

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in INGEGNERIA MECCANICA

Tesi di Laurea Magistrale

Indagini numerico sperimentali sul comportamento dinamico di una linea di
trasmissione di un veicolo commerciale leggero



Relatori:
Prof. Aurelio Soma'
Ing. Nicolo' Zampieri

Candidato:
Marco Di Pietro

Tutor Aziendale:
Ing. Vittorio Dal Col

Anno Accademico 2018/2019

INDICE

Introduzione	3
1. Alberi di trasmissione con giunti cardanici	4
1.1 Descrizione sistema driveline (caratteristiche e componenti)	4
1.2 Cenni sui giunti cardanici	9
1.3 Criteri di verifica analitici tradizionali	11
1.4 Studio analitico delle vibrazioni	14
2. Modello Adams CAR/DRIVELINE	23
2.1 Caratteristiche, elementi e criteri di modellazione	23
2.2 Calcolo analitico rigidità supporto	29
2.3 Campi di funzionamento veicolo e motore	32
2.4 Analisi preliminari su modello semplificato (due tronchi)	36
3. Analisi del fenomeno delle vibrazioni su trasmissione a due tronchi	37
3.1 Analisi statica con angoli di prova statico - vuoto	38
3.2 Influenza parametri di funzionamento su fenomeni vibratorii	39
3.2.1 Analisi velocità alta e coppie variabili	39
3.2.2 Analisi velocità variabile e coppia alta	41
3.2.3 Analisi a giri motore e coppia variabili	43
3.2.4 Analisi confronto angoli variabili	46
3.3 Conclusioni sui fenomeni vibratorii	48
4. Analisi trasmissione in due tronchi	50
4.1 Abbattimento risonanza nelle zone interessate	50
4.2 Analisi modale	58
4.3 Analisi casi più probabili e punti di funzionamento	59
4.4 Analisi sui tre punti di funzionamento caratteristici del veicolo (angoli fissi)	60
4.5 Analisi sui tre punti di funzionamento caratteristici del veicolo (angoli da dati sperimentali)	62
4.6 Analisi influenza dei parametri di progetto (due tronchi - tre cardani)	64
4.6.1 Analisi report e prove precedenti	64

	2
4.6.2 Analisi influenza della quota supporto sul sistema	64
4.6.3 Analisi influenza dell'angolo ingresso ponte τ sul sistema	67
4.6.4 Analisi influenza dello sfasamento di 90° tra giunti cardanici	70
4.6.5 Analisi influenza dello sfasamento fine tra giunti cardanici (passo 15°)	73
4.7 Analisi influenza dei parametri di progetto (due tronchi - due cardani + rubber joint)	79
4.7.1 Impostazione caratteristica del rubber joint	79
4.7.2 Prove generali prima e sesta marcia	80
4.7.3 Analisi influenza della quota supporto sul sistema	81
4.7.4 Analisi influenza dell'angolo ingresso ponte τ sul sistema	83
4.7.5 Analisi della fase relativa tra giunti cardanici di 90°	85
4.7.6 Analisi della fase relativa tra giunti cardanici di 5°	86
4.8 Conclusioni su sistema a due tronchi	89
5. Analisi trasmissione in tre tronchi	102
5.1 Correzione modello	102
5.2 Validazione modello con prove sperimentali	103
5.3 Analisi modale	108
5.4 Prove in prima e sesta marcia	111
5.5 Ottimizzazione della quota dei supporti S1 e S2	111
5.6 Ottimizzazione dell'angolo τ	113
5.7 Ottimizzazione della fasatura dei giunti cardanici	115
5.8 Ottimizzazione della fasatura dei giunti cardanici (infittimento)	120
5.9 Confronto con input sperimentali prima e dopo l'ottimizzazione	122
5.10 Conclusioni su sistema a tre tronchi	123
6. Analisi vibrazioni alberi di trasmissione in tre tronchi (quattro giunti)	131
6.1 Ottimizzazione fasatura	131
6.2 Confronto prove prima e sesta con configurazione con rubber joint	132
Conclusioni	134

Introduzione

L'elaborato si propone di definire una metodologia di progettazione di alberi di trasmissione di un veicolo commerciale leggero nelle più significative condizioni di funzionamento, con lo scopo di ottimizzare i parametri di progetto per ridurre le sollecitazioni causate dalle eccitazioni vibrazionali.

Il veicolo in questione è un IVECO Daily del tipo cabinato, ovvero con il corpo cabina separato dal cassone, atto al trasporto merci.

Le analisi NVH (Noise Vibration Harshness) sono state condotte tramite l'ausilio di un software multibody. Nello specifico, si sono analizzati gli effetti dei dati di input, tra cui angoli di lavoro, fasatura dei giunti cardanici e altri sulla risposta del sistema, con lo scopo di proporre una metodologia di ottimizzazione sui parametri, in modo che le eccitazioni vibrazionali degli alberi di trasmissione siano entro le soglie di accettabilità.

Nella prima parte sarà fatta una trattazione analitica distinguendo tre differenti categorie di sollecitazioni, ognuna con effetti e caratteristiche peculiari; esistono infatti eccitazioni torsionali, eccitazioni d'inerzia e coppie secondarie. Dopo la trattazione analitica si è cercata una correlazione pratica, tenendo conto delle variazioni dei parametri di input, su un sistema semplificato di driveline.

Nella seconda parte dell'elaborato sono state individuate le condizioni di funzionamento del veicolo più significative da simulare; in tali condizioni sono state studiate le caratteristiche vibrazionali di due tipologie di driveline: sistema a due tronchi e sistema a tre tronchi. In merito al sistema a due tronchi ci si è occupati dello studio sull'influenza dei parametri di progetto e, a seguire, della definizione della metodologia di ottimizzazione, tenendo in conto dati e input plausibili. Riguardo al sistema a tre tronchi si è svolto uno studio di validazione del modello tramite dati sperimentali, uno studio della risposta del sistema ed un processo di ottimizzazione sui parametri di progetto che porterà alla riduzione delle sollecitazioni causate dai fenomeni vibrazionali. Al termine di queste indagini si è trovato un riscontro tra risultati delle simulazioni e trattazione analitica, è stata ottenuta una correlazione precisa tra parametri di progetto ed eccitazioni vibrazionali, sono state analizzate le interazioni tra i vari componenti della driveline ed è stata impostata la procedura di ottimizzazione del sistema. Tramite l'applicazione di tutti i risultati ottenuti si è ottimizzato un sistema reale proponendo una soluzione migliorativa rispetto a quella di partenza.

1. Alberi di trasmissione con giunti cardanici

1.1 Descrizione sistema driveline (caratteristiche e componenti)

Sui veicoli commerciali ed industriali con motore anteriore e trazione posteriore i componenti della driveline¹ necessari a trasferire la potenza del motore alle ruote sono generalmente il cambio di velocità, l'albero di trasmissione, la coppia conica, il differenziale, i semiassi e i relativi giunti di collegamento.

In tali veicoli la coppia conica, il differenziale e i semiassi sono normalmente inglobati in un asse rigido (live axle) sul quale sono assemblate le ruote e che costituisce uno degli elementi fondamentali della sospensione posteriore.

L'albero di trasmissione deve svolgere quattro funzioni fondamentali:

- trasmissione di coppia: garantire la trasmissione del moto ad una certa coppia dal motopropulsore (cioè dal gruppo motore-cambio) all'asse posteriore;
- capacità rotazionali: poter ruotare alla velocità definita dal regime di rotazione del motore e dal rapporto cambio inserito;
- flessibilità angolare: poiché nella quasi totalità dei casi gli elementi collegati non sono allineati e inoltre hanno una posizione e un orientamento relativo variabile nel tempo, l'albero di trasmissione è dotato di giunti che consentono di trasmettere il moto del motopropulsore anche in tali situazioni;
- flessibilità in lunghezza: nel caso di sospensione posteriore a "ponte rigido" la corsa di tale sospensione, con variazioni di geometria dovute ad asperità sulla strada o a effetti dinamici del veicolo, comporta generalmente una variazione della distanza tra cambio e ponte stesso, per cui è necessario che l'albero di trasmissione sia in grado di adeguarsi delle variazioni di lunghezza per poter continuare a trasmettere il moto in ogni condizione lavorativa.

Nel caso dell'IVECO Daily gli alberi di trasmissione sono costituiti dai seguenti elementi:

- due o più tronchi di albero;
- tre o più giunti cardanici;
- uno o più supporti albero;
- uno scanalato scorrevole sull'ultimo tronco di albero;
- in alcune versioni della gamma Daily il giunto cardanico all'uscita del cambio è sostituito da un giunto in gomma.

Uno schema di una driveline con albero di trasmissione in due tronchi è rappresentato in Figura 1.1-1.

¹ Per un approfondimento sulle driveline, in generale, si rimanda a *Universal joint and driveshaft design manual* (=SAE AE-07), Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1981, pp. 13-29.

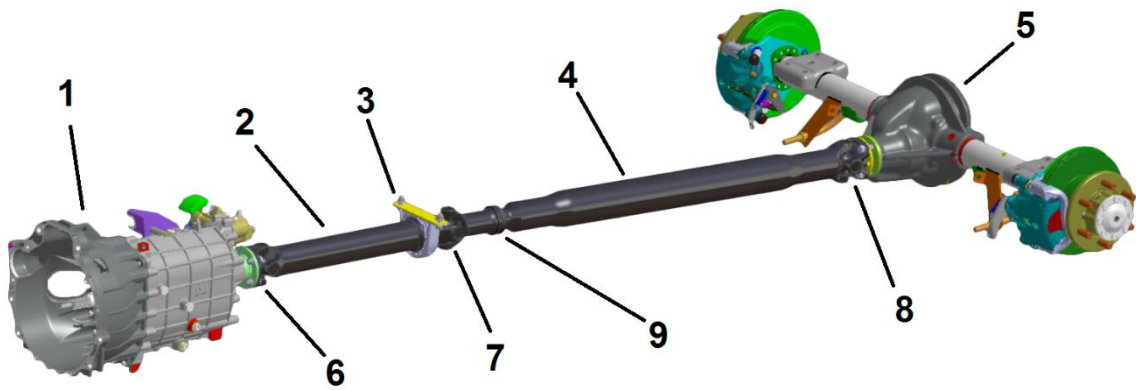


Figura 1.1-1: CAD driveline - 2 tronchi

In particolare, si hanno:

1. cambio;
2. primo tronco albero di trasmissione;
3. supporto elastico;
4. secondo tronco albero di trasmissione;
5. gruppo ponte;
6. giunto cardanico 1;
7. giunto cardanico 2;
8. giunto cardanico 3;
9. scanalato scorrevole.

Per la maggior parte delle configurazioni l'assieme di alberi, cardani e supporti viene fornito già assemblato dal produttore.

Un disegno costruttivo più preciso dell'assieme alberi + cardani + supporto è rappresentato in Figura 1.1-2:

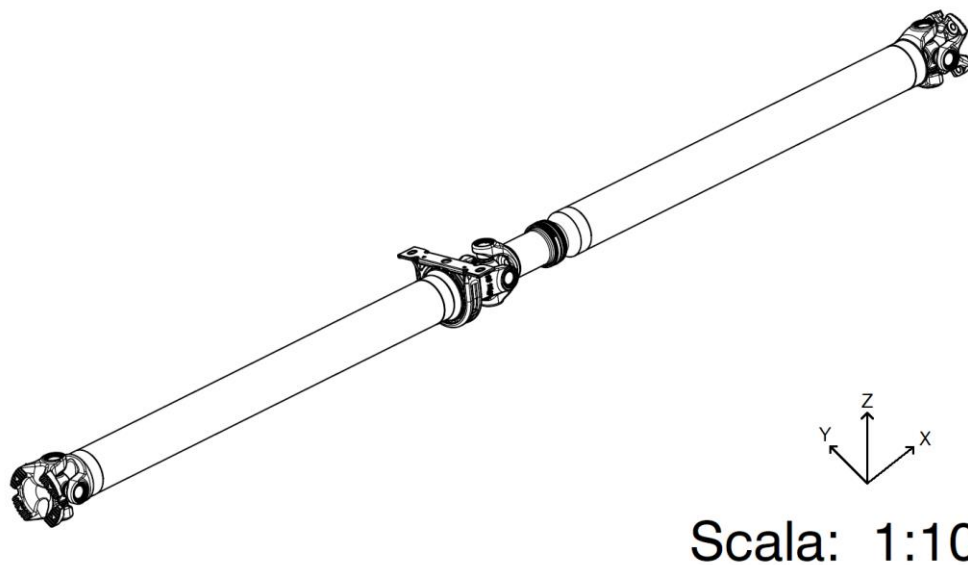


Figura 1.1-2: Disegno assieme alberi, cardani, supporto

Dalla figura si può notare come il supporto sia vincolato in prossimità del secondo giunto cardanico. All'altra estremità del secondo cardano è presente invece lo scorrevole.

Analizzando più nel dettaglio il supporto, esso è costituito da:

- anello interno, su cui è montato un cuscinetto radiale generalmente a sfere;
- parte in gomma;
- gabbia esterna;

L'anello interno del cuscinetto è montato sull'albero e ruota solidalmente con esso. La parte in gomma è direttamente galvanizzata all'anello interno da un lato, ed è serrata dall'altro da una gabbia esterna che a sua volta è fissata al telaio tramite collegamento bullonato. Tra supporto e telaio possono essere interposti dei distanziali metallici per modificare la geometria del sistema. Uno schema del supporto è rappresentato in Figura 1.1-3.

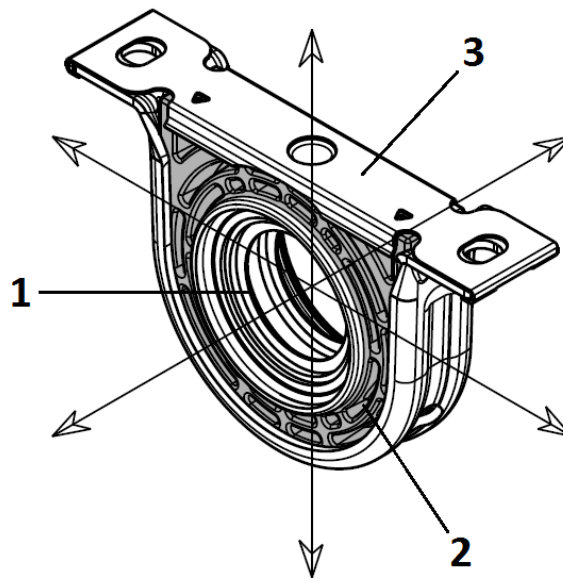


Figura 1.1-3: Schema supporto elastico

Nel quale:

1. anello interno;
2. parte in gomma;
3. gabbia esterna.

I fori praticati nella parte in gomma hanno la funzione di modificare la rigidità del supporto; possono essere così ottenute anche rigidità differenti nelle direzioni trasversale e verticale.

Il sistema può essere composto da due o più tronchi; in particolare si hanno configurazioni a due, tre e quattro tronchi. Nelle versioni con cambio automatico e alcune con cambio manuale, il primo cardano, all'uscita cambio, viene sostituito da un rubber joint.

Il rubber joint è un giunto elastico di tipo omocinetico. Per le varie configurazioni di Daily sono utilizzate tre tipologie principali:

- 6 fori, $\varnothing 110 \text{ mm}$;
- 6 fori, $\varnothing 105 \text{ mm}$;
- 8 fori, $\varnothing 120 \text{ mm}$.

Quello di nostro interesse, montato sul sistema a cambio manuale con tre alberi, è il rubber joint con 8 fori. In Figura 1.1-4 e Figura 1.1-5 è raffigurato il disegno costruttivo del giunto e un'immagine rappresentativa.

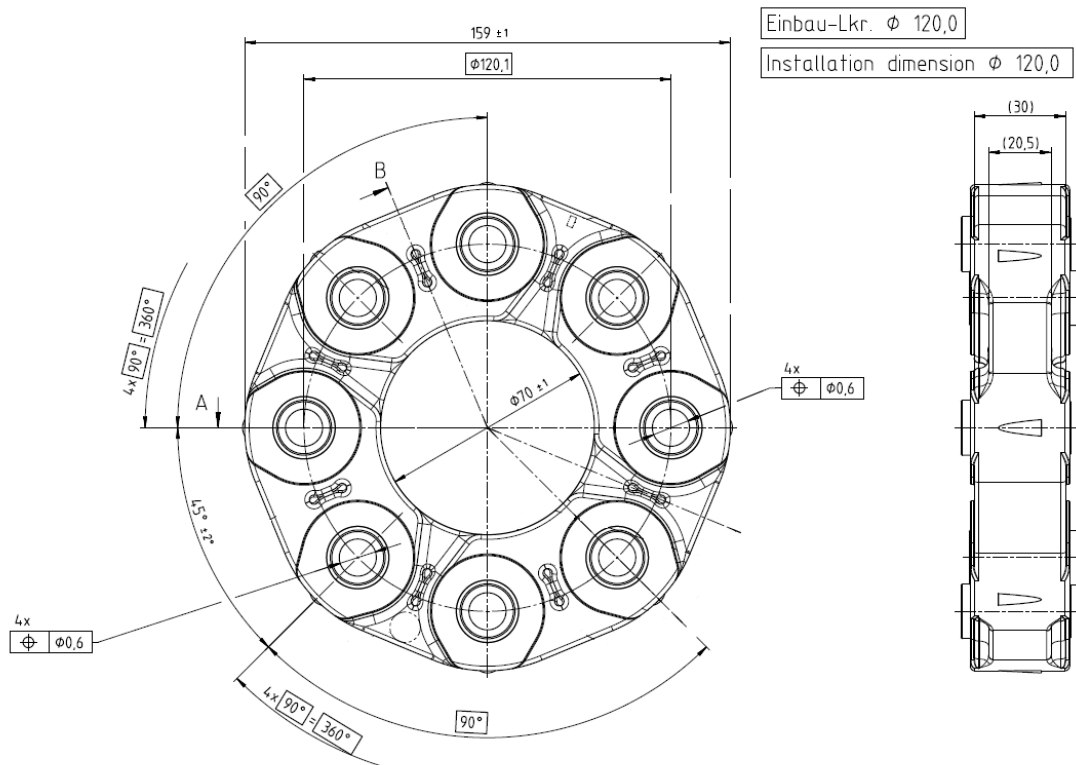


Figura 1.1-4: Rubber joint - Disegno costruttivo



Figura 1.1-5: Rubber joint

Degli otto fori, quattro vengono utilizzati per fissare il giunto al cambio, i rimanenti invece assicurano il fissaggio all'albero.

Il giunto è costituito da una serie di elementi con interposti materiali in elastomero che assorbono forze e coppie, assicurando comunque la trasmissione della coppia anche in presenza di flessioni angolari e disallineamenti. Il moto è trasmesso dalle fibre avvolte su una coppia di boccole e, per come sono state disposte, lavorano esclusivamente a trazione. In questo modo sono permessi piccoli movimenti a torsione, flessione e lungo l'asse.

Questo tipo di giunto è teoricamente omocinetico, ovvero la velocità di rotazione dell'albero motore è uguale a quella dell'albero condotto. Tuttavia, questa condizione è rigorosamente vera solo nel caso in cui gli alberi lavorino ad angolo relativo nullo e con coppia trasmessa nulla. Nella realtà, a causa di piccoli disallineamenti tra gli assi di trasmissione, il comportamento del giunto diverge dal funzionamento teorico. Per assicurare durate dell'ordine di 300000 km, è necessario mantenere l'angolo relativo tra i due alberi al di sotto di 1° .

L'oscillazione di velocità è stata verificata nel modello: in Figura 1.1-6 è possibile vedere l'andamento della velocità angolare del primo albero per una prova condotta in prima marcia su una configurazione di driveline a due tronchi, con rubber joint all'uscita cambio. In particolare, si notano due frequenze di oscillazione, una a 10Hz ed una a 20Hz. In Figura 1.1-7 è rappresentata l'elaborazione FFT (Fast Fourier Transform) del grafico di Figura 1.1-6 (la curva iniziale è stata traslata sullo zero per poter visualizzare solo le armoniche principali con l'FFT).

Da un'analisi dei risultati si è visto che l'oscillazione a 20Hz è causata dai giunti cardanici successivi (essi, infatti, trasmettono le sollecitazioni a una frequenza doppia di quella di rotazione dell'albero). Le piccole oscillazioni di velocità del rubber joint, pertanto, sono causate dall'angolo di flessione dovuto alla geometria e dalle sollecitazioni derivanti dai giunti cardanici.

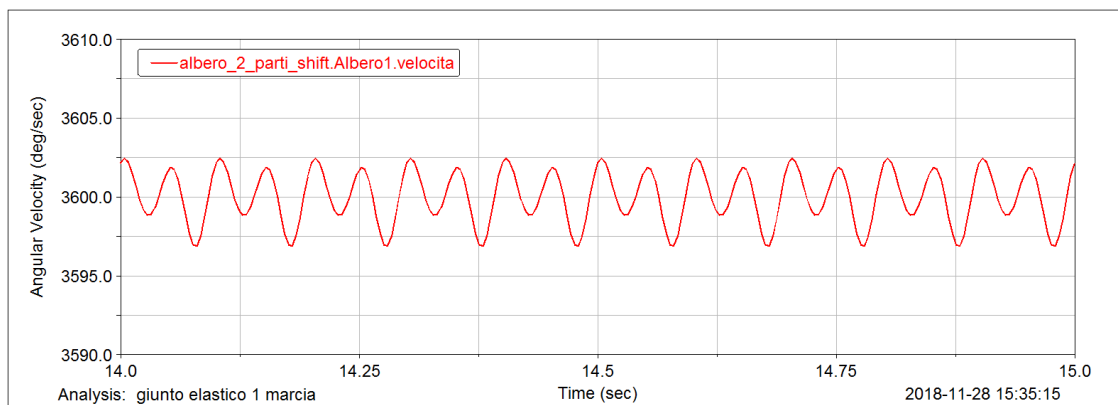


Figura 1.1-6: Oscillazioni di velocità angolare - Rubber joint

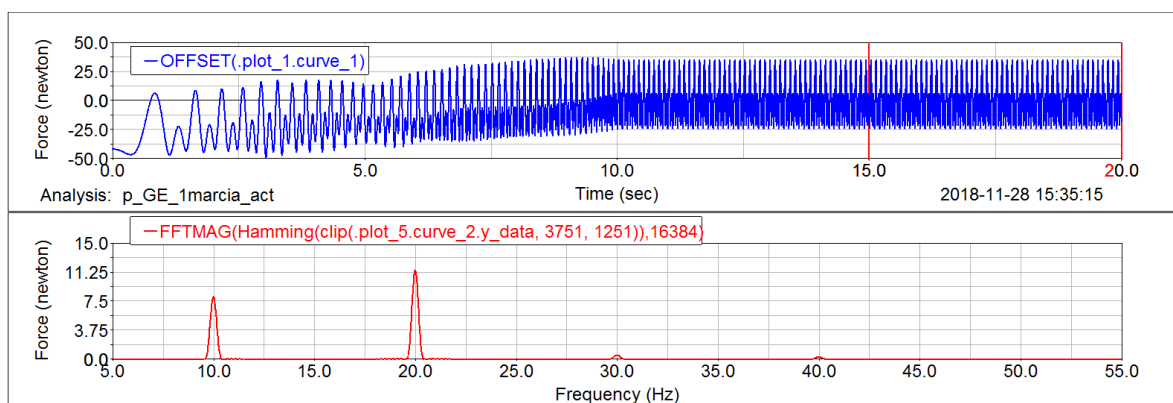


Figura 1.1-7: FFT velocità angolare primo albero - Rubber joint

1.2 Cenni sui giunti cardanici

Il giunto cardanico² è un quadrilatero articolato spaziale. Esso permette di trasmettere coppia o velocità angolare, tra due alberi in rotazione, con angolo fisso o variabile di intersezione degli assi dei due alberi. È costituito da due forcelle collegate a uno stesso membro, ognuna su un lato e ruotate di 90° rispettivamente. Questo elemento centrale, spesso a forma di croce, è detto crociera.

Un esempio di giunto cardanico è visibile in Figura 1.2-1.



Figura 1.2-1: Giunto cardanico

Il rapporto di trasmissione istantaneo, cioè il rapporto tra le velocità angolari dell'albero motore e dell'albero condotto, è dato dalla formula:

$$\tau = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos(\theta)}{1 - \cos^2(\beta_1) \cdot \sin^2(\theta)}$$

Dove:

ω_1 = velocità angolare dell'albero motore;

ω_2 = velocità angolare dell'albero condotto;

θ = angolo relativo tra gli assi degli alberi;

β_1 = angolo relativo di posizione.

² SAE AE-07, pp. 39-74.

Il giunto cardanico non è omocinetico, ossia la velocità angolare istantanea dell'albero condotto non è costante durante una rotazione completa ma è funzione dell'angolo θ . Le velocità di rotazione medie, invece, sono uguali.

In Figura 1.2-2 è rappresentato il tipico andamento del rapporto tra velocità angolare dell'albero motore e velocità angolare dell'albero condotto in funzione dell'angolo relativo tra gli assi degli alberi. Per angoli relativi di 60° il rapporto delle velocità oscilla tra il valore 0,5 e 2.

Utilizzando due giunti cardanici in serie tra loro con lo stesso angolo θ si può ottenere una trasmissione omocinetica.

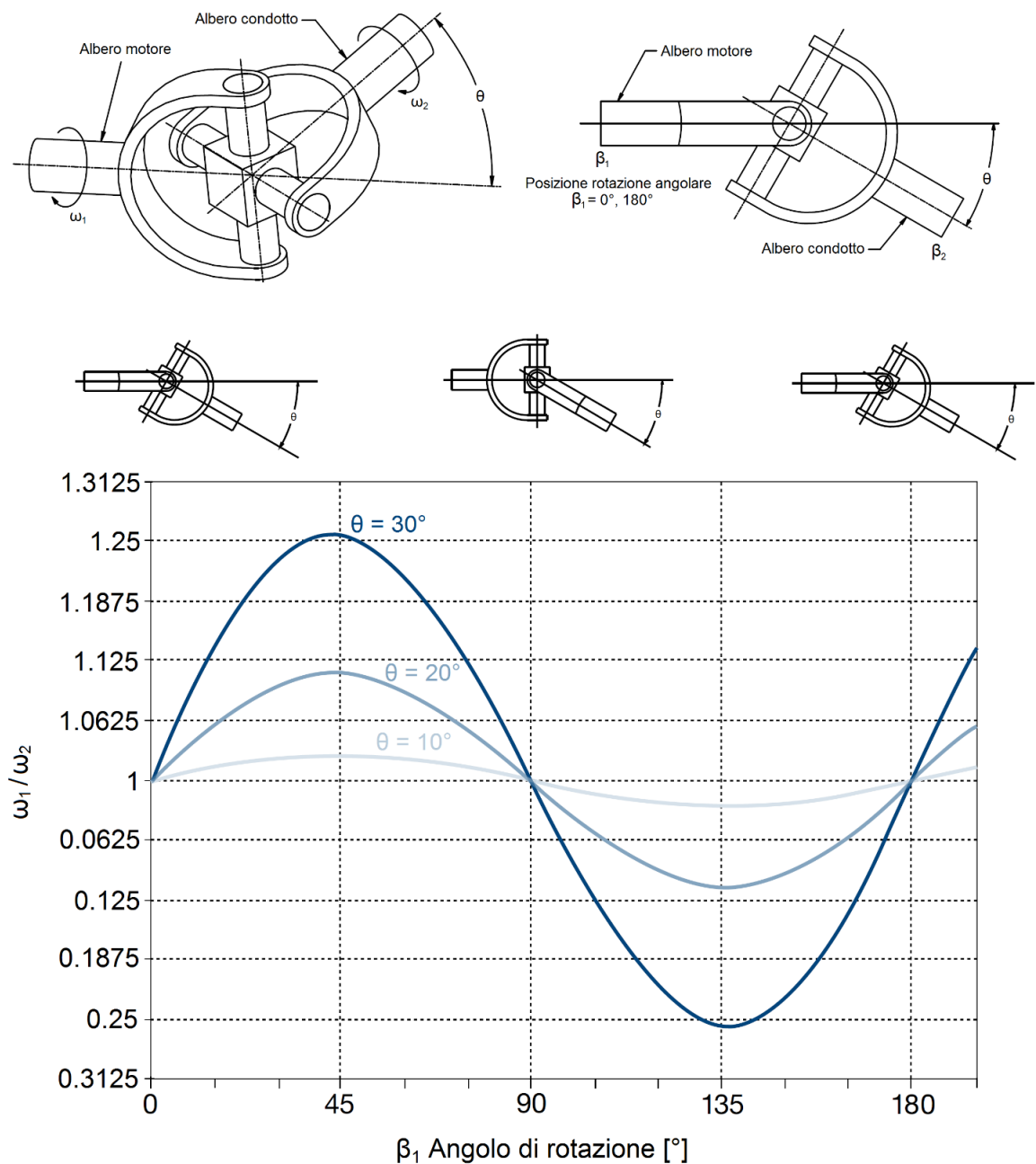


Figura 1.2-2: Cinematica giunto cardanico

1.3 Criteri di verifica analitici tradizionali

Nella progettazione di una driveline, la procedura comune di verifica prevede il calcolo analitico di alcuni parametri. A tale scopo è stato sviluppato un programma Excel dove possono essere inseriti i dati di progetto in input per ottenere, dopo calcoli analitici, i valori dei parametri di verifica. I dati di progetto di cui tener conto e da inserire nel programma sono:

- curve di coppia/potenza motore;
- rapporti cambio;
- giri massimi dell'albero motore;
- massa totale a terra;
- massa totale a terra + rimorchio;
- rapporti del ponte disponibili;
- raggio sotto carico statico degli pneumatici;
- coefficiente di aderenza degli pneumatici;
- coppia di aderenza degli pneumatici.

Noti questi dati, essi vengono inseriti nel programma per eseguire una verifica del dimensionamento e della corretta installazione dell'albero di trasmissione.

Il programma esamina e monitora alcune grandezze fondamentali:

- angolarità risultante (β_{ris});
- indice $\beta \times N$;
- giri critici;
- guardia dell'albero scorrevole a lunghezza minima e massima.

Angolarità risultante

L'angolarità risultante rappresenta la differenza angolare tra ingresso nella trasmissione e uscita al ponte. Si calcola come la radice quadrata della somma dei quadrati delle differenze angolari parziali nei vari tratti secondo la formula seguente:

$$\beta_{ris} = \sum \sqrt{(\beta_1 - \alpha_1)^2 \pm (\beta_2 - \alpha_2)^2 \pm \dots \pm (\beta_n - \alpha_n)^2}$$

β e α rappresentano rispettivamente l'angolo assoluto degli assi degli alberi nei due piani XZ e XY.

Il segno è legato alla fasatura tra le crociere: positivo se in fase, negativo se in controfase. Questo parametro dà un'informazione generale sul disallineamento della linea di trasmissione. Maggiore è l'angolarità risultante, più il moto trasmesso è disuniforme.

Indice $\beta \times N$

L'indice $\beta \times N$ rappresenta il prodotto della massima differenza angolare presente tra due tronchi consecutivi per il massimo numero di giri della trasmissione.

Per quanto riguarda i criteri di valutazione, β_{ris} deve essere inferiore a 3° . Inoltre, gli angoli parziali (joint deflection angles " $\beta_i - \alpha_i$ ") devono essere compresi tra $0,5^\circ$ e $3,5^\circ$ in

caso di giunto cardanico, tra 0° e 1° in caso di giunto elastico (più si è vicini a 0° migliori sono i risultati).

L'indice $\beta x N$ deve essere inferiore a un valore soglia fornito dal costruttore degli alberi (normalmente compreso tra 20000 e 30000).

In sede di calcolo, al fine di ottenere il conseguimento dei suddetti targets, si interviene variando la quota z dei supporti sveglia, in modo da far variare opportunamente le differenze angolari tra i vari tronchi della trasmissione. Qualora ciò non dovesse risultare sufficiente, si prova ad aumentare il numero degli alberi della trasmissione oppure a modificare la lunghezza di quei tronchi che generano delle condizioni di criticità.

Giri critici

I giri critici³ devono risultare sempre superiori ai giri albero a limitatore; vengono calcolati per ciascun tronco di trasmissione, prendendo in considerazione il valore più basso. I giri critici che rendono massima la deformazione a flessione dell'albero valgono:

$$N_c = \frac{30 \cdot m^2 \cdot \pi}{l_a} \cdot K \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot A}}$$

Dove:

E = modulo di elasticità del materiale costituente;

ρ = densità del materiale costituente;

A = sezione del tronco esaminato;

l_a = lunghezza del tronco esaminato;

K = coefficiente di sicurezza (0,67 ÷ 0,8);

I = momento d'inerzia della sezione;

m = n° ordine del modo di vibrare (1, 2, ..., n).

In alternativa può essere utilizzata la seguente formula semplificata:

$$N_c = \frac{1}{\left(\frac{l_a}{1000}\right)} \cdot K_a$$

Dove:

K_a = parametro proporzionale (in modo lineare) al diametro esterno ed interno del tronco d'albero in oggetto.

Dalla formula si deduce che più si accorcia il tronco di albero, maggiore sarà la sua velocità critica.

Per questo motivo si tende a suddividere la trasmissione in più tronchi. Esaminando K_a si può notare che aumentando il diametro, i giri critici crescono.

Infine, è fondamentale il monitoraggio delle lunghezze minime e massime del tratto scorrevole, per evitare sia lo sfilamento in trazione sia l'impuntamento in compressione; l'analisi viene eseguita relativamente a varie condizioni di esercizio.

³ SAE AE-07, pp. 267-275.

Le principali sono:

- frenatura a vuoto;
- statico a vuoto;
- spunto a vuoto;
- frenatura con carico massimo ammesso;
- statico con carico massimo ammesso;
- spunto con carico massimo ammesso;
- frenatura con carico dinamico;
- spunto con carico dinamico.

In Figura 1.3-1 viene mostrata la schermata riepilogativa del programma Excel, col prospetto dei parametri calcolati.

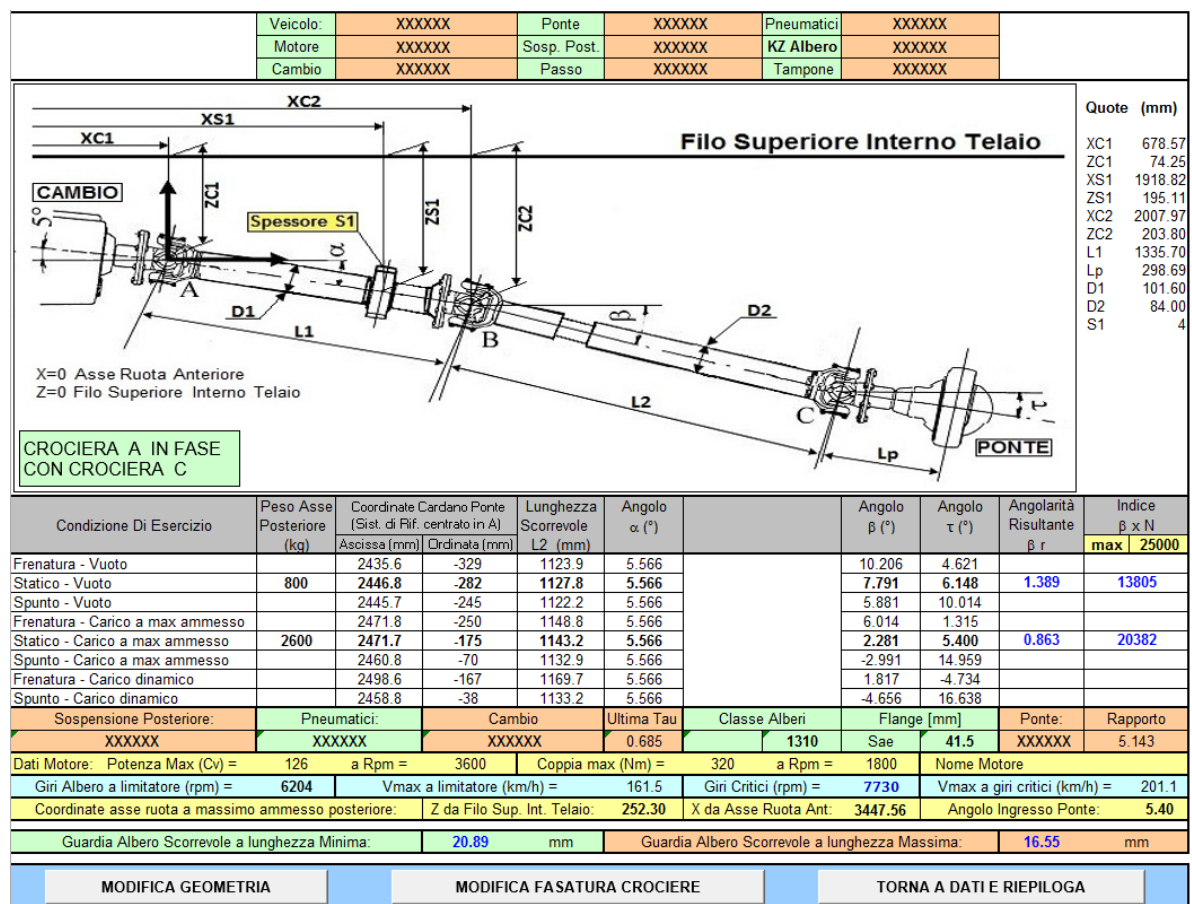


Figura 1.3-1: Programma Excel di verifica driveline

1.4 Studio analitico delle vibrazioni

La caratteristica rotazione angolare non uniforme del giunto cardano produce velocità e coppie fluttuanti che causano eccitazioni nell'albero di trasmissione e nei supporti annessi. Questo tipo di eccitazioni può essere generalmente classificato in tre differenti categorie di vibrazioni, ognuna delle quali ha i propri effetti e caratteristiche distintive.

I tre tipi di eccitazioni sono:

- eccitazioni torsionali;
- eccitazioni d'inerzia;
- coppie secondarie.

Eccitazioni torsionali⁴

La velocità non uniforme ottenuta quando un giunto cardano ruota a un determinato angolo produce delle vibrazioni torsionali. È necessario quindi determinare dei limiti di eccitazione torsionale massimi da considerare accettabili. Gli effetti di due o più giunti operanti in una driveline possono essere combinati ed espressi come un singolo angolo equivalente, chiamato angolo torsionale equivalente.

La formula per calcolare quest'angolo è descritta qui di seguito:

$$\theta_{res} \approx \sqrt{\theta_1^2 \mp \theta_2^2 \mp \theta_3^2}$$

	Phasing Arrangement	Residual Joint Angle (Torsional Equivalent Angle)
A. Parallel — Parallel	Parallel — Parallel	$\sqrt{\theta_1^2 - \theta_2^2 + \theta_3^2}$
B. Crossed — Parallel	Crossed — Parallel	$\sqrt{\theta_1^2 + \theta_2^2 - \theta_3^2}$
C. Parallel — Crossed	Parallel — Crossed	$\sqrt{\theta_1^2 - \theta_2^2 - \theta_3^2}$
D. Crossed — Crossed	Crossed — Crossed	$\sqrt{\theta_1^2 + \theta_2^2 + \theta_3^2}$

L'ampiezza delle vibrazioni torsionali vale (formula approssimata):

$$A \approx \frac{\theta^2}{4}$$

$$A_{res} \approx \frac{\theta_{res}^2}{4}$$

⁴ SAE AE-07, pp. 43-48.

Limiti delle eccitazioni torsionali⁵

L'ampiezza delle oscillazioni torsionali prodotta dai giunti cardanici dipende dalla velocità operativa degli alberi di trasmissione della driveline e dalle caratteristiche dei supporti degli alberi. Prove sperimentali hanno appurato che, mantenendo l'accelerazione angolare approssimativamente sotto i 400 rad/s^2 in ogni condizione operativa, gli alberi hanno dei comportamenti soddisfacenti. Questa condizione equivale a operare con un sistema che non superi un angolo (del singolo cardano) non superiore a 3° a una velocità di 3600 rpm.

Eccitazioni d'inerzia⁶

In una classica driveline con due giunti la porzione dell'albero di trasmissione tra i centri dei giunti ruota in modo non uniforme. L'effetto dell'inerzia di questo albero può essere significativa e limita, inoltre, l'entità dell'angolo massimo di rotazione dei giunti. La relazione tra coppia trasmessa, inerzia e accelerazione angolare è:

$$T = J \cdot \alpha = J \cdot \omega^2 \cdot r$$

Dove:

T = coppia generica trasmessa;

J = momento d'inerzia dell'albero;

α = accelerazione angolare dell'albero;

ω = velocità angolare dell'albero;

r = raggio medio dell'albero.

Riducendo l'angolo dei giunti si riesce a ottenere un comportamento dinamico migliore. Per analizzare meglio questo fenomeno si definisce l'angolo equivalente d'inerzia motore, che è l'angolo del primo giunto, mentre l'angolo equivalente d'inerzia condotto è rispettivamente l'angolo del secondo giunto. Considerando una driveline multigiunto come quella in Figura 1.4-1 possono essere definiti:

- l'angolo equivalente d'inerzia motore:

$$\theta_D = \sqrt{2\theta_1^2 - \theta_2^2}$$

- l'angolo equivalente d'inerzia condotto:

$$\theta_C = \sqrt{2\theta_3^2 - \theta_2^2}$$

Si può inoltre scrivere una relazione tra angoli equivalenti d'inerzia e angolo equivalente torsionale:

$$\theta_{res} \approx \sqrt{\theta_1^2 - \theta_2^2 + \theta_3^2}$$

⁵ SAE AE-07, pp. 19-20.

⁶ SAE AE-07, pp. 48-49.

$$\theta_D^2 - \theta_C^2 = 2\theta_{res}^2$$

Come per l'angolo torsionale equivalente, a seconda del caso, si definiscono gli angoli equivalenti d'inerzia:

Phasing Arrangement	Inertia Equivalent Angle	
	θ_D	θ_C
Parallel-Parallel	$\sqrt{2\theta_1^2 - \theta_2^2}$	$\sqrt{2\theta_3^2 - \theta_2^2}$
Crossed-Parallel	$\sqrt{2\theta_1^2 + \theta_2^2}$	$\sqrt{2\theta_3^2 - \theta_2^2}$
Parallel-Crossed	$\sqrt{2\theta_1^2 - \theta_2^2}$	$\sqrt{2\theta_3^2 + \theta_2^2}$
Crossed-Crossed	$\sqrt{2\theta_1^2 + \theta_2^2}$	$\sqrt{2\theta_3^2 + \theta_2^2}$

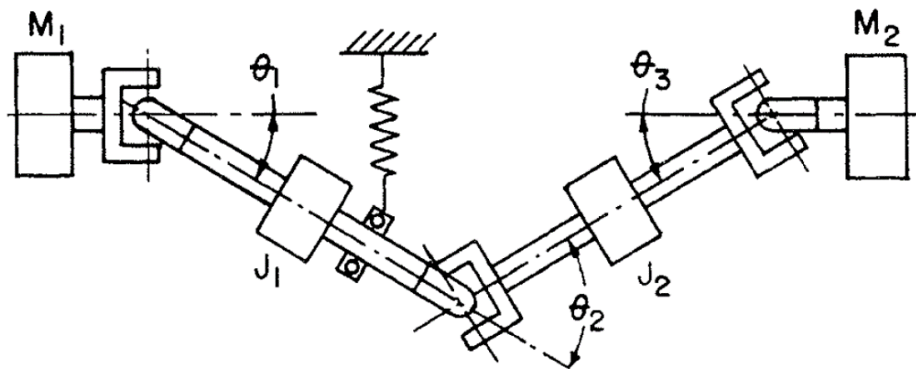


Figura 1.4-1: sistema a 3 giunti - inerzia

Limiti delle eccitazioni d'inerzia⁷

Questo tipo di eccitazioni sono prodotte dai carichi di coppia oscillante causati dall'inerzia degli alberi di trasmissione, accelerati da un moto non uniforme. I veicoli sono estremamente sensibili a questo tipo di eccitazioni e ai disturbi che essi creano. Per i veicoli commerciali leggeri, con alberi di trasmissione in due tronchi, che sono abbastanza lunghi e hanno un'inerzia relativamente grande, il livello di eccitazione accettabile può essere mantenuto con un'accelerazione angolare di massimo 1000 rad/s^2 in ogni condizione operativa. Nel caso di alberi con più di due tronchi questo valore può essere incrementato a 2000 rad/s^2 .

In generale, operando un opportuno bilanciamento degli alberi e quindi delle inerzie, e mantenendo comunque piccoli gli angoli dei giunti, le vibrazioni dovute a effetti torsionali e d'inerzia sono trascurabili rispetto alle vibrazioni dovute alle coppie secondarie.

Coppie secondarie⁸

Indicando con T la coppia motrice trasmessa e facendo riferimento agli angoli di Figura 1.2-2, le coppie secondarie massime si calcolano come segue:

- per la forcella motrice:

$$C_1 = T \cdot \tan\theta \cdot \cos\beta$$

⁷ SAE AE-07, pp. 19-20.

⁸ SAE AE-07, pp. 49-60.

- per la forcella condotta:

$$C_2 = T \cdot \sin\theta \cdot \sin\beta \cdot (1 + \tan^2\theta \cdot \cos^2\beta)^{1/2}$$

che per piccoli angoli può essere scritta:

$$C_2 \approx T \cdot \sin\theta \cdot \sin\beta$$

Considerando che le formule sopra citate rappresentano delle armoniche, possono essere calcolate le ampiezze massime delle coppie secondarie:

$$\begin{cases} C_{1,MAX} = T \cdot \tan\theta & (\text{forcella motrice}) \\ C_{2,MAX} = T \cdot \sin\theta & (\text{forcella condotta}) \end{cases}$$

Per piccoli angoli si può assumere $\tan\theta \approx \sin\theta$, pertanto le coppie secondarie della forcella motrice sono uguali alle coppie secondarie della forcella condotta.

Queste coppie vanno poi ricondotte a delle forzanti statiche o dinamiche che si scaricheranno sui supporti. Per esempio, considerando lo schema in Figura 1.4-3, per il cuscinetto B si ha:

Forcella d_1 (posizione $\cos(\omega t - 90^\circ)$):

$$F_1 = \frac{T \cdot \sin\theta_1 \cdot L_2}{(L_2 - L_1) \cdot L_3} \approx \frac{T \cdot \theta_1 \cdot L_2}{(L_2 - L_1) \cdot L_3} \quad (\text{per piccoli angoli})$$

Forcella D_1 (posizione $\cos(\omega t)$):

$$F_1' = \frac{T \cdot \sin\theta_1}{(L_2 - L_1)} \approx \frac{T \cdot \theta_1}{(L_2 - L_1)} \quad (\text{per piccoli angoli})$$

Forcella D_2 (posizione $\cos(\omega t - 90^\circ)$):

$$F_2 = \frac{T \cdot \sin\theta_2 \cdot L_2}{(L_2 - L_1) \cdot L_3} \approx \frac{T \cdot \theta_2 \cdot L_2}{(L_2 - L_1) \cdot L_3} \quad (\text{per piccoli angoli})$$

La forza risultante generica sarà un'armonica di equazione:

$$F = F_1 \cdot \cos(\omega t) - F_2 \cdot \cos(\omega t) - F_1' \cdot \cos(\omega t - 90^\circ)$$

L'equazione generica rappresenta una forzante armonica che deve essere divisa in una forzante statica e una dinamica (Figura 1.4-2).

