

LAUREA MAGISTRALE INGEGNERIA MECCANICA PROGETTAZIONE MECCANICA

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

Valutazione rigidezza dei denti in presa di ruote dentate mediante prove dinamiche su banco prova

Candidato:

Relatore:

Francesco Forastiero 266550

Prof. Carlo Rosso

Anno Accademico 2020/2021

INDICE

SON	MMARIO	3
1.	INTRODUZIONE	4
	1.1. ERRORE DI TRASMISSIONE STATICO	5
2.	BANCO DI PROVA	6
	2.1. PARTI STRUTTURALI	7
	2.2 SISTEMA DI TRASMISSIONE DEL MOTO	. 10
	2.3 SISTEMA DI ECCITAZIONE DINAMICA	. 12
	2.4 SISTEMI DI MISURAZIONE	. 14
3.	RUOTE DENTATE TESTATE	. 17
4.	PRIME PROVE SPERIMENTALI	. 19
	4.1 SET-UP PROVE	. 21
	4.2 RISULTATI PROVE SPERIMENTALI	. 24
5. N	ODELLO PER ANALISI DINAMICA	DI TRASMISSIONE STATICO 5 OVA 6 RUTTURALI 7 A DI TRASMISSIONE DEL MOTO 10 A DI ECCITAZIONE DINAMICA 12 DI MISURAZIONE 14 ATE TESTATE 17 E SPERIMENTALI 19 PROVE 21 I PROVE SPERIMENTALI 24 ANALISI DINAMICA 36 I MODELLO 41 UTO RISULTATI SPERIMENTALI E ANALITICI 44 I GURAZIONE BANCO PROVA 45 I ANALISI MODELLO 50 CONDA CAMPAGNA PROVE SPERIMENTALI 55 I SECONDA CAMPAGNA PROVE SPERIMENTALI 60 ATI CONFIGURAZIONE DOPPIO CONTATTO 61 TATI CONFIGURAZIONE SINGOLO CONTATTO 65 71 73
	5.1 RISULTATI MODELLO	. 41
	5.2 CONFRONTO RISULTATI SPERIMENTALI E ANALITICI	. 44
6. SI	ECONDA CONFIGURAZIONE BANCO PROVA	. 45
	6.1 RISULTATI ANALISI MODELLO	. 50
	6.2 SET-UP SECONDA CAMPAGNA PROVE SPERIMENTALI	. 55
	6.3 RISULTATI SECONDA CAMPAGNA PROVE SPERIMENTALI	. 60
	6.3.1 RISULTATI CONFIGURAZIONE DOPPIO CONTATTO	. 61
	6.3.2 RISULTATI CONFIGURAZIONE SINGOLO CONTATTO	. 65
7. C	ONCLUSIONI	. 71
8. C	ODICI MATLAB	. 73
9. B	IBLIOGRAFIA	. 78

SOMMARIO

Lo studio effettuato durante il lavoro di tesi verte sulla valutazione della rigidezza in un ingranamento tra due ruote cilindriche, determinando come tale rigidezza vari durante l'ingranamento stesso in base al numero di denti in contatto per ruota.

La valutazione della rigidezza dei denti in presa avviene attraverso lo studio dell'errore di trasmissione statico mediante il banco di prova progettato per misurare proprio tale errore. Quindi la prima parte della tesi descrive il fenomeno dell'ETS e la sua valutazione attraverso il software GeDy TrAss.

Partendo dai valori forniti da questo software si è sviluppato un modello unidimensionale su Matlab che permette di studiare la variazione della rigidezza a seconda delle condizioni di ingranamento e determinare attraverso un'analisi dinamica le frequenze naturali del sistema, concentrando l'attenzione sulla frequenza di risonanza dei denti stessi. Così come la rigidezza, tale frequenza è influenzata dalla coppia trasmessa dalle ruote e dal numero di denti in presa.

Per determinare quali tra le frequenze naturali del modello sia la frequenza di risonanza dell'ingranamento si sono svolte prove dinamiche sul banco, mediante uno shaker, con diverse configurazioni del banco stesso e di posizione di contatto tra le ruote.

Nella parte finale della tesi si procede quindi ha un confronto tra i risultati ottenuti dal modello unidimensionale e quelli ottenuti sperimentali, in modo da validare il modello stesso.

Dai dati finali ottenuti si procede ad un'analisi della variazione di rigidezza nelle diverse configurazioni di prova e determinare gli effetti che tale variazione genera sull'ingranamento in termini di spostamenti torsionali dei denti.

1. INTRODUZIONE

L'oggetto di questa tesi di laurea magistrale è lo studio della rigidezza di ingranamento e dell'errore di trasmissione statico (ETS) e la sua correlazione con fenomeni di risonanza sui denti in presa.

Le ruote dentate sono i mezzi di trasmissione meccanica più utilizzati per trasferire una determinata potenza, rispetto a cinghie o catene. Esse hanno un'elevata affidabilità e rendimento, idealmente anche superiori al 99%, considerando però condizioni di ingranamento cinematico perfetto. Nella realtà ciò non avviene a causa delle deformazioni dei denti sotto carico o di eventuali errori di lavorazione, che possono produrre errori di profilo, di passo o eccentricità delle ruote dentate stesse. Queste sono le principali cause che generano l'errore di trasmissione statico e dinamico.

L'errore di trasmissione inoltre genera a sua volta vibrazioni e rumore, ovvero aspetti che sono sempre più rilevanti nell'industria automobilistica, aerospaziale e manifatturiera. Infatti le aziende in tali settori si concentrano molto sullo studio ed ottimizzazione del rumore e delle vibrazioni per migliorare il comfort e le prestazioni dell'intero sistema, questo studio prende il nome di NVH (noise vibration harshness). Inoltre al fine di aumentare le prestazioni dei sistemi di trasmissione si cerca di ottimizzare sempre di più la geometria e il peso dei singoli componenti e ciò comporta nelle ruote dentate una maggiore deformabilità dei denti e quindi problematiche legate al NVH.

Alla luce di tutto ciò diventa importante studiare l'errore di trasmissione statico, le cause che generano tale errore e ciò che tale errore comporta sul sistema in termini di variazione di rigidezza tra i denti stessi.

1.1. ERRORE DI TRASMISSIONE STATICO

L'errore di trasmissione statico è definito come la differenza tra la posizione effettiva della ruota condotta e quella che occuperebbe nel caso di ingranaggio perfetto, e quindi la differenza tra la posizione angolare teorica delle ruote e quella reale sotto carico in condizioni quasi-statiche. E' definito matematicamente dalla seguente formula:

$$ETS = \theta_1 * r_{h1} - \theta_2 * r_{h2}$$

Dove il pedice 1 indica il pignone e il pedice 2 la ruota condotta, mentre θ è lo spostamento angolare e r_b è il raggio base.

L'errore di trasmissione statico ha due componenti, una è causata dalla flessione del dente sotto carico che genera uno spostamento della ruota condotta dalla sua posizione ideale, mentre la seconda componente è causata da errori di lavorazione sulle superfici dei denti e che generano quindi profili ad evolvente di cerchio non perfetti, ciò può generare una fluttuazione nel rapporto tra le coppie che agiscono sulle due ruote ingrananti.

Inoltre l'errore di trasmissione statico è un fenomeno non lineare, questo è dovuto a un numero di coppie di denti in contatto non costante durante l'ingranamento, ma questo numero oscilla tra due numeri interi. La grandezza che descrive il variare della coppia di denti in presa lungo la retta dei contatti è il rapporto di condotta ϵ_{α} , maggiore di uno. Quindi durante la trasmissione del moto varierà anche la rigidezza dell'ingranamento, infatti data k la rigidezza di una coppia di denti in presa, la rigidezza totale sarà $K=k^*\epsilon_{\alpha}$, quindi varia secondo un'onda con una determinata forma e ampiezza. [1]

Queste oscillazioni della rigidezza influenzano direttamente l'errore di trasmissione statico, poiché una variazione della rigidezza dei denti indica una variazione della deformazione dei denti stessi durante la rotazione della ruota ed un andamento non lineare dell' ETS. Le variazioni di rigidezza, e quindi di ETS, agiscono come un'eccitazione interna che genera a sua volta la separazione dei denti, urti e vibrazioni, raggiungendo il picco ad una determinata frequenza.

A tal fine con questo lavoro di tesi si vuole studiare come varia la rigidezza e l'errore di trasmissione statico delle ruote al variare del carico e determinare le frequenze di risonanza dei denti.

2. BANCO DI PROVA

Il banco di prova utilizzato durante il lavoro di tesi è stato progettato dal Politecnico di Torino e GeDy TrAss per misurare sperimentalmente l'errore di trasmissione statico su diverse tipologie di ruote dentate e confrontare tali risultati con i dati ottenuti dal loro codice semi-analitico Gear Dynamics Transmission Analysis [2].

Esistono due tipologie di banchi di prova:

- ad anello aperto
- a ricircolo di potenza

Nella prima tipologia la potenza è erogata da un motore che mette in rotazione il pignone e che a sua volta trasmette una coppia alla ruota condotta collegata a un generatore, dove l'energia viene dissipata. Un esempio di banco ad anello aperto è quello sviluppato da Velex [3], in cui è possibile testare diverse tipologie di ruote dentate in un range di velocità imposto dal motore utilizzato, mentre la coppia in uscita è impostata e regolata tramite il generatore.

Nei banchi a ricircolo di potenza invece la coppia non viene dissipata grazie una coppia di ruote dentate secondarie, chiamate di reazione, e che permettono di intrappolare una coppia costante nella trasmissione. Tale coppia è ottenuta in fase di avvio da un piccolo motore collegato a uno degli alberi. Questa tipologia di banchi sono meno flessibili dei banchi ad anelli aperti nel caso in cui si vogliono effettuare più misurazioni su diverse tipologie di ruote dentate.

Il banco di prova utilizzato progettato al Politecnico di Torino, invece, si pone come via di mezzo tra le due tipologie sopra citate, questo perché l'architettura del banco permette di lavorare agevolmente a diversi livelli di coppia e con diverse tipologie di ruote dentate, anche coniche.



Figura 1 Banco di prova

Nel dettaglio il banco può essere suddiviso in cinque sottosistemi:

- parti strutturali
- sistema di trasmissione del moto
- sistemi di misurazione
- sistema di eccitazione dinamica
- sistema di sicurezza

2.1. PARTI STRUTTURALI

Le parti strutturali permettono il sostegno di tutta la trasmissione del moto e delle varie strumentazioni di misura, permettendo al contempo di garantire un elevata rigidezza e flessibilità al sistema.

Le strutture principali sono tre: la struttura a portale, il supporto fisso e il supporto mobile.

La struttura a portale (figura 2) serve a sorreggere i pesi, le pulegge e le funi. Sulla destra sono montate le guide su cui scorrono i pesi, ovvero piastre da 5 Kg ciascuno, collegati tramite una fune in acciaio alla puleggia motrice. Sulla sinistra invece sono posizionati i pesi che generano invece la coppia frenante, infatti la fune collegata a tali pesi viene avvolta, tramite un sistema di pulegge e una trave a bandiera, alla puleggia condotta.



Figura 2 Struttura a portale

Sul supporto fisso (figura 3) sono posizionati la parte motrice della trasmissione, quindi la puleggia collegata ai pesi a destra nella struttura a portale, il torsiometro, i due alberi e infine la ruota motrice.



Figura 3 Supporto fisso

Il supporto mobile (figura 4) invece permette di ottenere diverse configurazioni di ingranamento, grazie ai diversi meccanismi di regolazione.

Il sistema di riferimento del banco vede l'asse Z lungo la direzione verticale, l'asse Y lungo la direzione dell'asse di rotazione delle ruote e l'asse X lungo la direzione orizzontale. Quindi una volta scelto le ruote dentate che si vogliono testare e montate sui rispettivi alberi, si movimenta il supporto mobile lungo l'asse Z in modo da far ingranare le due ruote, ovviamente nel caso si volessero testare ruote coniche si deve ruotare il supporto mobile in modo che l'albero di uscita sia posto lungo l'asse X.

Una volta definite le macro-posizioni del pignone e della condotta, tramite il supporto mobile è possibile effettuare microregolazioni, ovvero spostamenti lungo Y e Z, e rotazione attorno a X e Z.

Infatti l'albero di uscita è montato su una piattaforma girevole, che può ruotare grazie a una vite di regolazione attorno all'asse Z. Questa regolazione permette di eliminare un eventuale disallineamento o eventualmente studiare come esso incide sull' ETS.

Sulla parte posteriore del supporto mobile è presente una guida prismatica con comando a vite comandata tramite un volantino e che permette una regolazione lungo l'asse Z, in questo modo è possibile variare l'interasse tra le due ruote.

Infine sono presenti quattro perni filettati posizionati ai vertici di una piastra rettangolare verticale, tramite cui è possibile la regolazione di spostamenti lungo Y e rotazione attorno a X.



Figura 4 Supporto mobile

2.2 SISTEMA DI TRASMISSIONE DEL MOTO

Le ruote dentate testate sul banco sono poste in rotazione da una coppia in ingresso generata a sua volta dai pesi montati lateralmente nel telaio a portale. Questi pesi sono delle piastre rettangolari da 5 Kg ciascuno, per un totale di venti piastre e 100 Kg di peso per entrambi i lati, a cui poi va aggiunto il peso del sistema di ancoraggio delle piastre al cavo.

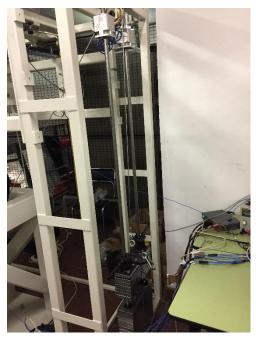


Figura 5 Pesi e guide

Il cavo in acciaio di 5 mm collegato ai pesi viene avvolto sulla puleggia motrice montata sul supporto fisso, attraverso delle pulegge di rinvio del diametro di 90 mm.

