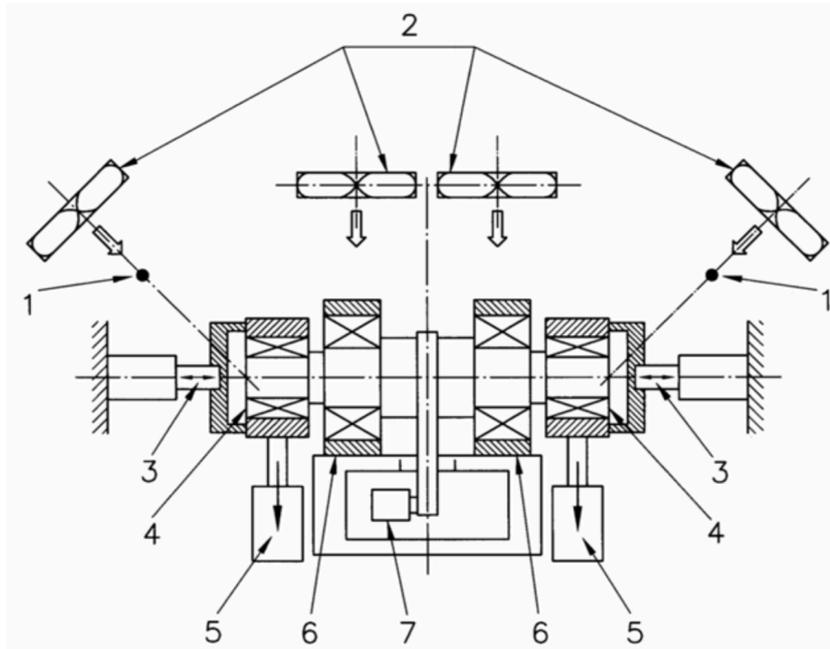


Figura 1.9 – Schema banco prova boccole secondo EN 12082 [10]

Si riporta in figura 1.10 l'esempio di in banco prova boccole realizzato presso gli stabilimenti SKF e conforme ai requisiti EN 12082.



Figura 1.10 – Banco prova boccole SKF [11]

L'obiettivo di questo elaborato, come spiegato in precedenza, è quello di realizzare un banco prova necessario a testare e calibrare gli algoritmi sviluppati per il monitoraggio on board di veicoli ferroviari, dunque, dato che la sua funzione non è quella di certificare boccole o cuscinetti ferroviari, non è necessario rispettare in modo rigoroso quanto descritto dalla normativa che sarà utilizzata solo come riferimento per alcuni criteri di progettazione.

CAPITOLO 2 : Banco prova esistente

Lo scopo della realizzazione di un banco prova è quello di poter testare il sistema di monitoraggio sviluppato presso il Politecnico di Torino utilizzando cuscinetti che presentano diverse tipologie di danneggiamento. Una prima versione del banco è già stata realizzata presso i laboratori di meccanica ferroviaria del Politecnico, essa è sostanzialmente costituita da una boccola in scala 1:1 motorizzata mediante un motore elettrico sincrono trifase (brushless), l'insieme di tutti i componenti è montato su una struttura portante metallica preesistente.

Questa versione del banco non permette di caricare radialmente i cuscinetti che quindi risultano sempre completamente scarichi; il banco è stato concepito per valutare gli algoritmi diagnostici da utilizzare nel sistema di monitoraggio, questi algoritmi sono utilizzati per valutare lo stato del cuscinetto, pertanto il banco è utilizzato per verificare se questi algoritmi sono in grado di rilevare diverse tipologie di anomalie. Per questa attività è evidente che il carico verticale non ha un effetto importante, infatti, i difetti vengono rilevati sullo spettro in frequenza delle accelerazioni misurate sulla boccola, e, le frequenze proprie dei difetti dipendono esclusivamente dalla tipologia di difetto e dalla velocità di rotazione dell'albero.

2.1 Struttura portante

La struttura portante preesistente è composta da profilati metallici saldati tra loro, i profilati vanno a formare due coppie di longheroni a sezione rettangolare cava. Le due coppie di longheroni sono unite tramite due profilati ad H rinforzati con delle nervature inclinate. Nella parte alta dei due longheroni inferiori sono saldate sei coppie di supporti, su ogni supporto sono presenti quattro fori passanti che possono essere utilizzare per fissare i componenti del banco prova (figura 2.1).

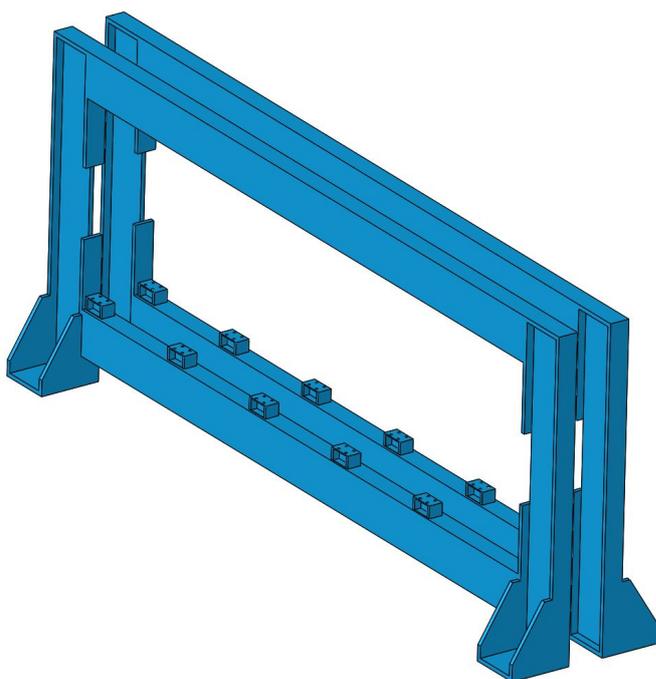


Figura 2.1 – Struttura portante

Tramite opportune piastre di supporto la struttura è in grado di alloggiare la boccola ferroviaria ed il motore, nonché i successivi dispositivi necessari per caricare la boccola. Trattandosi di una struttura preesistente, suscettibile solo a piccole modifiche, fungerà da vicolo di progettazione per l'intero banco prova.

2.2 Il gruppo boccola

La boccola installata nella prima versione del banco prova è una boccola utilizzata per carrelli merci di tipo B18 che monta una coppia di cuscinetti a rulli conici.

Per poter fissare la boccola sulla struttura portante è stato studiato un sistema composto da una piastra rettangolare che viene fissata tramite bulloni ai fori presenti sui supporti preesistenti della struttura portante, alla piastra sono fissati due tiranti cilindrici che fungono da supporto per la boccola. La boccola è quindi installata capovolta rispetto a quando è montata su un carrello reale, inoltre il lato che è rivolto sulla piastra di fissaggio è stato opportunamente lavorato al fine di garantire un corretto appoggio. Il collegamento tra boccola e tiranti avviene attraverso due distanziali sagomati che seguendo il profilo di forma della boccola permettono un corretto posizionamento dei dadi di fissaggio (figura 2.2). La forma del profilo della boccola può variare in base alle tolleranze di lavorazione, per questo il profilo del distanziale sagomato deve essere rettificato in opera per un corretto posizionamento.

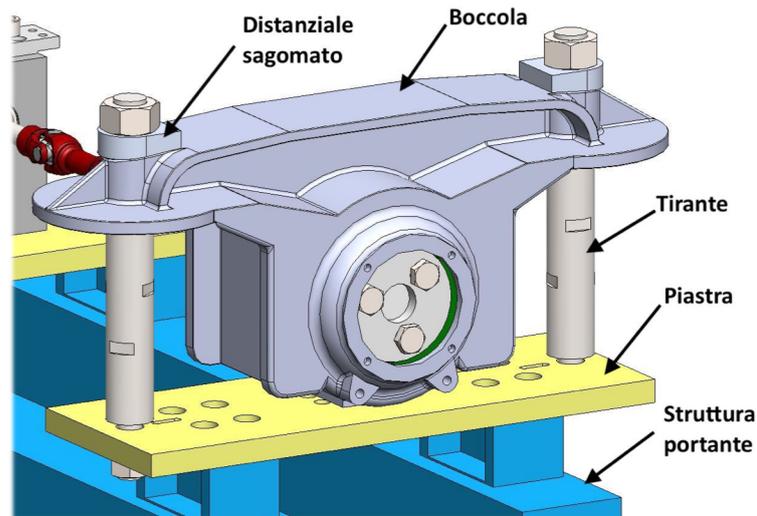


Figura 2.2 – Gruppo boccola (questa potrei cambiarla e mettere il CAD)

Al fine di ridurre i pesi e gli ingombri del banco prova, è stato mantenuto in scala reale solamente la porzione di assile che si accoppia con i cuscinetti. L'assile è posto in rotazione tramite un albero opportunamente realizzato che lo collega al gruppo motore, il collegamento tra assile e albero di trasmissione avviene tramite un apposito giunto flangiato che permette la trasmissione della coppia.

In figura 2.3 si riporta il disegno del giunto dove si può notare la parte flangiata che, tramite 8 viti, permette di collegare il giunto all'assile, inoltre è presente una porzione cilindrica cava che permette l'innesto dell'albero di trasmissione; in questo caso la trasmissione della coppia è garantita da una linguetta, mentre il bloccaggio assiale dell'albero è garantito da due grani disposti a 45° che insistono sull'albero più piccolo bloccandolo rispetto al giunto.



Figura 2.3 – Giunto flangiato

2.3 Il gruppo motore

L'albero di trasmissione non è direttamente collegato al motore, infatti, si innesta su un giunto elastico a soffietto che è a sua volta collegato al torsionometro (figura 2.4). Le caratteristiche tecniche del giunto a soffietto sono riportate in Appendice A.

Il giunto elastico permette una certa mobilità dell'albero rispetto al motore, questo è fondamentale per recuperare i disallineamenti dovuti al montaggio e agli errori di parallelismo e posizione tra le diverse coppie di supporti della struttura portante, inoltre, garantisce una buona flessibilità al sistema anche in caso di picchi di coppia.

Il gruppo motore è fissato alla struttura portante tramite una piastra di fissaggio uguale a quella utilizzata per fissare la boccia. Il motore è un sincrone trifase brushless ACM BRL 220 6 (tabella 2.1)

Tabella 2.1 – Dati tecnici motore ACM BRL 220 6

Motore ACM BRL 220 6		
Coppia nominale [Nm]	C_n	120
Coppia di picco [Nm]	C_{max}	360
Inerzia rotorica [gm²]	I_R	33
Numero poli	N	6
Alimentazione [V]		220x3
Velocità nominale [rpm]	ω_n	2000
Corrente di stallo [A]	i_{st}	50
Corrente di picco [A]	i_{pk}	150

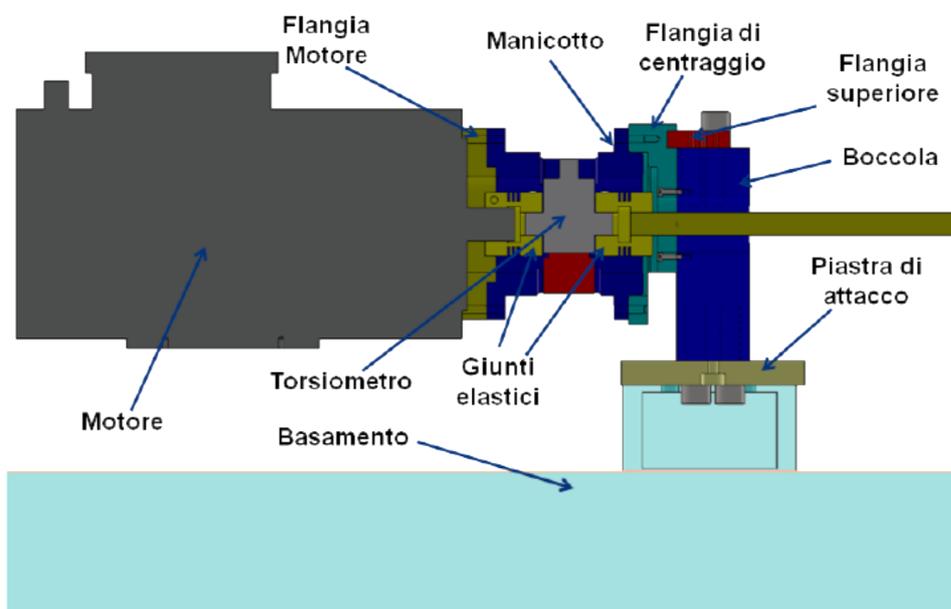


Figura 2.4 – Gruppo motore originario

Il motore è montato a sbalzo ed è interamente sorretto da un'opportuna boccola, (figura 2.4). Il carico verticale del motore viene scaricato per mezzo della flangia superiore tramite due bulloni M20; il sistema di centraggio tra asse motore e foro boccola è costituito dalla flangia di centraggio che si accoppia con precisione sulla boccola e trasmette il carico alla flangia superiore. Questa presenta due fori laterali simmetrici per poter accedere, mediante chiave a brugola, al giunto interno.

Il collegamento tra motore e flangia di centraggio avviene tramite un manicotto che ospita al suo interno il torsionometro e i giunti elastici, sulla parte superiore del manicotto è presente uno scasso che permette di accedere ai giunti e di far uscire il connettore elettrico del torsionometro. Infine, la flangia motore trasmette il carico del motore sul manicotto che presenta 8 fori M10 ripartiti sulle 4 facce, questo permette un altro possibile attacco per supportare il motore diversamente nel caso lo si impieghi in altre applicazioni.

Il motore è controllato mediante un azionamento fornito da *Control Techniques* che permette di controllarlo in coppia o in velocità

2.4 Criticità e ottimizzazione del banco

Il banco prova realizzato è risultato funzionante ed è stato possibile testare in parte i sistemi di monitoraggio, tuttavia si sono osservate alcune criticità, prima tra tutte è stata la rottura imprevista e anticipata del giunto elastico montato tra torsionometro e albero di trasmissione. Si è riscontrato che la rottura anticipata è dovuta ad un eccessivo disallineamento tra l'asse motore e l'asse dell'albero di trasmissione. Questo disallineamento non è dovuto ad un errato montaggio dei componenti del banco, ma risulta dall'errore di posizione relativa tra le coppie di supporti della struttura portante, questo significa che la piastra di fissaggio del motore e quella della boccola non sono perfettamente parallele e allineate.

Il secondo grande problema di questo banco prova è l'impossibilità di applicare un carico radiale ai cuscinetti. L'applicazione del carico può non essere necessaria per rilevare determinati danneggiamenti, ma diventa indispensabile se si vogliono sviluppare algoritmi di monitoraggio della temperatura di boccole e cuscinetti, infatti il riscaldamento di questi componenti è fondamentalmente dovuto all'attrito che il cuscinetto genera durante il suo funzionamento e, perciò, dalle condizioni di carico e ad eventuali danneggiamenti del cuscinetto stesso.

2.4.1 Giunto cardanico

Per correggere il problema del disallineamento si è deciso di dividere l'albero di trasmissione in due pezzi e interporre tra le due parti un giunto omocinetico per il recupero dei disallineamenti.

Il giunto omocinetico più semplice è il giunto doppio cardanico (o di Hooke). Giunti di questo tipo sono ampiamente disponibili in commercio, catalogati in base ai diametri degli alberi da

raccordare e ad altre specifiche come l'allungamento massimo ottenibile e la massima coppia trasmissibile. Il componente scelto per l'aggiornamento del banco prova è un giunto cardanico preso dal catalogo WilliElbe [12] con codice identificativo WilliElbe 04.065.120 versione 120, si riporta in figura 2.5 il disegno e le caratteristiche tecniche del giunto.

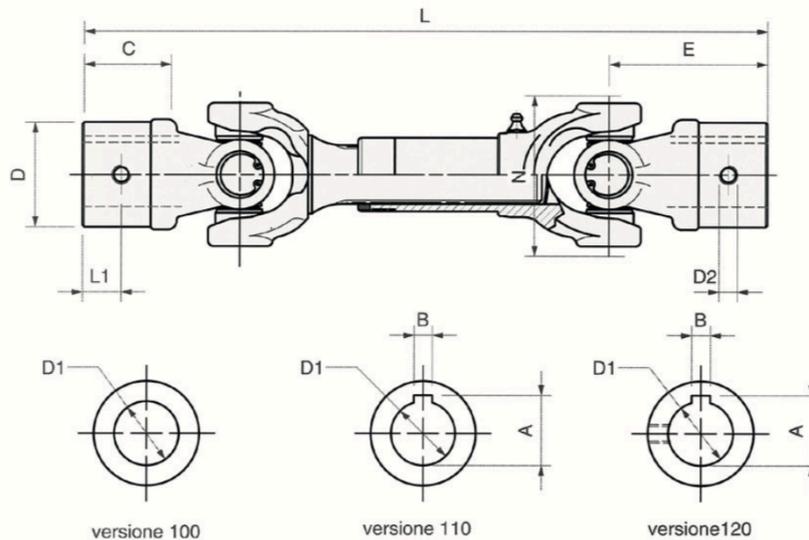


Figura 2.5 – Giunto cardanico utilizzato nel banco

Tabella 2.2 – Caratteristiche giunto cardanico WilliElbe 04.065.120

Codice	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	D1 [mm]	D2 [mm]	L1 [mm]	E [mm]	L [mm]	ALL. [mm]	N [mm]	Mt [Nm]	β	G [kg]
04.065.120	28,2	8	33	40	25	M8	15	60	271	25	62	250	35°	1,8

2.4.2 Coppia di cuscinetti

Come si nota in figura 2.6 la parte di albero di trasmissione sul lato boccola è posizionata e sostenuta dal collegamento con il giunto flangiato, perciò risulta allineata alla porzione di assile e quindi all'asse della boccola. Invece, la parte sul lato motore non risulta allineata con l'asse motore e non è vincolata in alcun modo se non attraverso i giunti elastici. Per risolvere questo problema si è optato per l'installazione di due cuscinetti calettati sull'albero di trasmissione e inseriti all'interno del corpo boccola motore, questa soluzione permette di vincolare rigidamente l'albero e lasciare libera solo la rotazione intorno al proprio asse; inoltre, in questo modo l'albero è collineare con l'asse motore a meno di piccoli errori di montaggio e geometria. Il movimento assiale relativo tra albero di trasmissione e la coppia di cuscinetti viene eliminato da un lato con uno spallamento realizzato sull'albero e dall'altro con un anello elastico.

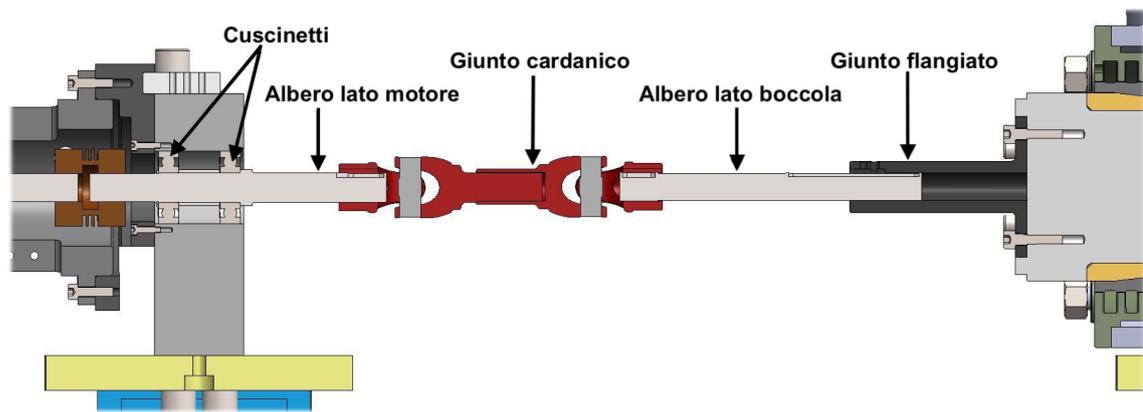


Figura 2.6 – Linea di trasmissione del banco prova esistente

Per realizzare questa soluzione è stato necessario allargare il foro passante della boccola motore da una misura del diametro pari a 55 mm ad una pari a 62 mm. La nuova dimensione del foro è ovviamente vincolata dalla dimensione dei cuscinetti e per questo sono state prescritte opportune tolleranze di lavorazione e finitura superficiale necessarie per l'accoppiamento con il cuscinetto.

I cuscinetti utilizzati sono di tipo a sfere SKF 6305, si riporta in Appendice A la scheda estratta da catalogo.

L'adozione di questa soluzione, come anticipato, permette di allineare l'albero di trasmissione con l'asse motore con il beneficio che i giunti elastici dovranno correggere solamente piccoli disallineamenti dovuti ad eventuali deformazioni, errori di montaggio ed errori di costruzione. Almeno in questa fase non è richiesto un calcolo della durata dei cuscinetti in quanto non sono applicati carichi esterni che gravano sugli stessi, gli unici carichi sono dovuti al peso dell'albero di trasmissione, alla forza generata da un eventuale recupero dei disallineamenti da parte del giunto elastico e dalle forze generate dai disallineamenti del cardano; queste forze dipendono dai disallineamenti e dalla coppia trasmessa che essendo di lieve entità non genera carichi significativi sui cuscinetti.

La versione così realizzata del banco è funzionale e affidabile e permette di effettuare alcuni test sui nuovi dispositivi di monitoraggio installati nel coperchio della boccola.

Si riporta in figura 2.7 il modello CAD del banco prova esistente.

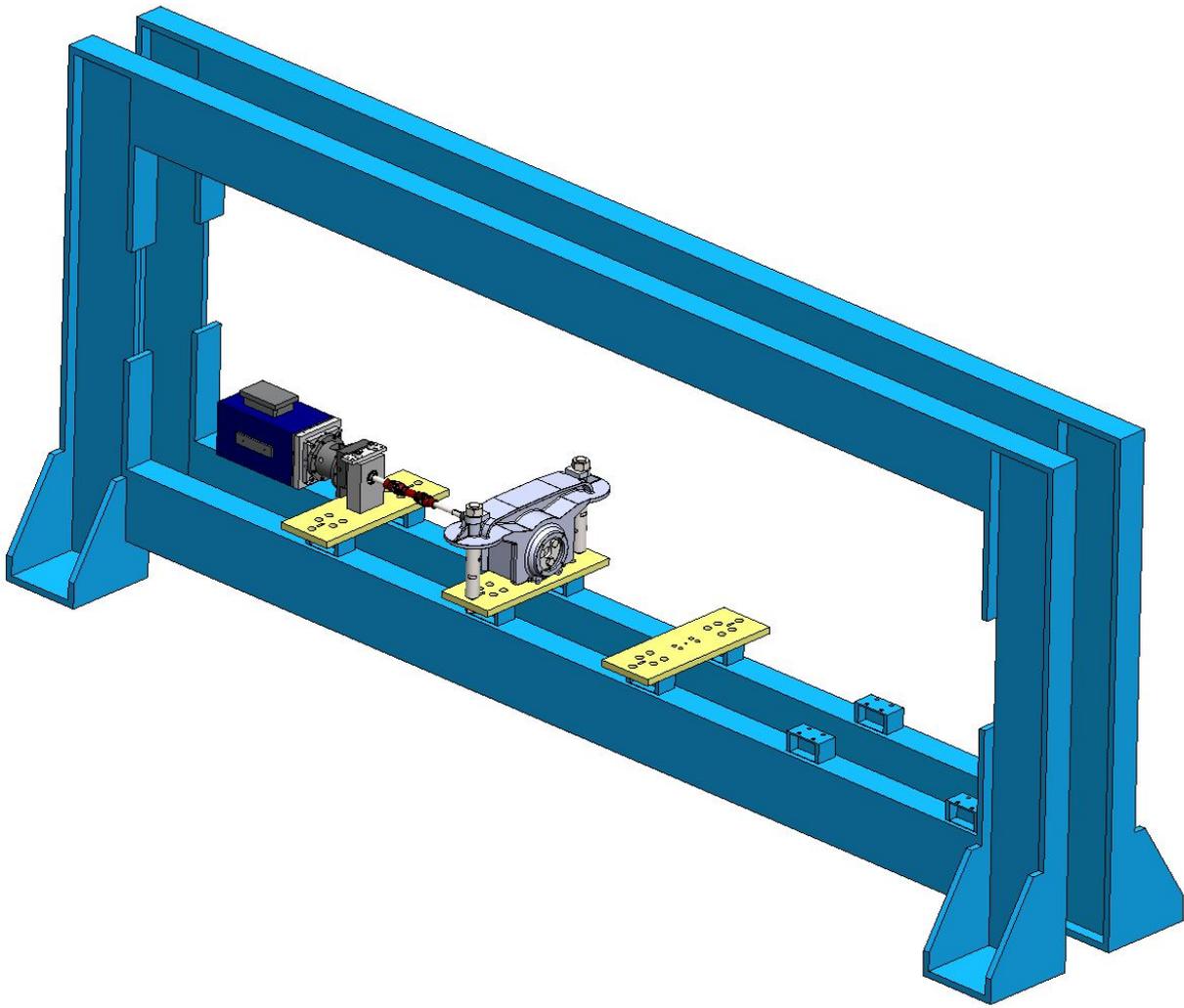


Figura 2.7 – Banco prova esistente

CAPITOLO 3 : Progetto definitivo

La necessità di generare algoritmi sempre più sofisticati per il monitoraggio dei cuscinetti e per testare i nuovi algoritmi per il controllo termico di boccole e cuscinetti ha portato il bisogno di riprogettare il banco prova in modo da riprodurre condizioni di lavoro più realistiche applicando carichi radiali.

Come visto nel Capitolo 1.6, attualmente la normativa descrive quali devono essere le caratteristiche costruttive, di progettazione e utilizzo dei banchi prova per boccole ferroviarie. Tuttavia, nel nostro caso il banco prova viene utilizzato per ottimizzare gli algoritmi di monitoraggio, quindi non è necessario attenersi rigorosamente alla normativa EN 12082 per la sua progettazione. Nel nostro caso si è deciso di continuare a sfruttare la struttura portante già utilizzata nella vecchia versione, inoltre il gruppo motore realizzato si è rilevato funzionale e affidabile, si è deciso quindi di riconfigurare il banco senza modificare l'attuale gruppo motore e di lasciare intatto anche il sistema di trasmissione realizzato tra motore e assile.

3.1 Configurazione e layout

La EN 12082 suggerisce di realizzare un banco con configurazione simmetrica a quattro boccole, due per ogni lato. Le due boccole più esterne, sulle quali applicare il carico, sono delle boccole ferroviarie in cui installare i coperchi strumentati per eseguire le prove; le boccole interne invece fungono da sostegno per l'assile e simulano il comportamento delle ruote; l'assile viene posto in rotazione utilizzando una trasmissione a cinghia azionata da un motore posto lateralmente, lo schema di carico in questa configurazione (figura 3.1) risulta essere molto simile a quello reale, dove F indica la forza applicata alle due boccole ferroviarie mentre R rappresenta le reazioni vincolari delle due boccole di supporto.

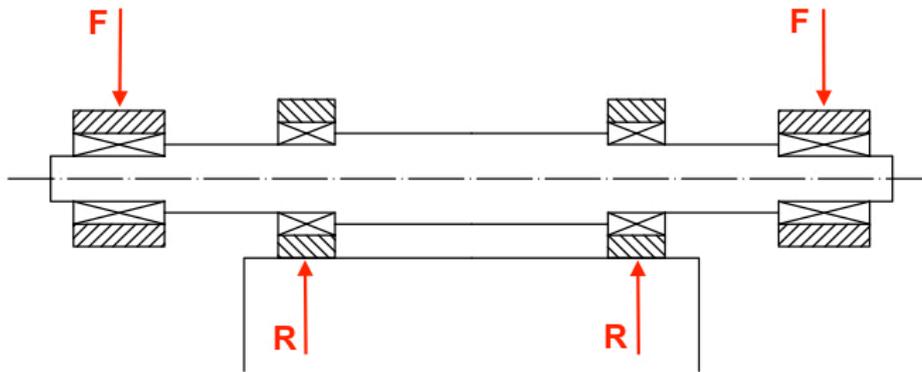


Figura 3.1 – Schema di carico secondo EN 12082

Nel nostro caso il layout è condizionato dalla geometria della struttura portante già utilizzata per la vecchia versione del banco prova. Nella configurazione scelta (figura 3.2) il gruppo motore (4) è posto in asse con l'assile e la trasmissione del moto avviene attraverso un albero (6) che collega il motore all'assile. Come spiegato in precedenza l'albero di trasmissione è diviso in due parti tra le quali è interposto un giunto cardanico per il recupero dei disallineamenti.

Per la costruzione del nuovo banco prova si è optato per una configurazione a tre boccole, due laterali di tipo ferroviario e una boccola industriale centrale. La boccola (1) è quella in cui andrà installato il coperchio strumentato per effettuare le prove, di conseguenza dovrà alloggiare il cuscinetto danneggiato da monitorare. La boccola (2) è una boccola ferroviaria che però funge solamente da sostegno per l'assile, infatti il suo coperchio anteriore dovrà essere modificato per permettere il passaggio dell'albero di trasmissione, questa condizione non permette di installare il coperchio strumentato; queste due boccole sono vincolate alla struttura portante con una piastra e due tiranti per ognuna, proprio come avveniva nella vecchia versione del banco prova. Infine la boccola (3), in posizione centrale, è sostanzialmente un supporto industriale all'interno del quale è alloggiato un cuscinetto, la funzione principale di questo componente è quello di applicare il carico desiderato alla boccola da monitorare, deve essere quindi vincolato all'assile ma non vincolato saldamente alla struttura portante in modo da poter imporre uno spostamento radiale e quindi un carico radiale all'assile e ai cuscinetti delle due boccole ferroviarie, la forza radiale viene applicata tramite un opportuno dispositivo di carico (5).

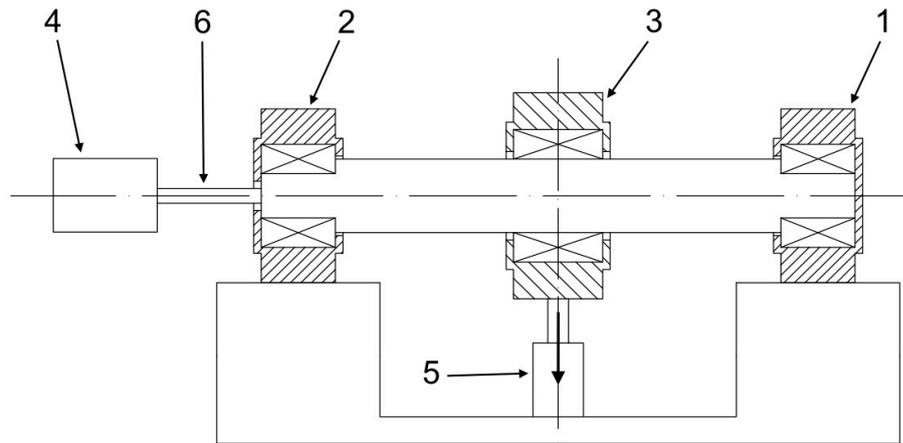


Figura 3.2 – Configurazione del nuovo banco prova

Le due boccole ferroviarie sono montate alla stessa distanza da quella centrale quindi ognuna riceve lo stesso carico pari alla metà del carico applicato alla boccola centrale. Lo schema di carico risultante dalla seguente configurazione è mostrato in figura 3.3.

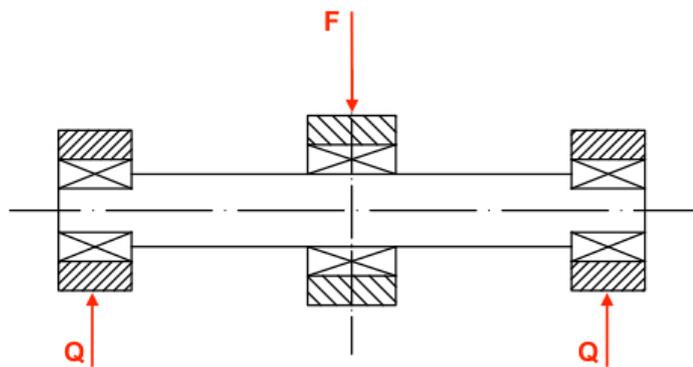


Figura 3.3 – Schema di carico configurazione a tre boccole

3.2 Analisi dei carichi

L'analisi dei carichi è fondamentale per capire quale deve essere il corretto carico F da applicare alla boccola centrale al fine di ricreare le condizioni di lavoro reali.

La massa autorizzata per asse non è perfettamente rappresentativa del carico applicato in opera sulle boccole, infatti bisogna tener conto del carico dovuto masse non sospese, cioè quelle masse il cui carico non grava sulle boccole ma viene scaricato direttamente sui binari. Per capire quale deve essere l'esatto carico da applicare alla boccola centrale del banco prova al fine di ricreare le condizioni di carico reali bisogna partire dal carico autorizzato per asse ed eliminare i carichi dovuti alle masse non sospese, si ottiene in questo modo il carico statico gravante in opera sulle boccole. Tuttavia, questo non corrisponde ancora all'effettivo carico da applicare, infatti, le due boccole ferroviarie del banco prova non sono mai completamente scariche ma su di esse agisce costantemente il peso dell'assile, della boccola centrale e dei

componenti collegati ad essa; questo significa che per calcolare la corretta forza da applicare alla boccola centrale bisogna sottrarre anche questi carichi che agiscono continuamente sulle due boccole ferroviarie.

Si prosegue con l'analisi dei carichi:

Carico masse non sospese

Il totale delle masse non sospese in opera è dato da:

- Massa dell'assile
- Masse delle ruote
- Massa dei duchi freno
- Massa boccole

Carico agente sulle boccole in opera

Il carico agente sulle boccole può essere ricavato sottraendo il carico delle masse non sospese a quello autorizzato per assile.

$$Q = \frac{P - M_{ns}}{2} \quad (3.1)$$

Dove:

- P : carico autorizzato per asse (tabella 1.1)
- Q : carico agente in opera su ognuna delle due boccole dell'assile;
- M_{ns} : carico dovuto alle masse non sospese.

Carico da applicare sulla boccola centrale del banco prova

A questo punto per poter ricavare l'esatta forza da applicare alla boccola centrale del banco prova bisogna sottrarre al carico agente sulle due boccole in opera il carico dovuto al peso dei componenti che si scarica già sulle due boccole laterali del banco prova.

$$F = 2Q - M_{tot} \quad (3.2)$$

Dove:

- F : forza da applicare alla boccola centrale;
- M_{tot} : carico dovuto al peso dell'albero centrale del banco prova, della boccola centrale e dei componenti associati (piastrine, tiranti, etc.);

È importante notare come la forza da applicare alla boccola centrale sia pari a circa il doppio del carico agente sulle due boccole laterali. Le due boccole ferroviarie montate lateralmente

sono delle Y25L e possono sopportare un carico massimo pari a **22,5 tonnellate**, di conseguenza la boccola centrale e i cuscinetti al suo interno dovrebbero essere in grado di lavorare con un carico almeno pari a 45 tonnellate, risulta subito evidente che non può essere utilizzata una terza boccola identica a quelle laterali.

Il carico M_{tot} dipende dalla configurazione e dai componenti del banco prova che non sono ancora stati scelti e/o dimensionati, quindi a questo punto dell'elaborato non è ancora possibile calcolare il valore esatto della forza da applicare; l'intero sviluppo del seguente capitolo è di tipo iterativo in quanto la dimensione e quindi il peso dei componenti dipende dalla massa dei componenti stessi.

Come si vedrà in seguito la strategia di progetto è stata quella partire dal carico agente sulle boccole in opera Q (che è possibile calcolare perché dipende da componenti esistenti) ed effettuare un dimensionamento preliminare dei componenti, a questo punto è stato possibile calcolare un primo valore del carico da applicare sulla boccola centrale del banco prova e quindi eseguire un dimensionamento più accurato dei componenti. Il seguente diagramma riporta la sequenza di calcolo per il dimensionamento dei componenti del banco prova.

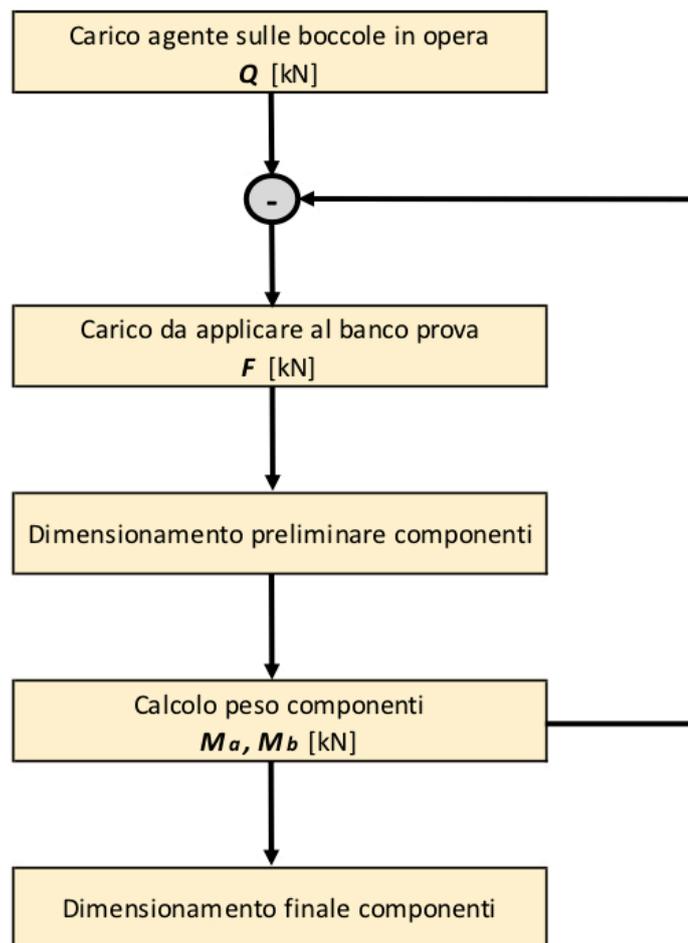


Figura 3.4 – Processo iterativo per il dimensionamento del banco prova

I valori numerici dei pesi e dei carichi saranno calcolati durante le varie fasi del dimensionamento sviluppate nei capitoli successivi.

3.3 La boccola centrale

Lo scopo principale della boccola centrale, come visto in precedenza, è quello di applicare il carico desiderato all'assile del banco prova e quindi alle due boccole ferroviarie disposte lateralmente. Il carico massimo che questa boccola deve essere in grado di sopportare è circa pari al doppio della forza agente in opera sulla singola boccola ferroviaria. Data la complessità nel realizzare una boccola centrale di tale portata e dimensioni, sono state studiate diverse soluzioni partendo da componenti già esistenti.

3.3.1 Boccola ferroviaria SKF 432856-101

Inizialmente è stata valutata l'installazione di una ulteriore boccola ferroviaria ma di tipologia diversa da quella su cui effettuare le prove. L'idea di utilizzare una boccola ferroviaria già esistente risiede nel fatto che questo tipo di componente è ampiamente testato in laboratorio e in opera, per questo risulta affidabile, funzionale ed economico. Tuttavia, bisogna considerare che questo componente deve essere in grado di sopportare un carico molto alto pari a circa il doppio del carico agente sulle due boccole Y25 montate lateralmente.

La boccola ferroviaria preliminarmente scelta è una SKF 432856-101, di cui si riporta la tavola tecnica in figura 3.5.

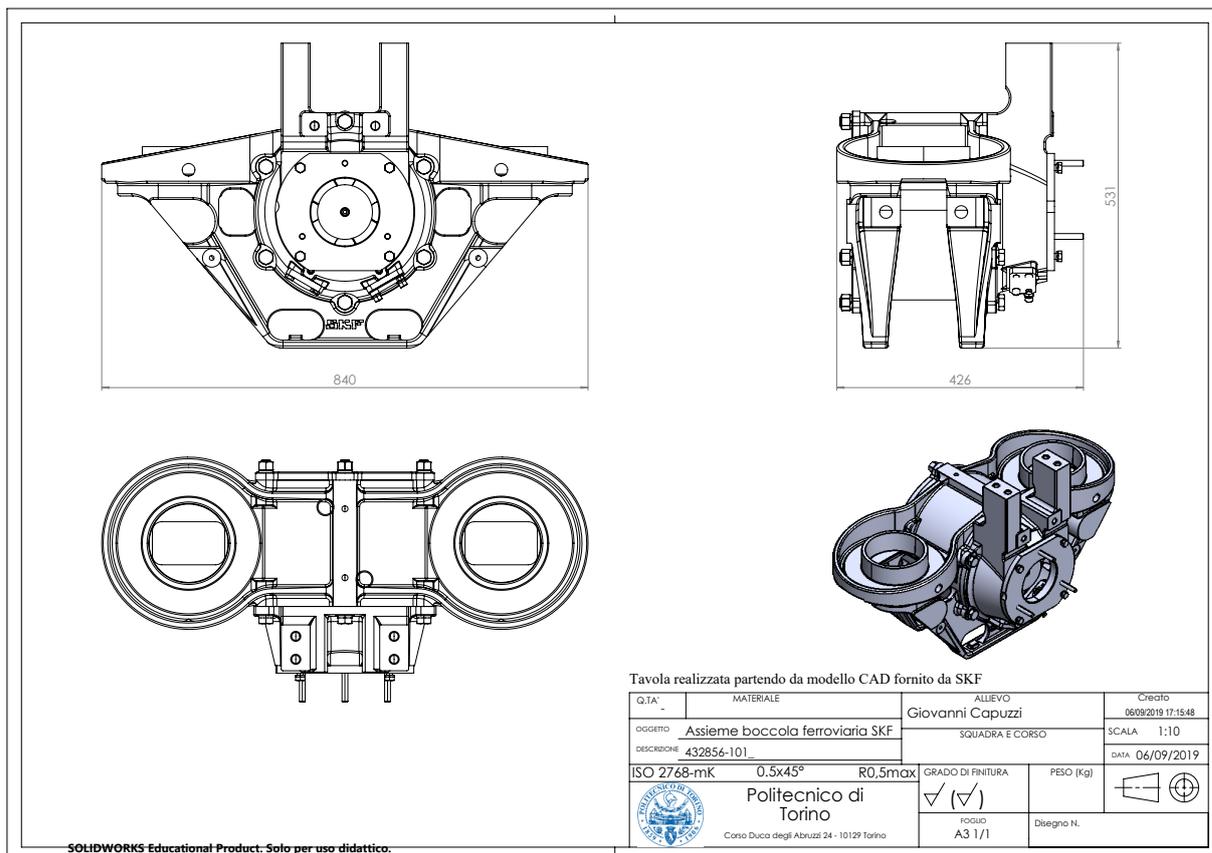


Figura 3.5 – Boccola ferroviaria SKF 432856 – 101

Il complessivo proposto è utilizzato in diverse applicazioni ferroviarie, in particolare è installata su motrici ferroviarie o carrelli motore ed è sviluppata dalla divisione Railway di SKF.