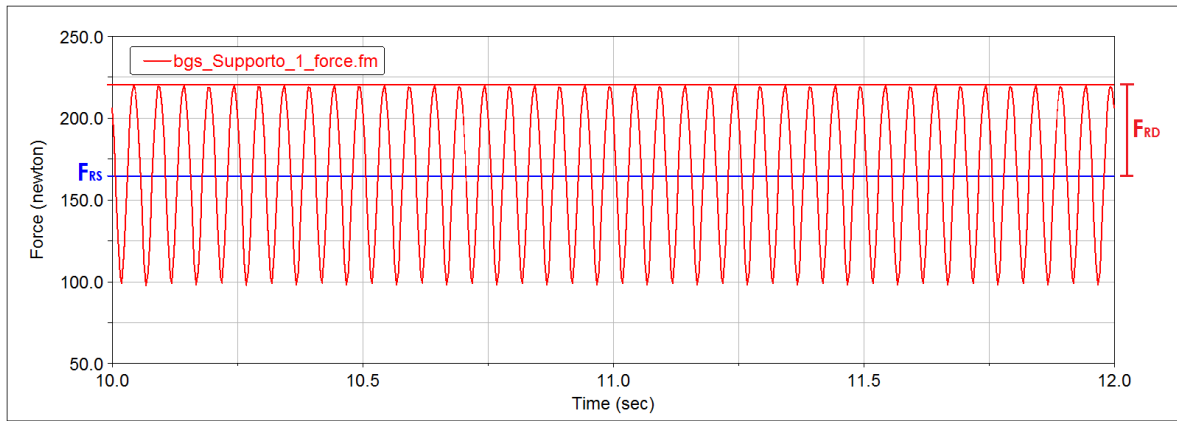


Figura 1.4-2: Forza generica (FRS - FRD)

La forza risultante statica sarà:

$$F_{RS} = \frac{F_1}{2} - \frac{F_2}{2} - \frac{F'_1}{2}$$

Se la vista nella posizione angolare $\cos(\omega t)$ è assunta come riferimento, il segno delle forze che si originano nella posizione angolare $\cos(\omega t - 90^\circ)$ deve essere cambiato e pertanto la forza dinamica vale:

$$F_{RD} = \frac{F_1}{2} - \frac{F_2}{2} + \frac{F'_1}{2}$$

A seconda che i giunti siano in fase o in controfase, l'equazione generica della forzante F cambierà. A titolo esplicativo, facendo riferimento alla Figura 1.4-4, l'equazione della forzante generica risulta essere:

$$F = F_1 \cdot \cos(\omega t) - F_2 \cdot \cos(\omega t - 90^\circ) - F'_1 \cdot \cos(\omega t - 90^\circ)$$

E le due rispettive forzanti statica e dinamica saranno:

$$F_{RS} = \frac{F_1}{2} - \frac{F_2}{2} - \frac{F'_1}{2}$$

$$F_{RD} = \frac{F_1}{2} + \frac{F_2}{2} + \frac{F'_1}{2}$$

Si considera adesso un sistema più complesso come quello in Figura 1.4-5, ovvero un albero di trasmissione a tre giunti e due tronchi. Il sistema presenta angoli generici visibili sia nella vista dall'alto che nella vista di lato. È necessario innanzitutto calcolare un angolo equivalente θ per ogni giunto che considera l'effetto degli angoli nelle due viste:

$$\tan \theta_1 = \sqrt{\tan^2 \theta_{1H} + \tan^2 \theta_{1V}}$$

$$\tan \theta_2 = \sqrt{\tan^2 \theta_{2H} + \tan^2 \theta_{2V}}$$

$$\tan\theta_3 = \sqrt{\tan^2\theta_{3H} + \tan^2\theta_{3V}}$$

Le forze massime dovute alle coppie secondarie sono (considerando piccoli angoli, $\sin\theta \approx \tan\theta \approx \theta$):

Forcella d_1 :

$$F_1 = \frac{T \cdot \theta_1}{L_1}$$

Forcella D_2 :

$$F_2 = \frac{T \cdot \theta_2}{L_1}$$

Forcella d_2 :

$$F_2' = \frac{T \cdot \theta_2 \cdot L_2}{L_1 \cdot L_3}$$

Forcella D_3 :

$$F_3 = \frac{T \cdot \theta_3 \cdot L_2}{L_1 \cdot L_3}$$

L'equazione armonica generica è pertanto:

$$F = +F_1 \cdot \cos(\omega t - 90^\circ) + F_2 \cdot \cos(\omega t) - F_2' \cdot \cos(\omega t - 90^\circ) + F_3 \cdot \cos(\omega t - 90^\circ)$$

Le forzanti statica e dinamica saranno:

$$F_{RS} = +\frac{F_1}{2} + \frac{F_2}{2} - \frac{F_2'}{2} + \frac{F_3}{2}$$

$$F_{RD} = -\frac{F_1}{2} + \frac{F_2}{2} + \frac{F_2'}{2} - \frac{F_3}{2}$$

Ciò che, tuttavia, contribuisce alla trasmissione di vibrazioni è solo la componente dinamica rotante della forza (F_{RD}). Pertanto, per l'analisi vibrazionale, va analizzata solo la suddetta componente.

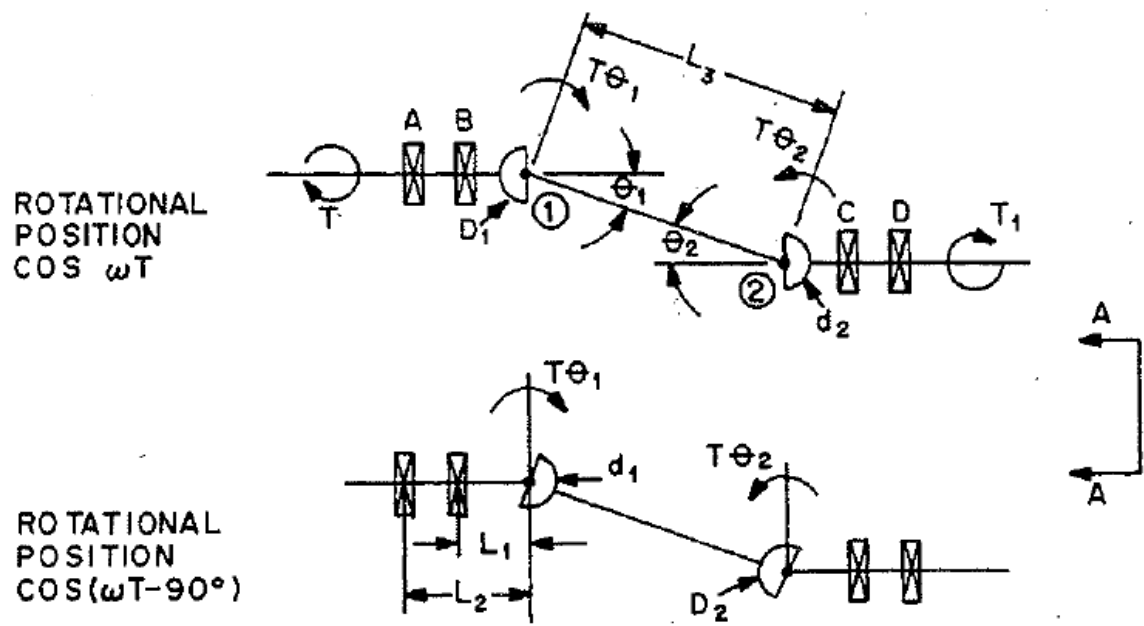


Figura 1.4-3: Sistema di alberi paralleli con giunti paralleli

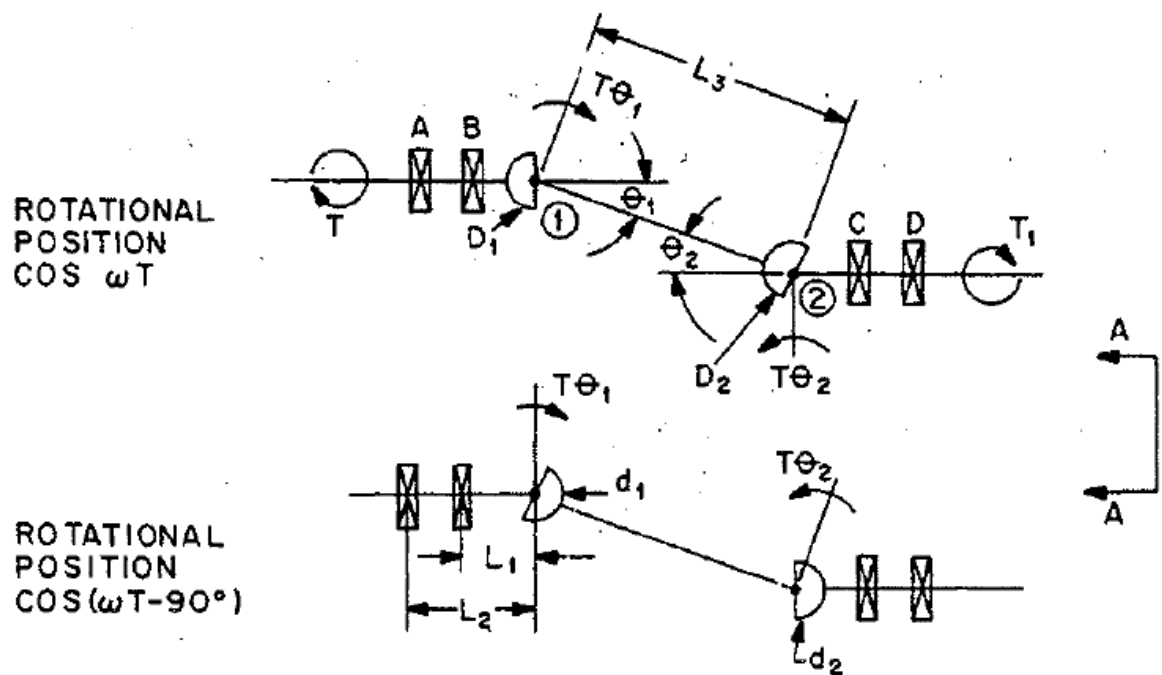


Figura 1.4-4: Sistema di alberi paralleli con giunti incrociati

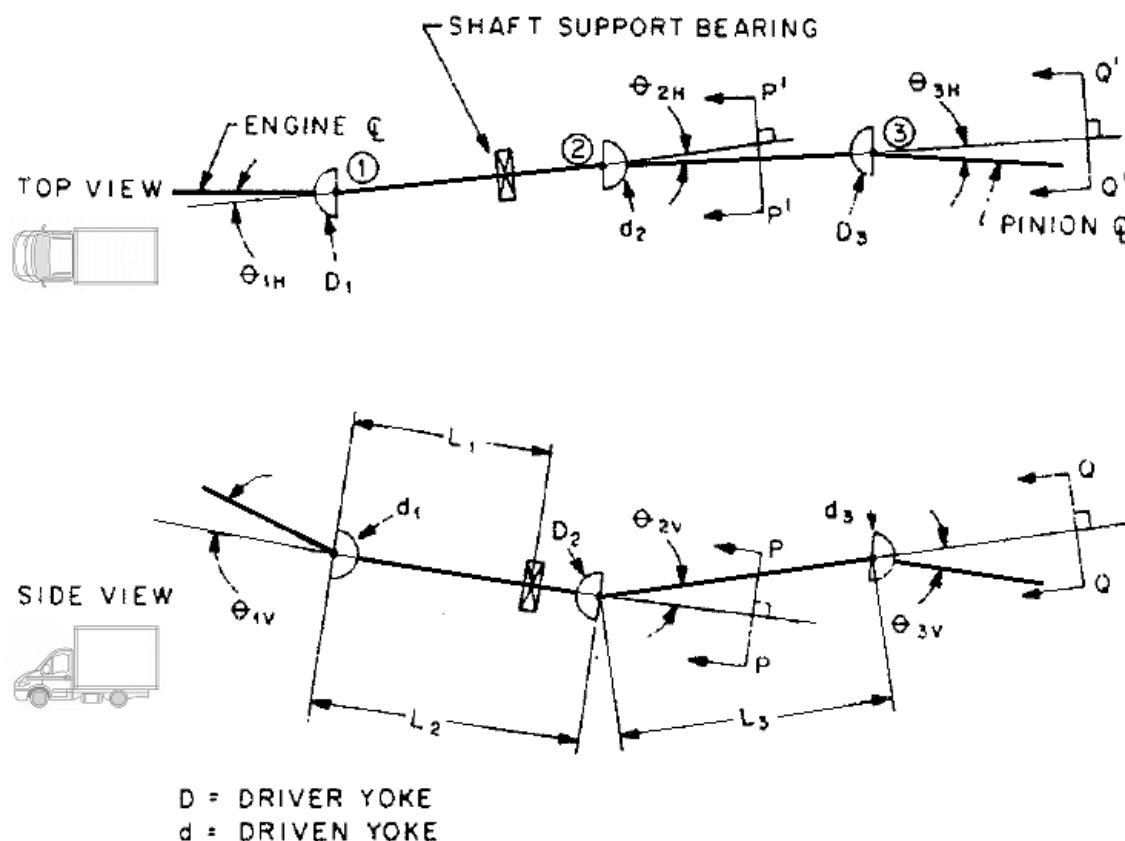


Figura 1.4-5: Driveline 3 giunti

Analizzando le formule per il calcolo delle componenti statiche e dinamiche della forza di eccitazione causata dalle coppie secondarie, in relazione ai casi studiati e alle geometrie in esame, possono essere tratte delle conclusioni di carattere generale. Confrontando diverse geometrie di trasmissione, in particolar modo la disposizione degli alberi, e confrontando i segni all'interno delle formule per il calcolo delle forzanti statiche, si può concludere che la componente statica (o media) della forza di eccitazione è influenzata soltanto dalla variazione di geometria, escludendo ovviamente la dipendenza dalla coppia applicata. La fasatura dei vari giunti cardanici non modifica la formula, e pertanto non influenza questa componente della forzante. Osservando la componente dinamica si vede che essa è invece influenzata dalla fasatura dei giunti cardanici poiché, a seconda di come questi sono disposti, cambiano i segni all'interno della formula. La componente dinamica è altresì influenzata da quella statica, dato che i segni della dinamica sono derivati da quelli della statica.

Se si varia la geometria, vengono influenzate componente statica e componente dinamica; modificando la fasatura dei giunti cardanici viene modificata solo la componente dinamica della forza.

Limiti delle coppie secondarie⁹

Questo tipo di eccitazioni è causato dai giunti cardanici che trasmettono una coppia a un dato angolo. Le coppie secondarie reagiscono con il supporto dell'albero e sono equivalenti a una forza statica sommata a una forza oscillante con una frequenza di due cicli per rivoluzione. La grandezza dell'eccitazione dipende dalla coppia trasmessa,

⁹ SAE AE-07, pp. 19-20.

dall'ampiezza dell'angolo dei giunti, dalla distanza dei supporti e dalla fasatura dei giunti. Le coppie secondarie eccitano i supporti, che hanno una frequenza ben stabilita, a una rotazione dell'albero pari alla metà della frequenza di risonanza, a causa del fatto che la forza oscillante si manifesta due volte per rivoluzione dell'albero. Prove sperimentali su veicoli hanno dimostrato che le forze dinamiche devono essere mantenute sotto un certo valore massimo, in modo da prevenire delle vibrazioni fastidiose chiamate trepidazioni. I limiti della forza oscillante generalmente accettati, nel caso di accelerazione a velocità bassa con coppia massima, sono di $\pm 66,7 \text{ N}$ per veicoli commerciali leggeri e $\pm 110 \text{ N}$ per veicoli commerciali medi. Come precedentemente detto, questa coppia di forze agisce due volte per rivoluzione dell'albero sul supporto.

2. Modello Adams CAR/DRIVELINE

2.1 Caratteristiche, elementi e criteri di modellazione

Il modello dinamico multibody utilizzato per questo studio è realizzato con il software Adams. Un sistema dinamico multibody consiste di più corpi solidi connessi tra loro tramite giunti che ne permettono mutue interazioni o ne limitano il movimento relativo. Lo studio della dinamica multibody è l'analisi di come questi sistemi si muovono sotto l'influenza di specifiche forze.

Utilizzando la tecnologia per la dinamica multibody, Adams esegue la simulazione dinamica non-lineare del sistema con la possibilità di visualizzare una serie di risultati come forze, reazioni, accelerazioni, ecc... Il software dà anche la possibilità di visualizzare in tempo reale il movimento degli elementi del sistema in modo da avere un check qualitativo su come le parti in movimento interagiscono tra loro e l'ambiente.

Come sopra accennato, l'ambiente di lavoro è Adams CAR. Per la creazione del modello sono stati utilizzati tools di modellazione tipici del modulo Adams CAR; sono stati aggiunti, poi, altri moduli come Adams VIBRATION e sono stati utilizzati anche componenti provenienti da altri moduli come Adams DRIVELINE. Il modello è una semplificazione dell'assieme driveline del veicolo (vedi Figura 2.1-1) nel quale sono presenti il motopropulsore (formato da motore e cambio), gli alberi di trasmissione e una schematizzazione del ponte con i semiassi che portano alle ruote. Il sistema è vincolato al "ground", ovvero a un corpo infinitamente rigido in grado di trasmettere forze e reazioni. Per quanto riguarda motore e supporti degli alberi esso funge da telaio; nel posteriore, invece, simula il sostegno delle ruote.

Il modello è composto principalmente da tre subsystems:

- gruppo motopropulsore anteriore;
- gruppo albero di trasmissione (giunti, tronchi rigidi, scorrevole, supporti);
- gruppo attuatori posteriore.

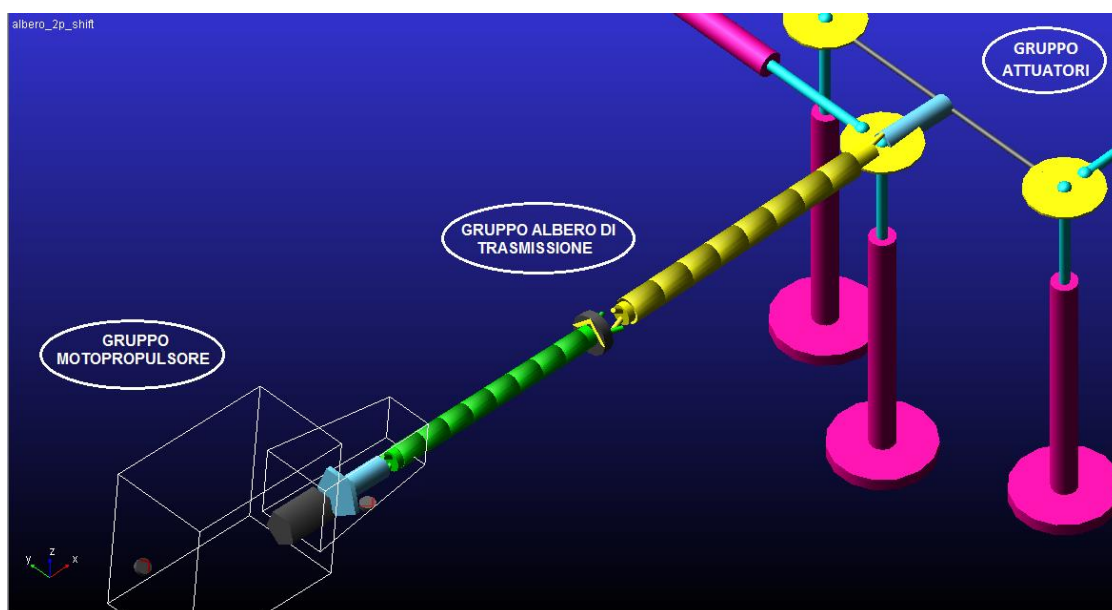


Figura 2.1-1: Assieme driveline - schema

Nel gruppo motopropulsore anteriore, raffigurato in Figura 2.1-2, è presente un corpo semplificato con massa e inerzia del motore e del cambio, sorretto da tre tasselli motore (due anteriori e uno posteriore) che collegano la massa motore e cambio con il ground. L'elemento utilizzato per simulare i tasselli motore è il “bushing”, con il quale è possibile inserire con precisione le rigidezze traslazionali e rotazionali del componente così da simulare il suo comportamento in condizioni statiche e dinamiche.

Il gruppo degli attuatori posteriore, in Figura 2.1-3, è costituito da elementi rigidi privi di massa, fissati al ground. Ad essi sono collegate delle aste rigide, anch'esse prive di massa, in grado di scorrere nelle direzioni verticale, longitudinale e trasversale. Le aste sono collegate alla barra che simula i semiassi. Agendo su questi elementi, inserendo delle “motions”, ovvero delle funzioni di movimento, può essere modificata la geometria del sistema prima o durante la simulazione.

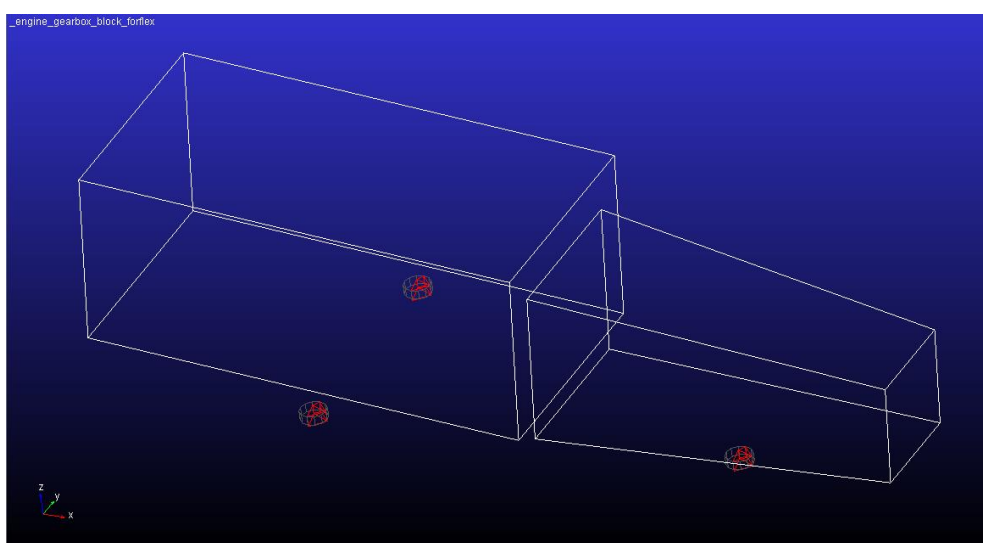


Figura 2.1-2: Gruppo motore anteriore

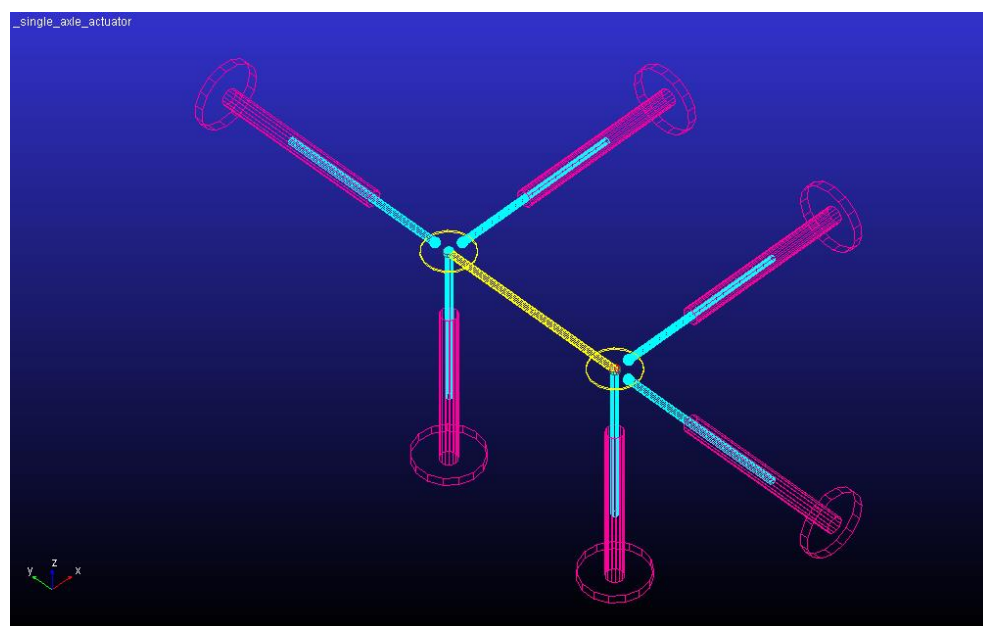


Figura 2.1-3: Gruppo attuatori posteriore

Il gruppo più importante è il gruppo centrale, costituito dagli alberi di trasmissione, dai supporti e dagli elementi di trasmissione della potenza. In questa trattazione, il gruppo albero di trasmissione può essere costituito da due o tre tronchi di albero. Gli elementi costituenti il subsystem centrale sono i seguenti:

- elemento di propulsione;
- elemento gearbox;
- albero motore;
- giunto cardanico;
- bushing (rubber joint);
- bushing (supporto/i);
- alberi di trasmissione;
- elemento scorrevole;
- albero ponte;
- elemento semiasse.

L'elemento di propulsione è un cilindro rigido dotato di massa; esso simula la massa e l'inerzia della trasmissione e gli è associata una motion in grado di generare una rotazione angolare. A questa massa è collegato l'elemento gearbox, un componente di tipo "giunto" che simula il rapporto di trasmissione. Questo componente ha il compito di trasmettere la coppia e la velocità angolare con il giusto rapporto di trasmissione tra motore e alberi.

L'elemento successivo può essere di due tipi: bushing o giunto cardanico. Nel primo caso viene simulato il comportamento del rubber joint inserendo all'interno del "pannello bushing" i valori di rigidità e smorzamento delle traslazioni lungo X, Y e Z e delle rotazioni attorno a questi assi. Possono essere inserite anche delle funzioni per approssimare al meglio il comportamento dinamico del componente. In questa posizione è possibile inserire al posto del bushing l'elemento "giunto cardanico". Questo componente è importato dalla libreria di Adams DRIVELINE e comprende tutte le equazioni cinematiche necessarie a simulare un giunto cardanico reale.

Gli alberi sono modellati con delle "nonlinear beam", ovvero componenti composti da elementi dotati di propria massa, rigidità, smorzamento e geometria. L'ultimo albero della linea di trasmissione è sempre composto da un elemento scorrevole seguito da una nonlinear beam. L'elemento scorrevole di tipo "giunto" in particolare simula il comportamento di una guida prismatica in grado di ruotare intorno all'asse dell'albero. Gli alberi sono sorretti da uno o da due bushing. Tra bushing e albero è inoltre presente un elemento intermedio che simula il comportamento del cuscinetto metallico. Il bushing, invece, simula la parte in gomma e l'attacco al telaio. Questi bushings, pertanto, collegano alberi (attraverso il cilindro intermedio) e ground.

Nella parte finale è presente l'albero ponte, componente anch'esso dotato di massa e inerzia, sul quale è applicata una coppia resistente. L'albero ponte è collegato, infine, a due componenti che simulano i semiasse, cioè due barre caratterizzate da massa e rigidità.

In Figura 2.1-4 e Figura 2.1-5 sono rappresentate le due possibili configurazioni del subsystem alberi di trasmissione, rispettivamente sistema a due alberi e sistema a tre alberi. Il sistema bitronco è costituito da due alberi e tre giunti cardanici, nel quale il primo albero è sorretto da un supporto in prossimità del secondo giunto cardanico e il primo giunto può essere sostituito da un rubber joint.

Il sistema a tre alberi è invece costituito da un rubber joint iniziale, che può essere sostituito da un ulteriore giunto cardanico, da due supporti montati sul primo e sul secondo albero e da tre giunti cardanici che trasmettono il moto rotatorio.

Il sistema di riferimento scelto considera la convenzione standard dell'automotive: l'asse verticale scelto è l'asse Z, positivo verso l'alto; l'asse X rappresenta la direzione longitudinale del veicolo, positivo nella direzione di moto dello stesso. Per la scelta dell'asse Y si utilizza la regola della mano destra. In Figura 2.1-4, in basso a sinistra, è rappresentata la terna di assi del sistema di riferimento assoluto.

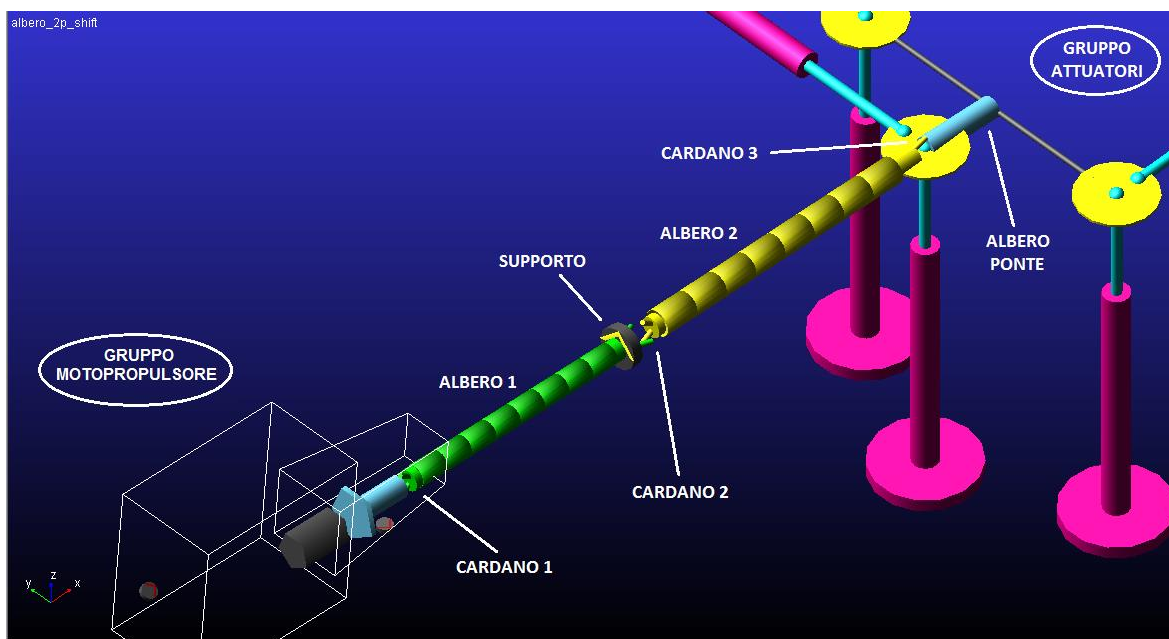


Figura 2.1-4: Trasmissione a due alberi

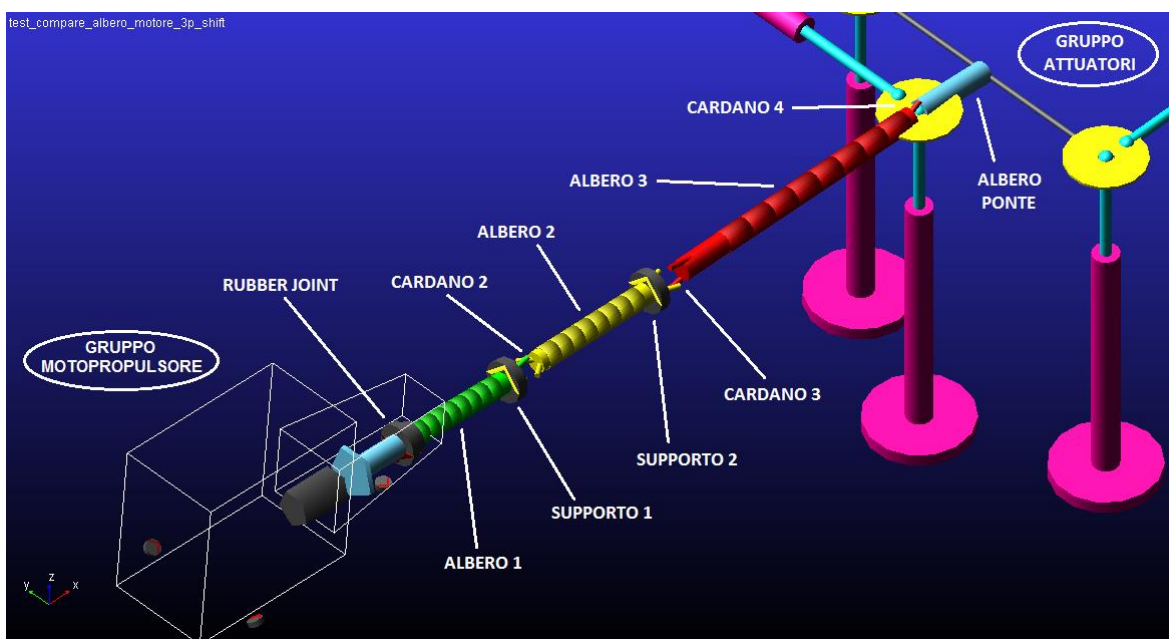


Figura 2.1-5: Trasmissione a tre alberi

Affinché il modello possa funzionare correttamente, è necessario inserire degli input. Nel nostro caso possono essere variati numerosi parametri per ottenere ogni tipologia di simulazione. Possono essere inseriti infatti input di prova, proprietà degli elementi costituenti il sistema o modifiche di carattere geometrico.

Gli input di prova sono i seguenti:

- angolo θ (inclinazione motore);
- angolo α (inclinazione albero 1);
- angolo β (inclinazione albero 2);
- angolo γ (inclinazione albero 3);
- angolo τ (inclinazione albero del naso ponte);
- lunghezza alberi;
- diametro alberi;
- coppia motore;
- coppia resistente (funzione della coppia motore);
- numero di giri massimo del motore;
- rapporto di trasmissione (motore);
- rapporto di trasmissione (ponte);
- tempo di prova;
- tempo per cui si raggiungono i giri massimi del motore;
- angoli di fase φ dei giunti cardanici (angolo di inclinazione dell'asse sagittale del giunto rispetto all'asse Z del sistema di riferimento assoluto).

In aggiunta a valori costanti di coppia e velocità, è possibile inserire in input delle serie di dati di curve personalizzate. Tramite questi input è possibile, infatti, inserire delle curve reali provenienti da dati sperimentali.

Possono essere modificate le seguenti proprietà:

- rigidità traslazionale X, Y, Z dei bushing;
- rigidità torsionale X, Y, Z dei bushing;
- smorzamento traslazionale X, Y, Z dei bushing;
- smorzamento torsionale X, Y, Z dei bushing;
- materiale alberi.

Gli output del sistema sono invece:

- componente media forza sul supporto 1;
- componente dinamica forza sul supporto 2;
- componente media forza sul supporto 1;
- componente dinamica forza sul supporto 1;
- ampiezza picco-picco dell'accelerazione torsionale dell'albero 1;
- ampiezza picco-picco dell'accelerazione torsionale dell'albero 2;
- ampiezza picco-picco dell'accelerazione torsionale dell'albero 3;
- ampiezza picco-picco dell'accelerazione torsionale dell'albero al ponte.

In Figura 2.1-6 è rappresentata un'immagine che chiarisce meglio i concetti di componente dinamica e componente media per il modello utilizzato.

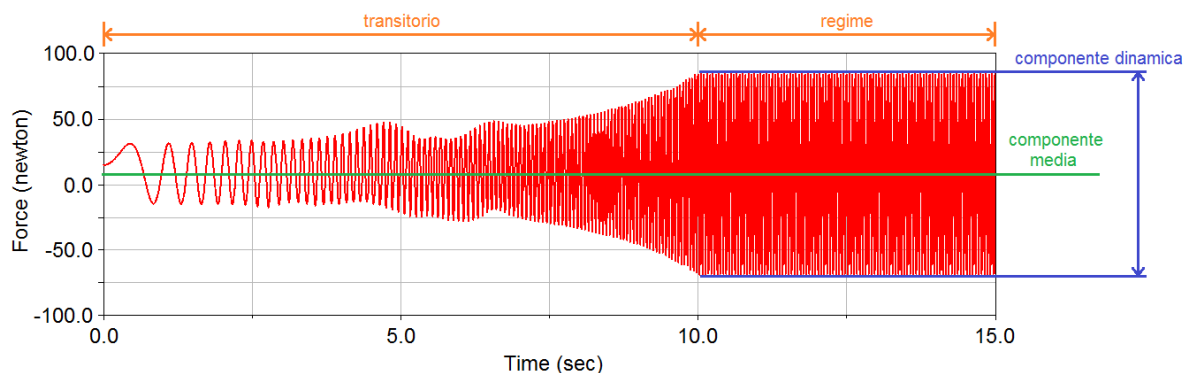


Figura 2.1-6: Componente media e componente dinamica forza

Per quanto riguarda la forza scaricata sui supporti, la convenzione utilizzata differisce da quella del sistema di riferimento assoluto. Per il supporto, infatti, si è utilizzata la convenzione in Figura 2.1-7. In tal caso quando si parlerà di componente della forza lungo l'asse X si intenderà la forza nella direzione verticale.

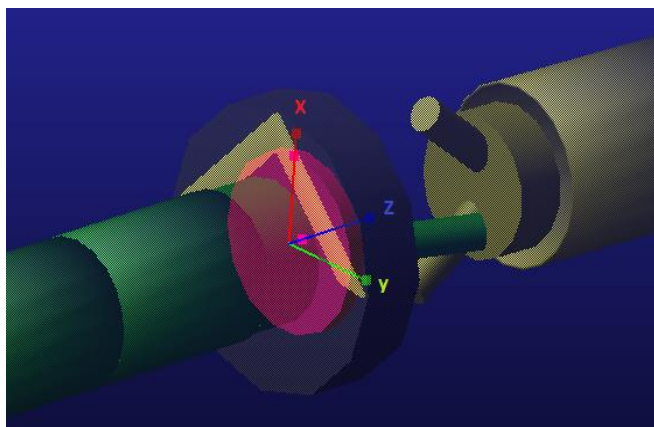


Figura 2.1-7: Sistema di riferimento relativo – supporto/bushing

Per quanto riguarda la fasatura dei giunti cardanici, nel software va impostato un certo valore dell'angolo. Per l'angolo φ , allora, si utilizzerà la convenzione di Figura 2.1-8. Impostando $\varphi = 0^\circ$ si intenderà un giunto cardanico disposto come quello in figura, con asse coincidente all'asse Z del sistema di riferimento assoluto. Se $\varphi = 90^\circ$ allora asse Z assoluto e asse cardanico formeranno tra di loro un angolo di 90° .

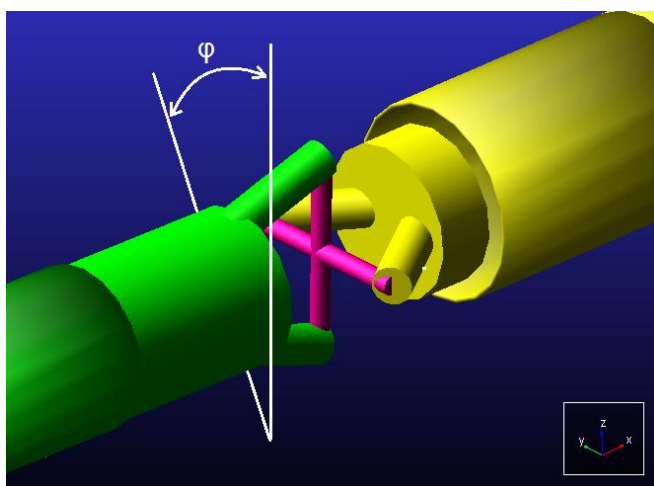


Figura 2.1-8: Angolo φ software per giunti cardanici

2.2 Calcolo analitico rigidezza supporto

È importante conoscere nel complesso le caratteristiche di rigidezza e smorzamento del supporto che sostiene l'albero al telaio del veicolo. La parte in gomma viene forata in alcune zone per ottenere caratteristiche diverse di rigidezza e di smorzamento nelle varie direzioni. Per il calcolo della rigidezza del supporto si farà riferimento agli assi indicati in Figura 2.2-1:

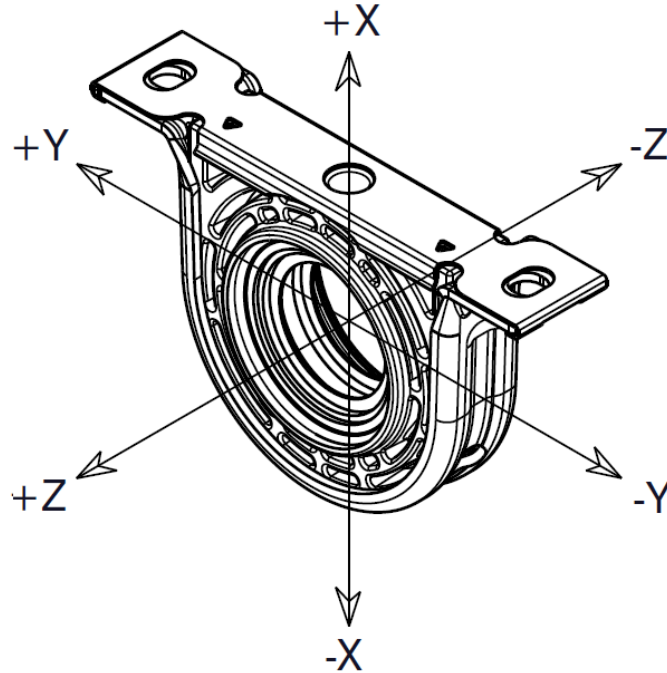


Figura 2.2-1: Supporto albero

Il produttore del supporto fornisce la caratteristica di rigidezza nei tre assi traslazionali al variare della frequenza di eccitazione. In Figura 2.2-2 è rappresentata la caratteristica elastica negli assi X, Y e Z:

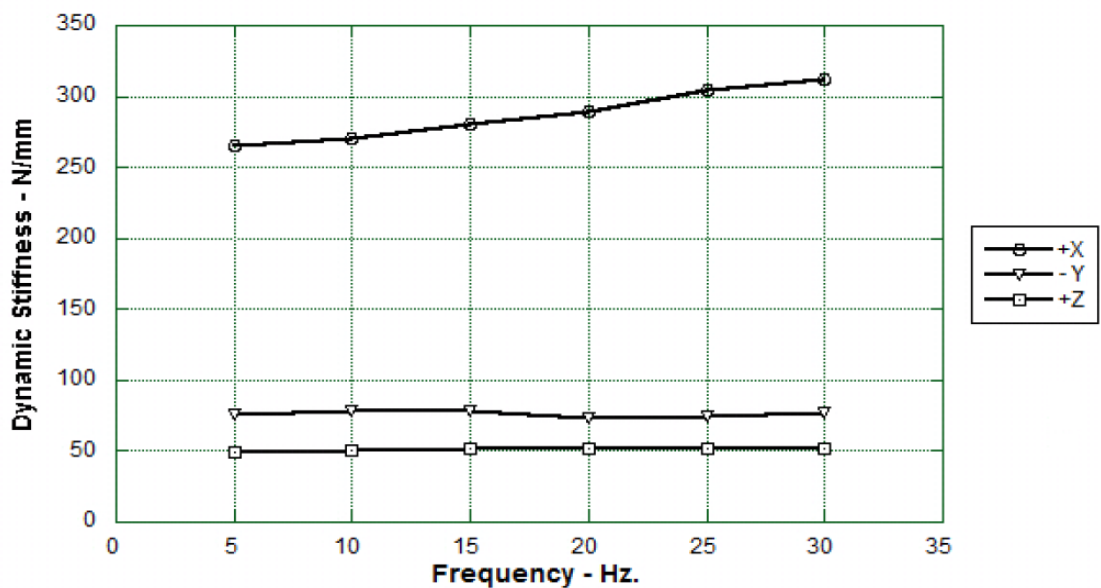


Figura 2.2-2: Caratteristica di rigidezza del supporto

Per i nostri campi di impiego si possono assumere i seguenti valori medi di rigidezza:

- traslazione X: 275 N/mm
- traslazione Y: 75 N/mm
- traslazione Z: 50 N/mm

Per condurre un'analisi accurata, tuttavia, sono necessari anche i valori delle rigidezze torsionali per le rotazioni attorno agli assi X, Y, Z. Dato che il fornitore non fornisce tali valori, è stato necessario calcolarli analiticamente. Per tale calcolo devono essere fatte alcune ipotesi semplificative così da ottenere un valore di prima approssimazione. È necessario specificare che in ogni caso non è possibile conoscere il valore esatto se non con delle prove sperimentali.

La prima approssimazione è considerare il medesimo comportamento della gomma a fronte di sollecitazioni traslazionali e rotazionali. La seconda approssimazione, del tutto lecita, è considerare spostamenti e angoli piccoli, in modo da poter scrivere:

$$\text{sen}\vartheta \approx \tan\vartheta \approx \vartheta$$

Per la trattazione analitica si fa riferimento allo schema del supporto in Figura 2.2-3, sottoposto a sollecitazione assiale lungo l'asse Z.

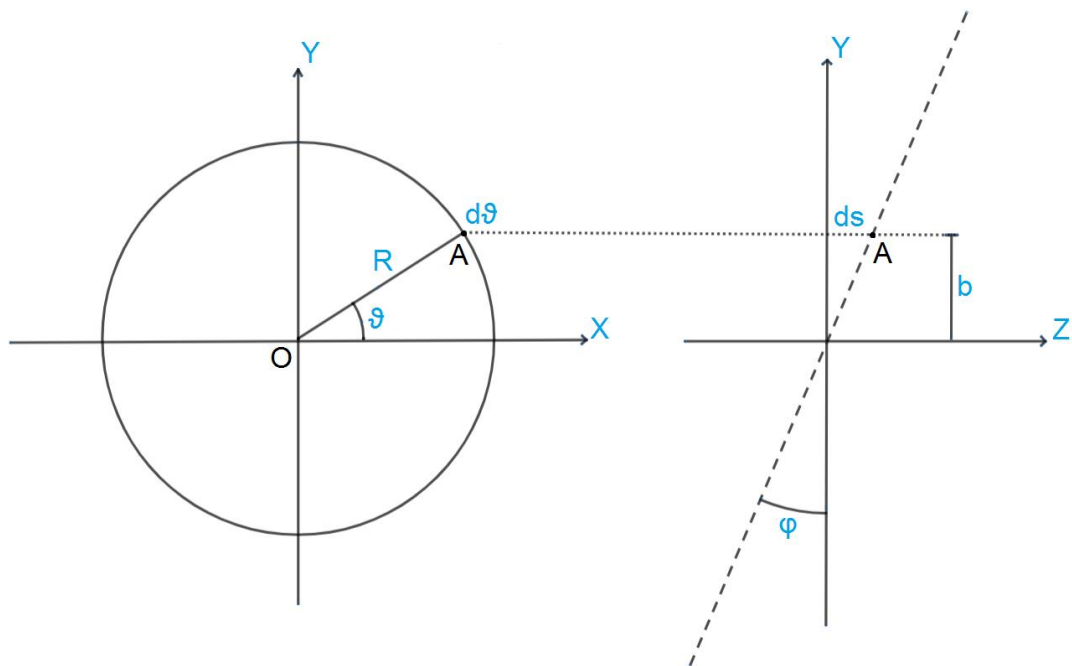


Figura 2.2-3: Schema supporto per calcolo analitico rigidezza

Si consideri un punto generico A che subisce uno spostamento ds . Siano ϑ e φ gli angoli nelle due viste indicate e R e b le distanze dagli assi (si considera un raggio medio fornito dal produttore). Lo spostamento s del punto A può essere espresso come segue:

$$s = b \cdot \tan\varphi = R \cdot \text{sen}\vartheta \cdot \tan\varphi$$

Si definiscano ora la rigidezza traslazionale lungo Z (assiale) e la rigidezza torsionale lungo Y:

$$K_{Fz} = \frac{F_z}{s_z}$$

$$K_{Ty} = \frac{T_y}{\varphi_y}$$

Per ottenere una rotazione attorno ad Y è necessario applicare una forza lungo Z sull'estremità del supporto.