I pesi quindi grazie alla forza di gravità scorrono lungo le guide laterali, per una corsa di circa 1,2 m, e con il cavo che trasmette la forza peso alla puleggia generando coppia e mettendola in rotazione.

La coppia generata in ingresso sarà quindi:

Coppia
$$[Nm] = Peso[Kg] * g[\frac{m}{s^2}] * r[m]$$

Dove g è l'accelerazione di gravita $9.81~\text{m/s}^2$ e il r è il raggio della puleggia sulla trasmissione ed è di 0.2~m.

Il banco può essere utilizzato con due diverse configurazioni di trasmissione del moto: con l'utilizzo del paranco o con entrambi i pesi laterali.

Nella prima configurazione i pesi che sono utilizzati per generare la coppia frenante sono scollegati dal banco e la puleggia in uscita montata sul supporto mobile è collegata tramite un cavo in acciaio ad un paranco elettrico.

Il paranco permette di portare in su i pesi, mentre quando i pesi scendono lungo le guide generando coppia il paranco funge da freno.

Nella seconda configurazione invece entrambe le pulegge sono collegate tramite i cavi e pulegge di rinvio ai pesi. Inoltre una volta scelti i pesi da inserire il sistema di scorrimento dei pesi può essere bloccato da pinze pneumatiche presenti su entrambi i lati.

Il banco è stato progettato per funzionare con la seconda configurazione, ma siccome si vuole lavorare in condizioni quasi-statiche e coppia costante durante la prova, la seconda condizione non è verificata del tutto a causa di attriti interni, ad esempio tra i cavi e le pulegge, e si è quindi optato per inserire un paranco in modo da ottenere una velocità circa costante durante il moto verticale dei pesi.



Figura 6 Collegamento paranco-puleggia

2.3 SISTEMA DI ECCITAZIONE DINAMICA

Volendo determinare la frequenza di vibrazione dei denti delle ruote, si eccita il sistema tramite una forza dinamica che oscilla tra un valore massimo e un valore minimo, con andamento armonico. Questa eccitazione viene generata tramite uno shaker.



Figura 7 Shaker

Lo shaker è un eccitatore elettromagnetico costituito da una bobina mobile e una tavola di carico, che formano l'armatura, da un magnete che genera un campo magnetico permanente e il corpo fisso.

La corrente elettrica, che è il segnale in ingresso dello shaker, scorrendo nella bobina genera una forza che agisce sulla tavola di carico, facendola oscillare. A sua volta la tavola di carico è collegata tramite lo stinger alla puleggia motrice.

Il segnale che entra nello shaker è generato da uno SCADAS Siemens tramite un pc su cui è installato il programma LMS Test.Lab, inoltre siccome il segnale in uscita dallo SCADAS è di piccola entità si è utilizzato un amplificatore per amplificare il segnale in entrata nell'eccitatore.

Lo shaker consente di applicare un'eccitazione a frequenza alta, fino a 7000 Hz ma con forze e spostamenti generalmente non molto grandi, il massimo è 450 N.

Nelle prove effettuate, volendo un'oscillazione di coppia sulla puleggia motrice, si è montato lo shaker al di sopra della puleggia tramite degli elastici avvolti su una traversa e montata sul telaio a portale (figura 6).

Siccome lo stinger che trasmette l'eccitazione dallo shaker al sistema permette di trasmettere solo forze assiali, si è dovuto progettare una morsa che permetta di collegare lo stinger alla puleggia in corrispondenza del suo centro, in modo da generare una forza tangenziale che moltiplicata per il raggio della puleggia dia un'oscillazione di coppia (figura 7).



Figura 8 Sistema di eccitazione dinamico



Figura 9 Morsa sulla puleggia motrice

La morsa (figura 8) è costituita da due spezzoni in acciaio, in rosso, ricavati da un profilato ad U, due bussole, una piastra forata e un'uniball, il tutto compattato tramite bulloni. L'uniball o terminale a sfera permette di trasferire la forza assiale dallo stinger alla puleggia, ma permettendo la rotazione di quest'ultima rispetto allo shaker, quindi si

passa da una eccitazione assiale a una eccitazione rotazionale sul banco. Per eliminare il gioco assiale presente tra la pista interna e quella esterna dell'uniball si è utilizzata una spina.

Sul terminale a sfera è serrata una vite a testa esagonale su cui è stato effettuato un foro filettato per permettere il collegamento con la cella di carico, a sua volta collegato allo stinger.

Una volta montata la morsa alla cella di carico, viene inserita la puleggia nei due componenti ad U e il tutto viene bloccato tramite due bulloni, eliminando il gioco presente.

2.4 SISTEMI DI MISURAZIONE

L'oggetto di questa tesi è la valutazione della rigidezza tramite l'errore di trasmissione statico e come esso influisce sulle frequenze di risonanza dei denti, tramite eccitazione dinamica. Per analizzare tutti questi parametri, sono stati montati sul banco diversi sistemi di misurazione, di seguito descritti nel particolare.

Sul supporto fisso è montato un torsiometro T22/500 Nm della HBM Gmbh (figura 9), che permette di rilevare la coppia senza alcun feedback retroattivo sui pesi, ed è collegato ai due alberi laterali tramite due giunti R+W BKM 1000.

Durante la campagna di prove sperimentali effettuate il torsiometro verrà utilizzato per l'acquisizione dei valori di coppia statica. E' importante descrivere tali strumentazioni, poiché influenzano il modello sviluppato su matlab per il calcolo delle frequenze naturali.



Figura 10 Torsiometro

Per misurare l'errore di trasmissione statico si utilizzano due encoder Heidenhain RCN8580, da cui è possibile ottenere tramite l'interfaccia EnDat 2.2 536870912 valori di posizione per giro.

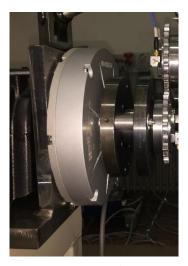


Figura 11 Encoder

La parte fissa dei due encoder è montata tramite quattro viti ad una piastra verticale di supporto, a loro volta queste piastre sono montate sul supporto fisso e mobile. La parte mobile invece è collegata assialmente alle ruote tramite un giunto di disaccoppiamento, in questo modo l'encoder leggerà solamente le deformazioni torsionali, avendole disaccoppiate da quelle flessionali. I dati ottenuti tramite gli encoder saranno poi elaborati tramite Matlab.

Per quanto riguarda le misurazioni in campo dinamico, si utilizzano la cella di carico e gli accelerometri.

Il trasduttore di forza, detto cella di carico, permette di misurare l'andamento della forza che agisce lungo il suo asse, quindi nel nostro caso la forza tangenziale agente sulla puleggia e nelle prove effettuate questa cella di carico è montata tra lo stinger e il terminale a sfera.

Sul sistema sono stati infine montati gli accelerometri sia monoassiali che triassiali, con quest'ultimi che permettono misurazioni lungo i tre assi del sistema. I trasduttori di accelerazione sono stati montati tramite cera direttamente sul banco nei punti di maggiore interesse per l'acquisizione dei dati.

Quindi tramite la cella di carico e gli accelerometri è possibile stimare la risposta in frequenza in determinati punti della struttura, in particolare verrà stimata l'inertanza data dal rapporto tra l'accelerazione rotazionale e la forza.

Ultimo aspetto importante da sottolineare è che siccome gli accelerometri permettono di misurare accelerazioni lineari lungo una direzione, i trasduttori sono stati posizionati in modo da misurare l'accelerazione tangenziale $[m/s^2]$ e poi conoscendo la distanza di questi dall'asse di rotazione trasformarla in accelerazione rotazionale $[rad/s^2]$ tramite formula inversa $\ddot{\theta} = \ddot{x}/d$.

3. RUOTE DENTATE TESTATE

Per le campagne di prove effettuate sul banco sono state utilizzate sempre le medesime ruote dentate cilindriche a denti diritti. Queste ruote dentate sono state utilizzata dalla NASA nel 1996 per studiare le vibrazioni e il rumore di una trasmissione variando il carico agente sulle ruote e la velocità di rotazione [4].

Di seguito è riportato il modello CAD della ruota dentata, che presenta quattro fori radiali in cui si serrano le viti di collegamento agli alberi.

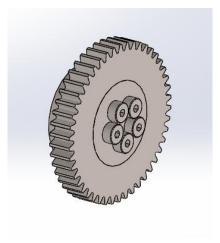


Figura 12 CAD delle ruote dentate testate

Importante sottolineare che le prove sono state effettuate montando le medesime ruote sugli alberi di ingresso ed uscita, quindi il pignone e la condotta hanno lo stesso numero di denti z e conseguentemente il rapporto di trasmissione τ è unitario.

Queste ruote presentano un coefficiente di spostamento *x* nullo, e sta ad indicare che la dentatura non presenta nessuna correzione o spostamento del profilo del dente.

Nella tabella sottostante sono invece riportati tutti parametri geometrici della ruota utili per la costruzione del modello di calcolo e per analizzare i dati sperimentali ottenuti.

Modulo normale	mn	3.175 mm
Numero di denti	Z	28
Angolo di pressione	α	20°
Coefficiente di spostamento	х	0
Diametro primitivo	Dp	88.9 mm
Dentiera di riferimento		UNI 6587-69
Grado di precisione	ISO 1328	4
Raccordo fondo dente	r	0.952 mm
Spessore dente al primitivo	sp	4.8095 mm
Backlash		0.1778 mm
Diametro di base	Db	83.539 mm
Diametro di troncatura interna	Df	80.962 mm
Diametro di troncatura esterna	Da	95.25 mm
Rapporto di condotta		1.67

Tabella 1Parametri geometrici della dentatura

4. PRIME PROVE SPERIMENTALI

Le prime prove sperimentali sono state eseguite sul banco utilizzando la prima configurazione, quindi i pesi collegati solo alla puleggia motrice.

Volendo ottenere la risposta in frequenza del sistema, sono stati montati sei accelerometri numerati da 1 a 6 a partire dalla puleggia motrice. Il primo accelerometro triassiale è stato posizionato sulla puleggia motrice, il secondo e il terzo sui giunti che collegano il torsiometro agli alberi, il quarto sulla ruota motrice, il quinto sulla ruota condotta e il sesto sulla puleggia condotta.

Gli accelerometri attaccati alle ruote dentate sono stati posizionati a una distanza di 27 mm dall'asse delle ruote stesse, tale distanza è importante poi per il passaggio da accelerazione lineare ad accelerazione rotazionale [°/s²]. Di seguito sono riportate le immagini con le posizioni di tutti gli accelerometri posizionati.







Figura 13 Posizioni accelerometri

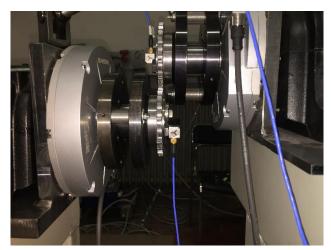


Figura 14 Accelerometri sulle ruote dentate

L'eccitazione dinamica viene generata dallo shaker a sua volta comandato tramite il programma Siemens LMS test.lab, e controllato in forza.

Quindi tramite lo shaker si applica al sistema un'oscillazione di coppia che si andrà a sommare alla coppia statica applicata tramite i pesi, i valori scelti di ampiezza di oscillazione saranno descritti in seguito. La frequenza di oscillazione è data da un segnale SWEEP, in cui la frequenza aumenta nel tempo con un certo andamento.

In definitiva le prove sono state svolte nel seguente modo: si è scelto un valore di coppia statica con i pesi e tramite il paranco sono stati alzati lungo le guide e bloccati dal paranco stesso senza l'utilizzo dei blocchi pneumatici, in seguito si sceglie tramite test.lab l'ampiezza di oscillazione della coppia e il range di frequenza del segnale SWEEP e infine si esegue la prova che avrà una durata di 20 minuti.

Importante prima di effettuare la prova è verificare la posizione dei denti in presa, infatti volendo determinare come varia la rigidezza in funzione del numero di denti in presa si cerca tramite il paranco la posizione in cui si ha o singolo contatto oppure doppio contatto, verificato tramite uno spessimetro.

Alla fine di ogni prova si ottiene l'inertanza per ogni accelerometro e l'errore di trasmissione statico misurato dagli encoder.





Figura 15 A sinistra singolo contatto, a destra doppio contatto

4.1 SET-UP PROVE

Le prove sperimentali si sono concentrate su due valori di coppia statica di 98 Nm e 79 Nm agenti sulle ruote dentate e generati rispettivamente da 45 Kg e 35 Kg di peso, a cui vanno aggiunti i 5 Kg della struttura che sorregge il tutto. Per l'ampiezza di oscillazione della coppia sono stati scelti quattro valori: 7.5 Nm, 5 Nm, 3.5 Nm. Quindi si imposta uno di questi valori e si svolge la prova.

Il range di frequenze del segnale sweep è di 8-50 Hz, questo perché nel momento di svolgere le prove il modello analitico non era ancora stato completato e sembrava che la prima frequenza naturale del sistema fosse tra i 16 e i 30 Hz.

Come primo valore di coppia statica si è scelto 98 Nm, quindi si sono inseriti i pesi e tramite il paranco sono stati alzati lungo le guide in modo da avere un ingranamento delle ruote dentate con due coppie di denti in presa e sono state effettuate le prove alle varie ampiezze di oscillazione.

In seguito per passare a un valore di coppia statica di 79 Nm si sono tolti manualmente due piastre di peso per un totale di 10 Kg ma mantenendo il cavo sempre in tensione tramite il paranco, questo per non cambiare la configurazione delle ruote dentate e quindi avere l'ingranamento sempre con i medesimi denti in presa. L'inconveniente è che togliendo peso si diminuisce l'inerzia che agisce sulla puleggia motrice andando ad influenzare le frequenze naturali del sistema e questo lo si vuole evitare poiché si vuole studiare il variare di tali frequenze in funzione della rigidezza di ingranamento.