Per l'installazione di questa boccola è necessario realizzare un apposito assile che permette di alloggiare il cuscinetto interno e che sia compatibile con la configurazione ed il layout studiati nel Capitolo 3.1.

Il componente SKF proposto è una boccola di estremità cioè montata esternamente alle ruote, questo significa che su uno dei due lati è installato un coperchio chiuso che non permette il passaggio dell'assile, per una corretta istallazione sul banco prova tale coperchio può essere rimosso (figura 3.6), questa soluzione non compromette il funzionamento della boccola in quanto il coperchio non ha funzioni strutturali e il cuscinetto montato all'interno presenta delle guarnizioni proprie che ne evitano la contaminazione.

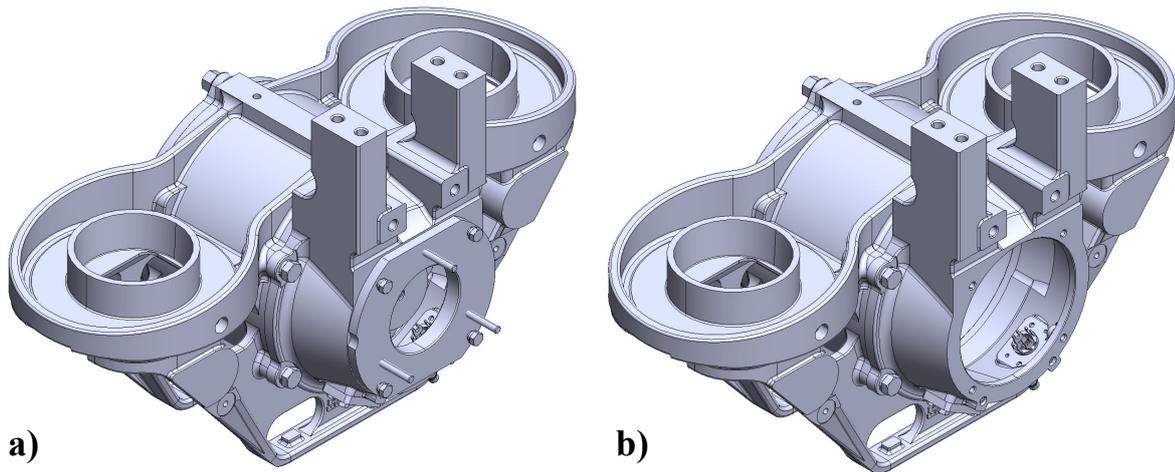


Figura 3.6 – Boccola ferroviaria SKF con coperchio d'estremità (a) e senza coperchio d'estremità (b)

Un altro punto su cui concentrare l'attenzione è il sistema di carico della boccola, quando il componente è in opera il carico delle masse sospese viene trasmesso attraverso un sistema di sospensioni a molla, la forza si scarica dunque sui due piattelli nelle ali della boccola (figura 3.7)

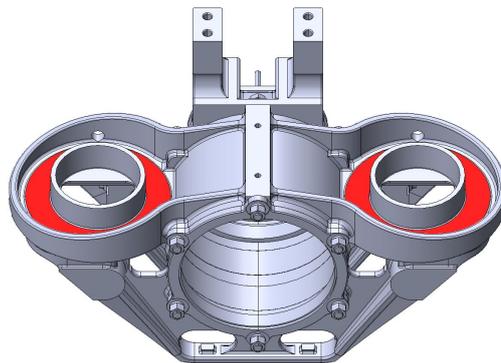


Figura 3.7 – Aree di applicazione del carico sulla boccola (rosso)

Il sistema di carico preliminarmente studiato è composto da due tiranti opportunamente dimensionati che applicano una forza puramente radiale sui due piattelli della boccola, questa soluzione la carica in modo analogo a quanto fatto per il componente in opera.

L'ultimo passo è verificare se la boccola scelta sia in grado di sopportare il carico radiale che si desidera applicare al banco prova. Come spiegato nel capitolo che riguarda l'analisi dei carichi, il dimensionamento preliminare viene svolto utilizzando il carico autorizzato per asse, ricordando la relazione (3.2) e trascurando il peso dell'albero e della boccola centrale del banco prova, ne risulta che la forza F da applicare può essere assunta come:

$$F = 2Q \quad (3.3)$$

Si assume un valore delle masse non sospese (assile + ruote + boccole Y25) pari a 1 tonnellata. Considerando l'accelerazione di gravità g pari a $9,81 \text{ m/s}^2$, il carico dovuto alle masse non sospese può essere valutato come:

$$M_{ns} = 1 \cdot 1000 \cdot g$$

Si ottiene:

$$M_{ns} = 9810 \text{ N}$$

Secondo la tabella 1.1 si prevede che le due boccole Y25 (carri merce) debbano essere testate per un carico massimo per asse pari a 22,5 ton., ne segue che:

$$P = 22,5 \cdot 9,81 = 220,7 \text{ kN}$$

Da cui, unendo le relazioni (3.1) e (3.3) è possibile calcolare la forza F

$$F = 2Q = P - M_{ns} \quad (3.4)$$

pari a:

$$F = 210,9 \text{ kN}$$

Resta ora da verificare se la boccia SKF 432856 – 101 sia effettivamente in grado di lavorare sul banco prova con un carico radiale di tale entità, bisogna quindi capire qual è il carico massimo che tale componente è in grado di sopportare.

Come riportato in tabella 1.1 la massa autorizzata per asse sulle moderne linee ferroviarie è al massimo di 22,5 tonnellate, quindi, ognuna delle due boccole montate sull'assile dovrebbe essere in grado di sopportare un carico statico almeno di circa 11,25 tonnellate, corrispondenti a 110,4 kN. Questo significa che qualunque boccia ferroviaria presente sul mercato è progettata per un carico massimo di circa 110,4 kN. Nel nostro caso è richiesto un carico agente sulla boccia centrale pari a 210,9 kN, di gran lunga superiore al valore per cui la boccia è stata progettata; tuttavia, bisogna considerare che si sta svolgendo la progettazione di un banco prova da laboratorio dove le condizioni di lavoro sono ben diverse da quelle reali, in particolare vanno considerate le seguenti condizioni migliorative:

- Assenza di carichi dinamici dovuti alle irregolarità del tracciato;
- Supervisione e controllo costante dell'usura e dello stato dei componenti del banco prova;
- Assenza di carichi assiali: il banco prova è stato concepito per l'applicazione di carichi puramente radiali;
- Condizioni di lavoro controllate e con cicli programmati;
- Assenza di agenti atmosferici;

- Brevi durate di funzionamento del banco prova rispetto alle durate dei reali componenti ferroviari.

Tenendo conto di queste condizioni è possibile che componenti progettati per carichi nominali di circa 110,4 kN possano essere installati sul banco prova e fatti funzionare con carichi molto maggiori (sono richiesti circa 210,9 kN). È necessario quindi conoscere l'effettivo carico che la boccola in questione è in grado di sopportare nelle condizioni di laboratorio sopra citate.

3.3.1.1 Simulazione FEM del componente

Al fine di individuare l'effettivo carico critico statico che la boccola può sopportare si è deciso di svolgere una simulazione FEM del componente.

Una descrizione più approfondita dell'analisi agli elementi finiti sarà trattata nei capitoli successivi.

Per poter svolgere la simulazione è necessario possedere un modello CAD del componente, in questo caso il modello CAD 3D completo è stato gentilmente fornito dagli stabilimenti francesi SKF in cui la boccola è prodotta.

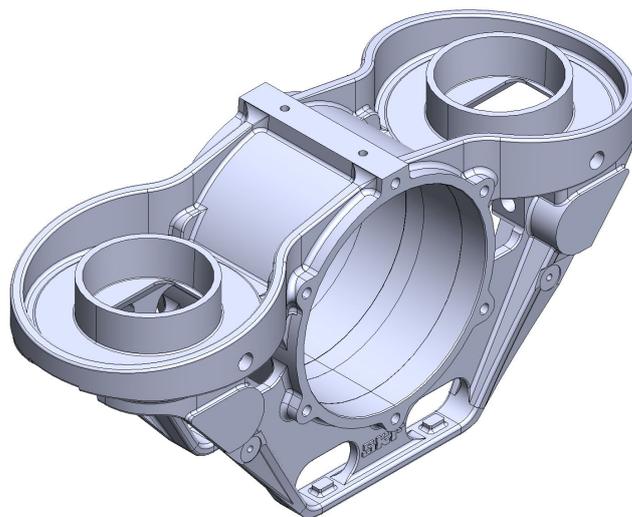


Figura 3.8 – Modello CAD del corpo boccola usato nella simulazione

Il copro e i coperchi delle boccole ferroviarie sono generalmente fabbricati come pezzi fusi. A seconda dell'applicazione e delle specifiche del cliente è possibile utilizzare diversi materiali. Per il corpo boccola viene utilizzata principalmente la ghisa sferoidale GJS-400-18 LT che presenta una struttura ferritica ottenuta con trattamenti termici. Il vantaggio principale è la grande flessibilità ed elasticità date dalle numerose inclusioni di grafite nodulare. Si riportano in tabella 3.1 le principali caratteristiche meccaniche della ghisa utilizzata in ambito ferroviario.

Tabella 3.1 – Caratteristiche meccaniche ghisa GJS-400-18 LT

Standard	EN 1563	
Tensione di rottura	R_m	400 MPa
Tensione di snervamento	R_{p02}	240 MPa
Durezza	HB	140 - 200
Modulo di elasticità	E	169000 MPa
Densità	ρ	7100 kg/m ³
Modulo di Poisson	ν	0,275
Allungamento a rottura	$A\%$	18 %

Di seguito sono riportati i soli risultati della simulazione, le fasi di preparazione del modello, svolgimento della simulazione e utilizzo del software FEM saranno approfondite nel Capitolo 4.

Nelle seguenti figure viene mostrata solo una metà del componente in quanto nell'analisi è stata sfruttata la simmetria della boccola per ridurre il carico computazionale.

Vincolando opportunamente il componente e applicando la forza F precedentemente calcolata, pari a 210,9 kN, si ottengono i risultati riportati in tabella 3.2.

Tabella 3.2 – Principali risultati della simulazione FEM della boccola SKF 432856 – 101

Grandezza	Simbolo	Valore
Spostamento massimo	δ_{max} [mm]	0,481
Tensione equivalente massima	σ_{max} [MPa]	124,0
Coefficiente di sicurezza	CS_{min}	1,93

Lo spostamento massimo (*Total Deformation*) si genera nei punti di massima deformazione che in questo caso sono situati sulle due estremità dei piattelli sui quali è applicato il carico (figura 3.9). In questa zona lo spostamento è prevalentemente verticale e si ottengono valori particolarmente elevati che potrebbero compromettere il corretto funzionamento del banco prova.

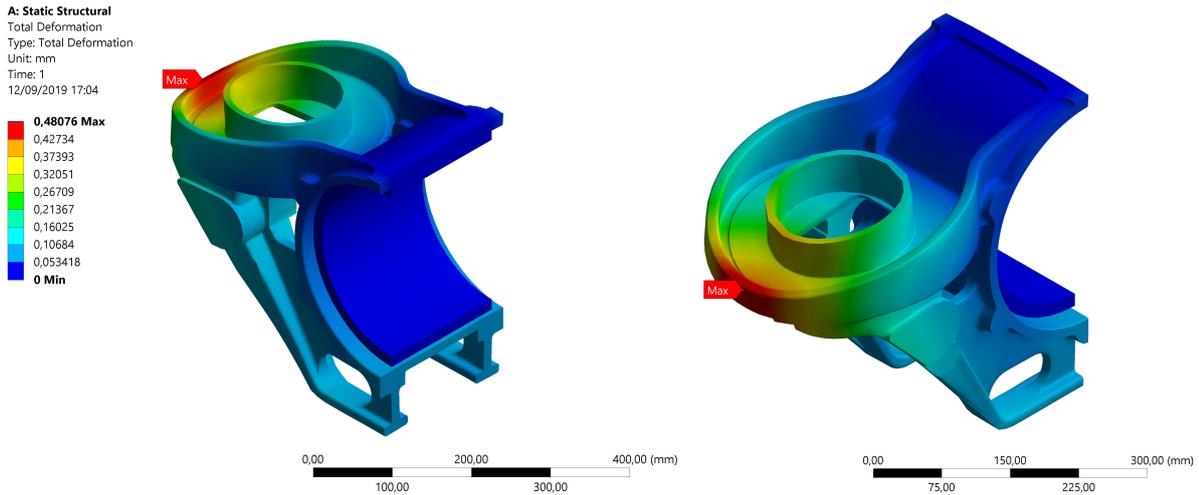


Figura 3.9 – Risultato FEM: Spostamenti boccola SKF 432856 – 101. (Def. x70)

Nella zona in cui si ha lo spostamento massimo si hanno anche elevate sollecitazioni, infatti la tensione che si genera in questo punto è particolarmente elevata e pari a 124,0 MPa. La zona in questione è soggetta ad elevate tensioni circonferenziali generate dallo “stiramento” della parete esterna del piattello (figura 3.10). Altre zone in cui le tensioni raggiungono valori elevati sono locate nella parte inferiore della boccola in corrispondenza delle nervature di rinforzo.

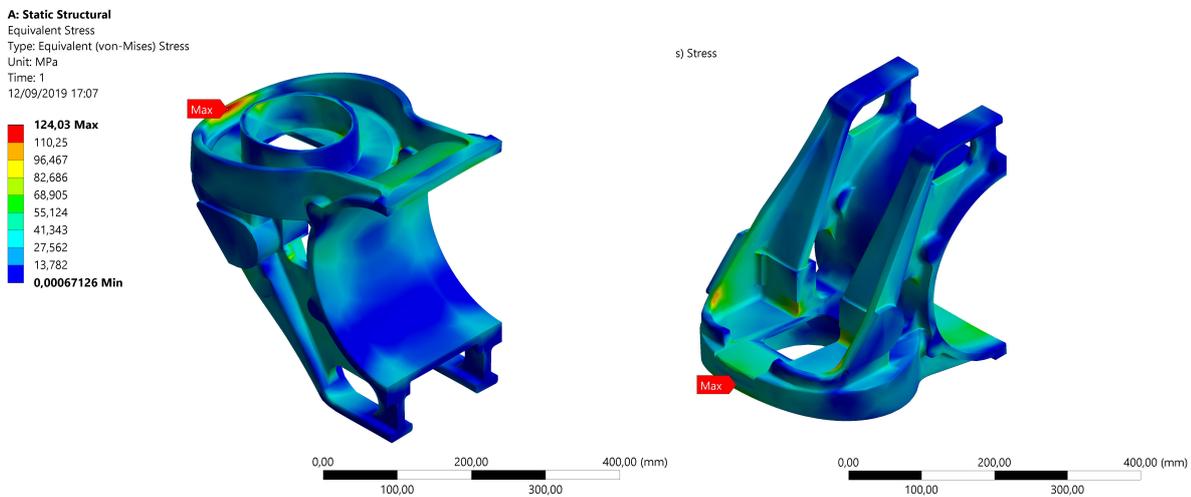


Figura 3.10 – Risultato FEM: Tensioni generate nella boccola SKF 432856 – 101. (Def. x70)

Confrontando le tensioni massime che si sviluppano nel componente con le tensioni di rottura e snervamento del materiale (tabella 3.1), si nota che le prime sono troppo elevate e non si hanno né margini di sicurezza, né possibilità che la boccola possa resistere ai carichi imposti, infatti il coefficiente di sicurezza minimo richiesto per questo tipo di applicazione, anche in condizioni migliorative, è pari a 3 mentre il valore minimo che si ottiene dalla simulazione è 1,93. Dalla figura 3.11 è possibile notare come in più zone del componente il coefficiente di

sicurezza statico sia minore del valore minimo richiesto, infatti le zone tendenti al rosso sono tutte aree eccessivamente critiche dal punto di vista strutturale.

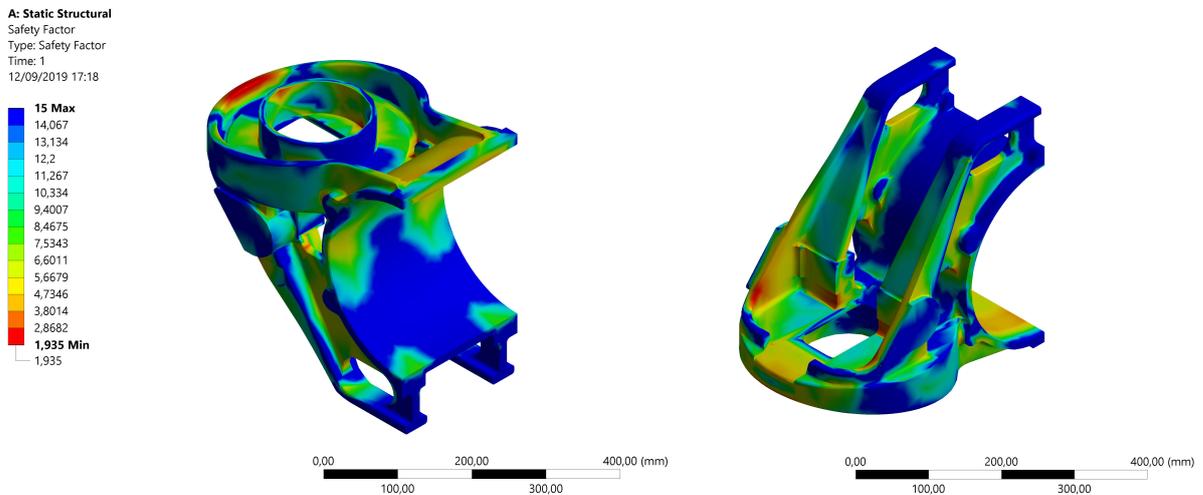


Figura 3.11 – Risultato FEM: Coefficiente di sicurezza statico boccola SKF 432856 – 101

Inoltre, facendo una rapida analisi degli spostamenti massimi a cui la boccola è soggetta, si nota che questi sono estremamente elevati rispetto a quanto ci si aspetterebbe da un componente utilizzato per questo tipo di applicazione.

Dalla breve analisi svolta si può concludere che la boccola SKF 432856 - 101 non può essere utilizzata sul banco prova come boccola centrale impiegata per l'applicazione del carico. Le tensioni indotte dalla forza applicata e le conseguenti deformazioni sono eccessive per questo tipo di componente e c'è il rischio di sviluppare eccessive deformazioni plastiche o rotture.

3.3.1.2 Consulenza tecnica SKF

Al fine di comprendere al meglio le condizioni di carico in opera e i limiti del prodotto che si sta valutando si è deciso di chiedere una consulenza tecnica agli esperti del settore railway SKF.

Dopo essersi messi in contatto con i tecnici SKF e aver ricevuto il modello CAD della boccola necessario per il calcolo FEM, sono state richieste quali sono le condizioni critiche di lavoro del componente e se il tipo di applicazione per il quale lo si vuole utilizzare è adeguata.

Si riporta di seguito un breve riepilogo del riscontro dato dagli esperti SKF.

Il complessivo proposto è utilizzato per diverse applicazioni ferroviarie con un carico per asse variabile dai 16,5 ai 22,5 tonnellate. Tale carico per asse è agente sulle due boccole in opera sull'assile.

Di seguito una breve descrizione delle referenze applicative:

- Locomotiva E.464: 16,5 ton per asse
- Locomotiva D.146: 18 ton per asse
- Carrello motore TAF: 21 ton per asse
- Carrello motore TAF Emu Marocco: 21 ton per asse (complessivo 432856 citato) (figura 3.12)
- Locomotiva E.412: 22,5 ton



Figura 3.12 – TAF Emu Marocco [13]

Tenendo conto della massa non sospesa, non agente sulla boccola in quanto a terra, assunta pari a 1 ton, il singolo corpo boccola risulta essere idoneo ad un massimo carico statico di circa 10 tonnellate, corrispondente a circa 98 kN.

Il cuscinetto interno alla boccola è un SKF TBU 160 – 280, si tratta di una cartuccia a rulli conici con gabbia in polimero, questo cuscinetto è verificato per una durata in opera di 3 milioni di cicli, il calcolo della durata nelle nuove condizioni di carico può essere svolto seguendo le indicazioni degli opportuni manuali SKF. Si rimanda l'eventuale calcolo della durata al caso in cui il corpo boccola risultasse idoneo per l'applicazione sul banco prova. Viene svolta di seguito la sola verifica statica per dimostrare se il cuscinetto è in grado di sostenere almeno il carico statico desiderato e quindi verificare se esso sia il componente critico del complessivo boccola SKF.

Dati cuscinetto SKF TBU 160 – 280

- Coefficiente di carico statico: $C_0 = 2370 \text{ kN}$

Dati del problema

- Carico statico radiale sul cuscinetto: $P_R = 210,9 \text{ kN}$
- Carico statico assiale sul cuscinetto: $P_A = 0 \text{ kN}$

Secondo le indicazioni del manuale SKF si procede con il calcolo del Carico Statico Equivalente P_0 .

Data l'assenza di un carico assiale si ottiene:

$$P_0 = 210,9 \text{ kN}$$

Per la verifica statica bisogna controllare che il coefficiente di sicurezza statico S_0 sia almeno maggiore di 1.

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Si ottiene:

$$S_0 = 11,2$$

Il cuscinetto risulta verificato staticamente e quindi non è il componente critico del complessivo.

La vera criticità dell'assieme risiede nel corpo boccola in ghisa, infatti, pur considerando tutte le condizioni migliorative di laboratorio non è garantita l'integrità strutturale del componente per carichi maggiori di 13 ton, corrispondente a circa 127,5 kN, (ovvero 26 ton. per asse).

Questo significa che questa boccola non può essere in grado di lavorare con il carico previsto per il banco prova pari a 210,9 kN, corrispondente a 21,5 ton.

Gli esperti SKF fanno sapere inoltre che attualmente non sono presenti sul mercato boccole ferroviarie testate per carichi di 210,9 kN e suggeriscono l'utilizzo di supporti industriali appositamente sviluppati per carichi elevati e che siano resistenti, affidabili ed economici. I supporti SKF SNL a cuscinetti orientabili possono essere una giusta soluzione per il tipo di applicazione che si vuole realizzare.

3.3.1.3 L'ipotesi di configurazione asimmetrica

Con lo scopo di ridurre la forza da applicare alla boccola centrale si è pensato di spostare tale componente dalla posizione centrale e avvicinarlo alla boccola laterale sulla quale eseguire le prove (figura 3.13), questo permette di modificare lo schema di carico del banco prova e sfruttare l'effetto leva per ottenere lo stesso carico radiale sulla boccola laterale ma un carico minore sulla boccola centrale.

La boccola sulla quale viene montato il coperchio strumentato per eseguire le prove è la "B", per cui è necessario che il carico Q_B risultante su questa boccola sia pari al carico di progetto Q .

Ovvero:

$$Q_B = Q = \frac{F}{2} \quad (3.5)$$

Si ottiene:

$$Q_B = 105,5 \text{ kN}$$

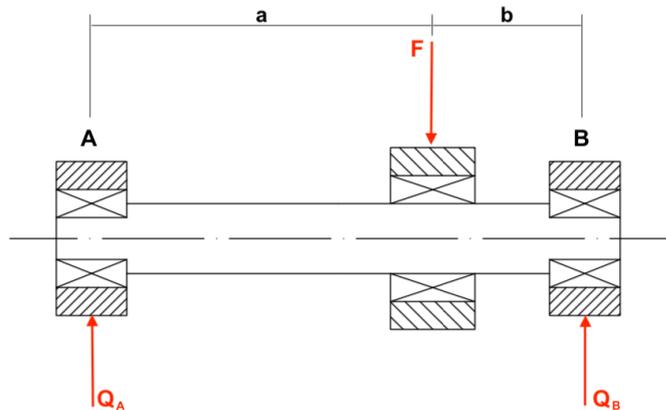


Figura 3.13 – Schema di carico con configurazione asimmetrica

Secondo questa configurazione la forza applicata sulla boccola centrale non è più divisa in parti uguali sulle due boccole laterali ma dipende dalle distanze relative tra le diverse boccole, in particolare si ha:

$$Q_A = F \cdot \frac{b}{L} \quad (3.6)$$

$$Q_B = F \cdot \frac{a}{L} \quad (3.7)$$

Dove:

$$L = a + b = 904 \text{ mm} \quad (3.8)$$

La distanza L è figlia delle dimensioni delle boccole Y25 e della distanza tra le coppie di supporti della struttura portante. Questa misura viene ricavata dal modello CAD del banco prova.

Minore sarà la distanza b e minore potrà essere la forza F applicata sulla boccola centrale a parità di carico Q_B .

Invertendo le formule (3.7) e (3.8) è possibile calcolare la distanza b tale per cui la forza F da applicare sulla boccola centrale sia al massimo pari a 13 ton, corrispondente al carico massimo sopportabile dal componente (127,5 kN).

$$a = \frac{Q_b \cdot L}{F} = 748 \text{ mm}$$

$$b = L - a = 156 \text{ mm}$$

Analizzando il modello CAD realizzato è possibile ricavare il valore minimo di b che può essere raggiunto senza generare interferenza tra i componenti dell'assieme (figura 3.14).

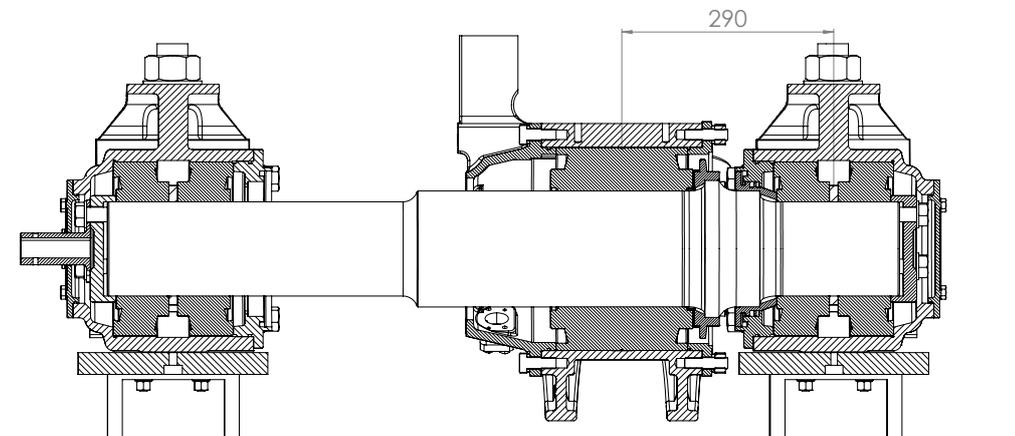


Figura 3.14 – Misurazione della distanza minima tra le boccole

Dati gli ingombri dei componenti, la minima distanza b che può essere raggiunta è pari a 290 mm. Tale valore è maggiore della distanza minima necessaria calcolata di 156 mm, per cui anche utilizzando una configurazione asimmetrica delle tre boccole non è comunque possibile riuscire ad applicare il carico desiderato.

I risultati ottenuti dall'analisi FEM, le indicazioni fornite dalla consulenza tecnica SKF e le successive analisi escludono la possibilità di poter utilizzare la boccola SKF 432856 – 101 per l'applicazione desiderata.

3.3.2 Supporto industriale SKF SNL 3238

La scelta definitiva per la boccola centrale ricade nel supporto industriale SKF SNL 3238, questo supporto fa parte dei supporti ritti in due metà prodotti da SKF. Il principale vantaggio garantito dai supporti ritti in due metà è la facilità di installazione, in questo tipo di supporti è infatti possibile montare cuscinetti preassemblati. Se la base del supporto è fissata alla base di appoggio, per completare l'installazione, si devono semplicemente posizionare, in maniera idonea, i cappelli del supporto e serrare i bulloni di fissaggio.

I supporti ritti in due metà, disponibili sul mercato sono stati principalmente concepiti per l'impiego con cuscinetti orientabili a sfere, a rulli e cuscinetti toroidali a rulli CARB. Possono essere dotati di diverse tipologie di tenute. I molteplici design e varianti disponibili per i supporti ritti in due metà, rendono superfluo l'impiego di supporti personalizzati, e pertanto sono possibili disposizioni di cuscinetti economiche.

I supporti ritti SNL delle serie 30, 31 e 32 (figura 3.15) vengono anche definiti come "supporti ritti SNL di grandi dimensioni". Questi supporti sono in grado di garantire la

maggior durata operativa dei cuscinetti, nonché una riduzione delle attività di manutenzione. Tra le varie migliorie inoltre i supporti SNL sono stati concepiti per garantire un facile allineamento e manipolazione durante l'installazione.

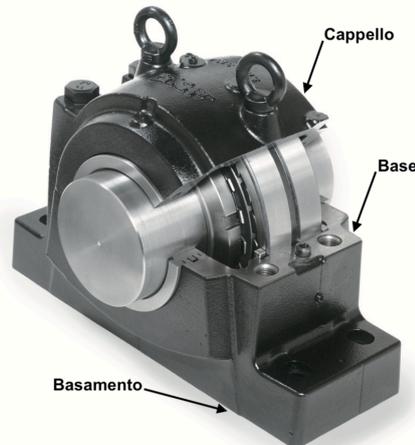


Figura 3.15 – Esempio supporto ritto in due metà SKF serie SNL [14]

Vantaggi dell'utilizzo di supporti ritto in due metà

- Facilità di installazione;
- Possibilità di supportare carichi elevati;
- Scelta del tipo di tenuta;
- Molteplici design e varianti;
- Maggiore durata operativa dei cuscinetti;
- Ridotta manutenzione;
- Possibilità di scelta del lubrificante utilizzato;

Questa serie di vantaggi ha portato alla scelta di questo componente come soluzione finale da applicare al banco prova. Naturalmente deve essere studiato il corretto posizionamento e fissaggio del componente, deve essere svolta una verifica di resistenza e durata del cuscinetto, devono essere studiate le corrette fasi di montaggio.

3.3.2.1 Disposizione e verifica statica del supporto

I supporti SNL sono divisi in due metà, la porzione inferiore (base) è solidale con il basamento sul quale sono presenti i fori per il fissaggio, mentre la parte superiore (cappello) viene collegata alla metà inferiore tramite 4 viti di fissaggio.

Per poter scegliere la corretta disposizione del supporto bisogna valutare la capacità di carico dello stesso nelle diverse direzioni di applicazione del carico, infatti, i supporti ritto SNL di grandi dimensioni sono stati concepiti per supportare carichi che agiscono verticalmente verso la base di appoggio, in questo modo il carico viene scaricato completamente sul basamento e le viti di collegamento tra parte inferiore e superiore non percepiscono ulteriori sforzi oltre a

quelli dati dal loro stesso precarico. In presenza di carichi che agiscono in altre direzioni bisogna verificare che il corpo del supporto, i bulloni di fissaggio e i bulloni che uniscono il cappello alla base siano in grado di sopportare i carichi previsti.

Il Catalogo SKF relativo ai supporti ritti SNL 30, 31, 32 [14] fornisce dei valori indicativi dei carichi massimi che il supporto e i bulloni possono sostenere nelle diverse direzioni. Tuttavia, al fine di evitare che le viti e i bulloni di fissaggio lavorino con un ulteriore carico di trazione, si è deciso di installare il supporto sul banco prova in modo tale che il carico agisca sempre verticalmente e verso il basamento. Questo significa che, data la configurazione del banco prova, il supporto deve essere montato rovesciato, ovvero con il basamento rivolto verso l'alto (figura 3.16).

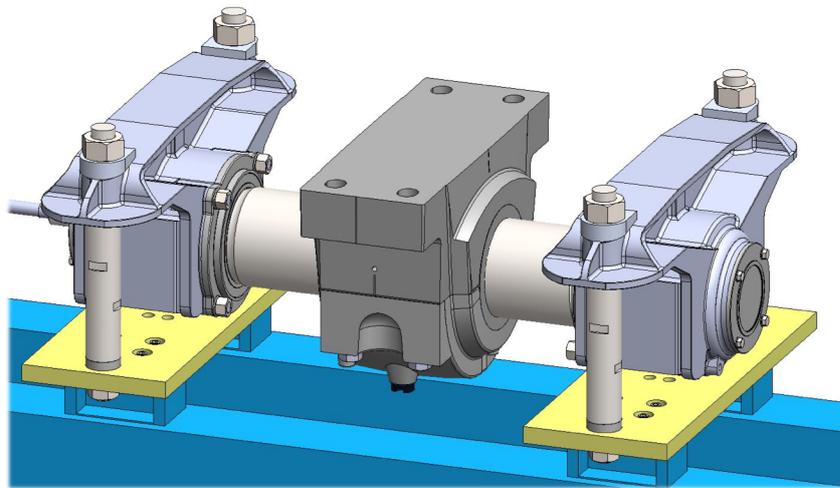


Figura 3.16 – Disposizione del supporto SNL 3238 nel banco prova

Questa disposizione richiede lo studio di uno speciale sistema di ancoraggio e di applicazione del carico sul supporto che sarà trattato in seguito.

Si procede con la verifica statica del supporto montato in tale disposizione.

I supporti ritti SNL di grandi dimensioni sono realizzati, di serie, in ghisa grigia, EN-GJL-250 a EN 1561:1992. Si tratta di una ghisa con carico di rottura pari a 250 MPa e durezza media compresa tra 160 a 230 HB variabile in funzione delle dimensioni della sezione. Risulta di buon compromesso tra resistenza all'usura e solidità, molto lavorabile all'utensile, buona finitura superficiale, buono smorzamento di rumore e vibrazioni, consigliabile per quelle applicazioni dove si richiede equilibrio tra caratteristiche meccaniche e facilità di lavorazione. Secondo catalogo SKF il carico massimo verticale P_{max} che porta a rottura il componente è pari a 2600 kN, nota la forza F da applicare al banco, e considerando un comportamento lineare tra carichi e tensioni, può essere calcolato il coefficiente di sicurezza statico S_0 .

$$S_0 = \frac{P_{max}}{F}$$

Si ottiene:

$$S_0 = 12,3$$

Il coefficiente di sicurezza statico minimo richiesto per questo tipo di componente e applicazione è pari a 6 [14] per cui il corpo del supporto risulta verificato. Bisogna ricordare che il valore della forza applicata F dovrà poi essere corretto sulla base del peso dei componenti finali del banco prova.

3.3.2.2 Scelta e verifica del cuscinetto

I supporti ritti SNL possono adottare diverse soluzioni di cuscinetti e tenute, il supporto SNL 3238, scelto per questa applicazione, monta delle tenute a labirinto, questo tipo di tenuta è figlia del tipo di lubrificante utilizzato per il cuscinetto (grasso), inoltre è di facile installazione e manutenzione.

Il cuscinetto installato è un SKF 23238 CCK/W33, trattasi di un cuscinetto orientabile a rulli montabile tramite una bussola conica su alberi lisci. Questo tipo di cuscinetto è in grado di supportare carichi molto elevati, inoltre essendo orientabile è in grado di assecondare eventuali disallineamenti dell'albero rispetto all'alloggiamento e/o inflessioni dell'albero stesso. Si riporta in Appendice A la scheda del cuscinetto estratta da catalogo.

Come vedremo in seguito, l'albero principale del banco prova viene generato dalla lavorazione di un assile ferroviario reale, questa soluzione porta una serie di vantaggi, ma non ha permesso di realizzare degli spallamenti per il bloccaggio assiale del cuscinetto. La soluzione è stata quella di utilizzare un cuscinetto con foro conico montato su una bussola di trazione che permette l'installazione su un albero liscio. L'utilizzo di una bussola di trazione facilita inoltre le fasi di montaggio e smontaggio e spesso semplifica la disposizione del cuscinetto stesso.

Si procede con la verifica statica e il calcolo della durata del cuscinetto.

Al fine di ottenere risultati più rapidi e accurati, la verifica del cuscinetto viene svolta utilizzando l'apposito strumento di calcolo disponibile online sul sito SKF [17].

La verifica è stata svolta nelle condizioni di lavoro più gravose dal punto di vista del cuscinetto, ovvero quando è applicato il carico radiale massimo e per una velocità di rotazione che corrisponde alla massima velocità del veicolo.

La velocità di rotazione dell'assile e quindi dell'albero, può essere ricavata utilizzando la relazione 3.9, la conversione in giri/minuto avviene tramite la (3.10).

$$\omega = \frac{2 \cdot V}{3,6 \cdot D} \quad (3.9)$$

$$n = \frac{\omega \cdot 30}{\pi} \quad (3.10)$$

Dove:

- $V = 120 \text{ km/h}$: velocità massima del veicolo (tabella 1.1)
- $D = 920 \text{ mm}$: diametro di rotolamento ruota:

Si ottiene:

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

$$n = 692 \text{ rpm} \cong 700 \text{ rpm}$$

DATI NECESSARI PER LA VERIFICA DEL CUSCINETTO

- **Disposizione del cuscinetto:** Cuscinetto singolo
- **Carico radiale:** $R = 210,9 \text{ kN}$
- **Carico assiale:** $A = 0 \text{ kN}$
- **Velocità di rotazione:** $n = 700 \text{ giri/min}$
- **Temperatura media di esercizio:** $T = 55^\circ\text{C}$
- **Coefficiente di contaminazione:** $\eta = 0,8$
- **Lubrificante:** Grasso ISO VG 100

Si ottengono i seguenti principali risultati:

- **Coefficiente di sicurezza statico:** $S_0 = 11,6$
- **Durata (affidabilità 90%):** $L_{10mh} > 10^5 h$
- **Momento di attrito in partenza:** $M_{t_{start}} = 64,1 \text{ Nm}$
- **Momento di attrito:** $M_t = 42,4 \text{ Nm}$

Come evidente il cuscinetto risulta verificato staticamente dato che il coefficiente di sicurezza statico S_0 è maggiore di 1. Per quanto riguarda il calcolo della durata si è ottenuto un valore maggiore di 100000 ore per cui si può assumere che il cuscinetto abbia vita infinita.

3.3.2.3 Montaggio del cuscinetto sull'albero

Il montaggio del cuscinetto sull'albero centrale è di fondamentale importanza, infatti un perfetto centraggio del cuscinetto permette di ripartire il carico in ugual misura sulle due boccole laterali del banco prova. La geometria dell'albero non ha permesso la realizzazione di spallamenti per il bloccaggio assiale del cuscinetto e per questo viene utilizzato un cuscinetto da montare su bussola di trazione conica. Lo svantaggio di questa soluzione è quella di non avere uno spallamento sull'albero che funge da riferimento per la posizione assiale del cuscinetto.

Al fine di ottenere un perfetto posizionamento assiale, durante la fase di montaggio vengono installati una serie di distanziali che fungono da riferimento temporaneo per il bloccaggio assiale del cuscinetto.

Di seguito sono riportate le fasi di montaggio del cuscinetto realizzate integrando le indicazioni del manuale di montaggio SKF per il cuscinetto 23238 CCK/W33 con bussola di trazione a montaggio meccanico.

○ **FASE 1**

Installare i distanziali di riferimento e fissarli all'albero utilizzando il disco di bloccaggio del cuscinetto mediante le 3 viti M20. (figura 3.17)

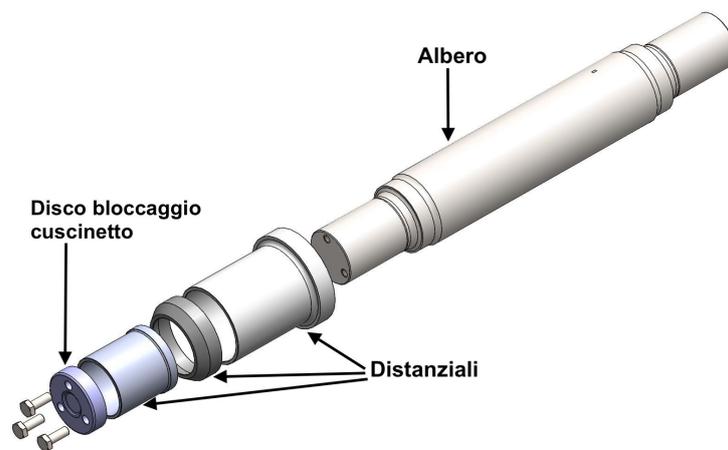


Figura 3.17 – Montaggio dei tre distanziali di riferimento

○ **FASE 2**

Inserire la bussola di trazione sull'albero e successivamente posizionare il cuscinetto su di essa seguito dalla sola ghiera di fissaggio (figura 3.18).

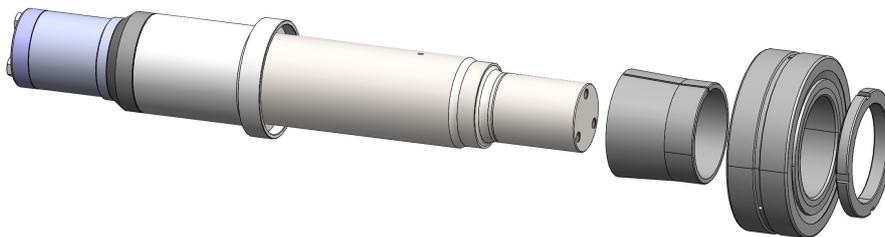


Figura 3.18 – Installazione della bussola di trazione, cuscinetto e ghiera di fissaggio

○ **FASE 3**

Inserire due spessori removibili (disposti a 180° tra loro) tra l'anello interno del cuscinetto e il distanziale di riferimento. Gli spessori removibili devono avere uno spessore compreso tra **1.3 mm** e **1.6 mm**.