Da un semplice equilibrio risulta:

$$F_z = K_{Fz} \cdot s_z = \tau_z \cdot 2\pi R \cdot s_z$$

Da cui:

$$\tau_z = \frac{K_{Fz}}{2\pi R}$$

Sia adesso la forza generica sul punto A:

$$dF_z = \tau_z \cdot R d\vartheta \cdot s = \tau_z \cdot R^2 \cdot \sin\vartheta \cdot \tan\varphi \cdot d\vartheta$$

Integrando la semicirconferenza si ottiene il momento attorno a Y:

$$T_y = 2 \cdot \int_{\vartheta=0}^{\vartheta=\pi} dF_z \cdot b \cdot d\vartheta = 2 \cdot \int_{\vartheta=0}^{\vartheta=\pi} \tau_z \cdot R^2 \sin\vartheta \tan\varphi \cdot R \sin\vartheta \cdot d\vartheta$$

$$T_y = 2\tau_z \cdot R^3 \tan\varphi \cdot [\vartheta - \sin\vartheta \cos\vartheta]_0^\pi = 2\pi\tau_z R^3 \tan\varphi$$

$$T_y = K_{Fz} \cdot R^2 \tan\varphi \approx K_{Fz} \cdot R^2 \cdot \varphi$$

Essendo l'angolo φ considerato attorno all'asse Y, si ottiene la rigidezza torsionale attorno all'asse Y:

$$K_{Ty} = \frac{T_y}{\varphi_y} = K_{Fz} \cdot R^2$$

Per il calcolo numerico è necessaria una precisazione: la definizione del K_{Ty} considera l'angolo φ_y in gradi, tuttavia nelle formule utilizzate l'angolo è considerato in radianti. Con una semplice conversione allora si può scrivere:

$$K_{Ty} = \frac{\pi}{180} \cdot K_{Fz} \cdot R^2$$

Si possono fare le medesime considerazioni per il K_{Tx} :

$$K_{Tx} = \frac{\pi}{180} \cdot K_{Fz} \cdot R^2$$

Il K_{Tz} teoricamente dovrebbe essere nullo per garantire la perfetta rotazione dell'albero nel cuscinetto. Nella pratica è necessario assumere un valore ragionevolmente basso per tener conto della rotazione del cuscinetto e permettere al software di non incorrere in errori; i software di calcolo, infatti, utilizzano delle equazioni per cui il valore zero può causare inesattezze numeriche.

Inseriti i valori numerici ($R = 53mm$) nelle equazioni e assunto il valore di K_{Tz} , la caratteristica di rigidezza del supporto è espressa schematicamente in Tabella 2.2-1:

Tabella 2.2-1: Rigidezze supporto

K_{Fx}	275 N/mm
K_{Fy}	75 N/mm
K_{Fz}	50 N/mm
K_{Tx}	2451 Nmm/°
K_{Ty}	2451 Nmm/°
K_{Tz}	10 Nmm/°

2.3 Campi di funzionamento veicolo e motore

Per poter inserire i dati di input corretti nel modello è necessario considerare il comportamento reale del veicolo. Tutti i parametri infatti sono influenzati tra di loro: gli angoli degli alberi, per esempio, sono modificati dalle inerzie in gioco che dipendono da coppia e velocità applicate. È importante quindi analizzare la caratteristica del motore e i vari rapporti di trasmissione della gearbox. In Figura 2.3-1 è rappresentata la curva caratteristica sperimentale di coppia del motore a piena introduzione.

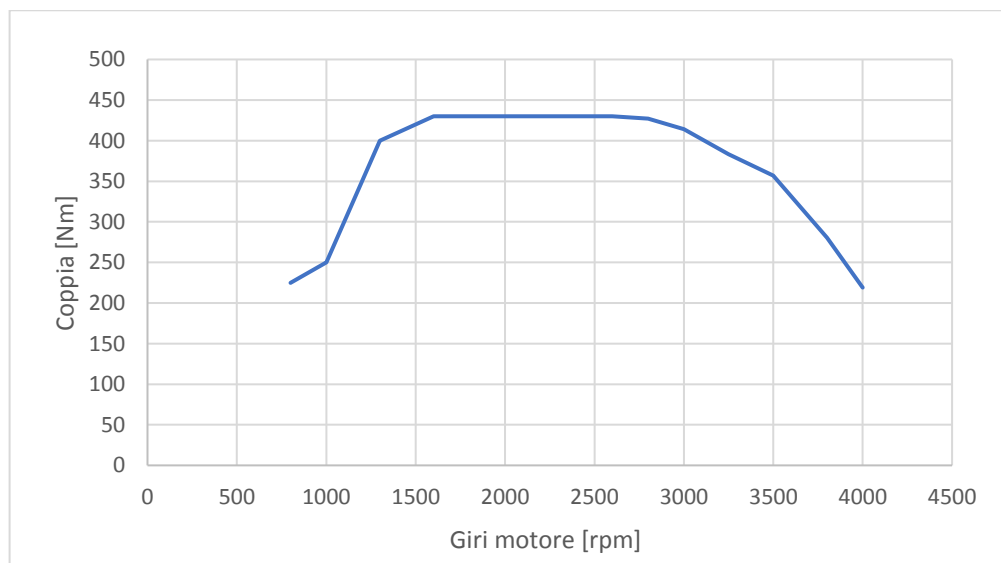


Figura 2.3-1: Caratteristica motore

In Tabella 2.3-1 sono elencati i vari rapporti di trasmissione.

Tabella 2.3-1: Rapporti di trasmissione

Gearbox Ratio	
1°	5.375
2°	3.154
3°	2.041
4°	1.365
5°	1
6°	0.791
R	4.838

Con l'utilizzo della caratteristica del motore e dei vari rapporti di trasmissione sono state tracciate le curve di coppia e velocità angolare applicate agli alberi per le varie marce (Figura 2.3-2). Sono state quindi identificate delle zone di funzionamento del veicolo. I punti rappresentativi di coppia e velocità angolare applicati all'albero di trasmissione sono tutti al di sotto della curva rossa identificata in Figura 2.3-2. In Figura 2.3-3 è rappresentato lo stesso grafico in scala logaritmica per una migliore rappresentazione del limite di funzionamento del veicolo. Su questi grafici in particolare sono stati poi identificati tre punti principali di analisi in modo da studiare il comportamento del sistema per due condizioni limite e una intermedia. In particolare, sono state considerate:

- zona a coppia alta e giri bassi (prima marcia);
- zona a coppia bassa e giri elevati (sesta marcia);
- zona intermedia (quarta marcia).

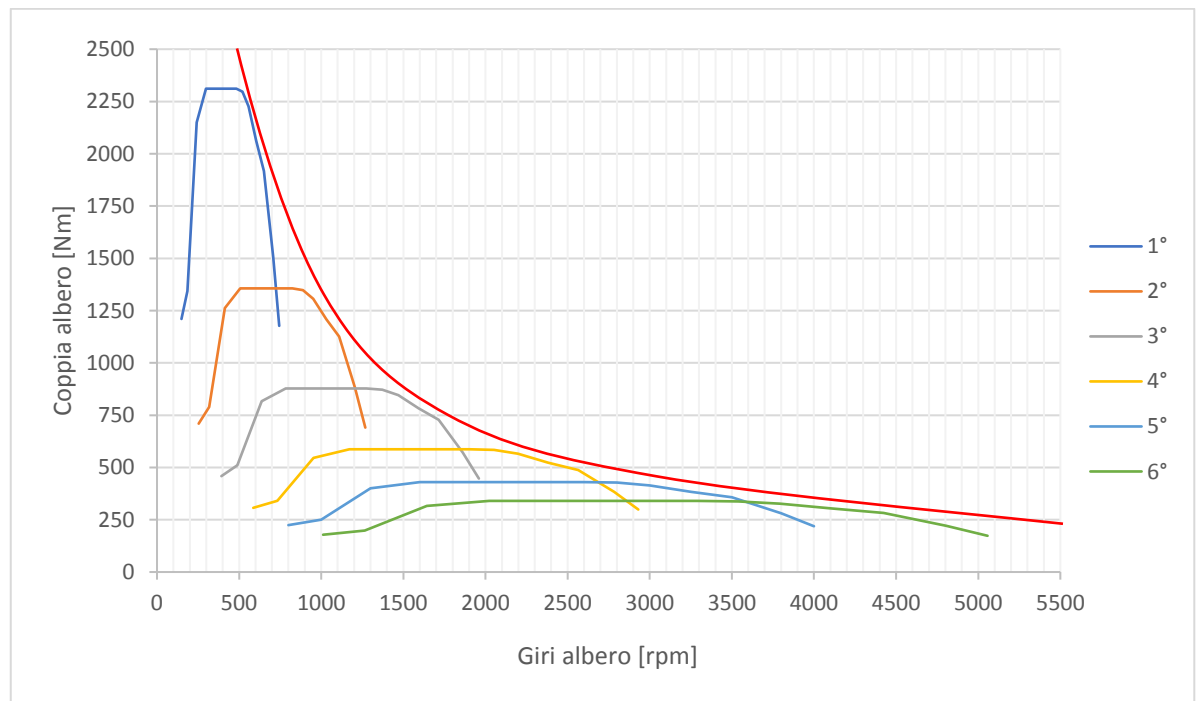


Figura 2.3-2: Curve di coppia applicate agli alberi

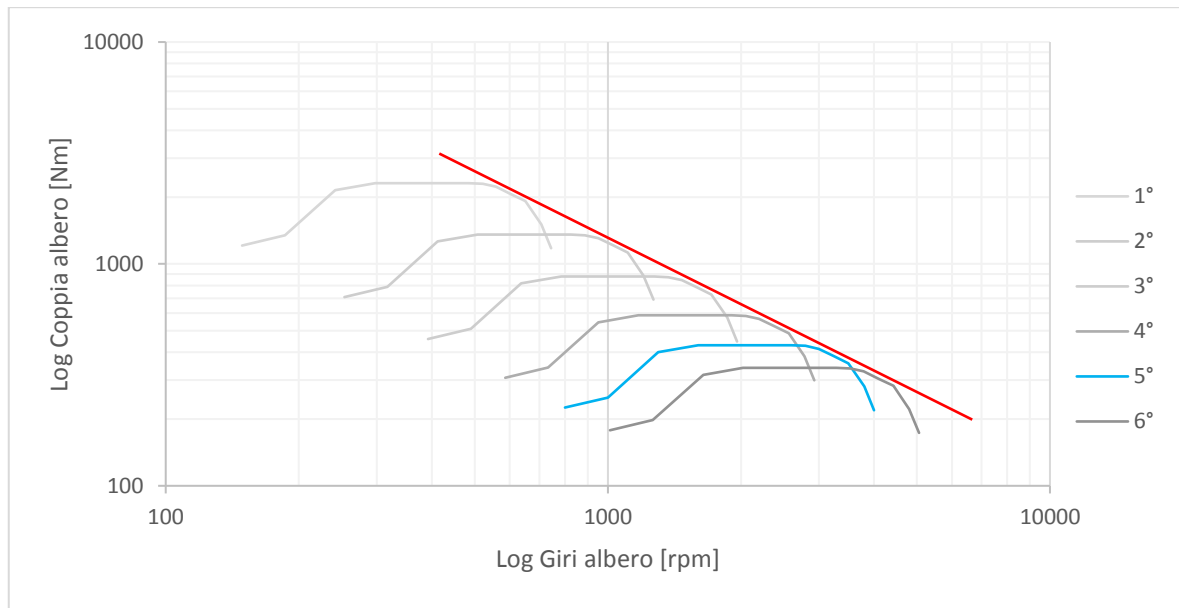


Figura 2.3-3: Curve di coppia applicate agli alberi in scala logaritmica

Per la valutazione dei dati di input, in particolare gli angoli degli assi albero, sono stati altresì analizzati dei dati provenienti da prove condotte su un veicolo reale strumentato. I grafici di maggiore interesse comprendono la curva di coppia applicata all'albero e della velocità veicolo in funzione del tempo di prova (Figura 2.3-4) e la variazione degli angoli di rollio e beccheggio del naso ponte in funzione della coppia applicata all'albero (Figura 2.3-5).

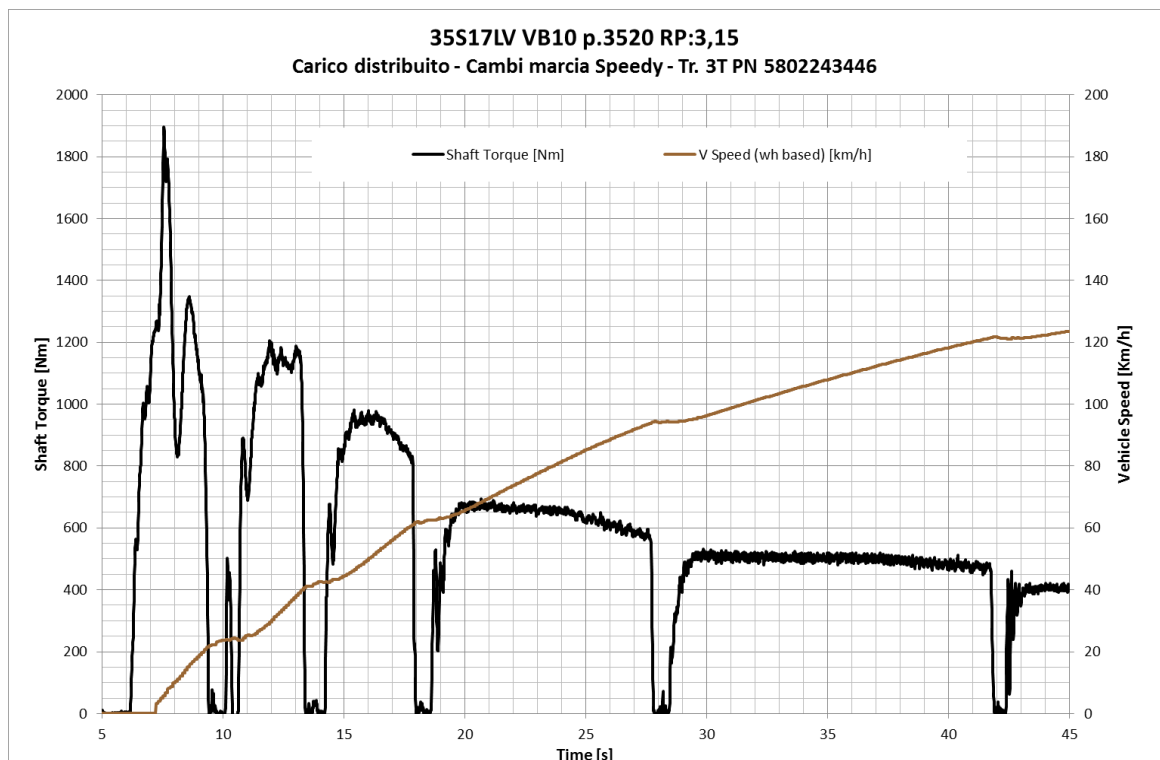


Figura 2.3-4: Dati sperimentali coppia albero e velocità veicolo

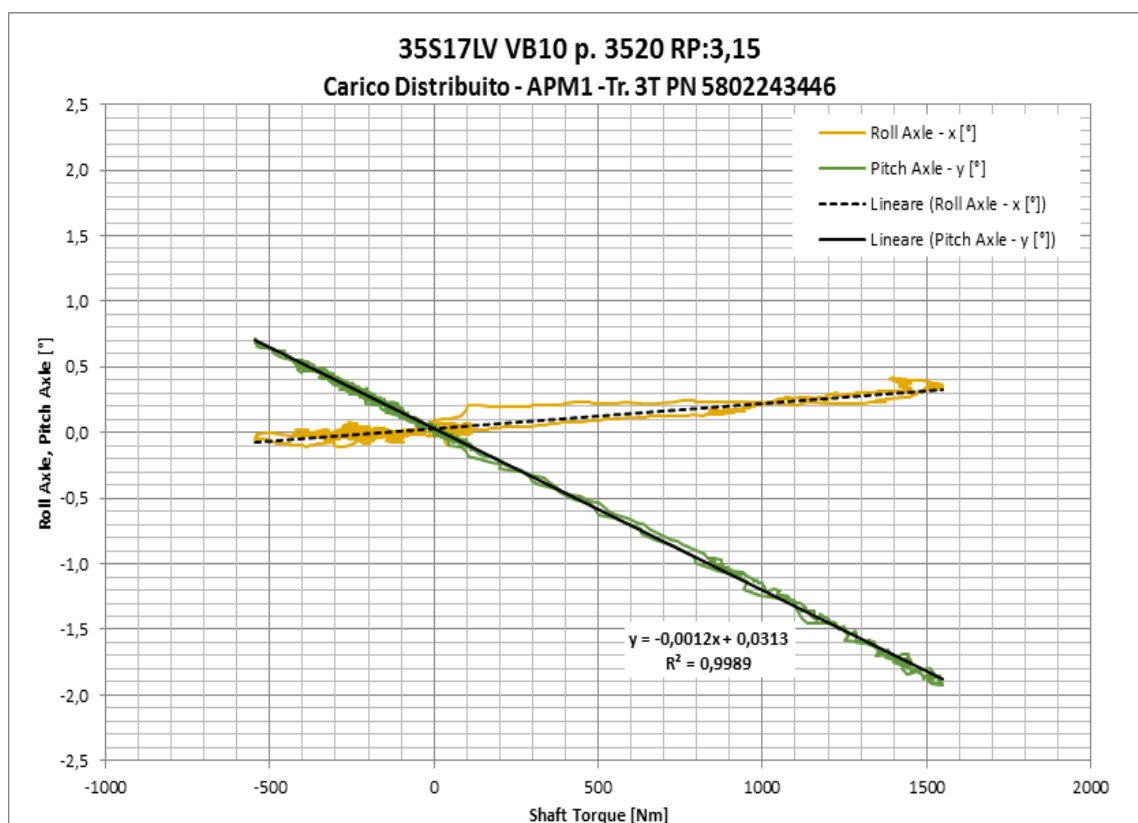


Figura 2.3-5: Dati sperimentali beccheggio e rollio ponte

Il grafico della coppia mostra come l'andamento del veicolo segue in modo abbastanza accurato la curva identificata analiticamente di Figura 2.3-2. Nell'altro grafico si può vedere che il rollio del ponte è poco variabile, per le nostre analisi, e quindi può essere trascurato. L'angolo di beccheggio, invece, è fortemente dipendente dalla coppia e nello specifico si osserva, con buona approssimazione, una dipendenza lineare. Questo dato è molto importante per la corretta valutazione dell'angolo al ponte da inserire nel modello in funzione delle condizioni di prova. Si utilizzerà pertanto l'equazione identificata interpolando i dati sperimentali per il calcolo dell'angolo al ponte:

$$\gamma = -0,0012 \cdot C_{albero} + 0,0313$$

Dove:

γ = angolo al ponte (beccheggio);

C_{albero} = coppia applicata all'albero;

2.4 Analisi preliminari su modello semplificato (due tronchi)

Sono state condotte delle analisi preliminari sul modello semplificato a due tronchi per verificarne il corretto funzionamento. A tal proposito è stato considerato il modello privo di assieme motore e di assieme attuatori. È stata così studiato solo l'albero di trasmissione comprensivo di giunti cardanici, tronchi rigidi e supporto.

In una prima fase è stata eseguita un'analisi statica con coppia e giri motore nulli per verificare la stabilità del modello, ovvero che le reazioni sul supporto e nei collegamenti con il ground fossero corretti e costanti nel tempo.

Successivamente è stata eseguita un'analisi dinamica in prima marcia impostando una coppia motore di 400 Nm e giri motore pari a 1000 rpm. Si è controllato l'andamento della forza sul supporto: la forza oscilla con la stessa frequenza di trasmissione della sollecitazione dei giunti cardanici. La frequenza dei giunti cardanici è doppia alla frequenza di rotazione degli alberi. Per questa prova l'albero ruota a:

$$rpm_{albero} = \frac{rpm_{motore}}{rapp. trasmissione} = \frac{1000}{5,375} = 186 rpm$$

che equivalgono ad una frequenza di rotazione di:

$$f_a = \frac{rpm_{albero}}{60} = \frac{186}{60} = 3,1 Hz$$

Pertanto, la frequenza di eccitazione dei giunti cardanici è:

$$f_c = f_a \cdot 2 = 6,2 Hz$$

Nel grafico FFT, ottenuto elaborando la curva della forza sul supporto, sono visibili due armoniche: la prima proprio alla frequenza di 6,2 Hz e una seconda armonica a 12,3 Hz (Figura 2.4-1).

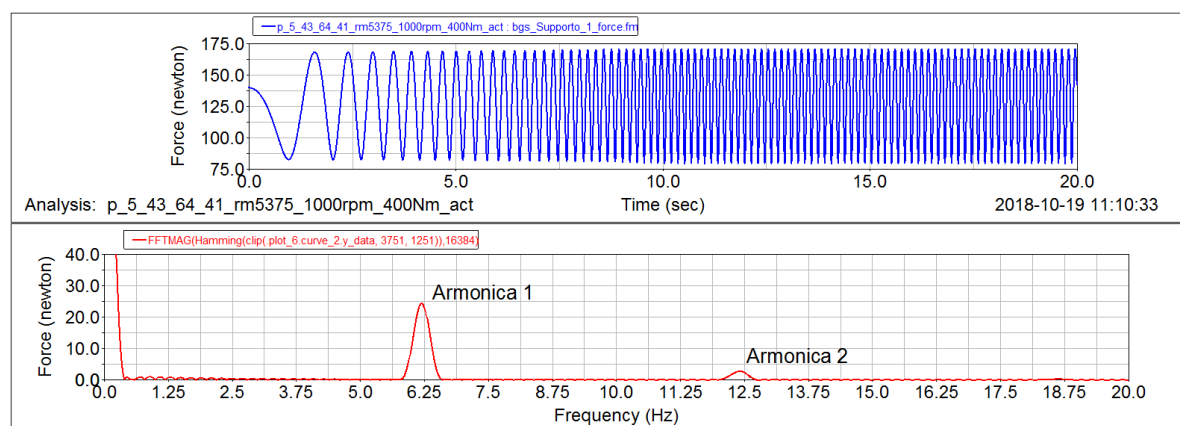


Figura 2.4-1: FFT forza sul supporto - analisi preliminari - modello semplificato

3. Analisi del fenomeno delle vibrazioni su trasmissione a due tronchi

In questa sezione sono stati studiati i fenomeni vibratorii trattati nel capitolo 1.4 e come i vari parametri di progetto influenzano il comportamento vibratorio del sistema. Si è cercata, inoltre, una correlazione tra i risultati provenienti dal modello e i risultati analitici. Per far ciò è stato necessario impostare delle condizioni di prova consone al tipo di analisi. L'analisi dell'influenza di un determinato parametro, infatti, è condotta mantenendo gli altri parametri invariati durante tutto lo studio. Tutti gli studi sono fatti, inoltre, in condizioni di regime. È tuttavia necessario introdurre un transitorio per permettere al modello di funzionare correttamente. A tal proposito, per quanto riguarda la velocità angolare del motore in input, si è considerata una rampa lineare che raggiungesse il valore massimo a un certo tempo e lo mantenesse costante fino al termine della prova. Per le analisi che seguono si è utilizzata la rampa di Figura 3-1: dal tempo $T = 0$ s al tempo $T = 10$ s la funzione raggiunge il valore massimo di giri. Da quel momento fino a termine prova, ovvero a $T = 20$ s, i giri restano costanti e pari al valore massimo. I giri massimi sono impostati di volta in volta a seconda del tipo di prova.

Dato che nella trattazione analitica il parametro di controllo principale è la forza di reazione sul supporto, dal modello sono state estrapolate, per ogni prova, le curve delle componenti lungo X, Y e Z di tale forza. Dalle curve, successivamente, sono state distinte le componenti statiche e dinamiche delle forze, come per la trattazione analitica.

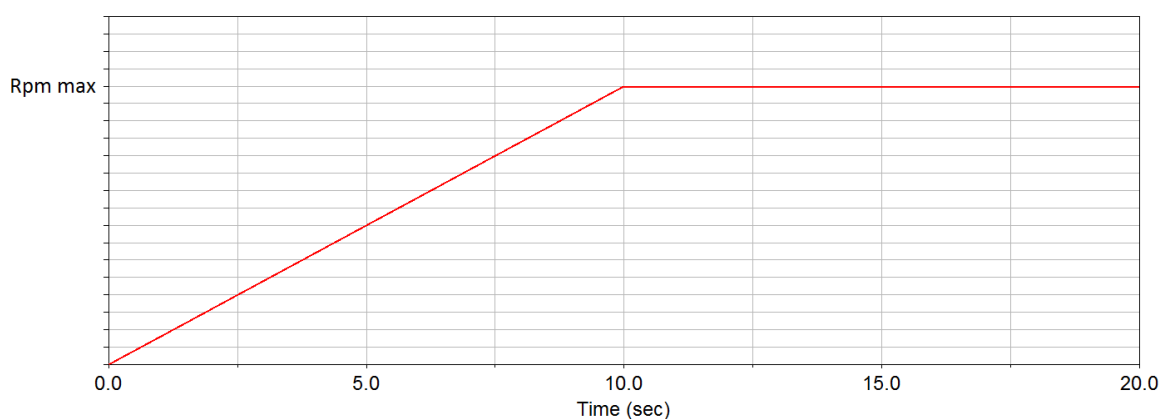


Figura 3-1: Rampa input velocità angolare motore

3.1 Analisi statica con angoli di prova statico - vuoto

La prima analisi necessaria, da tenere come riferimento per quelle future, è un'analisi statica. Per tale analisi, coppia e giri motore sono stati impostati pari a zero. Gli angoli di riferimento sono stati estrapolati secondo la procedura di calcolo standard con il foglio di calcolo Excel.

Per gli angoli in input si farà riferimento alla notazione di Figura 3.1-1.

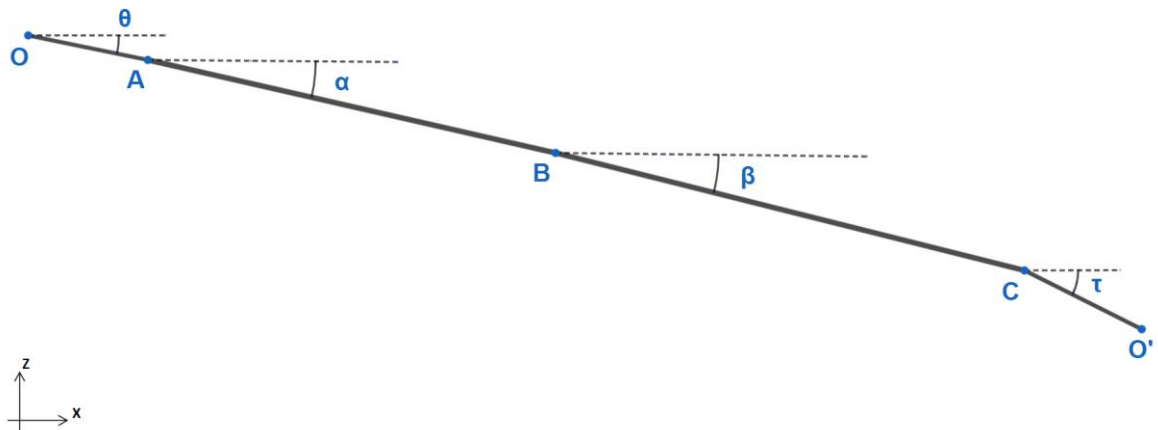


Figura 3.1-1: Notazione angoli - 2 tronchi

Segue una tabella riassuntiva dei dati di input della prova:

Tabella 3.1-1: Dati input - statica (vibrazioni) - 2 tronchi

θ	α	β	τ	Coppia motore	Giri max motore
[°]	[°]	[°]	[°]	[Nm]	[rpm]
5,000	4,371	5,978	4,125	0	0

I risultati della prova definiscono i valori di riferimento delle reazioni statiche sul supporto nelle tre direzioni X, Y e Z. Non vi sono sostanziali variazioni rispetto alla prova condotta sul modello semplice (privo di assieme motore ed attuatori posteriori). Si hanno pertanto i seguenti risultati:

$$F_x = 124,4 \text{ N}$$

$$F_y = 0 \text{ N}$$

$$F_z = -6,26 \text{ N}$$

$$F_m = \sqrt{(F_x)^2 + (F_y)^2 + (F_z)^2} = 124,55 \text{ N}$$

3.2 Influenza parametri di funzionamento su fenomeni vibratori

Terminata la simulazione di riferimento, è stato studiato il comportamento del sistema al variare dei parametri di progetto e di funzionamento. Come detto in precedenza, si è studiato il comportamento vibratorio del sistema al variare di alcuni parametri. I parametri si dividono in parametri di progetto e parametri di funzionamento. I primi sono scelti a priori dal progettista della driveline; sono tutti i parametri geometrici tra cui gli angoli di funzionamento degli alberi, le loro lunghezze, la quota verticale del supporto rispetto al telaio, gli angoli di ponte e scatola cambio e la rigidità del supporto. I parametri di funzionamento sono invece caratteristici del veicolo e/o del suo impiego; vengono impostati come input nel modello ma non sono scelti dal progettista. Parametri come la coppia erogata dal motore o la velocità angolare degli alberi non possono essere scelti a priori, ma sono definiti dal tipo di manovra che il veicolo è portato a eseguire. Questa categoria di input comprende la coppia erogata dal motore, la sua velocità angolare, il rapporto di trasmissione e le conseguenti coppie applicate e velocità dell'albero di trasmissione.

Fatta questa premessa, il sistema è stato studiato inizialmente facendo variare singolarmente i parametri di funzionamento e successivamente i parametri di progetto. Si è cercato in questo studio di scindere le varie tipologie di eccitazioni per capire quali parametri influenzano determinate eccitazioni vibrazionali. Questo studio si è rivelato molto utile nel prosieguo delle analisi per poter prevedere eventuali comportamenti del sistema in funzione di determinate sollecitazioni esterne.

3.2.1 Analisi velocità alta e coppie variabili

La prima serie di analisi è fatta considerando un punto di funzionamento rappresentativo della zona a velocità alte e coppie basse. A tal proposito è stata studiata l'influenza della coppia variabile a parità di velocità di rotazione dell'albero. Sono state eseguite tre prove caratteristiche. I giri motore sono stati impostati volutamente oltre il limite massimo reale del veicolo. Tuttavia in questa fase si vuole studiare la risposta del sistema per condizioni di prova "limite". La coppia è stata fatta variare raddoppiando il valore della prova precedente. Nella tabella seguente sono elencati i parametri di prova impostati nel modello per questo tipo di studio:

Tabella 3.2.1-1: Dati input - velocità alta e coppie variabili (vibrazioni) - 2 tronchi

Prova	θ	α	β	τ	Coppia motore	Giri max motore	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	[Nm]	[rpm]	[Nm]	[rpm]
1	5,000	4,371	5,978	4,125	100	3500	79	4424
2	5,000	4,371	5,978	4,125	200	3500	158	4424
3	5,000	4,371	5,978	4,125	400	3500	316	4424

Come già accennato, come dati di output sono stati analizzate le componenti statiche e dinamiche delle forze scaricate sul supporto nelle direzioni X, Y e Z. Per componente

dinamica si intende il valore “picco-picco” dell’oscillazione. La Figura 3.2.1-1 e Figura 3.2.1-2 mostrano dei grafici riassuntivi delle tre prove.

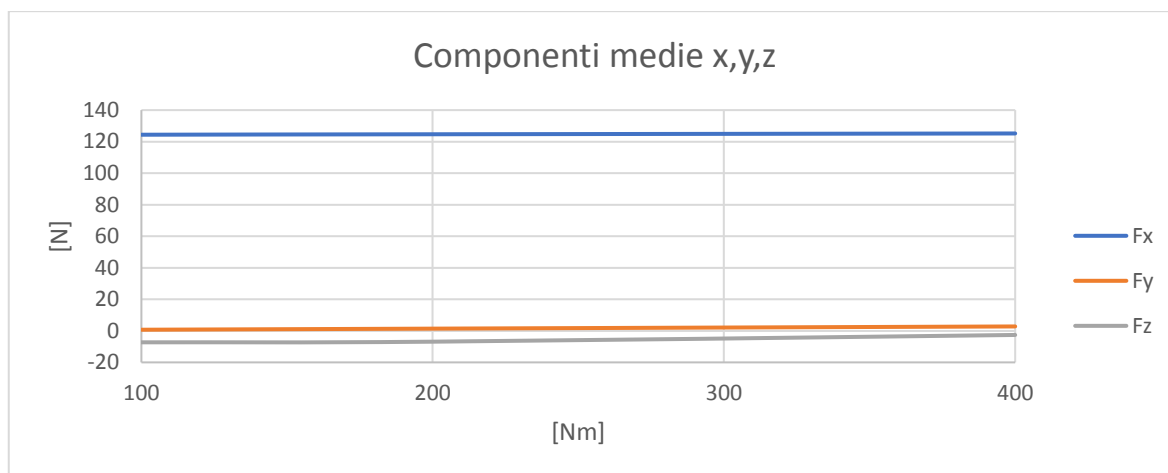


Figura 3.2.1-1: Risultati - Componenti medie - velocità alta e coppie variabili (vibrazioni) - 2 tronchi

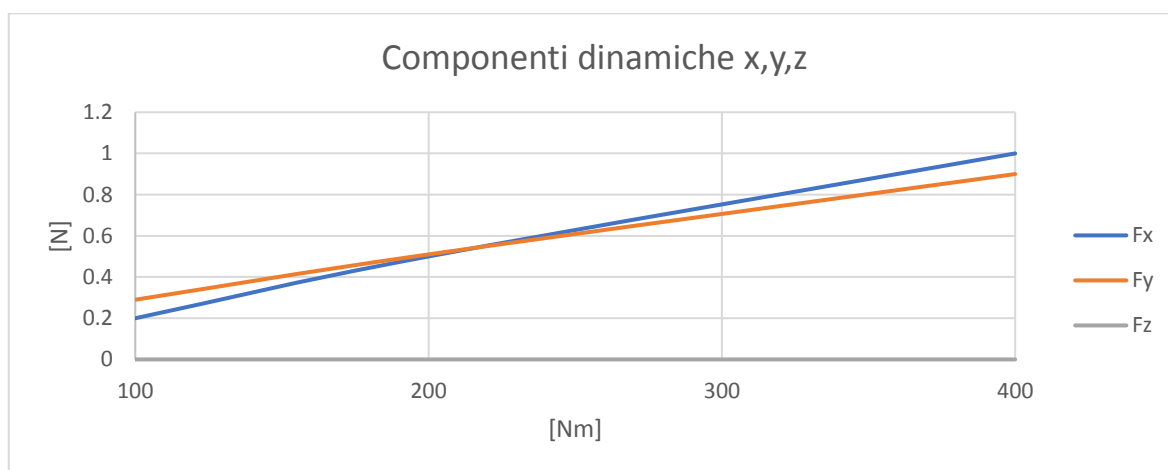


Figura 3.2.1-2: Risultati - Componenti dinamiche - velocità alta e coppie variabili (vibrazioni) - 2 tronchi

Dai grafici si può notare come le componenti statiche restino pressoché costanti al variare della coppia applicata all'albero. Le componenti dinamiche mostrano, invece, una dipendenza lineare crescente con la coppia applicata all'albero. È da notare, comunque, che l'entità delle componenti medie non varia rispetto alla prova statica. L'entità delle componenti dinamiche è minima e il valore massimo ottenuto nelle condizioni peggiori è, infatti, di circa 1 N.

Il comportamento delle componenti medie può essere dedotto da un confronto con la trattazione analitica: abbiamo visto, infatti, come la componente media delle forze dovute alle coppie secondarie sia influenzata dagli angoli di lavoro dei giunti cardanici. In questa prova, essendo gli angoli relativi tra gli alberi invariati, non vi è un'apparente ragione per cui le componenti medie della forza debbano variare. È altresì vero che, allo stato attuale, non è possibile imputare le variazioni di forza alle sole coppie secondarie, non essendoci dati sufficienti per escludere l'effetto delle eccitazioni torsionali e d'inerzia. Si ritiene inoltre necessario indagare ulteriormente sull'effetto che la coppia applicata ha sul sistema.

3.2.2 Analisi velocità variabile e coppia alta

Visto il comportamento del sistema al variare della coppia, l'analisi successiva si propone di studiare la risposta del sistema impostando velocità del motore crescenti, mantenendo una coppia costante. Anche in questa prova sono stati impostati degli angoli costanti e provenienti dal foglio di calcolo Excel. Sono state condotte cinque prove con velocità angolare del motore variabile da un minimo di 1000 rpm ad un massimo di 2000 rpm. La coppia motore è stata mantenuta costante e pari a 400 Nm. Nella tabella seguente sono rappresentati i dati di input della prova:

Tabella 3.2.2-1: Dati input - velocità variabile e coppia alta (vibrazioni) - 2 tronchi

Prova	θ	α	β	τ	Coppia motore	Giri max motore	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	[Nm]	[rpm]	[Nm]	[rpm]
1	5,000	4,371	5,978	4,125	400	1000	2150	186
2	5,000	4,371	5,978	4,125	400	1250	2150	232
3	5,000	4,371	5,978	4,125	400	1500	2150	279
4	5,000	4,371	5,978	4,125	400	1750	2150	325
5	5,000	4,371	5,978	4,125	400	2000	2150	372

In questo caso sono stati plottati i risultati delle componenti dinamiche e medie in funzione dei giri del motore. In Figura 3.2.2-1 è rappresentata la variazione delle componenti medie al variare della velocità di rotazione del motore; in Figura 3.2.2-2 vi è, invece, l'andamento delle componenti dinamiche.

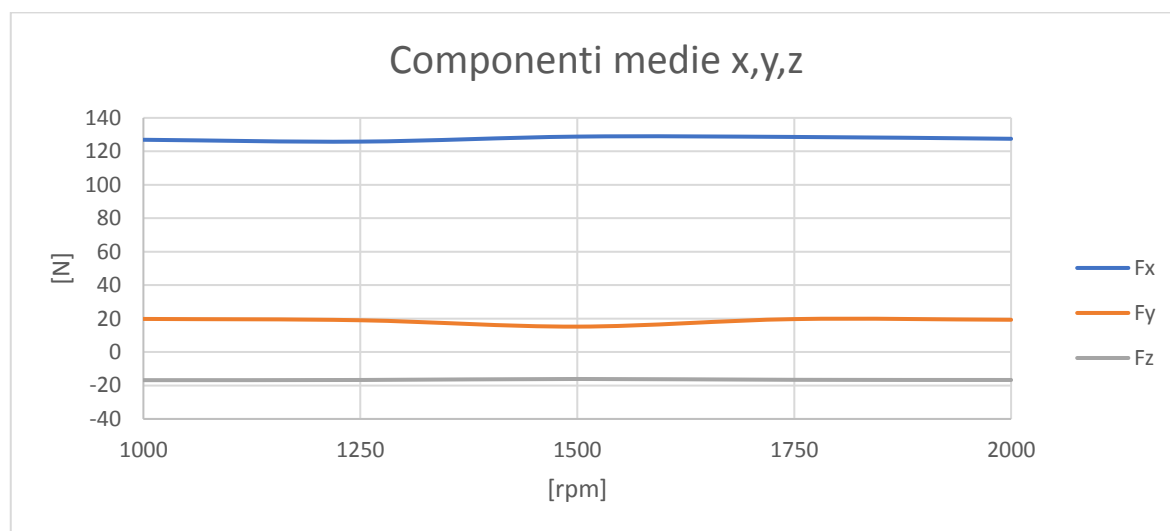


Figura 3.2.2-1: Risultati - Componenti medie - velocità variabile e coppia alta (vibrazioni) - 2 tronchi

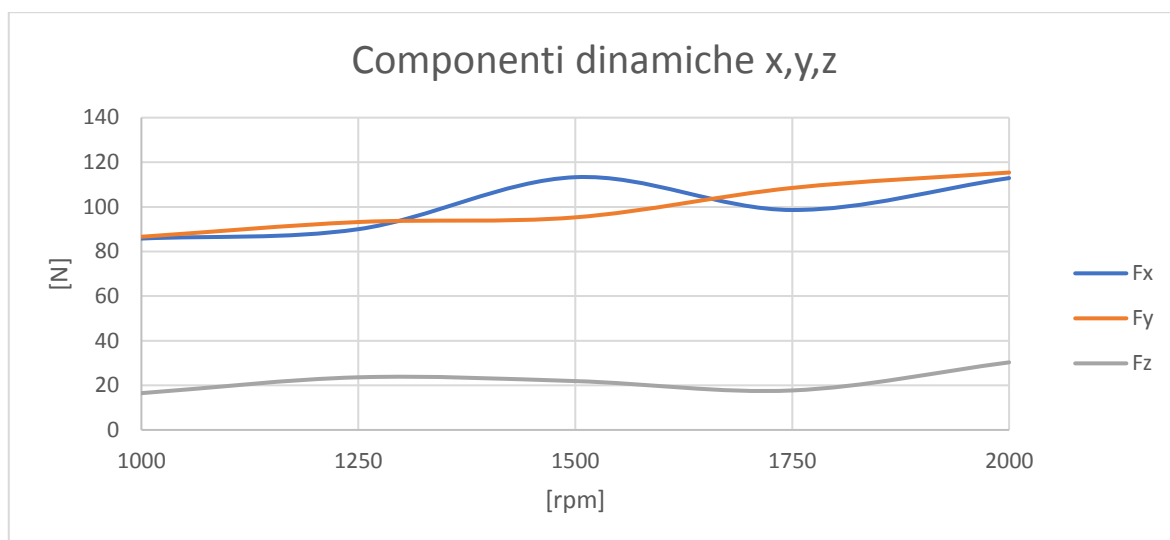


Figura 3.2.2-2: Risultati - Componenti dinamiche - velocità variabile e coppia alta (vibrazioni) - 2 tronchi

Anche in questo caso è evidente come le componenti medie non varino, il che può essere imputato al fatto che gli angoli si sono mantenuti costanti durante tutta la prova. Anche se i risultati non sono perfettamente accurati, si evince un aumento delle forze dinamiche in funzione dell'aumento di velocità. Interpolando i risultati numerici (utilizzando una funzione di tendenza) può essere evidenziata una relazione non lineare tra componenti dinamiche e velocità di rotazione. L'andamento sopra citato è visibile in Figura 3.2.2-3.

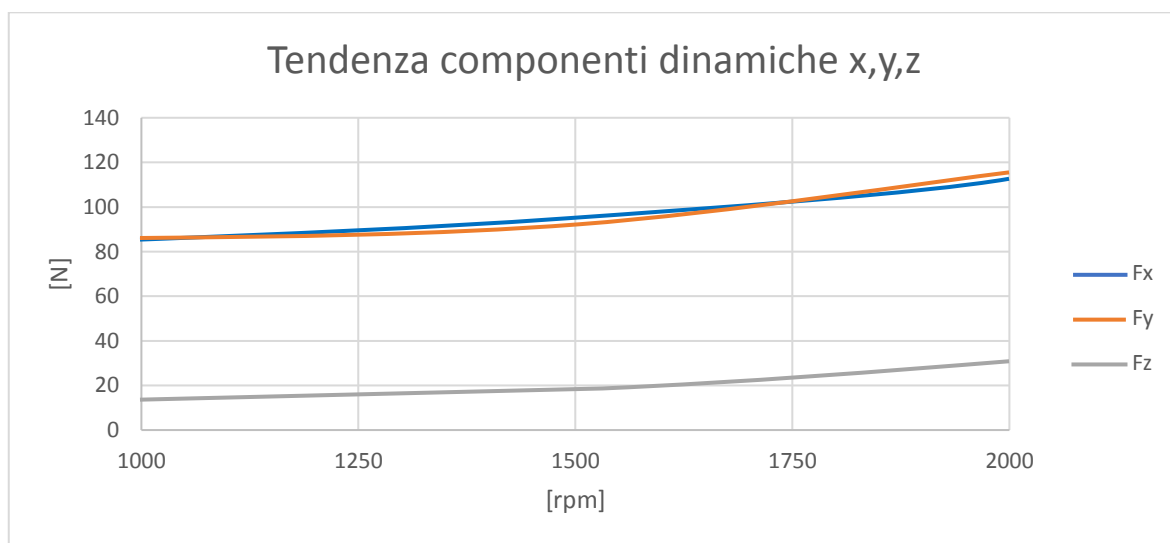


Figura 3.2.2-3: Curve di tendenza componenti dinamiche

Questa relazione può essere causata da fenomeni inerziali. Nella trattazione analitica, infatti, si è visto come le eccitazioni d'inerzia dipendano dal quadrato della velocità angolare. Questo spiega l'apparente relazione quadratica tra le forzanti dinamiche e la velocità angolare. Risulta interessante adesso studiare con maggior precisione l'effetto dei giri motore crescenti e quanto essi influiscano sulla reazione del supporto.

3.2.3 Analisi a giri motore e coppia variabili

In questo studio sono state impostate una serie di simulazioni con geometria costante durante tutte le prove. Il primo blocco di simulazioni comprende dei lanci a velocità fissa e coppia variabile. Il secondo blocco prevede, invece, dei lanci a velocità variabili e coppia costante. Rispetto alle prove precedenti, per quanto riguarda le coppie, il passo è stato mantenuto quasi uguale ma sono stati cambiati i limiti massimo e minimo. Per quanto riguarda la variazione di velocità angolare è stato aumentato il numero di simulazioni e conseguente valore massimo, permettendo un'indagine più accurata.

Con questo studio ci si propone di collegare coppia e velocità alle relative eccitazioni vibrazionali. Si vuole capire definitivamente quale parametro influenza maggiormente un tipo di eccitazioni e sotto quali condizioni possano avvenire tali influenze. In Tabella 3.2.3-1 sono elencati i dati di input della prova a coppia variabile, in Tabella 3.2.3-2 sono elencati i dati di input della prova a velocità variabile.

Tabella 3.2.3-1: Dati input - velocità fissa e coppia variabile (vibrazioni) - 2 tronchi

Prova	θ	α	β	τ	Coppia motore	Giri max motore	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	[Nm]	[rpm]	[Nm]	[rpm]
1	5,000	4,371	5,978	4,125	200	3000	1075	558
2	5,000	4,371	5,978	4,125	400	3000	2150	558
3	5,000	4,371	5,978	4,125	600	3000	3225	558

Tabella 3.2.3-2: Dati input - velocità variabile e coppia fissa (vibrazioni) - 2 tronchi

Prova	θ	α	β	τ	Coppia motore	Giri max motore	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	[Nm]	[rpm]	[Nm]	[rpm]
1	5,000	4,371	5,978	4,125	400	1000	2150	186
2	5,000	4,371	5,978	4,125	400	1500	2150	279
3	5,000	4,371	5,978	4,125	400	2000	2150	372
4	5,000	4,371	5,978	4,125	400	2500	2150	465
5	5,000	4,371	5,978	4,125	400	3000	2150	558
6	5,000	4,371	5,978	4,125	400	3500	2150	651
7	5,000	4,371	5,978	4,125	400	4000	2150	744

Dai risultati sono stati confrontati rispettivamente i comportamenti delle componenti medie e dinamiche delle forze sul supporto in funzione della coppia e della velocità di rotazione del motore. Nella Figura 3.2.3-1, Figura 3.2.3-2, Figura 3.2.3-3 e Figura 3.2.3-4 sono rappresentati i risultati di tale studio.