Allora sono stati montati due dischi peso da 5 Kg ciascuno sulla puleggia motrice in modo da riportare l'inerzia del sistema al valore inerziale ma senza generare una coppia aggiuntiva a quella statica.



Figura 16 Dischi peso montati sulla puleggia motrice

Finite le prove a 79 Nm si utilizza il paranco per ruotare le ruote di pochi gradi in modo da trovare la posizione in cui si ha una singola coppia di denti in presa e si svolgono le medesime prove. Per le ultime prove si smontano i dischi peso e si aggiungono di nuovo le piastre in modo da avere una coppia di 98 Nm e sempre un dente in presa per ruota. Nel passare da una configurazione di coppia statica ad un'altra il sistema di aggancio puleggia-stinger viene scollegato andando ad agire sulle viti di presa laterali.

Durante le varie prove lo shaker genera un'ampiezza di coppia cercando di seguire il più possibile il segnale di riferimento impostato, ad esempio 7,5 Nm. Ovviamente essendo il segnale in ingresso nello shaker un segnale in frequenza, l'uscita non è un valore costante, ma tramite un controllo proporzionale questo valore rimane entro i limiti imposti. Se però il valore di coppia si discosta di molto dal valore impostato la prova viene rieseguita.

I dati provenienti dagli encoder sono invece elaborati attraverso un piccolo codice Matlab da cui si ricava l'errore di trasmissione statico e gli spostamenti angolari delle singole ruote al variare della frequenza, facendo attenzione ad eventuali overload durante le prove. Infatti ciò può succedere a seguito di picchi nel segnale in ingresso nello shaker, che avendo un limite di operatività, si ferma.

Tramite il programma di acquisizione test.lab è possibile far ripartire la prova ma siccome l'acquisizione degli encoder non può essere stoppata durante il blocco della prova, bisogna poi tenerne conto nell'errore statico di trasmissione. Quindi tramite il codice Matlab presente in appendice il segnale piatto dovuto ad eventuali overload viene tagliato e il tempo, da cui si ricava poi la frequenza, viene riscalato rispetto al tempo effettivo della prova (20 minuti).

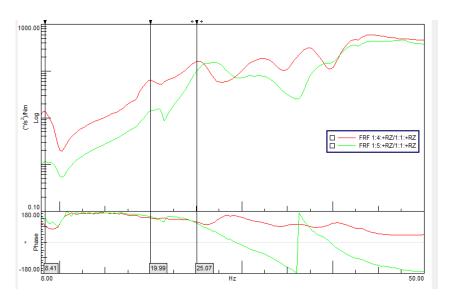
Il segnale sweep parte da 50 Hz e finisce a 8 Hz, che è il limite inferiore del campo di funzionamento dello shaker utilizzato.

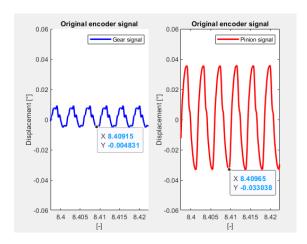
4.2 RISULTATI PROVE SPERIMENTALI

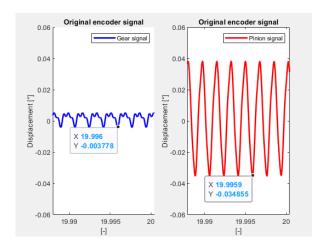
Di seguito sono riportate le inertanze [(°/s²)/Nm] in scala logaritmica ricavate dagli accelerometri posizionati sulla ruota motrice (indicato con il numero 4) e sulla ruota condotta (indicato con il numero 5) e i grafici dei loro spostamenti angolari dagli encoder.

Dai grafici di inertanza si sono cercati eventuali picchi dovuti a frequenze naturali e in corrispondenza di queste frequenze si è posta l'attenzione sugli spostamenti delle due ruote, per cercare di comprendere il loro comportamento intorno a quelle frequenze. Nei grafici della inertanza la legenda è la seguente: la curva in rosso rappresenta la ruota motrice e in verde la ruota condotta.

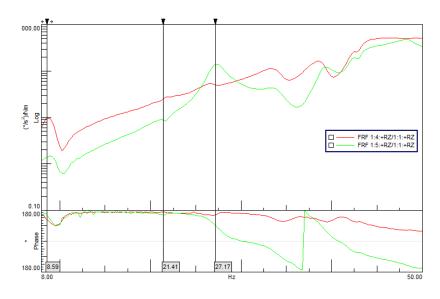
Coppia statica 98 Nm-ampiezza 7,5 Nm-singolo contatto

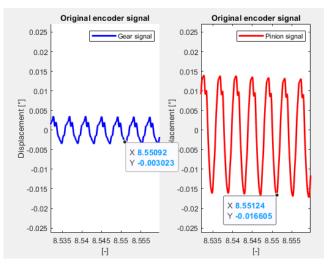


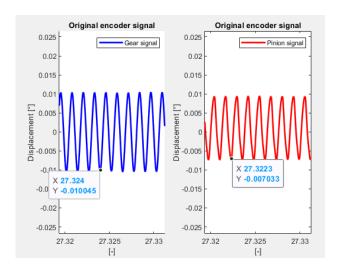




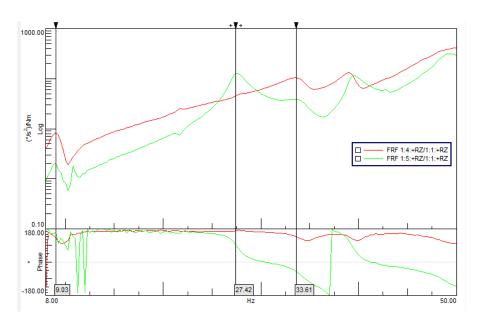
Coppia statica 98 Nm-ampiezza 5 Nm-singolo contatto

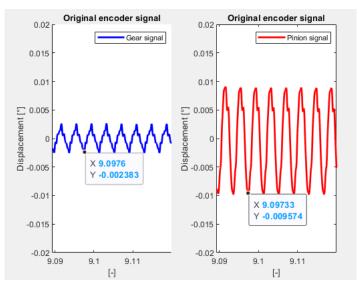


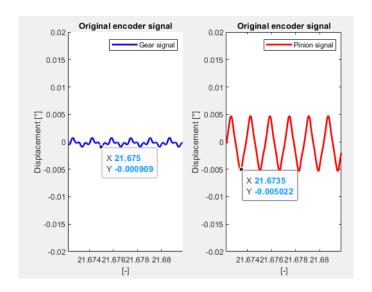




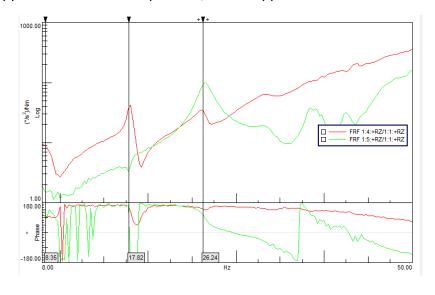
Coppia statica 98 Nm-ampiezza 3,5 Nm-singolo contatto

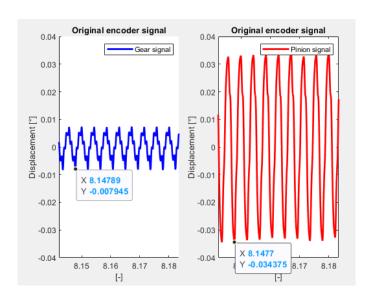


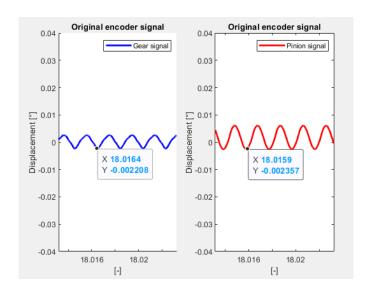




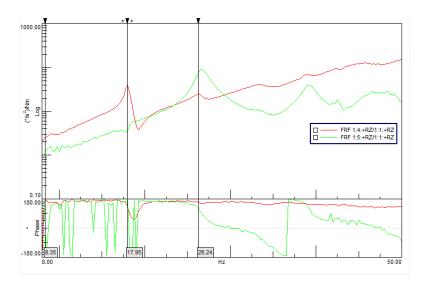
Coppia statica 98 Nm-ampiezza 7,5 Nm-doppio contatto

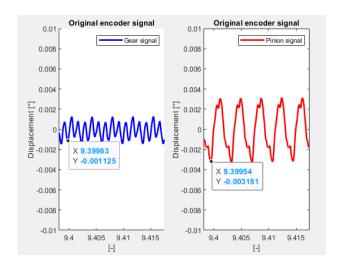


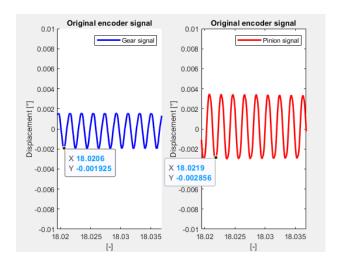




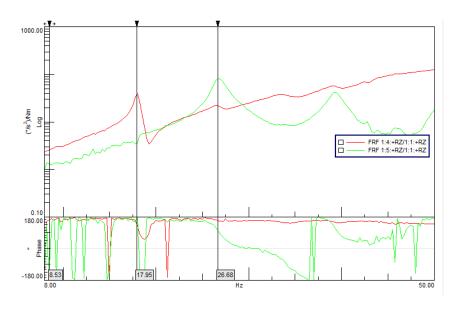
Coppia statica 98 Nm-ampiezza 5 Nm-doppio contatto

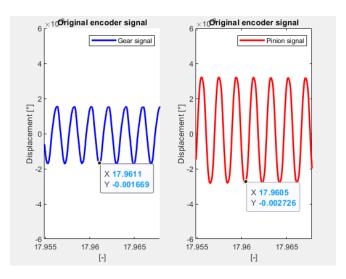


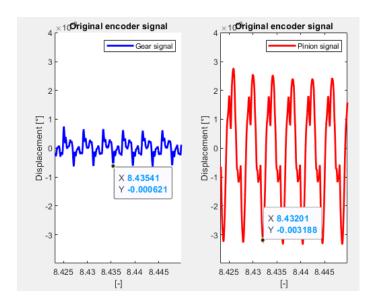




Coppia statica 98 Nm-ampiezza 3,5 Nm-doppio contatto







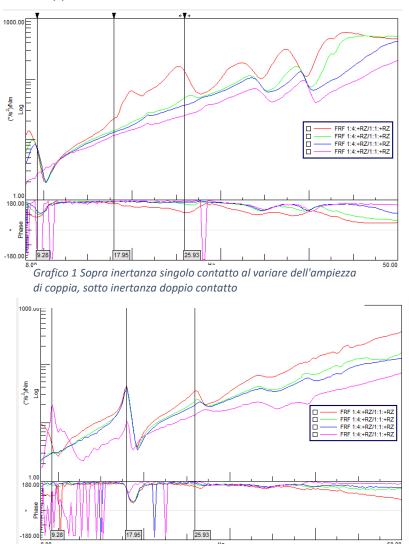
Da una prima analisi dei risultati sembra esserci una frequenza di risonanza tra gli 8 e i 9 Hz nel caso di singolo contatto, e che si sposta verso i 18 Hz quando si va verso il doppio contatto. Ciò che si nota dagli encoder però è che a questa frequenza lo spostamento delle ruote è circa uguale, in fase, e un'armonica quasi identica e questo indica un normale ingranamento cinematico tra le ruote. Quindi significa che il picco a 8-9 Hz in realtà si sposti verso frequenze più basse nel caso di doppio contatto e quindi fuori dall'intervallo di misurazione, questo come vedremo più avanti non sarà un problema. L'altra frequenza di interesse è intorno ai 25-27 Hz, infatti dai grafici dell'inertanza il picco a queste frequenze è presente sia nel caso di singolo che di doppio contatto, dagli encoder però sembra esserci un corretto ingranamento tra le ruote e quindi tale picco non è dovuto alla risonanza tra i denti.

Tutte queste considerazioni trovano poi riscontro nel modello e dall'analisi dei modi che sono stati eseguiti successivamente.