○ **FASE 4**

Spingere **manualmente** il cuscinetto contro i distanziali fino a completo contatto tra cuscinetto, spessori e distanziale di riferimento (figura 3.19).

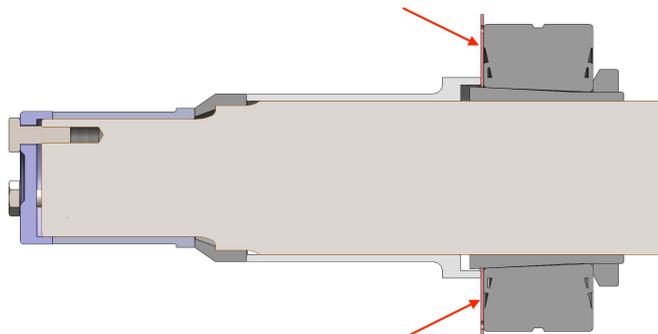


Figura 3.19 – Posizionamento del cuscinetto sfruttando gli spessori

○ **FASE 5**

Rimuovere gli spessori e serrare la ghiera fino ad annullare lo spazio compreso tra cuscinetto e distanziale di riferimento (precedentemente occupato dagli spessori removibili), oppure fino a che il gioco interno del cuscinetto rimanga compreso tra **0.090 mm** e **0.105 mm** misurato secondo le indicazioni del manuale di montaggio (figura 3.20). In ogni circostanza è sconsigliabile forzare il cuscinetto contro il distanziale di riferimento in quanto tale azione andrebbe a caricare le 3 viti M20, i distanziali **devono** essere usati solo come riferimento per la posizione assiale del cuscinetto.

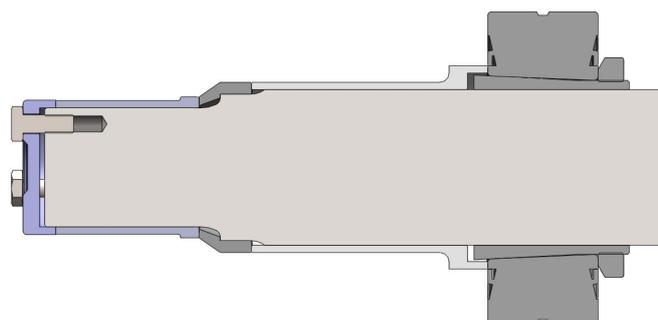


Figura 3.20 – Serraggio della ghiera e blocco del cuscinetto

○ **FASE 6**

Rimuovere i distanziali di riferimento, rimuovere la ghiera di fissaggio (il cuscinetto è già solidale con l'albero), inserire la rosetta di bloccaggio in posizione e riavvitare la ghiera contro la rosetta facendo attenzione a non forzare ulteriormente il cuscinetto sulla bussola di trazione. Infine, piegare una delle linguette della rosetta negli slots della ghiera (figura 3.21).

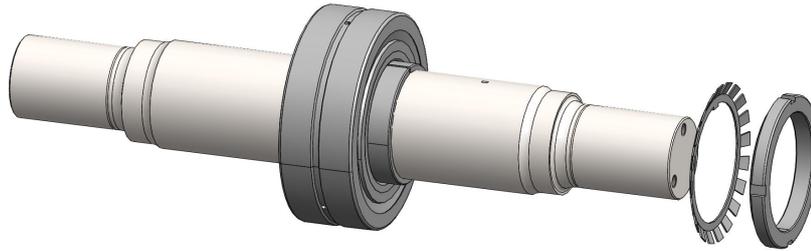


Figura 3.21 – inserimento della rosetta di bloccaggio

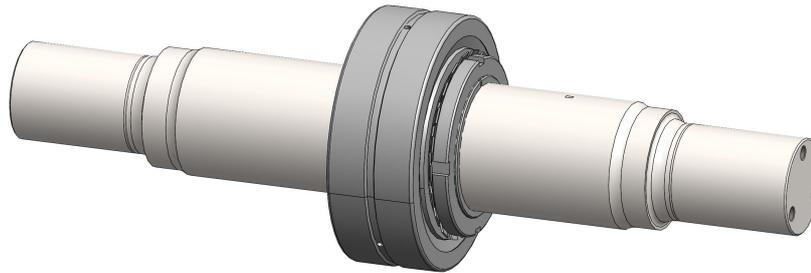


Figura 3.22 – Condizione di montaggio finale del cuscinetto centrale

Si raccomanda di seguire le seguenti fasi di assemblaggio in maniera integrata con il manuale di montaggio SKF in modo da avere a disposizione tutte le informazioni necessarie per una corretta installazione del cuscinetto.

Al termine dell'assemblaggio è opportuno verificare che il cuscinetto sia posizionato nella mezzeria dell'albero. La tolleranza ammessa per il posizionamento assiale è di $\pm 5 \text{ mm}$ che comporta un errore del carico applicato sulla boccola da monitorare del $\pm 1\%$.

3.4 Sistema di applicazione del carico

Nella sezione 3.3.2.1 è stata studiata la corretta disposizione del supporto centrale, tale disposizione permette di far lavorare il supporto in modo che le viti di chiusura tra base e cappello non siano ulteriormente sollecitate dal carico. Il prossimo passo è quello di studiare un sistema di applicazione del carico che permetta di applicare la forza F sul supporto centrale.

3.4.1 Applicazione del carico

Il sistema di applicazione del carico deve possedere determinati requisiti:

- Riuscire ad applicare un carico almeno pari a F (210,9 kN);
- Possibilità di regolare l'entità del carico tra 0 e F ;
- Deve essere di semplice realizzazione ed utilizzo;

- Possibilità di rilevare il carico applicato sulla boccola da monitorare;
- Sicuro e affidabile;

Il basamento del supporto centrale è formato da un'ampia superficie sulla quale distribuire il carico, inoltre sono presenti quattro asole utilizzate per fissare la base tramite quattro bulloni M30.

Per l'applicazione del carico si è scelto di utilizzare una piastra di carico (figura 3.23) fissata alla superficie inferiore del basamento tramite i quattro bulloni M30. La piastra ha una lunghezza maggiore rispetto a quella del basamento, questo permette di installare due tiranti in acciaio in grado di tirare la piastra verso il basso, si realizza così uno spostamento del supporto che si traduce in un carico applicato sull'albero e quindi sulle due boccole ferroviarie disposte lateralmente.

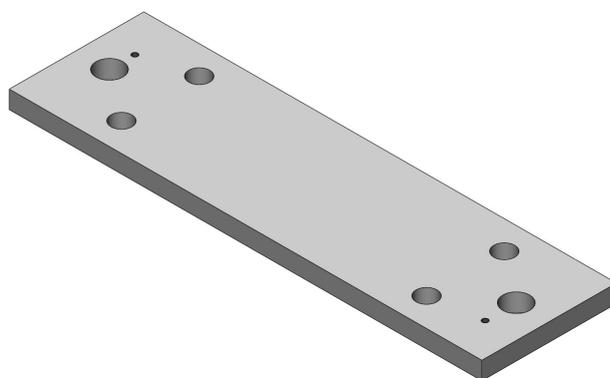


Figura 3.23 – Piastra di carico

I due tiranti (figura 3.24) sono elementi cilindrici che presentando delle filettature di estremità, queste sono necessarie per poter applicare il carico. Infatti, l'applicazione del carico avviene avvitando due dadi M36 che vincolano la piastra al tirante stesso. Nella parte centrale del tirante sono pretesi due intagli per chiavi a forchetta orientati a 90 gradi tra loro, questi permettono di bloccare la rotazione del tirante durante il montaggio e durante l'applicazione del carico.

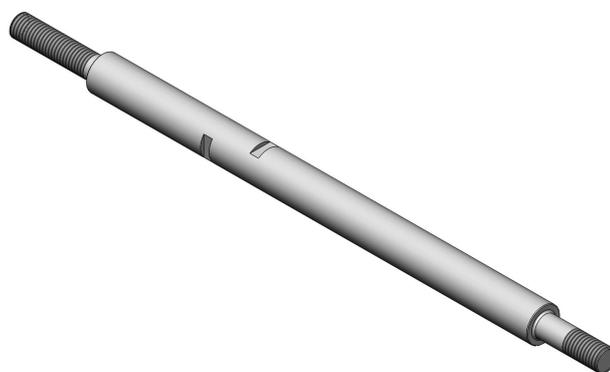


Figura 3.24 – Tirante

Infine, le due estremità inferiori dei tiranti vengono vincolate alla struttura portante tramite una trave inferiore che fornisce la reazione vincolare alla forza F .

Questo sistema permette, dopo un opportuno dimensionamento dei componenti, di applicare la forza F desiderata dividendo il carico tra i due tiranti; l'entità della forza può essere regolata tra il valore massimo F e un valore minimo dato dal peso dei componenti; questo significa che non è possibile svolgere prove con cuscinetti completamente scarichi, tuttavia tali prove sarebbero di poco interesse, infatti, in opera le boccole ferroviarie sono costantemente soggette al carico dato dal peso a vuoto del carro. Questo sistema di carico, completamente meccanico, risulta economico e semplice nella realizzazione e nell'utilizzo, infatti non sono presenti ad esempio sistemi idraulici che richiederebbero un opportuno circuito dedicato.

3.4.2 Celle di carico

Come spiegato, il carico viene applicato stringendo i dadi sui tiranti, ipotizzando il coefficiente di attrito e conoscendo la geometria del dado è possibile stimare il carico assiale dato ai tiranti e quindi al supporto centrale. Tuttavia, trattandosi di un banco prova, è indispensabile conoscere con esattezza il carico radiale che si sta applicando sulla boccola da monitorare, per questo vengono installate due celle di carico a rondella che permettono di conoscere con precisione l'entità del carico applicato. Si tratta in particolare di celle di carico Futek LLW490 (figura 3.25), si riporta in Appendice A la scheda tecnica del componente estratta dal catalogo Futek.



Figura 3.25 – Cella di carico Futek LLW490

Le due celle di carico sono installate nella parte alta del tirante, in particolare vengono interposte tra la piastra di carico e i dadi con il quale il carico viene applicato. Questa configurazione permette di rilevare il carico assiale generato dal serraggio del dado, ma non è in grado di rilevare l'effettivo carico radiale fornito alla boccola ferroviaria, infatti, la cella di carico non rileva il peso dovuto ai componenti ovvero dall'assile, dal supporto centrale, dai tiranti e dalla trave inferiore; la massa di questi componenti è nota al termine del loro

dimensionamento. L'effettivo carico Q dato alla boccola ferroviaria da monitorare viene ricavato con la seguente relazione:

$$Q = \frac{F + M_{SNL} + M_a + M_{tir} + M_{tr} + M_p + M_{min}}{2} \quad (3.11)$$

Dove:

- F : somma delle forze rilevate dalle celle di carico (forza applicata al supporto centrale)
- M_{SNL} : carico dato dal peso del supporto centrale
- M_a : carico dato dal peso dell'albero centrale
- M_{tir} : carico dato dal peso dei tiranti
- M_{tr} : carico dato dal peso della trave inferiore
- M_p : carico dato dal peso della piastra di carico
- M_{min} : carico dato dal peso della minuteria

Il termine F è l'unico che può essere modificato durante le prove per regolare il carico Q .

La rotazione sotto carico dei dadi M36 genera delle eccessive forze tangenziali sulle superfici sensibili delle celle di carico che potrebbero portare ad un loro precoce danneggiamento. Per evitare questo inconveniente viene interposta tra dado e cella di carico una bussola che quindi evita il contatto diretto tra dadi e celle di carico. La rotazione della bussola è impedita utilizzando una vite con testa a cava esagonale M10 avvitata nella piastra di carico, nella parte bassa della bussola sono presenti tre fori che permettono di alloggiare la testa della vite e posizionare la bussola con tre diverse posizioni angolari (figura 3.26)

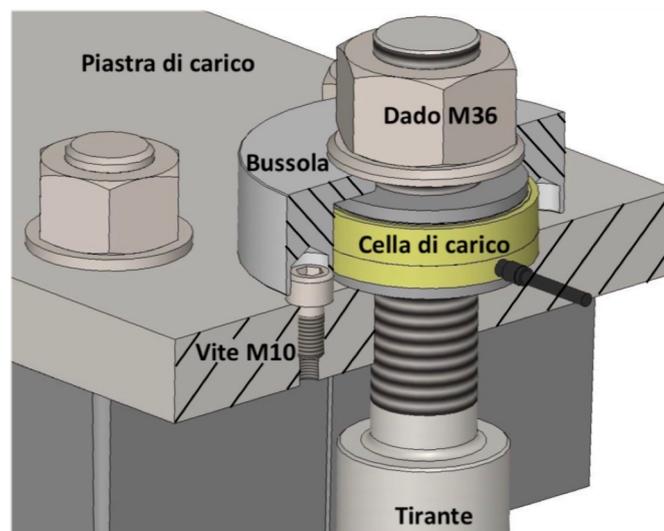


Figura 3.26 – Disposizione delle celle di carico nel banco prova

Si riporta in figura 3.27 il complessivo del sistema di carico.

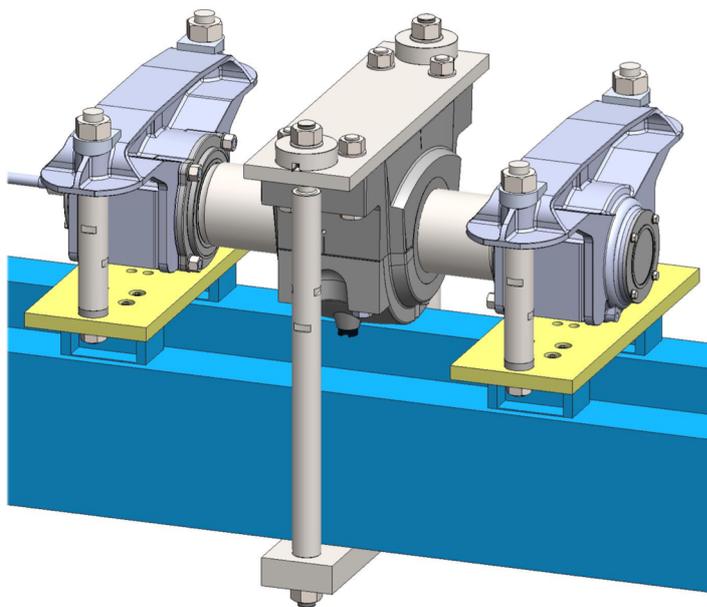


Figura 3.27 – Complessivo del sistema di carico

3.4.3 Dimensionamento dei tiranti

Si procede con il dimensionamento dei componenti da realizzare per costruire il sistema di applicazione del carico. La piastra di carico e la trave inferiore presentano delle geometrie complesse come fori passanti ed eventuali nervature di rinforzo, inoltre lo schema di carico di questi componenti non è affatto banale, ad esempio la piastra di carico è vincolata al basamento del supporto SKF SNL tramite quattro bulloni M30, la valutazione delle tensioni indotte dal precarico dei bulloni e dall'applicazione del carico tramite i tiranti non può essere svolta facilmente ed in modo rigoroso ricorrendo un calcolo analitico, per questo si è ricorso a simulazioni FEM in modo da conoscere con più accuratezza le tensioni e gli spostamenti che si generano su questi componenti.

Le analisi FEM saranno trattate nei successivi capitoli dedicati.

Il dimensionamento dei tiranti può essere svolto in modo analitico ricorrendo al calcolo delle tensioni. La geometria del tirante è quella mostrata in figura 3.24, il carico applicato su di esso in opera è puramente assiale, tuttavia durante la fase di applicazione del carico si genera un momento torcente derivante dalla coppia applicata al dado M36. Per questo motivo il dimensionamento consiste nel calcolo della tensione equivalente massima generata dal carico assiale e dal momento torcente, una volta nota tale tensione, applicando un opportuno coefficiente di sicurezza, è possibile scegliere il materiale più adatto per la costruzione del componente.

La tensione viene calcolata nella sezione più sollecitata, ovvero quella a sezione minore che corrisponde alla filettatura M36, si utilizza come sezione resistente quella data dal diametro di nocciolo della filettatura (tabella 3.3).

Per filettature metriche ISO il diametro medio e di nocciolo possono essere ricavati con le seguenti relazioni:

$$d_m = d - 0,64952 \cdot P \quad (3.12)$$

$$d_n = d - 1,22687 \cdot P \quad (3.13)$$

La tensione normale che si genera nella sezione più sollecitata di un singolo tirante è pari a:

$$\sigma = \frac{F}{2 A_n} \quad (3.14)$$

Con:

$$A_n = \frac{\pi \cdot d_n}{4} \quad (3.15)$$

Per poter calcolare la tensione tangenziale è necessario innanzitutto valutare l'entità del momento torcente dovuto all'attrito tra i filetti di vite e dado. Il coefficiente di attrito f tra i due componenti è compreso tra 0.15 e 0.18, al fine di valutare le condizioni di lavoro più gravose viene scelto il valore massimo ovvero $f = 0,18$. Il calcolo del momento torcente M_f dovuto all'attrito tra filetto di vite e dado può essere calcolato utilizzando la seguente relazione:

$$M_f = \frac{F}{2} \cdot \tan(\alpha + \varphi) \cdot \frac{d_m}{2} \quad (3.16)$$

Dove:

- α : angolo d'elica medio
- φ : angolo di attrito

Per filettature metriche ISO si ha:

$$\alpha = \text{atan}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_m}\right) \quad (3.17)$$

$$\varphi = \text{atan}\left(\frac{f}{\cos\frac{\theta}{2}}\right) \quad (3.18)$$

Dove: $\theta = 60^\circ$ è l'angolo di profilo del filetto.

Le caratteristiche della filettatura metrica M36 sono riportate in tabella 3.3

Tabella 3.3 – Filettatura metrica M36 secondo UNI 4536-64

Diametro nominale	d [mm]	36
Passo	P [mm]	3
Diametro nocciolo	d_n [mm]	32,32
Diametro medio	d_m [mm]	34,05
Sezione di nocciolo	A_n [mm ²]	820
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 (larghezza chiave)	d_s [mm]	55
Diametro foro rosetta UNI 7090 M36	D_f [mm]	39

Si ottiene:

$$M_f = 424,4 \text{ Nm}$$

Dividendo il momento torcente per il modulo di resistenza a torsione W_t della sezione resistente si ottiene la tensione tangenziale.

$$\tau = \frac{M_f}{W_t} = \frac{M_f}{\frac{\pi \cdot d_n^3}{16}} \quad (3.19)$$

I risultati che si ricavano dalle relazioni (3.14) e (3.19) sono i seguenti:

$$\sigma = 128,6 \text{ MPa}$$

$$\tau = 64,1 \text{ MPa}$$

Utilizzando l'ipotesi di cedimento di Von Mises è possibile risalire alla tensione equivalente σ_{eq} che si sviluppa nel materiale e che dovrà essere confrontata con le tensioni limite ammesse per il componente in questione.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad (3.20)$$

Si ottiene:

$$\sigma_{eq} = 169,8 \text{ MPa}$$

Considerando un coefficiente di sicurezza statico S_0 pari a 2,5 è possibile risalire alla tensione di snervamento minima richiesta dal materiale.

$$R_{p02_{min}} = \sigma_{eq} \cdot S_0 \quad (3.21)$$

$$R_{p02_{min}} = 424,6 \text{ MPa}$$

Il materiale scelto per realizzare questo componente è il 39NiCrMo-3 Bonificato, di cui si riporta in Appendice B la scheda tecnica. Si tratta di un acciaio da bonifica di media temprabilità, molto diffuso sia per la buona lavorabilità a caldo e a freddo che per la facilità di trattamento termico, è utilizzato principalmente per componenti nell'industria meccanica quali alberi, aste, semiassi, bielle, organi di collegamento, colonne per presse. Si riportando in tabella 3.4 le principali caratteristiche meccaniche di questo acciaio.

Tabella 3.4 – Caratteristiche meccaniche acciaio 39NiCrMo-3 Bonificato

Standard	EN 10083-3	
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 %

Confrontando la tensione minima richiesta con quella del materiale utilizzato si ottiene:

$$R_{p02_{min}} < R_{p02}$$

La tensione di snervamento del materiale pari a 640 MPa è maggiore della tensione di snervamento minima richiesta per cui il componente risulta verificato.

Nonostante il componente presenta delle brusche variazioni di sezione, che inducono effetti di intaglio, non è necessario tenere conto di tali effetti. Infatti, trattandosi di un materiale duttile, in campo statico le zone che superano il limite di snervamento tendono a plasticizzare, si ha

quindi una redistribuzione delle tensioni che pur portando in campo plastico alcune zone del componente non ne compromette l'integrità strutturale.

3.5 Dimensionamento della linea di trasmissione

Si procede con il dimensionamento dei due alberi di trasmissione che fungono da collegamento tra motore e assile, come spiegato in precedenza uno dei due alberi è collegato al motore e l'altro all'assile tramite un giunto flangiato, tra i due alberi è interposto invece un giunto omocinetico che permette di recuperare i disallineamenti.

All'albero centrale del banco prova non è applicata nessuna coppia resistente esterna, ma a causa dei forti carichi radiali che agiscono sui cuscinetti delle boccole, si generano degli alti momenti di attrito interni ai cuscinetti stessi. Altri attriti sono generati dalle tenute e dai due cuscinetti installati nella boccola motore, in particolare questi ultimi sono soggetti ad un carico radiale e assiale che ha origine dai disallineamenti del giunto cardanico.

Il primo passo è quello di verificare se il motore installato è in grado di erogare la coppia necessaria a vincere tutti gli attriti, dopodiché devono essere verificati i giunti flessibili e il giunto omocinetico, infine deve essere svolta la verifica statica e a fatica degli alberi di trasmissione.

3.5.1 Giunto flangiato e tenuta a labbro

Come spiegato nei capitoli precedenti, la boccola ferroviaria installata sul lato motore (boccola non monitorata) deve essere modificata per permettere il collegamento tra albero di trasmissione e albero centrale. La modifica si limita alla realizzazione di un foro passante nel coperchio anteriore della boccola (figura 3.28) in modo da permettere il passaggio del giunto flangiato che funge da collegamento tra albero centrale e albero di trasmissione. La tavola tecnica per la realizzazione della lavorazione è riportata in Appendice C.

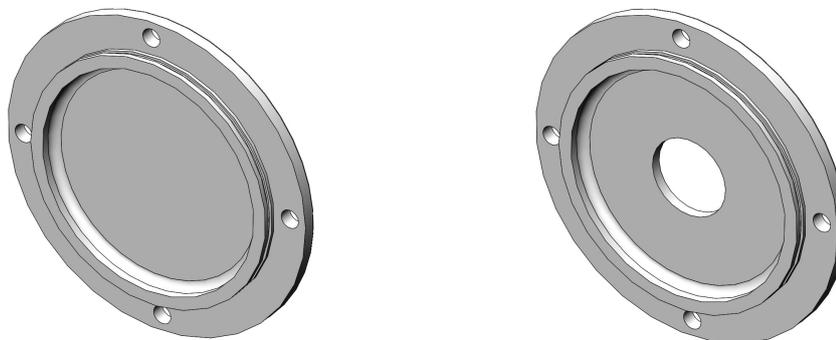


Figura 3.28 – Coperchio anteriore della boccola ferroviaria prima e dopo la lavorazione

Il nuovo giunto flangiato da realizzare è costituito da una porzione a sezione cilindrica cava che permette di alloggiare l'albero di trasmissione, nella cavità viene realizzata una sede per

linguetta atta alla trasmissione del moto. Il collegamento tra albero centrale e giunto flangiato avviene tramite tre flange saldate alla porzione cilindrica, queste presentano fori passanti che permettono di fissare il giunto sull'assile sfruttando le tre viti M20 già utilizzate per fissare il disco originale di bloccaggio dei cuscinetti. Questa soluzione evita di dover elaborare ulteriori modifiche ai componenti dell'assieme boccola ferroviaria, infatti, il giunto flangiato viene installato direttamente sul disco di bloccaggio cuscinetti utilizzando le medesime viti come mostrato in figura 3.29.

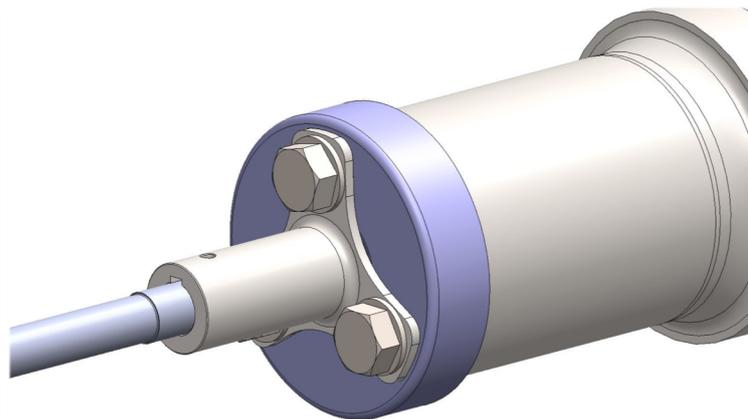


Figura 3.29 – Installazione del giunto flangiato

L'apertura creata sul coperchio anteriore della boccola ferroviaria viene in parte colmata dalla parte cilindrica del giunto flangiato, lo spazio restante potrebbe permettere l'ingresso di agenti contaminanti esterni all'interno della boccola o facilitare la fuoriuscita del lubrificante, per evitare queste problematiche viene inserito un elemento di tenuta. Per questo tipo di applicazione la soluzione più diffusa risiede nell'utilizzo di una tenuta corteco, tuttavia, data la geometria del coperchio, questa soluzione richiederebbe un'ulteriore lavorazione. Per questo si è deciso di utilizzare una soluzione più semplice ma altrettanto efficace ovvero una tenuta a labbro o V-ring. Un V-ring è una tenuta in materiale elastomerico (generalmente una speciale gomma) costituito da un corpo di tenuta, un labbro di tenuta flessibile a forma conica e una "cerniera" integrata nel corpo (figura 3.30). Viene allargata e installata direttamente sull'albero dove è tenuta in posizione dalla tensione intrinseca del corpo della tenuta stessa. La tenuta ruota con l'albero e sigilla l'apertura tramite il contatto del labbro flessibile con il coperchio della boccola (parte stazionaria).

Questa tipologia di tenuta è particolarmente semplice e facile da installare e per questo molto economica, inoltre non richiede particolari lavorazioni o finiture superficiali dei componenti sui quali viene installata, un ulteriore vantaggio è dato dal fatto che questo tipo di tenuta è in grado di continuare a svolgere la sua funzione anche in presenza di disallineamenti e/o non coassialità tra albero e coperchio.

La tenuta è stata scelta da catalogo SKF [18], in particolare si tratta di una SKF 45 VA R.



Figura 3.30 – Tenuta a labbro (V-Ring)

Si riporta in figura 3.31 la sezione del complessivo albero, giunto flangiato e tenuta.

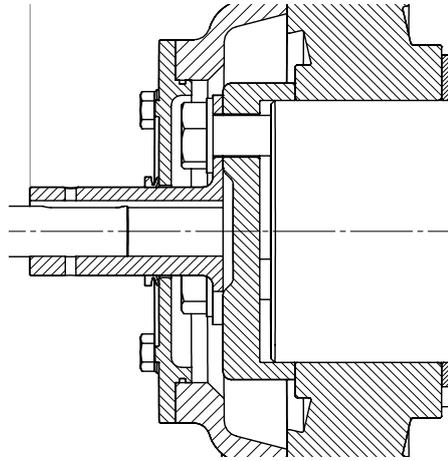


Figura 3.31 – Sezione assieme formato da boccola, giunto flangiato, coperchio e tenuta

3.5.2 Calcolo del momento di attrito

Conoscere i momenti di attrito che si generano e quindi la coppia resistente a cui i componenti della linea di trasmissione sono sottoposti è fondamentale per un corretto dimensionamento delle parti.

Le coppie resistenti che hanno entità non trascurabile sono le seguenti:

- a) Attrito generato dai due cuscinetti installati nelle boccole ferroviarie;
- b) Attrito generato dal cuscinetto del supporto centrale;
- c) Attrito generato dagli organi di tenuta;
- d) Coppia resistente generata dal dispositivo di monitoraggio;
- e) Attrito generato dalla coppia di cuscinetti della boccola motore;

Le coppie di attrito generate dai cuscinetti possono essere stimate utilizzando lo strumento di calcolo disponibile online sul sito SKF [17]; per usufruire di tale strumento è necessario conoscere le condizioni di carico dei cuscinetti, nel caso dei due cuscinetti delle boccole ferroviarie e di quello del supporto centrale i carichi radiali e assiali sono noti. In dettaglio i carichi radiali sono pari a $F = 210,9 \text{ kN}$ per il cuscinetto della boccola centrale, $Q =$

105,5 kN per i cuscinetti di ognuna delle due boccole ferroviarie, per tutti i cuscinetti citati non sono presenti carichi assiali.

Lo strumento di calcolo online fornisce la coppia di attrito all'avvio ovvero in condizioni di partenza a freddo del cuscinetto, e la coppia di attrito in condizioni di funzionamento nominali.

Il momento di attrito generato dalla tenuta viene assunto in maniera conservativa pari a 1 Nm. Per quanto riguarda la coppia di cuscinetti installata nella boccola motore si hanno carichi che dipendono dalle condizioni di lavoro del giunto cardanico, ovvero dalla coppia trasmessa e dal disallineamento.

Le forze assiali e radiali generate dal giunto cardanico possono essere valutate con il seguente procedimento.

Si assume preliminarmente una coppia di lavoro del giunto cardanico pari a quella di attrito dovuta alla tenuta, ai cuscinetti delle boccole ferroviarie, e al cuscinetto del supporto centrale.

Dalle misure effettuate sul banco prova esistente e tramite il modello CAD si ricava un disallineamento massimo tra i due alberi di trasmissione β di circa 3° .

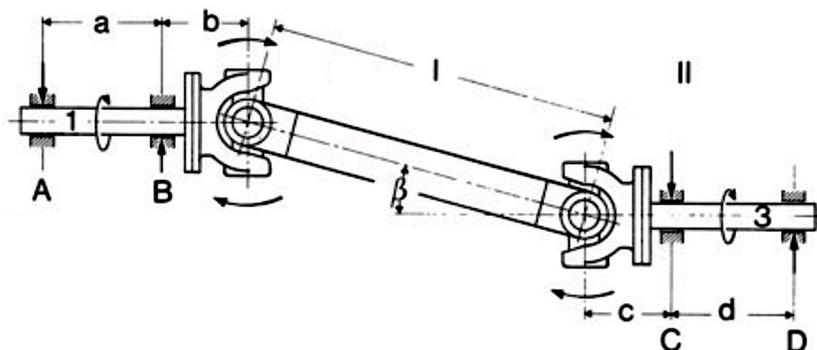


Figura 3.32 – Lunghezza caratteristiche della trasmissione cardanica [14]

I carichi radiali R_A e R_B che si scaricano sui cuscinetti A e B installati nella boccola motore all'avvio possono essere calcolati con le seguenti relazioni:

$$R_A = \frac{M_r \cdot \sin \beta}{a} + \frac{M_r \cdot \sin \beta}{l} \cdot \cos \beta \cdot \frac{b}{a} \quad (3.22)$$

$$R_B = \frac{M_r \cdot \sin \beta}{a} + \frac{M_r \cdot \sin \beta}{l} \cdot \cos \beta \cdot \frac{a + b}{a} \quad (3.23)$$

Dove per il caso in questione si ha:

- $M_r = 105,5 \text{ Nm}$: coppia di attrito preliminare all'avvio
- $a = 52 \text{ mm}$

- $b = 153,2 \text{ mm}$
- $l = 164 \text{ mm}$
- $\beta = 3^\circ$

L'intero carico assiale A_B si scarica sul cuscinetto B e dipende dal coefficiente di attrito μ tra le superfici scanalate e dal raggio primitivo del profilo del giunto cardanico R_p .

$$A_B = M_r \cdot \frac{\mu}{R_p} \quad (3.24)$$

Con:

- $\mu = 0,124$ (*Catalogo Willi Elbe*)
- $R_p = 13 \text{ mm}$

Dalle relazioni (3.22), (3.23) e (3.24) si ottengono:

$$R_A = 257 \text{ N}$$

$$R_B = 288 \text{ N}$$

$$A_B = 1211 \text{ N}$$

I risultati ottenuti dallo strumento di calcolo online, e i valori complessivi della coppia di attrito all'avvio $M'_{t_{max}}$ e in condizioni nominali M'_{t_n} sono riportati in tabella 3.5.

Tabella 3.5 – Risultati del calcolo del momento di attrito

Componente	Carico radiale [kN]	Carico assiale [kN]	Condiz. di funzionamento	Coppia di attrito [Nm]
<i>Cuscinetto SKF 23238 CCK/W33</i>	210,9	0	Avvio	64,1
			Nominale	42,4
<i>Cuscinetto FAG_522237</i>	105,5	0	Avvio	20,2
			Nominale	13,6
<i>Cuscinetto FAG_522237</i>	105,5	0	Avvio	20,2
			Nominale	13,6
<i>Tenuta SKF_45_VA_R</i>	-	-	Avvio	1
			Nominale	1
	0,247	0	Avvio	0,15

<i>Cuscinetto SKF_6305 (A)</i>			Nominale	0,1
<i>Cuscinetto SKF_6305 (B)</i>	0,288	1,211	Avvio	0,15
			Nominale	0,1
TOT			Avvio	105,8
			Nominale	70,9

Le coppie di attrito che si ottengono dai due cuscinetti SKF 6305, tramite lo strumento di calcolo online, sono di entità trascurabile rispetto a quelle calcolate per i cuscinetti delle boccole ferroviarie e del supporto centrale.

Al fine di tener conto di eventuali incertezze di calcolo e delle presumibili irregolarità nell'erogazione di potenza del motore, il momento di attrito calcolato viene pre-moltiplicato per un fattore di correzione f_c pari a 1,2.

Momento di attrito massimo all'avvio corretto:

$$M_{t_{max}} = M'_{t_{max}} \cdot f_c \quad (3.25)$$

$$M_{t_{max}} = 127,0 \text{ Nm}$$

Momento di attrito nominale corretto:

$$M_{t_n} = M'_{t_n} \cdot f_c \quad (3.26)$$

$$M_{t_n} = 85,1 \text{ Nm}$$

3.5.3 Verifica dei componenti

Una volta noto il momento da trasmettere è possibile procedere con la verifica e il dimensionamento dei componenti che costituiscono la linea di trasmissione.

Motore elettrico

È indispensabile assicurarsi che il motore elettrico sia in grado di erogare la coppia richiesta per il corretto funzionamento del banco prova, in particolare bisogna verificare che la coppia massima erogata dal motore sia maggiore del momento di attrito all'avvio e che la coppia nominale sia maggiore del momento di attrito nominale di funzionamento.

Le caratteristiche tecniche del motore sono riportate in tabella 2.1.

Procedendo con la verifica si ottiene:

$$C_{max} > M_{t_{max}} \Rightarrow 360 > 127,0$$

$$C_n > M_{t_n} \Rightarrow 120 > 85,1$$

I due valori di coppia erogata dal motore sono maggiori dei due momenti di attrito, per cui il motore è adatto a funzionare sul banco prova.

Giunti elastici a soffietto

La verifica dei giunti elastici consiste nel verificare che il momento di attrito massimo sia minore della massima coppia che può essere trasmessa dal giunto e successivamente nel calcolo di un eventuale margine di sicurezza.

La scheda tecnica del giunto è riportata in Appendice A.

Per la verifica del giunto flessibile viene utilizzato il momento massimo di attrito all'avvio corretto $M_{t_{max}}$.

Ricordando che il momento massimo ammissibile dal giunto elastico è $T_{KN} = 200 Nm$ si ottiene:

$$T_{KN} > M_{t_{max}} \Rightarrow 200 > 127,0$$

Il margine di sicurezza S del giunto può essere calcolato con l'equazione (3.27):

$$S = \frac{T_{KN}}{M_{t_{max}}} \quad (3.27)$$

Si ottiene:

$$S = 1,6$$

Il momento massimo sopportabile dal giunto flessibile è maggiore della massima coppia trasmessa, per cui il giunto flessibile risulta verificato con un margine di sicurezza S pari a 1,6.

Trasmissione cardanica

La verifica del giunto omocinetico è analoga a quella dei giunti elastici a soffietto: bisogna verificare che la massima coppia trasmissibile dal giunto sia maggiore del momento di attrito massimo da trasmettere lungo la linea di trasmissione.

Le caratteristiche tecniche del giunto cardanico sono riportate in tabella 2.2.

Anche in questo caso per la verifica si utilizza il massimo momento di attrito all'avvio corretto $M_{t_{max}}$, bisogna però tener conto del fatto che la trasmissione cardanica è montata dopo la coppia di cuscinetti installati nella boccola motore, questo significa che il momento torcente trasmesso dal giunto cardanico è pari al momento di attrito totale meno il momento di attrito dei due cuscinetti SKF 6305.

Ricalcolando il momento di attrito sul cardano si ottiene:

$$M_{t_{maxcardano}} = M'_{t_{maxcardano}} \cdot f_c = 126,6 \text{ Nm}$$

Ricordando che il momento massimo ammissibile dalla trasmissione cardanica è $M_t = 250 \text{ Nm}$, si ottiene:

$$M_t > M_{t_{maxcardano}} \Rightarrow 250 > 126,6$$

Il margine di sicurezza S del giunto cardanico può essere calcolato con l'equazione (3.28):

$$S = \frac{M_t}{M_{t_{maxcardano}}} \quad (3.28)$$

Si ottiene:

$$S = 2,0$$

Il momento massimo sopportabile dal giunto cardanico è maggiore della massima coppia trasmessa, per cui la trasmissione cardanica scelta risulta verificata con un margine di sicurezza pari a 2,0.

3.5.4 Dimensionamento degli alberi di trasmissione

Il dimensionamento dei due alberi di trasmissione si divide in due parti principali: la verifica statica, in cui si va a verificare che le tensioni massime sviluppate all'interno del componente siano minori della massima tensione ammissibile e la verifica a fatica in cui si accerta che il componente possa resistere in opera per un determinato tempo quando soggetto a carichi ciclici. Infine, devono essere dimensionati gli organi di collegamento atti alla trasmissione del momento torcente.

3.5.4.1 Dimensionamento statico

Il dimensionamento dei due alberi si riduce alla scelta del materiale più adatto alla loro costruzione, infatti le dimensioni sono imposte dai componenti con i quali si dovranno accoppiare (giunti elastici, trasmissione cardanica, cuscinetti).

Durante il dimensionamento statico si andranno a calcolare le massime tensioni indotte all'interno del componente che dovranno essere confrontate con le tensioni ammissibili del materiale, questo permette di calcolare un coefficiente di sicurezza statico che dovrà essere maggiore del coefficiente di sicurezza minimo richiesto, per questo tipo di applicazioni si assume generalmente un coefficiente di sicurezza compreso tra 2,5 e 3.

ALBERO LATO MOTORE

L'albero montato sul lato motore (figura 3.33) è vincolato dai due cuscinetti installati nella boccia motore, il vincolo è sia radiale che assiale infatti l'albero presenta uno spallamento e una sede per anello elastico A25 UNI 3653 – 7435 Tipo A. Dato che il collegamento tra giunto elastico e albero non necessita di particolari geometrie dell'albero, questo presenta un'estremità liscia, all'altra estremità è presente invece una sede per linguetta di tipo UNI 6604 - A che permette la trasmissione del moto tra albero e trasmissione cardanica. In Allegato C si riporta la tavola tecnica dell'albero lato motore.

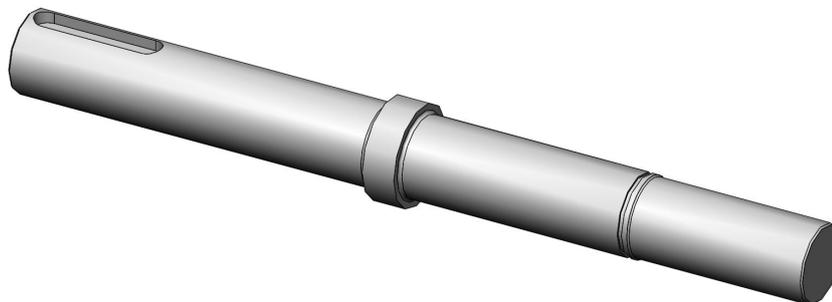


Figura 3.33 – Albero lato motore

Per il calcolo delle tensioni statiche vengono considerate sia le tensioni normali indotte dal momento flettente e dalle forze generate dai disallineamenti della trasmissione cardanica, sia le tensioni tangenziali dovute al momento torcente trasmesso dall'albero. Dato che si tratta di un calcolo statico le forze vengono calcolate a partire dal massimo momento di attrito all'avvio corretto.

Si riporta in figura 3.34 il diagramma di momento flettente dell'albero lato motore.



Figura 3.34 – Diagramma di momento flettente albero lato motore

Si noti come all'estremità dell'albero ($x = 250,5$) il momento flettente non è nullo, questo è dovuto al fatto che la forza che genera il momento flettente agisce tramite la crociera del cardano e quindi ad una certa distanza dall'estremità dell'albero.

Dopo aver valutato le tensioni in tutte le sezioni critiche dell'albero si è concluso che la sezione più sollecitata dal punto di vista statico è quella in cui è presente la sede per linguetta (figura 3.35).