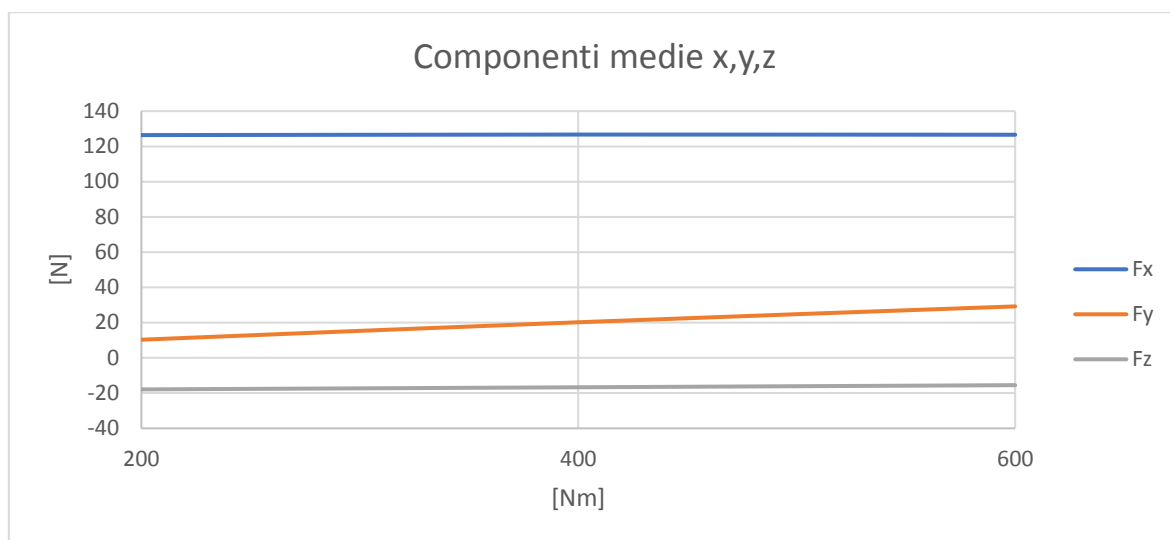


Figura 3.2.3-1: Risultati - Componenti medie - velocità fissa e coppia variabile (vibrazioni) - 2 tronchi

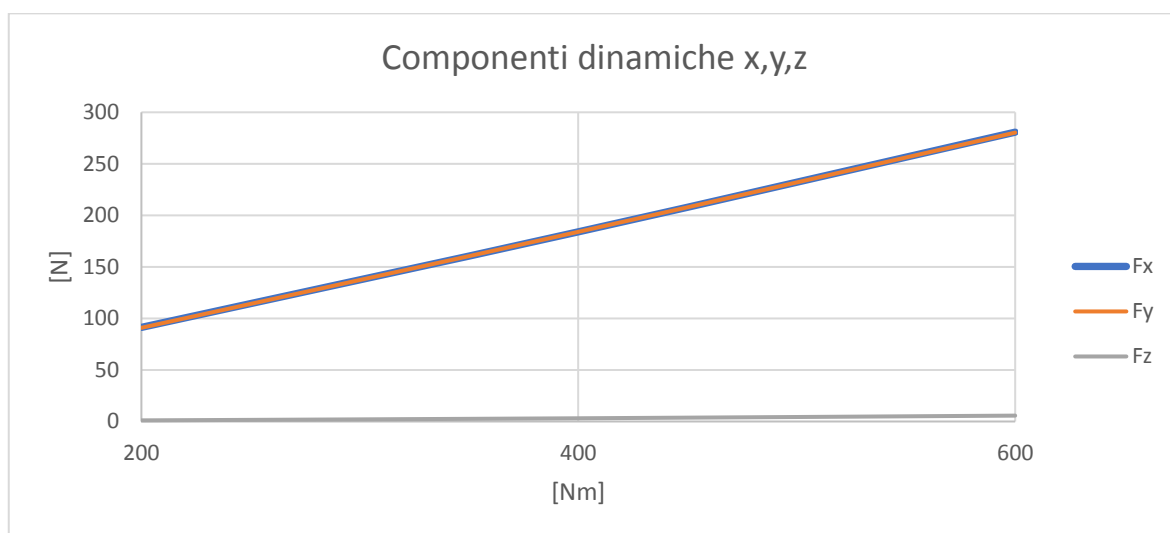


Figura 3.2.3-2: Risultati - Componenti dinamiche - velocità fissa e coppia variabile (vibrazioni) - 2 tronchi

Da questi risultati si riconfermano le conclusioni fatte nel capitolo 3.2.1. È evidente infatti la relazione lineare tra componenti dinamiche e coppia applicata all'albero. Maggiore è la coppia, maggiore sarà l'entità delle forze. Il modello viene pertanto validato, confermando la teoria analitica del capitolo 1.4. Si intuisce, altresì, l'influenza degli angoli sulla componente media delle forze. Dal grafico di Figura 3.2.3-1 si constata un leggero aumento della componente lungo Y. Andando a visualizzare l'animazione delle prove si nota una variazione degli angoli relativi tra i giunti cardanici dovuto all'aumento importante di coppia. La coppia ha un effetto aggiuntivo sul sistema, ovvero variare la geometria durante la prova. Questo era facilmente intuibile in quanto a un aumento della coppia applicata corrisponde un aumento della coppia resistente dal lato del ponte. Questo causa un effetto di beccheggio su di esso, il che si traduce in una variazione degli angoli in gioco. Nelle prove caratterizzate da coppie particolarmente elevate si evidenzia anche il contributo delle eccitazioni torsionali. Queste sono causate, infatti, da oscillazioni di coppia sull'albero. L'influenza sulle reazioni è di tipo quadratico ed è legata (come evidenziato dalla trattazione analitica) alla variazione degli angoli. Per una maggior chiarezza risulta, quindi, necessario studiare l'influenza della variazione degli angoli sul comportamento vibrazionale.

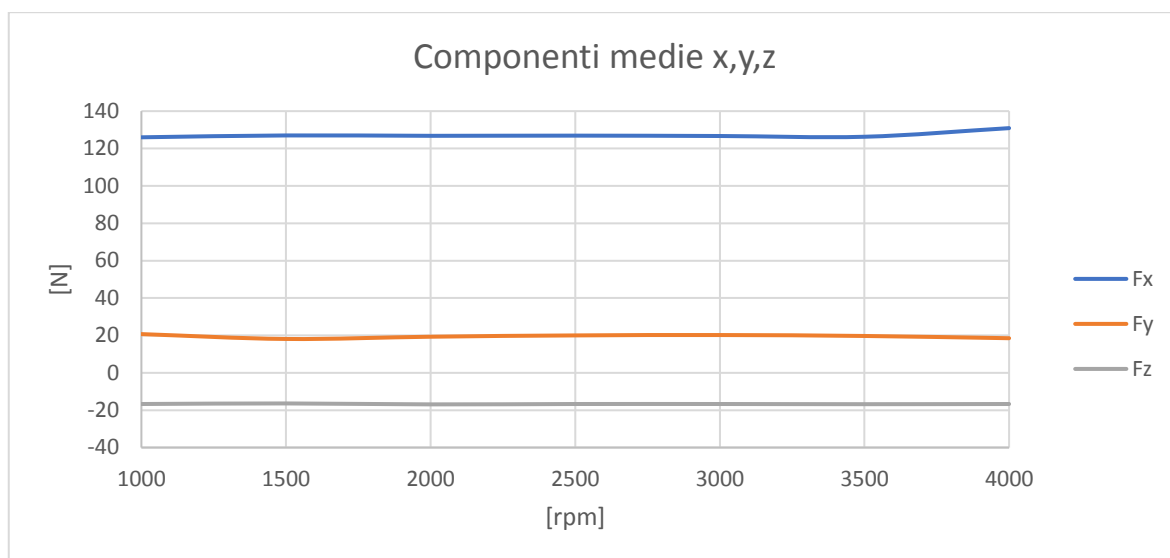


Figura 3.2.3-3: Risultati - Componenti medie - velocità variabile e coppia fissa (vibrazioni) - 2 tronchi

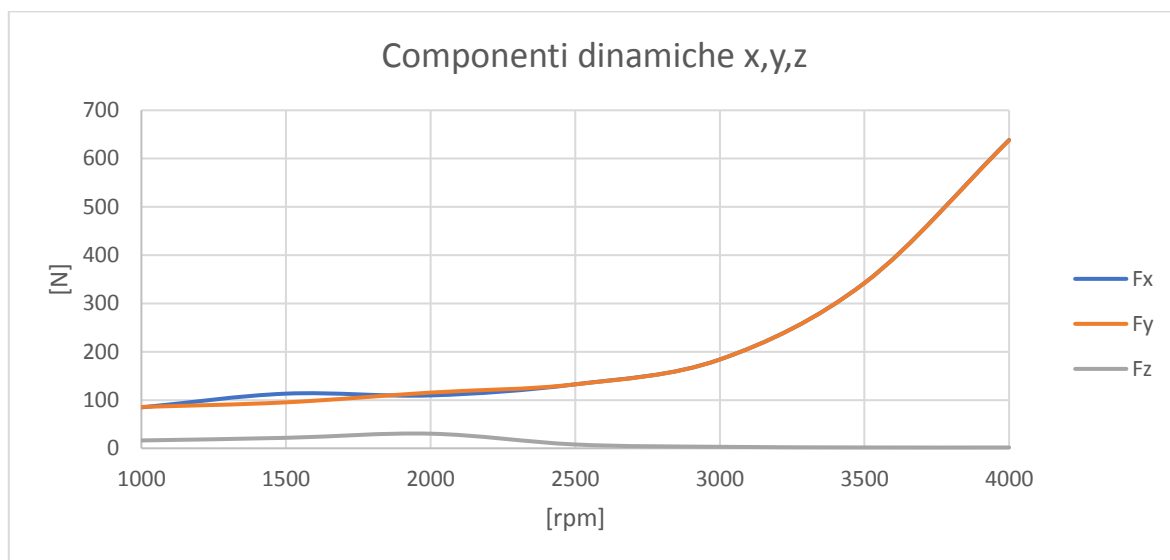


Figura 3.2.3-4: Risultati - Componenti dinamiche - velocità variabile e coppia fissa (vibrazioni) - 2 tronchi

Essendo in queste prove la coppia relativamente bassa, non si evidenziano particolari variazioni di geometria sul sistema. Viene pertanto giustificato l'andamento costante delle componenti medie durante la prova a velocità variabile. Analizzando il grafico rappresentativo delle componenti dinamiche, si conferma l'andamento quadratico ipotizzato nel capitolo 3.2.2. Si vede come le componenti lungo X e Y aumentino esponenzialmente con l'aumentare della velocità del motore (e quindi dell'albero): pressoché lineare fino a circa 2500 rpm, di tipo quadratico oltre questo valore. Al momento non possono essere fatte delle considerazioni sul valore numerico in questione, tuttavia questo ci suggerisce come effettivamente le sollecitazioni dovute alla velocità di rotazione comincino a essere significative a velocità sostenute. Il modello, anche per quanto riguarda le eccitazioni d'inerzia, segue la teoria analitica.

3.2.4 Analisi confronto angoli variabili

In questa fase dell'analisi si vuole studiare più nello specifico l'influenza della variazione angolare degli alberi di trasmissione, quindi, più in generale, la variazione di geometria sulla forza di reazione del supporto. Abbiamo visto come potrebbe esserci una relazione lineare come suggerito, tra l'altro, dalla teoria analitica. È necessaria, però, un'indagine su un ampio campo di variazione della geometria per verificare che non sopraggiungano altri effetti che modifichino la dipendenza tra angoli e componenti della forza al supporto.

Per questa analisi si è quindi impostato inizialmente un angolo relativo tra i tronchi di albero nullo. Questa condizione corrisponde ad avere una driveline, nel nostro caso, in linea con l'angolo di inclinazione della scatola cambio, ovvero un angolo assoluto di 5° . Impostati gli angoli assoluti di tutti i tronchi a 5° , si è fatto variare il singolo angolo α mantenendo gli angoli precedenti e successivi al cardano interessato in linea con il precedente. In questo modo la geometria del sistema, per quanto riguarda gli ancoraggi al telaio, non è variata; tuttavia si ha comunque l'effetto della variazione dell'angolo di lavoro del secondo cardano (quello che influenza maggiormente il supporto).

Nella Tabella 3.2.4-1 sono elencati i dati in input delle varie prove:

Tabella 3.2.4-1: Dati input - angolo variabile (vibrazioni) - 2 tronchi

Prova	θ	α	β	τ	Coppia motore	Giri max motore	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	[Nm]	[rpm]	[Nm]	[rpm]
1	5,000	5,000	5,000	5,000	400	3000	2450	558
2	5,000	5,500	5,000	5,000	400	3000	2450	558
3	5,000	6,000	5,000	5,000	400	3000	2450	558
4	5,000	6,500	5,000	5,000	400	3000	2450	558
5	5,000	7,000	5,000	5,000	400	3000	2450	558

Per quanto riguarda le condizioni di prova, sono state impostate una coppia motore standard di 400 Nm e una velocità di rotazione del motore media di 3000 rpm. L'angolo α è stato fatto variare di $0,5^\circ$ da prova a prova, con un $\Delta\alpha$ massimo di 2° . Si consideri che un angolo di lavoro di 2° su un giunto cardanico, in questo tipo di applicazioni, è un valore abbastanza elevato.

I grafici risultanti dall'elaborazione dei risultati di questo set di prove sono mostrati in Figura 3.2.4-1 e Figura 3.2.4-2.

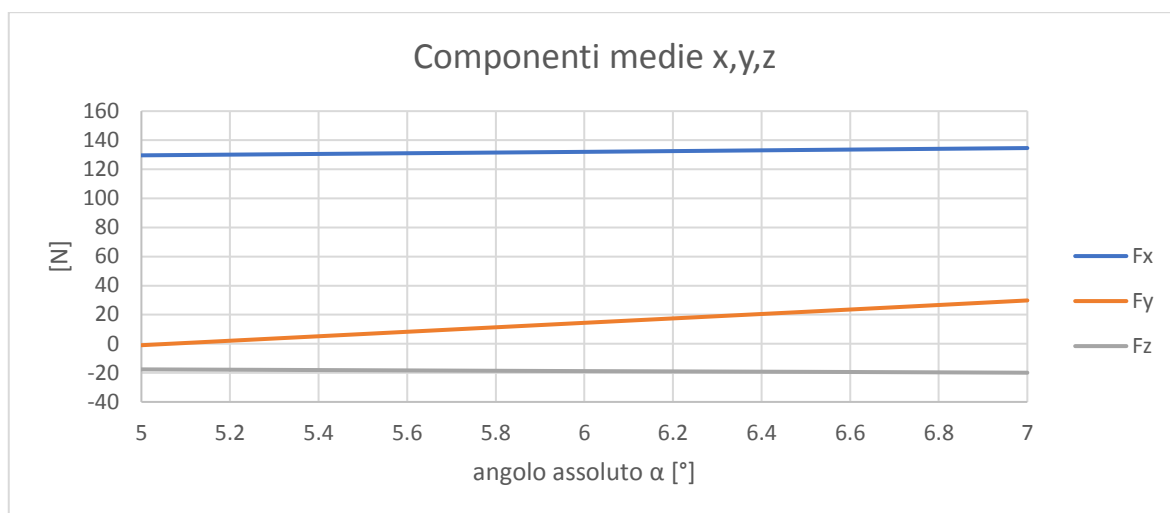


Figura 3.2.4-1: Risultati - Componenti medie - angolo variabile (vibrazioni) - 2 tronchi

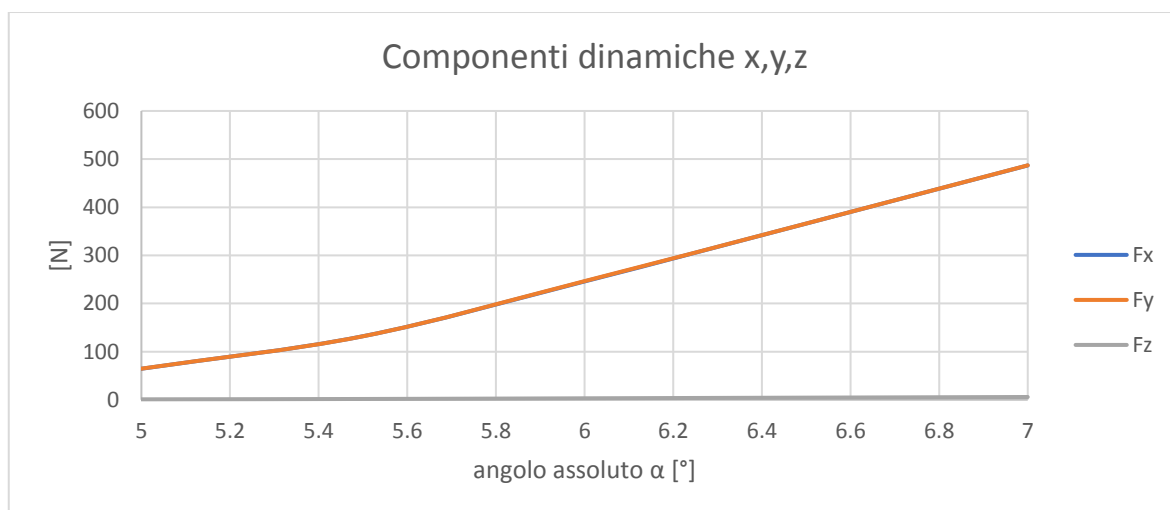


Figura 3.2.4-2: Risultati - Componenti dinamiche - angolo variabile (vibrazioni) - 2 tronchi

Osservando il grafico di Figura 3.2.4-1 possiamo vedere che ovviamente i valori delle componenti medie sono differenti rispetto alle analisi precedenti. Questo è dovuto all'importante variazione di geometria, essendo il sistema completamente differente. Possono essere fatte, tuttavia, delle osservazioni: entrambe le componenti medie aumentano con l'aumentare dell'angolo in modo lineare. La F_y risulta essere maggiormente influenzata rispetto alla F_x . Osservando le componenti dinamiche, si ha una crescita lineare con l'aumento di angolo, con una certa pendenza da angolo relativo $\Delta\alpha = 0^\circ$ ad angolo relativo $\Delta\alpha = 0,5^\circ$ e con una pendenza maggiore da angolo relativo $\Delta\alpha = 0,5^\circ$ ad angolo relativo $\Delta\alpha = 2^\circ$. La dipendenza risulta comunque lineare. Per maggior chiarezza sui risultati, in Figura 3.2.4-3 è rappresentata la curva della F_y per tre differenti prove ($\alpha = 5,5^\circ$, $\alpha = 6,5^\circ$ e $\alpha = 7,5^\circ$). Sono evidenti gli aumenti della componente media e della componente dinamica.

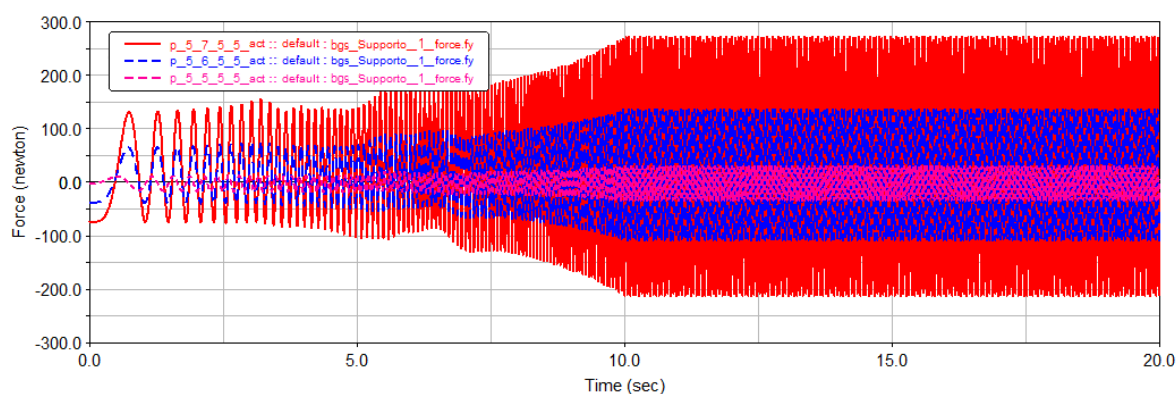


Figura 3.2.4-3: Risultati - F_y - angolo variabile (vibrazioni) - 2 tronchi

Considerando che in questa prova l'unico parametro variato è stato l'angolo, si possono trarre le seguenti conclusioni:

- le componenti medie della forza sono influenzate dall'angolo di lavoro;
- le componenti dinamiche sono influenzate dalle variazioni delle componenti medie.

3.3 Conclusioni sui fenomeni vibratori

Gli studi condotti sull'influenza che hanno i parametri di input sui fenomeni vibratori hanno mostrato, in generale, come vi sia coerenza tra i risultati del modello e le formule trovate analiticamente. In particolare, sono stati analizzati gli effetti di:

- coppia applicata all'albero di trasmissione;
- velocità angolare dell'albero di trasmissione;
- angolo di funzionamento del secondo giunto cardanico;

sulle componenti medie e dinamiche lungo X, Y e Z della forza di reazione agente sul supporto della driveline.

Riassumendo si possono trarre le seguenti conclusioni:

Per le componenti medie:

- non sono direttamente influenzate da coppia e velocità;
- sono influenzate dalla geometria del sistema;
- aumentano linearmente con l'incremento degli angoli relativi tra i tronchi di albero.

Per le componenti dinamiche:

- sono influenzate dalla coppia applicata all'albero e dalla sua velocità angolare;
- hanno una dipendenza lineare dalla coppia;
- hanno una dipendenza quadratica dalla velocità di rotazione dell'albero;
- aumentano linearmente con l'incremento della coppia;
- aumentano esponenzialmente con l'incremento della velocità di rotazione;
- sono influenzate dalle componenti medie;
- sono influenzate dalla variazione di geometria del sistema.

Più avanti si vedrà come le componenti dinamiche dipendano fortemente dalla fasatura dei giunti cardanici. In questa fase dello studio, dove si vuole fare una trattazione del tutto generale, tuttavia non è stato analizzato tale aspetto. Questo perché la fasatura dei giunti cardanici è un parametro specifico del sistema, in quanto vanno considerati il numero di cardani presenti e la loro fasatura relativa. Non è possibile, quindi, delineare delle conclusioni di carattere generale su questo parametro.

Dagli studi fatti fin ora si vede che le componenti più influenti sul sistema sono quelle nelle direzioni X e Y. La componente lungo Z dà, nella quasi totalità dei casi, contributi irrilevanti. Concentrandosi sui risultati numerici è evidente che i valori delle componenti lungo X e lungo Y siano uguali (con una percentuale di errore massima del 2% dovuta ad errori numerici del modello). Confrontando nel dettaglio le curve di risposta della componente X e della componente Y per una qualsiasi prova, in funzione del tempo, si osserva come esse siano sfasate di un certo Δt . In Figura 3.3-1 è stata considerata una prova a 3000 rpm e 600 Nm di coppia. Sono state analizzate le curve della F_x e della F_y annullando il contributo medio per poter fare un confronto migliore. Si vede che le curve sono identiche ma sfasate di un certo periodo. In particolare, la frequenza di oscillazione, come già accennato, è pari a quella di eccitazione dei giunti cardanici, ovvero doppia a quella di rotazione dell'albero.

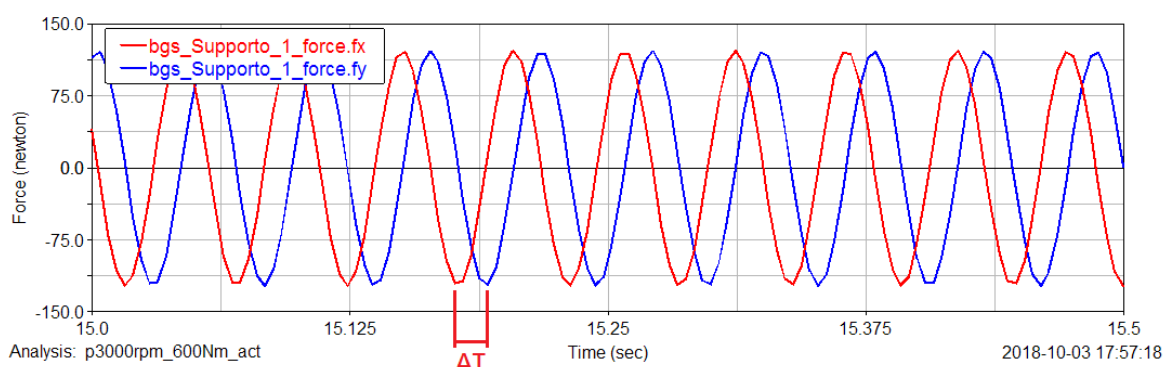


Figura 3.3-1: Confronto F_x vs. F_y

Questo suggerisce che in realtà la forza è una sola e ruota nel tempo. Ruotando, fa variare i contributi lungo X e Y. Risulterà d'ora in poi più conveniente, pertanto, riferirsi alla F_m , ovvero la forza risultante sul supporto:

$$F_m = \sqrt{(F_x)^2 + (F_y)^2 + (F_z)^2}$$

Essa darà un'indicazione corretta del valore effettivo della reazione scaricatasi sul giunto in quanto la componente lungo Z non influisce in maniera significativa sul risultato. La forza risultante è, quindi, un vettore per lo più verticale e rotante con frequenza doppia a quella di rotazione dell'albero.

4. Analisi trasmissione in due tronchi

In questo capitolo si studierà l'albero di trasmissione composto da due tronchi di albero, tre cardani e un supporto centrale in corrispondenza del secondo cardano, analizzando più nel dettaglio il comportamento del sistema nei punti di funzionamento tipici del veicolo. Si vuole quindi osservare la risposta del sistema alla variazione dei parametri di input, nei punti di funzionamento individuati nel paragrafo 2.3, concentrandosi non più sui fenomeni vibratori ma su come essi sollecitano effettivamente la driveline. Verranno d'ora in poi utilizzati dei dati di input plausibili e attinenti alla prova d'interesse. Si vedranno i parametri su cui è realmente possibile agire, considerando campi di variazione verosimili. Si farà uno studio NVH¹⁰, tramite i parametri di processo, sul sistema driveline.

4.1 Abbattimento risonanza nelle zone interessate

Nel corso delle prove sul sistema a due tronchi si è visto che i risultati a regime, ovvero dopo i primi 10 secondi di prova, erano influenzati da un disturbo. Questo fenomeno causava una sensibile amplificazione delle forze. Osservando nel dettaglio i risultati di diverse prove, si è visto che si verificavano dei picchi in determinate condizioni. L'ipotesi più probabile è che, durante le prove, si raggiungevano delle condizioni di risonanza del sistema.

Concentrandosi sulle prove in prima e sesta marcia, sono stati evidenziati dei possibili picchi dopo i 10 secondi di prova. Essi non venivano visualizzati in quanto dal tempo $t = 10s$ in poi, il sistema operava in condizioni di regime. Pertanto, la velocità rimaneva costante fino al termine della prova, ovvero $t = 20s$. Un esempio di questo fenomeno è rappresentato in Figura 4.1-1.

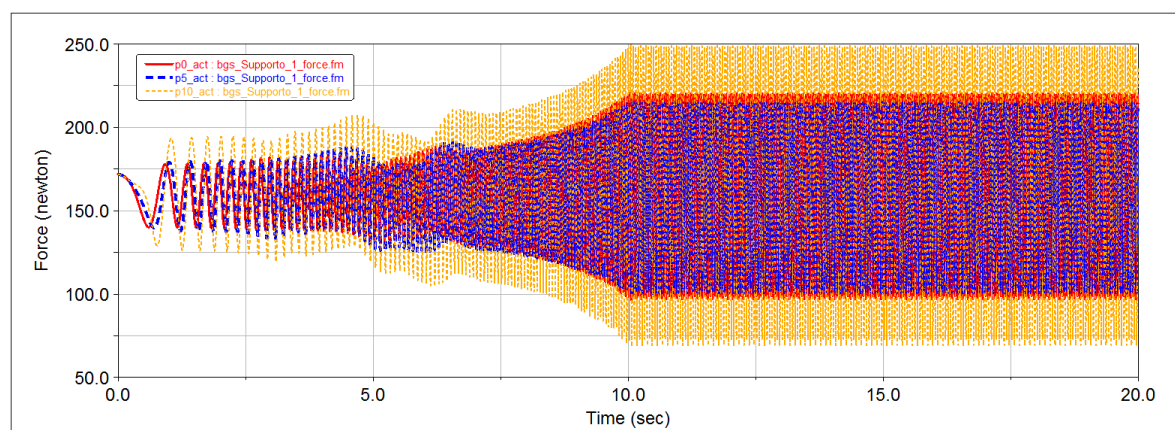


Figura 4.1-1: Esempio fenomeno "picco"

Il grafico in questione rappresenta il valore della forza risultante sul supporto di un test in prima marcia. Nella figura si può vedere come, dall'inizio della prova fino al tempo $t = 10s$, l'oscillazione della forza cresce per poi rimanere costante fino al tempo $t = 20s$.

¹⁰ "Noise Vibration Harshness" è lo studio e l'ottimizzazione della caratteristica di vibrazione e del rumore per migliorare il comfort e le prestazioni del sistema.

Analizzando il grafico in Figura 4.1-2, dove sono rappresentati i risultati di tre prove in prima, quarta e sesta marcia, possono essere notati due picchi corrispondenti a velocità diverse. Tuttavia, il fenomeno non è propriamente rappresentato, in quanto è più opportuno inserire nell'asse delle ascisse la velocità dell'albero anziché il tempo trascorso di prova.

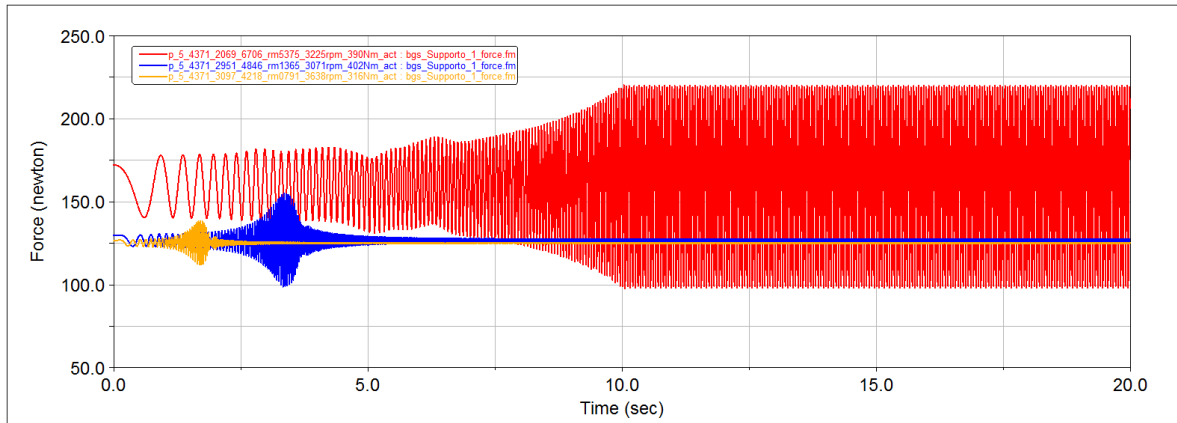


Figura 4.1-2: Prove in 1°, 4° e 6° marcia

Per indagare propriamente il fenomeno è stato condotto uno studio a velocità variabile, a parità di tutte le altre condizioni al contorno. Si è analizzato un ampio campo di velocità dell'albero di trasmissione, variabile da velocità nulla ad un massimo di 9000 rpm.

I risultati della prova sono visibili in Figura 4.1-3, nella quale sull'asse delle ordinate è indicato il valore in Newton del modulo della forza sul supporto, sull'asse delle ascisse è indicata la velocità dell'albero condotto.

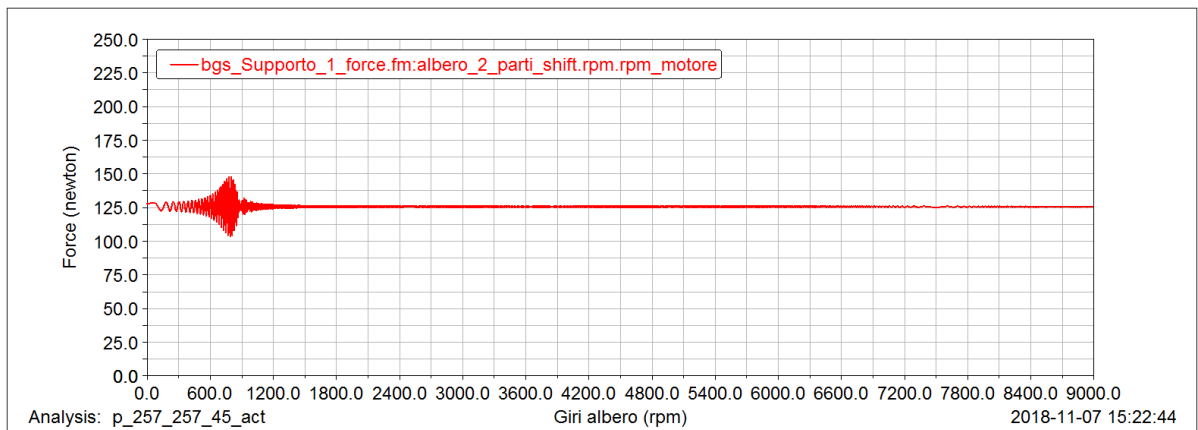


Figura 4.1-3: Grafico Fm - rpm albero condotto

In figura è quindi ben visibile il picco di forza e la rispettiva velocità per la quale si manifesta tale fenomeno. L'intervallo di velocità in questione va da 600 rpm a 900 rpm. È ragionevole ipotizzare una risonanza del sistema in quella zona di funzionamento.

Analisi modale

È quindi necessario condurre un'analisi dei modi propri del sistema, così da visualizzare le varie frequenze di risonanza e controllare le velocità di rotazione dell'albero ad esse associate. L'analisi modale è stata svolta utilizzando il software Adams CAR, in particolare è stato utilizzato il modulo aggiuntivo "Adams Vibration".

Dall'analisi modale risultano le seguenti frequenze caratteristiche (di nostro interesse):

- 24,31 Hz (Figura 4.1-4);
- 154,53 Hz (Figura 4.1-5);
- 207,63 Hz (Figura 4.1-6);
- 526,77 Hz (Figura 4.1-7).

Per ogni frequenza caratteristica esistono due rispettivi modi nelle due direzioni trasversali (X e Y) associate al supporto, essendo la rigidità simmetrica.

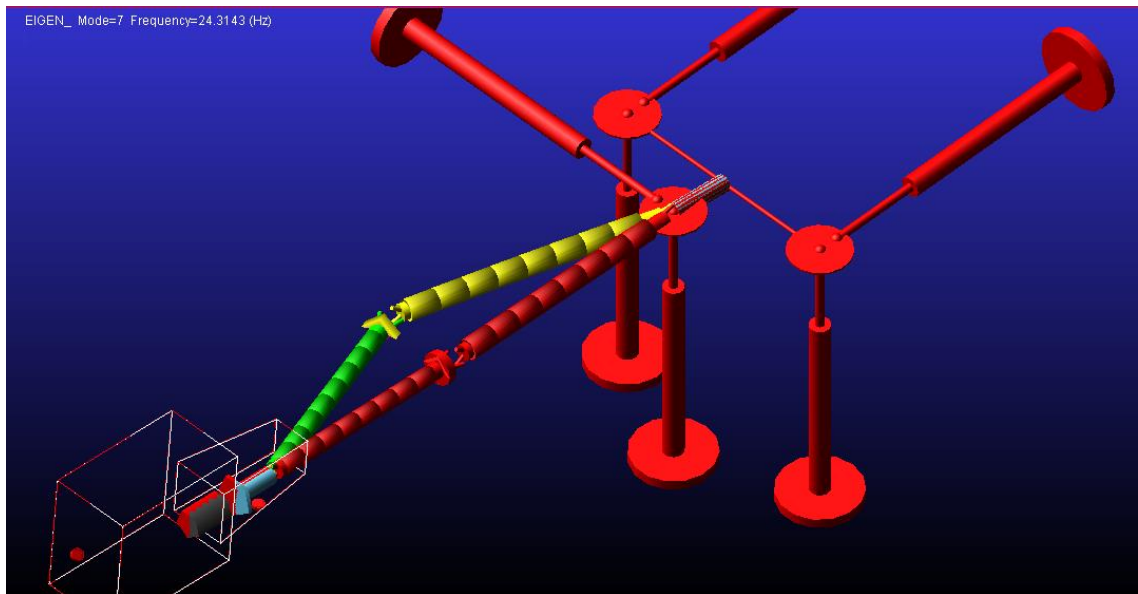


Figura 4.1-4: Modo 24.31 Hz – 2 tronchi

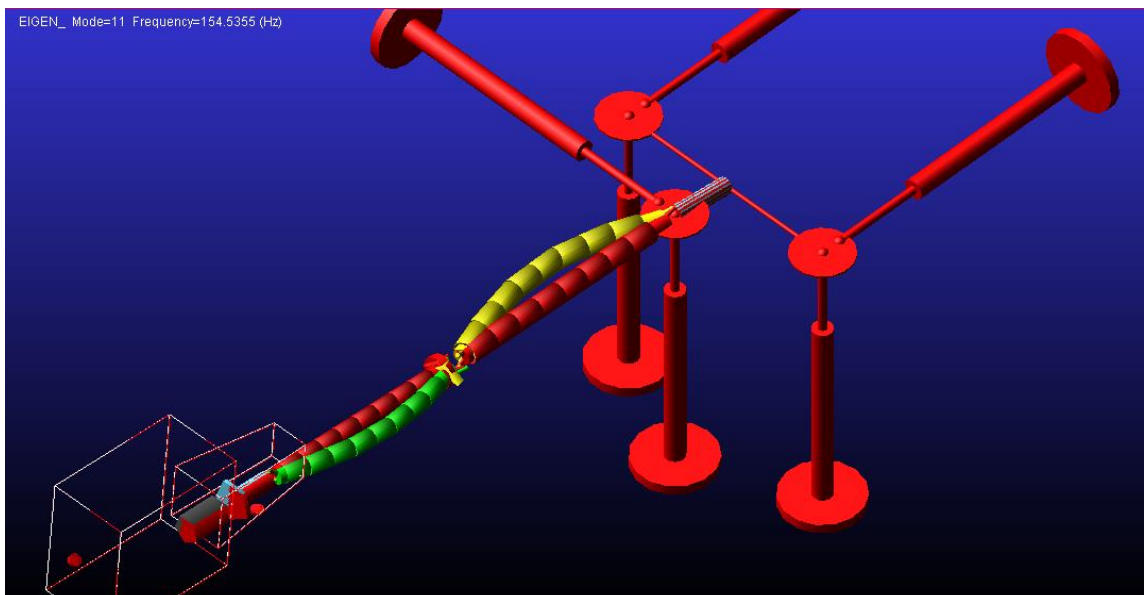


Figura 4.1-5: Modo 154.53 Hz - 2 tronchi

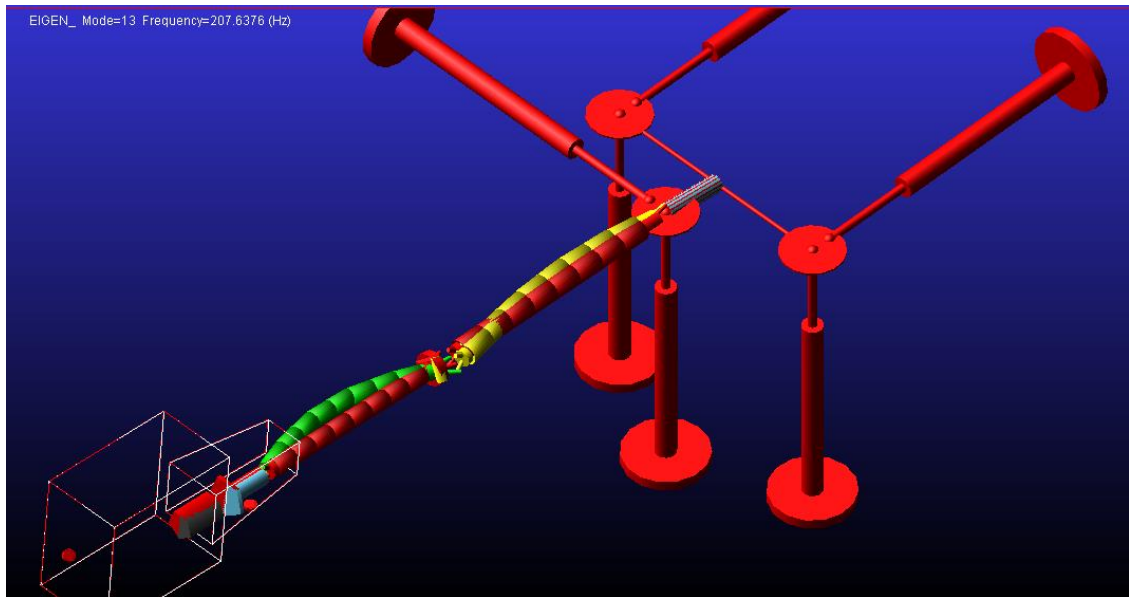


Figura 4.1-6: Modo 207.63 Hz - 2 tronchi

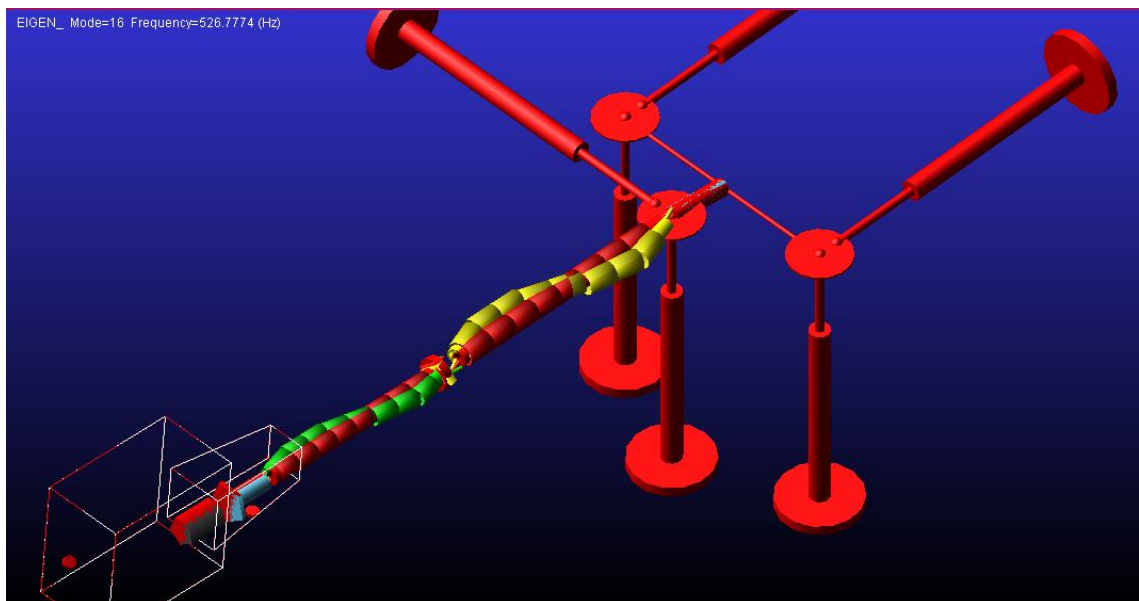


Figura 4.1-7: Modo 526.77 Hz - 2 tronchi

Escludendo i modi caratteristici del gruppo motore, quello a frequenza 24.31 Hz è legato alla rigidità del supporto, quello a frequenza 154.53 Hz, invece, è il primo modo flessionale degli alberi. Considerando che i cardani trasmettono l'eccitazione due volte a ciclo, la velocità “critica” per il modo a 24.31 Hz è:

$$N = \frac{f}{2} \cdot 60 = \frac{24.31}{2} \cdot 60 \approx 730 \text{ rpm}$$

Questa velocità è esattamente all'interno dell'intervallo trovato in precedenza (Figura 4.1-3). È evidente, pertanto, un fenomeno di risonanza che amplifica la forza di reazione sul supporto alla velocità di circa 730 rpm. Dalla Figura 4.1-1 (prima marcia – coppia alta) si vede, inoltre, che maggiore è la coppia applicata all'albero, maggiore è l'entità del fenomeno, quindi l'amplificazione della forza di reazione.

Poiché in questa parte dello studio lo scopo delle nostre indagini è indagare l'effetto che le variabili del sistema (geometria, coppia, ecc...) hanno sulle eccitazioni vibrazionali, la risonanza evidenziata, per quanto reale e importante da studiare e risolvere, costituisce, per questa parte dello studio, un disturbo. Infatti, tale risonanza comporta un forte incremento delle grandezze di output, mascherando l'effetto dei parametri di progetto su di esse. È quindi opportuno tentare di eliminare il disturbo agendo sulla rigidità del supporto. I valori da modificare sono:

- rigidità asse X (sistema di riferimento supporto);
- rigidità asse Y (sistema di riferimento supporto).

Agendo infatti su questi due valori, può essere modificata la frequenza di risonanza, facendola crescere o diminuire.

La condizione migliore è quella di trovare dei valori di rigidità per cui la velocità "critica" risulti essere sufficientemente maggiore dalla massima possibile nel nostro campo di analisi. Considerando quindi il grafico rappresentativo di tutti i punti di possibile funzionamento del motore (Figura 2.3-2), i limiti estremi di velocità sono circa 600 rpm e 4600 rpm (considerando solo prove in prima e sesta marcia).

Modifica rigidità supporto

Quindi, sono state fatte delle prove a velocità variabile, fino a 9000 rpm (albero), in sesta marcia, variando di volta in volta la rigidità del supporto. Un grafico riassuntivo delle prove più rappresentative è quello di Figura 4.1-8.