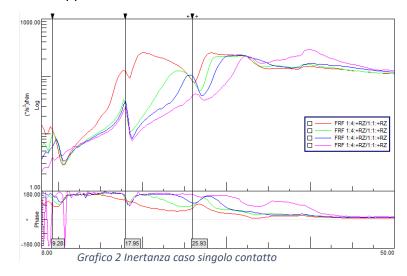
Adesso invece si riportano un confronto tra i risultati sopra riportati e i risultati ottenuti dalle prove a 79 Nm, in modo da mettere in risalto le differenze di risposta tra la ruota motrice e condotta al variare dell'ampiezza di coppia e soprattutto come variano le frequenze in cui sono presenti dei picchi e la loro ampiezza. I grafici presentano la seguente leggenda:

5 Nm3,5 Nm2 Nm

Ruota motrice-coppia statica 98 Nm



• Ruota motrice-coppia statica 79 Nm



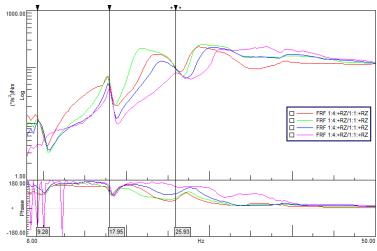


Grafico 3 Inertanza caso doppio contatto

Ruota condotta-coppia statica 98 Nm

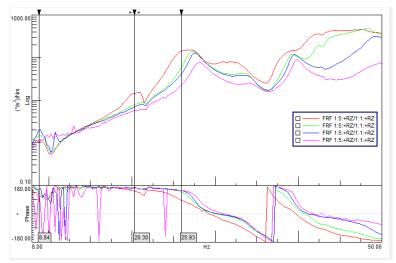


Grafico 4 Inertanza caso singolo contatto

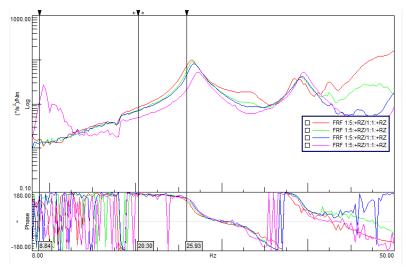


Grafico 5 Inertanza caso doppio contatto

Ruota condotta-coppia statica 79 Nm

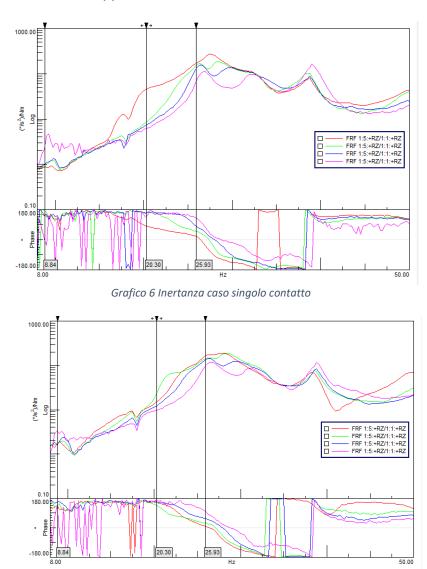


Grafico 7 Inertanza caso doppio contatto

Dai grafici è possibile vedere che all'aumentare della coppia di oscillazione l'ampiezza ovviamente aumenta e diminuisce la frequenza per cui si ha quel picco. Ciò significa che la rigidezza di contatto tra i denti diminuisce e che quindi l'errore di trasmissione statico aumenta al crescere della coppia.

Avendo individuato tre possibili frequenze di risonanza dei denti ad 8 Hz, 18 Hz e 27 Hz, si utilizzano i dati provenienti dagli altri accelerometri disposti sulla trasmissione, e più precisamente le loro inertanze, per ricavare i modi di vibrare corrispondente a quei picchi.

Per ricavare i modi del nostro sistema si utilizzano i diagrammi di stabilizzazione in cui attraverso il programma test.lab è possibile definire i modi stabili contenuti nelle funzioni di risposta in frequenza prese in esame.

In corrispondenza dei picchi di risonanza se il modo è stabile si ottiene una colonna verticale di S ad indicare appunto la stabilità e quel modo viene scelto. E' possibile però che si palesino frequenze stabili lontane dai picchi, la scelta o meno di questi modi viene fatta leggendo il valore di smorzamento, infatti un valore insensatamente grande o piccolo indica generalmente un modo computazionale e quindi scartato.

In fase di elaborazione dei dati si è scelto di utilizzare uno smorzamento non proporzionale, quindi si ottengono degli autovettori complessi. Quindi lo smorzamento non viene distribuito su tutto il sistema ma viene concentrato nel contatto tra le ruote dentate, che nella realtà è dato dallo strisciamento tra i denti durante l'ingranamento. Questa analisi delle forme modali è stata eseguita per tutte le prove effettuate, ma di seguito sono riportati i modi più significativi, in cui ogni cerchio corrisponde a una posizione dell'accelerometro e la distanza tra di essi indica il livello di deformazione tra di essi. Inoltre dalle tacche presenti è anche possibile capire come stanno vibrando e se sono in fase o in opposizione di fase.

Le immagini riportate di seguito sono prese da animazioni ottenute da test.lab

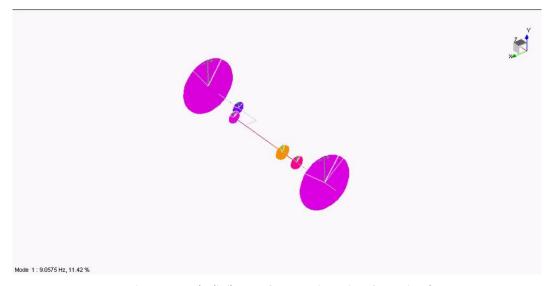


Figura 17 Modo di vibrare a 9 Hz, coppia statica 79 Nm, singolo contatto

Nell'immagine sopra riportata è raffigurata il modo di vibrare del sistema a una frequenza di risonanza di 9 Hz con coppia statica 79 Nm e singolo contatto. I due cerchi vicini ma posizionati su due assi diversi rappresentano le ruote ed il colore simile indica che vibrano in fase. Questo significa che non si ha un ingranamento cinematico ma si ha una vibrazione tra i denti, nel senso che essi si allontanano e avvicinano rispetto al punto di contatto come una molla. Allora l'intorno di questa frequenza può essere quella di nostro interesse.

Adesso invece viene riportato il modo di vibrare del sistema a 25 Hz con una coppia statica di 79 Nm. Dalle animazioni, figura 18, è stato possibile vedere che le ruote oscillano in opposizione di fase e ciò implica un ingranamento cinematico tra di esse, mentre è possibile notare un'elevata deformazione tra il giunto e la puleggia motrice e in opposizione di fase, indicato dal diverso colore tra i due elementi. Quindi a questa frequenza sembra corrispondere una risonanza legata al giunto che collega il torsiometro alla puleggia motrice.

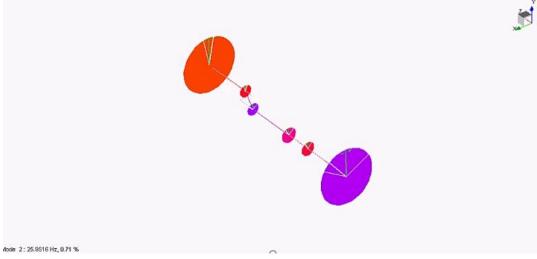


Figura 18 Modo di vibrare a 25 Hz, coppia statica 79 Nm,doppio contatto

I risultati sperimentali verrano quindi confrontati con i risultati analitici derivanti dal modello di seguito proposto.

5. MODELLO PER ANALISI DINAMICA

In contemporanea con le prove sperimentali sul banco, è stato sviluppato su Matlab un modello matematico semplificato del banco di prova, in modo da ricavare un possibile intervallo di frequenze da applicare mediante lo shaker in cui è possibile misurare la risonanza dei denti ingrananti nella trasmissione.

Questo modello unidimensionale è stato assemblato utilizzando elementi barre di torsione collegate tramite i nodi e aventi come unico grado di libertà la rotazione torsionale θ .

Lo schema del modello prevede una numerazione dei nodi da 1 a 6, partendo dalla puleggia montata sull'albero su cui è collegata la ruota condotta.

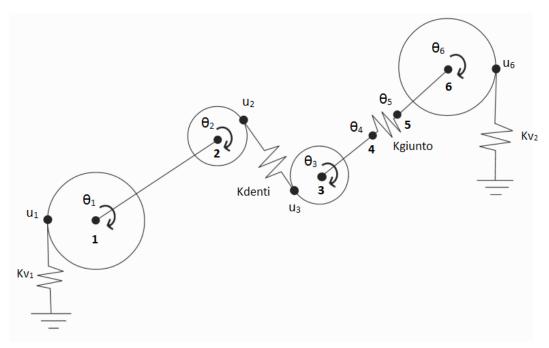


Figura 13 Modello 1D banco di prova

Nel particolare il nodo 1 corrisponde alla posizione della puleggia condotta ed è vincolato a terra tramite una molla con rigidezza Kv_1 , che rappresenta la fune collegata al paranco. Quindi sul primo nodo si avranno due gradi di libertà: uno torsionale θ_1 ed uno lineare u_1 , che sostanzialmente descrive la deformazione del cavo. Questi due gradi di libertà sono legati dalla seguente equazione:

$$u_1 = \theta_1 * r_p$$

Dove r_p è il raggio della puleggia e che misura 0,2 m.

Proseguendo verso destra si hanno i nodi 2 e 3 che corrispondono rispettivamente alla ruota condotta e alla ruota motrice. Per simulare il contatto tra i denti è stata inserita una molla con rigidezza K_{denti} , il cui valore sarà in seguito descritto. All'estremità della molla si avranno i due spostamenti u_2 e u_3 che rappresentano la deformazione del dente sottoposto al carico, e sono legati alle deformazioni torsionali tramite le seguenti formule:

$$u_2 = \theta_2 * r_b$$

$$u_3 = \theta_3 * r_b$$

Dove r_b è il raggio base delle ruote, uguale per entrambe.

I due alberi della trasmissione montati sul supporto fisso sono stati modellati come due barre di torsione tra i nodi 3-4 e 5-6 e collegati tra loro tramite una molla torsionale con rigidezza K_{giunto} . Questa rigidezza è stata inserita per tener conto della cedevolezza dei due giunti e del torsiometro.

Infine il nodo 6 è posizionato in corrispondenza della puleggia motrice, ovvero quella collegata ai pesi, e collegata a terra tramite una molla con rigidezza K_{v2} e che anche in questo caso descrive la deformazione della fune. La rotazione θ_6 della puleggia e lo spostamento u_6 della molla sono legati dalla seguente equazione:

$$u_6 = \theta_6 * r_p$$

Volendo eseguire su Matlab un'analisi dinamica per il calcolo delle frequenze proprie del sistema, si devono prima costruire le matrici di rigidezza e di massa per ricondurci al problema degli autovalori.

La matrice di rigidezza [K] di partenza è una matrice 14x14, poiché il sistema possiede dieci gradi di libertà a cui vanno aggiunti le quattro equazioni cinematiche sopra riportate. Di seguito sono riassunti i gradi libertà del sistema:

$$g.d.l. = \{\theta_1 u_1 \theta_2 u_2 \theta_3 u_3 \theta_4 \theta_5 \theta_6 u_6\}$$

I valori di rigidezza Kv_1 e Kv_2 , che corrispondono ai valori di rigidezza della fune, sono stati misurati sul banco variando man mano i pesi e misurando con un metro rigido l'estensione della fune. Quindi tramite formula inversa k=F/x si sono ottenuti i seguenti valori:

Kv ₁ [N/m]	15000000
Kv ₂ [N/m]	25000

Come si può vedere dai valori misurati la fune è molto rigida tra il paranco e la puleggia condotta, mentre si deforma molto tra la puleggia motrice e i pesi. Tale deformazione è dovuta alle caratteristiche meccaniche non elevate della fune che non presenta l'anima in acciaio.

Per valutare K_{denti} invece si fa riferimento al software GedyTrass, da cui tramite un algoritmo brevettato valuta istante per istante il profilo del dente mediante un processo iterativo e quindi la deformazione che il dente subisce durante l'ingranamento. Quindi dal software si ottengono i valori di STE, static transmission error, a diversi valori di coppia e che saranno utilizzati nel modello del banco di prova.

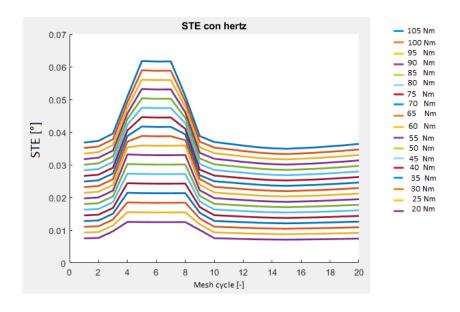


Figura 19 Valori di STE ottenuti da GEDY TRASS

L'andamento dell'errore statico di trasmissione sopra riportato presenta un picco di valori per cui si ha una sola coppia di denti in presa, mentre dove le curve si appiattiscono ai lati invece si hanno due coppie di denti in presa.

Dai valori di STE convertiti in radianti è quindi possibile calcolare la rigidezza di contatto tra i denti, che sarà data dalla seguente formula:

$$K\left[\frac{N}{m}\right] = \frac{C\left[\frac{N}{m}\right]}{STE[rad] * rb^{2}[m]}$$

Dalla formula è possibile osservare che la rigidezza di contatto è l'inverso dell'errore di trasmissione statico, quindi nel caso di due coppie di denti in presa la rigidezza sarà maggiore rispetto al caso di singola coppia di denti in presa e ciò comporterà una diversa frequenza naturale tra i due casi.

L'ultima rigidezza da valutare è quella dei giunti di collegamento tra gli alberi montati sul supporto fisso, però siccome è molto difficile stimarla si è deciso di utilizzare nel modello matematico un valore elevato sapendo che ciò produrrà un errore sulla prima e ultima frequenza naturale torsionale.

Nel codice sono infine inserite le proprietà geometriche degli alberi quali lunghezze e diametri per il calcolo del momento d'inerzia.

Assemblata la matrice [K] volendo trovare solo le frequenze naturali torsionali si applica alla matrice di rigidezza la riduzione di Guyan. Questo metodo di risoluzione prevede di scegliere i gradi di libertà fondamentali, detti master, rispetto ai quali sono condensate le matrici degli altri gradi rimanenti, detti slave. Nel nostro caso i gradi master sono le rotazioni θ , mentre i gradi slave sono gli spostamenti u e le condizioni cinematiche.

Applicando questa tecnica di condensazione si ottiene la matrice ridotta [Kr] di dimensioni 6x6.

Ottenuta la matrice di rigidezza si passa alla matrice di massa [M], di dimensione 6x6, in cui le inerzie sono ripartite equamente ai nodi delle barre di torsione, in modo da ottenere una matrice a masse concentrate.

I momenti di inerzia di massa sono ottenuti dal CAD del banco di prova, considerando solo i componenti effettivamente in rotazione, quali alberi, piste interne dei cuscinetti, giunti, ruote dentate, ad esclusione delle pulegge.



Figura 20 Componenti utilizzati per il calcolo del momento d'inerzia

I valori dei momenti d'inerzia in [Kg*m²] sono i seguenti:

J ₁	0,0373
J ₂	0,0332
J ₃	0,0192

Dove J_1 è il momento d'inerzia dei componenti sul supporto mobile, quindi lato condotta, J_2 è l'inerzia dei componenti dalla ruota motrice al torsiometro e infine J_3 è l'inerzia calcolata dal torsiometro fino alla fine della trasmissione.