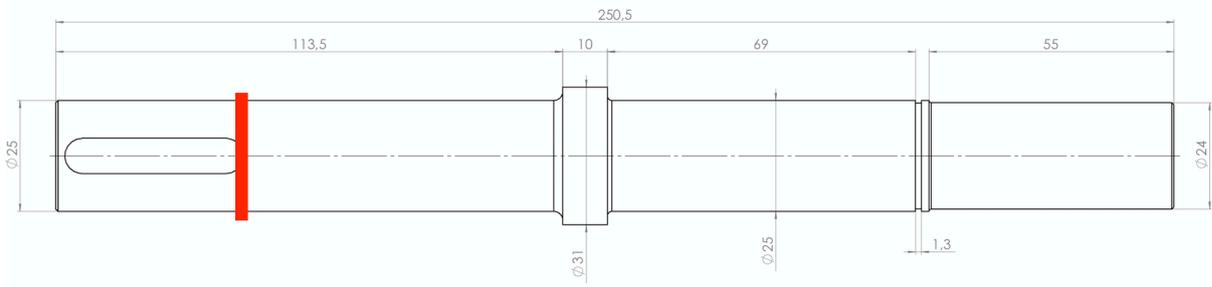


Figura 3.35 – Sezione maggiormente sollecitata albero lato motore

In tale sezione si ha:

Momento flettente:

$$M_f = 2,6 \text{ Nm}$$

Momento torcente:

$$M_t = 126,6 \text{ Nm}$$

Il calcolo delle tensioni avviene dividendo il momento flettente e il momento torcente per i rispettivi moduli di resistenza, per alberi a sezione piena si utilizzano le relazioni (3.29) e (3.30).

Modulo di resistenza a flessione:

$$W_f = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (3.29)$$

Modulo di resistenza a torsione:

$$W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (3.30)$$

Le tensioni normali e tangenziali sono calcolate rispettivamente con le relazioni (3.31) e (3.32).

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_f} \quad (3.31)$$

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} \quad (3.32)$$

Considerando per la sezione sopra citata un diametro della sezione resistente $d = 21 \text{ mm}$, si ottengono i seguenti risultati:

$$W_f = 909 \text{ mm}^3$$

$$W_t = 1817 \text{ mm}^3$$

Dunque:

$$\sigma_f = 2,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_t = 69,7 \text{ MPa}$$

Data la ridotta entità del carico assiale (1211 N) si trascurano le tensioni normali da esso generate, di conseguenza la tensione normale complessiva è pari alla massima tensione dovuta al momento flettente:

$$\sigma = \sigma_f$$

Utilizzando l'ipotesi di cedimento di Von Mises è possibile valutare tramite la relazione (3.20) la tensione normale equivalente.

Si ottiene:

$$\sigma_{eq} = 120,7 \text{ MPa}$$

Questa tensione deve essere confrontata con la massima tensione ammissibile del materiale. Come materiale di partenza per la realizzazione dei due alberi si è scelto l'acciaio C40 Bonificato, questo materiale appartiene alla famiglia degli acciai da costruzione da bonifica, viene utilizzato per la costruzione di componenti meccanici sottoposti a carichi statici e dinamici, è largamente usato nell'industria meccanica per alberi, semiassi, aste, bielle, organi di collegamento, leve, steli, colonne per presse; la sua composizione chimica lo rende particolarmente tenace e allo stesso tempo economico. Si riportano in tabella 3.6 le principali caratteristiche meccaniche dell'acciaio C40 bonificato.

Tabella 3.6 – Caratteristiche meccaniche acciaio C40 Bonificato

Standard	EN 10083-2	
Tensione di rottura	R_m	700 MPa
Tensione di snervamento	R_{p02}	380 MPa
Limite di fatica	σ_{D-1}	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 %

Tramite la relazione (3.33) si procede con il calcolo del coefficiente di sicurezza statico S_0 .

$$S_0 = \frac{R_{p02}}{\sigma_{eq}} \quad (3.33)$$

Per la sezione in esame si ottiene:

$$S_0 = 3,1$$

Il coefficiente di sicurezza calcolato è maggiore del valore minimo richiesto pari a 3, per cui l'albero lato motore risulta verificato staticamente.

ALBERO LATO BOCCOLA

L'albero montato sul lato boccola (figura 3.36) presenta sedi per linguette di tipo UNI 6604 - A ad entrambe le estremità, infatti su un lato si ha il collegamento con il giunto cardanico e sull'altro con il giunto flangiato. La geometria è simmetrica. L'albero è vincolato radialmente dal giunto flangiato, difatti una porzione dell'albero viene inserita del foro del giunto flangiato dando origine ad un vincolo ad incastro. Il movimento assiale è impedito da un grano M8 avvitato nella parte cilindrica del giunto che insiste sull'albero. In Appendice C è riportata la tavola tecnica dell'albero lato boccola.

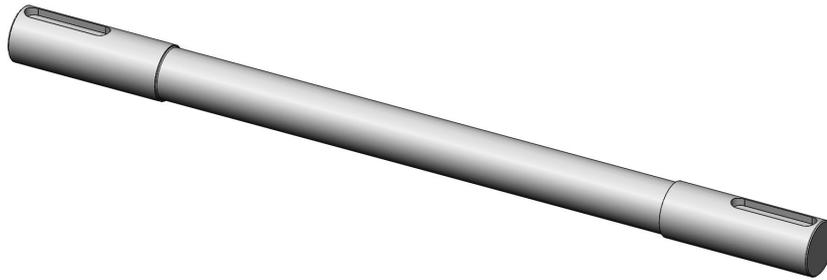


Figura 3.36 – Albero lato boccola

Il calcolo della tensione equivalente e del coefficiente di sicurezza statico è analogo a quanto fatto per l'albero lato motore, il momento torcente trasmesso è lo stesso mentre il momento flettente è calcolato diversamente a causa della diversa configurazione di vincolo.

Si riporta in figura 3.37 il diagramma di momento flettente dell'albero lato boccola.

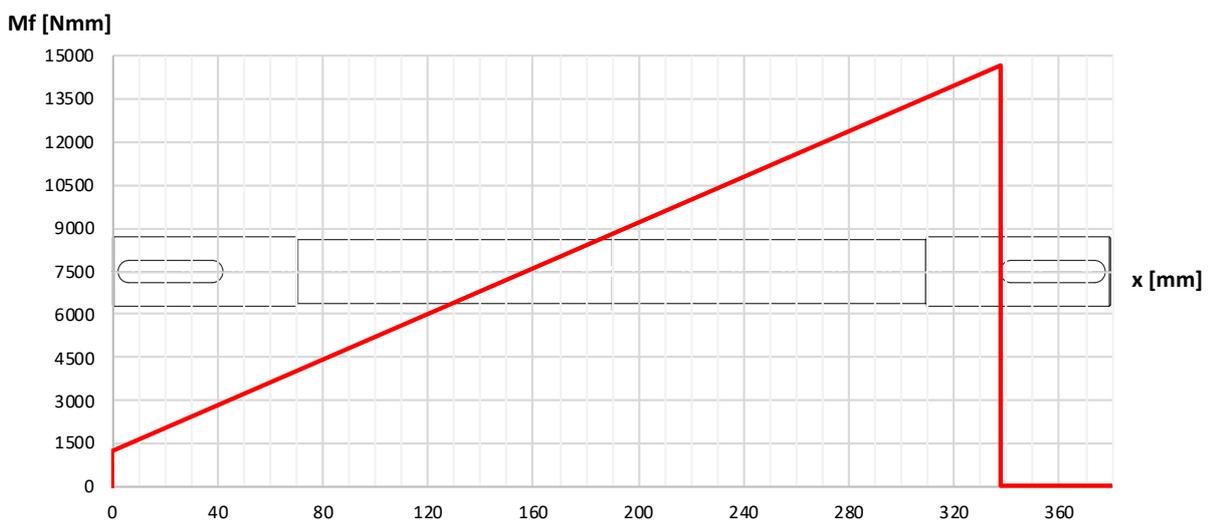


Figura 3.37 – Diagramma di momento flettente albero lato boccola

Anche in questo caso il momento flettente ad una delle estremità dell'albero ($x = 0$) non è nullo a causa della distanza tra albero e crociera del cardano.

Dopo aver valutato le tensioni in tutte le sezioni critiche si è concluso che la più sollecitata in questo caso è quella all'incastro, ovvero nel punto di collegamento tra albero e giunto flangiato, in tale sezione il momento torcente è chiaramente lo stesso delle altre sezioni ma il momento flettente ha il valore massimo ed è inoltre presente una sede per linguetta.

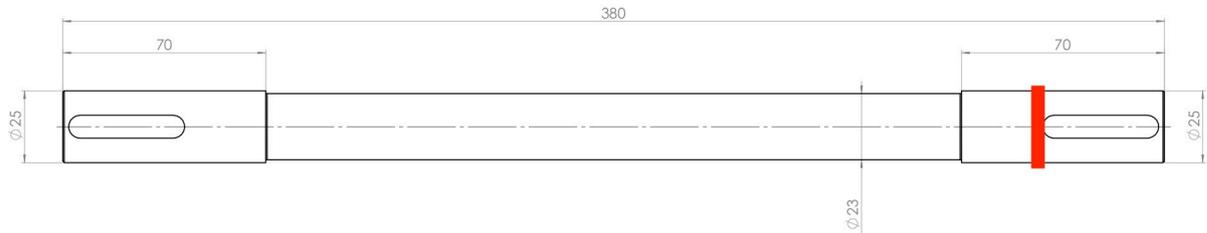


Figura 3.38 – Sezione più sollecitata albero lato boccola

In particolare, si ottiene:

Momento flettente:

$$M_f = 14,7 \text{ Nm}$$

Momento torcente:

$$M_t = 126,6 \text{ Nm}$$

Utilizzando le relazioni (3.29) e (3.30) è possibile calcolare i moduli di resistenza a flessione e torsione nella sezione considerata.

$$W_f = 909 \text{ mm}^3$$

$$W_f = 1817 \text{ mm}^3$$

Tramite la (3.31) e la (3.32) si calcolano la massima tensione normale e tangenziale.

$$\sigma_f = 16,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_t = 69,7 \text{ MPa}$$

Anche in questo caso si può assumere:

$$\sigma = \sigma_f$$

Tramite la (3.20) si ottiene la tensione equivalente.

$$\sigma_{eq} = 121,8 \text{ MPa}$$

Il materiale di partenza utilizzato è sempre il C40 Bonificato.

Infine, dividendo la tensione di snervamento per la tensione equivalente appena calcolata si risale al coefficiente di sicurezza statico S_0 .

Si ottiene:

$$S_0 = 3,1$$

Il coefficiente di sicurezza calcolato è maggiore del valore minimo richiesto pari a 3, per cui anche l'albero lato boccola risulta verificato staticamente.

3.5.4.2 Dimensionamento delle linguette

Le linguette secondo UNI 6604 hanno grandezze unificate, l'altezza e la larghezza sono figlie della dimensione dell'albero sulle quali vengono montate, il dimensionamento si riduce quindi alla scelta della lunghezza unificata tale per cui la linguetta è in grado di trasmettere la coppia desiderata.

Le linguette sono organi di collegamento che trasmettono il momento grazie all'azione sui fianchi delle stesse, pertanto un corretto dimensionamento prevede due calcoli distinti, un dimensionamento a pressione di contatto e una successiva verifica a taglio.

Calcolo a pressione di contatto

In questo calcolo bisogna verificare che la pressione massima che si genera sui fianchi della linguetta sia minore di una massima pressione ammissibile p_{amm} .

La pressione che si sviluppa sul fianco della linguetta può essere valutata utilizzando la relazione (3.34).

$$p = \frac{4 \cdot M_t}{L' \cdot h \cdot d} \quad (3.34)$$

Dove:

- M_t : momento torcente da trasmettere lungo la linea di trasmissione
- L' : lunghezza utile della linguetta
- h : altezza della linguetta
- d : diametro nominale dell'albero

Per lunghezza utile si intende la lunghezza della parte rettilinea della linguetta, il suo valore può essere calcolato a partire dalla lunghezza totale L e dalla larghezza b utilizzando la (3.35).

$$L' = L - b \quad (3.35)$$

Inserendo nella (3.34) la massima pressione ammissibile è possibile ricavare la lunghezza minima necessaria alla trasmissione del momento torcente M_t .

$$L = \frac{4 \cdot M_t}{p_{amm} \cdot h \cdot d} + b \quad (3.36)$$

Partendo dal diametro dell'albero, uguale per tutte e tre le linguette da verificare, tramite la tabella riportata nella UNI 6604 è possibile identificare i valori di h e b .

$$h = 7 \text{ mm}$$

$$b = 8 \text{ mm}$$

La massima pressione ammissibile per il materiale di cui le linguette sono costruite viene assunta pari a:

$$P_{amm} = 100 \text{ MPa.}$$

Ricordando il diametro dell'albero $d = 25 \text{ mm}$, e il momento torcente da trasmettere $M_t = 126,6 \text{ Nm}$, utilizzando la relazione (3.36) si ottiene:

$$L = 37 \text{ mm}$$

Che corrisponde ad una lunghezza unificata della linguetta pari a 40 mm.

Calcolo a taglio

La verifica della linguetta a taglio è analoga a quella a pressione di contatto, bisogna verificare che la tensione tangenziale che si genera nella linguetta sia minore della massima tensione tangenziale ammissibile del materiale di cui è costituita.

La tensione tangenziale che si genera nella linguetta può essere calcolata utilizzando la relazione (3.37).

$$\tau = \frac{2 \cdot M_t}{b \cdot (L - b) \cdot d} \quad (3.37)$$

Assumendo come lunghezza L il valore calcolato nel dimensionamento a pressione di contatto è possibile verificare se la tensione tangenziale sia minore del valore massimo ammissibile che viene assunto pari a:

$$\tau_{amm} = 100 \text{ MPa.}$$

Si ottiene:

$$\tau = 39,6 \text{ MPa}$$

$$\tau < \tau_{amm} \Rightarrow 39,6 < 100$$

Tutte e tre le linguette dei due alberi sono verificate a taglio.
La lunghezza unificata delle linguette è pari a 40 mm.

3.5.4.3 Verifica a fatica

I due alberi di trasmissione del banco prova devono essere progettati a vita infinita, questo significa che deve essere svolta un'opportuna verifica a fatica. Questa verifica permette di dimostrare che le tensioni medie e alternate che si sviluppano nei due alberi non portano il componente a rottura prima di $\sim 2 \cdot 10^6$ cicli di carico. Dato che si tratta di componenti rotanti, un ciclo di carico equivale ad una rotazione completa intorno al proprio asse.

Un aspetto particolarmente importante da considerare durante un calcolo a fatica è l'intensificazione delle tensioni dovuta agli effetti di intaglio, l'effetto di intaglio nasce quando un componente meccanico presenta delle brusche variazioni della geometria, nel caso di alberi queste variazioni possono essere spallamenti, sedi per anelli elastici, sedi per linguette, etc.

Per tener conto di questi effetti la tensione che si sviluppa nel componente viene premoltiplicata per un fattore di intensificazione delle tensioni k_t . Il fattore di intensificazione delle tensioni è il rapporto tra la tensione principale massima all'apice dell'intaglio e la tensione nominale calcolata.

$$k_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nominale}} \quad (3.38)$$

Il suo valore viene determinato tramite grafici presenti in letteratura nei casi di geometrie comuni in meccanica, mentre nel caso di geometrie complesse o particolari si ricorre alla sperimentazione o ad analisi numeriche (FEM); la sua entità dipende tanto dalla geometria dell'intaglio e dalle sue dimensioni quanto dalla modalità di applicazione del carico, quindi dal tipo di sollecitazione.

Tuttavia, quando la sollecitazione è di tipo dinamico, in realtà la concentrazione delle tensioni è meno severa laddove si aveva il picco di tensione statica e, di fatto, il coefficiente di intensificazione delle tensioni va rivisto tenendo conto della sensibilità del materiale.

Il coefficiente di intensificazione delle tensioni nel caso dinamico è chiamato k_f e può essere calcolato utilizzando la formulazione di Peterson (3.39).

$$q = \frac{k_f - 1}{K_t - 1} \quad (3.39)$$

Dove q è il fattore di sensibilità all'intaglio cioè quel fattore che tiene conto delle proprietà benevole del materiale che tendono a ridurre i picchi di tensione. Il fattore di sensibilità all'intaglio dipende oltre che dal materiale anche dalla geometria dell'intaglio e può essere valutato con la relazione (3.40).

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{a_p}{\rho}}} \quad (3.40)$$

Dove ρ è il raggio di fondo intaglio.

a_p è chiamata costante di Neuber e viene ricavata utilizzando grafici o formule empiriche, il suo valore dipende dalla tipologia del carico e dalla tensione di rottura del materiale.

$$a_p = 0,0254 \cdot \left(\frac{2079}{R_m}\right)^{1,8} \text{ carichi flessionali e di torsione} \quad (3.41)$$

$$a_p = 0,01524 \cdot \left(\frac{2079}{R_m}\right)^{1,8} \text{ carichi di torsionali} \quad (3.42)$$

Dunque, una volta calcolato il fattore di intensificazione delle tensioni, questo deve essere moltiplicato per la tensione alternata nominale, in questo modo si ottiene la tensione alternata massima che si genera all'interno del componente nella sezione in cui è presente l'intaglio.

$$\sigma_a = \sigma_{a_n} \cdot K_f \quad (3.43)$$

Altri importanti aspetti che influenzano la vita a fatica di un componente sono: la finitura superficiale, le tensioni residue, il tipo di carico e le dimensioni.

Per tener conto di questi effetti il limite di fatica del materiale deve essere corretto da una serie di coefficienti che permettono di adattarlo al componente reale che si sta verificando.

Il limite di fatica di un materiale rappresenta la tensione che porta a rottura un provino sottoposto ad un carico ciclico flessionale dopo un numero di cicli pari a $2 \cdot 10^6$.

Una migliore finitura superficiale comporta un numero minore di asperità sulla superficie del componente e quindi minori inneschi di eventuali cricche che potrebbero propagarsi nel materiale, inoltre l'assenza di difetti superficiali di grandi dimensioni evita la generazione di ulteriori effetti di intaglio; un materiale più fragile o con un maggiore carico di rottura è più soggetto agli effetti dannosi delle asperità di superficie. Per tener conto di questi effetti viene valutato un coefficiente di finitura superficiale C_f , minore di 1, che pre-moltiplica il limite di fatica del materiale.

Il valore di C_f può essere estratto dal grafico in figura 3.39 a partire dal grado di finitura superficiale e carico di rottura del materiale.

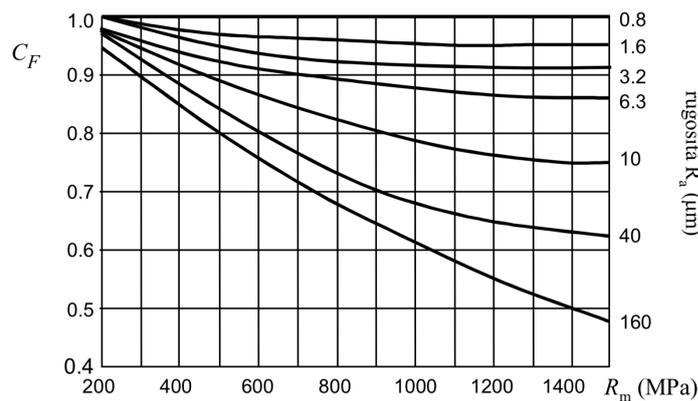


Figura 3.39 – Effetto della finitura superficiale

A parità di dimensione del componente, si nota che esso è sollecitato in modo più severo nel caso di distribuzione di tensione uniforme (trazione-compressione) rispetto al caso di distribuzione lineare (flessione piana, gradiente di tensioni). Per tener conto di questo aspetto il limite di fatica del materiale viene pre-moltiplicato, nel caso di sollecitazione di trazione-compressione, per un ulteriore coefficiente correttivo C_l pari a 0,7. Tuttavia, bisogna tener conto anche delle dimensioni del componente, infatti un componente di dimensioni maggiori rispetto al provino di fatica presenterà un gradiente delle tensioni meno marcato e quindi condizioni di carico che tendono ad avvicinarsi a quelle di un componente sottoposto ad un carico di trazione-compressione, questo fenomeno è chiamato effetto scala e viene considerato utilizzando un coefficiente correttivo C_s .

Il valore di C_s può essere estratto dal grafico in figura 3.39.

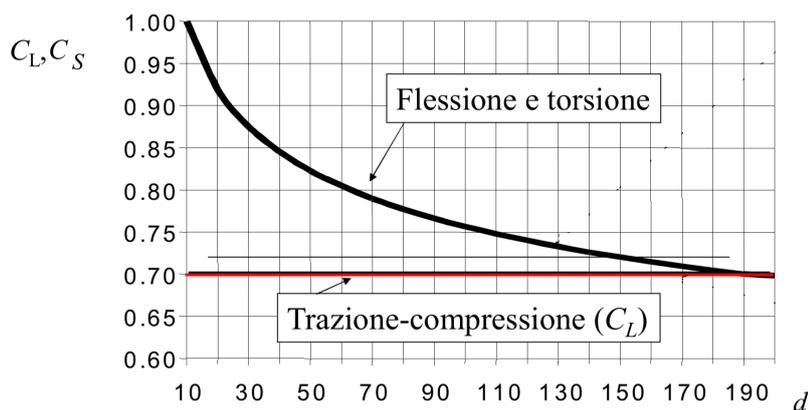


Figura 3.40 – Effetto del gradiente di tensione

Il limite di fatica corretto può essere valutato come:

$$\sigma_{D-1}^C = \sigma_{D-1} \cdot C_l \cdot C_s \cdot C_f \quad (3.44)$$

Un altro importante aspetto che influenza la vita a fatica è l'effetto della tensione media, sperimentalmente si è visto che in generale se la tensione media aumenta deve esserci una tensione alternata più bassa per ottenere la stessa durata del componente. Inoltre, bisogna verificare che la sola tensione media non porti a rottura il componente, cioè bisogna assicurarsi che la tensione media sia, in generale, minore della tensione di snervamento del materiale.

Il diagramma di Goodman-Smith (figura 3.41) è uno strumento che permette di valutare il collasso del componente per diverse condizioni di carico, ovvero per diversi valori della tensione media sia in trazione che in compressione. Questo tipo di diagramma prevede che tensione media e alternata siano dipendenti dalle prestazioni in modo proporzionale, ciò riflette quanto accade sul banco prova, infatti, aumentando il carico radiale sui cuscinetti aumenta il momento di attrito e conseguentemente aumentano le forze che generano le sollecitazioni flessionali sugli alberi.

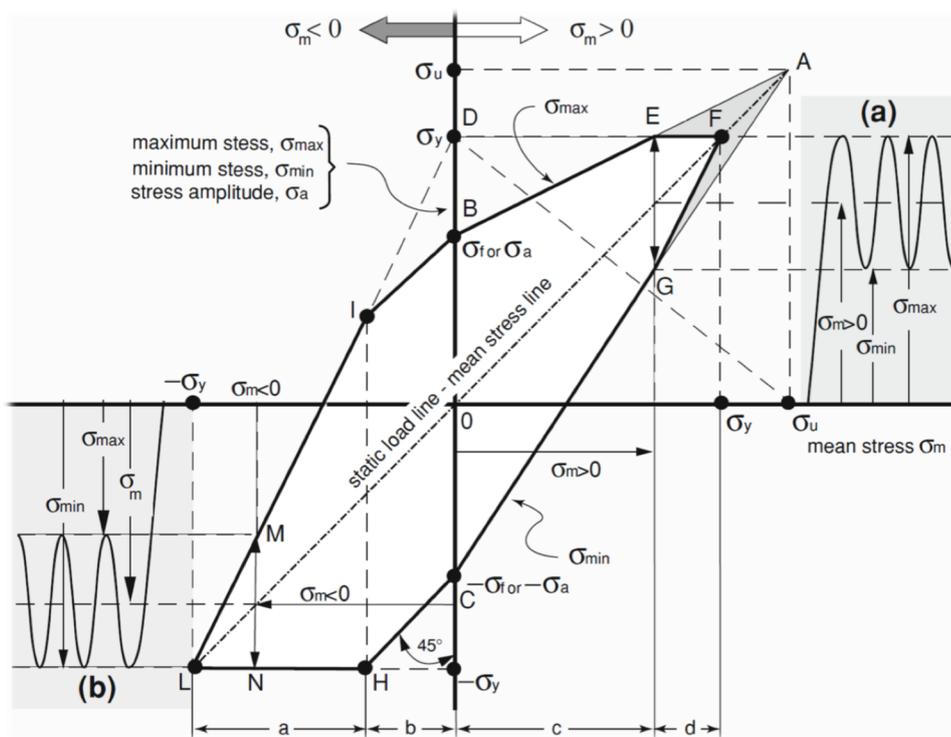


Figura 3.41 – Diagramma di Goodman – Smith

Il diagramma di Goodman Smith può essere espresso in forma analitica per un uso agevole nel calcolo a fatica, a tale scopo conviene suddividerlo in quattro aree: **a**, **b**, **c** e **d** secondo il valore della tensione media σ_m come mostrato in figura 3.41. Ad ogni area è associata una relazione che fornisce la condizione di collasso del componente e permette di valutare il coefficiente di sicurezza a fatica.

- **Regione “a”**

Campo di validità:

$$-R_{p02} \leq \sigma_m \leq \sigma_{D-1}^C - R_{p02} \quad (3.45)$$

Condizione di collasso:

$$\sigma_a - \sigma_m \geq R_{p02} \quad (3.46)$$

Coefficiente di sicurezza a fatica:

$$S_1 = \frac{R_{p02}}{\sigma_a - \sigma_m} \quad (3.47)$$

- **Regione “b”**

Campo di validità:

$$\sigma_{D-1}^C - R_{p02} \leq \sigma_m \leq 0 \quad (3.48)$$

Condizione di collasso:

$$\sigma_a \geq \sigma_{D-1}^C \quad (3.49)$$

Coefficiente di sicurezza a fatica:

$$S_1 = \frac{\sigma_{D-1}^C}{\sigma_a} \quad (3.50)$$

- **Regione “c”**

Campo di validità:

$$0 \leq \sigma_m \leq \frac{R_{p02} - \sigma_{D-1}^C}{1 - \frac{\sigma_{D-1}^C}{R_m}} \quad (3.51)$$

Condizione di collasso:

$$\sigma_a + \frac{\sigma_{D-1}^C \cdot \sigma_m}{R_m} \geq \sigma_{D-1}^C \quad (3.52)$$

Coefficiente di sicurezza a fatica:

$$S_1 = \frac{\sigma_{D-1}^C}{\sigma_a + \frac{\sigma_{D-1}^C \cdot \sigma_m}{R_m}} \quad (3.53)$$

- **Regione “d”**

Campo di validità:

$$\frac{R_{p02} - \sigma_{D-1}^C}{1 - \frac{\sigma_{D-1}^C}{R_m}} \leq \sigma_m \leq R_{p02} \quad (3.54)$$

Condizione di collasso:

$$\sigma_a + \sigma_m \geq R_{p02} \quad (3.55)$$

Coefficiente di sicurezza a fatica:

$$S_1 = \frac{R_{p02}}{\sigma_a + \sigma_m} \quad (3.56)$$

Si procede quindi con la verifica a fatica dei due alberi di trasmissione e il calcolo del relativo coefficiente di sicurezza.

Durante il calcolo a fatica non viene valutata la resistenza del componente alla massima sollecitazione, ma si determina la durata nelle normali condizioni di funzionamento, per questo non viene utilizzato il momento di attrito massimo all'avvio ma il momento di attrito nominale di funzionamento.

Ricordando la Relazione (3.26), il momento di attrito nominale corretto è $M_{t_n} = 85,1 Nm$.

Le forze generate dal giunto cardanico e che si scaricano sugli alberi di trasmissione avranno un'entità diversa rispetto a quelle utilizzate nel calcolo statico in quanto figlie del momento M_{t_n} . Utilizzando questa nuova condizione di carico si procede con la verifica a fatica dei due alberi di trasmissione.

ALBERO LATO MOTORE

La verifica a fatica viene svolta nelle sezioni che si pensa possano essere le più sollecitate a fatica, ovvero quelle in cui le tensioni medie e alternate sono elevate e/o quelle in cui si ha un elevato effetto di intaglio.

Anche se il componente presenta una sede per anello elastico, che generalmente comporta un'elevata intensificazione delle tensioni, la sezione in cui è presente l'anello non viene studiata a fatica in quanto in quella porzione non sono presenti carichi alternati.

Si riporta di seguito il calcolo svolto nella sezione che è risultata essere la più sollecitata a fatica. Si tratta della stessa sezione valutata durante il calcolo statico illustrata in figura 3.35, tale sezione presenta un'area resistente minore a causa della presenza della sede per linguetta che, oltretutto, introduce anche un'elevato effetto di intaglio.

Il primo passo è quello di valutare le tensioni e il fattore di intensificazione indotto dalla sede per linguetta.

La componente alternata nominale è data dalla tensione di flessione che in tale sezione è pari a:

$$\sigma_{a_n} = 1,89 \text{ MPa}$$

Quando la componente alternata è di flessione si assume normalmente per la sede di linguetta un coefficiente di intensificazione delle tensioni k_t pari a 1,6. In questo particolare caso il fattore di sensibilità all'intaglio q viene preso pari a 1, questo perché il raggio di fondo intaglio di una sede per linguetta è molto piccolo e perciò non si hanno rilevanti effetti benevoli del materiale.

Si può scrivere quindi:

$$k_f = k_t = 1,6$$

Ricordando l'Equazione (3.43) si ottiene l'effettiva tensione massima alternata che si genera nella sezione considerata.

$$\sigma_a = 3,0 \text{ MPa}$$

Il carico di flessione ha media nulla per cui non sono presenti tensioni medie di flessione.

La tensione media è data dal momento torcente, infatti esso è applicato in modo continuativo e costante. Il valore della tensione tangenziale media ottenuto dividendo il momento torcente per il modulo di resistenza a torsione è pari a:

$$\tau_m = 46,8 \text{ MPa}$$

Dato che per la verifica a fatica sarà utilizzato il diagramma di Goodman-Smith, è bene convertire la tensione tangenziale in una tensione normale equivalente, si utilizza a tal proposito la formulazione di Von Mises (3.20). Si ottiene:

$$\sigma_{meq} = 81,1 \text{ MPa}$$

Devono ora essere valutati i coefficienti correttivi C_l , C_s e C_f che tengono conto di condizioni reali non presenti nel provino di fatica.

Non essendo presenti carichi ciclici di trazione-compressione, il fattore C_l è assunto pari a 1.

Al fine di tener conto delle diverse dimensioni del componente rispetto a quelle del provino viene valutato il valore del coefficiente C_s ; tenendo conto del diametro della sezione resistente $d = 21 \text{ mm}$, tramite il grafico in figura 3.39 si ottiene:

$$C_s = 0,88$$

Il processo necessario alla realizzazione della sede per linguetta prevede una lavorazione tramite fresa a candela con conseguente finitura superficiale $R_a = 6,3 \mu\text{m}$, tenendo conto del carico di rottura del materiale riportato in tabella 3.6 e utilizzando il grafico in figura 3.39, si ottiene un coefficiente di finitura superficiale pari a:

$$C_f = 0,88$$

Partendo dal limite di fatica $\sigma_{D-1} = 330 \text{ MPa}$ tramite la relazione (3.44) è possibile calcolare il limite di fatica corretto per il componente reale.

$$\sigma_{D-1}^c = 255,5 \text{ MPa}$$

A questo punto utilizzando il diagramma di Goodman-Smith è possibile valutare il coefficiente di sicurezza a fatica nella sezione più sollecitata del componente. Resta da capire in quale delle quattro regioni del diagramma sta lavorando il componente, e quindi quale delle quattro equazioni di verifica deve essere utilizzata. La tensione media nella sezione in esame ha un valore tale da rispettare l'equazione (3.51), infatti:

$$0 \leq \sigma_{m_{eq}} \leq \frac{R_{p02} - \sigma_{D-1}^c}{1 - \frac{\sigma_{D-1}^c}{R_m}} \Rightarrow 0 \leq \mathbf{81,1} \leq 196,0$$

Questo significa che il punto di lavoro si colloca nella regione "c", pertanto l'equazione da utilizzare per il calcolo del coefficiente di sicurezza è la (3.53).

Il risultato ottenuto è il seguente:

$$S_1 = 7,8$$

Per questo tipo di applicazioni il coefficiente di sicurezza a fatica minimo richiesto è pari a 3, per cui la verifica a fatica dell'albero lato motore ha esito positivo.

ALBERO LATO BOCCOLA

Anche per questo componente si riporta di seguito il calcolo svolto nella sezione che è risultata essere la più sollecitata a fatica. Si tratta della sezione 1.1 illustrata in figura 3.38, tale sezione presenta un'area resistente minore a causa della presenza della sede per linguetta che, oltretutto, introduce anche un elevato effetto di intaglio.

La componente alternata nominale è data dalla tensione di flessione che in tale sezione è pari a:

$$\sigma_{a_n} = 10,8 \text{ MPa}$$

Il coefficiente di intensificazione delle tensioni per la sede di linguetta k_t è pari a 1,6. Trattandosi di una sede per linguetta il fattore di sensibilità all'intaglio q viene preso pari a 1. Si può scrivere quindi:

$$k_f = k_t = 1,6$$

Ricordando l'equazione (3.43) si ottiene l'effettiva tensione massima alternata che si genera nella sezione considerata.

$$\sigma_a = 17,3 \text{ MPa}$$

Il carico di flessione ha media nulla per cui non sono presenti tensioni medie di flessione. Il valore della tensione tangenziale media ottenuto dividendo il momento torcente per il modulo di resistenza a torsione è pari a:

$$\tau_m = 46,8 \text{ MPa}$$

Utilizzando la formulazione di Von Mises (3.20) si ottiene la tensione normale equivalente:

$$\sigma_{m_{eq}} = 81,1 \text{ MPa}$$

Devono ora essere valutati i coefficienti correttivi C_l , C_s e C_f che tengono conto di condizioni reali non presenti nel provino di fatica.

Non essendo presenti carichi ciclici di trazione-compressione, il fattore C_l è assunto pari a 1.

Tenendo conto del diametro della sezione resistente $d = 21 \text{ mm}$ e utilizzando il grafico in figura 3.39 si ottiene il valore del coefficiente di scala C_s .

$$C_s = 0,88$$

il processo necessario alla realizzazione della sede per linguetta prevede una lavorazione tramite fresa a candela con conseguente finitura superficiale $R_a = 6,3 \mu m$, tenendo conto del carico di rottura del materiale riportato in tabella 3.6 e utilizzando il grafico in figura 3.39, si ottiene un coefficiente di finitura superficiale pari a:

$$C_f = 0,88$$

Tramite la relazione (3.44) è possibile calcolare il limite di fatica corretto per il componente reale.

$$\sigma_{D-1}^c = 255,5 \text{ MPa}$$

Si analizza il valore della tensione media per capire in quale regione del diagramma di Goodman-Smith si ricade. La tensione media nella sezione in esame ha un valore tale da rispettare l'equazione (3.51), infatti:

$$0 \leq \sigma_{m_{eq}} \leq \frac{R_{p02} - \sigma_{D-1}^c}{1 - \frac{\sigma_{D-1}^c}{R_m}} \Rightarrow 0 \leq 81,1 \leq 196,0$$

Questo significa che il punto di lavoro si colloca nella regione "c", pertanto l'equazione da utilizzare per il calcolo del coefficiente di sicurezza è la (3.53).

Il risultato ottenuto è il seguente:

$$S_1 = 5,5$$

Il coefficiente di sicurezza a fatica minimo richiesto è pari a 3, per cui la verifica a fatica dell'albero lato boccola ha esito positivo.

Per completezza, il calcolo di verifica a fatica viene svolto anche nella sezione 2.2 (figura 3.42), in tale sezione è presente uno spallamento che comporta un'intensificazione delle tensioni che deve essere valutata correttamente.

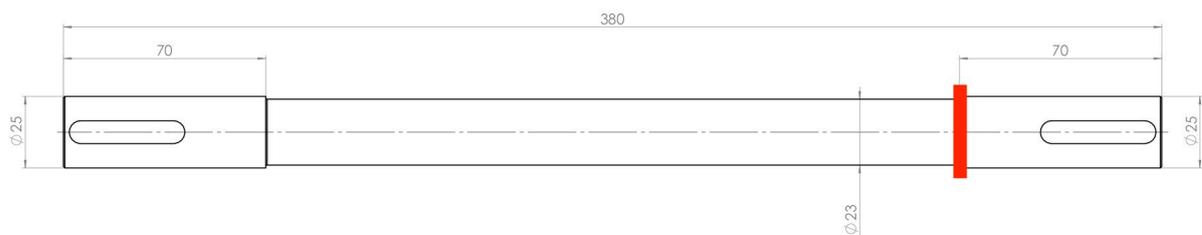


Figura 3.42 – Sezione 2.2 albero lato boccola

La componente alternata nominale è data sempre dalla tensione di flessione che in tale sezione è pari a:

$$\sigma_{a_n} = 7,7 \text{ MPa}$$

Il coefficiente di intensificazione delle tensioni k_t per lo spallamento deve essere valutato utilizzando i grafici forniti dalla letteratura. Secondo le indicazioni del disegno in figura 3.42, lo spallamento è definito da un diametro minore $d = 23 \text{ mm}$ e da un diametro maggiore $D = 25 \text{ mm}$, inoltre presenta un raggio di raccordo $r = 1 \text{ mm}$.

Si riportano i rapporti necessari a estrarre il valore del k_t .

- $\frac{r}{d} = 0,04$
- $\frac{D}{d} = 1,1$

Utilizzando il grafico riportato in figura 3.43 è possibile ricavare il valore del fattore di intensificazione delle tensioni per un albero che presenta uno spallamento sottoposto ad una sollecitazione flessionale ciclica.

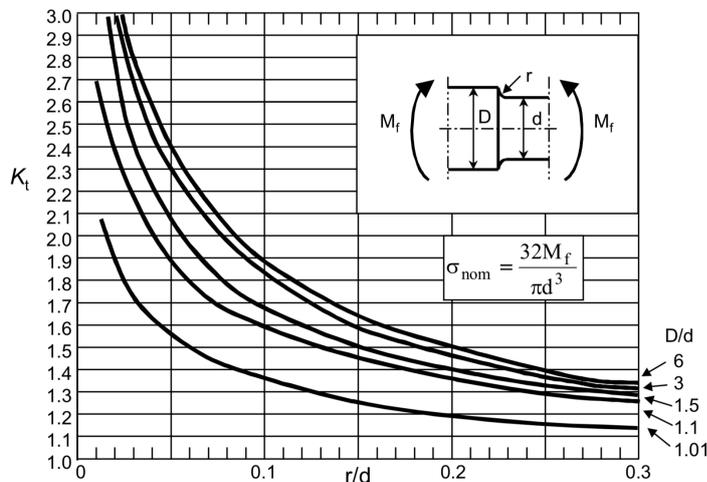


Figura 3.43 – K_t per alberi con spallamento sottoposti a flessione alternata

Si ottiene:

$$k_t = 1,95$$

Il fattore di intensificazione delle tensioni deve essere corretto per tener conto della sensibilità all'intaglio del materiale.

Utilizzando l'equazione 3.41 (formula di Paterson) si ottiene:

$$a_p = 0,18 \text{ mm}$$

Da cui utilizzando la relazione (3.40) è possibile calcolare la sensibilità all'intaglio q del materiale.

$$q = 0,7$$

Infine, rielaborando l'equazione (3.39) è possibile calcolare il fattore di intensificazione delle tensioni corretto per il caso dinamico.

$$k_f = 1 + q \cdot (k_t - 1) \quad (3.57)$$

Si ottiene:

$$k_f = 1,7$$

Ricordando l'equazione (3.43) si ottiene l'effettiva tensione massima alternata che si genera nella sezione considerata.

$$\sigma_a = 13,1 \text{ MPa}$$

La tensione tangenziale media ottenuto dividendo il momento torcente per il modulo di resistenza a torsione è pari a:

$$\tau_m = 35,5 \text{ MPa}$$

Utilizzando la formulazione di Von Mises si ottiene la tensione normale equivalente:

$$\sigma_{meq} = 61,5 \text{ MPa}$$

Non essendo presenti carichi ciclici di trazione-compressione, il fattore C_l è assunto pari a 1.

Tenendo conto del diametro minimo dello spallamento e utilizzando il grafico in figura 3.39 si ottiene il valore del coefficiente di scala C_s .

$$C_s = 0,88$$

Lo spallamento, realizzato tramite tornitura presenta una finitura superficiale $R_a = 3,2 \mu\text{m}$, utilizzando il grafico in figura 3.39 si ottiene un coefficiente di finitura superficiale pari a:

$$C_f = 0,92$$

Infine, tramite la relazione (3.44) è possibile calcolare il limite di fatica corretto per il componente reale.

$$\sigma_{D-1}^C = 267,7 \text{ MPa}$$

Si analizza il valore della tensione media per capire in quale regione del diagramma di Goodman-Smith si ricade. La tensione media nella sezione in esame ha un valore tale da rispettare l'equazione (3.51), infatti:

$$0 \leq \sigma_{meq} \leq \frac{R_{p02} - \sigma_{D-1}^C}{1 - \frac{\sigma_{D-1}^C}{R_m}} \Rightarrow 0 \leq 61,5 \leq 182,5$$

Il punto di lavoro si colloca nella regione "c", pertanto il risultato ottenuto è il seguente:

$$S_1 = 7,3$$

Il coefficiente di sicurezza a fatica di questa sezione è maggiore del valore minimo richiesto 3, inoltre è maggiore del valore ottenuto nella sezione 1.1 a conferma che la 1.1 è la più sollecitata dell'albero.

3.6 L'albero centrale

L'albero centrale o assile del banco prova rappresenta il cuore del banco prova stesso, su di esso vengono montate le due boccole ferroviarie vincolate a loro volta alla struttura portante. Il carico viene applicato tramite il supporto centrale, mentre la motorizzazione avviene per mezzo della linea di trasmissione precedentemente dimensionata. Lo scopo di questo componente è quello di simulare il reale assile ferroviario, deve quindi essere in grado di:

- permettere la corretta installazione delle due boccole ferroviarie;
- resistere al carico applicato sia dal punto di vista statico che dinamico;
- essere affidabile e di facile fabbricazione.