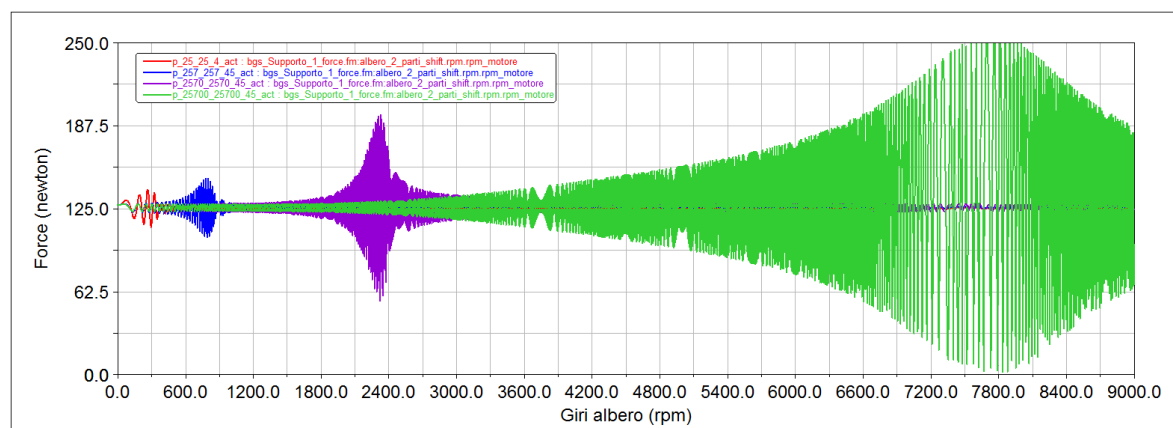


Figura 4.1-8: Prove a rigidità variabile

Nello specifico sono rappresentati i grafici del modulo della forza sul supporto per le rigidità:

- (X) 25.7 N/mm - (Y) 25.7 N/mm - (Z) 4.5 N/mm;
- (X) 257 N/mm - (Y) 257 N/mm - (Z) 45 N/mm;
- (X) 2570 N/mm - (Y) 2570 N/mm - (Z) 45 N/mm;
- (X) 25700 N/mm - (Y) 25700 N/mm - (Z) 45 N/mm.

Nelle prove è stato variato anche lo smorzamento mantenendo valori coerenti e in proporzione con la rigidità. Si è inoltre modificata la frequenza di campionamento del solutore, in quanto quella fin ora utilizzata di 0.004 (step size) non era sufficiente ad

apprezzare il fenomeno per velocità superiori a 6500 rpm. Si è quindi impostato un valore di step size pari a 0.001 così da coprire l'intero campo d'analisi.

Rappresentando in un grafico la velocità per cui si verifica il picco di forza e la rigidezza del supporto, si ottiene un andamento quadratico (vedi Figura 4.1-9).

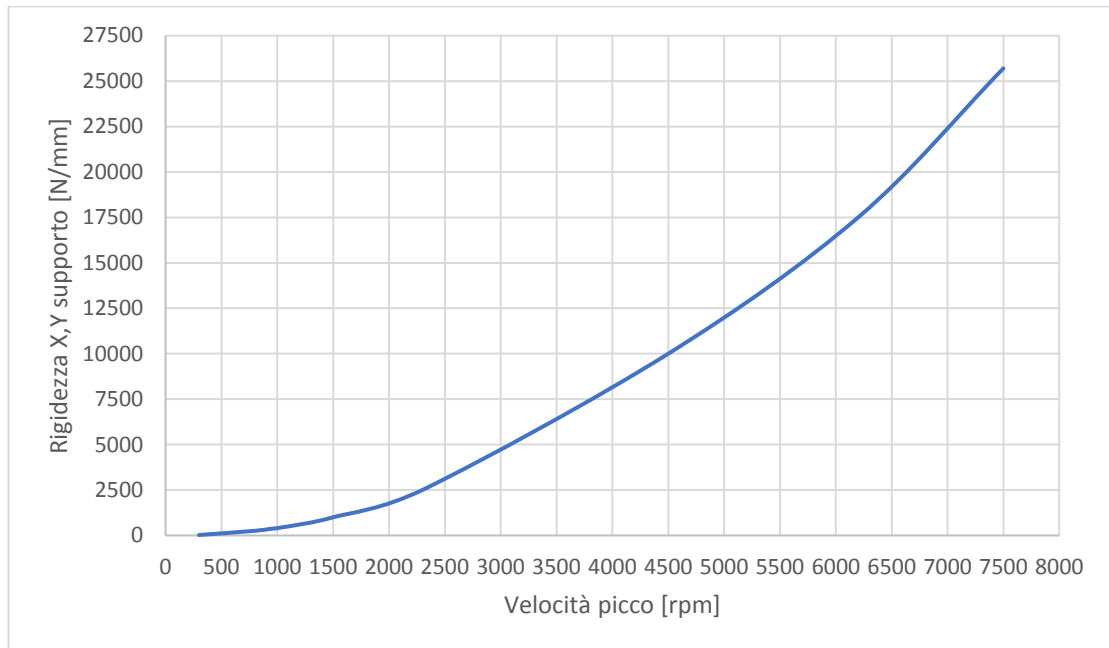


Figura 4.1-9: Grafico velocità di picco - rigidezza

Non è possibile utilizzare una rigidezza che porti il picco di risonanza sotto i 600 rpm in quanto essa risulterebbe essere troppo bassa: con le forze in gioco, infatti, si avrebbero spostamenti del supporto di circa 2mm, eccessivi per le nostre analisi. Si è quindi tentato di spostare il picco verso valori ben superiori a 4600 rpm; tuttavia i risultati hanno evidenziato ancora l'influenza dalla risonanza (vedi Figura 4.1-8).

È stato trovato un compromesso con il quale non si ottengono disturbi sui risultati dovuti al picco di risonanza, anche se esso risulta all'interno dei limiti di velocità sopra citati. I valori di rigidezza e smorzamento scelti sono visibili in Figura 4.1-10 ed elencati in Tabella 4.1-1.

Tabella 4.1-1: Valori rigidezza e smorzamento supporto - abbattimento risonanza

Rigidezza X	1000	N/mm
Smorzamento X	0,1832	$N \cdot s/mm$
Rigidezza Y	1000	N/mm
Smorzamento Y	0,1832	$N \cdot s/mm$
Rigidezza Z	45	N/mm
Smorzamento Z	0,045	$N \cdot s/mm$

```

$-----UNITS
[UNITS]
LENGTH = 'mm'
ANGLE = 'degrees'
FORCE = 'newton'
MASS = 'kg'
TIME = 'second'
$-----
$-----FX_DATA
[FX_DATA]
K_VALUES = 1000.0
C_VALUES = 0.1832
$-----
$-----FY_DATA
[FY_DATA]
K_VALUES = 1000.0
C_VALUES = 0.1832
$-----
$-----FZ_DATA
[FZ_DATA]
K_VALUES = 45.0
C_VALUES = 0.045
$-----
$-----TX_DATA
[TX_DATA]
K_VALUES = 2206.0
C_VALUES = 0.325
$-----
$-----TY_DATA
[TY_DATA]
K_VALUES = 2206.0
C_VALUES = 0.325
$-----
$-----TZ_DATA
[TZ_DATA]
K_VALUES = 10.0
C_VALUES = 0.1

```

RAR

Figura 4.1-10: Rigidezza e smorzamento supporto - dopo abbattimento risonanza

Con questi valori la velocità per cui si ha il picco di forza è a circa 1500 rpm, (vedi Figura 4.1-11) e i disturbi alle velocità di 600 e 4600 rpm sono estremamente ridotti.

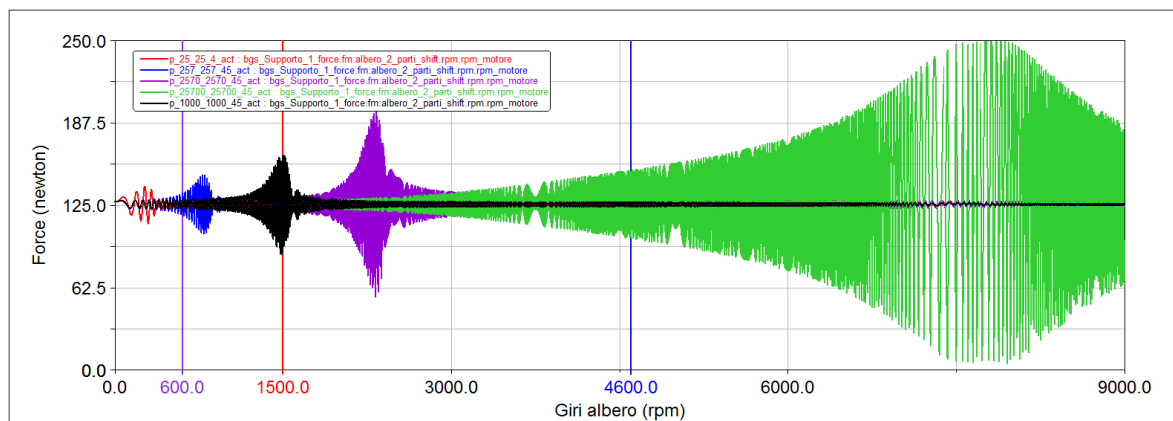


Figura 4.1-11: Confronto rigidezze con rigidezza scelta

Le prove successive verranno eseguite utilizzando i valori di rigidezza e smorzamento di Figura 4.1-10.

Le frequenze calcolate con il software Adams sono state verificate tramite altri software. È stata fatta una verifica tramite software FEM, considerando la geometria effettiva del sistema, non approssimata, e utilizzando il modulo di analisi FEM di CATIA. Nella Figura

4.1-12 è rappresentata la schermata con la deformata di uno dei modi di vibrare e in Figura 4.1-13 vi è il dettaglio della schermata riassuntiva dei modi caratteristici del sistema trovati con CATIA.

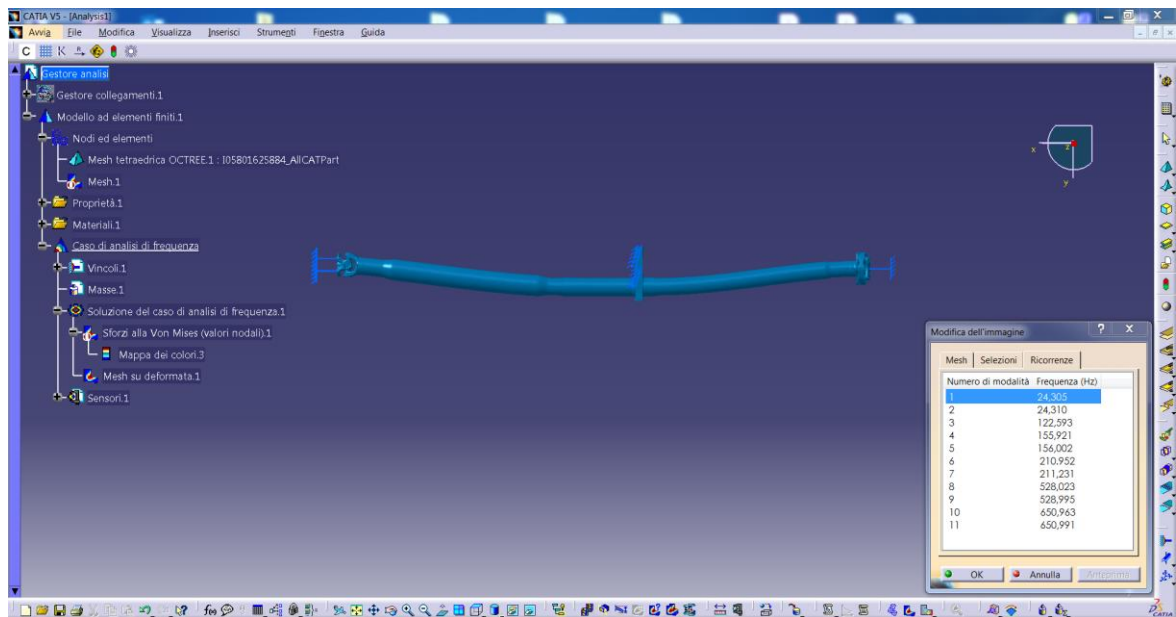


Figura 4.1-12: Analisi modale CATIA - 2 tronchi

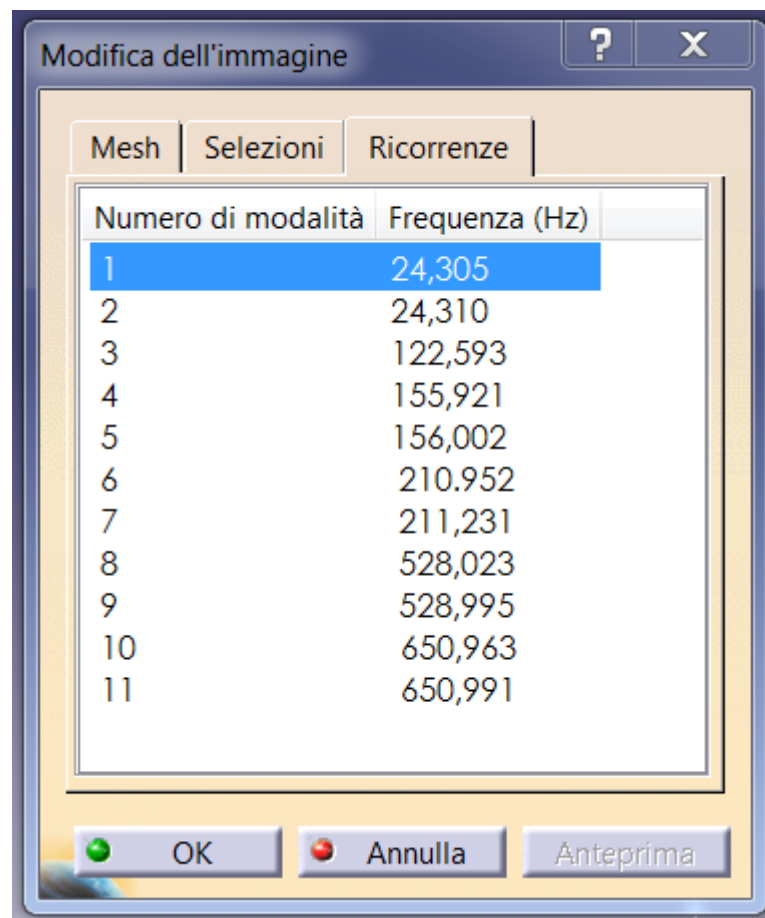


Figura 4.1-13: Dettaglio analisi modale CATIA - 2 tronchi

4.2 Analisi modale

Risolto il disturbo causato dal passaggio durante le prove nella zona di risonanza del sistema, sono stati impostati i valori di rigidità e smorzamento trovati in 4.1.

L'analisi preliminare necessaria a trarre conclusioni corrette sulle prove che si andranno a eseguire è quella sui modi propri del sistema. Essa infatti mostra risonanze caratteristiche del sistema, frequenze e deformate dei modi propri di vibrare.

Nel nostro caso, si era visto che durante le prove si attraversava una zona di risonanza e cioè che il sistema, e in particolar modo il supporto, veniva eccitato alla frequenza e nelle direzioni caratteristiche per portare il sistema stesso all'instabilità. Questo accadeva prima di raggiungere la condizione di regime, dove vengono estrapolati i risultati delle simulazioni e tratte le conclusioni. È stata quindi irrigidita la caratteristica del supporto in modo da non generare disturbi eccessivi nelle condizioni di prova di interesse, e cioè prima marcia, quarta marcia e sesta marcia.

I risultati dell'analisi modale sono già stati discussi in 4.1. Sono stati esclusi dalla trattazione tutti i modi di vibrare legati ai supporti del motore. Essi, infatti, non vengono sollecitati dalla linea di trasmissione in sé ma dai movimenti del motore. I tasselli motore sono ben progettati in modo da generare nel sistema frequenze di risonanza non superiori ai 5 Hz. Nel sistema, per come è semplificato il modello, non vi sono elementi in grado di eccitare tali frequenze di risonanza. È pertanto corretto, in questo stadio dello studio, escludere ogni tipo di valutazione legata ai tasselli motore e alle frequenze caratteristiche del sistema ad essi legate. I modi di maggiore interesse sono, invece, i primi due legati al supporto e tutti quelli associati agli alberi.

Seppure di importanza secondaria, si è tenuto conto anche del modo numero tre, caratterizzato da una frequenza di circa 122 Hz di tipo torsionale sul supporto.

I modi che causavano i disturbi sui risultati erano quelli negli assi X e Y, sul supporto, alla frequenza di circa 24 Hz. La forza rotante generata dai giunti cardanici andava a eccitare il supporto proprio lungo quelle direzioni e alla frequenza caratteristica. Sono stati considerati anche i primi modi flessionali degli alberi, anch'essi nelle direzioni X e Y ma a una frequenza di circa 155 Hz. Tale frequenza corrisponde a una rotazione della trasmissione pari a 9300 rpm. Queste velocità non vengono mai raggiunte dal veicolo anche in sesta marcia, caso in cui la velocità rotazionale del motore viene moltiplicata di un fattore invece di essere ridotta, il che conferma la corretta progettazione della lunghezza e della sezione degli alberi. Si sta parlando, infatti, di tutte le valutazioni inerenti al numero di giri critico, del quale si ha un approfondimento in 1.3.

Conclusa l'analisi modale si è tenuto conto, quindi, solo dei primi cinque modi di vibrare caratteristici della trasmissione (non considerando il motore) per le valutazioni delle prove che seguiranno.

4.3 Analisi casi più probabili e punti di funzionamento

Dalle valutazioni fatte in 2.3 si è evidenziato l'intero campo di funzionamento del veicolo. È quindi possibile scegliere dei punti di funzionamento rappresentativi di determinate manovre che il veicolo dovrà affrontare durante l'esercizio. Come già accennato, sono state considerate le manovre più significative ai limiti del campo di funzionamento e cioè le zone del grafico di Figura 2.3-2 caratterizzate da coppie alte – giri albero bassi e coppie basse – giri albero alti. Per completezza di analisi è stato scelto anche un punto intermedio per verificare che gli andamenti dei risultati trovati avessero una continuità logica.

I tre punti individuati sono stati (Figura 4.3-1):

- A - 1° marcia – 600 rpm – 2100 Nm (all'albero);
- B - 6° marcia – 4600 rpm – 250 Nm (all'albero);
- C - 4° marcia – 2250 rpm – 550 Nm (all'albero).

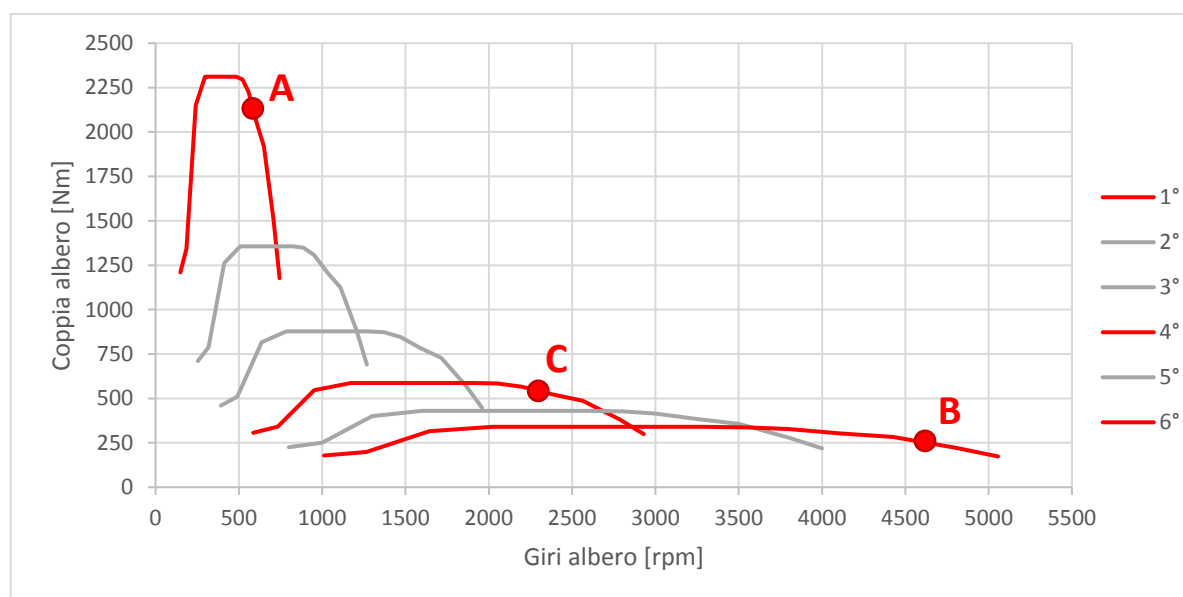


Figura 4.3-1: Punti caratteristici di indagine - 2 tronchi

Tuttavia, vanno considerate anche le condizioni di carico, in termini di massa trasportabile. La progettazione di un veicolo commerciale leggero non può prescindere dal carico che il veicolo deve trasportare. In condizioni di massimo carico ammesso, infatti, l'assetto del veicolo sarà differente da quello in condizioni di carico nullo. Gli angoli degli alberi di trasmissione assumeranno valori differenti nelle varie condizioni di carico. Per calcolare tali valori è quindi necessario tenere conto delle deformazioni e degli spostamenti che si hanno nelle sospensioni, negli pneumatici, e negli altri elementi del veicolo.

Nelle nostre analisi i dati di partenza sono stati estrapolati dai calcoli tradizionali tramite programma Excel. I valori ottenuti sono stati poi modificati per renderli più attinenti alla realtà. Per fare ciò sono state analizzate delle prove sperimentali su un veicolo reale come precedentemente detto in 2.3. La condizione di carico scelta nelle nostre analisi è stata quella di carico massimo ammesso, avendo in merito dati più attendibili e in maggior numero.

4.4 Analisi sui tre punti di funzionamento caratteristici del veicolo (angoli fissi)

Come nelle analisi precedenti, in prima approssimazione vanno condotte delle analisi di riferimento. Sono stati pertanto considerati i punti trovati in 4.3 e sono stati impostati i dati di input, come coppia, rapporto di trasmissione e velocità angolare relativi a prima, quarta e sesta marcia. Per quanto riguarda la geometria del sistema, ovvero gli angoli assoluti degli alberi di trasmissione, in prima approssimazione sono stati impostati i valori provenienti dal foglio di calcolo Excel per veicolo con carico massimo ammesso. Tali valori sono stati mantenuti invariati nelle tre prove in modo da indagare i vari punti di funzionamento, in particolar modo il comportamento del sistema, escludendo il contributo legato alla variazione della geometria. Vedremo come, invece, la geometria dia un contributo non trascurabile sulla risposta del sistema, e quindi verrà presa in considerazione nelle prove successive. Un altro parametro che vedremo essere di importanza primaria è la fasatura dei giunti cardanici. A tal proposito, per l'analisi iniziale, sono stati impostati gli angoli φ di fase come da progetto. Riferendosi all'angolo del primo giunto cardanico come $\varphi = 0^\circ$, gli angoli di fase sono stati impostati come da Tabella 4.4-1.

Tabella 4.4-1: Angoli fase - analisi 3 punti funzionamento motore - 2 tronchi

Angolo cardano 1 (φ_1)	Angolo cardano 2 (φ_2)	Angolo cardano 3 (φ_3)
[°]	[°]	[°]
0	90	0

In Tabella 4.4-2 sono elencati i dati di input delle prove:

Tabella 4.4-2: Dati input - analisi 3 punti funzionamento motore - 2 tronchi

Prova	θ	α	β	τ	Marcia	Rapporto trasmissione	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	-	-	[Nm]	[rpm]
1	5,000	4,371	3,097	4,218	1	5,375	2100	600
2	5,000	4,371	3,097	4,218	4	1,365	550	2250
3	5,000	4,371	3,097	4,218	6	0,791	250	4600

Ultimate le analisi, sono stati controllati i risultati. In particolare, come accennato precedentemente, non sono state considerate le componenti nei tre assi della forza di reazione sul supporto, ma solo la F_m , ovvero la forza risultante. Quest'ultima avrà una componente media e una componente dinamica variabili nelle tre prove e sarà un vettore rotante, con direzione verticale (trascurando il contributo nella direzione Z), a frequenza doppia di quella di rotazione dell'albero. Per quanto riguarda, infine, il valore medio della forza, si tiene conto solo dell'incremento dovuto alla dinamica della prova, ovvero il valore ottenuto dalla simulazione sottraendo quello della prova statica a velocità/coppia nulla.

In Figura 4.4-1 sono rappresentati i risultati delle prove condotte a marcia variabile sui tre punti di funzionamento del veicolo.

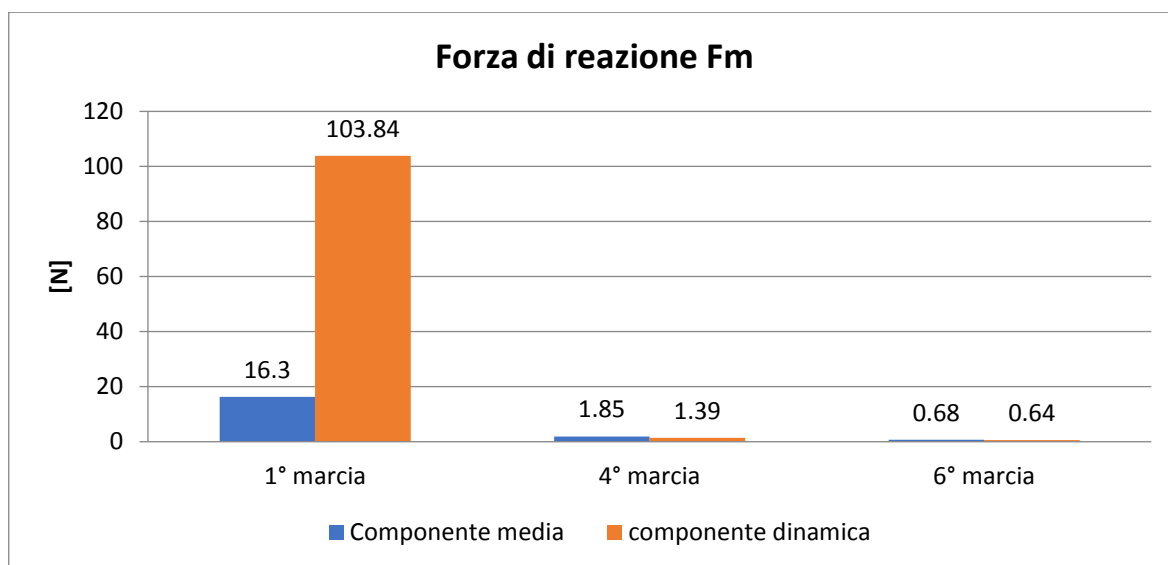


Figura 4.4-1: Risultati - analisi 3 punti funzionamento motore - 2 tronchi

Dall'analisi dei risultati è possibile fare le seguenti considerazioni:

- si ha un aumento della componente media della forza in tutte le prove;
- i valori più alti di forza, sia media sia dinamica, si hanno per la prova in prima marcia;
- all'aumentare della marcia le sollecitazioni diminuiscono;
- si ha un'importante diminuzione della componente dinamica tra prova in prima marcia e prova in quarta marcia.

L'aumento della componente media della forza rispetto alla prova a velocità/coppia nulla è dovuto a fenomeni dinamici. I giunti cardanici trasmettono infatti un'eccitazione costante linearmente dipendente dalla coppia applicata all'albero. Conferma di ciò sono i valori ottenuti: dalla prova in prima marcia, caratterizzata da una coppia applicata all'albero pari a 2100 Nm, alla prova in quarta marcia, caratterizzata da una coppia di 550 Nm, si passa da un valore della componente media pari a 16,3 N ad un valore di 0,64 N. Si può giungere alla stessa conclusione analizzando la componente dinamica. A un'importante diminuzione della coppia applicata, infatti, corrisponde una drastica riduzione della componente dinamica della forza. Questi andamenti sono dovuti all'effetto delle coppie secondarie. Data la dipendenza lineare dalla coppia a velocità maggiori, dove per effetto del rapporto di trasmissione la coppia è minore, le sollecitazioni dovute a quest'ultime sono trascurabili; i valori delle componenti dinamiche sono infatti dell'ordine di qualche Newton. Di contro, in prima marcia, facendo un confronto con il valore limite per le forze dinamiche evidenziato in 1.4, si vede come le sollecitazioni sul sistema siano di poco inferiori a quest'ultimo.

4.5 Analisi sui tre punti di funzionamento caratteristici del veicolo (angoli da dati sperimentali)

Quando il veicolo accelera, la coppia resistente necessaria a far avanzare il veicolo provoca un movimento del naso ponte. Si hanno, più precisamente, un moto di beccheggio attorno ai semiassi e un innalzamento del ponte in corrispondenza delle sospensioni (corrispondente a un abbassamento della parte posteriore del veicolo). Il primo è causato dalla coppia necessaria a far avanzare il veicolo, cioè l'energia necessaria a vincere gli attriti tra strada e pneumatici. Il secondo è causato dallo spostamento di carico trasportato e dall'inerzia del veicolo sotto l'azione dell'accelerazione longitudinale. Questi effetti congiunti modificano gli angoli assoluti degli alberi della trasmissione. Per conoscere tali variazioni sono stati analizzati dei dati sperimentali provenienti da prove reali su veicolo. Sfortunatamente i dati erano riferiti a un veicolo con trasmissione a tre tronchi; utilizzando tali dati per il sistema a due tronchi si fa, quindi, un'approssimazione. Va detto che in realtà la parte finale della trasmissione dei due sistemi è molto simile. Per il calcolo dell'angolo al ponte si utilizzerà pertanto la relazione individuata in 2.3 (Figura 2.3-5). Analizzando le curve sulla quota del centro ponte si è visto che la correlazione è fortemente variabile con le condizioni al contorno. Non potendo individuare relazioni precise si è deciso di impostare, in modo da considerare il caso peggiore, il valore più alto tra tutte le prove. Partendo quindi dagli angoli calcolati tramite foglio di calcolo Excel, è stato imposto un innalzamento del centro ponte di 10 mm (corrispondente ad un avvicinamento del telaio) e in funzione della coppia è stato aumentato l'angolo τ del naso ponte rispetto alla condizione statica (per prima e quarta marcia). Sono state effettuate nuovamente le prove nei tre punti caratteristici considerando le variazioni di geometria dovute alla coppia applicata con i seguenti dati in input:

Tabella 4.5-1: Dati input - analisi 3 punti funzionamento motore (angoli modificati) - 2 tronchi

Prova	θ	α	β	τ	Marcia	Rapporto trasmissione	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	-	-	[Nm]	[rpm]
1	5,000	4,371	2,069	6,707	1	5,375	2100	600
2	5,000	4,371	2,951	4,847	4	1,365	550	2250
3	5,000	4,371	3,097	4,218	6	0,791	250	4600

I risultati analizzati sono stati i medesimi della prova precedente ad angoli fissi. Gli andamenti dei risultati di queste analisi rispecchiano quelli precedentemente trovati. Confrontandoli, tuttavia, si evince un aumento dei valori delle componenti dinamiche e medie di circa il 18%. L'aumento della sollecitazione è provocato dall'aumento degli angoli relativi tra i tronchi di albero. In Tabella 4.5-2 sono confrontati gli angoli relativi, ovvero la differenza tra gli angoli assoluti, e il parametro "angolarità risultante", mostrato in 1.3, tra prova con angoli fissi e prova con angoli provenienti da valutazioni sperimentali. I valori di sollecitazione seguono i valori di angolarità risultante: dove l'angolarità risultante è maggiore si hanno i valori più alti di sollecitazione.

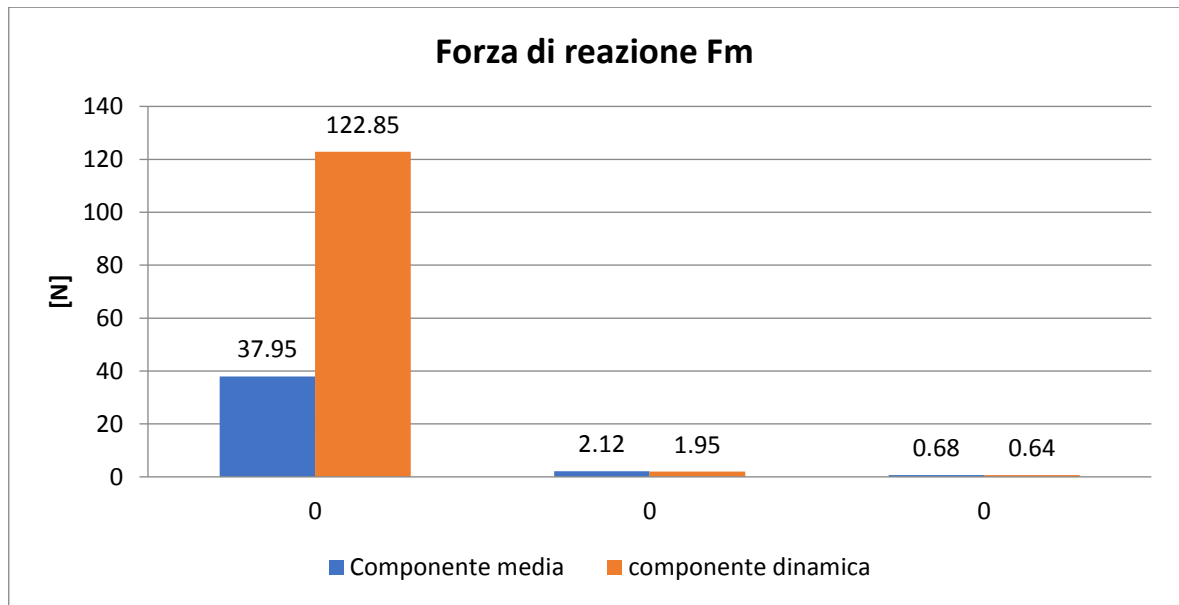


Figura 4.5-1: Risultati - analisi 3 punti funzionamento motore (angoli modificati) - 2 tronchi

Tabella 4.5-2: Confronto angolarità risultante

Prove con angoli fissi								
N° prova	θ	α	β	τ	$ \theta - \alpha $	$ \alpha - \beta $	$ \beta - \tau $	Angolarità risultante
-	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	-
1	5,000	4,371	3,097	4,218	0,629	1,274	1,121	0.171
2	5,000	4,371	3,097	4,218	0,629	1,274	1,121	0.171
3	5,000	4,371	3,097	4,218	0,629	1,274	1,121	0.171
Prove con angoli modificati								
N° prova	θ	α	β	τ	$ \theta - \alpha $	$ \alpha - \beta $	$ \beta - \tau $	Angolarità risultante
-	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	-
1	5,000	4,371	2,069	6,707	0,629	2,302	4,637	4.075
2	5,000	4,371	2,951	4,847	0,629	1,42	1,895	1.405
3	5,000	4,371	3,097	4,218	0,629	1,274	1,121	0.171

4.6 Analisi influenza dei parametri di progetto (due tronchi - tre cardani)

In questa serie di analisi si indagherà sull'effetto che i vari parametri di progetto, sui quali è realmente possibile agire, hanno sulla forza di reazione del supporto. Più nello specifico, si cercherà di capire quanto un parametro è influente rispetto agli altri, nell'ottica di stabilire una classifica dei parametri più importanti per poter ottimizzare la progettazione della linea di trasmissione. Sarà più conveniente agire prima sui parametri più influenti e, in un secondo momento, su quelli meno importanti in modo da minimizzare il più possibile le sollecitazioni sul sistema. Verranno indagati i seguenti parametri:

- quota verticale supporto;
- angolo d'ingresso ponte (τ);
- fasatura dei giunti cardanici.

La variazione della quota Z del supporto è una modifica semplice poiché basta interporre tra telaio e supporto uno spessore con dimensione variabile.

Per modificare l'angolo τ è sufficiente prevedere una rotazione del ponte attorno ai semiassi in fase progettuale. È una modifica possibile ma di più difficile realizzazione in quanto interessa tutti veicoli con la stessa classe di peso.

La fasatura dei giunti cardanici è anch'essa una modifica semplice ed economica in quanto è sufficiente modificare un input macchina nel processo di fabbricazione degli alberi.

Nei paragrafi successivi verranno elencate le prove effettuate e i rispettivi risultati, nella parte conclusiva si confronteranno i valori ottenuti con i limiti stabiliti in 1.4.

4.6.1 Analisi report e prove precedenti

Sono stati controllati dei report inerenti a test e prove effettuate precedentemente. Si è visto che alcuni veicoli presentavano problemi di trepidazioni anche in manovre caratterizzate da basse coppie e velocità alte. È ragionevole pensare pertanto che alle velocità alte esistono fenomeni dinamici come le vibrazioni d'inerzia che sollecitano il sistema. Per poter calcolare gli effetti dinamici dovuti alla velocità rotazionale verranno analizzate le curve risultanti dalle prove delle accelerazioni torsionali di tutti i tratti di albero. Non essendoci particolari differenze tra i risultati delle prove in quarta marcia e in sesta marcia, d'ora in poi verranno considerati soltanto due punti caratteristici di funzionamento del motore: punto A e punto B di Figura 4.3-1.

4.6.2 Analisi influenza della quota supporto sul sistema

Il primo parametro di progetto indagato è stata la quota del supporto lungo la direzione Z (sistema di riferimento veicolo). Come precedentemente detto, l'indagine è avvenuta sui due punti estremi di manovra del veicolo: prima marcia, coppia alta, velocità bassa e sesta marcia, coppia bassa, velocità alta. È stata variata la quota in altezza del supporto

impostando un valore massimo di $\Delta Z = -10 \text{ mm}$, un valore minimo di $\Delta Z = +20 \text{ mm}$ e un passo di $\Delta Z = 5 \text{ mm}$. Per la scelta degli angoli sono stati impostati i valori ricavati precedentemente tramite valutazioni di carattere sperimentale, tenendo conto dell'abbassamento del centro ponte e del beccheggio del naso ponte. I dati di input delle prove sono elencati in Tabella 4.6.2-1.

Tabella 4.6.2-1: Dati input - influenza quota supporto - 2 tronchi

Sesta marcia								
Prova	θ	α	β	τ	Rapporto trasmissione	Δ Quota supporto	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	-	[mm]	[Nm]	[rpm]
1	5,000	3,823	3,567	4,218	0,791	-10	250	4600
2	5,000	4,097	3,332	4,218	0,791	-5	250	4600
3	5,000	4,371	3,097	4,218	0,791	0	250	4600
4	5,000	4,645	2,862	4,218	0,791	+5	250	4600
5	5,000	4,919	2,627	4,218	0,791	+10	250	4600
6	5,000	5,192	2,392	4,218	0,791	+15	250	4600
7	5,000	5,465	2,156	4,218	0,791	+20	250	4600
Prima marcia								
Prova	θ	α	β	τ	Rapporto trasmissione	Δ Quota supporto	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	-	[mm]	[Nm]	[rpm]
8	5,000	3,823	2,560	6,707	5,375	-10	2100	600
9	5,000	4,097	2,325	6,707	5,375	-5	2100	600
10	5,000	4,371	2,090	6,707	5,375	0	2100	600
11	5,000	4,645	1,855	6,707	5,375	+5	2100	600
12	5,000	4,919	1,620	6,707	5,375	+10	2100	600
13	5,000	5,192	1,385	6,707	5,375	+15	2100	600
14	5,000	5,465	1,149	6,707	5,375	+20	2100	600

I risultati della prova sono stati divisi tra accelerazioni torsionali e componente dinamica della forza, per prima e sesta marcia (Figura 4.6.2-1, Figura 4.6.2-2, Figura 4.6.2-3, Figura 4.6.2-4). Nei grafici inerenti alle accelerazioni è indicata l'ampiezza massima di oscillazione delle curve di accelerazione, considerando i due alberi della trasmissione e l'albero interno al ponte. Le curve di accelerazione sono caratterizzate da un valore medio nullo, essendo i risultati estrapolati in condizioni di regime, e da una componente dinamica, ovvero oscillazioni intorno al valore medio. Viene pertanto rappresentato l'equivalente della componente dinamica della forza di reazione per le accelerazioni torsionali. Le scale sono state scelte in modo da poter rappresentare meglio i risultati e nelle conclusioni le scale saranno modificate con lo scopo di evidenziare gli ordini di grandezza di forze e accelerazioni tra prove in prima e sesta marcia.

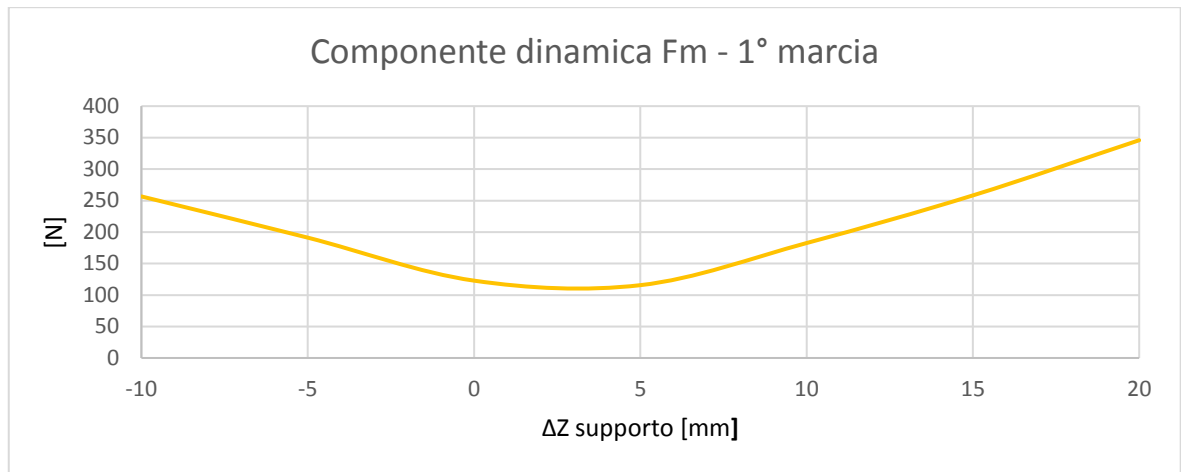


Figura 4.6.2-1: Risultati - influenza quota supporto - Fm - prima marcia - 2 tronchi

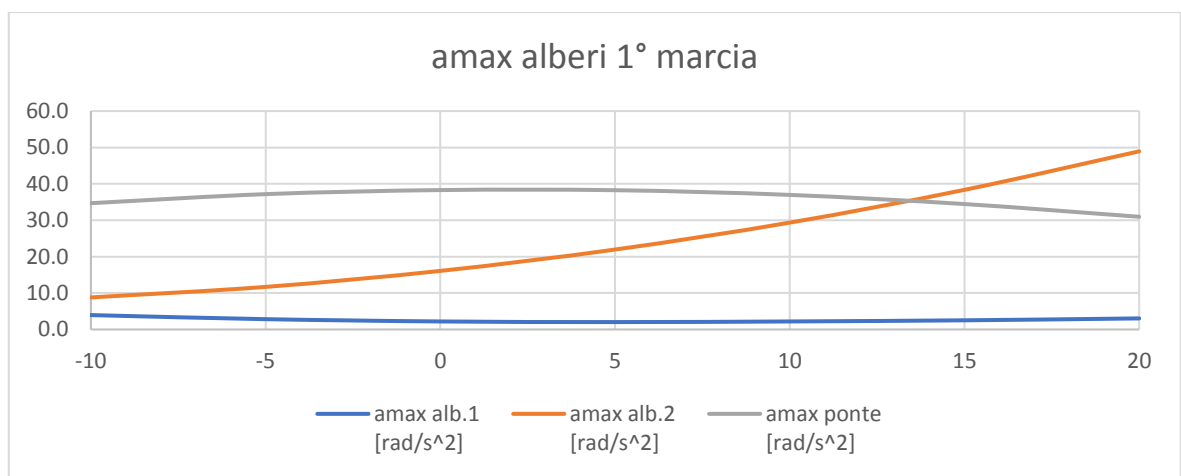


Figura 4.6.2-2: Risultati - influenza quota supporto - acc. max alberi - prima marcia - 2 tronchi

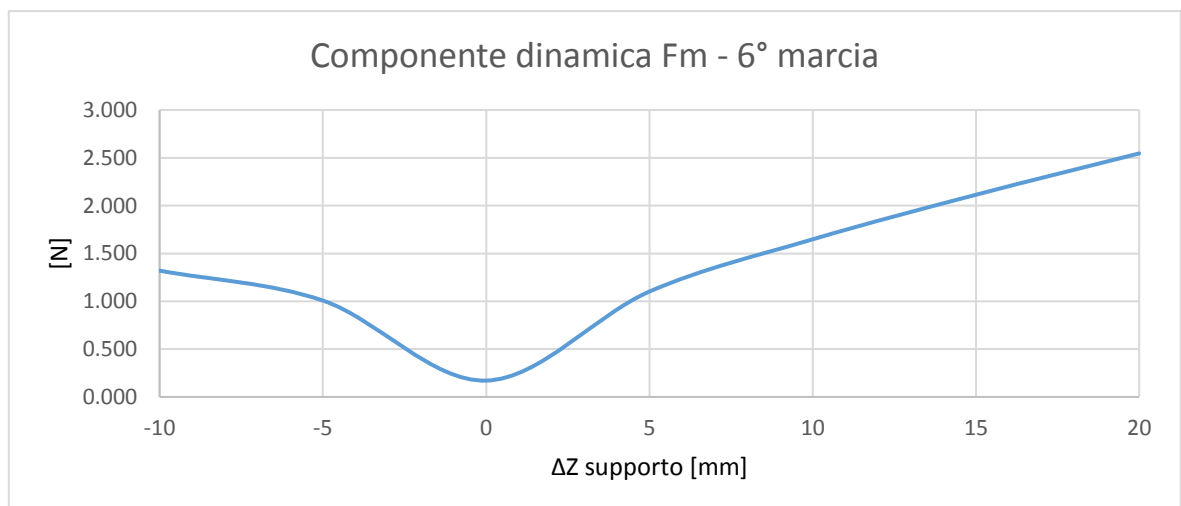


Figura 4.6.2-3: Risultati - influenza quota supporto - Fm - sesta marcia - 2 tronchi

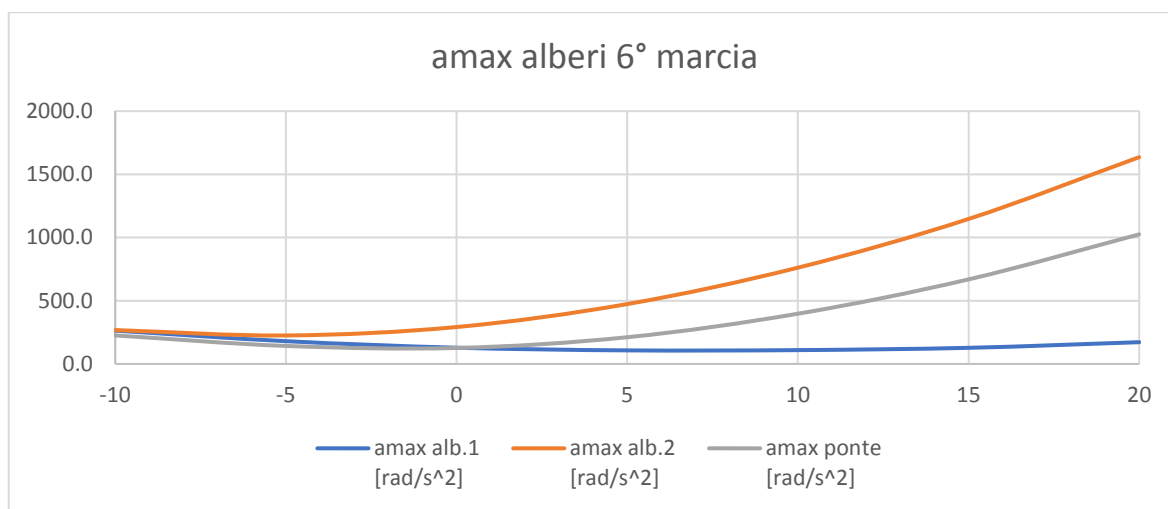


Figura 4.6.2-4: Risultati - influenza quota supporto - acc. max alberi - sesta marcia - 2 tronchi

Dai risultati di queste prove si evince che per le due marcie si hanno tipi di sollecitazioni diversi. In prima marcia le coppie sono elevate e prevalgono, quindi, i fenomeni legati alle coppie secondarie e sono trascurabili quelli legati alle sollecitazioni d'inerzia. Di contro nelle prove in sesta marcia, dove si hanno coppie basse ma velocità rotazionali elevate, sono prevalenti le sollecitazioni inerziali, ovvero le oscillazioni di accelerazione torsionale sugli alberi. In sesta marcia le forze dinamiche sono minime ma le accelerazioni torsionali sono elevate (sopra il limite per $\Delta Z = +12mm$). In prima marcia le accelerazioni torsionali sono basse e si ha un minimo della reazione sul supporto per $\Delta Z = +4mm$ circa.