Sul nodo 6 va infine aggiunto l'inerzia data dai pesi, data dal prodotto della massa per il raggio della puleggia al quadrato, e che varia a seconda della coppia scelta per effettuare le prove.

Ottenute le matrici di rigidezza e di massa ci si riconduce al problema degli autovalori da cui si ottengono le frequenze naturali del sistema e gli autovettori, importanti per identificare il modo di vibrare di nostro interesse.

5.1 RISULTATI MODELLO

Nel modello sono stati inseriti i seguenti valori di errore di trasmissione statico:

	Coppia [Nm]	ETS [°]
Singolo	98	0.0587
contatto	79	0.0473
Doppio	98	0.0337
contatto	79	0.0272

Con questi valori sono stati ricavati le seguenti frequenze naturali ed autovettori, inseriti in tabelle in cui ogni colonna rappresenta un autovettore di un determinato modo di vibrare, raggruppati nel seguente modo:

• Coppia statica 98 Nm e singolo contatto

Frequenze naturali [Hz]
24.87
485
675
1205
1266
223379

1	-0.0541	1.5462	2.3277	7.2773	-1.9022	1.5807e-15
2	-0.2033	4.7851	5.7601	-2.4796	1.4574	-2.5540e-10
3	0.5416	-4.9084	3.2686	1.5432	5.8986	-8.1684e-05
4	0.6160	-3.4731	3.3830	-1.4974	-4.4295	5.1474
5	0.6160	-3.4730	3.3830	-1.4974	-4.4296	-8.8879
6	0.7011	0.0710	-0.0355	0.0049	0.0131	8.4209e-07

• Coppia statica 98 Nm e doppio contatto

Frequenze naturali [Hz]
27.5
485
767
1206
1309
223379

1	-0.0681	1.5563	2.6241	-7.1382	2.0306	3.2564e-15
2	-0.2561	4.8165	5.5053	2.4533	-2.1906	-4.4487e-10
3	0.5005	-4.8874	2.6754	-1.8311	-6.1316	-8.1684e-05
4	0.5942	-3.4583	3.8342	1.7731	3.9486	5.1474
5	0.5942	-3.4582	3.8342	1.7731	3.9486	-8.8879
6	0.7013	0.0707	-0.0310	-0.0058	-0.0109	8.4209e-07

• Coppia statica 78 Nm e singolo contatto

Frequenze naturali [Hz]
24.8
485
675
1205
1266
223379

1	-0.0541	1.5462	2.3278	7.2772	-1.9024	1.8606e-15
2	-0.2034	4.7851	5.7600	-2.4796	1.4578	-2.5551e-10
3	0.5416	-4.9084	3.2683	1.5435	5.8987	-8.1684e-05
4	0.6160	-3.4731	3.3833	-1.4976	-4.4292	5.1474
5	0.6160	-3.4730	3.3832	-1.4977	-4.4293	-8.8879
6	0.7011	0.0710	-0.0355	0.0049	0.0131	8.4209e-07

Coppia statica 78 Nm e doppio contatto

Frequenze naturali [Hz]
27
485
767
1206
1309
223379

1	-0.0681	1.5563	2.6233	-7.1385	2.0307	3.2381e-15
2	-0.2559	4.8164	5.5061	2.4534	-2.1886	-4.4432e-10
3	0.5006	-4.8875	2.6773	-1.8306	-6.1309	-8.1684e-05
4	0.5942	-3.4583	3.8330	1.7726	3.9500	5.1474
5	0.5943	-3.4582	3.8329	1.7726	3.9500	-8.8879
6	0.7013	0.0707	-0.0310	-0.0058	-0.0109	8.4209e-07

Dai risultati analitici ottenuti dal modello è possibile ricavare le possibili frequenze di risonanza dei denti.

La seconda e terza riga degli autovettori rappresentano le rotazioni torsionali delle due ruote dentate e sono state evidenziate in blu. Siccome si sta cercando la frequenza a cui i denti non hanno un ingranamento cinematico, questo avviene per il terzo e quinto autovettore che corrispondono alla terza e quinta frequenza di risonanza del sistema, in cui le rotazioni sono in fase, a prescindere dal caso singolo-doppio contatto.

Tali frequenze sono influenzate dall'errore statico di trasmissione, quindi dal numero di denti in presa e dal valore di coppia. Infatti il valore delle frequenze aumenta nel caso del doppio poiché aumenta la rigidezza del contatto. Non si riscontra invece una significativa variazione delle frequenze di risonanza dei denti al variare della coppia statica, ciò è dovuto alla scelta ravvicinata dei valori della coppia stessa in ingresso e per cui il valore dell'errore di trasmissione statico non è elevato.

Adesso si confrontano questi valori con quelli ottenuti sperimentalmente.

5.2 CONFRONTO RISULTATI SPERIMENTALI E ANALITICI

Le possibili frequenze di risonanza dei denti ottenute dal modello sono nell'ordine dei 600-700 Hz e dei 1200-1300 Hz, quindi fuori dal campo di misurazione delle prove sperimentali.

Questo significa che le due frequenze di risonanza intorno agli 8 Hz e ai 25 Hz non sono le frequenze che si stanno cercando. La frequenza a 25 Hz è riscontrabile nel modello a 24 Hz nel caso singolo contatto e 27 Hz nel caso di doppio contatto. Tale differenza di frequenza tra i due casi non è però riscontrata nelle misurazioni sperimentali dove il picco di risonanza si mantiene circa nello intorno di 27 Hz. Inoltre dal primo autovettore, in tutti i casi, si nota che la forma modale si avvicina molto ad un moto di corpo rigido. Il modello non riscontra nessuna risonanza intorno agli 8 Hz, visibile invece nelle misurazioni sperimentali e che addirittura nelle forme modali mostravano un'oscillazione in opposizione di fase tra le ruote, questo moto non cinematico può essere dovuto alla risonanza di altri componenti del sistema.

Una spiegazione per la presenza di una risonanza di struttura a una frequenza bassa di 8 Hz è dovuta al cavo utilizzato durante le prove, che ha un'elevata flessibilità e bassa rigidezza, avente un'anima in fibra artificiale. Inoltre l'elevata estensione della fune genera la vibrazione dei pesi lungo le guide, che possono influenzare la misurazione.

Non avendo trovato la frequenza di risonanza voluta con la prima campagna di prove sperimentali, si è deciso di effettuare una nuova campagna di prove concentrandosi sulle alte frequenze e basando la scelta dell'intervallo di frequenza dello sweep sui risultati del modello analitico, utilizzando il medesimo approccio di misurazione ma con una configurazione diversa del banco.

6. SECONDA CONFIGURAZIONE BANCO PROVA

Per le successive prove sperimentali si è deciso di cambiare la configurazione del banco di prova, passando alla seconda configurazione e che è anche la configurazione per cui era stato progettato.

La nuova configurazione prevede sempre i pesi di destra collegati tramite il cavo e la puleggia di rinvio alla puleggia motrice, mentre la puleggia condotta è scollegata dal paranco e collegato sempre tramite il cavo ai pesi di sinistra.



Figura 21 Seconda configurazione banco di prova

Il paranco come mostrato in figura viene montato sul telaio in modo da poter sollevare i pesi che daranno la coppia motrice.



Figura 22 Paranco montato sul telaio

Le piastre peso a sinistra invece generano la coppia frenante e sono collegati alla puleggia condotta tramite un sistema di pulegge folli e un braccio a bandiera che permettono di portare il cavo al di sopra della puleggia condotta stessa.

La coppia trasmessa dalle ruote sarà quindi la differenza tra la coppia motrice data dai pesi che scendono, avendo un peso maggiore, e la coppia frenante data invece dai pesi che salgono lungo le guide. Quindi il funzionamento del banco è il seguente: si sceglie il valore dei pesi per generare la coppia voluta, poi tramite il paranco si fanno salire i pesi motrici mentre i pesi frenanti scendono, una volta raggiunto il finecorsa delle guide si bloccano tramite dei bloccaggi pneumatici e quando si è pronti per svolgere le prove si aprono i bloccaggi facendo scendere e salire i pesi, che a loro volta mettono in rotazione le ruote dentate. Il problema di questa configurazione è che durante la corsa dei pesi la coppia generata non è costante, ma nel nostro caso questo non è un problema, poiché durante le nostre prove sperimentali i pesi sono bloccati dai bloccaggi pneumatici generando una coppia statica costante.

Questa seconda configurazione permette anche di mantenere costante la massa inerziale durante le prove sperimentali. Infatti nella configurazione precedente quando

si cambiava coppia statica si dovevano utilizzare dei dischi peso aggiuntivi sulla puleggia per mantenere l'inerzia costante e ciò risulta scomodo se si vogliono effettuare misurazioni alle coppie più elevate.

Con questa seconda configurazione vi sono due metodi per mantenere la massa equivalente e quindi l'inerzia costante durante le prove sperimentali. Il primo metodo prevede di variare la coppia statica mantenendo costante la somma totale delle masse delle piastre che generano la coppia motrice e la coppia frenante, il problema è che anche se la massa equivalente rimane costante, le inerzie che agiscono sulle due pulegge variano quando si modifica la coppia statica, e quindi i pesi, ciò può influenzare il valore delle frequenze di risonanza dell'ingranamento.

Per evitare ciò si è utilizzato un secondo metodo, che prevede l'utilizzo dei blocchi pneumatici collegati alla struttura su cui sono montate le piastre peso.



Figura 23 Blocchi pneumatici sui pesi

Dopo aver sollevato i pesi, che generano la coppia motrice, tramite il paranco fino alla posizione desiderata si chiude l'aria compressa e in questo modo i blocchi pneumatici si attivano impedendo il movimento delle piastre peso lungo le guide. Tali blocchi sono presenti su entrambi i lati del telaio e quindi agiscono sia sui pesi che generano la coppia motrice che su quelli che generano la coppia frenante.

In questo modo il cavo rimane in tensione generando la coppia statica voluta, ma l'inerzia delle piastre peso non agiscono più sulle due pulegge, in questo modo quando si varierà la coppia statica aggiungendo o togliendo peso non si andrà ad influire sui valori delle frequenze dell'ingranamento poiché la massa equivalente del sistema rimane invariata.

Per eliminare i problemi di risonanze a basse frequenze dovute alla bassa rigidezza del cavo, si è deciso di sostituirlo con un cavo avente i trefoli, compresa l'anima, in acciaio inox. La rigidezza di questo cavo è circa cinque volte maggiore del cavo precedente.

Il sistema che si vuole studiare è molto cambiato rispetto a quello utilizzato nelle prime prove, quindi si è deciso anche di variare le coppie statiche agenti sulle ruote dentate. Sono stati scelti tre livelli di coppia a 90 Nm,70 Nm e 50 Nm, il primo livello di coppia è generato con 45 Kg di peso agenti sulla puleggia motrice e 5 Kg sulla puleggia condotta, i 70 Nm sono stati generati con 35 Kg di peso sulla puleggia motrice e 5 Kg sulla condotta e infine 50 Nm ottenuti con 25 Kg sulla motrice e 5 Kg sulla condotta.

Per essere sicuri del valore di coppia statica durante questa seconda campagna di prove sperimentali si è utilizzato anche il torsiometro. Quindi inseriti i pesi e chiusi i blocchi pneumatici si è provveduto ad eseguire un'acquisizione con il torsiometro prima di effettuare le prove dinamiche.

Di seguito sono riportate le due acquisizioni effettuate nella configurazione di doppio contatto.

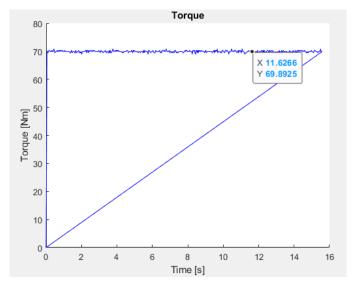


Figura 23 Misura della coppia a 70 Nm

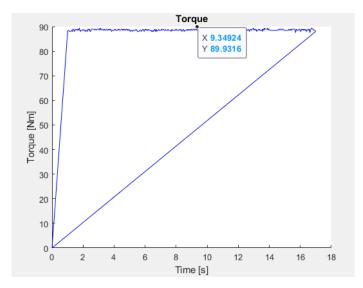


Figura 24 Misura della coppia a 90 Nm

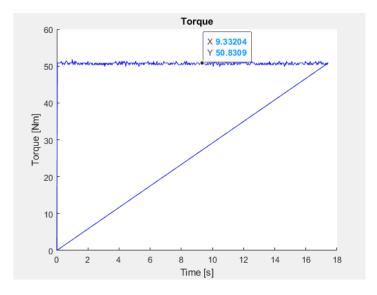


Figura 25 Misura della coppia a 50 Nm

Scelti i livelli di coppia statica si utilizza il modello matriciale per ottenere delle possibili frequenze di risonanza proprie dei denti e quindi dell'ingranamento.

Nel cambiare in seguito configurazione dell'ingranamento tra le ruote dentate in modo da ottenere solo un dente in presa per ruota si è provveduto a rimisurare le coppie statiche prima di effettuare le prove dinamiche.

6.1 RISULTATI ANALISI MODELLO

Il modello utilizzato precedente è stato leggermente modificato in modo da adattarlo alla nuova configurazione del banco di prova.