Per questo motivo si è deciso di realizzare l'albero centrale a partire da un assile ferroviario reale da modificare in modo da essere adattato al banco prova. Questa soluzione porta una serie di vantaggi:

- 1) Il componente sarà realizzato nello stesso materiale con cui è costruito l'assile ferroviario, come si vedrà in seguito si tratta di un materiale affidabile e con un'alta resistenza a fatica;

- 2) Una delle due estremità che alloggiavano la boccola ferroviaria (fusello) è già presente perché realizzata sull'assile di partenza;
- 3) Non è necessario progettare interamente l'albero ma è sufficiente effettuare un calcolo di verifica della resistenza.

In questo capitolo saranno trattati tutti gli argomenti che riguardano questo componente: l'analisi del materiale, le dimensioni, la fabbricazione e le opportune verifiche statiche e dinamiche.

3.6.1 Analisi del materiale

Gli assili ferroviari sono tipici componenti meccanici soggetti ad effetti di fatica da flessione rotante ad alto numero di cicli, per questo è molto importante prevedere per questi componenti degli acciai specializzati per il settore ferroviario.

Negli ultimi anni in Europa la produzione di acciai per assili ferroviari si è concentrata principalmente su due tipologie: A1N e A4T entrambi definiti dalla normativa UIC 811-1. Infatti, le nuove normative europee che trattano il progetto di assili ferroviari e la loro fabbricazione si concentrano solamente su queste due tipologie di acciai.

L'A1N è un acciaio al carbonio normalizzato utilizzato per applicazioni generali, mentre l'A4T è un acciaio basso legato che ha subito un trattamento di tempra ed è utilizzato per applicazioni in cui sono richieste maggiori performance. Le caratteristiche di resistenza a fatica di questi due materiali sono incluse come riferimenti nelle normative che trattano il progetto di assili ferroviari, mentre tutti gli altri requisiti minimi per la fabbricazione sono menzionati negli standard di prodotto EN 13260 e EN 13261. Per avere un quadro riassuntivo di queste due tipologie di acciaio, viene riportata in tabella 3.7 la loro composizione chimica e in tabella 3.8 le loro principali caratteristiche meccaniche.

Tabella 3.7 – Composizione chimica dei principali acciai per assili ferroviari [19]

	C	Si	Mn	Pa	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V
A1N	0,40	0,50	1,20	0,020	0,020	0,30	0,30	0,08	0,30	0,06
A4T	0,25	0,27	0,65	0,020	0,015	1,05	0,30	0,20	0,30	0,06

Tabella 3.8 – Proprietà meccaniche dei principali acciai per assili ferroviari [19]

	R_e [MPa]	R_m [MPa]	A₅ [%]	σ_{D-1}
A1N	≥ 320	550 – 650	≥ 22	≥ 250
A4T	≥ 420	650 – 800	≥ 18	≥ 350

Per il corretto dimensionamento a fatica di assili ferroviari la normativa suggerisce un procedimento standardizzato tenendo conto di apposite prove effettuate su provini lisci e intagliati, questo permette di effettuare delle opportune verifiche in ognuna delle sezioni

critiche dell'assile, inoltre negli standard vengono indicati i coefficienti di sicurezza minimi da rispettare in ogni sezione.

Nel nostro caso non si sta effettuando il dimensionamento di un assile reale, quindi è sufficiente conoscere il limite di fatica del materiale σ_{D-1} ed effettuare il classico dimensionamento a fatica per componenti meccanici.

3.6.2 Dimensioni e geometria del componente

Come spiegato in precedenza l'albero centrale viene realizzato recuperando un assile ferroviario preesistente ed effettuando delle lavorazioni per adattarlo al banco prova. Il banco prova presenta una geometria simmetrica (due boccole ferroviarie laterali e un supporto centrale), alle due estremità dell'albero devono essere presenti delle porzioni opportunamente lavorate (fuselli) che permettano di alloggiare i cuscinetti, i distanziali e le tenute della boccola ferroviaria. Una delle due estremità dell'assile può essere lasciata intatta in quanto presenta il fusello già correttamente lavorato.

La lunghezza dell'albero da realizzare è imposta dalla distanza tra le due boccole ferroviarie del banco prova e quindi dalla distanza tra le coppie di supporti della struttura portante. Per carrelli ferroviari Y25 o simili l'interasse delle boccole è pari a 2000 mm, mentre sul banco prova le due boccole ferroviarie sono installate ad una distanza di circa 904 mm (figura 3.44), questo significa che per poter essere adattato al banco prova, l'assile deve essere tagliato in modo da essere adattato alla nuova dimensione, successivamente l'estremità tagliata deve essere rilavorata per creare la geometria del secondo fusello.

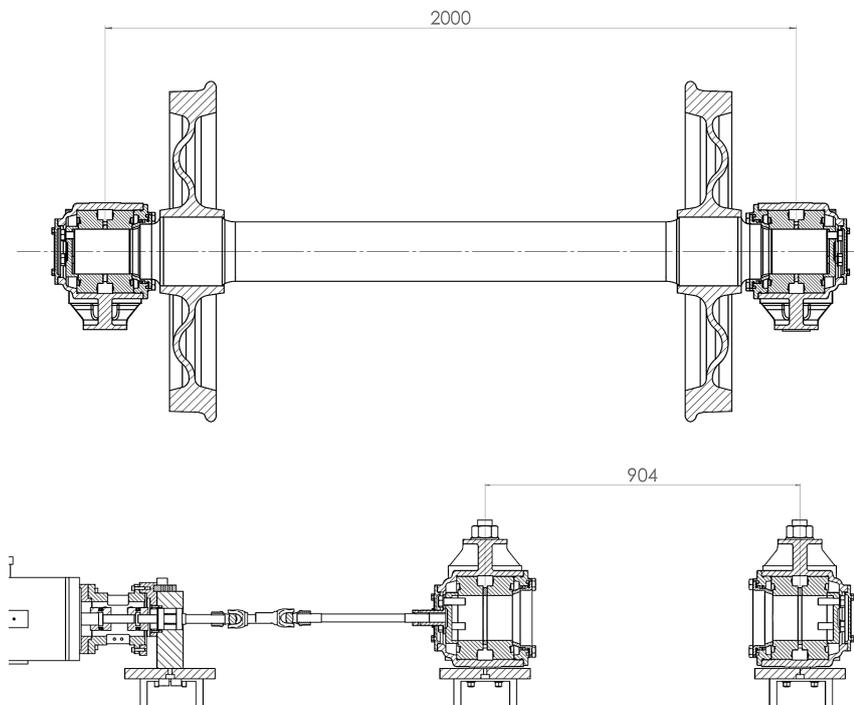


Figura 3.44 – Confronto interasse boccole tra assile reale e banco prova

condizioni di carico del banco prova sono diverse. Infatti, come si vedrà in seguito, il diagramma di momento flettente nel caso del banco prova evidenzia come la condizione di carico sia più gravosa rispetto al caso reale.

Come per il dimensionamento dei due alberi di trasmissione, anche in questo caso il calcolo si divide in una verifica statica e una successiva verifica a fatica in cui si andrà a verificare se l'albero è in grado di resistere nelle nuove condizioni di carico

3.6.3.1 Verifica statica

Il dimensionamento dell'albero si riduce al calcolo del coefficiente di sicurezza statico, infatti la geometria e le dimensioni sono imposte dai componenti con i quali si dovrà accoppiare (boccole) mentre il materiale è lo stesso dell'assile di partenza (A1N). Il coefficiente di sicurezza minimo richiesto per questa tipologia di applicazione è compreso tra 2,5 e 3.

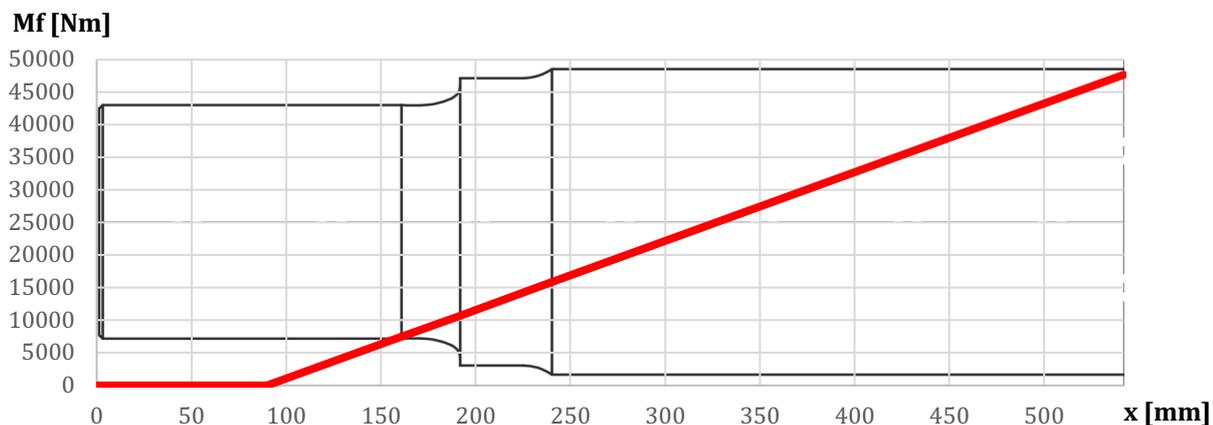
L'albero può essere considerato come una trave soggetta a flessione su tre punti, infatti è vincolato alle estremità dalle due boccole ferroviarie che fungono da cerniere, mentre il carico $F = 210,9 \text{ kN}$ è applicato in mezzaria tramite il supporto centrale.

Per il calcolo delle tensioni statiche vengono considerate sia le tensioni normali indotte dal momento flettente sia le tensioni tangenziali dovute al momento torcente necessario a vincere le coppie di attrito. Come già fatto durante il dimensionamento dei due alberi di trasmissione, per il calcolo statico si assume un momento torcente pari a quello di avvio a freddo, bisogna però considerare che l'albero in questione è soggetto ai soli momenti di attrito dovuti al cuscinetto del supporto centrale e alla coppia di cuscinetti di una delle boccole ferroviarie, di conseguenza ricordando la tabella 3.5 si ottiene:

$$M_{t_{max}} = 101,2 \text{ Nm}$$

Data la simmetria del componente, durante tutti i calcoli di verifica sarà presa in esame solo una metà dell'albero in quanto è evidente che i risultati saranno speculari per la metà opposta. Si riporta in figura 3.47 il diagramma di momento flettente della metà considerata confrontato con quello dell'assile reale.

a)



b)

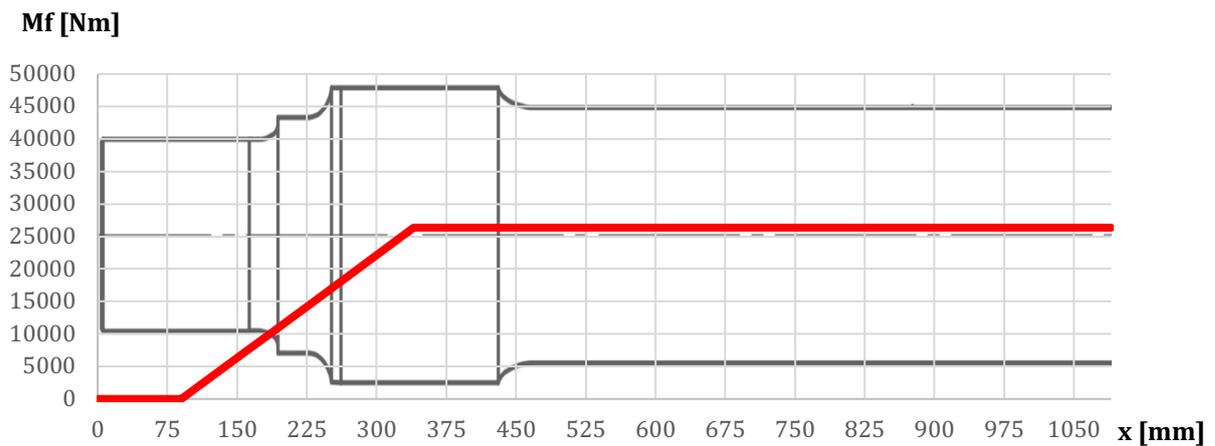


Figura 3.47 – Confronto tra il momento flettente dell'albero (a) e dell'assile reale (b)

Come evidente dal confronto in figura 3.47, l'albero del banco prova si trova in condizioni di lavoro più gravose, ovvero il momento flettente massimo è più alto rispetto a quello dell'assile reale a parità di carico applicato, questo è dovuto alla diversa configurazione di carico. Per questo motivo le seguenti verifiche sono di estrema importanza in quanto non è possibile affermare a priori se le tensioni indotte nel componente siano analoghe a quelle del caso reale.

Dopo aver valutato le tensioni in tutte le sezioni critiche dell'albero, si è concluso che la sezione più sollecitata è la sezione 4.1, ovvero quella a ridosso della bussola di trazione utilizzata per il montaggio del cuscinetto centrale (figura 3.48). Tale sezione presenta un diametro maggiore rispetto alle dimensioni diametrali delle estremità dell'albero ma il momento flettente è massimo e di conseguenza le tensioni indotte saranno molto elevate.

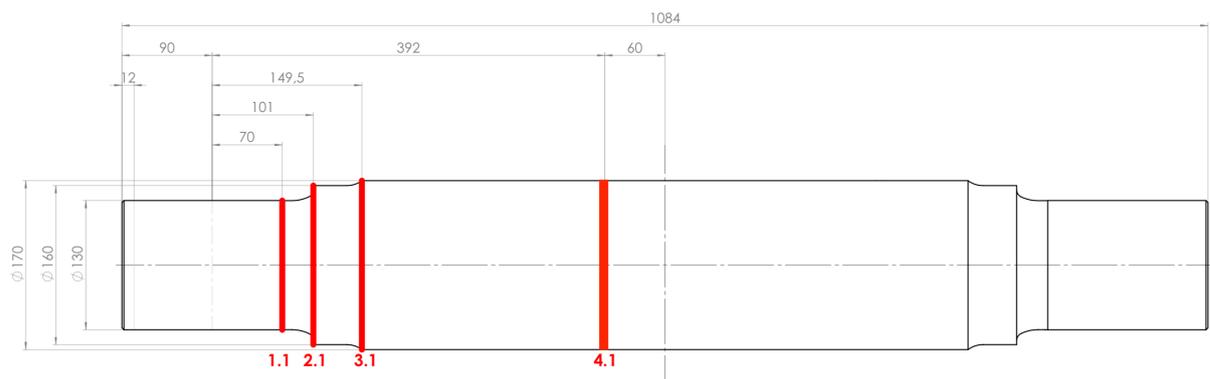


Figura 3.48 – Sezioni critiche dell'albero

I valori delle sollecitazioni calcolate nella sezione 4.1 sono i seguenti:

Momento flettente:

$$M_f = 41339,3 \text{ Nm}$$

Momento torcente:

$$M_t = 101,2 \text{ Nm}$$

Utilizzando le relazioni (3.29) e (3.30) è possibile calcolare i moduli di resistenza a flessione e torsione nella sezione considerata.

$$W_f = 482088 \text{ mm}^3$$

$$W_f = 964176 \text{ mm}^3$$

Tramite la (3.31) e la (3.32) si calcolano la massima tensione normale e tangenziale.

$$\sigma_f = 85,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_t = 0,1 \text{ MPa}$$

Come è possibile notare, la tensione tangenziale dovuta dal momento torcente è di entità trascurabile rispetto alle tensioni normali, inoltre i carichi assiali provenienti dal giunto cardanico non generano delle tensioni significative nel componente, per cui si può assumere:

$$\tau_t \cong 0$$

$$\sigma_{tot} \cong \sigma_f$$

Utilizzando l'ipotesi di cedimento di Von Mises, tramite la (3.20), si ottiene la tensione equivalente.

$$\sigma_{eq} = 85,8 \text{ MPa}$$

Come spiegato in precedenza, l'albero in questione è realizzato con acciaio per assili ferroviari ad uso generale A1N. Dividendo la tensione di snervamento del materiale riportata in tabella 3.8 per la tensione equivalente appena calcolata si risale al coefficiente di sicurezza statico.

$$S_0 = \frac{R_{p02}}{\sigma_{eq}}$$

Si ottiene:

$$S_0 = 3,7$$

Il valore ottenuto è maggiore del coefficiente di sicurezza minimo richiesto pari a 3, per cui l'albero centrale risulta verificato staticamente.

3.6.3.2 Verifica a fatica

La verifica a fatica per questo componente è particolarmente importante, dati gli alti carichi in gioco la rottura in opera di un componente di tali dimensioni porterebbe a fenomeni violenti e potenzialmente pericolosi per gli occupanti del laboratorio durante le prove. Per questo la verifica a fatica deve essere svolta con molta attenzione e accuratezza.

Si presume che le prove di laboratorio saranno svolte con carichi variabili tra 0 e 210,9 kN e velocità comprese tra 0 e 700 rpm, tuttavia non è possibile conoscere a priori con quale carico, quale velocità e per quanto tempo saranno svolte le singole prove e di conseguenza non è possibile applicare approcci di danno cumulativo come la Legge di Miner. In via del tutto cautelativa il calcolo viene svolto tenendo conto che il carico applicato per tutta la vita del componente sia quello massimo pari a 210,9 kN, questo significa che le effettive condizioni di funzionamento del componente saranno meno gravose di quelle ipotizzate in questo calcolo.

L'albero centrale presenta una serie di spallamenti che come noto sviluppano un'intensificazione delle tensioni, per tener conto di questi effetti la tensione nominale viene moltiplicata per un fattore di intensificazione delle tensioni k_t tipico della sezione considerata. Il valore del k_t può essere estratto da opportuni grafici che riportano casi con geometrie comuni in meccanica, tuttavia, il componente in questione presenta degli spallamenti raccordati in modo particolare, si tratta di raccordi preceduti da gole e con curve composte da diversi raggi di curvatura tangenti tra loro (figura 3.49), questo significa che non esistono grafici o formule in letteratura che possono essere utilizzate per il calcolo del k_t .

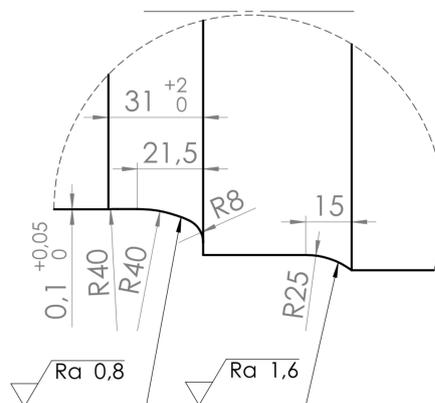


Figura 3.49 – Particolare del raccordo presente sull'albero

Una possibile soluzione potrebbe essere quella di approssimare la geometria del raccordo con una più semplice ad esempio assumendo un unico raggio di curvatura pari al valore del più piccolo raggio presente nel raccordo originario, questa soluzione porterebbe però ad un calcolo piuttosto approssimativo che rischia di essere eccessivamente conservativo.

Un'altra soluzione è ricorrere alla sperimentazione su componenti reali o in scala, tuttavia la complessità e il costo nella realizzazione di prove sperimentali ha reso da subito impraticabile questa strada.

La soluzione definitiva consiste in una analisi numerica del componente. L'analisi numerica consta in un calcolo agli elementi finiti che permette di valutare le tensioni massime indotte nelle varie sezioni del componente, a questo punto dividendo la tensione massima ottenuta dal modello per la tensione nominale è possibile risalire al valore del fattore di intensificazione delle tensioni. Un modello ben sviluppato è in grado di fornire valori delle tensioni massime che sono con buona approssimazione vicini a quelli del componente reale.

La realizzazione del modello, la sua preparazione, il calcolo e le successive analisi saranno trattate nel Capitolo 5, per il momento si riportano i soli risultati necessari al calcolo di verifica.

La verifica a fatica è stata svolta in tutte le sezioni maggiormente sollecitate o che presentano un'evidente intensificazione delle tensioni. Si riportano di seguito i calcoli svolti per le due sezioni che si sono rilevate le più critiche dal punto di vista della fatica, ovvero la sezione 2.1 in cui è presente il primo raccordo del fusello, e la sezione 4.1 a ridosso della bussola di trazione (figura 3.48).

Sezione 2.1

Il primo passo è quello di valutare le tensioni nella sezione. La componente alternata nominale è data dalla tensione di flessione che in tale sezione è pari a:

$$\sigma_{a_n} = 49,4 \text{ MPa}$$

Nella sezione 2.1 è presente un raccordo di forma complessa di cui non è possibile risalire tramite letteratura al relativo fattore di intensificazione delle tensioni. Un approccio semplificato è quello di considerare il raccordo come unico e con un raggio pari al valore più piccolo presente nella geometria (8 mm), utilizzando il grafico riportato in figura 3.43 si ottiene un valore del k_t pari a 1,85, tale valore è risultato essere troppo conservativo. Se invece si utilizza il valore del raggio di raccordo più grande (40 mm) si ottiene un k_t pari a 1,25, al contrario del precedente questo valore è risultato troppo basso con il rischio di sottostimare le tensioni massime. Per questo si è reso necessario ricorrere ad un calcolo numerico in modo da ottenere un valore più indicativo della tensione massima statica. Il valore ottenuto dalla simulazione è:

$$\sigma_{a_{max}} = 66,0 \text{ MPa}$$

È ora possibile risalire al reale valore del fattore di intensificazione delle tensioni.

$$k_t = \frac{\sigma_{a_{max}}}{\sigma_n}$$

Si ottiene:

$$k_t = 1,34$$

Tenendo conto che per la sezione in esame si ha:

- $D = 160$
- $d = 130$

Si ottiene:

$$\frac{D}{d} = 1,23$$

Partendo da tale rapporto e dal valore ottenuto del k_t , è possibile risalire al rapporto $\frac{r}{d}$ equivalente e di conseguenza al raggio di raccordo equivalente che induce le stesse tensioni del raccordo originario. Utilizzando in modo inverso il grafico in figura 3.43 si ottiene:

$$\left(\frac{r}{d}\right)_{eq} = 0,22$$

$$r_{eq} = d \cdot \left(\frac{r}{d}\right)_{eq} \quad (3.58)$$

Perciò:

$$r_{eq} = 28,6 \text{ mm}$$

Ovvero, il raccordo di forma complessa in figura 3.49 genera, a parità di diametri dello spallamento, la medesima intensificazione delle tensioni di un comune raccordo con raggio pari a 28,6 mm.

Il fattore di intensificazione delle tensioni deve essere corretto per tener conto della sensibilità all'intaglio del materiale, in questo calcolo è utile utilizzare il valore del raggio di raccordo equivalente.

Utilizzando l'equazione (3.41) (formula di Peterson) si ottiene:

$$\mathbf{a_p = 0,24\ mm}$$

Da cui utilizzando la (3.40) è possibile calcolare la sensibilità all'intaglio del materiale.

$$\mathbf{q = 0,92}$$

Infine, dalla (3.57) è possibile calcolare il fattore di intensificazione delle tensioni corretto per il caso dinamico.

$$\mathbf{k_f = 1,31}$$

Ricordando l'equazione (3.43) si ottiene l'effettiva tensione massima alternata che si genera nella sezione considerata.

$$\mathbf{\sigma_a = 64,8\ MPa}$$

Il carico di flessione ha media nulla per cui non sono presenti tensioni medie di flessione. La tensione media è data dal momento torcente che come abbiamo visto nel caso statico ha un valore trascurabile, perciò:

$$\mathbf{\tau_m \cong 0\ MPa}$$

Di conseguenza si ottiene si ottiene:

$$\mathbf{\sigma_{meq} \cong 0\ MPa}$$

Devono ora essere valutati i coefficienti correttivi C_l , C_s e C_f che tengono conto di condizioni reali non presenti nel provino di fatica.

Non essendo presenti carichi ciclici di trazione-compressione, il fattore C_l è assunto pari a 1.

Al fine di tener conto delle diverse dimensioni del componente reale rispetto a quelle del provino viene valutato il valore del coefficiente C_s ; tenendo conto del diametro della sezione resistente $d = 130\ mm$, tramite il grafico in figura 3.39 si ottiene:

$$\mathbf{C_s = 0,73}$$

Il raccordo è realizzato con le prescrizioni di finitura superficiale dell'assile originario ovvero $R_a = 0,8\ \mu m$, per questo il coefficiente di finitura superficiale può essere assunto con valore unitario.

$$\mathbf{C_f = 1}$$

Tramite la relazione (3.44) è possibile calcolare il limite di fatica corretto per il componente reale.

$$\sigma_{D-1}^c = 182,5 \text{ MPa}$$

A questo punto utilizzando il diagramma di Goodman-Smith è possibile valutare il coefficiente di sicurezza a fatica. Resta da capire in quale delle quattro regioni del diagramma sta lavorando il componente e quindi quale delle quattro equazioni di verifica deve essere utilizzata. La tensione media ha valore nullo che corrisponde alla regione “b” del diagramma, pertanto l’equazione da utilizzare per il calcolo del coefficiente di sicurezza è la (3.50).

Il risultato ottenuto è il seguente:

$$S_1 = 2,81$$

Per questa specifica applicazione il coefficiente di sicurezza a fatica minimo richiesto è pari a 2,5 tuttavia per questo particolare componente vanno considerati una serie di fattori che migliorano le condizioni di lavoro:

- Assenza di sovraccarichi dovuti a fattori esterni;
- Condizioni di lavoro controllate;
- Supervisione e controllo continuo e accurato dello stato dei componenti;
- Condizioni di carico meno gravose rispetto a quelle considerate nel calcolo (il carico applicato non è sempre quello massimo);
- Condizioni ambientali di laboratorio, assenza di agenti contaminanti o corrosivi;

Queste condizioni migliorative permettono di ridurre il valore minimo richiesto del coefficiente di sicurezza a fatica che passa da 2,5 a 1,5.

Nella sezione in esame il coefficiente di sicurezza ottenuto è maggiore del valore minimo richiesto, per cui la verifica a fatica risulta positiva

Sezione 4.1

Nella sezione 4.1 non sono presenti brusche variazioni della geometria ma si ha comunque una notevole intensificazione delle tensioni dovuta all’effetto di bordo del calettamento forzato con la bussola di trazione, inoltre osservando il diagramma di momento flettente (figura 3.46 a) si nota che in tale sezione la sollecitazione è particolarmente elevata e perfino maggiore rispetto al caso dell’assile in opera, per questo è opportuno svolgere un’accurata verifica a fatica.

La componente alternata nominale è data dalla tensione di flessione ottenuta dividendo il momento flettente per il modulo di resistenza a flessione.

Si ottiene:

$$\sigma_{a_n} = 85,5 \text{ MPa}$$

Il coefficiente di intensificazione delle tensioni dovuto agli effetti di bordo del calettamento forzato può essere assunto per la flessione pari a 1,4. Vengono trascurati eventuali effetti benevoli dovuti alla sensibilità all'intaglio del materiale.

Si può scrivere quindi:

$$k_f = k_t = 1,4$$

Ricordando l'equazione (3.43), si ottiene l'effettiva tensione massima alternata che si genera nella sezione considerata.

$$\sigma_a = 119,7 \text{ MPa}$$

Il carico di flessione ha media nulla per cui non sono presenti tensioni medie di flessione. La tensione tangenziale dovuta al momento torcente è trascurabile perciò:

$$\tau_m \cong 0 \text{ MPa}$$

Di conseguenza:

$$\sigma_{m_{eq}} = 0 \text{ MPa}$$

Non essendo presenti carichi ciclici di trazione-compressione, il fattore C_l è assunto pari a 1.

Tenendo conto del diametro della sezione resistente $d = 170 \text{ mm}$, utilizzando il grafico in figura 3.39 si ottiene il valore del coefficiente di scala C_s .

$$C_s = 0,71$$

Si noti come il valore del C_s sia molto vicino a quello del C_l nel caso di trazione-compressione, questo perché il diametro elevato della sezione comporta un gradiente delle tensioni poco marcato, di conseguenza si hanno condizioni molto vicine a quelle di un componente sottoposto a trazione-compressione.

Per il calettamento della bussola di trazione non sono richieste particolari finiture superficiali, tuttavia per migliorare la vita a fatica, la porzione dell'albero a diametro 170 mm viene lavorata con una finitura superficiale $R_a = 0,8 \mu\text{m}$, perciò:

$$C_f = 1$$

Tramite la relazione (3.44) è possibile calcolare il limite di fatica corretto per il componente reale.

$$\sigma_{D-1}^c = 177,5 \text{ MPa}$$

La tensione media ha valore nullo, pertanto l'equazione da utilizzare per il calcolo del coefficiente di sicurezza è la (3.50).

Il risultato ottenuto è il seguente:

$$S_1 = 1,50$$

Il coefficiente di sicurezza a fatica minimo richiesto è pari esattamente al valore minimo 1.5, per cui la verifica a fatica dell'albero centrale ha esito positivo, ovvero il componente è verificato a vita infinita.

Tuttavia, per tale sezione si richiede una supervisione costante e particolarmente accurata in quanto si presume che possa essere sede di eventuali rotture.

Un'ulteriore verifica a fatica sarà svolta nel Capitolo 5, questa consiste nell'utilizzare uno strumento di calcolo numerico che permette di valutare la vita a fatica del componente. I risultati saranno confrontati con i calcoli analitici per valutarne la veridicità.

Il dimensionamento e la verifica dei restanti componenti del banco prova (piastra di carico, trave inferiore, boccola ferroviaria) sono piuttosto complessi da svolgere in modo analitico, per questo si è ricorso ad analisi numeriche che, tramite un codice agli elementi finiti, hanno permesso di simulare il comportamento statico e dinamico dei componenti soggetti ai carichi del banco prova. Le analisi FEM saranno trattate nel capitolo successivo.

CAPITOLO 4 : Analisi numerica dei componenti

Il metodo degli elementi finiti (FEM, dall'inglese *Finite Element Method*) è una tecnica numerica utilizzata per cercare soluzioni approssimate di problemi descritti da equazioni differenziali alle derivate parziali riducendo queste ultime a un sistema di equazioni algebriche. In generale, il metodo agli elementi finiti si presta molto bene a risolvere equazioni alle derivate parziali quando il dominio ha forma complessa, quando l'accuratezza richiesta alla soluzione non è omogenea sul dominio (è richiesta una maggiore accuratezza nelle zone critiche del componente) e quando la soluzione cercata manca di regolarità.

I vantaggi di un'analisi agli elementi finiti consistono nella possibilità di trattare problemi:

- definiti su geometrie complesse, e ciò rappresenta il cuore e la potenza dei metodi FEM;
- relativi ad una larga varietà di problemi ingegneristici (meccanica dei solidi, fluidi, calore, elettrostatica, ecc.);
- con complesse condizioni di vincolo;
- con complesse condizioni di carico;

Gli svantaggi dell'analisi consistono:

- nella impossibilità di generare una soluzione in forma chiusa e parametrizzabile del problema;
- nelle approssimazioni della soluzione inerenti all'approccio ad elementi finiti utilizzato
 - errori di discretizzazione del dominio di forma non regolare mediante l'assemblaggio di elementi finiti di forma regolare (ad es. triangolare o rettangolare nel caso di problemi piani);
 - errori di interpolazione della soluzione all'interno dei singoli elementi finiti mediante semplici funzioni polinomiali;
 - l'uso di procedure numeriche approssimate per il calcolo di quantità integrali sul dominio degli elementi;
- negli errori connessi alle procedure di calcolo utilizzate:

- errori di calcolo inerenti al numero limitato di cifre significative con cui lavora un computer ed ai conseguenti troncamenti decimali delle quantità numeriche utilizzate;
- per lo stesso motivo, difficoltà numerica, per il computer, di operare simultaneamente con numeri estremamente grandi ed estremamente piccoli;
- nei facili errori di modellizzazione cui l'utente è soggetto. [20]

In questo capitolo sono riportate le analisi FEM citate nei precedenti capitoli, inoltre saranno svolte delle simulazioni su quei componenti del banco prova che presentano geometrie complesse, condizioni di vincolo particolari e collegamenti eccessivamente complicati per poter essere studiati in modo analitico. Ad esempio, la piastra di carico presenta sei fori che ne complicano la geometria, inoltre il precarico applicato dai bulloni di fissaggio rende il problema particolarmente ostico. Analogamente le boccole ferroviarie SKF 432856-101 o Y25 presentano delle geometrie molto complesse che rendono impossibile svolgere un'analisi delle tensioni in modo analitico.

Il software utilizzato per le analisi numeriche è ANSYS Student. L'ambiente ANSYS Workbench è un intuitivo strumento di analisi agli elementi finiti che viene utilizzato in modo integrato ai moderni sistemi CAD per la costruzione del modello. ANSYS Workbench è un ambiente software per l'esecuzione di analisi strutturali, termiche, fluidodinamiche, acustiche, dinamiche ed elettromagnetiche. Ogni area di lavoro si concentra su diverse fasi: realizzazione e ottimizzazione della geometria, generazione di collegamenti, contatti, vincoli e carichi, impostazione del modello ad elementi finiti e discretizzazione, risoluzione e revisione dei risultati.

Per poter svolgere le analisi statiche e a fatica trattate in questo elaborato, sarà utilizzato l'ambiente di lavoro *Static Structural*.

Le geometrie dei componenti sono state precedentemente realizzate tramite il software CAD Solidworks e successivamente importate nell'ambiente di simulazione.

4.1 Analisi statica della boccola ferroviaria SKF 432856-101

Come spiegato nei capitoli precedenti, una delle ipotesi di partenza del banco prova era quella di installare la boccola SKF 432865-101 sull'albero centrale e caricarla con la forza F .

Bisogna perciò verificare che tale componente, progettato per un carico in opera di circa 98 kN, possa sostenere (almeno staticamente) il carico $F = 210,9 \text{ kN}$ da applicare al banco prova. Per effettuare questa verifica si è ricorso all'analisi FEM sviluppata di seguito.

Il primo passo consiste nella realizzazione del modello CAD che è stato gentilmente fornito dagli stabilimenti francesi SKF in cui la boccola è prodotta (figura 3.8).

Il modello deve essere successivamente semplificato eliminando tutte le geometrie superflue che non danno nessun contributo dal punto di vista strutturale, questo permette di ridurre il

carico computazionale diminuendo i tempi di simulazione e concentrando il calcolo in aree di maggiore interesse. In questo caso sono stati rimossi alcuni fori e appendici che non influiscono sulla resistenza del componente, inoltre, sfruttando la simmetria del problema, la simulazione è stata svolta solamente su una metà del componente, questo ha permesso di ridurre notevolmente i tempi di simulazione. Si riporta in figura 4.1 il confronto tra la geometria originaria e quella utilizzata per la simulazione.

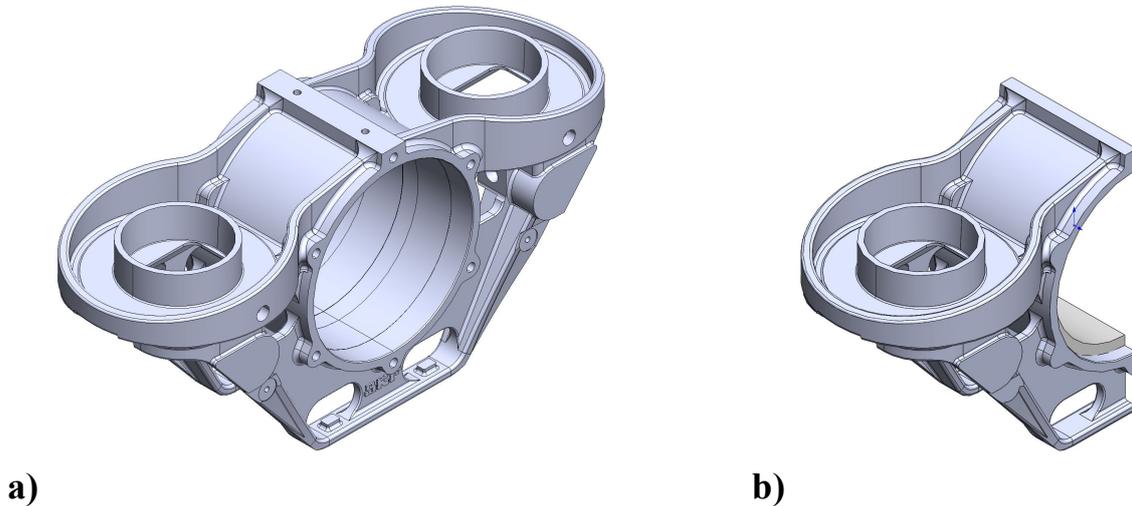


Figura 4.1 – Confronto tra geometria originaria (a) e geometria per simulazione (b)

Il passo successivo è quello di compilare il campo degli *Engineering Data*, ovvero inserire le caratteristiche fisiche e meccaniche complete di tutti i materiali utilizzati. Una buona simulazione richiede informazioni dettagliate sul materiale di cui il componente è costituito, la boccia SKF è realizzata in ghisa sferoidale per uso ferroviario, le principali caratteristiche meccaniche sono riportate in tabella 3.1.

Una volta che la geometria è stata importata nell'ambiente di simulazione si passa alla fase di preparazione completa del modello. Bisogna innanzitutto applicare le condizioni al contorno, ovvero definire i vincoli, le forze, i collegamenti, i contatti, etc.

L'alloggiamento interno della boccia è a contatto con l'anello esterno del cuscinetto, al fine di simulare nel modo più accurato tale contatto, tramite CAD è stato realizzato il modello dell'anello esterno del cuscinetto, Invece, tra la faccia esterna dell'anello e l'alloggiamento interno della boccia viene inserito un contatto *frictional* con un coefficiente di attrito $f = 0,2$; questo tipo di contatto simula il reale comportamento di attrito presente tra i due componenti. Si riporta in figura 4.2 l'illustrazione della fase di applicazione del contatto.

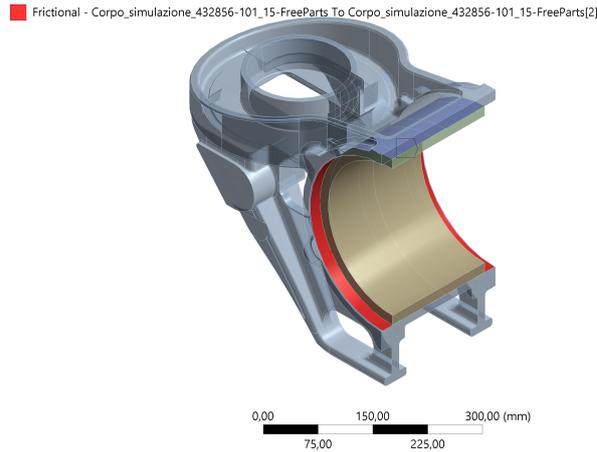


Figura 4.2 – Vincolo di contatto ad attrito tra corpo boccola e anello cuscinetto

Un altro tipo di vincolo da imporre al modello è quello di simmetria, infatti, come spiegato in precedenza, sfruttando le proprietà di simmetria del problema viene analizzata solo una metà del componente. Il software fornisce il vincolo di simmetria da applicare alle facce “tagliate” lungo il piano di simmetria (figura 4.3)

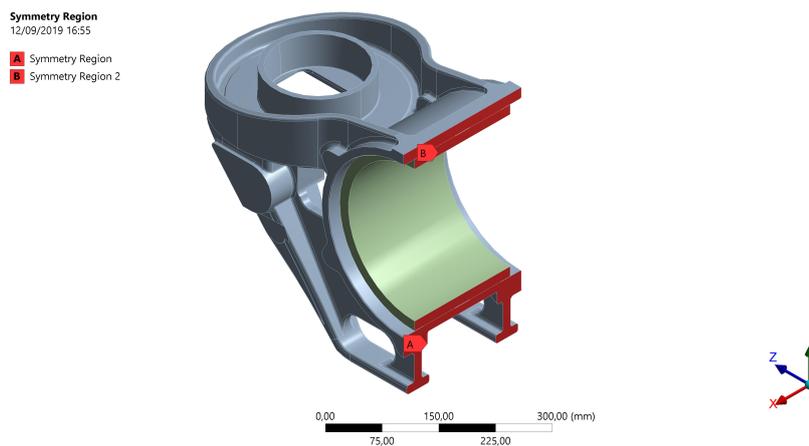


Figura 4.3 – Vincolo di simmetria applicato al modello

Infine, si passa all’applicazione dei vincoli e dei carichi esterni, l’anello interno del cuscinetto viene bloccato sulla faccia interna con un vincolo *fixed support* che blocca la traslazione dei nodi della faccia selezionata in tutte le direzioni fissando di fatto il componente nello spazio di simulazione. Come visto nel capitolo che tratta l’analisi dei carichi, la forza verticale complessiva da applicare al componente è $F = 210,9 \text{ kN}$, perciò su ogni ala della boccola agisce una forza $F' = 105,45 \text{ kN}$ pari alla metà di F . Tale forza deve essere applicata su un’area che rappresenta la superficie occupata dal piattello su cui sono posizionate le molle della sospensione primaria (figura 4.4). Il carico deve essere ovviamente rivolto verso il basso.