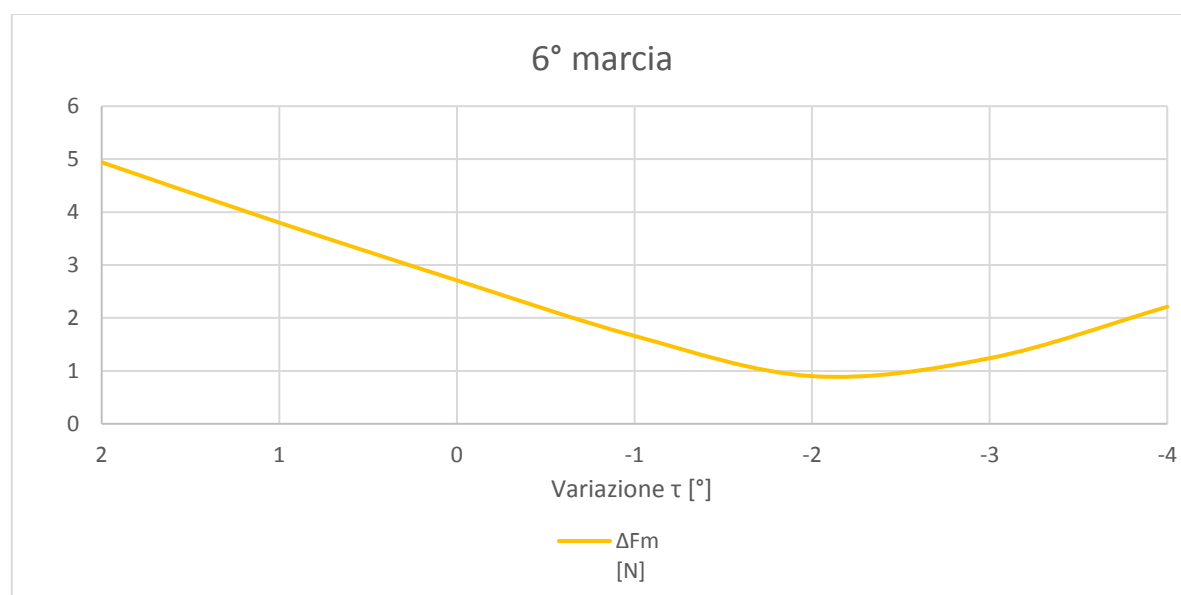
4.6.3 Analisi influenza dell'angolo ingresso ponte τ sul sistema

Dopo aver trovato la quota del supporto corrispondente alle sollecitazioni minori, viene analizzato il secondo parametro geometrico che può essere modificato per ridurre le eccitazioni vibrazionali. Gli angoli degli alberi vengono scelti soprattutto in funzione degli ingombri e delle traverse del telaio. Determinata una certa geometria è comunque possibile agire sull'angolo τ (angolo del naso ponte di rotazione attorno ai semiassi) in modo indipendente dagli altri angoli. In quella zona, infatti, non esistono particolari ingombri che impediscano la modifica di tale parametro. Operativamente l'inclinazione del ponte è legata a delle semplici saldature sui semiassi, scelto l'angolo di progetto: allora, la sua variazione è legata unicamente alle sospensioni. Come già detto, a causa dell'aumento di coppia e dello spostamento di carico sul posteriore, per manovre come uno spunto in prima marcia, l'angolo τ subisce delle variazioni durante la dinamica della manovra. Sono state quindi fatte delle prove variando il valore di progetto dell'angolo al ponte e condotte poi le analisi per prima e sesta marcia. I dati di input sono elencati in Tabella 4.6.3-1. Non si è voluta considerare la quota standard di progetto del supporto ma quella proveniente dalle prove su tale parametro. Considerando i risultati del paragrafo 4.6.2, è stato scelto di aumentare verso il basso la quota del supporto di $5mm$ (ovvero $\Delta Z = +5mm$ nei grafici del paragrafo 4.6.2).

Tabella 4.6.3-1: Dati input - influenza angolo τ - 2 tronchi

Sesta marcia								
Prova	θ	α	β	τ	Rapporto trasmissione	Variazion e angolo τ	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	-	[°]	[Nm]	[rpm]
1	5,00	4,645	2,399	6,218	0,791	+2	250	4600
2	5,00	4,645	2,630	5,218	0,791	+1	250	4600
3	5,00	4,645	2,862	4,218	0,791	0	250	4600
4	5,00	4,645	3,094	3,218	0,791	-1	250	4600
5	5,00	4,645	3,326	2,218	0,791	-2	250	4600
6	5,00	4,645	3,558	1,218	0,791	-3	250	4600
7	5,00	4,645	3,789	0,218	0,791	-4	250	4600
Prima marcia								
Prova	θ	α	β	τ	Rapporto trasmissione	Variazion e angolo τ	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	-	[°]	[Nm]	[rpm]
8	5,00	4,645	1,394	8,707	5,375	+2	2100	600
9	5,00	4,645	1,624	7,707	5,375	+1	2100	600
10	5,00	4,645	1,855	6,707	5,375	0	2100	600
11	5,00	4,645	2,086	5,707	5,375	-1	2100	600
12	5,00	4,645	2,318	4,707	5,375	-2	2100	600
13	5,00	4,645	2,550	3,707	5,375	-3	2100	600
14	5,00	4,645	2,782	2,707	5,375	-4	2100	600

Come per le prove precedenti, i risultati sono stati suddivisi tra prima e sesta marcia, distinguendo tra componente dinamica della forza di reazione sul supporto e ampiezze massime picco-picco delle accelerazioni torsionali degli alberi. I risultati della prova sono rappresentati in Figura 4.6.3-1, Figura 4.6.3-2, Figura 4.6.3-3 e Figura 4.6.3-4.

Figura 4.6.3-1: Risultati influenza angolo τ - forze sul supporto - sesta marcia

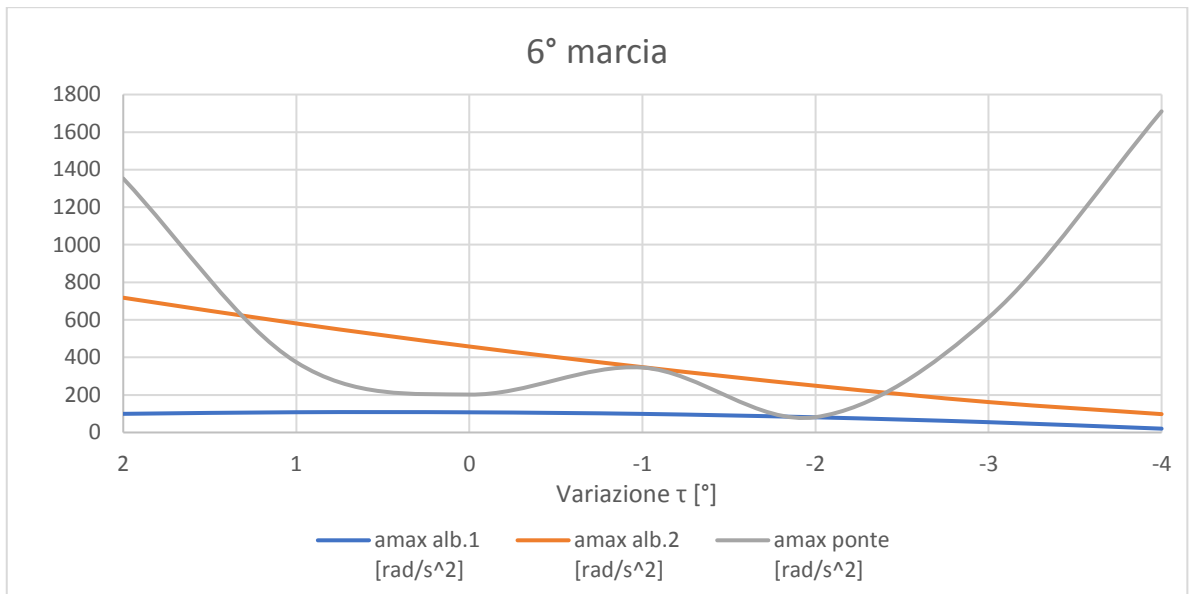


Figura 4.6.3-2: Risultati influenza angolo τ - accelerazione torsionali alberi - sesta marcia

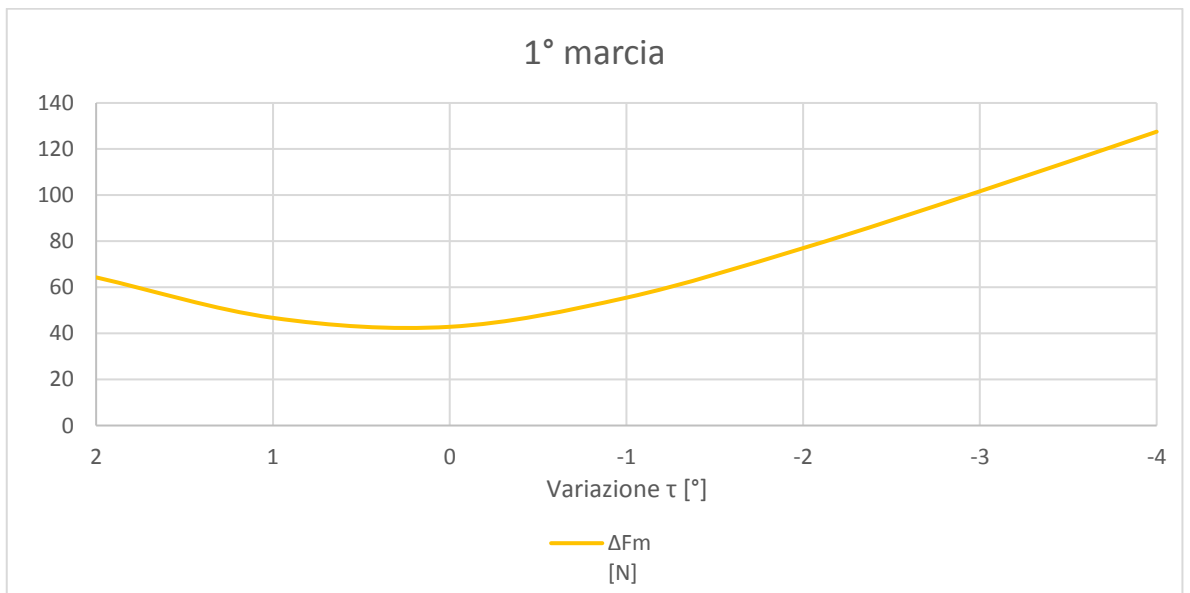


Figura 4.6.3-3: Risultati influenza angolo τ - forze sul supporto - prima marcia

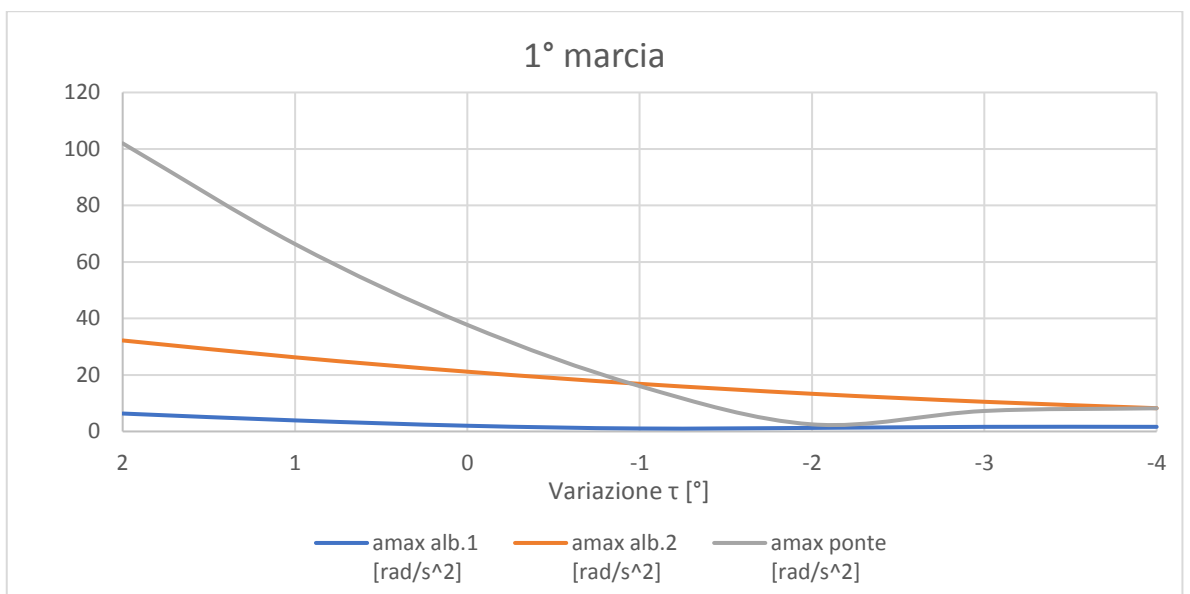


Figura 4.6.3-4: Risultati influenza angolo τ - accelerazione torsionali alberi - prima marcia

Dall'analisi dei risultati si può concludere che:

- le forze dinamiche in sesta marcia sono notevolmente basse;
- le accelerazioni in prima marcia sono notevolmente basse
- in sesta marcia si hanno due minimi per le tre accelerazioni con $\Delta\tau = 0^\circ$ e $\Delta\tau = -2^\circ$;
- in prima marcia si ha un minimo della componente dinamica con $\Delta\tau = 0^\circ$.

La condizione che presenta il miglior compromesso, considerando sollecitazioni dovute alle coppie secondarie (forza di reazione) e sollecitazioni generate da vibrazioni d'inerzia (accelerazioni torsionali), è $\Delta\tau = 0^\circ$. Questo vuol dire che la metodologia classica di definizione dell'angolo τ ha permesso di stabilire l'angolo per cui si ha il miglior compromesso in termini di sollecitazioni e vincoli geometrici del veicolo (ingombri). Va precisato, tuttavia, che nel calcolo tradizionale non si considerano le sollecitazioni dovute alle coppie secondarie ma solamente gli effetti dinamici d'inerzia legati alla velocità rotazionale.

4.6.4 Analisi influenza dello sfasamento di 90° tra giunti cardanici

In questo paragrafo si analizzerà l'influenza che la disposizione dei giunti cardanici ha sul sistema. In particolare, due generici giunti cardanici possono essere disposti in fase o in controfase. Questo vuol dire che tra di loro esiste un angolo φ di 90° . In realtà l'angolo φ può assumere qualsiasi valore così da generare configurazioni a "fase" intermedia. Fattivamente la configurazione 0° - 0° equivale alla configurazione 0° - 180° . Questo però non è vero per le configurazioni intermedie: la configurazione 0° - 45° potrebbe avere influenze differenti sul sistema rispetto alla configurazione 0° - 225° . In questa sezione si analizzeranno differenti combinazioni tra i giunti cardanici considerando variazioni dell'angolo φ di $\pm 90^\circ$. Per questa analisi si è scelto di utilizzare la configurazione per cui la geometria contribuisse in minor modo sulle sollecitazioni del sistema, ovvero quota del supporto con $\Delta Z = +5mm$ e angolo al ponte con $\Delta\tau = 0^\circ$. In Tabella 4.6.4-1 sono elencati i dati di input della prova. Vi è una distinzione tra fasatura e fasatura software dovuta alle convenzioni utilizzate. A livello progettuale la fasatura di riferimento è $\varphi = 0^\circ$ rispetto all'asse Z assoluto, tuttavia nel software questa condizione equivale a impostare come angolo di input $\varphi = 90^\circ$.

Tabella 4.6.4-1: Dati input - influenza fasatura 90° - 2 tronchi

Sesta marcia												
Prova	θ	α	β	τ	Fasatura			Fasatura software			Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]			[°]			[Nm]	[rpm]
1	5,000	4,645	2,862	4,218	0	0	90	90	90	0	250	4600
2	5,000	4,645	2,862	4,218	0	0	0	90	90	90	250	4600
3	5,000	4,645	2,862	4,218	0	90	90	90	0	0	250	4600
4	5,000	4,645	2,862	4,218	0	90	0	90	0	90	250	4600

Prima marcia												
Prova	θ	α	β	τ	Fasatura			Fasatura software			Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]			[°]			[Nm]	[rpm]
5	5,000	4,645	1,855	6,707	0	0	90	90	90	0	2100	600
6	5,000	4,645	1,855	6,707	0	0	0	90	90	90	2100	600
7	5,000	4,645	1,855	6,707	0	90	90	90	0	0	2100	600
8	5,000	4,645	1,855	6,707	0	90	0	90	0	90	2100	600

Anche in questo caso gli output sono stati le accelerazioni torsionali degli alberi e la componente dinamica della forza di reazione sul supporto. Tuttavia, per questa analisi la forza è stata scomposta nuovamente nelle tre direzioni X, Y e Z, controllando per tutte le prove, prima e sesta marcia a varie fasature relative, le componenti dinamiche della forza lungo X, Y e Z. In questo modo è possibile capire se la variazione di fase dei cardani influisce non soltanto sul modulo della forza ma se genera altre forzanti che modificano il vettore durante la sua rotazione. Se per esempio le componenti lungo X e Y assumono valori differenti ciò vuol dire che sono nate altre forze di reazione nel sistema. I risultati delle prove sono rappresentati in Figura 4.6.4-1, Figura 4.6.4-2, Figura 4.6.4-3 e Figura 4.6.4-4.

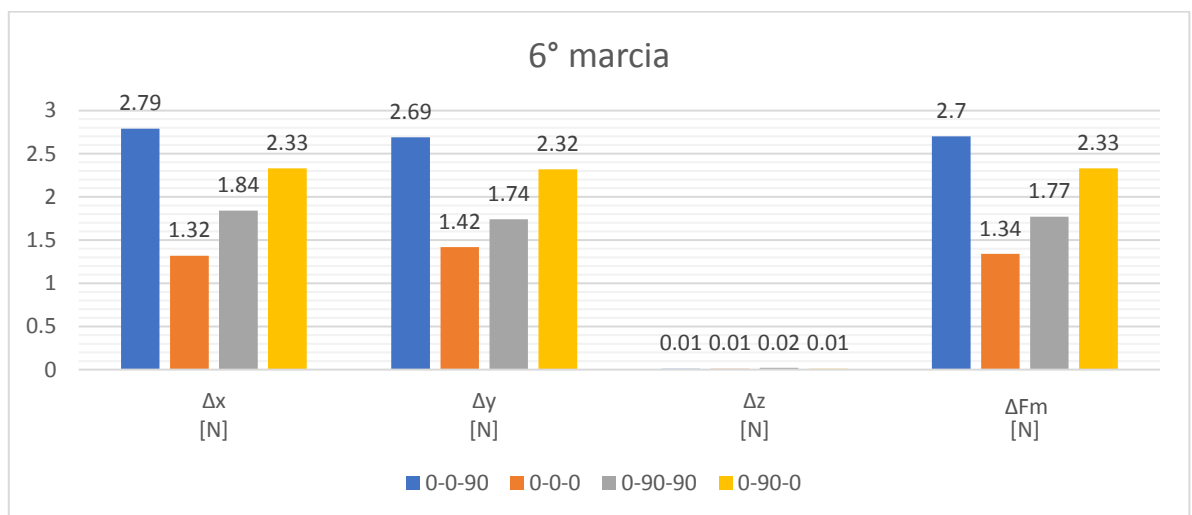


Figura 4.6.4-1: Risultati - influenza fasatura 90° - 2 tronchi - forze sul supporto - sesta marcia

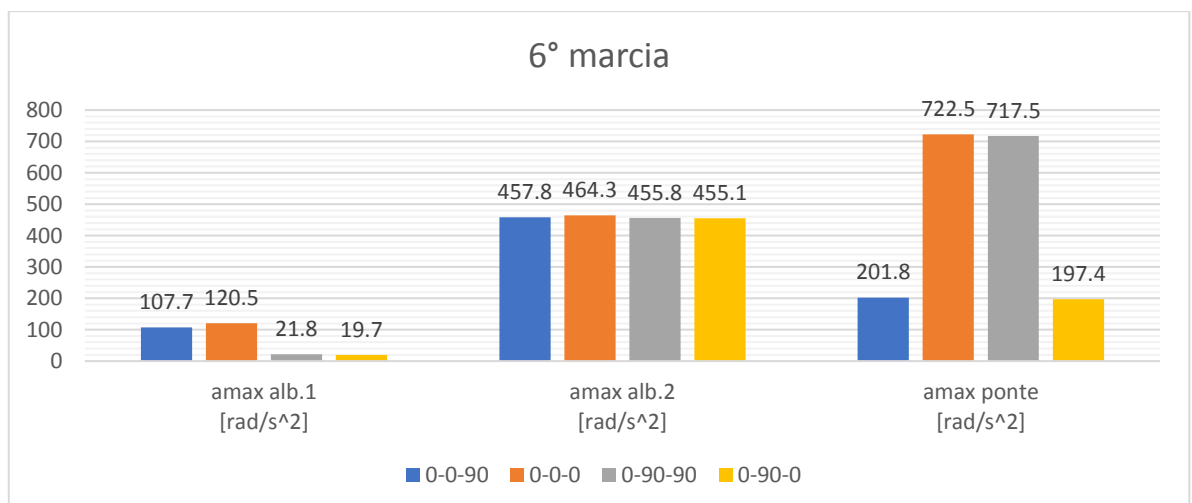


Figura 4.6.4-2: Risultati - influenza fasatura 90° - 2 tronchi - accelerazioni torsionali - sesta marcia

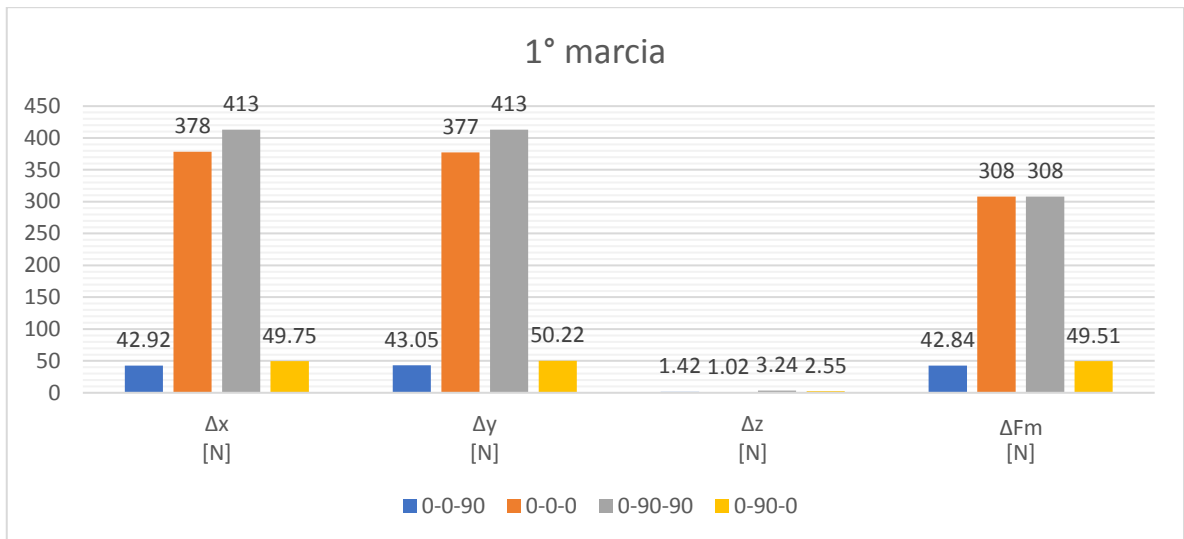


Figura 4.6.4-3: Risultati - influenza fasatura 90° - 2 tronchi - accelerazioni torsionali - sesta marcia

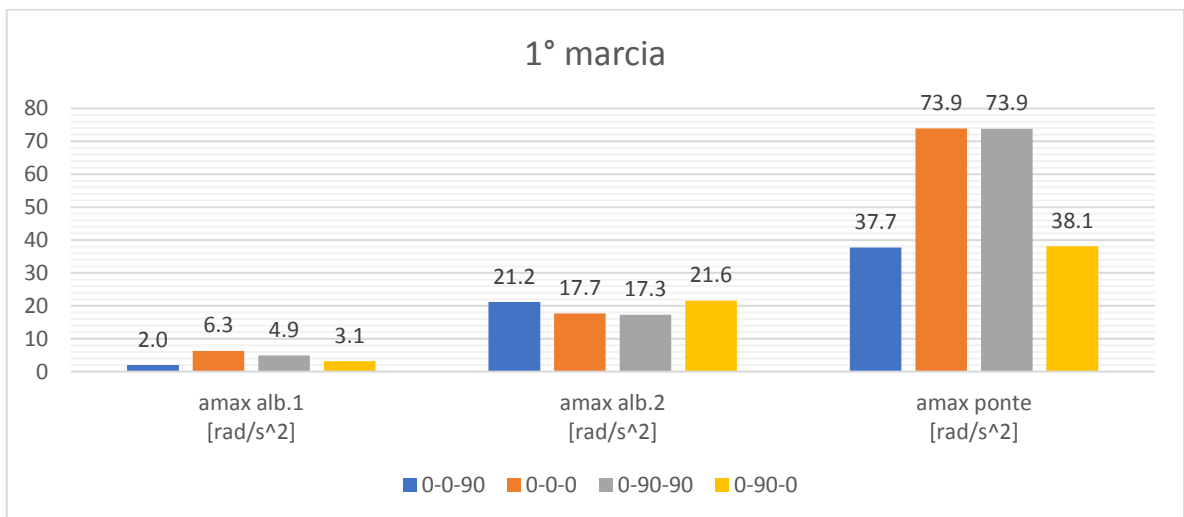


Figura 4.6.4-4: Risultati - influenza fasatura 90° - 2 tronchi - accelerazioni torsionali - prima marcia

Dai risultati è possibile notare che le componenti della forza di reazione nelle direzioni X e Y sono sempre uguali, e questo suggerisce che la variazione di fasatura dei giunti cardanici non introduce altre forzanti e non modifica il moto rotatorio del vettore della forza risultante sul supporto. Si può, inoltre, concludere che:

- per la prova in sesta marcia le entità delle forzanti sono trascurabili, quelle delle accelerazioni sono considerevoli;
- per la prova in prima marcia le entità delle forzanti sono considerevoli, quelle delle accelerazioni sono trascurabili;
- le due configurazioni caratterizzate dalla minor sollecitazione globale di miglior compromesso sono quelle ad angoli $\varphi = 0^\circ - 0^\circ - 90^\circ$ e $\varphi = 0^\circ - 90^\circ - 0^\circ$.

4.6.5 Analisi influenza dello sfasamento fine tra giunti cardanici (passo 15°)

Dalla prova precedente si è visto come la fasatura dei giunti cardanici sia in grado di far variare le sollecitazioni fino a 7 volte il valore più basso. In Figura 4.6.4-3 è possibile vedere che tra una configurazione e un'altra il valore della componente dinamica della forza varia da circa 43 N a circa 308 N. Dato che l'angolo φ può potenzialmente assumere qualsiasi valore, risulta interessante indagare l'intero campo di variazione delle varie combinazioni di fase tra i giunti cardanici per vedere se sono presenti configurazioni migliori di quelle con passo di 90°. In questo modo è possibile scegliere i tre angoli φ da assegnare ai giunti in modo da ottenere la minor sollecitazione possibile sulla linea di trasmissione. Si è scelto pertanto di far variare gli angoli φ da 0° a 180° con un passo di 15°, indagando su tutte le combinazioni possibili. Sono state pertanto individuate 169 combinazioni possibili per la prova in prima marcia e 169 combinazioni per la prova in sesta marcia. Tra le varie prove per trovare la configurazione ottimale andrebbero considerate pertanto 338 prove, considerando componente dinamica della forza sul supporto e oscillazione massima dell'accelerazione torsionale per i tre alberi fin ora considerati. Per poter eseguire le simulazioni e rappresentare i risultati in un modo comprensibile l'angolo del primo cardano è stato fissato a $\varphi = 90^\circ$ (considerando la convenzione software) e sono stati fatti variare gli angoli φ del secondo e del terzo cardano. È stata poi fatta una rielaborazione dei dati costruendo una matrice dove nella verticale sono elencati i valori assunti dell'angolo del terzo cardano in relazione al primo, in orizzontale i valori assunti dall'angolo del secondo cardano in relazione al primo, per un angolo di riferimento del primo cardano pari a 90°. Un esempio di tale matrice è rappresentato in Figura 4.6.5-1.

ESEMPIO MATRICE														
	CARDANO 2 VS 1													
	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180	
CARDANO 3 VS 1	0	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####
	15	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####
	30	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####
	45	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####
	60	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####
	75	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####
	90	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####
	105	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####
	120	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####
	135	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####
	150	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####
	165	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####
	180	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####	####

CARDANO 1 = 90°

Figura 4.6.5-1: Esempio matrice

Sui valori è stata poi fatta una mappa di colore per comprendere meglio l'andamento dell'output considerato in funzione della variazione degli angoli φ . È stato inoltre creato un grafico 3D così da rappresentare la superficie di valori assunti nelle 169 prove. Considerando le prove precedenti, per alleggerire l'analisi degli output, quelli da considerare per poter scegliere una configurazione di miglior compromesso sono:

Per le prove in prima marcia:

- componente dinamica della forza di reazione risultante sul supporto.

Per le prove in sesta marcia:

- ampiezza massima di oscillazione dell'accelerazione torsionale sul primo albero;
- ampiezza massima di oscillazione dell'accelerazione torsionale sul secondo albero;
- ampiezza massima di oscillazione dell'accelerazione torsionale sull'albero ponte.

Verrà quindi posta maggiore attenzione agli output sopra citati. Saranno comunque mostrati tutti i risultati delle simulazioni. In Figura 4.6.5-2, Figura 4.6.5-3, Figura 4.6.5-4 e Figura 4.6.5-5 sono rappresentati la matrice dei valori con mappa di colore e il grafico 3D degli output per le prove in sesta marcia. Nella Figura 4.6.5-6, Figura 4.6.5-7, Figura 4.6.5-8, Figura 4.6.5-9 invece sono rappresentati gli stessi risultati per le prove condotte in prima marcia.

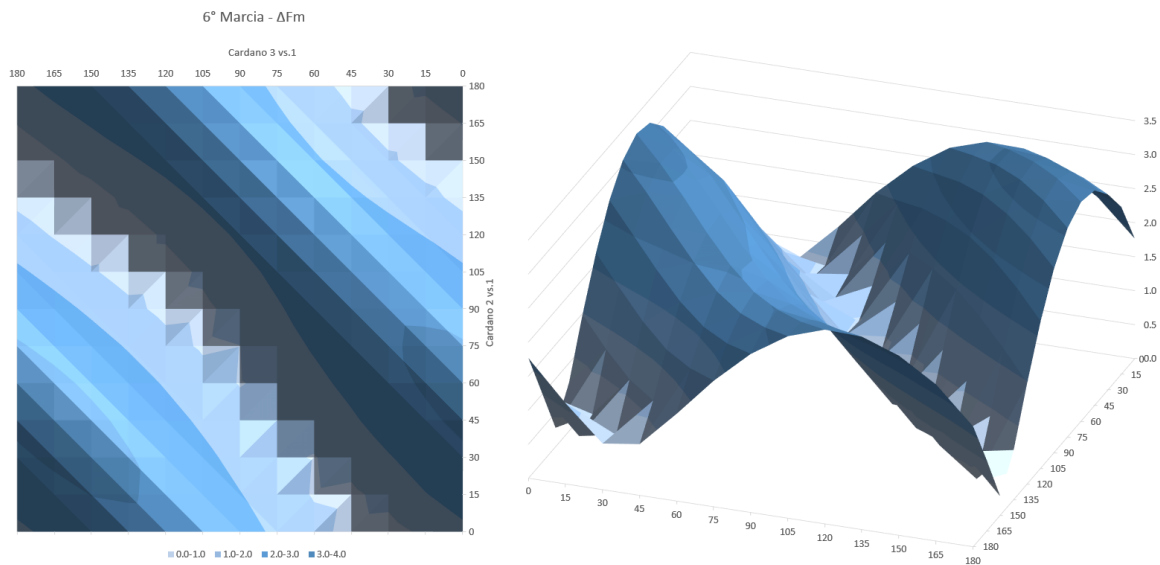


Figura 4.6.5-2: Risultati - influenza fassatura 15° - sesta marcia - componente dinamica Fm

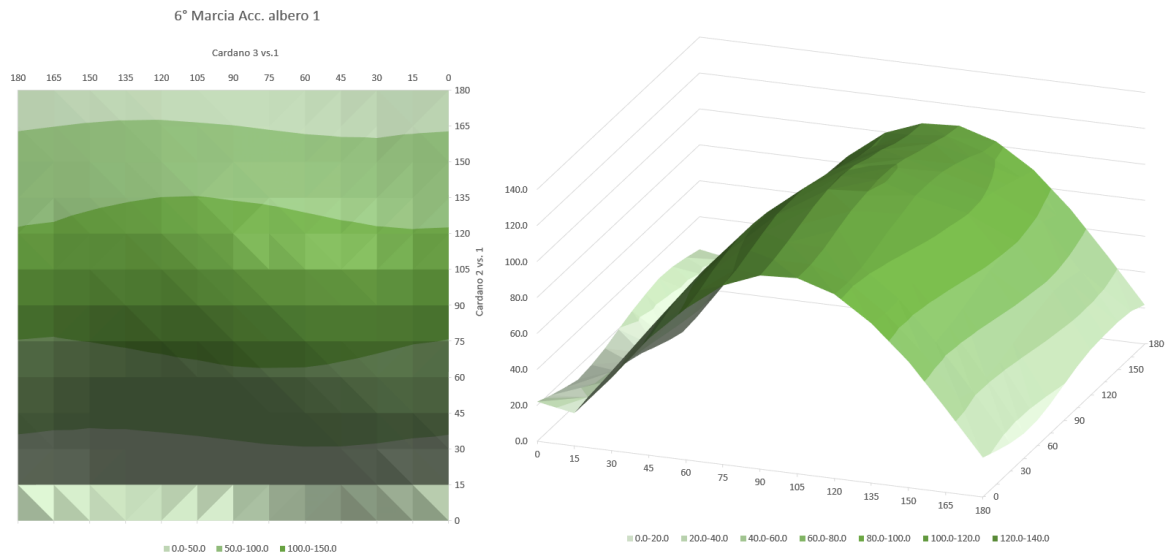


Figura 4.6.5-3: Risultati - influenza fasatura 15° - sesta marcia - accelerazione albero 1

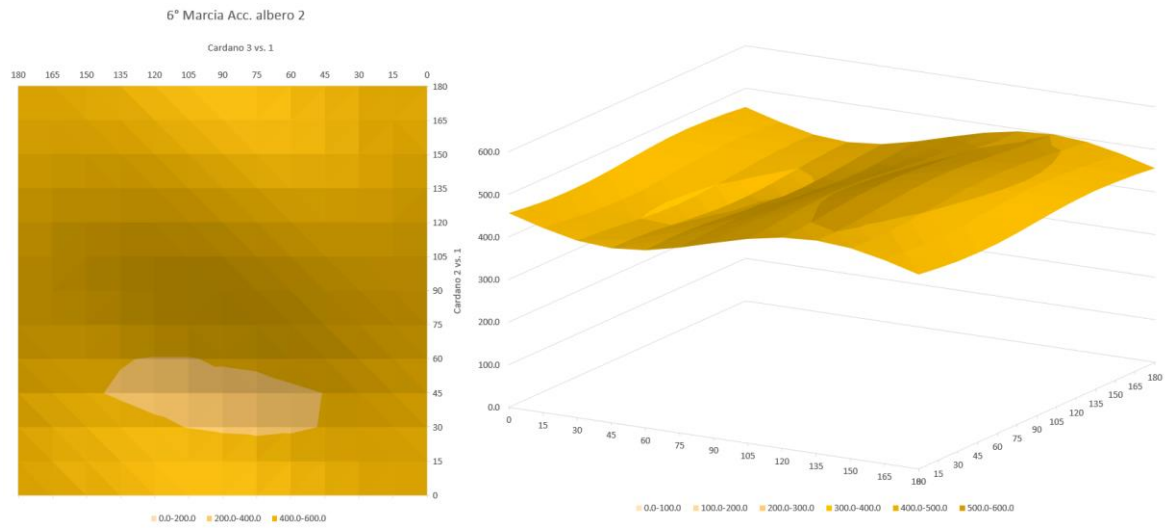


Figura 4.6.5-4: Risultati - influenza fasatura 15° - sesta marcia - accelerazione albero 2

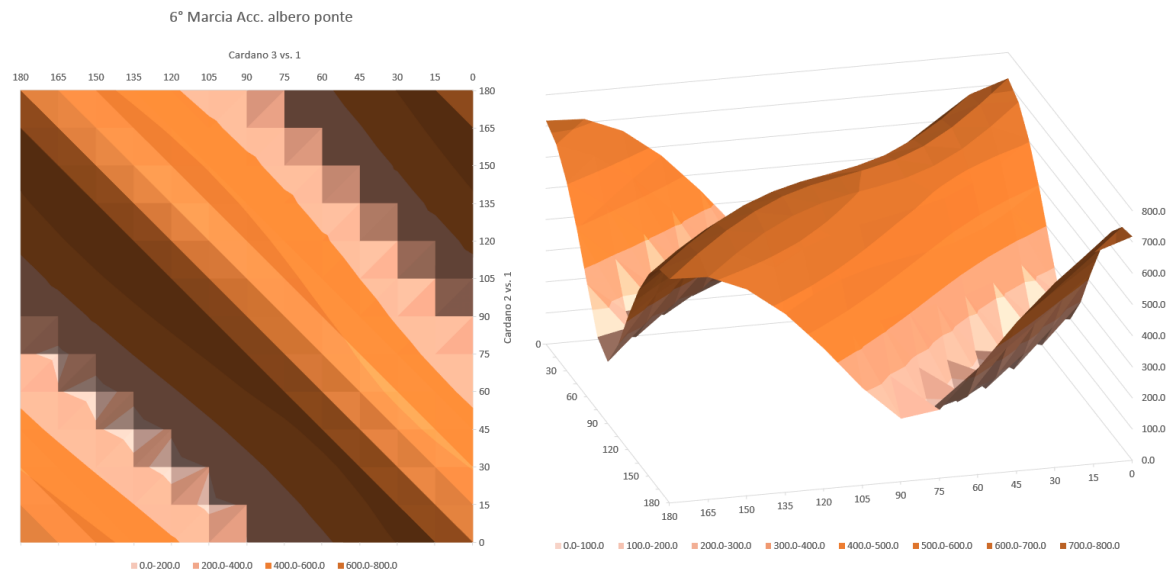


Figura 4.6.5-5: Risultati - influenza fasatura 15° - sesta marcia - accelerazione albero ponte

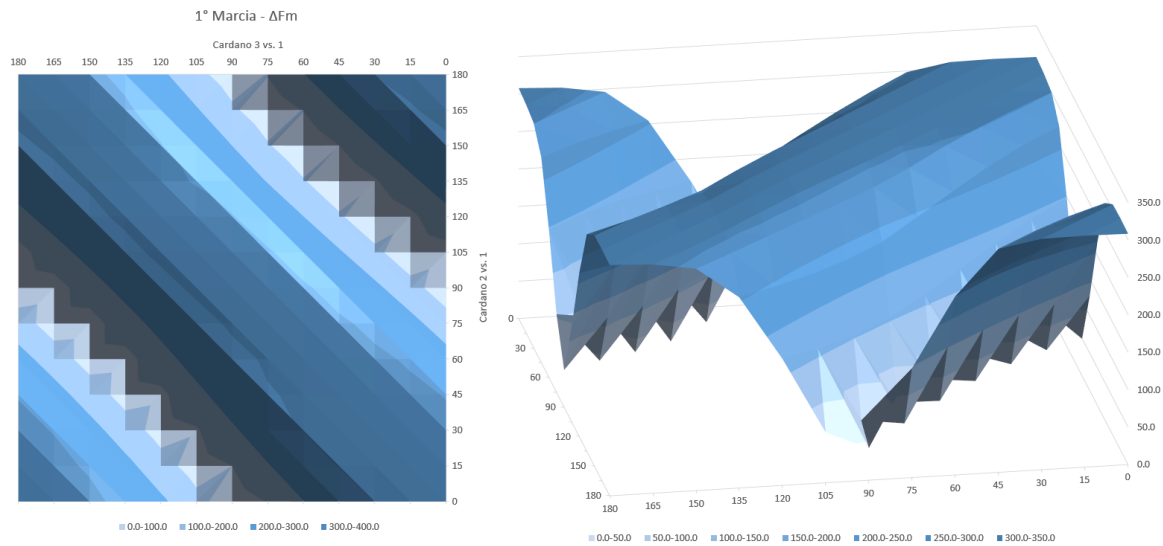


Figura 4.6.5-6: Risultati - influenza fasatura 15° - prima marcia - componente dinamica F_m

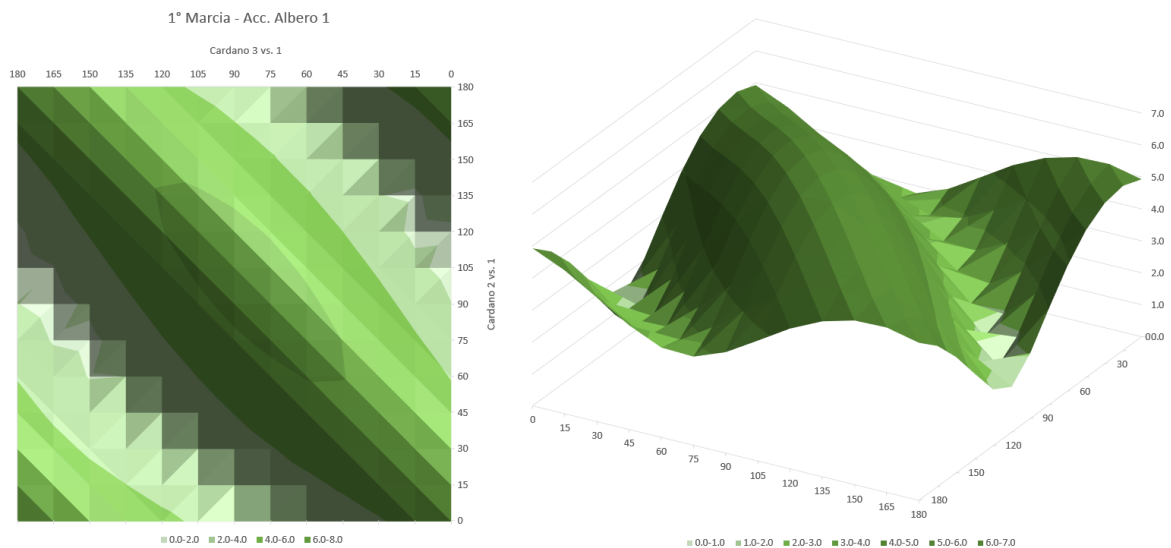


Figura 4.6.5-7: Risultati - influenza fasatura 15° - prima marcia - accelerazione albero 1

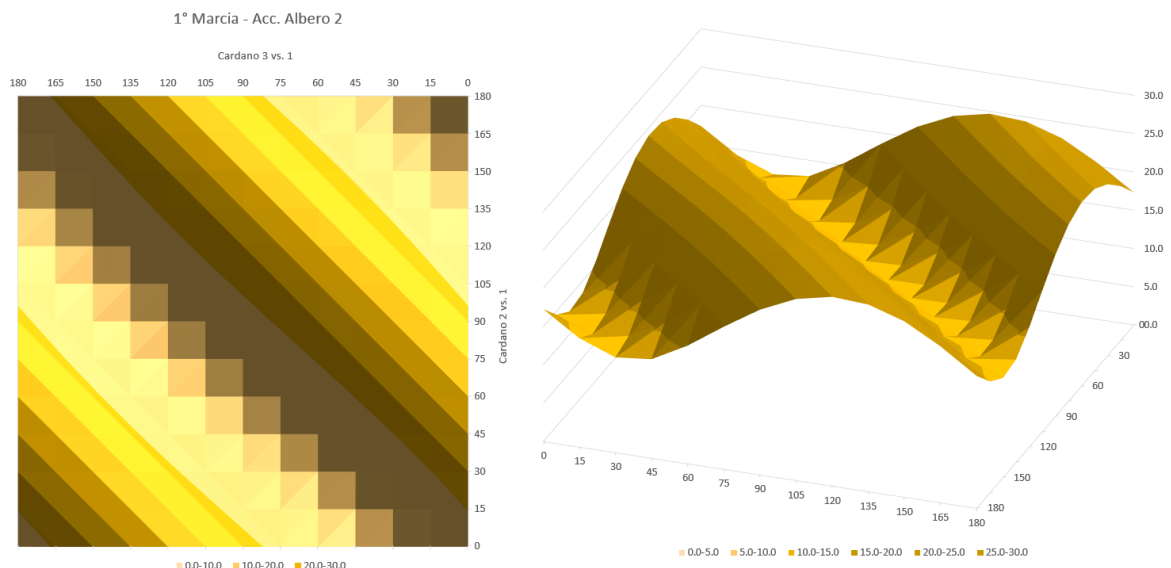


Figura 4.6.5-8: Risultati - influenza fasatura 15° - prima marcia - accelerazione albero 2

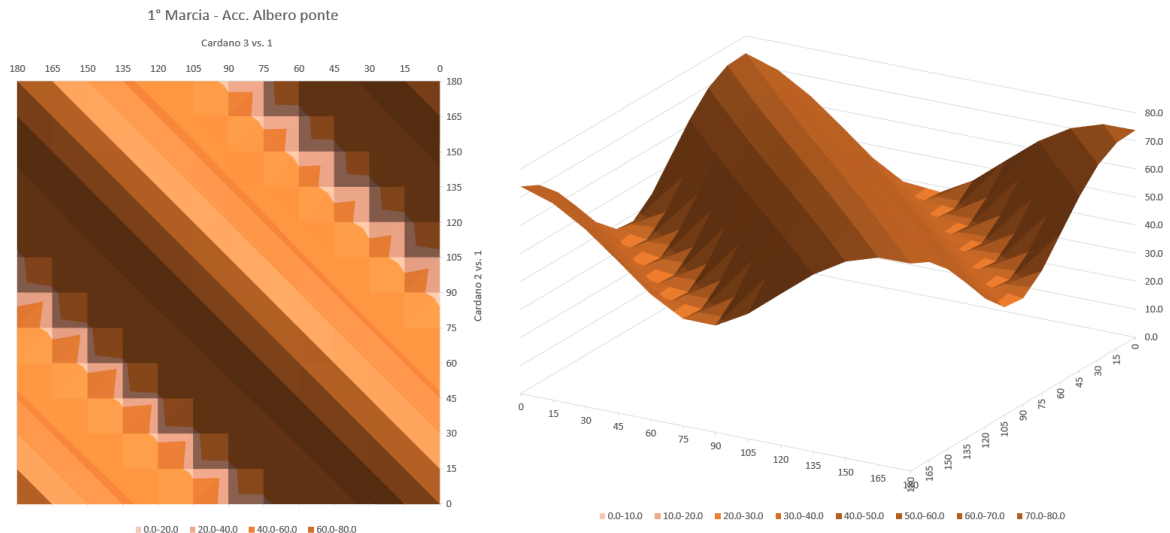


Figura 4.6.5-9: Risultati - influenza fasatura 15° - prima marcia - accelerazione albero ponte

Analizzando i risultati si trova un riscontro con le simulazioni della prova sulla variazione degli angoli φ di 90°, e cioè si ottengono gli stessi valori per le stesse configurazioni di fase. È importante controllare i valori della componente dinamica della F_m , raffigurati in Figura 4.6.5-10.