Tali modifiche sono l'inserimento della rigidezza del nuovo cavo in acciaio inox sia sulla puleggia motrice che su quella condotta, inoltre è stata eliminata l'inerzia dovuta ai pesi. Avendo scelto coppie statiche leggermente diverse rispetto a quelle utilizzate durante la prima campagna sperimentale, sono stati utilizzati diversi valori di errore di trasmissione statico e riportati nella seguente tabella:

	Coppia [Nm]	ETS [°]
Singolo	90	0.0530
contatto	70	0.0416
	50	0.0329
Doppio	90	0.0308
contatto	70	0.0242
	50	0.0192

Di seguito sono riportati i nuovi risultati su cui si baseranno le prove sperimentali:

• Coppia statica 90 Nm-singolo contatto

Frequenze naturali [Hz]
53
306
801
959
1286
20413

	1	2	3	4	5	6
1	3.2928	4.6019	4.5419	-1.0014	0.0815	1.6798e-09
2	3.3374	3.2459	-5,2394	2.0962	-0.3734	-2.3674e-06
3	-3.3663	2.0871	1.6146	5.5780	-3.2856	-0.0075
4	-3.3586	2.9894	-0.7739	-0.4794	4.1353	4.6965
5	-3.3585	2.9915	-0.7810	-0.5027	4.1226	-8.1158
6	-3.3236	3.2579	-2.1590	-6.2549	-6.2054	0.0193

• Coppia statica 90 Nm-doppio contatto

Frequenze naturali [Hz]
53
368
813
1016
1281
20413

	1	2	3	4	5	6
1	3.2998	4.9094	4.1439	-1.2118	0.1651	2.8919e-09
2	3.3445	2.7602	-5.0251	3.0009	-0.7728	-4.0758e-06
3	-3.3613	1.6812	2.3436	5.1631	-3.7322	-0.0075
4	-3.3536	3.0529	-1.0398	0.2327	4.0552	4.6965
5	-3.3535	3.0561	-1.0499	0.2098	4.0441	-8.1158
6	-3.3186	3.4911	-3.0518	-6.1233	-5.8260	0.0193

• Coppia statica 70 Nm-singolo contatto

Frequenze naturali [Hz]
53
305
802
958
1286
20413

	1	2	3	4	5	6
1	3.2927	4.5973	4.5478	-0.9963	0.0806	1.6645e-09
2	3.3372	3.2526	-5.2416	2.0812	-0.3692	-2.3459e-06
3	-3.3664	2.0928	1.6027	5.5821	-3.2807	-0.0075
4	-3.3587	2.9882	-0.7692	-0.4880	4.1360	4.6965
5	-3.3586	2.9903	-0.7762	-0.5113	4.1232	-8.1158
6	-3.3237	3.2542	-2.1441	-6.2581	-6.2092	0.0193

• Coppia statica 70 Nm-doppio contatto

Frequenze naturali [Hz]
53
367
813
1015
1298
20413

	1	2	3	4	5	6
1	3.2997	4.9032	4.1518	-1.2102	0.1628	2.8627e-09
2	3.3444	2.7709	-5.0303	2.9852	-0.7616	-4.0346e-06
3	-3.3614	1.6898	2.3303	5.1751	-3.7200	-0.0075
4	-3.3537	3.0519	-1.0353	0.2150	4.0580	4.6965
5	-3.3536	3.0551	-1.0454	0.1921	4.0468	-8.1158
6	-3.3187	3.4865	-3.0359	-6.1230	-5.8373	0.0193

• Coppia statica 50 Nm-singolo contatto

Frequenze naturali [Hz]
53
293
799
952
1285
20413

	1	2	3	4	5	6
1	3.2908	4.5476	4.6112	-0.9381	0.0713	1.5032e-09
2	3.3354	3.3240	-5.2637	1.9162	-0.3257	-2.1186e-06
3	-3.3677	2.1539	1.4731	5.6230	-3.2302	-0.0075
4	-3.3600	2.9746	-0.7173	-0.5779	4.1425	4.6965
5	-3.3599	2.9765	-0.7238	-0.6013	4.1295	-8.1158
6	-3.3249	3.2147	-1.9811	-6.2929	-6.2480	0.0193

Coppia statica 50 Nm-doppio contatto

Frequenze naturali [Hz]
53
355
810
1001
1294
20413

	1	2	3	4	5	6
1	3.2986	4.8399	4.2335	-1.1874	0.1410	2.5770e-09
2	3.3433	2.8775	-5.0825	2.8176	-0.6559	-3.6319e-06
3	-3.3622	1.7774	2.1906	5.2867	-3.6045	-0.0075
4	-3.3544	3.0416	-0.9874	0.0432	4.0824	4.6965
5	-3.3543	3.0446	-0.9969	0.0203	4.0708	-8.1158
6	-3.3195	3.4399	-2.8675	-6.1301	-5.9413	0.0193

Per il discorso già effettuato con la prima configurazione del banco, dai risultati ottenuti dal modello, con la nuova configurazione, si ottengono tre possibili frequenze naturali di ingranamento tra le ruote dentate, e che corrispondono al secondo, quarto e quinto autovalore. Partendo da questi risultati si sono scelti tre intervalli di frequenze in cui svolgere le prove dinamiche in modo da determinare se effettivamente nell'intorno di queste frequenze i denti vanno in risonanza, generando un ingranamento non cinematico.

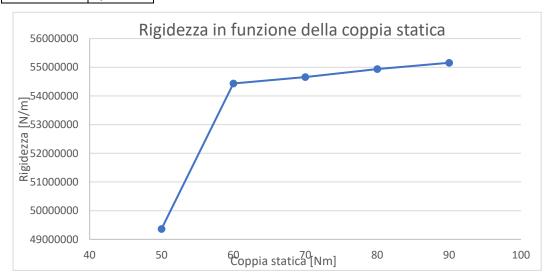
Come era già possibile constatare dal modello della prima configurazione le frequenze naturali aumentano nel passaggio dalla configurazione di singolo contatto a quella di doppio contatto, dovuto ad un aumento della rigidezza dell'ingranamento. Questo fenomeno dovrà essere presente anche nei risultati delle prove sperimentali.

Dai risultati sperimentali ci si aspetta un'unica frequenza di risonanza propria dell'ingranamento, che dalle prove sperimentali risulterà essere intorno ai 360 Hz nel caso di doppio contatto e 270 Hz nel caso di singolo contatto, dove si ha un comportamento non cinematico dei denti. Quindi le altre frequenze naturali del modello in cui si ha un possibile comportamento non cinematico delle ruote sono dovute a risonanze di elementi costituenti il banco prova.

La rigidezza di ingranamento dipende oltre che dal numero di denti in presa, anche dalla coppia statica trasmessa dalle ruote dentate. Partendo dai valori di errore di trasmissione statico nel singolo contatto utilizzati è stato ricavato l'andamento della rigidezza dell'ingranamento, calcolata con la formula di pagina 34, in funzione della coppia statica.

Dal grafico sottostante è possibile notare come la rigidezza media dell'ingranamento aumenti all'aumentare della coppia statica, ciò significa che dalle prove sperimentali dovremo vedere i picchi di frequenza spostarsi a frequenza maggiori man mano che la coppia aumenta.

Coppia [Nm]	ETS [rad]
50	0,000574
60	0,000625
70	0,000726
80	0,000826
90	0,000925



6.2 SET-UP SECONDA CAMPAGNA PROVE SPERIMENTALI

La seconda campagna di prove sperimentali è stata svolta con un set up differente rispetto alle prove sperimentali iniziali.

Per queste prove si è utilizzato uno shaker diverso, con il corrispondente amplificatore, e montato sul telaio del banco attraverso una piastra e quattro molle collegate a due traverse, inoltre per arrivare alla distanza voluta tra lo shaker e il sistema di presa sulla puleggia motrice si sono utilizzate degli assi di legno impilati uno sull'altro. Anche lo stinger è diverso da quello utilizzato in precedenza, infatti il nuovo stinger è stato ricavato da una barra filettata M6 tagliata della lunghezza voluta in modo da essere avvitata ad un'estremità allo shaker e a quella opposta alla cella di carico tramite un adattatore cilindrico. Di seguito sono riportate le immagini che ritraggono lo shaker, utilizzato con relativo collegamento alla puleggia, e il banco prova settato per le prove.



Figura 26 Nuovo shaker utilizzato per le prove dinamiche

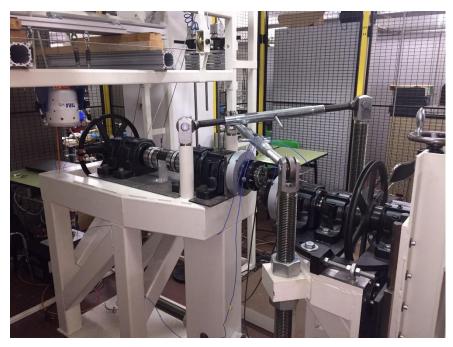


Figura 27 Set-up sperimentale banco prova

Rispetto alla prima campagna di prove sperimentali si è scelto di ridurre il numero di accelerometri utilizzati in modo da concentrare l'analisi solo su ciò che succede tra i denti in presa. Quindi sono stati posizionati solo tre accelerometri, un monoassiale sul sistema di trasmissione dell'eccitazione alla puleggia motrice e due accelerometri triassiali montati sulle due ruote come in figura.

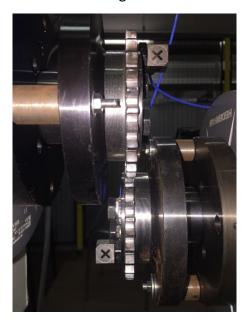


Figura 28 Posizione accelerometri triassiali sulle ruote

In questa posizione gli accelerometri misurano solo l'accelerazione tangenziale lungo il loro asse x, senza misurare eventuali accelerazioni centrifughe delle ruote.

Dai dati raccolti dagli accelerometri si ricavano le risposte in frequenza della ruota motrice e della ruota condotta in modo da determinare i picchi di risonanza, e tramite i diagrammi di stabilizzazione verificare se a quella determinata frequenza di risonanza corrisponde un modo cinematico o non cinematico delle ruote.

Le acquisizioni degli encoder sono invece utilizzate come verifica finale della frequenza di risonanza dei denti, in cui si vedrà uno spostamento angolare opposto tra i denti delle ruote.

Di seguito sono riportate le immagini delle due configurazioni di ingranamento tra le ruote, in cui la condizione di doppio e singolo contatto sono state verificate tramite l'utilizzo di uno spessimetro.



Figura 29 Configurazione doppio contatto



Figura 30 Configurazione singolo contatto

Le prove dinamiche sono state iniziate con la configurazione di doppio contatto e solo dopo aver completato tutte le possibili acquisizioni si è provveduto a passare alla configurazione di singolo contatto, questo perché una volta che si utilizza il paranco per cambiare la posizione delle ruote è impossibile ritrovare esattamente la posizione precedentemente utilizzata tra i denti.

Per ogni coppia statica sono state effettuate due prove con differenti intervalli di frequenza. Un primo sweep in frequenza tra i 50 Hz e i 2000 Hz a 5 Hz/s con un'ampiezza di coppia di 4 Nm, dai cui risultati si evince un comportamento non cinematico intorno ai 360 Hz per il caso di doppio contatto e 270 Hz nel caso di singolo contatto. Il secondo sweep in frequenza è stato quindi effettuato in un intervallo più ristretto a 9 Nm e 0,5 Hz/s, in questo modo si ottengono ampiezze maggiori nella risposta che aiutano a comprendere meglio il fenomeno e inoltre diminuendo la velocità con cui si effettua lo sweep si ottengono delle curve dagli encoder maggiormente precisi.

I valori di ampiezza di oscillazione della coppia dati dallo shaker sono i massimi applicabili dall'amplificatore senza che esso vada in protezione a causa del superamento del suo limite di potenza erogato.

Nelle prove tra i 50 Hz e i 2000 Hz il riferimento sull'ampiezza della coppia, che lo shaker cerca di seguire, è stato abbassato tra i 540 Hz e i 770 Hz da 4 Nm a 0.2 Nm. Questo importante taglio in ampiezza della coppia si è reso necessario per permettere il completamento dello sweep tra i 50 e i 2000 Hz senza che l'amplificatore andasse in protezione. Questo perché intorno ai 600 Hz vi è una risonanza del sistema che genera un'ampiezza di risposta molto elevata e che richiede una potenza superiore al limite dell'amplificatore, in seguito tramite un impact test si è verificato che tale frequenza di risonanza è dovuta ai cavi e ai pesi stessi.

Nell'immagine seguente è stata riportata l'ampiezza di coppia di riferimento imposta in verde e lo spettro armonico in rosso generato dallo shaker, tra i 50 e i 2000 Hz

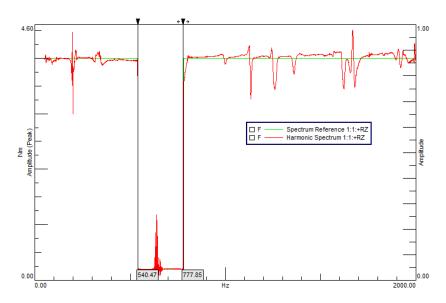


Grafico 8 Riferimento impostato per lo shaker

6.3 RISULTATI SECONDA CAMPAGNA PROVE SPERIMENTALI

I primi dati da analizzare sia nel caso di singolo contatto che di doppio contatto è lo spostamento angolare delle ruote misurato tramite gli encoder nell'intervallo tra i 50 e i 2000 Hz, in modo da determinare l'intervallo in cui le ruote hanno uno spostamento discorde. Di seguito si riporta l'esempio di una misurazione ottenuta dagli encoder ed elaborata tramite Matlab.

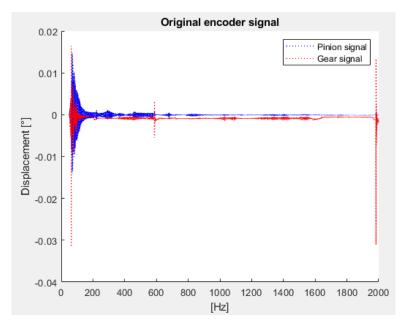


Figura 31 misurazione encoder, coppia statica 70Nm, doppio contatto

Durante l'ingranamento le ruote hanno una rotazione discorde ma per come sono montati gli encoder essi misurano nel caso di ingranamento cinematico uno spostamento concorde tra le ruote, quindi l'andamento sinusoidale dello spostamento angolare dei denti sarà in fase durante tutto lo sweep tranne che nella specifica frequenza di risonanza dei denti, in cui invece le due curve saranno in opposizione, quindi quando il pignone raggiunge il picco di spostamento la condotta sarà al minimo. Un esempio di quanto detto finora può essere compreso ingrandendo la figura 31 per vedere nel dettaglio l'andamento degli spostamenti angolari.