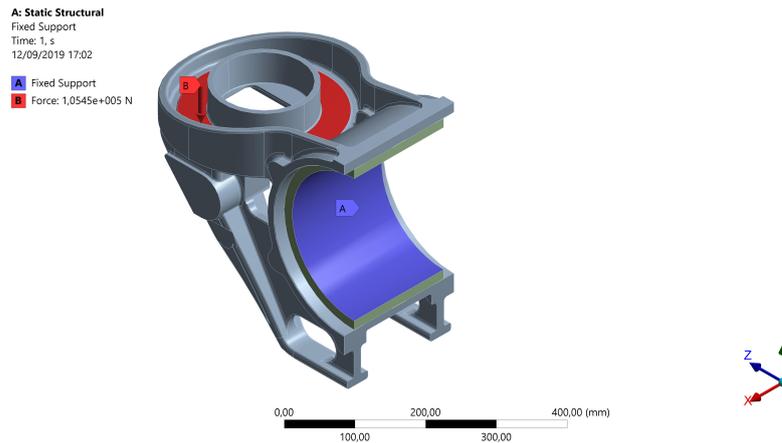


Figura 4.4 – Vincolo e carico applicati al modello

Prima di procedere con il calcolo il modello deve essere discretizzato, in una simulazione numerica è necessario passare da un numero infinito di gradi di libertà (condizione propria del "continuum") ad un numero finito (situazione propria della discretizzazione). La discretizzazione, nello spazio, ha lo scopo di ottenere un modello discreto caratterizzato da un numero finito di gradi di libertà. La scelta del tipo di elemento da utilizzare per la discretizzazione è una delle decisioni più importanti in quanto ne risulta una buona riuscita della simulazione, in questa simulazione sono stati utilizzati elementi solidi tetraedrici in quanto sono quelli che si adattano meglio a geometrie complesse con spessori importanti e sollecitate in modo significativo in tutte le direzioni. Nel software sono disponibili elementi tetraedrici sia di tipo lineare a 4 nodi che elementi parabolici a 10 nodi più flessibili (figura 4.5).

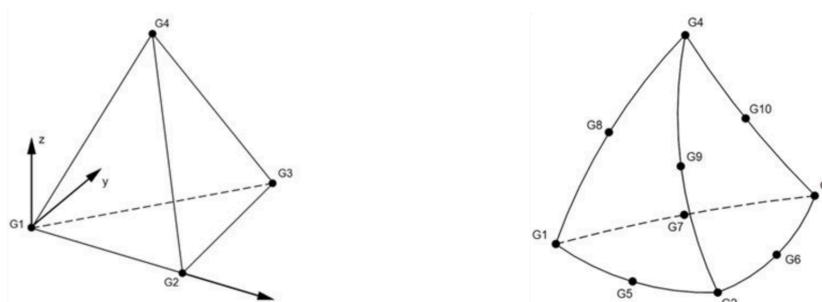


Figura 4.5 – Elementi tetraedrici di tipo lineare e parabolico

Al fine di migliorare il calcolo, la discretizzazione (o mesh) deve essere migliorata nelle aree più critiche del modello ad esempio dove si prevedono grandi gradienti di tensione come nei raccordi o nelle sezioni dove è presente un notevole effetto di intaglio. Migliorare la mesh significa che in queste zone la dimensione degli elementi deve essere tale da riuscire a rappresentare con buona approssimazione l'andamento degli spostamenti e quindi delle tensioni. Al contrario, in zone dove non è richiesta un'elevata accuratezza può essere effettuata una discretizzazione più grossolana che fornisce risultati meno accurati ma in tempi più brevi. In figura 4.6 si riporta il modello discretizzato dopo l'ottimizzazione della mesh.

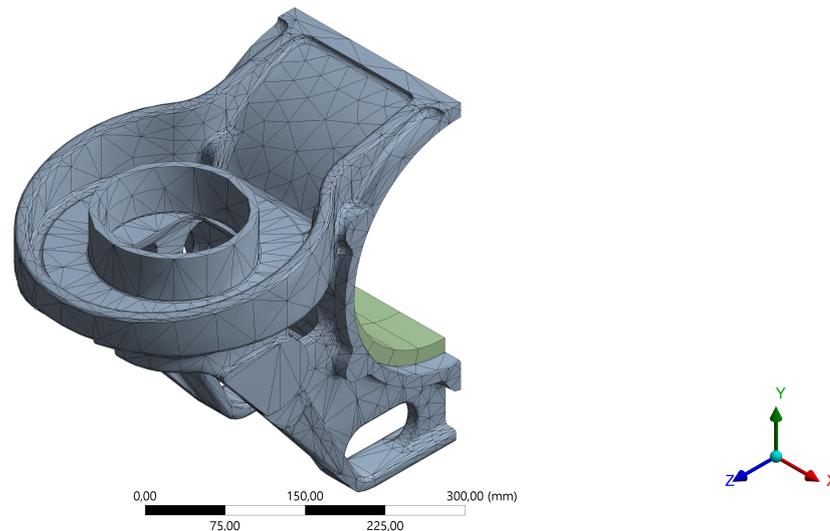


Figura 4.6 – Discretizzazione del modello di boccola (mesh)

A questo punto il modello è completo e può essere svolta la simulazione. I risultati di maggiore interesse nel nostro caso sono gli spostamenti massimi e le tensioni indotte nel materiale.

I risultati della simulazione sono stati anticipati nel paragrafo 3.3.1.1 (tabella 3.2), osservando le immagini riportate in figura 3.9, 3.10 e 3.11 si nota che: lo spostamento massimo è eccessivo per il tipo di applicazione, la massima tensione equivalente (ipotesi di cedimento di Von Mises) ha un valore eccessivamente elevato rispetto alle massime tensioni ammissibili per il materiale, di conseguenza il coefficiente di sicurezza risulta minore del valore minimo richiesto. In conclusione, il componente non può essere utilizzato per l'applicazione richiesta sul banco prova.

4.2 Analisi statica dell'albero centrale

La simulazione statica svolta sull'albero centrale si è resa necessaria al fine di conoscere i fattori di intensificazione delle tensioni nelle sezioni in cui sono presenti raccordi di geometria complessa. Infatti, l'analisi FEM fornisce le tensioni massime che si sviluppano nel componente dalle quali è possibile risalire al valore del k_t nelle varie sezioni critiche. Il valore del k_t è stato poi utilizzato per la verifica a fatica del componente svolta in modo analitico.

I passi da seguire per la simulazione di questo componente sono analoghi a quelli sviluppati nella simulazione della boccola ferroviaria.

L'albero centrale deve innanzitutto essere modellato tramite il CAD e successivamente importato nel software di simulazione. Anche in questo caso si tratta di un problema che presenta una simmetria per cui è sufficiente analizzare solo una metà del componente. Le

semplificazioni del modello riguardano anche la rimozione dei tre fori filettati M20 che non influiscono minimamente sulla rigidità del componente. Si riporta in figura 4.7 il confronto tra la geometria CAD del modello completo e del modello utilizzato per la simulazione.

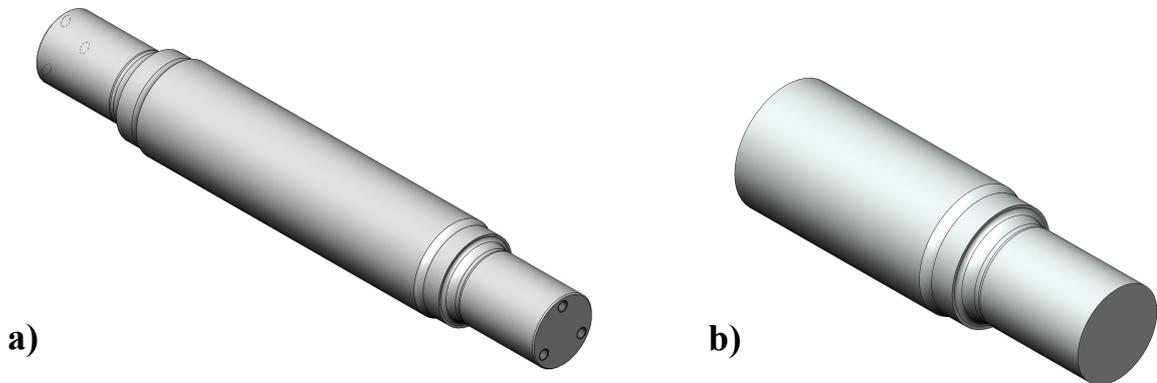


Figura 4.7 – Confronto tra geometria albero originaria (a) e geometria albero per simulazione (b)

Dopo aver inserito nel software i dati relativi al materiale di cui l'albero è costituito (tabella 3.9) si passa alla preparazione del modello completo.

L'albero è vincolato dai due cuscinetti installati nelle boccole ferroviarie laterali che fungono da cerniere, mentre il carico viene applicato tramite il supporto centrale. Nel modello la condizione di vincolo è solo leggermente diversa rispetto a quella reale ma i risultati che si ottengono sono analoghi, in particolare è stata vincolata come *fixed support* la porzione di albero che è a contatto con l'anello interno del cuscinetto appartenente al supporto centrale, questo permette di riprodurre la condizione di vincolo imposta dal supporto stesso.

Sulla faccia tagliata dal piano di simmetria è stato imposto un opportuno vincolo di simmetria in modo da tener conto dell'influenza della seconda metà del componente.

Infine, sul fusello (estremità dell'albero) è stata applicata una forza radiale come carico da cuscinetto.

Si riporta in figura 4.8 il modello completo pronto per la simulazione.

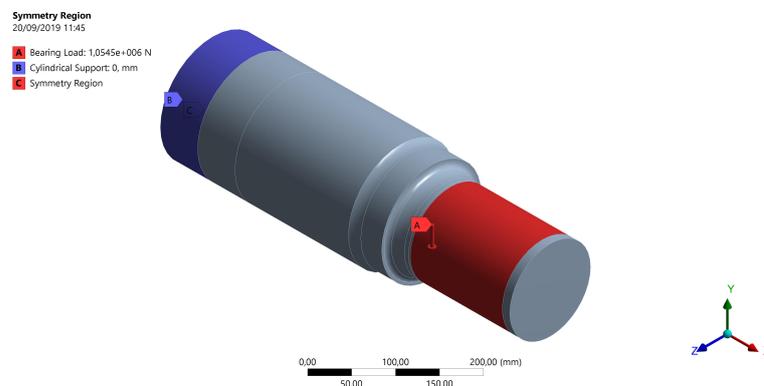


Figura 4.8 – Vincoli e carichi applicati al modello

L'entità della forza da applicare è pari al carico nominale Q che viene trasmesso dal cuscinetto all'assile quando è in opera, per il momento si può assumere:

$$Q = 105,5 \text{ kN}$$

Per la discretizzazione del modello sono stati scelti elementi solidi tetraedrici in quanto permettono di rappresentare al meglio i raccordi presenti sull'albero, successivamente la mesh è stata ottimizzata riducendo la dimensione degli elementi nella zona dei raccordi fino ad ottenere un andamento delle tensioni rappresentativo del caso reale.

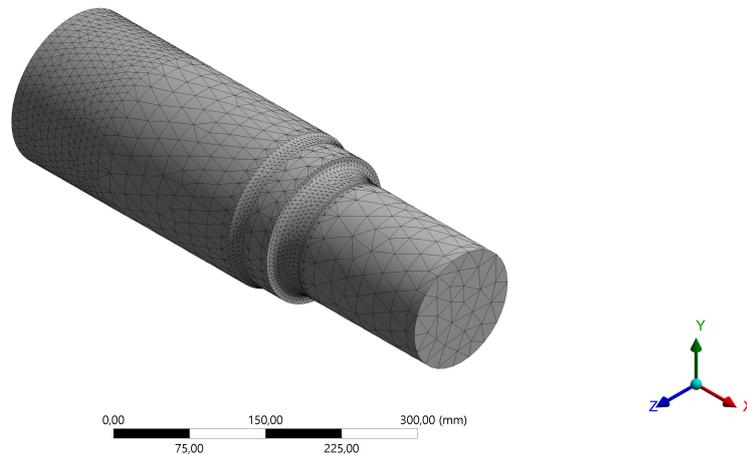


Figura 4.9 – Discretizzazione del modello di albero

A questo punto è possibile lanciare la simulazione e ottenere i valori di tensione necessari per risalire al fattore di intensificazione delle tensioni nelle sezioni analizzate, i valori del k_t sono stati calcolati e utilizzati nella verifica a fatica svolta nel paragrafo 3.6.3.2. Si riportano in tabella 4.1 i risultati della simulazione estratti dalla figura 4.10 per le due sezioni in esame.

Tabella 4.1 – Tensioni massime nelle sezioni esaminate

Sezione	Tensione massima equivalente [MPa]
2.1	66,0
3.1	49,6

Dalla figura 4.10, che riporta il risultato delle tensioni, si può notare come una delle zone più sollecitate sia quella a ridosso della bussola di trazione. In tale sezione è presente un'intensificazione delle tensioni dovuta agli effetti di bordo generati dalla bussola stessa, per tener conto di questi effetti dovrebbe essere svolta una simulazione numerica più accurata che simula il reale effetto del forzamento dato dalla bussola di trazione. Ricordiamo che nel calcolo ha fatica si è tenuto conto di questo fenomeno utilizzando un fattore di intensificazione pari a $k_f = 1,4$.

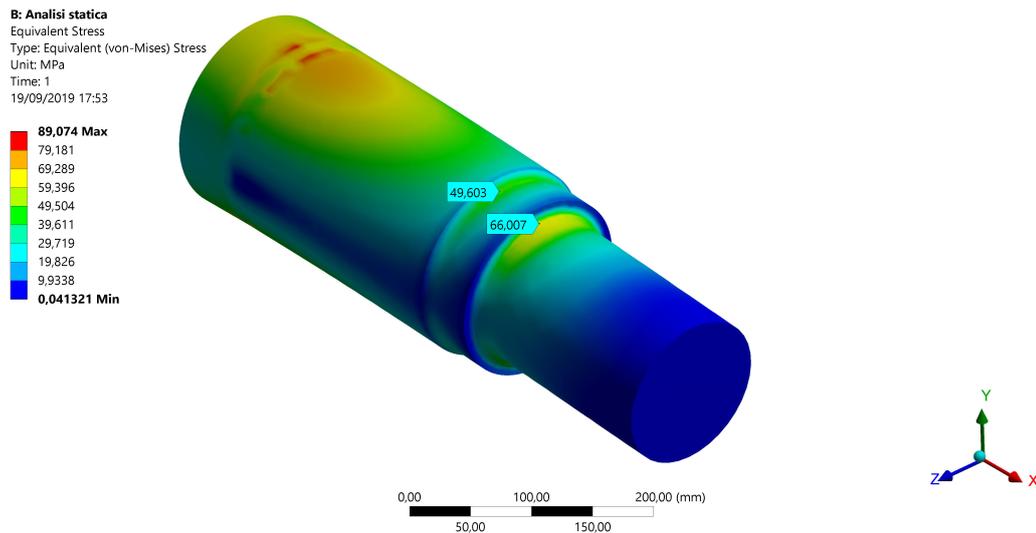


Figura 4.10 – Risultato FEM: tensioni generate nell'albero. (Def. x50)

Si riporta in figura 4.11 il risultato della simulazione che illustra la deformazione subita dall'albero, questo risultato è utile per comprendere quale sarà la freccia dell'albero durante il suo funzionamento e se il suo valore è tale da creare problemi al funzionamento del banco prova.

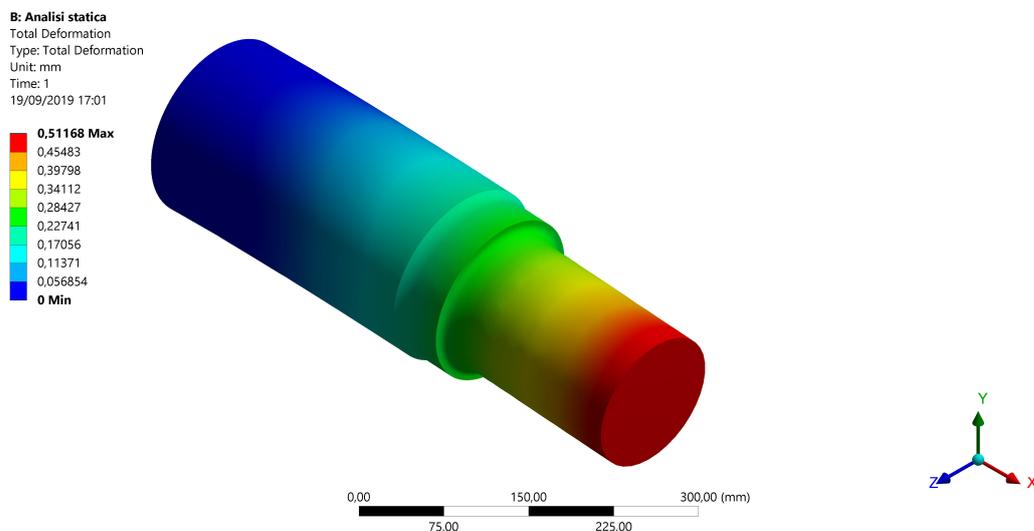
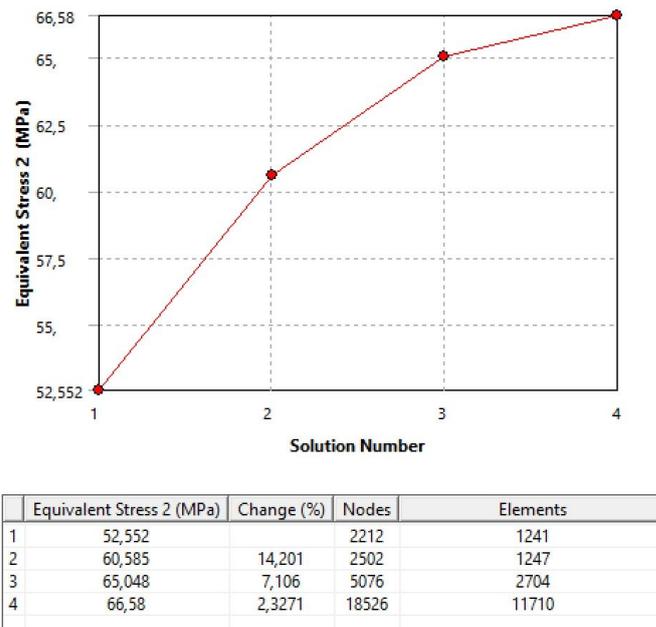


Figura 4.11 – Risultato FEM: deformata dell'albero. (Def. x50)

La freccia massima subita dall'albero è pari a circa 0,51 mm, un valore accettabile dal punto di vista del funzionamento del banco prova. Questa quantità è indicativa anche di quale sarà lo spostamento radiale del supporto centrale durante l'applicazione del carico.

Al fine di valutare la bontà del modello, nonché l'indipendenza dei risultati dalla discretizzazione, è stata svolta un'analisi di convergenza. L'analisi di convergenza consiste nell'analizzare una serie di risultati della simulazione al variare del numero di elementi utilizzati per la discretizzazione, in particolare è stato valutato l'andamento della tensione

calcolata in un punto specifico del modello al variare del numero di elementi. Un andamento convergente è sinonimo di un modello ben realizzato perché aumentando il numero di elementi, e cioè rendendolo più accurato, la tensione tende ad un determinato valore che si presume essere quello corretto. Al contrario, se si ottiene un andamento non perfettamente convergente o addirittura divergente vuol dire che i risultati dipendono dalla discretizzazione e aumentando il numero di elementi la soluzione tende ad allontanarsi dal suo valore corretto. Per valutare la bontà del modello è stato utilizzato lo strumento di convergenza fornito dal programma stesso, è possibile osservare il risultato in figura 4.12.



	Equivalent Stress 2 (MPa)	Change (%)	Nodes	Elements
1	52,552		2212	1241
2	60,585	14,201	2502	1247
3	65,048	7,106	5076	2704
4	66,58	2,3271	18526	11710

Figura 4.12 – Analisi di convergenza dell'albero

Come è possibile notare la tensione tende a convergere ad un determinato valore quando si aumenta il numero di elementi a prova che il modello è ben realizzato.

4.3 Analisi a fatica dell'albero centrale

L'ambiente di simulazione *static structural* permette di effettuare anche simulazioni di fatica dei componenti e calcolare i relativi coefficienti di sicurezza. Al fine di ottenere un'analisi a fatica più completa e valutare la bontà dei risultati, il calcolo analitico viene integrato con la simulazione numerica.

Il modello è lo stesso utilizzato per il precedente calcolo statico, si hanno quindi la stessa geometria, le stesse condizioni di vincolo e gli stessi carichi applicati. Per svolgere la simulazione a fatica devono però essere completati i campi relativi alla fatica negli *Engineering Data*, in particolare va aggiunta la curva di Wöhler e i limiti di resistenza a fatica tipici del materiale utilizzato; inoltre per tener conto di eventuali effetti plastici dovrebbero

essere aggiunte le costanti di incrudimento, le tensioni/deformazioni caratteristiche e la curva ciclica, tutte necessarie a valutare il comportamento in campo plastico del materiale. Come si è osservato nell'analisi statica dell'albero, il campo plastico non viene mai raggiunto per cui molti dei dati sopra citati non sono necessari, la curva di Wöhler (figura 4.13) viene invece ipotizzata a partire dal limite di resistenza a fatica, dalla tensione di snervamento e dal carico di rottura riportati in tabella 3.9.

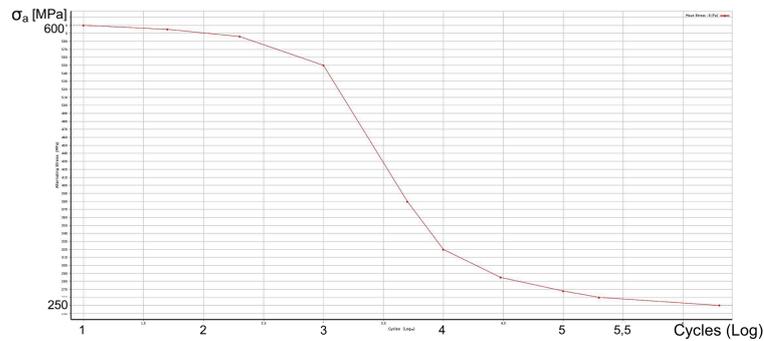


Figura 4.13 – Curva di Wöhler ipotizzata per A1N

Dopo aver aggiunto tutti i dati relativi al materiale, si passa alla scelta della teoria di cedimento da seguire per tener conto di effetti dovuti alle tensioni medie. All'interno del software sono già implementate le più importanti teorie di cedimento:

- Goodman
- Soderberg
- Gerber
- ASME (ellittica)

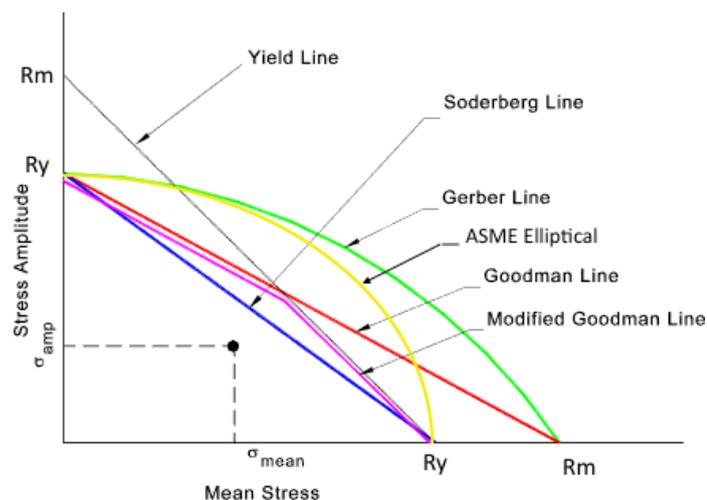


Figura 4.14 – Teoria della tensione media

Nel nostro caso la scelta ricade, come per il calcolo analitico, sull'utilizzo delle equazioni di Goodman-Smith.

Al fine di riflettere le reali condizioni di lavoro del componente rispetto a quelle del provino, al programma deve essere fornito un coefficiente k_f che tiene conto degli effetti dovuti alla dimensione, alla finitura superficiale e ad eventuali altri fenomeni peggiorativi delle condizioni di lavoro. Il coefficiente k_f va a correggere il limite di fatica del materiale adattandolo alle effettive condizioni di lavoro, il suo valore deve essere valutato per ogni porzione dell'albero in quanto zone diverse possono avere valori del k_f diversi. La sua entità può essere calcolata con la seguente relazione:

$$k_f = C_l \cdot C_s \cdot C_f \quad (4.1)$$

I risultati della simulazione a fatica sono stati valutati nelle sezioni 2.1 e 3.1, si escludono i risultati della sezione 4.1 (calettamento con bussola di trazione) in quanto il calettamento con la bussola di trazione non è stato modellato in modo tale da ottenere risultati attendibili. Nelle sezioni 2.1 e 3.1 il software ha fornito risultati che confermano la verifica a vita infinita svolta in modo analitico. Si riportano in tabella 4.2 i risultati della simulazione e il confronto con quelli ottenuti in modo analitico.

Tabella 4.2 – Confronto tra i risultati del calcolo a fatica per via analitica e numerica

Sezione	Coefficiente di sicurezza a fatica	
	Analitico	Numerico
2.1	2,81	2,82
3.1	3,49	3,48

Il confronto tra i due metodi è piuttosto positivo, infatti è presente solo una piccola differenza tra i risultati del calcolo analitico e numerico a prova che la simulazione numerica, più semplice e rapida da svolgere, fornisce risultati analoghi a quelli di un calcolo analitico. In figura 4.15 sono riportate le rappresentazioni grafiche dei risultati della simulazione a fatica.

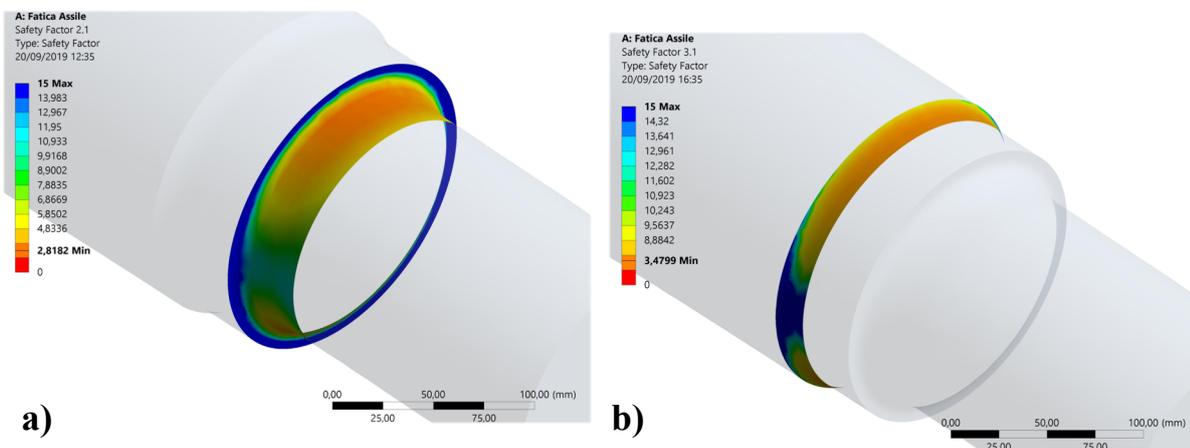


Figura 4.15 – Risultato FEM: Coefficiente di sicurezza a fatica per le sezioni 2.1 (a) e 3.1 (b)

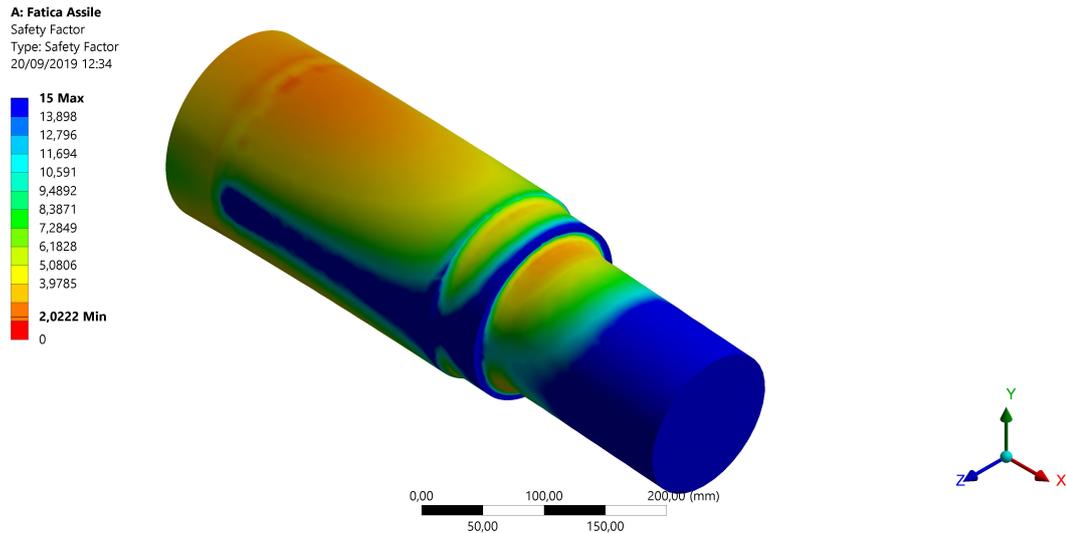


Figura 4.16 – Risultato FEM: coefficiente di sicurezza a fatica per l'albero. (Def. x50)

4.4 Analisi statica della piastra di carico

La piastra di carico (figura 3.24) è una piastra rettangolare che viene utilizzata per applicare il carico al supporto centrale per mezzo dei tiranti. Questa presenta due fori per il passaggio dei tiranti e altri quattro utilizzati per fissare la piastra al basamento del supporto tramite quattro bulloni M30. I quattro bulloni hanno un precarico che permette di irrigidire il sistema di carico ed evitare un'eccessiva inflessione della piastra.

La complessità di un calcolo analitico che tiene conto delle articolate condizioni di vincolo e del precarico dei bulloni ha reso necessario ricorrere ad una simulazione numerica. L'analisi numerica di questo componente ha permesso sia di individuare le tensioni indotte nella piastra stessa, sia di verificare che l'inflessione generata dall'applicazione del carico rientri entro limiti accettabili.

La simulazione viene svolta per due diverse condizioni di vincolo della piastra, la prima in cui si utilizzano i quattro bulloni M30 per fissare la piastra al basamento, e la seconda in cui non sono presenti i bulloni, questo permette di valutare gli effetti dovuti alla presenza dei bulloni di fissaggio e al loro precarico.

4.4.1 Piastra fissata mediante i bulloni M30

Utilizzando il software CAD è stato realizzato il modello della piastra e la porzione del basamento con la quale entra in contatto. Anche in questo caso il problema presenta una simmetria, per questo la simulazione è stata svolta solamente su una metà del modello applicando un opportuno vincolo di simmetria. In figura 4.17 è riportato il modello importato nel software di simulazione.

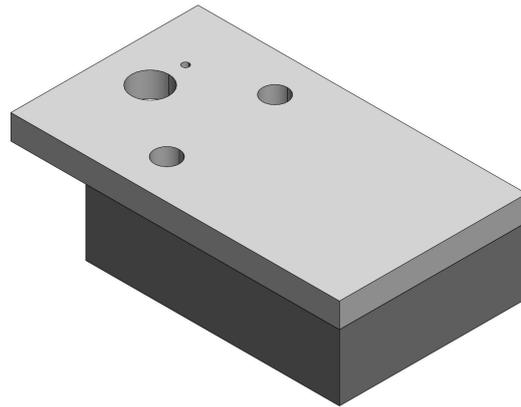


Figura 4.17 – Geometria della piastra utilizzata per la simulazione

Si è deciso di realizzare la piastra di carico in acciaio 39NiCoMo-3 Bonificato, si tratta dello stesso materiale utilizzato per i tiranti. Le caratteristiche meccaniche sono riportate in tabella 3.4, mentre in Appendice B è presente la scheda tecnica del materiale.

Alla porzione di basamento è stato assegnato il materiale di cui è costituito, ovvero ghisa grigia EN-GJS-250.

Dopo aver inserito nel software i dati relativi ai materiali di piastra, supporto e viti (acciaio classe 8.8) si prosegue con la preparazione del modello completo. Alle facce tagliate dal piano di simmetria viene assegnato il vincolo di simmetria che permette di tener conto dell'influenza della seconda metà dei componenti. Viene assegnato il vincolo *fixed support* alla faccia inferiore del basamento, questo permette di simulare la reazione vincolare del supporto sulla piastra (figura 4.18).

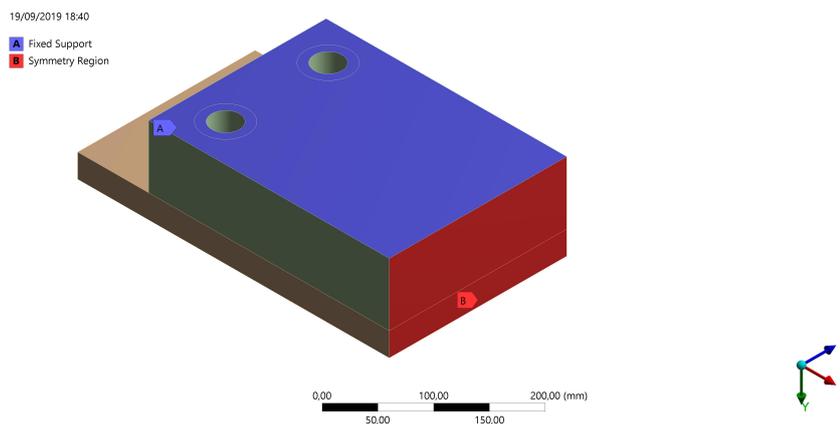


Figura 4.18 – Vincolo di simmetria e geometria fissa applicati alla piastra di carico

Sull'area di contatto tra piastra e base viene applicato un contatto di tipo *frictional* con coefficiente di attrito $f = 0,2$ che riproduce la reale interazione tra i due componenti. Successivamente viene definita l'area circolare di contatto tra piastra e rosetta, su di essa si scarica la forza F' che rappresenta il carico applicato tramite il tirante (figura 4.19), l'entità di tale forza è pari alla metà di quella complessivamente applicata al banco prova, ovvero:

$$F' = 105,45 \text{ kN}$$

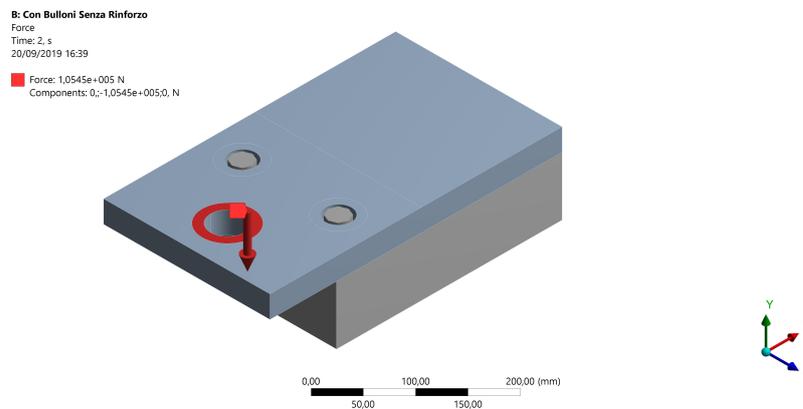


Figura 4.19 – Applicazione della forza sulla piastra di carico

Infine, devono essere inseriti i bulloni e il relativo precarico. Per poter simulare i bulloni possono essere seguite tre strategie principali:

- 1) Inserire un contatto di tipo *bonded* (ovvero di vincolo fisso) tra i due componenti da unire, questa soluzione è estremamente semplice e veloce ma non permette di simulare il precarico dei bulloni, inoltre i risultati che si ottengono sono piuttosto lontani dal reale comportamento che si ottiene utilizzando un collegamento tramite elementi filettati;
- 2) Modellare i bulloni come elementi tridimensionali, questa soluzione è quella che fornisce i risultati più accurati in quanto permette di simulare il reale comportamento sia dei due componenti da accoppiare sia dei bulloni, il principale svantaggio di questo metodo risiede nei lunghi tempi di simulazione infatti la preparazione del modello è più articolata e il calcolo numerico dei bulloni richiede un ulteriore impegno computazionale;
- 3) Modellare i bulloni come elementi trave, questa è una soluzione di compromesso in quanto i bulloni non vengono modellati come geometrie complete ma approssimati da elementi trave, ovvero elementi bidimensionali ai quali sono attribuiti due nodi che ne rappresentano le estremità, i due nodi vengono poi opportunamente vincolati ai nodi del modello in modo da riprodurre il contatto tra testa della vite e componente da fissare (figura 4.20). Questo metodo permette di riprodurre abbastanza fedelmente il comportamento dei collegamenti filettati senza compromettere eccessivamente i tempi di simulazione, inoltre è possibile applicare un carico di compressione all'elemento trave in modo da simulare il precarico dei bulloni.

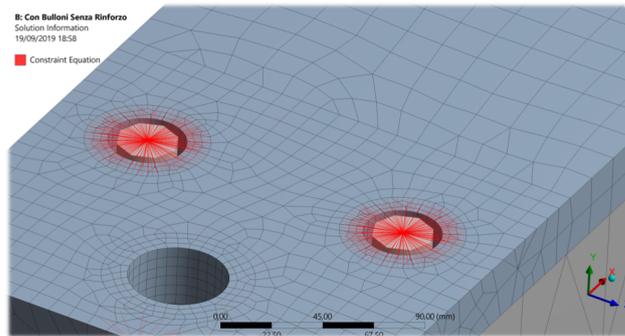


Figura 4.20 – Vincolo matematico tra il nodo dell'elemento trave e i nodi del componente

In questo caso si è deciso di ricorrere al metodo 3, si utilizza quindi il comando *beam* per la costruzione dell'elemento. A tal proposito deve essere definita la posizione delle due estremità dell'elemento, le aree con cui vincolare i nodi, il diametro resistente del fusto e il suo materiale. Infine, tramite un apposito comando del software è possibile inserire il precarico desiderato.

Il valore del precarico è stato calcolato a partire dalla coppia di serraggio prescritta per i bulloni di fissaggio pari a $M_t = 1310 \text{ Nm}$.

Per una filettatura metrica M30 secondo UNI 4563-64 M30 si ha:

Tabella 4.3 – Filettatura metrica M30 secondo UNI 4536-64

Diametro nominale	d [mm]	30
Passo	P [mm]	2
Diametro medio	d_m [mm]	28,70
Diametro sottotesta/dado	D_s [mm]	46
Diametro foro passante	D_s [mm]	35
Angolo d'elica medio	α [°]	1,3
Angolo profilo filetto	θ [°]	60
Angolo di attrito	φ [°]	11,7
Coefficiente di attrito filetto	f	0,18

Il coefficiente di attrito del filetto e del sottotesta è generalmente compreso tra 0,15 e 0,18. Al fine di ottenere la massima inflessione possibile della piastra in modo da valutarne gli effetti negativi, la simulazione deve essere effettuata utilizzando il minimo precarico ottenibile e perciò viene considerato un coefficiente di attrito $f = 0,18$. Il precarico del bullone può essere calcolato utilizzando la seguente relazione.

$$F_v = \frac{M_t}{\left(\tan(\alpha + \varphi) \cdot \frac{d_m}{2} \right) + \left(\frac{f}{2} \cdot \frac{D_s + D_f}{2} \right)} \quad (4.2)$$

Si ottiene:

$$F_v = 188 \text{ kN}$$

Si riporta in figura 4.21 la fase di applicazione del precarico.

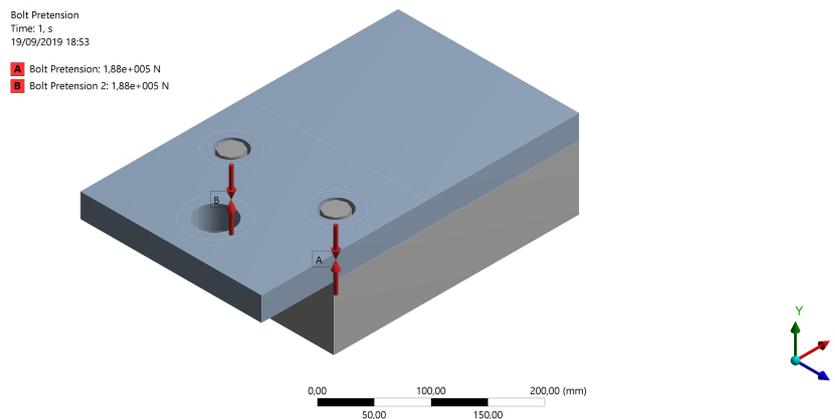


Figura 4.21 – Precarico assegnato agli elementi trave

La discretizzazione del modello viene ottimizzata riducendo la dimensione degli elementi nelle zone dei fori e nelle zone maggiormente sollecitate, la dimensione degli elementi che costituiscono il basamento può invece essere aumentata in quanto non si è interessati alle tensioni indotte nel supporto industriale SNL (figura 4.22).

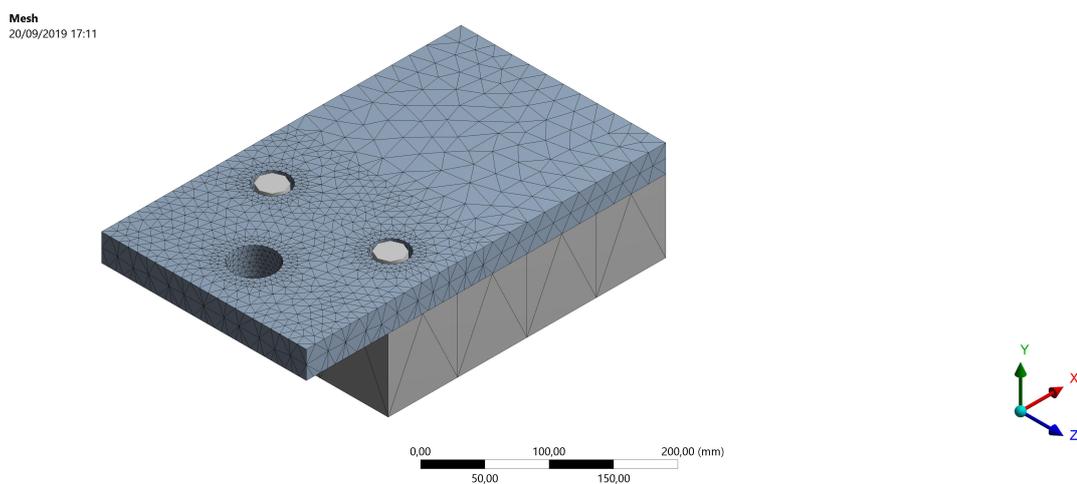


Figura 4.22 – Discretizzazione del modello di piastra (mesh)

A questo punto è possibile procedere con la simulazione, i risultati di maggiore interesse riguardano la tensione massima e lo spostamento massimo, i valori e le rappresentazioni grafiche della simulazione sono riportate di seguito.