GRAFICO 3D - 1° Marcia - ΔFm														
		CARDANO 2 VS 1												
		0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
CARDANO 3 VS 1	0	308	309	308	298	239	146	43	67	169	255	296	305	308
	15	306	308	309	308	296	231	137	31	78	180	264	298	306
	30	300	305	307	308	307	291	221	125	21	90	190	270	300
	45	274	301	304	307	308	306	284	210	114	18	99	197	274
	60	197	273	301	304	307	308	305	277	201	108	27	104	197
	75	104	193	267	298	303	307	308	305	270	195	109	39	104
	90	50	100	184	257	292	304	308	309	303	265	199	116	50
	105	127	58	91	173	246	290	305	309	308	299	272	208	127
	120	219	138	62	80	161	235	291	306	308	305	302	281	219
	135	290	229	147	63	69	154	235	292	305	306	306	306	290
	150	308	296	237	151	60	61	153	238	293	304	306	308	308
	165	309	309	299	241	151	53	60	159	246	294	304	308	309
	180	308	309	308	298	239	146	43	67	169	255	296	305	308

Figura 4.6.5-10: Matrice componente dinamica F_m - influenza fasatura 15° - prima marcia - 2 tronchi

L'andamento è fortemente variabile e si riconfermano le variazioni importanti riscontrate nella prova a fasatura variabile di 90° . Si evidenziano tre fasce con valori alti e due fasce con valori bassi. Il risultato dell'analisi ha comunque evidenziato dei riscontri positivi: si è trovato un valore di sollecitazione più basso della prova a 90° . Le configurazioni migliori per le prove del paragrafo 4.6.4 sono risultate essere quelle assumibili a $\varphi = 0^\circ - 0^\circ - 90^\circ$, caratterizzate da un valore della componente dinamica di circa 50 N. In questo paragrafo si è trovata una configurazione migliore per cui questo valore scende a 18 N, ovvero minore di circa il 64%. La configurazione citata equivale a impostare gli angoli a $\varphi = 0^\circ - 135^\circ - 45^\circ$. Per quanto riguarda le accelerazioni, si vede che comunque i valori ottenuti sono ovunque più bassi del limite di 1000 rad/s^2 trovato in 1.4. L'albero più critico risulta essere quello del ponte, in quanto ha la maggiore variazione al variare della fase del sistema. Analizzando più nel dettaglio i valori (Figura 4.6.5-11) si vede che l'andamento è simile a quello trovato nella Figura 4.6.5-10. In questo caso i valori si differenziano tra loro con riduzioni massime dell'82%.

GRAFICO 3D - 6° Marcia - Acc.max albero ponte														
		CARDANO 2 VS 1												
		0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
CARDANO 3 VS 1	0	717.4	677.0	593.4	477.6	341.6	218.8	201.8	311.5	449.2	570.8	661.5	711.4	717.3
	15	683.6	688.4	651.4	577.0	471.3	348.6	243.2	226.4	316.5	438.3	550.8	637.3	683.6
	30	606.3	657.4	667.3	640.7	575.3	480.1	370.2	272.1	242.5	309.2	417.0	523.3	606.1
	45	494.9	583.7	640.4	660.7	643.3	589.4	504.2	398.9	297.7	247.5	290.6	389.8	495.8
	60	361.5	474.4	571.5	640.1	670.9	662.6	614.7	532.9	426.1	314.7	240.6	264.3	361.6
	75	234.6	342.3	467.6	577.3	654.6	694.5	690.1	644.3	559.6	445.7	319.7	223.3	234.7
	90	197.5	212.9	338.1	477.5	599.5	680.6	722.4	718.8	668.8	577.7	453.5	312.6	197.5
	105	294.3	168.4	204.6	351.0	500.7	625.8	709.9	749.7	740.3	683.9	583.0	447.8	294.0
	120	430.3	267.5	144.4	216.3	376.0	531.0	652.6	734.2	768.0	750.9	684.8	574.5	430.2
	135	554.5	403.3	238.8	136.0	240.7	405.7	556.8	673.7	748.3	772.5	747.2	671.7	554.4
150	648.9	526.2	374.9	215.8	147.5	269.7	430.6	574.3	684.5	748.3	764.7	731.5	648.8	
165	705.9	620.1	498.6	351.3	208.1	173.0	294.8	446.2	579.0	679.1	735.2	745.2	705.9	
180	717.4	677.0	593.2	477.2	341.4	218.9	201.8	311.4	449.2	571.3	661.6	712.4	717.4	

Figura 4.6.5-11: Matrice amax albero ponte - influenza fasatura 15° - sesta marcia - 2 tronchi

4.7 Analisi influenza dei parametri di progetto (due tronchi - due cardani + rubber joint)

Fin ora si è visto come i parametri di processo influiscano sul sistema per una trasmissione semplice a due tronchi. Vi è la possibilità di sostituire il primo giunto cardanico con un rubber joint, ovvero il giunto di cui si è già parlato nel paragrafo 1.1. È interessante, pertanto, vedere come si modifica il comportamento del sistema in questa configurazione, ripetendo le prove precedentemente effettuate. Nella fase conclusiva si confronteranno le due configurazioni e si trarrà qualche conclusione.

4.7.1 Impostazione caratteristica del rubber joint

Per poter simulare il rubber joint con l'elemento bushing vanno inseriti i valori di rigidità e smorzamento nelle proprietà. Per il rubber joint si hanno dei dati ben precisi provenienti dal disegno costruttivo. L'andamento della rigidità in funzione della deformazione non è lineare, tuttavia il software permette di inserire una curva impostando un qualsiasi numero di punti. I risultati sperimentali sono soggetti a incertezza e pertanto esistono fasce di valori ammessi; nel nostro caso è stata ipotizzata una curva di tendenza media dalla quale estrapolare i valori. Verranno, quindi, impostate le curve rosse di Figura 4.7.1-1 considerando il sistema di riferimento relativo mostrato in figura, coincidente con quello del bushing.

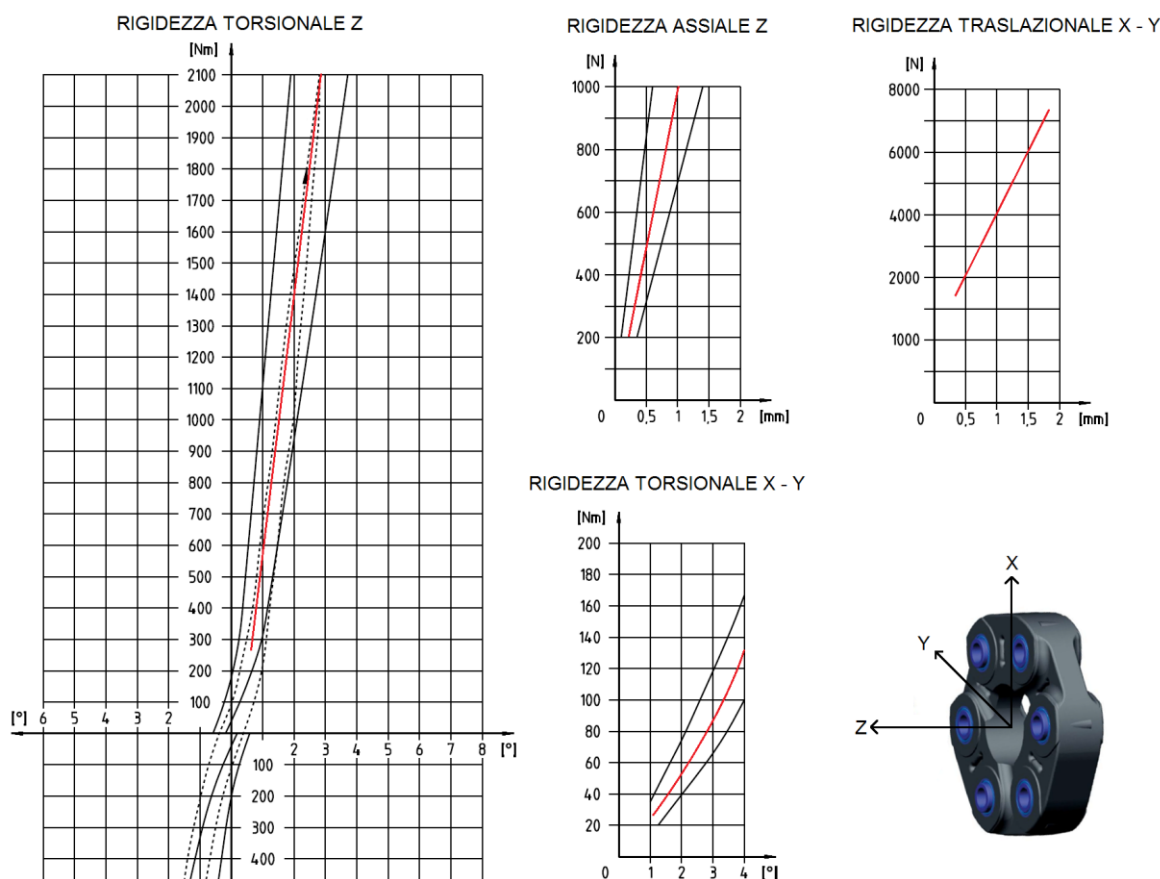


Figura 4.7.1-1: Caratteristica rubber joint

4.7.2 Prove generali prima e sesta marcia

Come per le trattazioni precedenti in prima approssimazione vengono fatte delle prove di riferimento. In questo caso vengono riproposte le prove iniziali in prima e sesta marcia, considerando gli angoli corretti (dopo l'analisi dei dati sperimentali), le condizioni di prova del paragrafo 4.5 di prima e sesta marcia e una fasatura dei giunti cardanici come da progetto. In Tabella 4.8-2 sono elencati i dati principali di prova.

Tabella 4.7.2-1: Input - prove generali - prima e sesta marcia - 2 tronchi + RJ

Prova	θ	α	β	τ	Marcia	Rapporto trasmissione	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	-	-	[Nm]	[rpm]
1	5,000	4,371	3,097	4,218	6	0,791	250	4600
2	5,000	4,371	2,069	6,707	1	5,375	2100	600

Per queste due prove, oltre alla componente dinamica, è stata considerata anche la componente media della forza F_m , in modo da verificare se il rubber joint influisca sulle sollecitazioni medie. I risultati delle prove sono riportati in Tabella 4.8-2, dove è possibile leggere i valori assunti nelle prove di prima e sesta marcia. Nel paragrafo conclusivo questi risultati verranno confrontati con quelli della configurazione senza rubber joint. Verranno inoltre analizzate le curve delle velocità angolari in modo da confrontare rubber joint e giunto cardanico in prima posizione. Per il momento è possibile notare che la modifica effettuata sulla struttura del sistema genera un aumento della componente media della forza sia per la prova numero 1, sia per la prova numero 2.

Tabella 4.7.2-2: Risultati - prove generali - prima e sesta marcia - 2 tronchi + RJ

Prova	Marcia	Rapporto trasmissione	F_m media	ΔF_m	amax alb.1	amax alb.2	amax ponte
-	-	-	[N]	[N]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]
1	6	0,791	87,97	44,48	114	39,1	26,9
2	1	5,375	40	60,23	13,2	25,7	34,3

4.7.3 Analisi influenza della quota supporto sul sistema

Il primo parametro di indagine è la quota del supporto. Similmente al paragrafo 4.6.2, vengono elencati i dati di input delle varie prove in Tabella 4.8-2.

Tabella 4.7.3-1: Dati input - influenza quota supporto - 2 tronchi + RJ

Sesta marcia								
Prova	θ	α	β	τ	Rapporto trasmissione	Δ Quota supporto	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	-	[mm]	[Nm]	[rpm]
1	5,000	3,823	3,567	4,218	0,791	-10	250	4600
2	5,000	4,097	3,332	4,218	0,791	-5	250	4600
3	5,000	4,371	3,097	4,218	0,791	0	250	4600
4	5,000	4,645	2,862	4,218	0,791	+5	250	4600
5	5,000	4,919	2,627	4,218	0,791	+10	250	4600
6	5,000	5,192	2,392	4,218	0,791	+15	250	4600
7	5,000	5,465	2,156	4,218	0,791	+20	250	4600

Prima marcia								
Prova	θ	α	β	τ	Rapporto trasmissione	Δ Quota supporto	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	-	[mm]	[Nm]	[rpm]
8	5,000	3,823	2,560	6,707	5,375	-10	2100	600
9	5,000	4,097	2,325	6,707	5,375	-5	2100	600
10	5,000	4,371	2,090	6,707	5,375	0	2100	600
11	5,000	4,645	1,855	6,707	5,375	+5	2100	600
12	5,000	4,919	1,620	6,707	5,375	+10	2100	600
13	5,000	5,192	1,385	6,707	5,375	+15	2100	600
14	5,000	5,465	1,149	6,707	5,375	+20	2100	600

Gli andamenti dei risultati risultano differenti rispetto alla configurazione senza il rubber joint. È possibile evidenziare, osservando il grafico di Figura 4.7.3-1, tre condizioni di minimo per la componente dinamica della forza in corrispondenza di $\Delta Z = 0 \text{ mm}$, $\Delta Z = +5 \text{ mm}$ e $\Delta Z = +10 \text{ mm}$. Dal grafico in Figura 4.7.3-3 invece il punto di minimo si ha per $\Delta Z = +10 \text{ mm}$.

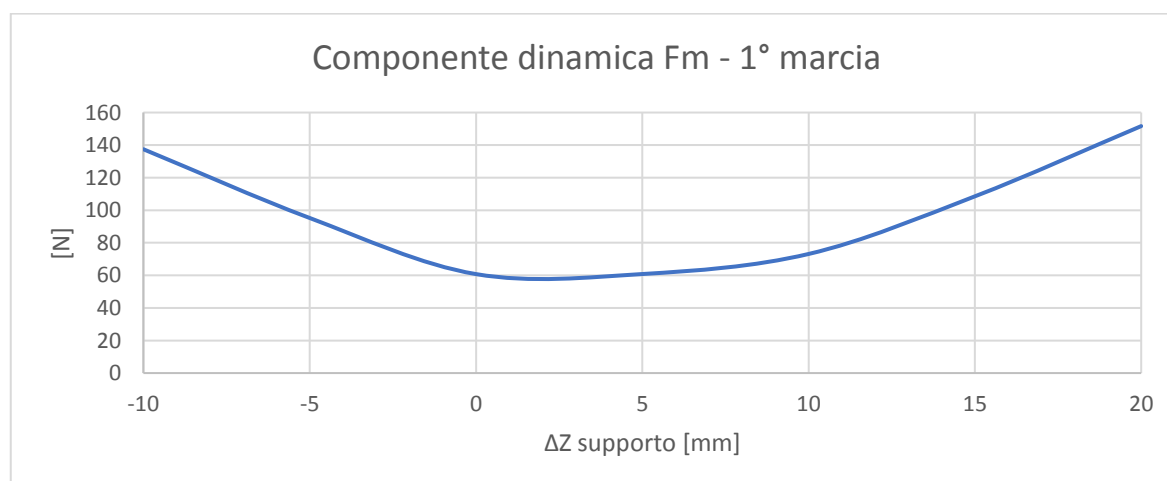


Figura 4.7.3-1: Risultati - influenza quota supporto - F_m - prima marcia - 2 tronchi + RJ

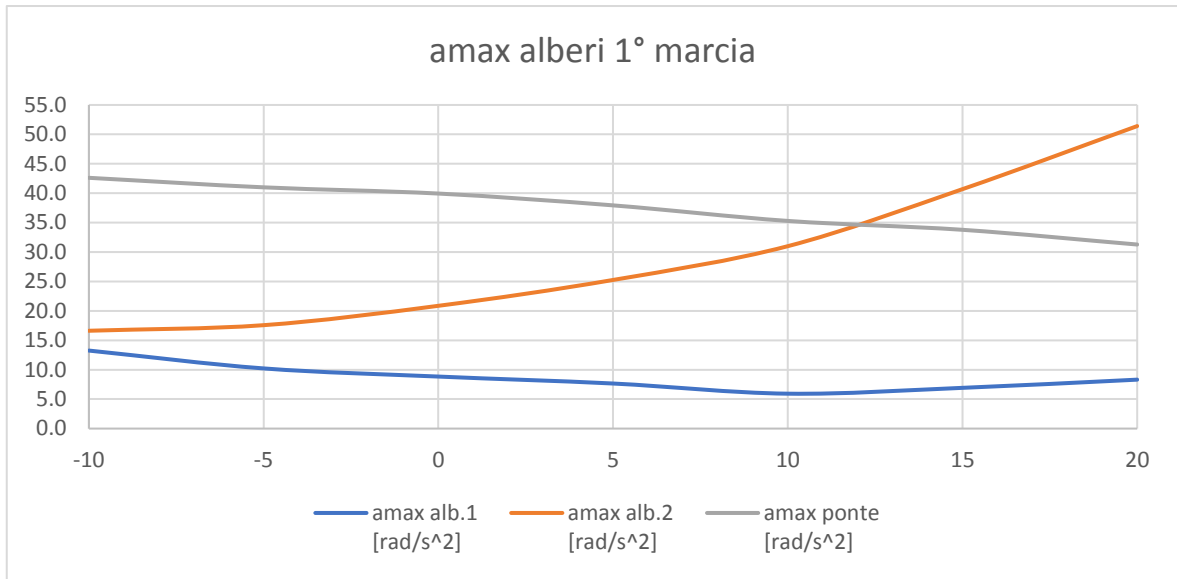


Figura 4.7.3-2: Risultati - influenza quota supporto - acc. max alberi - prima marcia - 2 tronchi + RJ

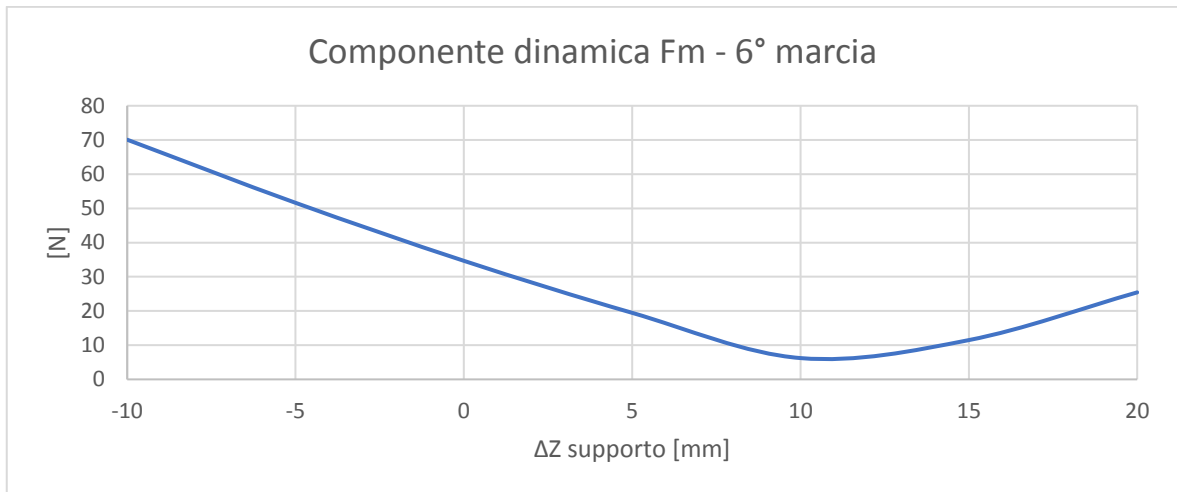


Figura 4.7.3-3: Risultati - influenza quota supporto - Fm - sesta marcia - 2 tronchi + RJ



Figura 4.7.3-4: Risultati - influenza quota supporto - acc. max alberi - sesta marcia - 2 tronchi + RJ

I valori delle forze sono complessivamente aumentati, mentre i grafici delle accelerazioni sono molto simili a quelli delle prove senza rubber joint. Questo suggerisce che il rubber joint abbia un effetto sulle sollecitazioni causate dalle coppie secondarie, dando un contributo sia alle componente dinamica, sia alle componente media.

4.7.4 Analisi influenza dell'angolo ingresso ponte τ sul sistema

Similmente al caso senza rubber joint vengono indagati i punti di funzionamento in corrispondenza della prima e della sesta marcia, facendo variare l'angolo τ del ponte da un $\Delta\tau = +2^\circ$ a $\Delta\tau = -4^\circ$. I valori di coppia e velocità applicata sono pertanto gli stessi delle prove precedenti. I dati di input delle prove sono elencati in Tabella 4.7.4-1.

Tabella 4.7.4-1: Dati input - influenza angolo τ - 2 tronchi + RJ

Sesta marcia								
Prova	θ	α	β	τ	Rapporto trasmissione	Variazione angolo τ	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	-	[°]	[Nm]	[rpm]
1	5,00	4,371	2,634	6,218	0,791	+2	250	4600
2	5,00	4,371	2,865	5,218	0,791	+1	250	4600
3	5,00	4,371	3,097	4,218	0,791	0	250	4600
4	5,00	4,371	3,329	3,218	0,791	-1	250	4600
5	5,00	4,371	3,561	2,218	0,791	-2	250	4600
6	5,00	4,371	3,792	1,218	0,791	-3	250	4600
7	5,00	4,371	4,024	0,218	0,791	-4	250	4600
Prima marcia								
Prova	θ	α	β	τ	Rapporto trasmissione	Variazione angolo τ	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	-	[°]	[Nm]	[rpm]
8	5,00	4,371	1,629	8,707	5,375	+2	2100	600
9	5,00	4,371	1,859	7,707	5,375	+1	2100	600
10	5,00	4,371	2,090	6,707	5,375	0	2100	600
11	5,00	4,371	2,321	5,707	5,375	-1	2100	600
12	5,00	4,371	2,553	4,707	5,375	-2	2100	600
13	5,00	4,371	2,785	3,707	5,375	-3	2100	600
14	5,00	4,371	3,017	2,707	5,375	-4	2100	600

Anche in questo caso vengono estrapolati componente dinamica della forza e accelerazioni torsionali degli alberi costituenti la linea di trasmissione. I risultati appena citati sono raffigurati in Figura 4.7.4-1, Figura 4.7.4-2, Figura 4.7.4-3 e Figura 4.7.4-4.

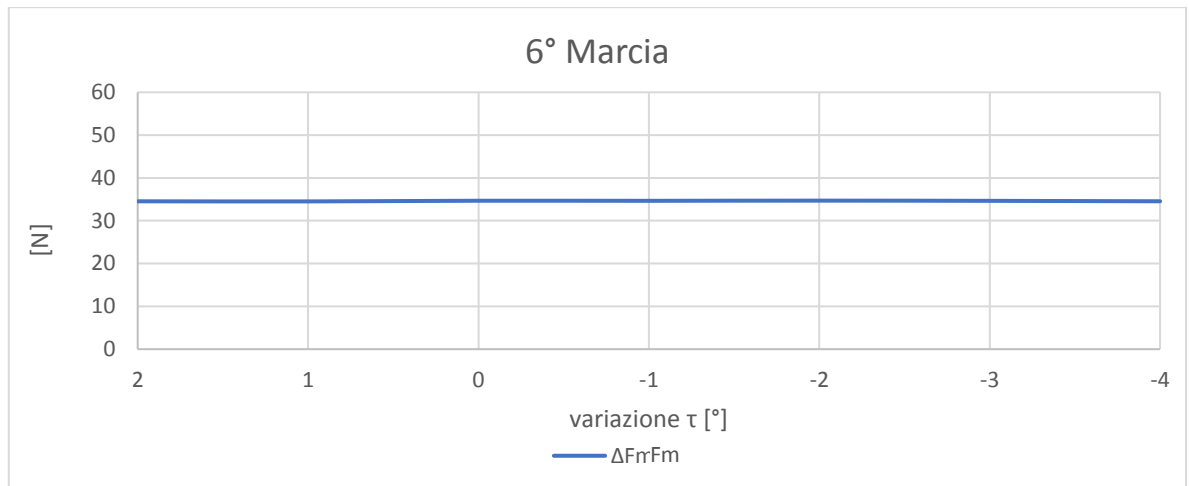


Figura 4.7.4-1: Risultati influenza angolo τ - forze sul supporto - sesta marcia + RJ

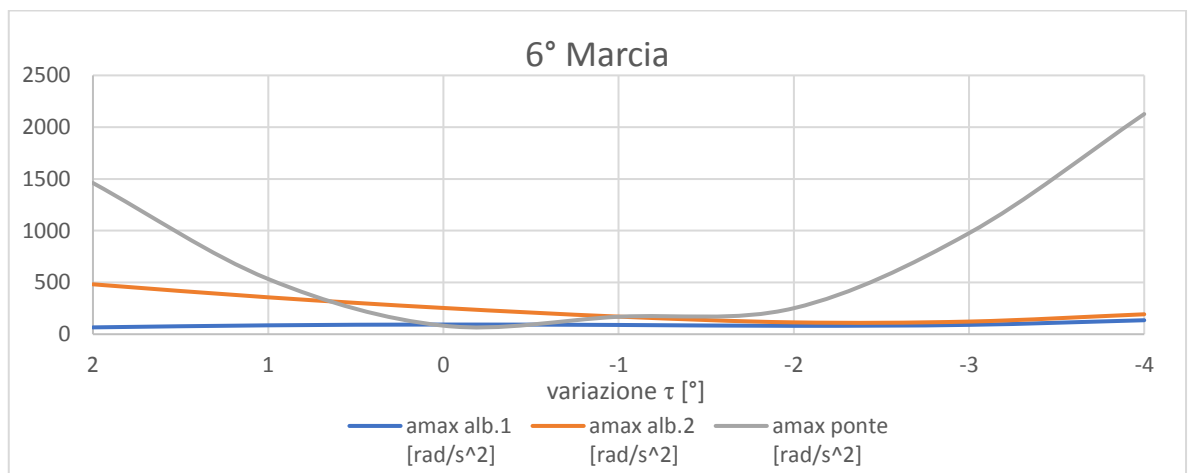


Figura 4.7.4-2: Risultati influenza angolo τ - accelerazione torsionali alberi - sesta marcia + RJ

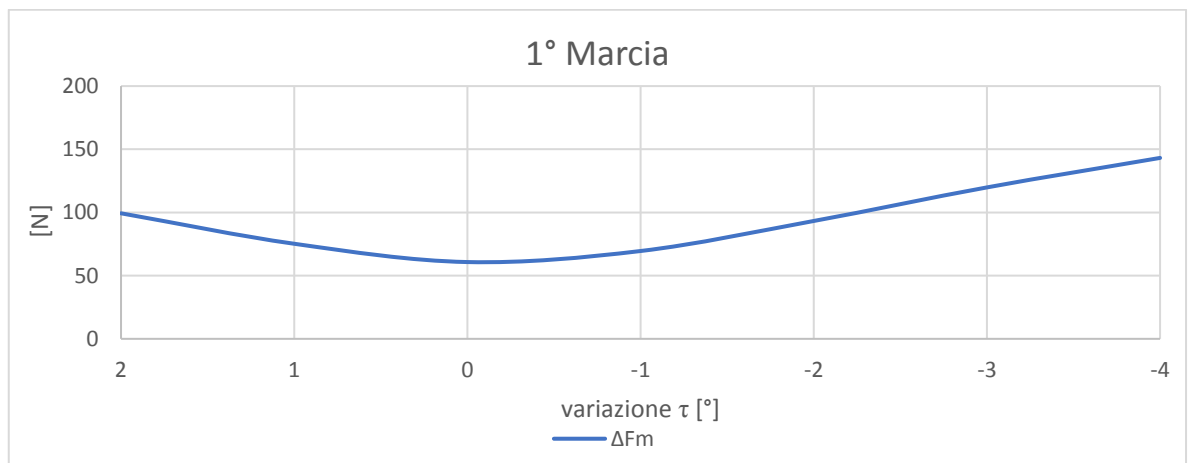


Figura 4.7.4-3: Risultati influenza angolo τ - forze sul supporto - prima marcia + RJ

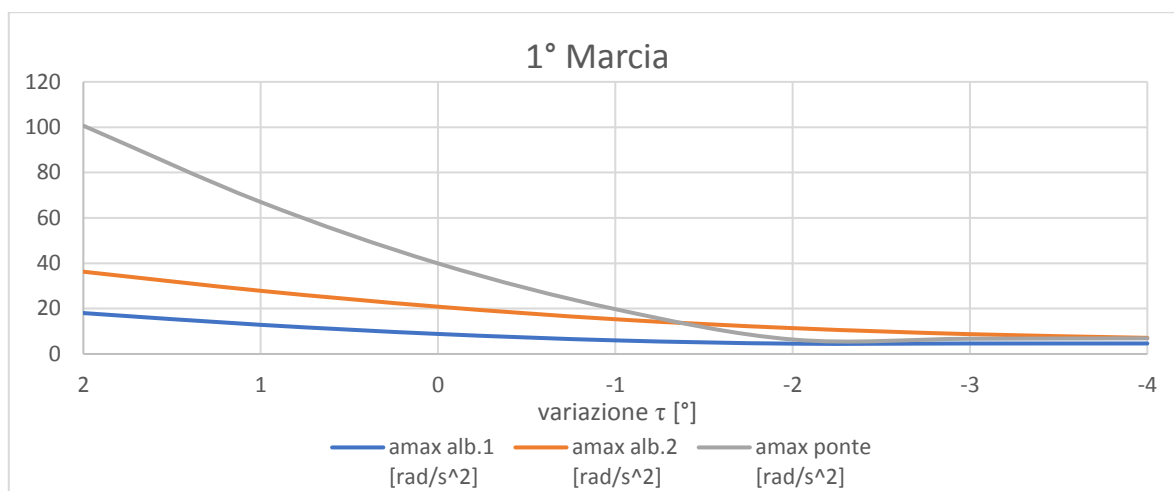


Figura 4.7.4-4: Risultati influenza angolo τ - accelerazioni torsionali alberi - prima marcia + RJ

Dalla Figura 4.7.4-1 è evidente che le variazioni del ΔF_m per la sesta marcia sono abbastanza piccole. Nel paragrafo conclusivo vedremo che se si confronta questa curva con il valore limite si ottiene un andamento costante con la variazione dell'angolo τ .

Per quanto riguarda il resto dei risultati si vede che le accelerazioni assumono andamenti e valori simili al caso senza rubber joint, diversamente la curva di ΔF_m per la prima marcia è traslata verso valori più alti su tutto il campo di variazione di τ .

4.7.5 Analisi della fase relativa tra giunti cardanici di 90°

Adesso si passa all'analisi sulla fasatura dei giunti cardanici. Diversamente dal sistema con tre cardani, in questo caso il primo giunto è un rubber joint e pertanto non è possibile aggiungere gradi di regolazione nel primo tratto. Si tratta quindi di fare variare l'angolo φ del giunto cardanico in posizione 2 e in posizione 3. Le combinazioni possibili sono quattro, escludendo casi simili come $\varphi = 0^\circ - 0^\circ$ / $\varphi = 0^\circ - 180^\circ$. In Tabella 4.7.5-1 sono elencate le combinazioni possibili e i dati di input (la sigla RJ indica il giunto elastico).

Tabella 4.7.5-1: Dati input - influenza fasatura 90° - 2 tronchi + RJ

Sesta marcia											
Prova	θ	α	β	τ	Fasatura			Fasatura software			Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]			[°]			[rpm]
1	5,000	4,645	2,862	4,218	RJ	90	90	RJ	0	0	250
2	5,000	4,645	2,862	4,218	RJ	90	0	RJ	0	90	250
3	5,000	4,645	2,862	4,218	RJ	0	90	RJ	90	0	250
4	5,000	4,645	2,862	4,218	RJ	0	0	RJ	90	90	250
Prima marcia											
Prova	θ	α	β	τ	Fasatura			Fasatura software			Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]			[°]			[rpm]
5	5,000	4,645	1,855	6,707	RJ	90	90	RJ	0	0	2100
6	5,000	4,645	1,855	6,707	RJ	90	0	RJ	0	90	2100
7	5,000	4,645	1,855	6,707	RJ	0	90	RJ	90	0	2100
8	5,000	4,645	1,855	6,707	RJ	0	0	RJ	90	90	2100

Per gli output o risultati della prova questa volta non sono state considerate tutte le componenti dinamiche della forma ma soltanto il valore risultante, avendo già dimostrato che la variazione degli angoli φ non modifica verso e direzione del vettore forza durante la prova. In Tabella 4.7.5-2 sono elencati i risultati. Si riconfermano gli andamenti fin ora indagati: esistono due configurazioni caratterizzate da sollecitazioni elevate e due configurazioni con sollecitazioni più basse. Questo perché di fatto le configurazioni delle prove 1-4, 2-3, 5-8 e 6-7 si equivalgono. Anche in questo caso la differenza è importante: infatti, considerando il ΔF_m , per la prima marcia, si riescono ad avere riduzioni dell'80% rispetto ai valori massimi scegliendo accuratamente la configurazione migliore. In ogni caso, mediamente, i valori sono più alti del caso senza rubber joint. È interessante indagare anche in altre zone del campo di variazione della fasatura per vedere se è possibile trovare valori più bassi di quelli ottenuti nel caso di trasmissione con tre giunti cardanici. Anche se non è possibile fare un paragone diretto tra le due configurazioni, data la differenza dei giunti, lo studio è valido per poter fare valutazioni economiche per la decisione dell'installazione o meno del rubber joint.

Tabella 4.7.5-2: Risultati - influenza fasatura 90° - 2 tronchi + RJ

Sesta marcia											
Prova	Fasatura			Fasatura software			Fm media	ΔF_m	amax alb.1	amax alb.2	amax ponte
-	[°]			[°]			[N]	[N]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]
1	RJ	90	90	RJ	0	0	65,76	25,1	146,6	476,9	739,5
2	RJ	90	0	RJ	0	90	65,74	24,7	126,8	480,2	216,9
3	RJ	0	90	RJ	90	0	65,75	24,8	129,0	484,2	221,4
4	RJ	0	0	RJ	90	90	65,77	25,1	149,4	480,6	742,6
Prima marcia											
Prova	Fasatura			Fasatura software			Fm media	ΔF_m	amax alb.1	amax alb.2	amax ponte
-	[°]			[°]			[N]	[N]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]
5	RJ	90	90	RJ	0	0	93,12	325,4	19,0	10,2	53,3
6	RJ	90	0	RJ	0	90	40,00	60,2	13,3	25,9	34,5
7	RJ	0	90	RJ	90	0	40,19	65,5	12,2	25,6	32,5
8	RJ	0	0	RJ	90	90	94,00	324,9	17,7	12,1	54,0

4.7.6 Analisi della fase relativa tra giunti cardanici di 5°

In questo paragrafo verrà infittito il campo di indagine sulle configurazioni possibili di fasatura della trasmissione a due tronchi con giunto elastico. Avendo un elemento di regolazione in meno, le combinazioni possibili sono diminuite. Il rubber joint non presenta possibilità di regolazioni e pertanto, fissato il secondo giunto cardanico, il campo di variazione dell'angolo φ del terzo giunto cardanico va da $\varphi = 0^\circ$ a $\varphi = 180^\circ$. Il numero dei casi possibili e delle simulazioni da effettuare è direttamente legato al passo di variazione dell'angolo del giunto in posizione 3. Dato che il tempo di calcolo risulta essere ridotto si è deciso di far variare l'angolo di fase di 5° , ottenendo un numero di combinazioni pari a 37 per la prova in sesta marcia ed analogamente 37 per la prova in

prima marcia. Saranno indagate le configurazioni: $\varphi = RJ - 90^\circ - 0^\circ$, $\varphi = RJ - 90^\circ - 5^\circ$, $\varphi = RJ - 90^\circ - 10^\circ$, $\varphi = RJ - 90^\circ - 15^\circ$, $\varphi = RJ - 90^\circ - 20^\circ$, $\varphi = RJ - 90^\circ - 25^\circ$ e seguenti fino alla configurazione $\varphi = RJ - 90^\circ - 180^\circ$. Gli input di prova per quanto riguarda coppia e velocità rotazionale non subiscono variazioni rispetto alle prove precedenti. Gli angoli degli assi degli alberi scelti sono uguali a quelli considerati nelle prove del paragrafo 4.7.5.

I risultati della prova sono rappresentati nella Figura 4.7.6-1, Figura 4.7.6-2, Figura 4.7.6-3 e Figura 4.7.6-4 per prima e sesta marcia.

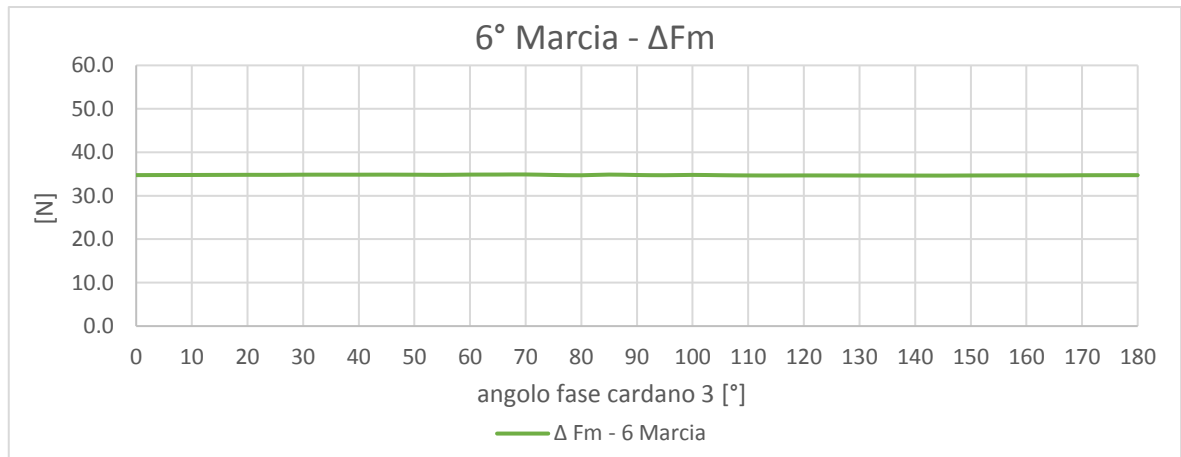


Figura 4.7.6-1: Risultati - prove sfasamento 5° - Fm - sesta marcia - 2 tronchi + RJ

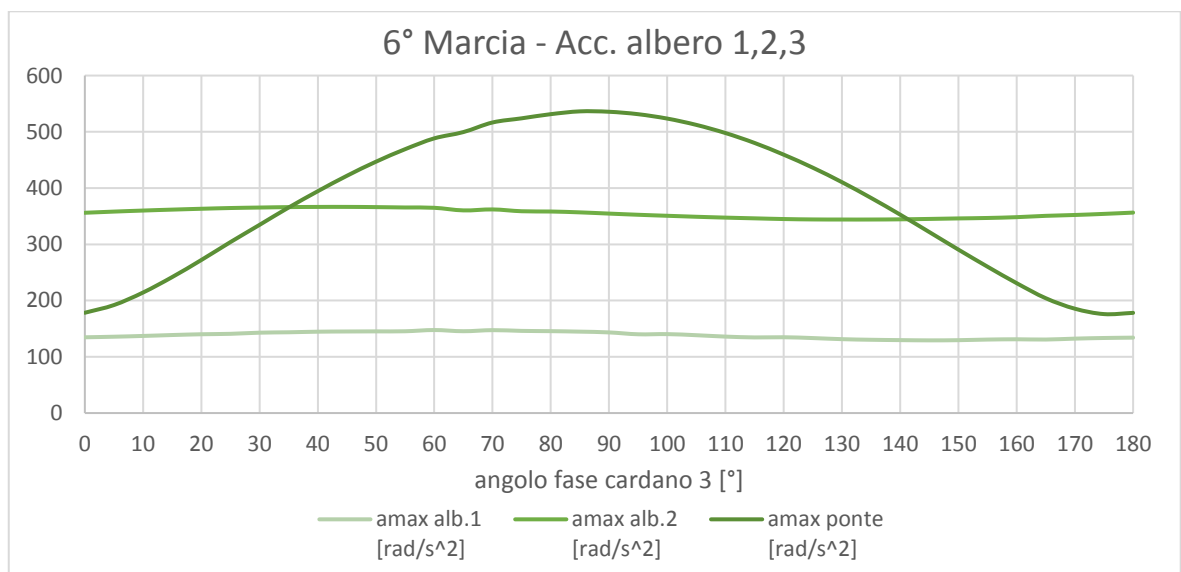


Figura 4.7.6-2: Risultati - prove sfasamento 5° - acc. max alberi - sesta marcia - 2 tronchi + RJ

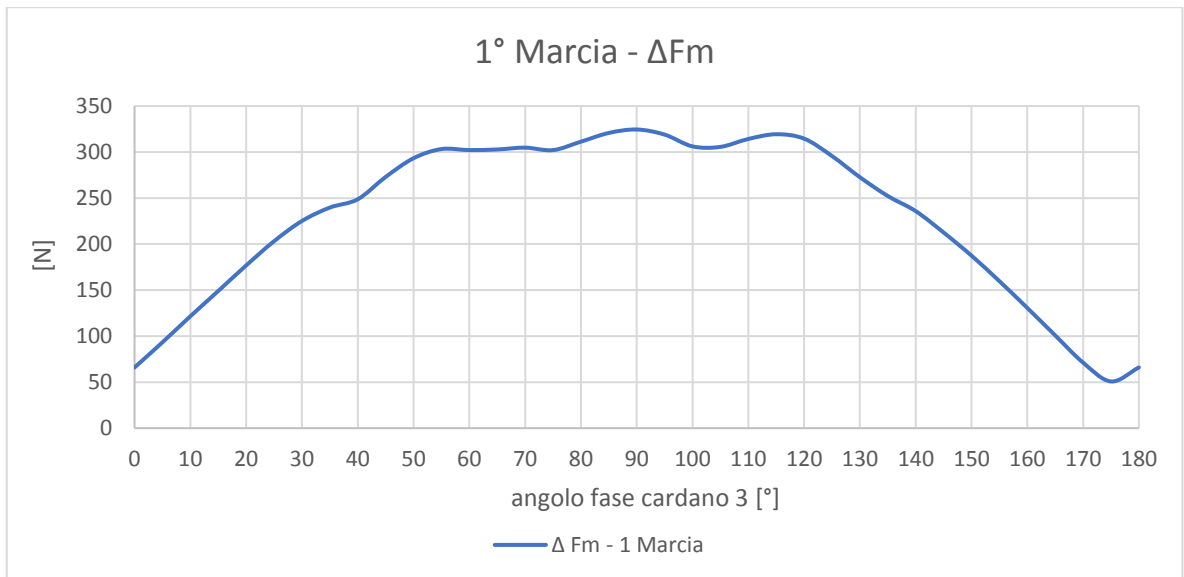


Figura 4.7.6-3: Risultati - prove sfasamento 5° - F_m - prima marcia - 2 tronchi + RJ

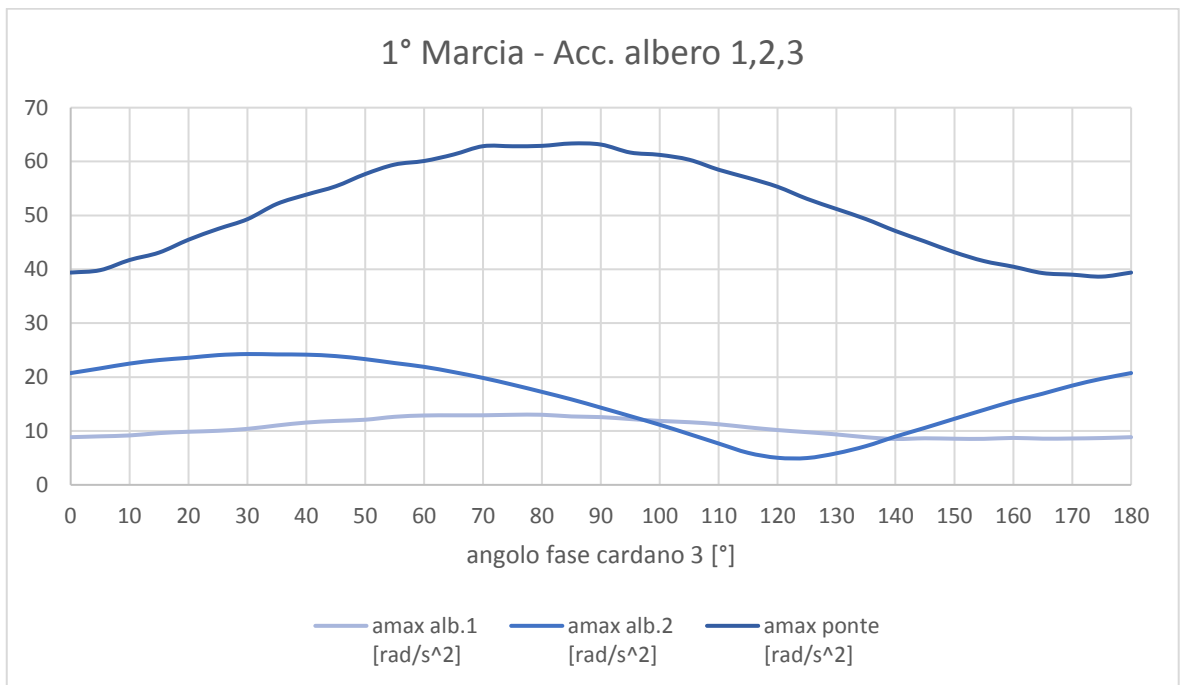


Figura 4.7.6-4: Risultati - prove sfasamento 5° - acc. max alberi - prima marcia - 2 tronchi + RJ

Per quanto riguarda l'andamento della ΔF_m per la sesta marcia è possibile fare un discorso analogo a quello di Figura 4.7.4-2: confrontando la curva con il valore limite si osserva un andamento costante con il variare dell'angolo di fase.