Per il doppio contatto si vede un'opposizione di fase intorno ai 360 Hz mentre nel resto della prova le due curve blu e rossa sono in fase, per vedere ciò è stata effettuato uno zoom della figura 31 a due frequenze diverse e riportato nella figura 32.

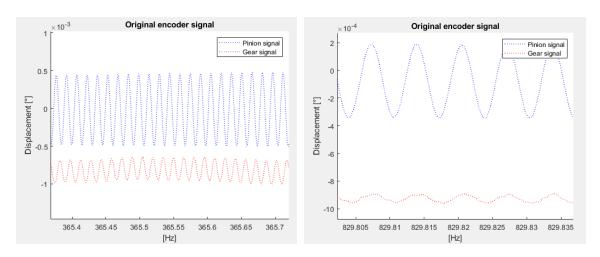


Figura 32 A sinistra ingranamento non cinematico, a destra ingranamento cinematico

Il medesimo ragionamento viene effettuato nella configurazione di singolo contatto, trovando in questo caso la frequenza di interesse tra i 260 e i 270 Hz.

Quindi adesso si passa a range di frequenza più ristretti in modo da focalizzare l'attenzione solo sulle due frequenze di interesse, in cui è imposta una velocità di variazione della frequenza di 0,5 Hz/s.

Di seguito sono descritti prima i risultati per la configurazione di doppio contatto e infine i risultati per la configurazione di singolo contatto.

6.3.1 RISULTATI CONFIGURAZIONE DOPPIO CONTATTO

Per la configurazione di due denti in presa si è scelto uno sweep tra 350 e 450 Hz in modo da verificare la frequenza di risonanza a 360 Hz trovata nelle prove 50-2000 Hz. Di seguito si riportano le inertanze della ruota motrice e della ruota condotta in cui è possibile notare a circa 360 Hz un picco nell'ampiezza di risposta dovuta a una risonanza cha avviene nel sistema, come ci si aspetta. Tale risonanza inoltre è influenzata anche dalla coppia statica agente sulle ruote.

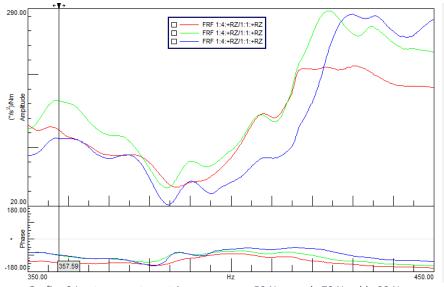


Grafico 9 Inertanze ruota motrice, curva rossa 50 Nm, verde 70 Nm, blu 90 Nm

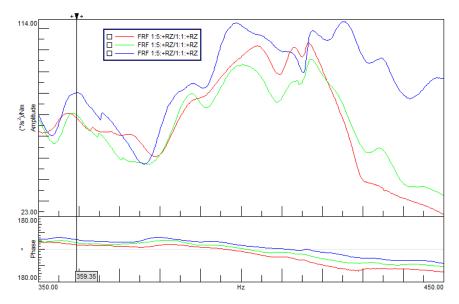


Grafico 10 Inertanze ruota condotta, curva rossa 50 Nm, verde 70, blu 90 Nm

Adesso si verifica tramite le acquisizioni effettuate con l'encoder che intorno alla frequenza di 360 Hz vi sia un comportamento non cinematico delle ruote cilindriche, per tutte e tre le coppie statiche, ed infatti dalle figure sotto riportate è possibile vedere come gli spostamenti angolari delle due ruote sono in opposizione. Ciò significa che la corrispondente molla di rigidezza tra i denti che simula il contatto è in risonanza e quindi si comprime e si allunga.

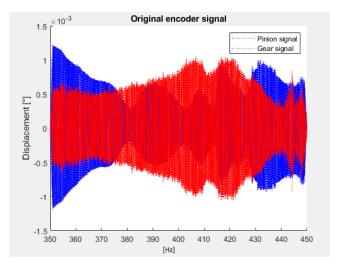


Figura 33 spostamenti angolari con coppia statica 50 Nm

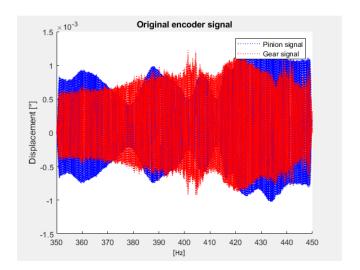


Figura 34 Spostamenti angolari con coppia statica 70 Nm

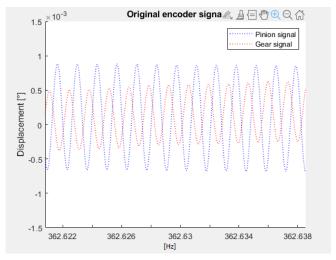


Figura 35 Spostamenti angolari a 360 Hz con coppia statica 70 Nm

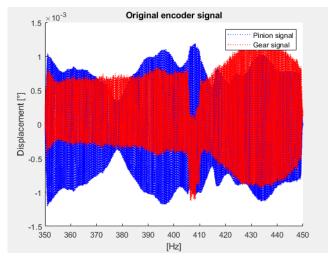


Figura 36 Spostamenti angolari con coppia statica 90 Nm

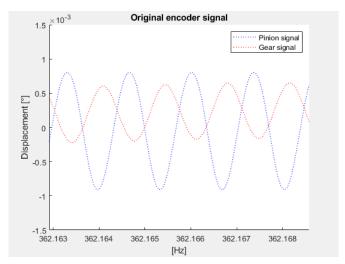


Figura 37 Spostamenti angolari a 360 Hz con coppia statica 90 Nm

Come ultima verifica si è animato tramite test.lab il modo di vibrare a 360 Hz, considerando uno smorzamento non proporzionale ma concentrato nel contatto tra le ruote per rappresentare lo strisciamento tra i denti. Per la convenzione del sistema di riferimento scelto, otteniamo un modo non cinematico rappresentato da un'oscillazione in fase delle due ruote.

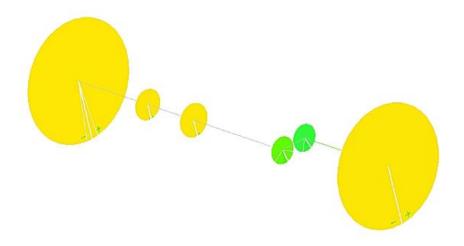


Figura 38 Modo a 360 Hz, con coppia 70 Nm

6.3.2 RISULTATI CONFIGURAZIONE SINGOLO CONTATTO

Il medesimo ragionamento viene applicato con la configurazione di singolo contatto, quindi un singolo dente in presa per ruota. Si è partiti da un range di frequenze tra i 50-2000 Hz per poi concentrare l'analisi in un intervallo fra i 200 e i 450 Hz.

In questo intervallo si è effettuato uno sweep a una velocità di 0.5 Hz/s per ogni coppia statica, per constatare la presenza della frequenza di risonanza intorno ai 270 Hz.

Come fatto precedentemente nel capitolo precedente si riportano le inertanze ricavate dagli accelerometri e gli spostamenti angolari delle due ruote ricavate dagli encoder.

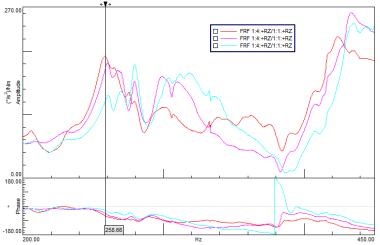


Grafico 11 Inertanze ruota motrice, curva rossa 50 Nm, viola 70, celeste 90 Nm

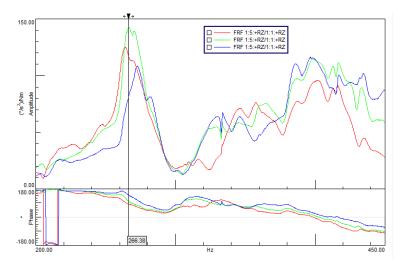


Grafico 12 Inertanze ruota condotta, curva rossa 50 Nm, verde 70 Nm, blu 90 Nm

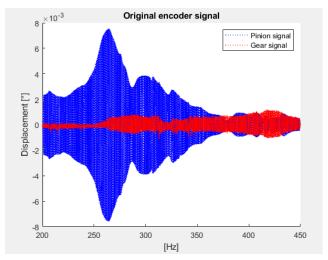


Figura 39 Spostamenti angolari con coppia statica 50 Nm

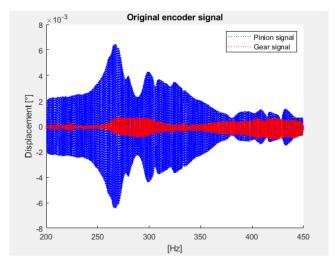


Figura 40 Spostamenti angolari con coppia statica 70 Nm

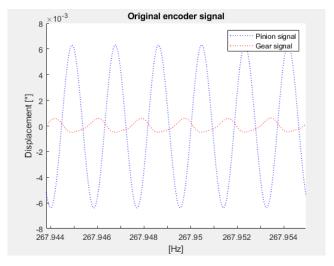


Figura 41 Spostamenti angolari con coppia statica 70 Nm nell'intorno di 270 Hz

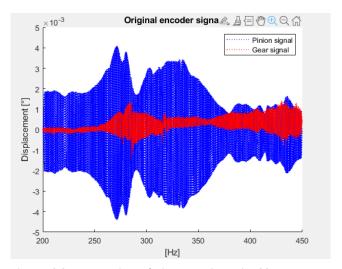


Figura 42 Spostamenti angolari con coppia statica 90 Nm

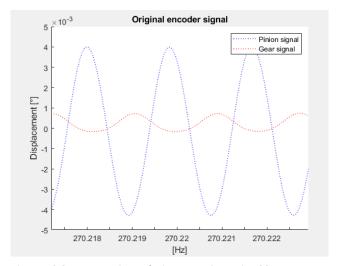
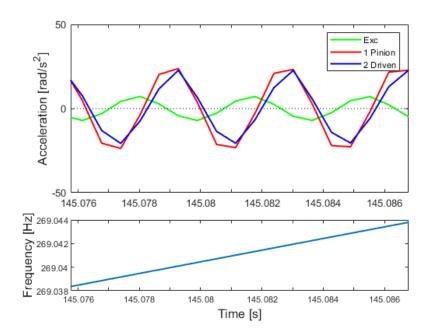


Figura 43 Spostamenti angolari con coppia statica 90 Nm nell'intorno di 270 Hz

Dagli spostamenti angolari delle ruote alle diverse coppie statiche, oltre che il comportamento non cinematico, è possibile notare uno spostamento maggiore del pignone rispetto alla ruota condotta, questa differenza è ben visibile sia nella configurazione di singolo che di doppio contatto. La parte di trasmissione lato condotta è meno lunga e più compatta rispetto al lato motrice, e questo influisce sulla deformazione torsionale della ruota condotta, infatti se si pensa alle pulegge come elementi di collegamento della trasmissione a terra la ruota condotta essendo ad una distanza minore dalla puleggia vedrà delle deformazioni torsionali minori rispetto alla ruota motrice. In definitiva questa asimmetria nella trasmissione aumenta la rigidità del supporto mobile e della ruota condotta rispetto al supporto fisso.

Questa marcata differenza di spostamento angolare tra le due ruote non è ben visibile confrontando l'ampiezza nella risposta in frequenza delle due ruote. Si sono quindi ricavate le storie temporali dei due accelerometri posizionati sulle ruote, in modo da studiare l'andamento delle accelerazioni nel tempo. Di seguito si riporta un esempio di andamento delle accelerazioni con una coppia di 70 Nm, sempre singolo contatto, alla frequenza di interesse di 270 Hz.



È stato riportato l'esempio di un solo caso poiché al variare della coppia statica applicata l'andamento dell'accelerazione rimane identico, ma cambiano solo i valori di picco.

Dalla storia temporale degli accelerometri ci si aspettava così come con gli encoder un andamento in opposizione tra le accelerazioni del pignone e della condotta, cosa che guardando l'andamento sopra riportato non risulta. Tale discordanza di risultati tra gli accelerometri e gli encoder è dovuta a ciò che in realtà loro misurano, infatti gli accelerometri per come sono montati misurano l'accelerazione del corpo ruota ma perdendo l'informazione di come si deformano effettivamente i denti. Invece gli encoder misurano lo spostamento angolare di tutta la ruota, compresa la flessione che stanno subendo i denti in presa. Per ovviare a ciò si dovrebbero montare gli accelerometri direttamente sui denti ma risulta di impossibile attuazione.

Dai seguenti risultati si evince quindi che nel caso di singolo contatto la frequenza di risonanza dell'ingranamento si abbassa di quasi un centinaio di Hertz a 270 Hz, dovuto principalmente alla diminuzione di rigidezza dei denti stessi e ben visibile nelle curve di errore di trasmissione statico utilizzate nel modello unidimensionale.

Dai grafici 11 e 12, ovvero le risposte in frequenza di pignone e condotta, è presente l'andamento che ci si aspettava della frequenza di risonanza in funzione della coppia. Dai dati ricavati dall'errore statico di trasmissione si evince come la rigidezza media dell'ingranamento aumenti all'aumentare della coppia appliacata, e ciò si evince anche dai dati sperimentali, sia nel caso di singolo che di doppio contatto, infatti dalle risposte in frequenza il picco di risonanza a 270 Hz si sposta a frequenze maggiori all'aumentare della coppia e questo implica che la rigidezza dell'ingranamento sta aumentando.