Tabella 4.4 – Principali risultati della simulazione FEM della piastra fissata

Grandezza	Simbolo	Valore
Spostamento estremità	δ_{es} [mm]	0,337
Spostamento centro piastra	δ_0 [mm]	0,046
Tensione equivalente massima	σ_{max} [MPa]	267
Coefficiente di sicurezza	CS_{min}	2,67
Pressione di contatto	p_{max} [MPa]	72,3

Dallo spostamento (figura 4.24) è possibile valutare l'angolo di inflessione α che subiscono le estremità della piastra (figura 4.23). Tenendo conto della distanza tra l'estremità della piastra e il bordo del basamento $l = 90 \text{ mm}$ si ottiene:

$$\alpha = 0,26^\circ$$

Il valore ottenuto è accettabile in quanto non influenza in maniera rilevante il corretto funzionamento del banco prova.

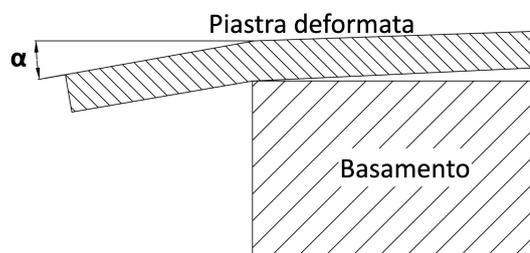


Figura 4.23 – Angolo generato dalla freccia della piastra

Lo spostamento massimo al centro della piastra può essere confrontato con la tolleranza di planarità t_{max} richiesta dal supporto centrale, il catalogo SKF [14] prescrive per i supporti SKF SNL una base di appoggio avente tolleranza di planarità IT7, nel nostro caso la base di appoggio del supporto è la piastra stessa per cui si ritiene che lo spostamento massimo nella zona centrale debba essere minore della tolleranza di planarità prescritta. Considerando la lunghezza del basamento $B = 790 \text{ mm}$ e utilizzando le tabelle dei gradi di precisione secondo UNI EN 20286 si ottiene:

$$\left\{ \begin{array}{l} B = 790 \text{ mm} \\ IT8 \end{array} \right. \Rightarrow t_{max} = 0,080 \text{ mm}$$

Lo spostamento nella parte centrale della piastra è $\delta_0 = 0,046 \text{ mm}$ (figura 4.24), per cui la prescrizione di planarità della base è rispettata.

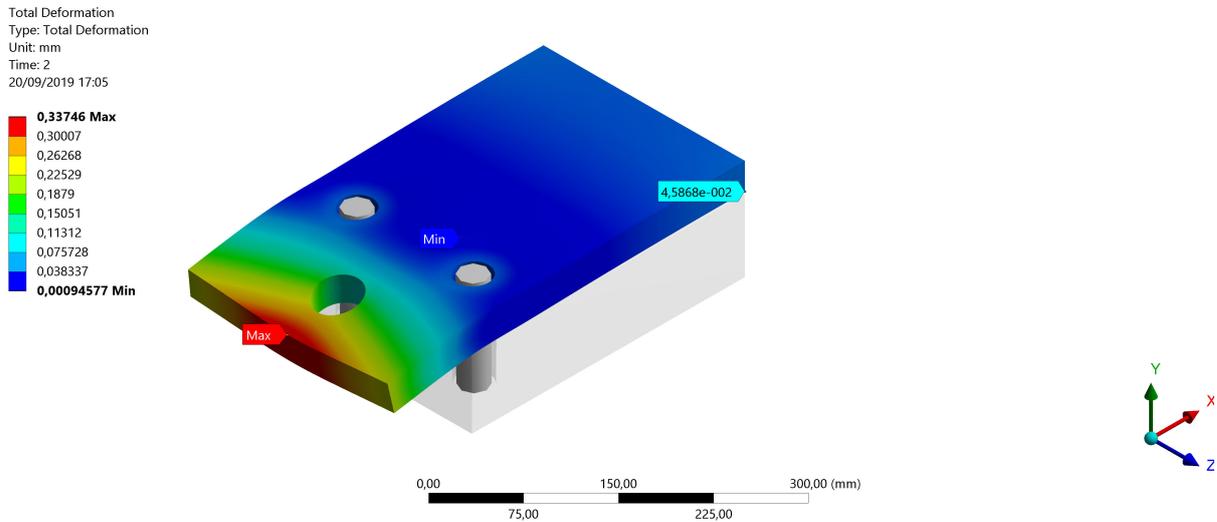


Figura 4.24 – Risultato FEM: spostamento massimo e in mezzeria della piastra. (Def. x70)

A partire dalla tensione equivalente massima ottenuta dalla simulazione (figura 4.25) è possibile valutare il coefficiente di sicurezza statico S_0 della piastra. Considerando la tensione di snervamento del materiale $R_{p02} = 700 \text{ MPa}$ si ottiene:

$$S_0 = 2,62$$

Il valore ottenuto è maggiore del coefficiente di sicurezza minimo richiesto pari a 2,5, per cui il componente risulta verificato dal punto di vista statico. Inoltre, è opportuno notare che la zona in cui sono presenti le tensioni più alte è quella a contatto con lo spigolo del basamento, in questa zona le tensioni sono di compressione e questo le rende meno pericolose dal punto di vista strutturale.

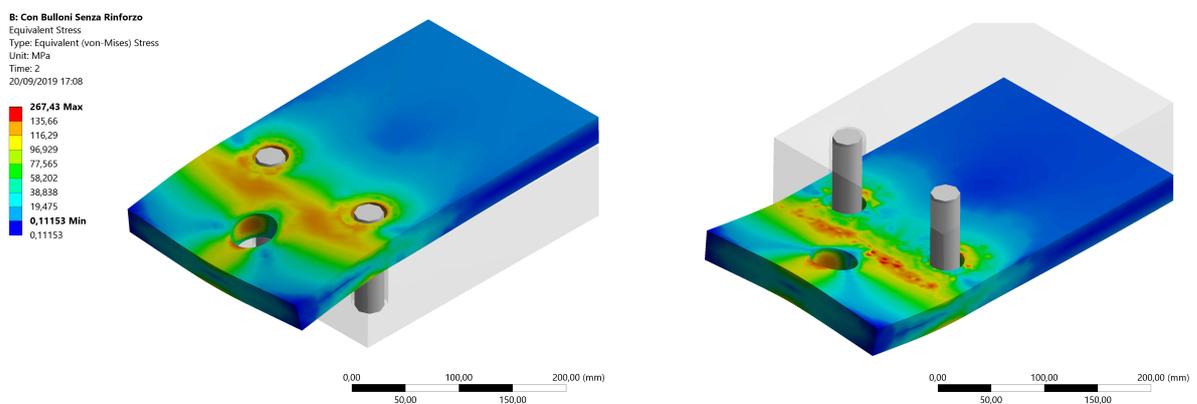


Figura 4.25 – Risultato FEM: tensioni generate nella piastra di carico. (Def. x70)

Un altro interessante risultato della simulazione riguarda la massima pressione di contatto tra i due componenti. A causa dell'inflexione della piastra, la superficie di contatto si riduce notevolmente incrementando così la pressione di contatto sviluppata tra piastra e basamento. Il software è in grado di valutare tale pressione, il risultato è riportato in figura 4.26.

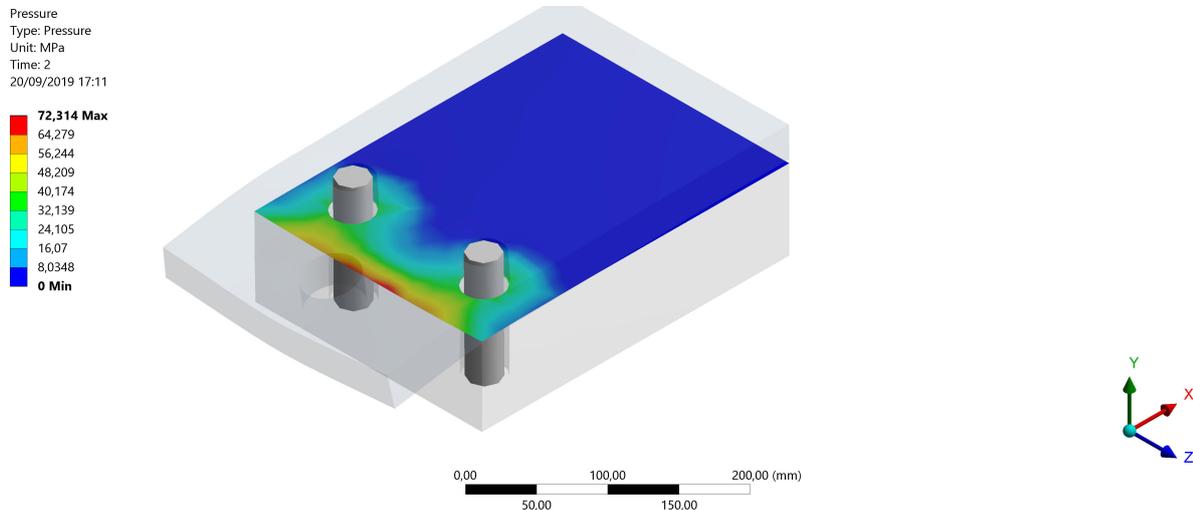


Figura 4.26 – Pressione di contatto tra piastra e basamento

Si può notare come la pressione si concentri nella zona del bordo del basamento, questo fenomeno è dovuto alla riduzione dell'area di contatto tra i due componenti. In ogni caso il valore ottenuto non risulta pericoloso dal punto di vista strutturale, tuttavia al fine di ridurre la concentrazione delle pressioni sulla linea di contatto, il bordo del basamento può essere lavorato realizzando uno smusso $1 \times 45^\circ$.

4.4.2 Piastra non fissata

Si riporta per completezza la simulazione della piastra non fissata tramite i quattro bulloni, questo permette di fare un confronto tra i due casi e valutare i vantaggi dell'utilizzo dei bulloni di fissaggio e del loro precarico.

Il modello utilizzato è analogo a quello precedente con la sola differenza che non vengono inseriti gli elementi trave per simulare i bulloni precaricati.

Si riportano di seguito i principali risultati della simulazione.

Tabella 4.5 – Principali risultati della simulazione FEM della piastra non fissata

Grandezza	Simbolo	Valore
Spostamento estremità	δ_{es} [mm]	1,514
Spostamento centro piastra	δ_0 [mm]	1,862
Tensione equivalente massima	σ_{max} [MPa]	300
Coefficiente di sicurezza	CS_{min}	2,33

Come è possibile notare anche solo graficamente dalla figura 4.27, in questo caso la deformazione della piastra è molto accentuata, infatti si ottiene uno spostamento alle estremità di circa 1,5 mm a cui corrisponde un angolo di inflessione $\alpha \cong 1^\circ$, tale valore è eccessivo e potrebbe compromettere il corretto funzionamento del banco prova. Inoltre, lo spostamento particolarmente elevato nella parte centrale della piastra fa sì che il basamento non abbia una superficie di appoggio sufficientemente planare.

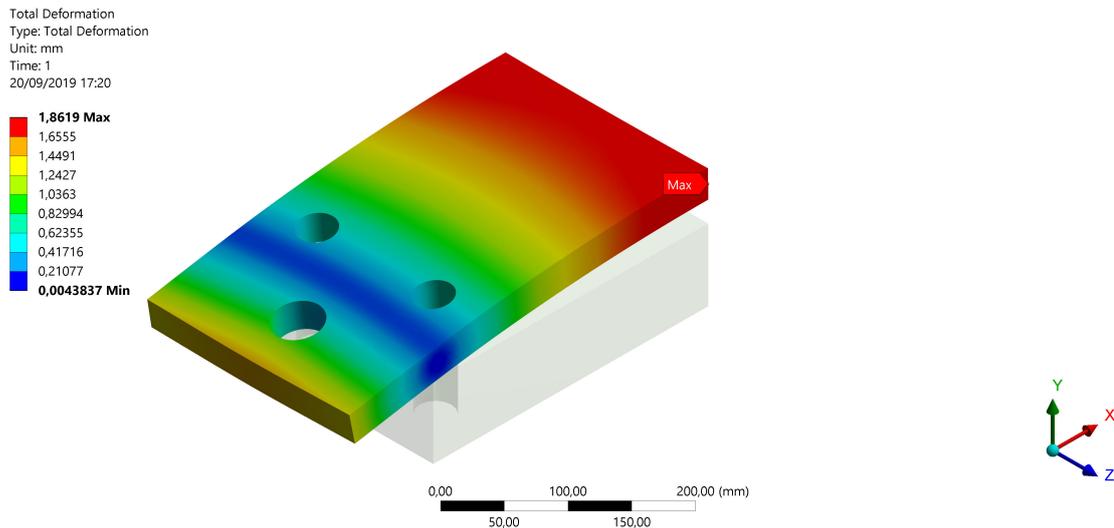


Figura 4.27 – Risultato FEM: spostamento subito dalla piastra non fissata. (Def. x70)

Un'altra problematica che si riscontra in questo caso è l'elevata tensione che si genera nella piastra (figura 4.28), infatti nelle zone circostanti i fori è presente un effetto di intaglio che induce delle tensioni particolarmente elevate di circa 300 MPa. Dal calcolo del coefficiente di sicurezza statico si ottiene:

$$S_0 = 2,3$$

Tale valore è minore del coefficiente di sicurezza minimo richiesto pari a 2,5 per cui in questo caso la piastra non sarebbe verificata dal punto di vista statico.

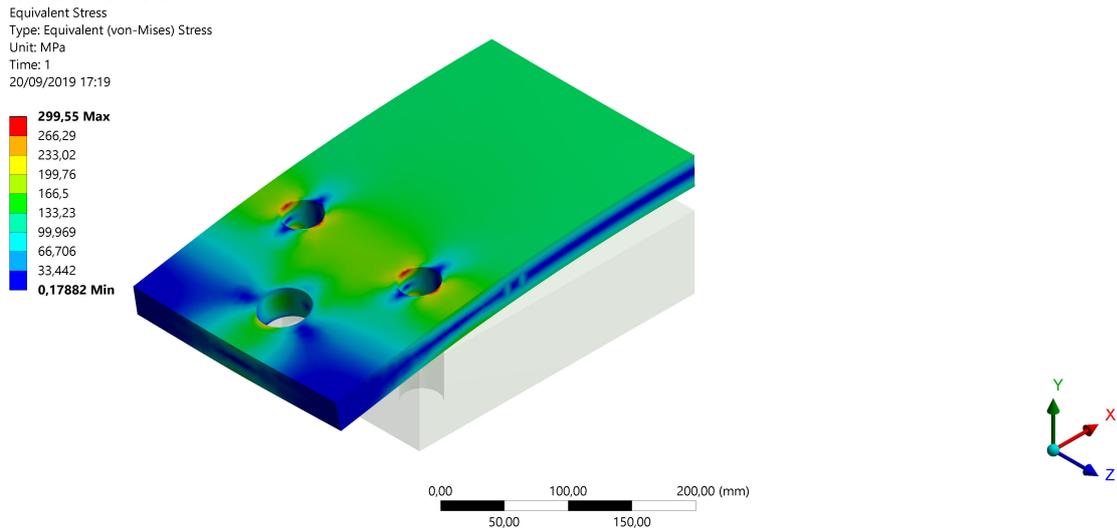


Figura 4.28 – Risultato FEM: Tensioni generate nella piastra non fissata. (Def. x70)

Al fine di valutare la bontà del modello, nonché l'indipendenza dei risultati dalla discretizzazione, è stata svolta un'analisi di convergenza. Per valutare la convergenza di questo modello è stato utilizzato lo strumento fornito dal programma, è possibile osservare il risultato in figura 4.29.

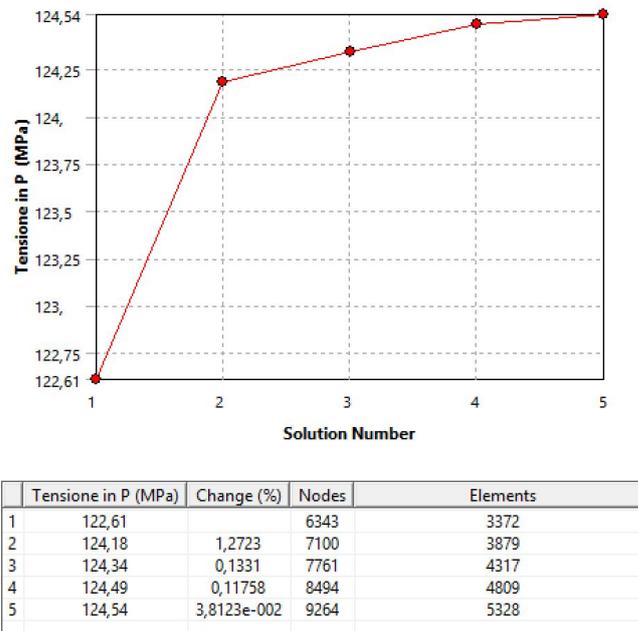


Figura 4.29 – Analisi di convergenza della piastra non fissata

Si nota che la tensione tende a convergere ad un determinato valore quando viene aumentato il numero di elementi a prova che il modello è ben realizzato.

4.5 Analisi statica trave inferiore

La trave inferiore ha il compito di generare la reazione vincolare alla forza F applicata al banco prova. La trave è formata da un profilato metallico a sezione rettangolare UNI 6014-67 60x150 mm con lunghezza pari a 790 mm, la parte superiore della trave va a contatto con la parte inferiore dei due longheroni della struttura portante, su di essa vengono realizzati due fori per il passaggio dei tiranti che vengono serrati sulla trave per mezzo di due dadi M36 (figura 4.30).

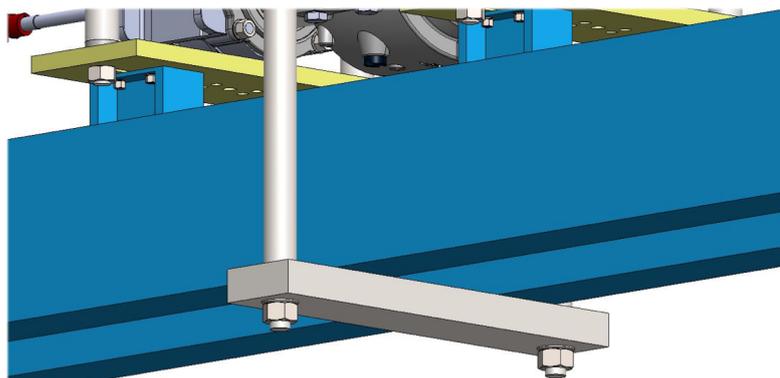


Figura 4.30 – Installazione della trave inferiore sul banco prova

L'analisi statica viene svolta al fine di decidere quale materiale utilizzare per la realizzazione della trave. Le dimensioni vengono scelte in modo da ottenere un buon compromesso tra stabilità e rigidità strutturale. Prima di procedere con la simulazione devono essere inseriti nel software i dati relativi al materiale, per questo deve essere selezionato un materiale di primo tentativo, i profilati commerciali sono realizzati generalmente con acciai non legati per uso strutturale ed esempio S355J0, si tratta di un acciaio utilizzato come materiale da costruzione in svariati campi dell'ingegneria: travi reticolari, tralicci, elementi di strutture portanti, etc. Le principali caratteristiche meccaniche di questo materiale sono riportate in tabella 4.6, mentre la scheda tecnica è inserita in Appendice B.

Tabella 4.6 – Caratteristiche meccaniche acciaio S355J0

Standard	EN 10025-2	
Tensione di rottura	R_m	550 MPa
Tensione di snervamento	$R_{p0.2}$	300 MPa
Durezza	HB	141 - 192
Modulo di elasticità	E	210000 MPa
Densità	ρ	7800 kg/m ³
Modulo di Poisson	ν	0,3
Allungamento a rottura	$A_{\%}$	21 %

La trave deve essere innanzitutto modellata tramite il CAD e successivamente importata nel software di simulazione, viene inoltre modellata la porzione dei longheroni con il quale la trave va a contatto. In questo caso non è presente una geometria simmetrica, infatti la trave non risulta perfettamente centrata sui due longheroni, per questo la simulazione sarà svolta su tutto il componente. Si riporta in figura 4.31 la geometria CAD del modello importato nel software di simulazione.

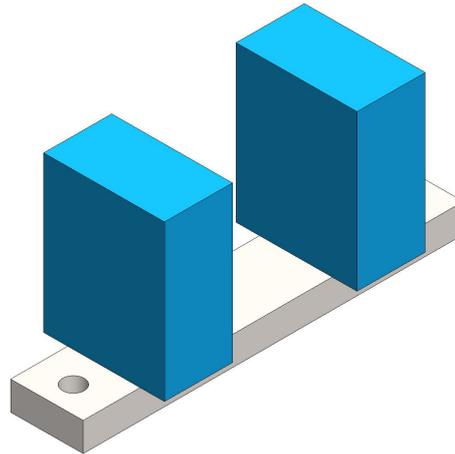


Figura 4.31 – Modello utilizzato per la simulazione

Si passa dunque alla preparazione del modello completo. In questa simulazione è sufficiente imporre il vincolo *fixed support* alle superfici tagliate dei due longheroni, inserire un contatto di tipo *frictional* con coefficiente di attrito $f = 0,2$ tra la faccia superiore della trave e la parte bassa dei longheroni, inserire la forza F' sulle superfici corrispondenti alle aree di contatto con le rosette dei due dadi di fissaggio. La forza F' è equivalente a quella utilizzata per la piastra superiore:

$$F' = 105,5 \text{ kN}$$

Si riportano in figura 4.32 le illustrazioni delle fasi di applicazione dei vincoli e dei carichi.

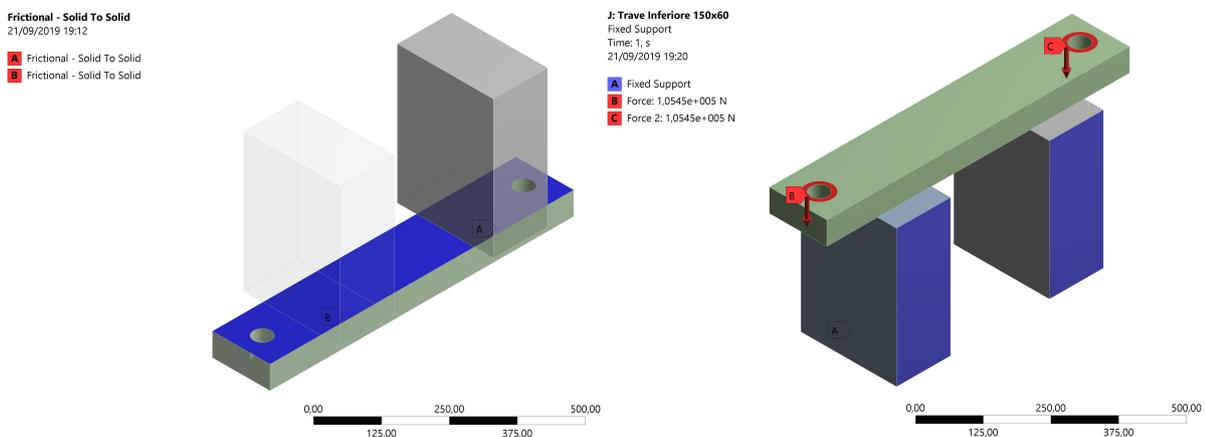


Figura 4.32 – Contatto, carico e vincolo applicato al modello di trave

Per la discretizzazione del modello sono stati scelti elementi solidi tetraedrici, successivamente la mesh è stata migliorata riducendo la dimensione degli elementi delle zone a contatto con i longheroni e nei due fori passanti (figura 4.33).

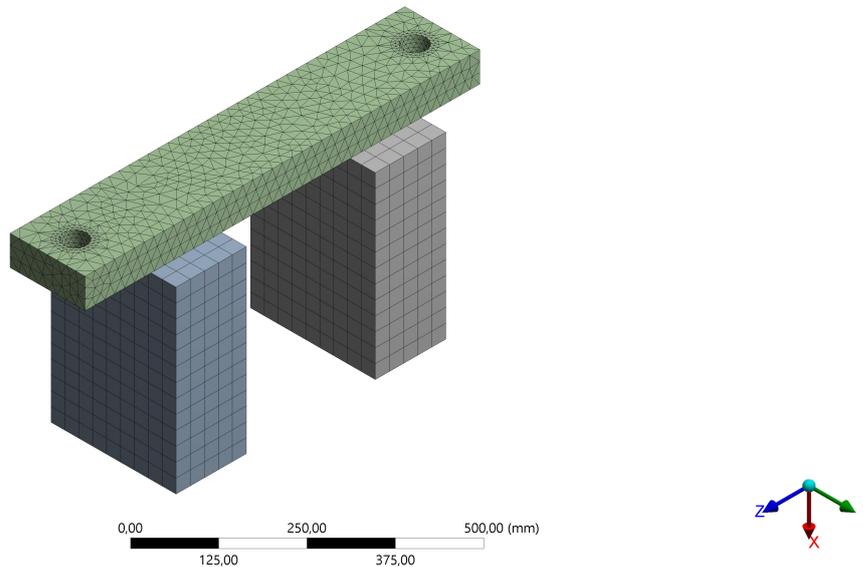


Figura 4.33 – Discretizzazione del modello di trave (mesh)

A questo punto è possibile lanciare la simulazione e risolvere il modello, i principali risultati riguardano la massima tensione equivalente e lo spostamento massimo alle estremità della trave. I valori e le rappresentazioni grafiche dei risultati sono riportati di seguito.

Tabella 4.7 – Principali risultati della simulazione FEM della trave inferiore

Grandezza	Simbolo	Valore
Spostamento massimo	δ_{max} [mm]	0,639
Tensione equivalente massima	σ_{max} [MPa]	94,3
Coefficiente di sicurezza	CS_{min}	3,2

Lo spostamento massimo δ_{max} (figura 4.34) comporta una rotazione α che non compromette il corretto funzionamento del banco prova.

$$\alpha = 0,28^\circ$$

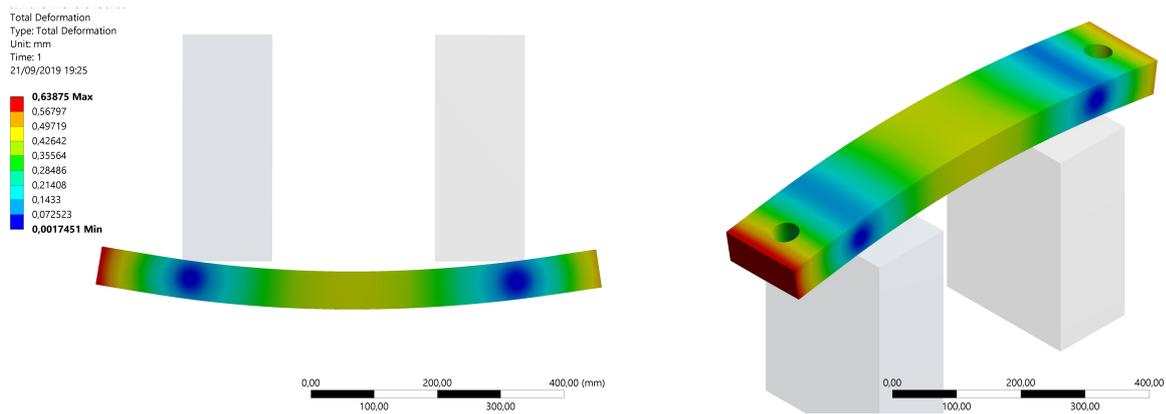


Figura 4.34 – Risultato FEM: spostamento subito dalla trave. (Def. x75)

Dalla figura 4.35 è possibile osservare le tensioni indotte nel componente. Il campo di tensioni è tipico di una trave soggetta a flessione su quattro punti, tuttavia è interessante notare come l'asimmetria del problema comporti una sollecitazione più alta su uno dei due lati della trave (colore rosso). Dal valore della tensione massima, pari a circa 94 MPa e della tensione di snervamento (tabella 4.6) è possibile valutare il coefficiente di sicurezza statico. Si ottiene:

$$S_0 = 3,2$$

Il valore ottenuto è maggiore del coefficiente di sicurezza minimo richiesto pari a 2,5, per cui il materiale scelto è idoneo per la realizzazione del componente.

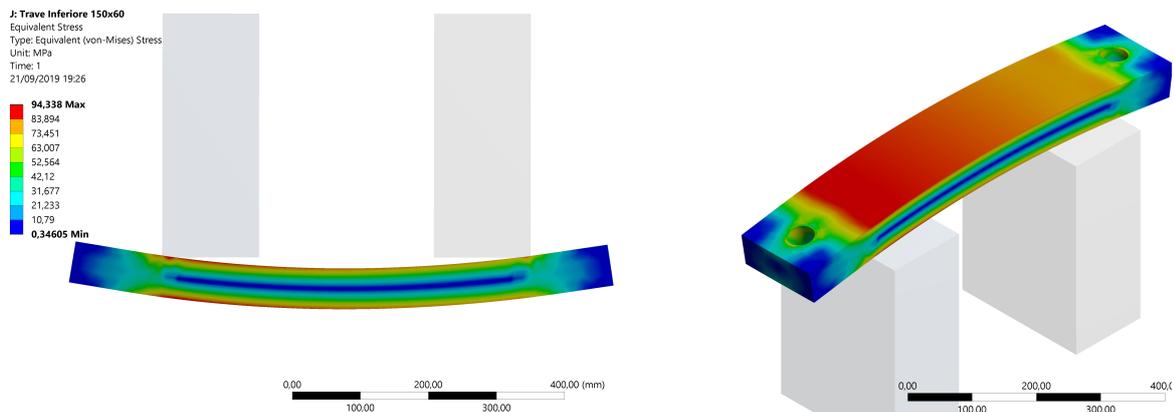


Figura 4.35 – Risultato FEM: tensioni generate nel modello di trave. (Def. x75)

4.6 Analisi statica della boccola ferroviaria Y25

In questo capitolo viene svolta l'analisi numerica della boccola Y25 al fine di valutare le tensioni indotte quando è sottoposta a carico massimo del banco prova. Questa analisi permette di capire quali sono i punti più sollecitati del componente in modo da effettuare dei

controlli di integrità strutturale più mirati, inoltre è possibile comprendere quale sarà il comportamento del componente dal punto di vista delle deformazioni in modo da individuare eventuali problematiche, ad esempio contatti accidentali con altri componenti.

Il procedimento da seguire per svolgere la simulazione è analogo a quanto fatto per la boccola ferroviaria SKF 432856 – 101.

Il primo passo consiste nella realizzazione del modello CAD che è stato prodotto a partire dalle tavole tecniche del componente tramite il software di modellazione Solidworks. Il modello deve essere successivamente semplificato eliminando tutte le geometrie superflue che non danno nessun contributo dal punto di vista strutturale, a tal proposito sono stati rimossi i 4 fori M20 che alloggiavano i prigionieri di fissaggio del coperchio posteriore e i 4 fori M10 utilizzati per il fissaggio del coperchio anteriore. Inoltre, data la simmetria del problema, la simulazione è stata svolta solamente su una metà del componente, questo ha permesso di ridurre notevolmente i tempi di simulazione. Si riporta in figura 4.36 il confronto tra la geometria originaria e quella utilizzata per la simulazione.

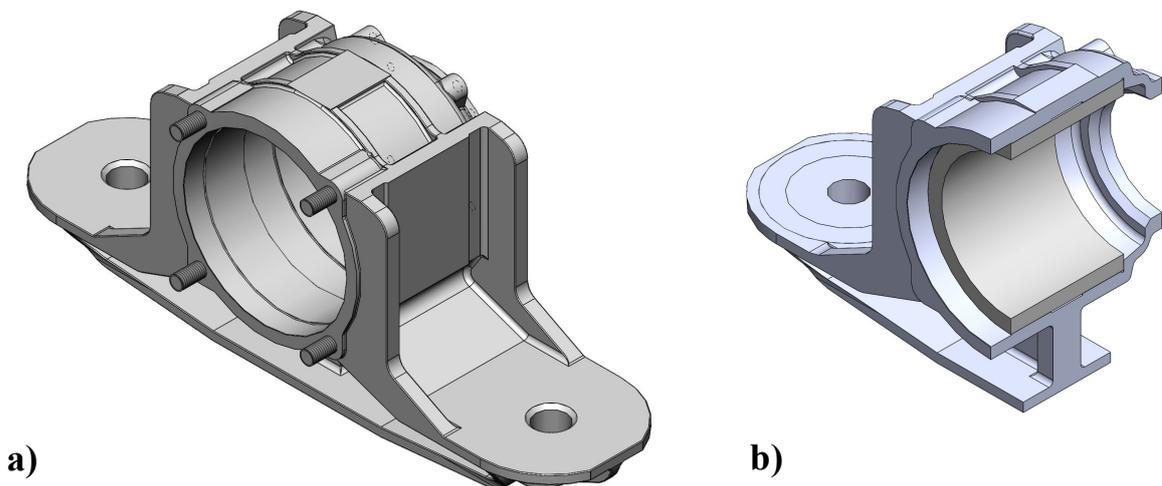


Figura 4.36 – Confronto tra geometria originaria (a) e geometria per simulazione (b)

Il passo successivo è quello di compilare il campo degli *Engineering Data*, ovvero inserire le caratteristiche fisiche e meccaniche complete di tutti i materiali utilizzati. Per la boccola Y25 in esame si utilizza lo stesso della boccola ferroviaria SKF 432856 – 101 ovvero la ghisa sferoidale per uso ferroviario, le principali caratteristiche meccaniche sono riportate in tabella 3.1.

Una volta che la geometria è stata importata nell'ambiente di simulazione si passa alla fase di preparazione del modello completo. L'alloggiamento interno della boccola è a contatto con l'anello esterno del cuscinetto che è stato modellato tramite CAD, questo anello viene bloccato sulla faccia interna con il vincolo *fixed support*, invece, tra la faccia esterna dell'anello e l'alloggiamento interno della boccola viene inserito un contatto *frictional* con

coefficiente di attrito $f = 0,2$ (figura 4.37). Questo tipo di contatto simula il reale comportamento di attrito presente tra i due componenti.

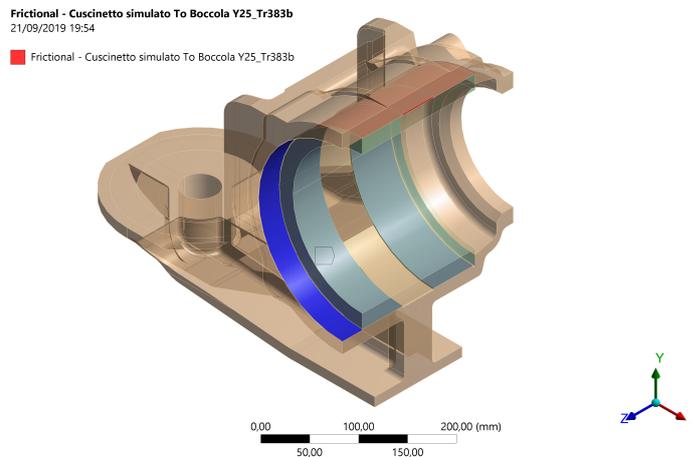


Figura 4.37 – Vincolo di contatto ad attrito tra corpo boccola Y25 e cuscinetto

Un altro tipo di vincolo da imporre al modello è quello di simmetria, infatti, come spiegato in precedenza, sfruttando le proprietà di simmetria del problema viene analizzata solo una metà del componente. Il software fornisce un opportuno vincolo da applicare alle facce “tagliate” dal piano di simmetria (figura 4.38)

Infine, si passa all’applicazione dei carichi esterni, la forza verticale complessiva da applicare al componente è $Q = 105,5 \text{ kN}$, perciò su ogni ala della boccola agisce una forza $Q' = 52,7 \text{ kN}$ pari alla metà di Q . Tale forza deve essere applicata su un’area che rappresenta la superficie occupata dal piattello su cui sono posizionate le molle della sospensione primaria (figura 4.38). Il carico deve essere ovviamente rivolto verso il basso.

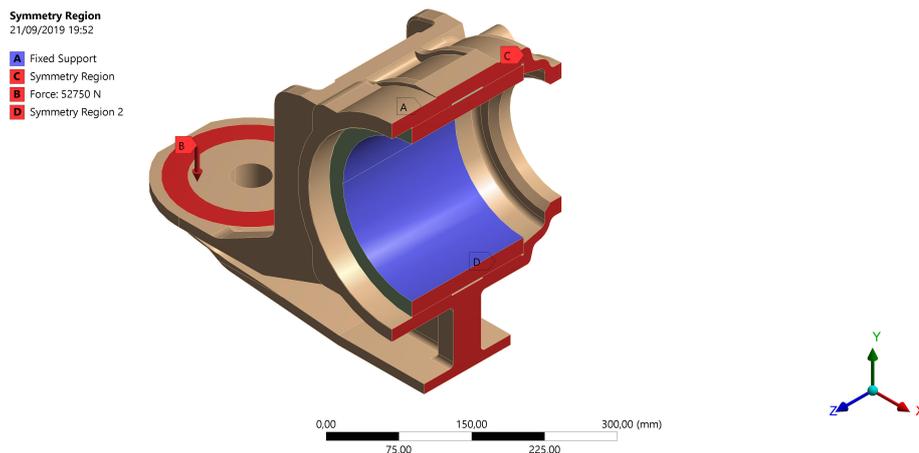


Figura 4.38 – Applicazione dei vincoli e del carico al modello di boccola Y25

Prima di procedere con il calcolo il modello deve essere discretizzato, per questo componente sono state svolte due simulazioni differenti, nella prima si utilizzano elementi solidi tetraedrici in quanto sono quelli che si adattano meglio a geometrie particolarmente

complesse con spessori importanti e sollecitate in modo significativo in tutte le direzioni, nella seconda si utilizzano elementi esaedrici (figura 4.39). In questo modo è possibile verificare i risultati ottenuti attraverso due discretizzazioni realizzate con due diverse tipologie di elementi.

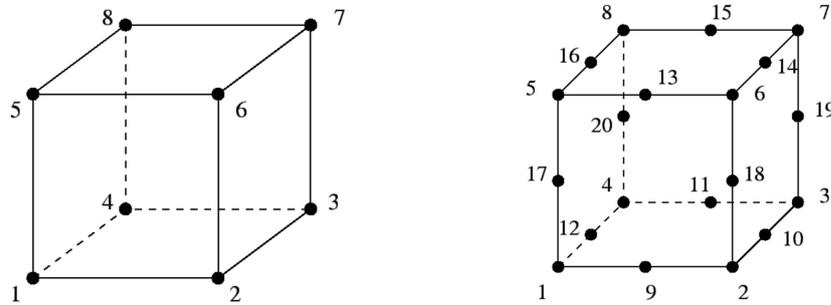


Figura 4.39 – Elementi esaedrici di tipo lineare e parabolico

In entrambi i casi la mesh deve essere ottimizzata riducendo la dimensione degli elementi nelle aree più critiche del modello, ad esempio nei raccordi o nelle sezioni dove è presente un notevole effetto di intaglio. In figura 4.40 si riporta il modello discretizzato con le due tipologie di elementi.

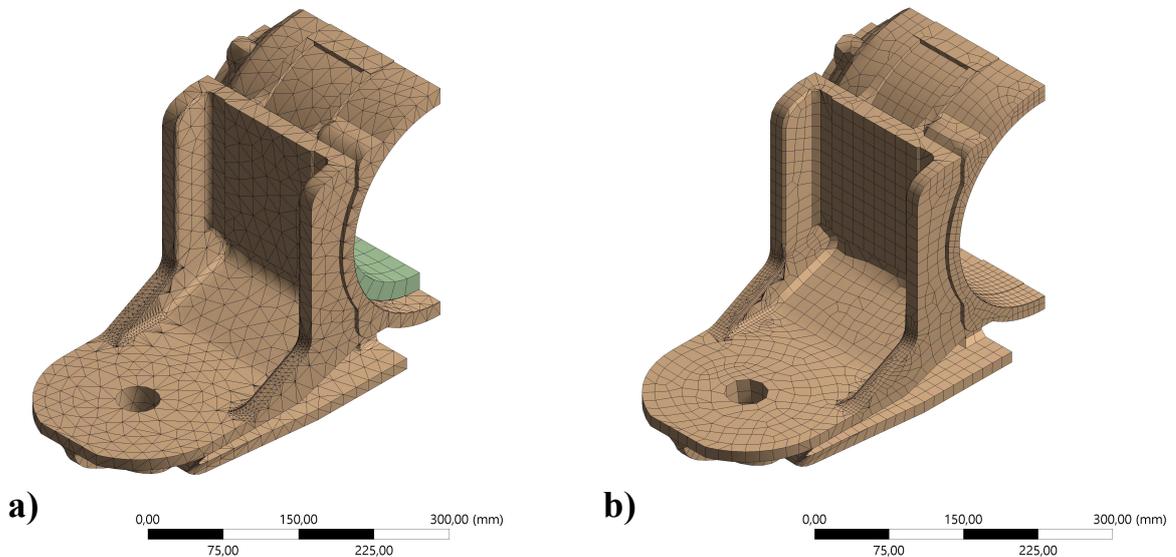


Figura 4.40 – Discretizzazione del modello con elementi tetraedrici (a) e esaedrici (b)

A questo punto il modello è completo e può essere svolta la simulazione. I risultati di maggiore interesse sono gli spostamenti massimi e le tensioni indotte nel materiale. I valori numerici e le rappresentazioni grafiche dei risultati sono riportati di seguito.

Tabella 4.8 – Principali risultati della simulazione FEM boccola Y25

Grandezza	Simbolo	Valore (tetra)	Valore (esa)
Spostamento massimo	δ_{max} [mm]	0,527	0,549
Tensione equivalente massima	σ_{max} [MPa]	147,0	154,6
Coefficiente di sicurezza	CS_{min}	1,6	1,5

La deformata del componente (figura 4.41) viene confrontata, tramite il modello CAD del banco prova, con gli spazi disponibili intorno alla boccola. Si è riscontrato che non insorgono problemi di contatto o interferenze con altri componenti.

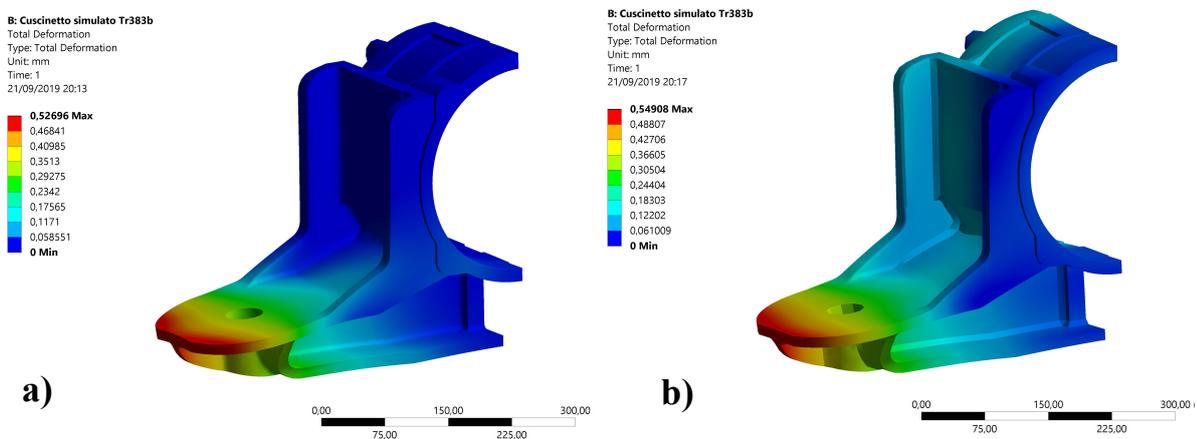


Figura 4.41 – Risultato FEM: spostamenti boccola Y25 con elementi tetraedrici (a) ed esaedrici (b). (Def. X115)

Come è possibile notare in figura 4.42 la tensione massima si concentra nel raccordo della nervatura che collega il piattello con la parte cilindrica della boccola, in particolare si ottengono 147 MPa utilizzando elementi tetraedrici e 155 MPa utilizzando elementi esaedrici. Durante le ispezioni periodiche del componente quest'area sarà sottoposta a controlli più scrupolosi per individuare l'insorgere di eventuali cricche nel materiale.

Dalla simulazione con elementi solidi esaedrici (figura 4.42 b) si ottiene una tensione massima di 279 MPa, tuttavia questo valore è concentrato su un solo nodo nella zona di contatto tra boccola e anello cuscinetto, questo significa che si tratta di una singolarità che non è stato possibile eliminare durante la fase di messa a punto della simulazione.

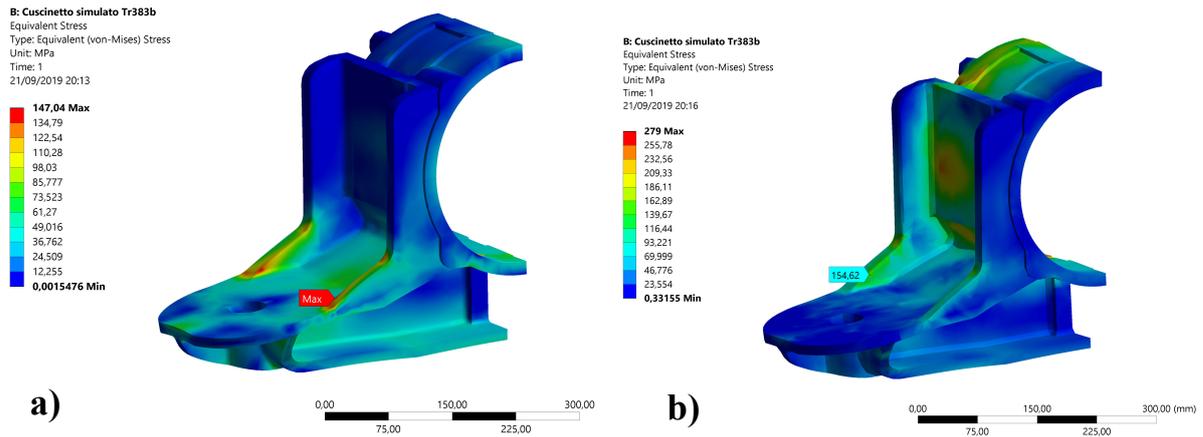


Figura 4.42 – Risultato FEM: tensioni nella boccola Y25 con elementi tetraedrici (a) ed esaedrici (b). (Def. X115)

Partendo dalla tensione di snervamento del materiale (tabella 3.1) è possibile calcolare il coefficiente di sicurezza statico della boccola quando sottoposta al carico massimo.

$$S_{0tetra} = 1,6$$

$$S_{0esa} = 1,5$$

Dal confronto tra i risultati ottenuti con le due diverse tipologie di elementi è possibile osservare come con elementi esaedrici si ottengono tensioni e spostamenti maggiori. Questo perché il maggior numero di nodi dell'elemento esaedrico rispetto a quello tetraedrico rende il singolo elemento meno rigido con un conseguente aumento delle deformazioni dell'intero modello. In ogni caso non risultano considerevoli differenze tra i risultati delle due diverse simulazioni, per cui non è presente una forte dipendenza dal tipo di elemento utilizzato.

CAPITOLO 5 : Considerazioni finali

Come spiegato nel Capitolo 3.2, i componenti sono stati dimensionati a partire da un valore stimato del carico agente, ovvero sono stati trascurati il peso dell'albero e del supporto centrale del banco prova, questo perché tale peso dipende dalla dimensione dei componenti stessi che non erano ancora stati definiti. Ora che i componenti sono stati dimensionati è possibile conoscere la loro massa e quindi l'effettivo carico da applicare al banco prova. In questo capitolo sarà sviluppata anche una tabella che riporta il carico agente sulla boccola da monitorare in funzione del carico rilevato dalle due celle di carico, questo permette durante le prove in laboratorio di risalire immediatamente all'effettivo carico che agisce sulla boccola ferroviaria e quindi sul cuscinetto che si sta monitorando. Un ulteriore dato fornito per agevolare lo svolgimento delle prove riguarda la coppia da applicare ai dadi di applicazione del carico per ottenere una determinata forza sulla boccola da monitorare.

5.1 Effettivo carico da applicare

Partendo dal modello CAD 3D e dalla densità dei materiali è possibile valutare la massa di ogni singolo componente. I valori numerici sono riportati in tabella 5.1

Tabella 5.1 – Massa dei componenti che influenzano il carico applicato

Componente	Simbolo	Massa [kg]
Boccola SKF SNL 3238	m_{SNL}	123
Albero centrale	m_a	162
Tirante	m_{tir}	18
Piastra di carico	m_p	40
Trave inferiore	m_{tr}	54
Minuteria (dadi, celle di carico, bussola, etc.)	m_{min}	12

La forza peso M_{tot} dovuta ai componenti che gravano sulle due boccole ferroviarie del banco prova può essere calcolata come:

$$M_{tot} = g \cdot (m_{SNL} + m_a + 2 \cdot m_{tir} + m_p + m_{tr} + m_{min}) \quad (5.1)$$

Si ottiene:

$$M_{tot} = 4189 \text{ N}$$

A questo punto ricordando la relazione (3.2) può essere rivalutata la reale forza F da applicare al banco prova e dunque i carichi utilizzati durante il dimensionamento dei componenti.

Il nuovo valore della forza F è:

$$F = 206,7 \text{ kN}$$

Il valore ottenuto è minore della forza utilizzata per il dimensionamento dei componenti (210,9 kN) che perciò risulteranno maggiormente affidabili di quanto valutato sia dal punto di vista statico che dinamico, inoltre dato che i due valori sono abbastanza vicini non si ritiene necessario ricalcolare i coefficienti di sicurezza dato che si otterrebbero risultati analoghi.

5.2 Tabelle di utilizzo del banco prova

Durante l'utilizzo del banco prova può essere utile conoscere la coppia C_{tot} da applicare ai dadi per ottenere un determinato carico Q sulla boccola ferroviaria da monitorare. Tale coppia viene calcolata utilizzando la relazione (5.2) che tiene conto dell'attrito generato dal filetto M_f e dal sottotesta del dado M_s .

$$C_{tot} = M_f + M_s \quad (5.2)$$

Il momento M_f causato dall'attrito del filetto viene calcolato con la relazione (3.16) utilizzata durante il dimensionamento del tirante. Assumendo il valore massimo della forza F si ottiene:

$$M_f = 415,9 \text{ Nm}$$

Per il calcolo del momento M_s causato dall'attrito tra il sottotesta del dado e la rosetta si utilizza la seguente relazione:

$$M_s = \frac{F}{2} \cdot f_s \cdot \frac{d_s + D_f}{4} \quad (5.3)$$

Dove:

- f_s : coefficiente di attrito tra sottotesta della vite e rosetta;
- d_s : diametro dado;
- D_f : diametro del foro della rosetta;

Con l'obiettivo di ottenere il massimo valore possibile della coppia C_{tot} si assume il più alto coefficiente di attrito $f_s = 0,18$. Impiegando i valori riportati in tabella 3.4, si ottiene:

$$M_s = 427,2 \text{ Nm}$$

Da cui tramite la 5.2 si ottiene:

$$C_{tot} = 853,1 \text{ Nm}$$

La coppia totale da applicare ai dadi per ottenere il valore massimo della forza F è troppo elevata per poter essere applicata da un utente tramite una normale chiave a forchetta, per questo è richiesto l'utilizzo di un braccio di leva aggiuntivo o di una speciale chiave dinamometrica che permette di amplificare il momento esercitato dall'utente.

Per un corretto utilizzo del banco prova è fondamentale avere a disposizione uno strumento di conversione tra la forza F rilevata dalle celle di carico, il carico Q che agisce sulla boccia da monitorare e il valore di P corrispondente alla massa per asse del veicolo in opera. Questa conversione può essere prodotta utilizzando le relazioni (5.4) e (5.5). Si riporta in tabella 5.2 la stima della coppia C_{tot} da applicare e il valore della forza F da rilevare sulle celle di carico per ottenere il carico Q corrispondente alla massa per asse P desiderata.

Riassumendo:

$$Q = \frac{P - M_{ns}}{2} \quad (5.4)$$

$$F = 2Q - M_{tot} \quad (5.5)$$

Con:

P : carico nominale per asse in opera;

M_{ns} : carico masse non sospese (assile + ruote) $\cong 9,81$ kN;

Q : carico agente sulla boccia ferroviaria da monitorare;

M_{tot} : carico masse dei componenti del banco prova che gravano sulle due bocche ferroviarie.

La coppia C_{tot} viene calcolata utilizzando il valore massimo e minimo (0,15 ÷ 0,18) del coefficiente di attrito del filetto e del sottotesta del dado in modo da ottenere una stima dell'intervallo di coppia da applicare per ottenere il carico desiderato.

Tabella 5.2 – Tabella di utilizzo del banco prova

Massa nominale per asse	Carico radiale sulla boccola ferroviaria del banco prova	Somma delle forze rilevate dalle due celle di carico	Coppia da applicare ai dadi
P [ton]	Q [kN]	F [kN]	C_{tot} [Nm]
1,4	2,1 ¹	0	0
4,5	17,2	30,2	105 ÷ 125
9	39,2	74,3	259 ÷ 307
13,5	61,3	118,4	413 ÷ 490
18	83,4	162,6	566 ÷ 672
20	93,2	182,2	635 ÷ 752
22,5	105,5	206,7	720 ÷ 855
25	117,7	231,3	806 ÷ 956

¹ peso dei componenti del banco che grava sulla boccola ferroviaria da monitorare

Conclusioni

Il lavoro svolto è nato dall'intenzione di riprogettare il banco prova esistente presso i laboratori di Meccanica Ferroviaria del Politecnico di Torino. Lo scopo è quello di realizzare una nuova versione del banco prova che permette di riprodurre in modo accurato le reali condizioni di funzionamento dei componenti ferroviari studiati. In particolare, il banco prova sarà utilizzato per sviluppare e ottimizzare i nuovi sistemi di monitoraggio per il controllo di marcia dei veicoli.

Prima di imbattersi nella progettazione del banco prova è stato necessario comprendere nel dettaglio le funzioni che questo deve svolgere, i vincoli costruttivi, i componenti ferroviari da utilizzare e di conseguenza i requisiti richiesti; questo ha reso necessaria una prima introduzione sulle caratteristiche costruttive dei veicoli ferroviari e sui diversi sistemi di monitoraggio esistenti o in fase di sviluppo.

Il nuovo progetto è stato in parte vincolato dalla geometria della struttura portante già utilizzata per la vecchia versione del banco prova; gli azionamenti invece non hanno avuto bisogno di una riprogettazione in quanto è stato possibile adattarli alla nuova variante, questo ha permesso di recuperare il vecchio gruppo motore che quindi può essere utilizzato anche sul nuovo banco prova. Dopo la scelta del layout, lo studio del sistema di applicazione del carico ha ricoperto la maggior parte dell'attività, sono state analizzate diverse ipotesi di progetto, questo ha richiesto l'esigenza di consulenze tecniche e lo svolgimento di analisi numeriche dedicate che hanno permesso di capire quale fosse la soluzione migliore da utilizzare. Con l'ausilio di un software CAD è stato realizzato un modello 3D del banco prova completo che, oltre ad aver facilitato le fasi di definizione del layout e posizionamento dei componenti, funge da riepilogo rappresentativo dell'intero progetto. Sono state infine realizzate le tavole tecniche necessarie per la fabbricazione delle parti da produrre.

L'intero lavoro svolto ha permesso di concludere la fase di progettazione del banco prova completo che può dunque essere realizzato, nonostante questo il progetto può essere integrato con nuovi studi più approfonditi, ad esempio sugli effetti dinamici che nascono durante il funzionamento e che possono influenzare i risultati delle prove. Anche il layout dei vari componenti è soggetto ad ulteriori perfezionamenti atti da ottimizzare l'utilizzo del banco prova.

Un altro aspetto che può essere considerato in ottica di miglioramento riguarda l'adattamento a boccole ferroviarie di diversa tipologia, questo porterebbe una maggiore funzionalità del banco prova in quanto si andrebbe ad estendere il suo campo di funzionamento permettendo così di testare sistemi di monitoraggio per diverse tipologie di boccole ferroviarie.

Appendice A: Schede tecniche delle attrezzature utilizzate

A.1 Giunto a soffietto R+W BKM

Applicazione:
Per montaggio su torsimetri.

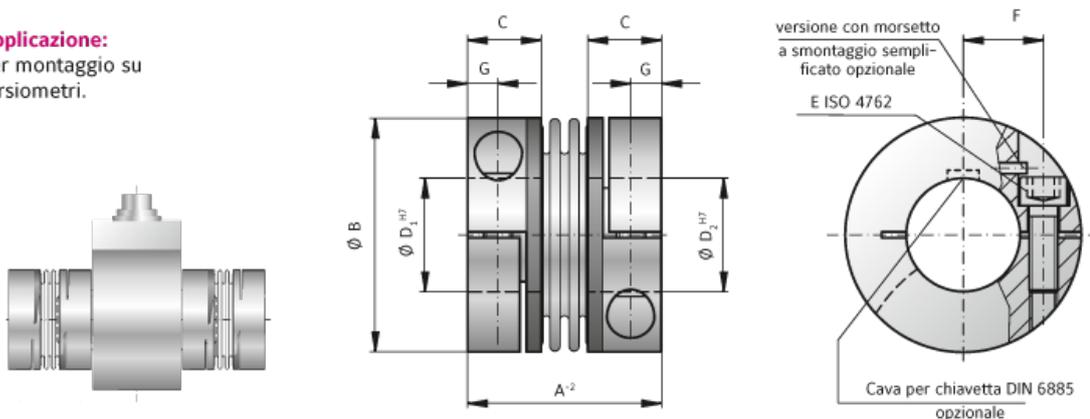
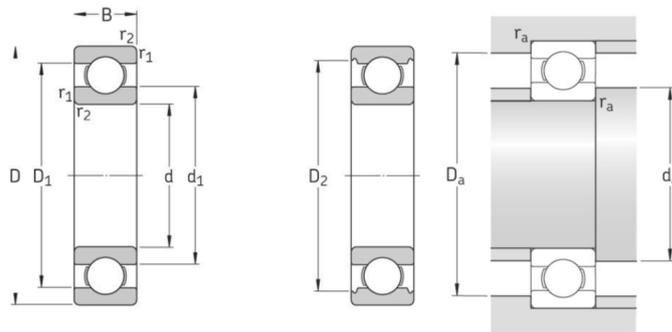


Tabella A.1 – Specifiche tecniche giunto BKM 200

BKM Serie 200		
Coppia nominale [Nm]	T_{KN}	200
Lunghezza totale [mm]	A^{-2}	59
Lunghezza mozzo [mm]	C	23
Fori standard da ϕ a ϕ H7 [mm]	D_1/D_2	24 - 42
Diametro esterno [mm]	B	66
Momento d'inerzia [10^{-3} kgm ²]	J_{ges}	0,18
Peso [kg]	M	0,4
Rigidità torsionale [10^3 Nm/mm]	C_T	138
Gioco assiale max. \pm [mm]	A_{max}	1,5
Gioco laterale max. \pm [mm]	L_{max}	0,08
Gioco angolare max. \pm [°]	θ_{max}	0,5
Rigidità assiale [N/mm]	C_a	153
Rigidità laterale [N/mm]	C_r	11000
Viti di serraggio ISO 4762	E	M8

Coppia di serraggio viti [Nm]	E	40
Distanza [mm]	F	23
Distanza [mm]	G	9,5
Materiale morsetto	-	Al
Velocità massima con bilanciatura G=2,5 [min ⁻¹]	n _{max}	60000
Temperatura di funzionamento [°C]	-	-30°C - 100°C

A.2 Cuscinetto SKF 6305

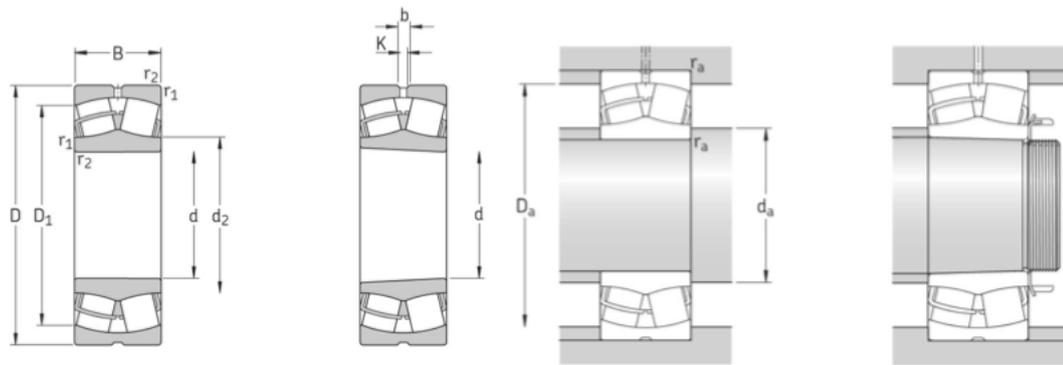


Dimensioni principali			Coeff. di carico dinam. stat.		Carico limite di fatica P _u	Velocità di base Velocità di refe- renza Velocità limite		Massa	Appellativi
d	D	B	C	C ₀					
mm			kN		kN	giri/1'		kg	-
25	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	* 6305

Dimensioni					Dimensioni delle parti che accolgono il cuscinetto			Elementi per il calcolo	
d	d ₁	D ₁	D ₂	r _{1,2} min	d _a min	D _a max	r _a max	k _r	f ₀
mm					mm			-	
	36,6	50,4	52,7	1,1	32	55	1	0,03	12

Figura A.2 – Scheda tecnica cuscinetto SKF 6305 [22]

A.3 Cuscinetto 23238 CCK/W33



Foro cilindrico

Foro conico

Dimensioni principali			Coeff. di carico		Carico limite di fatica P_u	Velocità di base		Massa	Appellativi			
d	D	B	dinam. C	stat. C_0		Velocità di refe- renza	Velocità limite		Cuscinetti con foro cilindrico	foro conico		
mm			kN		kN	giri/1'	kg	–				
190	340	120	1 660	2 400	208	1 300	1 800	48,0	* 23238 CC/W33	* 23238 CCK/W33		
Dimensioni					Dimensioni delle parti che accolgono il cuscinetto				Elementi per il calcolo			
d	d_2	D_1	b	K	$r_{1,2}$ min	d_a min	D_a max	r_a max	e	Y_1	Y_2	Y_0
mm						mm			–			
	222	287	16,7	9	4	207	323	3	0,35	1,9	2,9	1,8

Figura A.3 – Scheda tecnica cuscinetto 23238CCK/W33 [22]

A.4 Cella di carico FUTEK LLW490



Tabella A.4 – Specifiche tecniche cella di carico FUTEK LLW490

LLW490	
Uscita	Positiva in 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	350 Ω
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

Appendice B: Schede tecniche dei materiali utilizzati

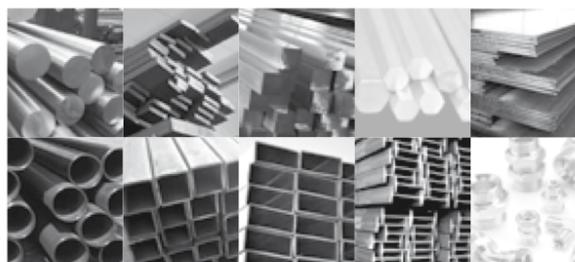
B.1 Acciaio S355J0

S355J0 **TECNOACCIAI** oltre l'acciaio

FAMIGLIA: ACCIAI NON LEGATI STRUTTURALI
CATEGORIA:

Acciaio strutturale utilizzato come materiale da costruzione in svariati campi dell'ingegneria: travi reticolari, tralicci, elementi di strutture portanti.

Il settore specifico di impiego è fortemente influenzato dalle caratteristiche di resistenza meccanica, resistenza fisico-chimica, duttilità fragilità, durabilità dell'acciaio.



CORRISPONDENZE	Europa		Italia	Germania		Francia	UK	USA
	EN 10025-2: 2004		UNI	DIN		NF A	BS	AISI/SAE
	S355J0	N. 1.0553	Fe510C	St52-3 U		E36-3	50C	

COMPOSIZIONE CHIMICA	C% (max)	Si% (max)	Mn% (max)	P% (max)	S% (max)	N% (max)	Cu% (max)			
	0,20	0,55	1,60	0,030	0,030	0,012	0,40			

PROPRIETA' MECCANICHE	Stato	Sezione (mm)	Rm (MPa)	ReH (MPa) min		A% (L) min		KV (J) min (0°C)		
	laminato	d ≤ 3		510 - 680	d ≤ 16	355	3 < d ≤ 40	22	10 < d ≤ 250	27
		3 < d ≤ 100		470 - 630	16 < d ≤ 40	345	40 < d ≤ 63	21		
		100 < d ≤ 250		450 - 600	40 < d ≤ 63	335	63 < d ≤ 100	20		
					63 < d ≤ 80	325	100 < d ≤ 150	18		
					80 < d ≤ 100	315	150 < d ≤ 250	17		
					100 < d ≤ 150	295				
					150 < d ≤ 200	285				
			200 < d ≤ 250	275						

FORNITURA	PROFILO	Tondi	Piatti	Quadri	Travi IPE/UPN e angolari	Lamiere e nastri	Piastre	Tubi saldati		
	DIMENS. (mm)	da ø08 x ø250	da 30 x 8 a 300 x 60	da 20 x 20 a 160 x 160	Cfr. sagomario	da sp. 0,25 a sp. 180	A disegno su richiesta	Cfr. sagomario		
	STATO	laminato								
	PROFILO									

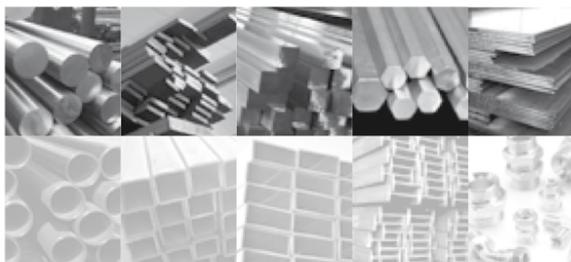
B.2 Acciaio 39NiCrMo3 Bonificato

39NiCrMo3



FAMIGLIA: ACCIAI DA COSTRUZIONE
CATEGORIA: ACCIAI DA BONIFICA

Acciaio da bonifica di media temprabilità.
E' molto diffuso sia per la buona lavorabilità a caldo e a freddo che per la facilità del trattamento termico.
E' utilizzato per componenti nell'industria meccanica quali alberi, aste, semiassi, bielle, organi di collegamento, colonne per presse.



	Europa		Italia	Germania		Francia	UK	USA
CORRISPONDENZE	EN 10083-3: 2006		UNI 7845-78	DIN		NF A 35-552-86	BS 970 pt.3-96	AISI/SAE
	39NiCrMo3	N. 1.6510	39NiCrMo3	36CrNiMo4		40NCD3		9840

COMPOSIZIONE CHIMICA	C%	Si% (max)	Mn%	P% (max)	S% (max)	Cr%	Mo%	Ni%
	0,35 - 0,43	0,40	0,50 - 0,80	0,025	0,035	0,60 - 1,00	0,15 - 0,25	0,70 - 1,00

PROPRIETA' MECCANICHE	Stato	Sezione (mm)	Rm (MPa)	Rp0,2 (MPa) min	A% min	KV (J) min (20°C)	HB	Note	
	laminato	d ≤ 16		980 - 1180	785	11		295 - 354	bonificato
		16 < d ≤ 40		930 - 1130	735	11	35	278 - 339	
		40 < d ≤ 100		880 - 1080	685	12	40	263 - 327	
		100 < d ≤ 160		830 - 980	635	12		249 - 295	
		160 < d ≤ 250		740 - 880	540	13		224 - 263	
	trafilato	5 < d ≤ 10		980 - 1180	735	8		295 - 354	
		10 < d ≤ 16		930 - 1130	700	8		278 - 339	
		16 < d ≤ 40		930 - 1130	700	9		278 - 339	
		40 < d ≤ 63		880 - 1080	625	10		263 - 327	
63 < d ≤ 100			880 - 1080	600	10		263 - 327		

FORNITURA	PROFILO	Tondi	Piatti	Quadri	Esagoni	Lamiere e nastri	Piastre	
	DIMENS. (mm)	da ø8 x ø1000	da 40 x 20 a 150 x 60	da 30 x 30 a 160 x 160	da CH12 a CH60	da sp. 12 a sp. 100	Su richiesta	
	STATO	laminato o trafilato						
	PROFILO							
	DIMENS. (mm)							
	STATO							

OPZIONI | I Tondi possono essere forniti laminati ricotti, laminati bonificati e bonificati rettificati

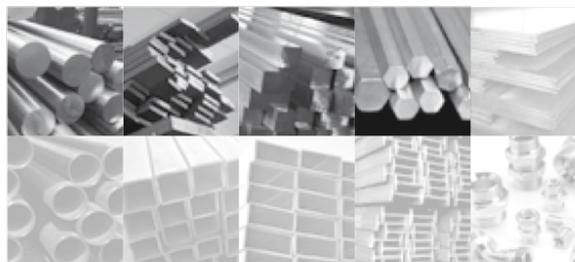
B.3 Acciaio C40 Bonificato

C40

TECNOACCIAI
oltre l'acciaio

FAMIGLIA: ACCIAI DA COSTRUZIONE
CATEGORIA: ACCIAI DA BONIFICA

Acciaio da bonifica per la costruzione di componenti meccanici sottoposti a carichi statici e dinamici. E' largamente usato nell'industria meccanica per alberi, semiassi, aste, bielle, organi di collegamento, leve, steli, colonne per presse.



CORRISPONDENZE	Europa		Italia	Germania		Francia	UK	USA	
		EN 10083-2: 2006		UNI 7845-78	DIN 17200-86		NF A 35-552-86	BS 970 pt.3-96	AISI/SAE
	C40E	N. 1.1186	C40	Ck40	N. 1.1186	XC42H1	080M40	1040	
COMPOSIZIONE CHIMICA	C%	Si% (max)	Mn%	P% (max)	S% (max)	Cr% (max)	Mo% (max)	Ni% (max)	
	0,37 - 0,44	0,40	0,50 - 0,80	0,030	0,035	0,40	0,10	0,40	
PROPRIETA' MECCANICHE	Stato	Sezione (mm)	Rm (MPa)	Re (MPa) min	A% min	KV (J) min (20°C)	HB	Note	
	laminato	d ≤ 16	580	320	16	30	200 - 240	normalizzato	
		16 < d ≤ 100	550	290	17				
		100 < d ≤ 250	530	260	17				
		d ≤ 16	650 - 800	460	16				
		16 < d ≤ 40	630 - 780	400	18				
	trafilato	40 < d ≤ 100	600 - 750	350	19	30	192 - 232	bonificato	
		5 < d ≤ 10	700 - 1000	540	6				
		10 < d ≤ 16	650 - 980	460	7				
		16 < d ≤ 40	620 - 920	365	8				
40 < d ≤ 63		590 - 840	330	9					
63 < d ≤ 100	550 - 820	290	9						
FORNITURA	PROFILO	Tondi	Piatti	Quadri	Esagoni	Billette e blumi			
	DIMENS. (mm)	da ø5 x ø1000	da 8 x 5 a 400 x 100	da 4 x 4 a 160 x 160	da CH6 a CH80	da 30 x 30 a 300 x 300			
	STATO	laminato o trafilato							
	PROFILO								
	DIMENS. (mm)								
STATO									

APPENDICE C: Tavole tecniche

C.1 Tavole tecniche dei componenti da realizzare

NOTA: le tavole tecniche dei componenti sono inserite nel CD allegato

C.2 Modello CAD del banco prova

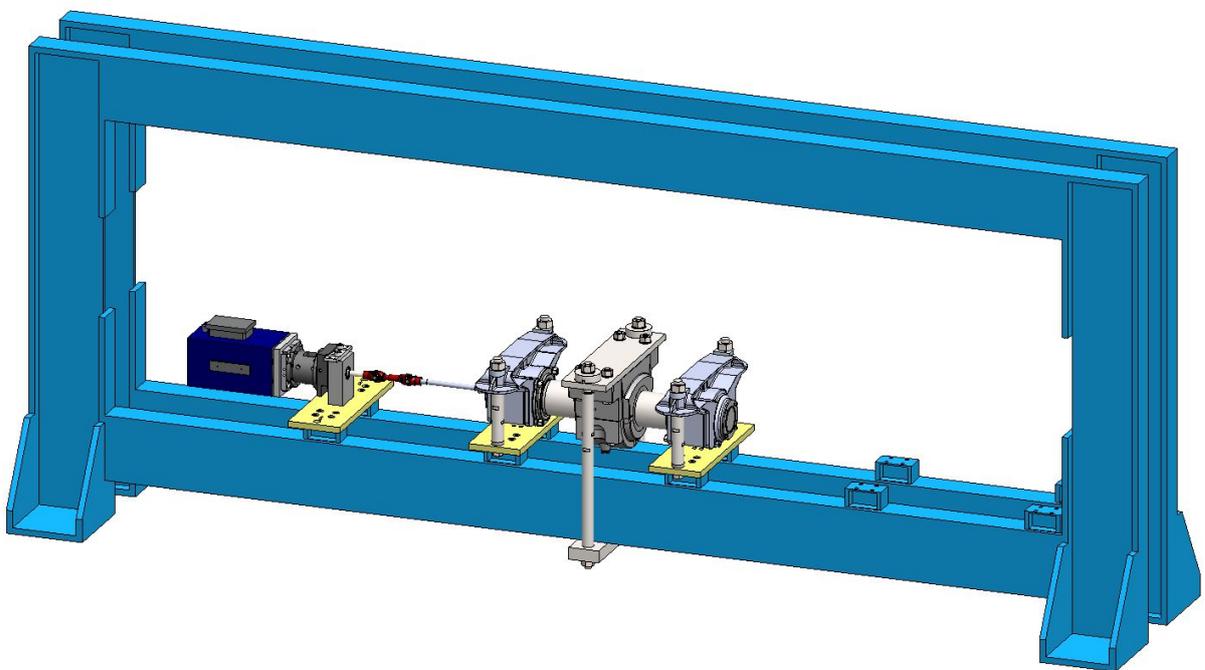
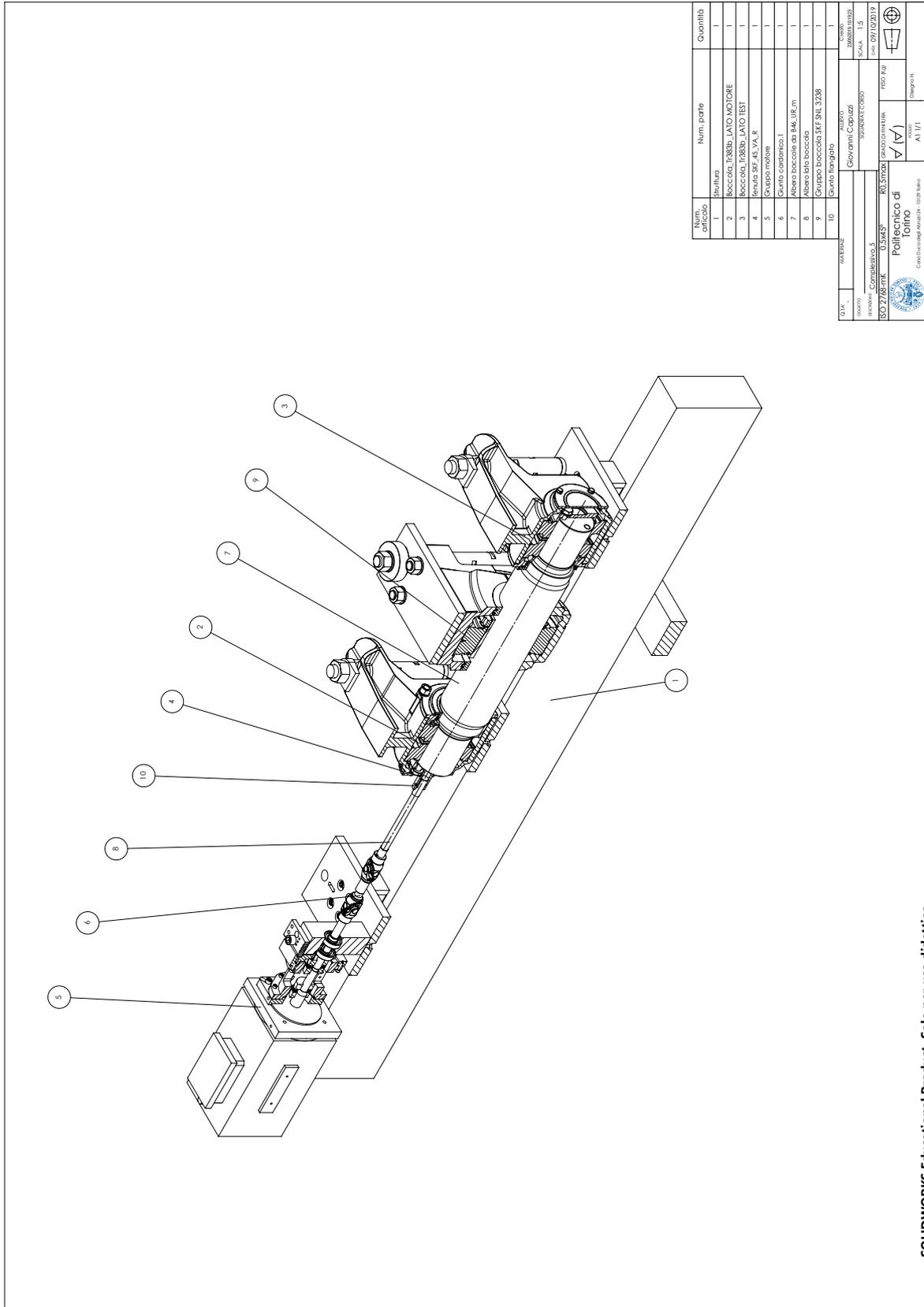


Figura C.0.1 - Modello CAD 3D del banco prova completo



Num. articolo	Num. parte	Quantità
1	Struttura	1
2	Boccola T.0830. LATO MOTORE	1
3	Boccola T.0830. LATO TEST	1
4	Renella SKF_45_VA_R	1
5	Gruppo motore	1
6	Gruppo carterino. I	1
7	Albero boccola da B46 UR m	1
8	Albero lato boccola	1
9	Gruppo boccola SKF SNL 3238	1
10	Gruppo flangia	1

QTA	AVVERTENZE	ALLEGATI	CRIBRO
014	Governi Capuazi	01	01
015	01	01	01
016	01	01	01
017	01	01	01
018	01	01	01
019	01	01	01
020	01	01	01
021	01	01	01
022	01	01	01
023	01	01	01
024	01	01	01
025	01	01	01
026	01	01	01
027	01	01	01
028	01	01	01
029	01	01	01
030	01	01	01
031	01	01	01
032	01	01	01
033	01	01	01
034	01	01	01
035	01	01	01
036	01	01	01
037	01	01	01
038	01	01	01
039	01	01	01
040	01	01	01
041	01	01	01
042	01	01	01
043	01	01	01
044	01	01	01
045	01	01	01
046	01	01	01
047	01	01	01
048	01	01	01
049	01	01	01
050	01	01	01
051	01	01	01
052	01	01	01
053	01	01	01
054	01	01	01
055	01	01	01
056	01	01	01
057	01	01	01
058	01	01	01
059	01	01	01
060	01	01	01
061	01	01	01
062	01	01	01
063	01	01	01
064	01	01	01
065	01	01	01
066	01	01	01
067	01	01	01
068	01	01	01
069	01	01	01
070	01	01	01
071	01	01	01
072	01	01	01
073	01	01	01
074	01	01	01
075	01	01	01
076	01	01	01
077	01	01	01
078	01	01	01
079	01	01	01
080	01	01	01
081	01	01	01
082	01	01	01
083	01	01	01
084	01	01	01
085	01	01	01
086	01	01	01
087	01	01	01
088	01	01	01
089	01	01	01
090	01	01	01
091	01	01	01
092	01	01	01
093	01	01	01
094	01	01	01
095	01	01	01
096	01	01	01
097	01	01	01
098	01	01	01
099	01	01	01
100	01	01	01

Figura C.0.2 - Vista in sezione e distinta base dei sottoassiemi (non in scala)

Bibliografia

- [1] N. Bosso, A. Somà, A. Gugliotta, “Costruzione di un banco prova boccole in scala 1:1”, Progetto NPTC A7, Politecnico di Torino, 2014
- [2] Ministero dei trasporti, Ferrovie dello Stato, *Veicoli ed impianti, vol. IX*, Tipografia editrice Giardini, 1962
- [3] D. Macaluso, *Analisi del trasporto combinato strada – rotaia sia da un punto di vista economico che tecnico*, Tesi di Dottorato, 2012
- [4] Gazzetta Ufficiale della Repubblica Italiana, *Caratteristiche Tecniche delle Principali Linee Internazionali Ferroviarie*, Allegato II
- [5] Gazzetta ufficiale dell’Unione europea, *STI: materiale rotabile – carri merce, Regolamento (UE) n. 321/2013*
- [6] N. Zampieri, *Sviluppo di algoritmi in tempo reale per la simulazione, il monitoraggio e la diagnostica di sistemi ferroviari*, Tesi di Dottorato, 2014
- [7] Ducati energia, *RTB breve descrizione*, Rilevamento Termico Boccole
- [8] N. Bosso, A. Gugliotta, N. Zampieri, “Sistemi di monitoraggio per l’installazione a bordo di veicoli ferroviari”, Politecnico di Torino, 2015
- [9] SKF, *Railway technical handbook, v. I, Axleboxes, wheelset bearings, sensors, condition monitoring, subsystems and services*, SKF Group, 2011
- [10] EN 12082:2017, *Railway applications – Axleboxes – Performance testing*
- [11] Gruppo SKF, “The compact TBU, a new concept in axlebox bearing units” in *SKF Evolution*, 2002
- [12] Catalogo Bianchi Industrial, *WILLI ELBE, trasmissioni cardaniche serie leggera*
- [13] Arcangelo Fornelli, “Soluzioni AnsaldoBreda per reti regionali”, 2013
- [14] Catalogo SKF, *Supporti ritti SNL 30, SNL 31, SNL 32, la soluzione ai problemi di alloggiamento*, Gruppo SKF, 2008

- [15] L. Caligaris, S. Fava, C. Tomasello, *Manuale di meccanica*, Milano, Hoepli, 2006
- [16] G. Jacazio, B. Piombo, *Meccanica applicata alle macchine*, v. II, *La trasmissione del moto*, Torino, Levrotto & Bella, 1992
- [17] <https://www.skfbearingselect.com/#/one-or-two>
- [18] Catalogo SKF, *Industrial Shaft Seals EN 10919 – 2*, SKF Group, 2013
- [19] G. Mancini, A. Corbizi, F. Lombardo, S. Cervello, “Design of railway axle in compliance with the European Norms: high strength alloyed steels compared to standard steels”
- [20] Analisi agli elementi finiti. *Wikipedia, L'enciclopedia libera*. Tratto il 18 agosto 2019
- [21] A. Gugliotta, *Elementi finiti*, Politecnico di Torino, Otto Editore, 2002
- [22] Catalogo SKF, *Rolling bearings, SKG Group, 2013*