Anche nel caso di singolo contatto si è svolta un'analisi modale per verificare che alla frequenza di 270 Hz vi sia un modo non cinematico ed il risultato è riportato di seguito.

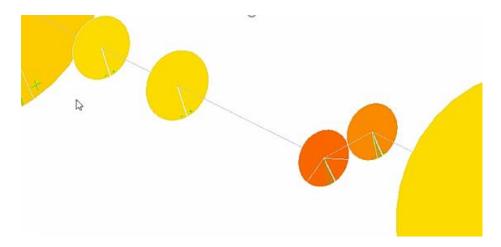


Figura 44 Modo di vibrare non cinematico delle ruote a 270 Hz

In definitiva dai dati sperimentali si evince una differenza nella frequenza di risonanza nella configurazione di singolo contatto tra le prove sperimentali e il modello, di circa 30 Hz.

7. CONCLUSIONI

In conclusione dal confronto fra i dati ottenuti dalle prove sperimentali e i risultati ottenuti dal modello unidimensionale con la seconda configurazione del banco prova si ottiene una frequenza di risonanza dei denti a 360 Hz nel caso di doppio contatto e di 270 Hz nel caso di singolo contatto.

La variazione di quasi cento Hertz nella frequenza di risonanza dell'ingranamento tra il singolo e il doppio contatto è dovuto principalmente alla diminuzione della rigidezza equivalente di contatto nel caso di un singolo dente in presa di quasi due ordini di grandezza. Tale fenomeno è tenuto conto nel modello dalla valutazione dell'errore di trasmissione statico delle due ruote ingrananti.

Dai risultati finali si evince che la modifica della coppia statica trasmessa dalle ruote incide sulla rigidezza dell'ingranamento, essa diminuisce con la coppia ma in modo meno marcato come nel passaggio da doppio a singolo contatto.

Importante per lo studio della rigidezza mediante le prove dinamiche è stato il passaggio dalla configurazione iniziale del banco prova alla seconda in cui si utilizzano entrambi i set di pesi laterali e l'utilizzo dei blocchi pneumatici, in modo da mantenere l'inerzia del sistema costante durante tutte le prove effettuate e quindi poter legare direttamente la variazione delle frequenze di risonanza alla variazione di rigidezza dell'ingranamento.

Il sistema studiato inoltre è molto complesso e infatti presenta un numero elevato di frequenze naturali di struttura anche a basse frequenze. Per cercare di traslare verso l'alto queste frequenze, in modo da non coprire in ampiezza la risonanza dei denti, si è cercato di irrigidire tutto il sistema. Per fare ciò dopo la prima campagna di prove sperimentali sono stati sostituiti i cavi con una fune completamente in acciaio inox, anima inclusa, e sono stati attivati i magneti montati sul supporto mobile.

Infine dall'analisi dei modi si comprende come nella risonanza dei denti non si arriva mai alla condizione di distacco dei denti, a causa dell'elevato smorzamento, ma i denti della ruota motrice o della condotta si inflettono nella direzione opposto a quella cinematica. Un passo successivo per lo studio della rigidezza dei denti in presa può essere l'aumento del numero di accelerometri utilizzati durante le prove sperimentali con la seconda

configurazione del banco, in modo da studiare anche i modi di vibrare ad esempio delle pulegge e dei giunti che collegano il torsiometro e come questi modi di vibrare influenzano l'ingranamento delle ruote.

8. CODICI MATLAB

Di seguito sono riportati i codici matlab realizzati per l'analisi matriciale del banco prova nelle due configurazioni di lavoro.

PRIMA CONFIGURAZIONE

```
%lato pignone
J2=0.0332; %inerzia da pignone a torsiometro Kg*m^2
J3=0.0373; %inerzia da torsiometro fino alla puleggia(esclusa) Kg*mm^2
%lato condotta
J1=0.0373; %Kg*m^2
rb1=0.041769; %m
rb2=41.769;
%raggio puleggia
rp=0.2; %m
Meq=(J2*J1)/(J2*rb1^2+J1*rb1^2);
%%
%%albero1 (lato condotta)
l1=0.65119; %m
D1=0.065; %m
E=2.1*10^11; %N/m^2
poisson=0.30;
G=(E/(2*(1+poisson)));
%G=190*10^9;
Jp1=(pi*D1^4)/32;
%rigidezza torsionale albero 1
kalbero1=[1 -1;-1 +1]*(G*Jp1/I1);
%matrice massa albero 1
Malbero1=[J1/2 0;0 J1/2];
%albero2 (da pignone a torsiometro)
12=0.440;
D2=0.070;
Jp2=(pi*D2^4)/32;
%rigidezza torsionale albero 2
kalbero2=[1 -1;-1 1]*(G*Jp2/l2);
%matrice massa albero 2
Malbero2=[J2/2 0;0 J2/2];
%%
%albero 3 (da torsiometro a puleggia motrice)
13=0.508;
D3=0.070;
%rigidezza torsionale albero 3
kalbero3=[1-1;-11]*(G*Jp2/I3);
%matrice massa albero 3
Malbero3=[J3/2 0;0 J3/2];
%%
%molla/rigidezza tra i denti
STE=(0.0272/180)*pi;
                        %radianti
```

```
C=79;
           %Nm
k=C/(STE*rb1^2);
kdenti=k*[1-1;-11];
%rigidezza giunto (dov'è il torsiometro)
kg=10^8;
kgiunto=kg*[1-1;-11];
% %spostamenti
% teta=linspace(1,8,8);
% %forze
% forze=linspace(1,8,8);
Kv1=15000000; %N/m, rigidezza cavo che collega puleggia condotta al parcanco
Kv2=25000; %N/m, rigidezza cavo che collega puleggia motrice ai pesi
%%
%ASSEMBLAGGIO matrice di rigidezza
K=zeros(14);
K(1,1)=kalbero1(1,1);
K(1,3)=kalbero1(1,2);
K(3,1)=kalbero1(1,2);
K(3,3)=kalbero1(1,1);
K(2,2)=Kv1;
K(5,5)=kalbero2(1,1);
K(5,7)=kalbero2(1,2);
K(7,5)=kalbero2(1,2);
K(7,7)=kalbero2(1,1);
K(4,4)=kdenti(1,1);
K(4,6)=kdenti(1,2);
K(6,4)=kdenti(1,2);
K(6,6)=kdenti(1,1);
K(7,7)=K(7,7)+kgiunto(1,1);
K(7,8)=kgiunto(1,2);
K(8,7)=kgiunto(2,1);
K(8,8)=kgiunto(2,2)+kalbero3(1,1);
K(8,9)=kalbero3(1,2);
K(9,8)=kalbero3(2,1);
K(9,9)=kalbero3(2,2);
K(10,10)=Kv2;
K(11,1)=1;
K(11,2)=-1/rp;
K(12,3)=1;
K(12,4)=-1/rb1;
K(13,5)=1;
K(13,6)=1/rb1;
K(14,9)=1;
K(14,10)=-1/rp;
K(1,11)=1;
K(2,11)=-1/rp;
K(3,12)=1;
K(4,12)=-1/rb1;
K(5,13)=1;
K(6,13)=1/rb1;
K(9,14)=1;
```

```
K(10,14)=-1/rp;
f=zeros(14,1);
f(7,1)=100;
sp=K\f;
%%
%si applica guyan solo alla matrice di rigidezza, con gradi master solo gradi
%libertà torsionali
master=[1 3 5 7 8 9];
Km=K(master,master);
slave=[2 4 6 10 11 12 13 14];
Ks=K(slave,slave);
Ksm=K(slave,master);
Kms=K(master,slave);
Kr=Km-Kms*inv(Ks)*Ksm;
%%
%matrice di massa
M=zeros(6);
M(1,1)=J1/2;
M(2,2)=J1/2;
M(3,3)=J2/2;
M(4,4)=J2/2;
M(5,5)=J3/2;
M(6,6)=J3/2+50*0.2^2; %si aggiunge l'inerzia dovuta ai pesi
%calcolo autovalori e autovettori
[C,D]=eig(Kr,M);
autovalori=diag(D);
%matrice C sono gli autovettori
frequenze=sqrt(autovalori)/(2*pi);
SECONDA CONFIGURAZIONE
E' stato inserito solo la parte di codice che cambia rispetto alla prima configurazione.
Kv1=125000; %N/m, rigidezza cavo che collega puleggia condotta ai pesi
Kv2=125000; %N/m, rigidezza cavo che collega puleggia condotta ai pesi
%%
%ASSEMBLAGGIO matrice di rigidezza
K=zeros(14);
K(1,1)=kalbero1(1,1);
K(1,3)=kalbero1(1,2);
K(3,1)=kalbero1(1,2);
K(3,3)=kalbero1(1,1);
K(2,2)=Kv1;
K(5,5)=kalbero2(1,1);
K(5,7)=kalbero2(1,2);
K(7,5)=kalbero2(1,2);
K(7,7)=kalbero2(1,1);
K(4,4)=kdenti(1,1);
K(4,6)=kdenti(1,2);
K(6,4)=kdenti(1,2);
K(6,6)=kdenti(1,1);
K(7,7)=K(7,7)+kgiunto(1,1);
K(7,8)=kgiunto(1,2);
```

```
K(8,7)=kgiunto(2,1);
K(8,8)=kgiunto(2,2)+kalbero3(1,1);
K(8,9)=kalbero3(1,2);
K(9,8)=kalbero3(2,1);
K(9,9)=kalbero3(2,2);
K(10,10)=Kv2;
K(11,1)=1;
K(11,2)=-1/rp;
K(12,3)=1;
K(12,4)=-1/rb1;
K(13,5)=1;
K(13,6)=1/rb1;
K(14,9)=1;
K(14,10)=-1/rp;
K(1,11)=1;
K(2,11)=-1/rp;
K(3,12)=1;
K(4,12)=-1/rb1;
K(5,13)=1;
K(6,13)=1/rb1;
K(9,14)=1;
K(10,14)=-1/rp;
f=zeros(14,1);
f(7,1)=100;
sp=K\f;
%%
%si applica guyan solo alla matrice di rigidezza, con gradi master solo gradi
%libertà torsionali
master=[1 3 5 7 8 9];
Km=K(master,master);
slave=[2 4 6 10 11 12 13 14];
Ks=K(slave,slave);
Ksm=K(slave,master);
Kms=K(master,slave);
Kr=Km-Kms*inv(Ks)*Ksm;
%%
%matrice di massa
M=zeros(6);
M(1,1)=J1/2;
M(2,2)=J1/2;
M(3,3)=J2/2;
M(4,4)=J2/2;
M(5,5)=J3/2;
M(6,6)=J3/2;
%calcolo autovalori e autovettori
[C,D]=eig(Kr,M);
autovalori=diag(D);
%matrice C sono gli autovettori
frequenze=sqrt(autovalori)/(2*pi);
```

Di seguiti è riportato il codice per elaborare i segnali provenienti dagli encoder ed ottenere gli spostamenti angolari delle due ruote in funzione della frequenza.

```
%% %%%%%%%%%%%% lettura csv da encoder
file='50-2000Hz-1_5Hzalsec_2';
home=cd;
cd('D:\Shaker\28Giugno')
% [segnale]=xlsread('prova0.csv','E:E');
T = readtable([file,'.csv'],'Range','G:G');
Ti = table2array(T);
segnale=zeros(length(Ti),1);
for i=1:length(Ti)
 segnale(i,1)=str2double(strrep(Ti{i},',','.'));
[tim]=xlsread([file,'.csv'],'K17:K20');
dt=(tim(end)-tim(1))*10^-6;
cd(home)
%% %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
pin=segnale(1:2:end);
gea=segnale(2:2:end);
plot(pin);
%parte del codice per tagliare l'overload
% pinit1=15;
% pfin1=1817120;
% pinit2=1822002;
% pfin2=2052860;
% pinion1=pin(pinit1:pfin1);
% pinion2=pin(pinit2:pfin2);
% pinion=vertcat(pinion1,pinion2);
% gear1=gea(pinit1:pfin1);
% gear2=gea(pinit2:pfin2);
% gear=vertcat(gear1,gear2);
pinit=15;
pfin=2191250;
pinion=pin(pinit:pfin);
gear=gea(pinit:pfin);
pinion=pin(pinit:pfin);
gear=gea(pinit:pfin);
pin_rad=unwrap(pinion*pi/180);
gea_rad=unwrap(gear*pi/180);
ste=(pin rad-gea rad)*180/pi;
Time=dt:dt:length(dte)*dt;
Fin=50;
Ffin=2000;
Freq=linspace(Fin,Ffin,length(Time));
figure; hold on,
plot(Freq,pinion-pinion(1),':b','LineWidth',1,'DisplayName','Pinion signal');
plot(Freq,gear-gear(1),':r','LineWidth',1,'DisplayName','Gear signal');
title('Original encoder signal'),
legend show;
ylabel('Displacement [°]'),
xlabel('[Hz]')
```

9. BIBLIOGRAFIA

- [1] M. Benatar, M. Handshuh, A. Kahraman, D. Talbot: Static and Dynamic transmission error measurements of helical gear pairs with various tooth modifications.
- [2] C. Rosso, T. Maggi, C. Mercellini, F. Bruzzone: Test bench for static transmission error evaluation in gears.
- [3] P. Velex, S. Baud: Static and dynamic tooth loading in spur and helical geared systemexperiments and modal validation.
- [4] Fred B. Oswald, Hsiang Hsi Iin, Irebert R. Delgado, Dynamic analysis of spur gear transmissions (DANST), NASA Lewis Research Center Cleveland, Ohio 44135-3191 and Vehicle Propulsion Directorate U.S. Army Research Laboratory Cleveland, Ohio 44135-3191.