Osservando gli altri grafici si vede che esiste un punto di miglior compromesso per cui accelerazioni e componente dinamica della forza risultano essere le minime possibili. Se non si considera il minimo assoluto della curva dell'accelerazione torsionale del secondo albero, visibile in Figura 4.7.6-4, il punto di minimo di miglior compromesso risulta essere in corrispondenza di un $\varphi = 175^\circ$. Il valore massimo, invece si ha per $\varphi = 85^\circ$. Il perché di questi valori è presto spiegabile: nel caso di una trasmissione generica con giunti cardanici con alberi paralleli (vedi schema di Figura 1.4-3) la condizione migliore, corrispondente a quella di trasmissione omocinetica, si ha con angoli degli alberi uguali. Affinché sia verificata questa condizione non è sufficiente tuttavia che gli angoli siano

uguali ma è necessario che i due giunti siano in controfase di 90° . È ragionevole pensare che questa configurazione, essendo omocinetica, garantisca il minimo delle sollecitazioni sul sistema. Passando al nostro caso, il sistema non è caratterizzato da angoli uguali e quindi per avere le sollecitazioni di minimo, ovvero trasmissione omocinetica, sono necessari angoli di fase tra i giunti cardanici diversi da 90° . Essendo comunque gli angoli relativi tra gli alberi abbastanza piccoli, si è visto che la condizione di ottimo non avviene per angolo di fase relativo tra primo e secondo giunto cardanico $\Delta\varphi = 90^\circ$ ma per $\Delta\varphi = 85^\circ$. Ecco che si vengono a formare i punti di minimo e massimo in corrispondenza di $\varphi = 85^\circ$ e $\varphi = 175^\circ$ visibili in Figura 4.7.6-2, Figura 4.7.6-3 e Figura 4.7.6-4.

Ultimate le analisi nel prossimo paragrafo verranno confrontati tutti i risultati ottenuti per la soluzione senza rubber joint e verranno tratte delle conclusioni di carattere generale. Verranno poi confrontate soluzione con e senza rubber joint evidenziando quale delle due presenti le sollecitazioni minime.

4.8 Conclusioni su sistema a due tronchi

Dalle analisi condotte sul sistema a due tronchi e tre cardani risulta evidente come sia importante valutare i risultati in relazione alle condizioni di prova. Le prove principali, infatti, sono state svolte per due punti particolari dell'intero campo di funzionamento. Questi due punti tengono conto della caratteristica del motore e dell'assetto del veicolo nei casi di prima marcia e sesta marcia. Si è visto che in prima marcia sono significativi gli effetti dovuti alla coppia e quelli legati alla velocità di rotazione degli alberi hanno minore influenza. Viceversa, per la sesta marcia, i fenomeni inerziali/torsionali sono più importanti rispetto a quelli dovuti alla coppia.

I risultati, di tutte le prove condotte in prima e sesta marcia, mostrano che dove il contributo della coppia è primario le forzanti dinamiche sul supporto sono paragonabili con il limite stabilito; dove, invece, la velocità è alta, le accelerazioni torsionali sui tre alberi sono di entità paragonabile al limite per la prima e la sesta marcia.

I limiti di accettabilità considerati nelle nostre analisi sono stati di:

- 135 N di forza oscillante (forze dinamiche);
- 400 rad/s² per le accelerazioni in prima marcia;
- 1000 rad/s² per le accelerazioni in sesta marcia.

La differenza di valore per le accelerazioni tra prima e sesta marcia è dovuta ai differenti valori limite, rispettivamente 400 rad/s² per le eccitazioni torsionali e 1000 rad/s² per le eccitazioni d'inerzia. In sesta marcia, infatti, essendo la velocità alta, il maggior contributo è dato dalle sollecitazioni dovute all'inerzia. In prima, dato il valore di coppia alta, gli alberi sono sollecitati maggiormente dalle eccitazioni torsionali. Al fine di valutare correttamente i risultati, in ottica di una possibile ottimizzazione dei parametri o scelta della configurazione migliore, si vede che, per le prove in sesta marcia, possono essere critiche le tre accelerazioni torsionali sugli alberi, mentre in prima marcia è critico il valore della componente dinamica della forza sul supporto. Facendo riferimento, per esempio, allo studio sulla fasatura dei cardani (con passo di 90°) è importante considerare quanto sopra esposto per stabilire quale tra le varie configurazioni sia la migliore.

In Figura 4.8-1, Figura 4.8-2, Figura 4.8-3 e Figura 4.8-4 sono rappresentati i risultati per sesta e prima marcia.

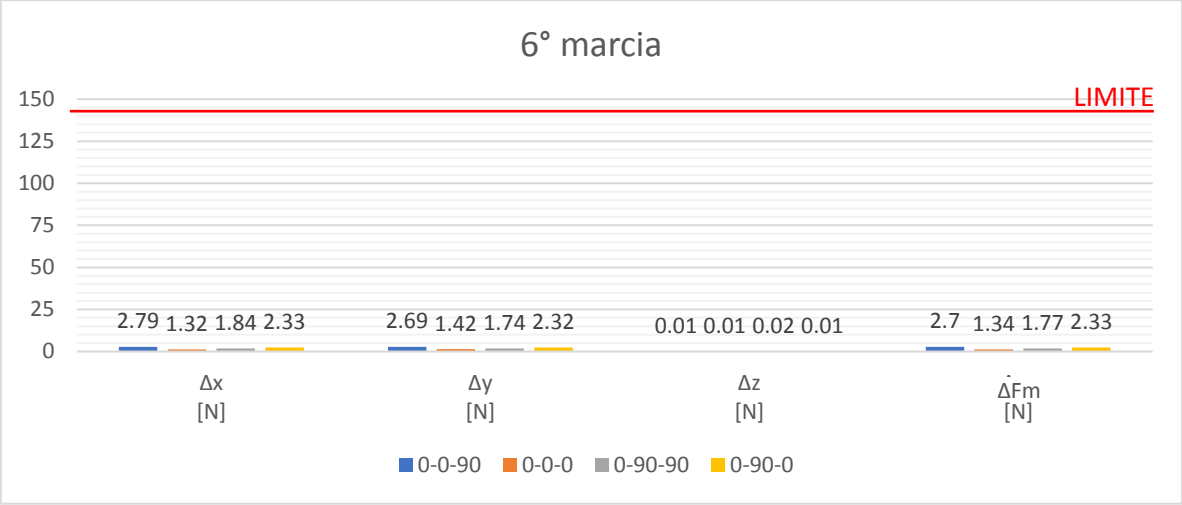


Figura 4.8-1: Fasatura 0-90 / Forze sul supporto - sesta marcia

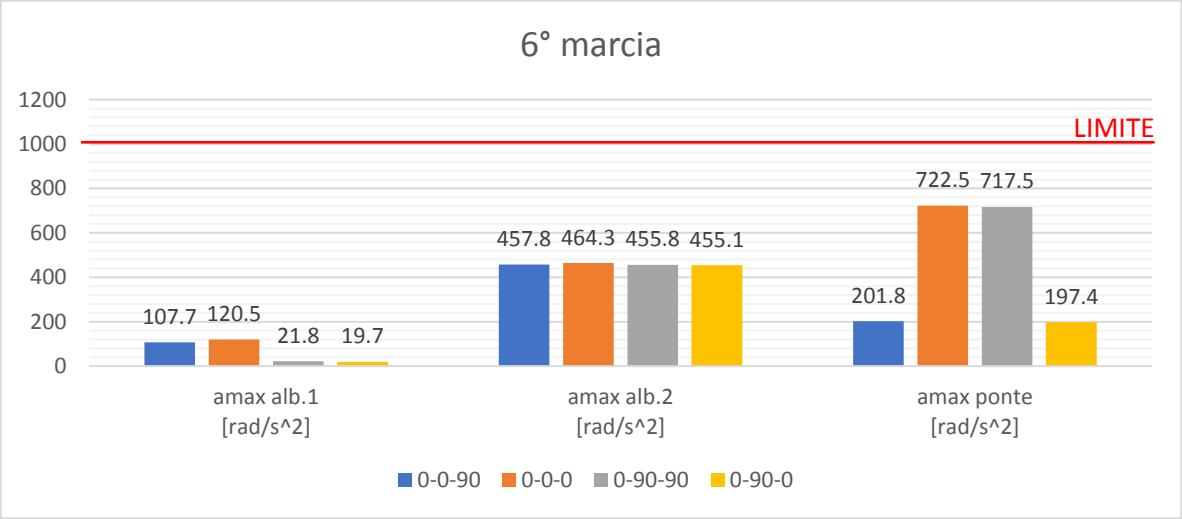


Figura 4.8-2: Fasatura 0-90 / Accelerazioni torsionali - sesta marcia

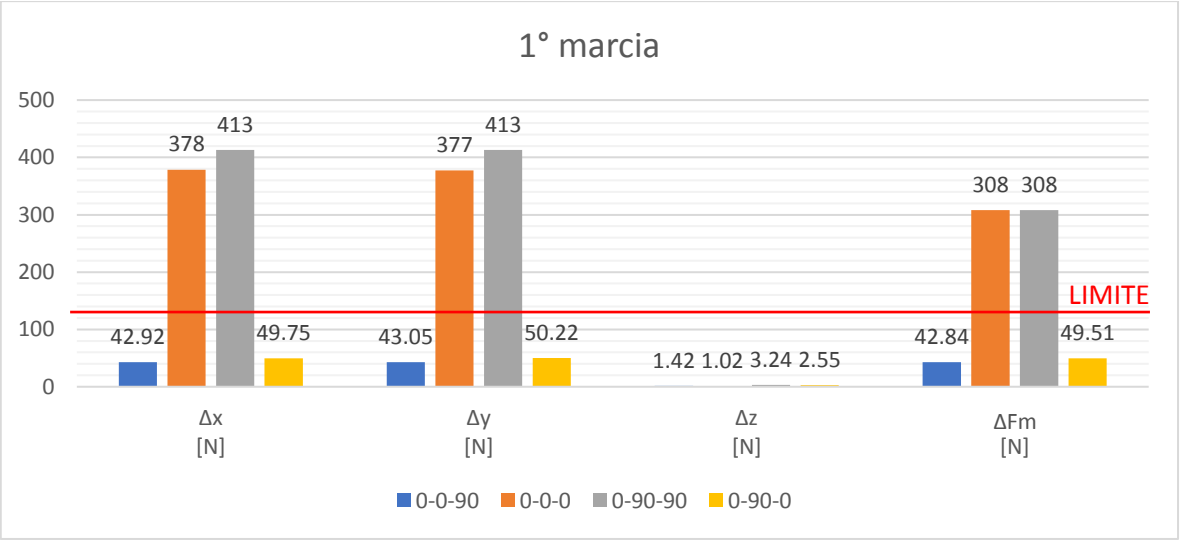


Figura 4.8-3: Fasatura 0-90 / Forze sul supporto - prima marcia

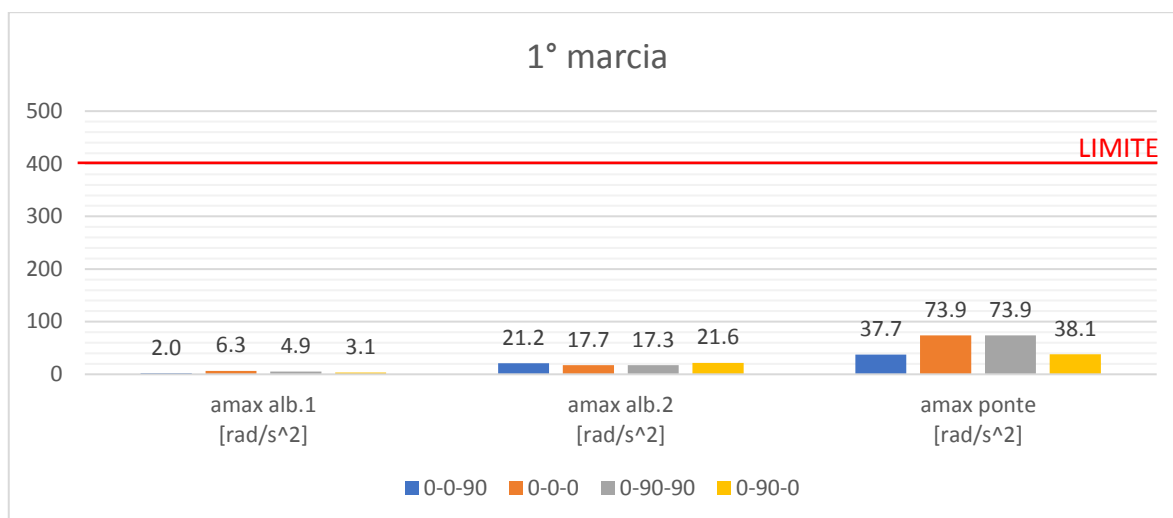


Figura 4.8-4: Fasatura 0-90 / Accelerazioni torsionali - prima marcia

Come è evidente dalla Figura 4.8-1, le forze dinamiche in sesta marcia, sono molto inferiori al limite di accettabilità. Il grafico delle accelerazioni (Figura 4.8-2), invece, mostra come l'entità delle accelerazioni vari notevolmente con la fasatura scelta (riferimento ad amax ponte). Quindi in sesta marcia la configurazione ottimale risulta essere quella con angoli $\varphi = 0^\circ - 90^\circ - 0^\circ$, in quanto presenta i valori più bassi di accelerazione torsionale (ma non di forza dinamica).

Analizzando i risultati in prima marcia, le accelerazioni sono ovunque sotto il limite stabilito (Figura 4.8-4) e le forze dinamiche variano notevolmente, anche oltre il limite, con la scelta della fasatura (Figura 4.8-3). Per queste condizioni di prova allora la configurazione migliore risulta essere $\varphi = 0^\circ - 0^\circ - 90^\circ$.

Nella pratica è opportuno preferire una configurazione che garantisca il miglior compromesso tra le prove in prima e sesta marcia: essendo le accelerazioni comunque sempre sotto il limite, per tutte le configurazioni e in ogni condizione di prova, è corretto considerare come parametro di verifica componente dinamica della forza totale sul supporto in prima marcia (Figura 4.8-3). La configurazione ottimale risulta, quindi, essere $\varphi = 0^\circ - 0^\circ - 90^\circ$.

Per quanto riguarda lo studio fatto sull'effetto dei singoli parametri di progetto sul sistema, sono stati analizzati:

- sfasamento relativo degli angoli dei giunti cardanici;
- angolo del ponte τ ;
- quota Z del supporto.

Dalle prove è evidente che lo sfasamento tra i giunti cardanici è un parametro di progetto molto influente sia sulle forze scaricate sul supporto, sia sulle accelerazioni torsionali. Facendo riferimento alla Figura 4.8-5, il valore massimo di ΔF_m è di circa 300 N, il valore minimo è di circa 18 N. Grazie a una corretta fasatura dei giunti cardanici è possibile ottenere una riduzione percentuale sulla forza alternata scaricata sul supporto pari a circa il 93% rispetto al valore massimo. Riferendosi invece alla Figura 4.8-6, il valore massimo di accelerazione torsionale sull'albero "ponte" è circa 770 rad/s², il valore minimo è, invece, circa 135 rad/s², con una riduzione percentuale massima possibile rispetto al

valore massimo di circa l'82,5%; tuttavia si osserva che il valore massimo di accelerazione risulta sempre inferiore al limite di accettabilità.

		GRAFICO 3D - 1° Marcia - ΔFm																
		CARDANO 2 VS 1																
		0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180				
CARDANO 3 VS 1	0	308	309	308	298	239	146	43	67	169	255	296	305	308				
	15	306	308	309	308	296	231	137	31	78	180	264	298	306				
	30	300	305	307	308	307	291	221	125	21	90	190	270	300				
	45	274	301	304	307	308	306	284	210	114	18	99	197	274				
	60	197	273	301	304	307	308	305	277	201	108	27	104	197				
	75	104	193	267	298	303	307	308	305	270	195	109	39	104				
	90	50	100	184	257	292	304	308	309	303	265	199	116	50				
	105	127	58	91	173	246	290	305	309	308	299	272	208	127				
	120	219	138	62	80	161	235	291	306	308	305	302	281	219				
	135	290	229	147	63	69	154	235	292	305	306	306	306	290				
	150	308	296	237	151	60	61	153	238	293	304	306	308	308				
	165	309	309	299	241	151	53	60	159	246	294	304	308	309				
	180	308	309	308	298	239	146	43	67	169	255	296	305	308				

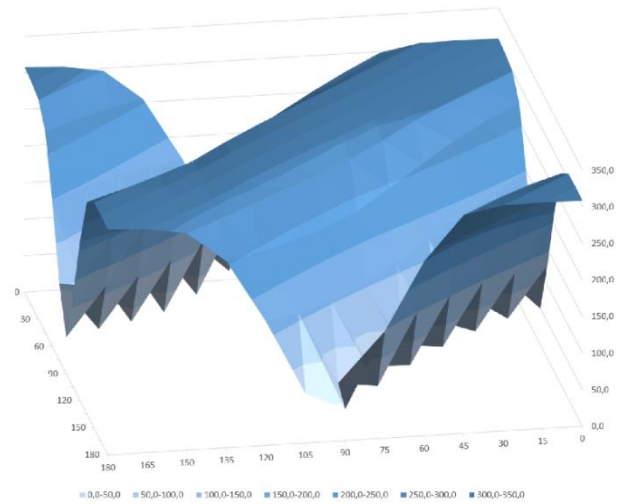


Figura 4.8-5: Fasatura 0-15-180 / Fm dinamica - prima marcia

		GRAFICO 3D - 6° Marcia - Acc.max albero ponte																
		CARDANO 2 VS 1																
		0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180				
CARDANO 3 VS 1	0	717,4	677,0	593,4	477,6	341,6	218,8	201,8	311,5	449,2	570,8	661,5	711,4	717,3				
	15	683,6	688,4	651,4	577,0	471,3	348,6	243,2	226,4	316,5	438,3	550,8	637,3	683,6				
	30	606,3	657,4	667,3	640,7	575,3	480,1	370,2	272,1	242,5	309,2	417,0	523,3	606,1				
	45	494,9	583,7	640,4	660,7	643,3	589,4	504,2	398,9	297,7	247,5	290,6	389,8	495,8				
	60	361,5	474,4	571,5	640,1	670,9	662,6	614,7	532,9	426,1	314,7	240,6	264,3	361,6				
	75	234,6	342,3	467,6	577,3	654,6	694,5	690,1	644,3	559,6	445,7	319,7	223,3	234,7				
	90	197,5	212,9	338,1	477,5	599,5	680,6	722,4	718,8	668,8	577,7	453,5	312,6	197,5				
	105	294,3	168,4	204,6	351,0	500,7	625,8	709,9	749,7	740,3	683,9	583,0	447,8	294,0				
	120	430,3	267,5	144,4	216,3	376,0	531,0	652,6	734,2	768,0	750,9	684,8	574,5	430,2				
	135	554,5	403,3	238,8	136,0	240,7	405,7	556,8	673,7	748,3	772,5	747,2	671,7	554,4				
	150	648,9	526,2	374,9	215,8	147,5	269,7	430,6	574,3	684,5	748,3	764,7	731,5	648,8				
	165	705,9	620,1	498,6	351,3	208,1	173,0	294,8	446,2	579,0	679,1	735,2	745,2	705,9				
	180	717,4	677,0	593,2	477,2	341,4	218,9	201,8	311,4	449,2	571,3	661,6	712,4	717,4				

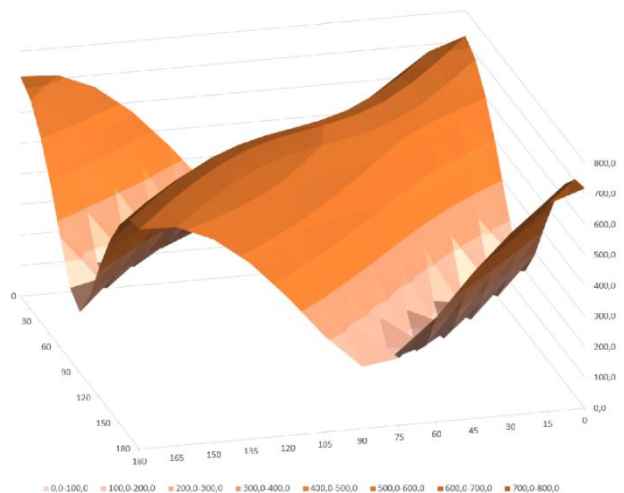


Figura 4.8-6: Fasatura 0-15-180 / Acc. max albero ponte - sesta marcia

Il secondo parametro studiato è stato il valore dell'angolo τ , ovvero l'angolo rispetto all'orizzontale rappresentativo dell'inclinazione del naso ponte. I risultati dello studio ad angolo τ variabile sono rappresentati in Figura 4.8-7, Figura 4.8-8, Figura 4.8-9 e Figura 4.8-10.

Osservando i grafici è possibile evidenziare per la sesta marcia una riduzione massima dell'accelerazione torsionale del 92,8% rispetto al valore massimo (Figura 4.8-8) e del 66,6% per la forza dinamica sul supporto (Figura 4.8-9). L'angolo τ è quindi anch'esso un parametro importante di progetto su cui lavorare per ottenere la geometria ottimale.

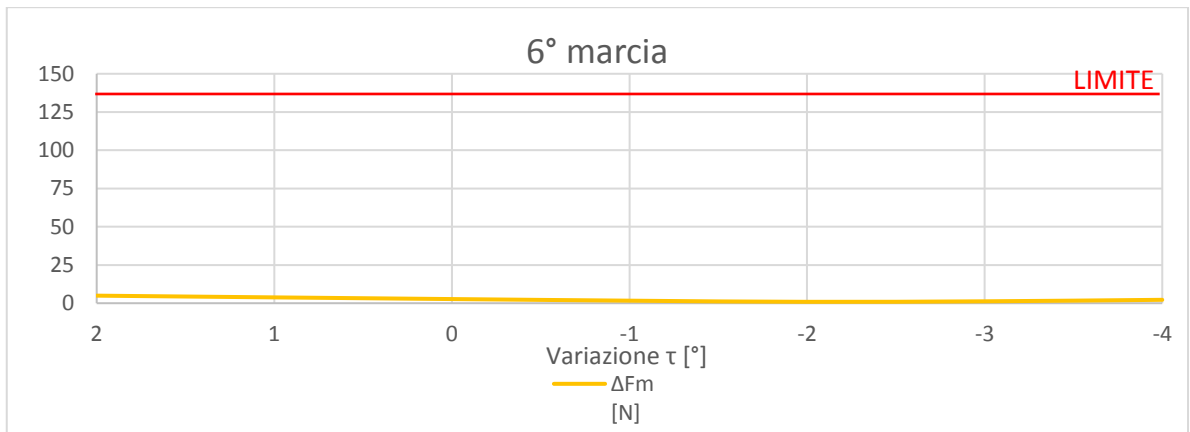


Figura 4.8-7: Angolo τ / Forze sul supporto - sesta marcia

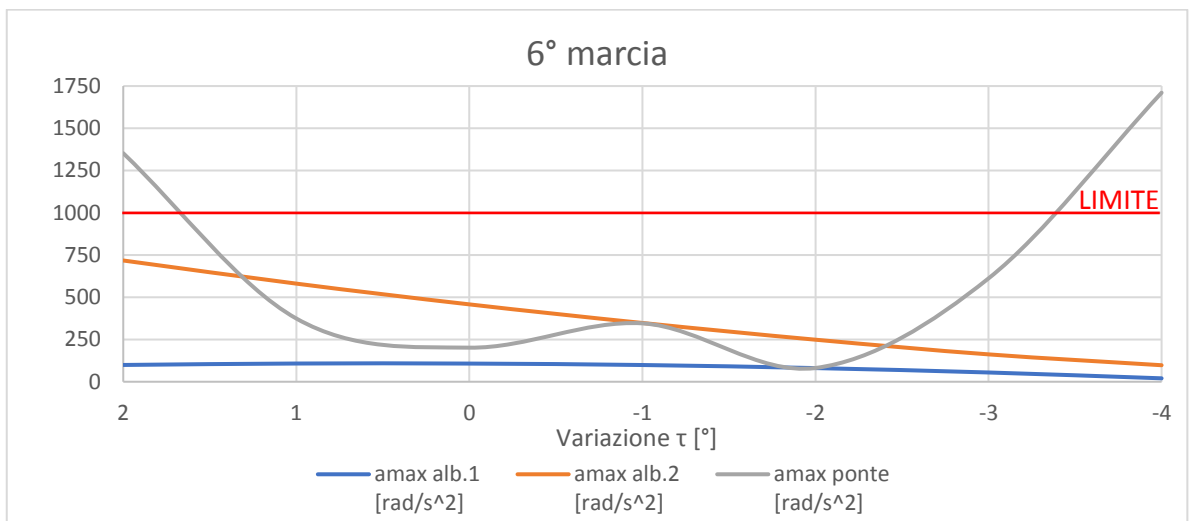


Figura 4.8-8: Angolo τ / Accelerazione torsionali alberi - sesta marcia

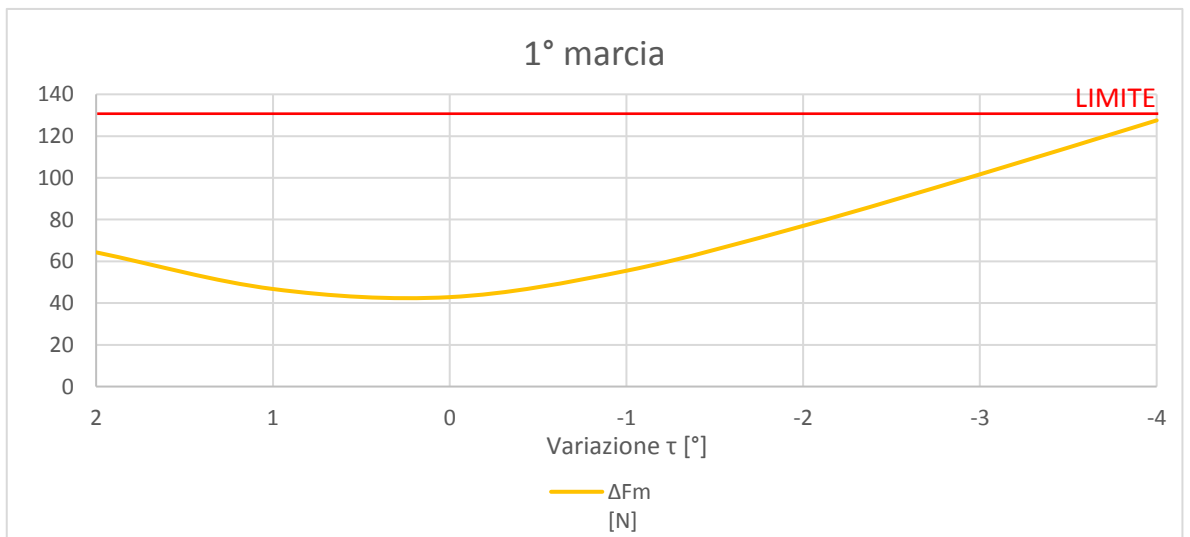


Figura 4.8-9: Angolo τ / Forze sul supporto - prima marcia

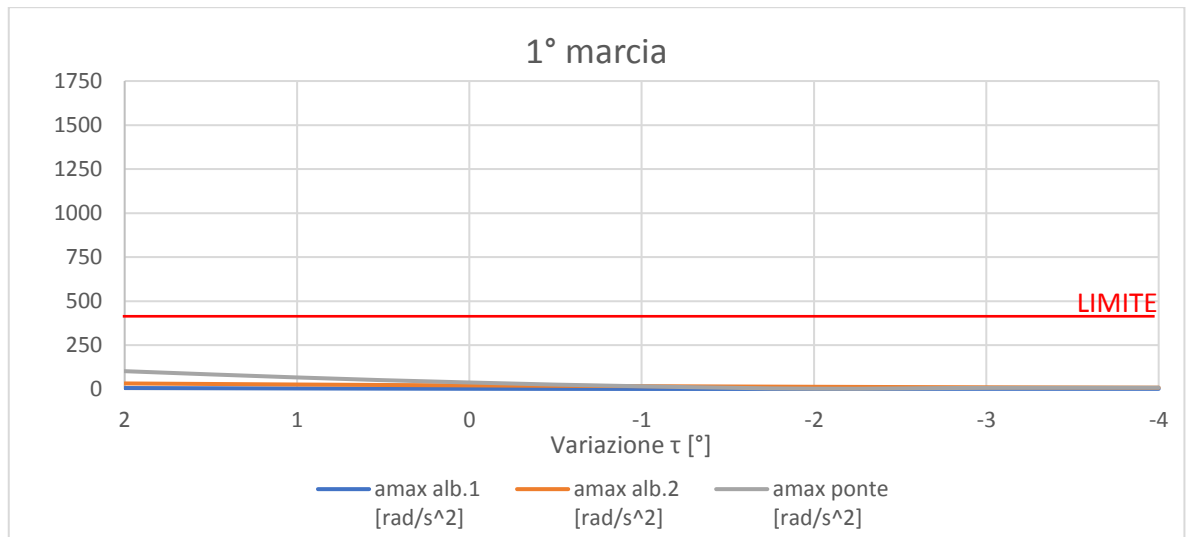


Figura 4.8-10: Angolo τ / Accelerazione torsionali alberi - prima marcia

L'ultimo parametro di progetto analizzato è la quota lungo l'asse Z del supporto. Variando la quota del supporto, il sistema si comporta in maniera differente rispetto alla condizione di riferimento a causa della variazione degli angoli legati alla quota del supporto (angoli α e β). Uno spostamento ΔZ del supporto di 20 mm causa una variazione degli angoli α e β di circa 1° .

Analizzando i grafici risultanti dalla prova a quota Z variabile (Figura 4.8-11, Figura 4.8-12, Figura 4.8-13, Figura 4.8-14), la riduzione percentuale sulle accelerazioni torsionali in sesta è dell'85,6% rispetto al valore massimo, mentre per le forze in prima è di circa il 73%.

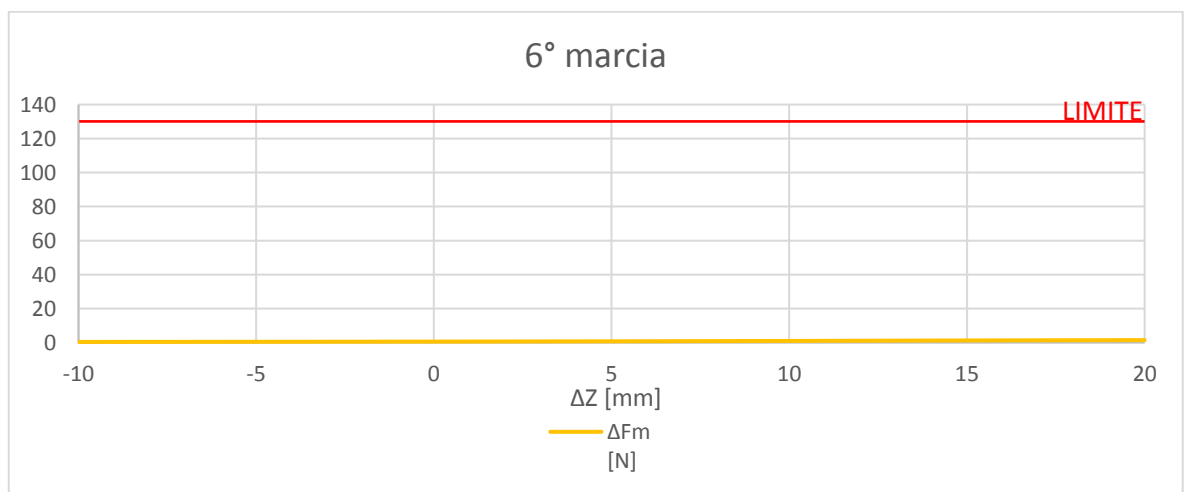


Figura 4.8-11: Quota supporto / Forze sul supporto - sesta marcia

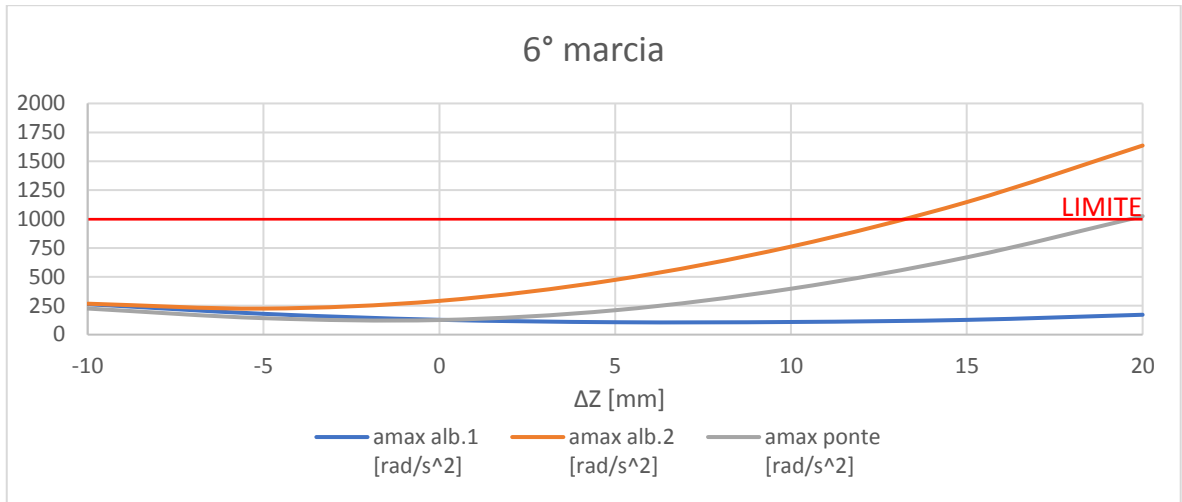


Figura 4.8-12: Quota supporto / Accelerazione torsionali alberi - sesta marcia

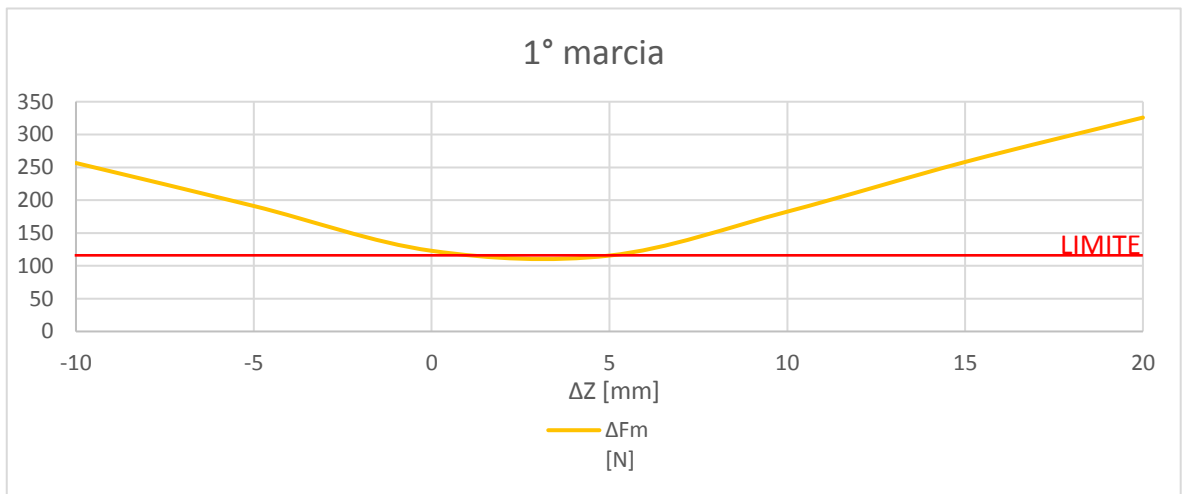


Figura 4.8-13: Quota supporto / Forze sul supporto - prima marcia

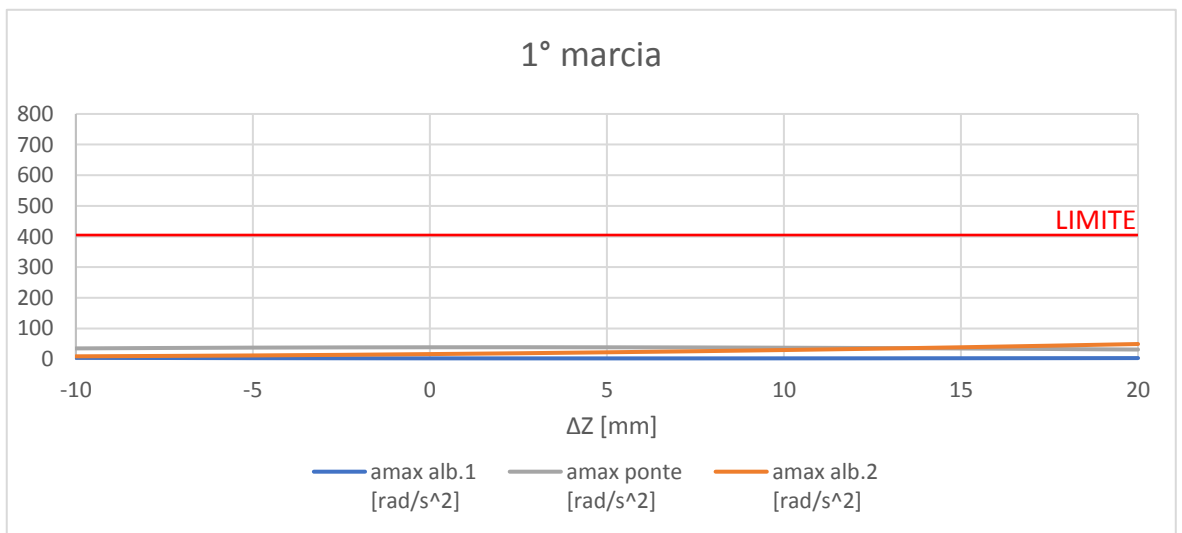


Figura 4.8-14: Quota supporto / Accelerazione torsionali alberi - prima marcia

Attualmente gli angoli di fasatura dei giunti cardanici sono scelti con step di 90°. Dallo studio sulla fasatura per angoli intermedi risulta evidente il vantaggio nell'ottenere fasature relative intermedie. Questo tipo di modifica sul processo di fabbricazione degli alberi è semplice e poco costoso. La variazione della quota Z del supporto è in genere semplice e

relativamente economica: per i veicoli commerciali IVECO, con telaio a longheroni e traverse e caratterizzati da numerosissime varianti (passo, tipologia di telaio, live axle, ecc.), si tratta infatti di interporre tra telaio e supporto albero uno spessore metallico di adeguata altezza.

Per la modifica dell'angolo τ è sufficiente prevedere in fase progettuale una rotazione della scatola ponte attorno ai suoi bracci. A livello pratico questa modifica impatta su tutti i veicoli della stessa classe di peso che utilizzano lo stesso ponte, indipendentemente dal passo e dall'allestimento. Pertanto, tale modifica può essere presa in considerazione a patto che non si verifichino casi critici in nessuna delle configurazioni veicolari interessata.

Confronto - sostituzione del primo giunto cardanico con il rubber joint

È opportuno confrontare i risultati ottenuti dalla configurazione a tre cardani con quelli della configurazione a due cardani più rubber joint all'uscita cambio.

A tal proposito, per l'ultima configurazione sono stati analizzati gli stessi parametri di progetto della configurazione precedente, eseguendo prove confrontabili per quanto riguarda geometria e condizioni di prova.

Le prove effettuate sono state quindi:

- prove comparative in prima e sesta marcia;
- test con quota Z del supporto variabile in prima e sesta marcia;
- test con angolo del ponte τ variabile, in prima e sesta marcia;
- test con sfasamento relativo degli angoli dei giunti cardanici, in prima e sesta marcia.

Dal confronto delle prove generiche in prima e sesta marcia emerge un complessivo aumento delle forze pulsanti sul supporto, quindi sul telaio. In Tabella 4.8-1 e Tabella 4.8-2 sono rappresentati, rispettivamente, le condizioni di prova e i risultati del confronto tra prove condotte con e senza il rubber joint.

Tabella 4.8-1: Input - prove generali - Rubber Joint vs. Cardano

Prova	ϑ	α	β	τ	Marcia	Rapporto cambio	Rubber joint	Giri albero	Coppia albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	-	-	-	[rpm]	[Nm]
1	5	4,371	3,097	4,218	6°	0,791	SI	4600	250
2	5	4,371	3,097	4,218	6°	0,791	NO	4600	250
3	5	4,371	2,069	6,707	1°	5,375	SI	600	2100
4	5	4,371	2,069	6,707	1°	5,375	NO	600	2100

Tabella 4.8-2: Risultati - prove generali - Rubber Joint vs. Cardano

Prova	Marcia	Rubber joint	Fm media	ΔFm	amax alb.1	amax alb.2	amax ponte
-	-	-	[N]	[N]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]
1	6°	SI	87,97	44,48	114	39,1	26,9
2	6°	NO	0,72	2,14	131	283,4	124,5
3	1°	SI	40	60,23	13,2	25,7	34,3
4	1°	NO	34,9	49,58	2,3	15,7	37,9

Nel confronto tra le due configurazioni si evidenzia altresì una differenza nelle oscillazioni di velocità dei due alberi (vedi Figura 4.8-15 e Figura 4.8-16). In particolare, nel caso con tre cardani si hanno oscillazioni più uniformi.

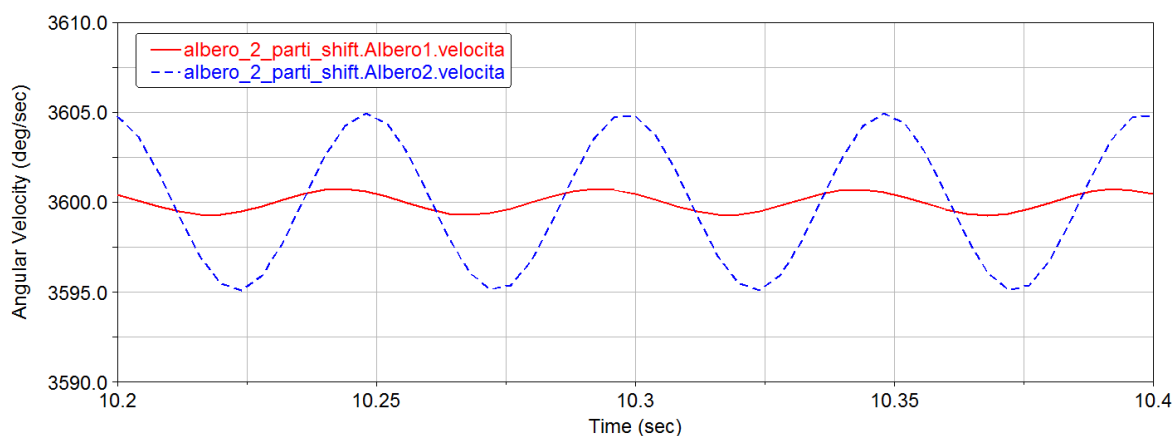


Figura 4.8-15: velocità angolari - configurazione 3 cardani

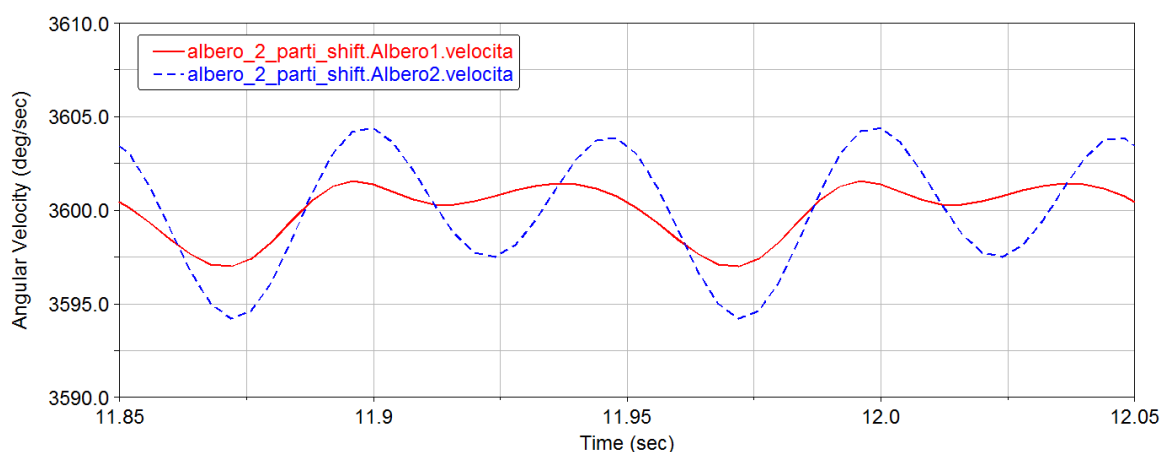


Figura 4.8-16: velocità angolari - configurazione con rubber joint

Un confronto tra i risultati a sfasamento variabile dei giunti cardanici non è possibile in quanto i due sistemi hanno caratteristiche differenti. Nel sistema a tre giunti possono essere indagate diverse combinazioni, diversamente nel sistema con due cardani e rubber joint, essendoci un cardano in meno. La prova prevede che il cardano in posizione 2 abbia angolo fisso e sia variato quello del cardano in posizione tre, permettendo un numero minore di combinazioni a parità di risoluzione di calcolo. Sono state quindi fatte delle prove, mantenendo il cardano in posizione 2 ad angolo di fase fisso (angolo software pari a 90°), variando quello del cardano in posizione 3 da 0° a 180° con uno step di 5° , nelle due marce principali (prima e sesta).

In Figura 4.8-17 e Figura 4.8-18 sono rappresentati i risultati a confronto tra le due marce considerando forza dinamica risultante e accelerazioni torsionali degli alberi.

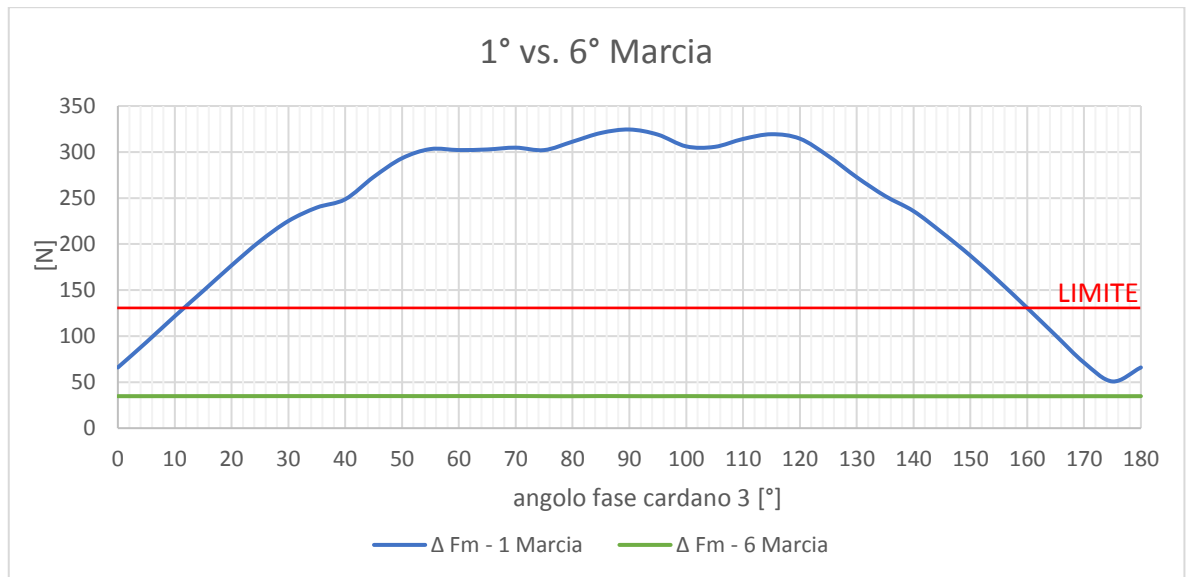


Figura 4.8-17: Forza dinamica risultante - prove sfasamento 0-5-180 - Rubber Joint

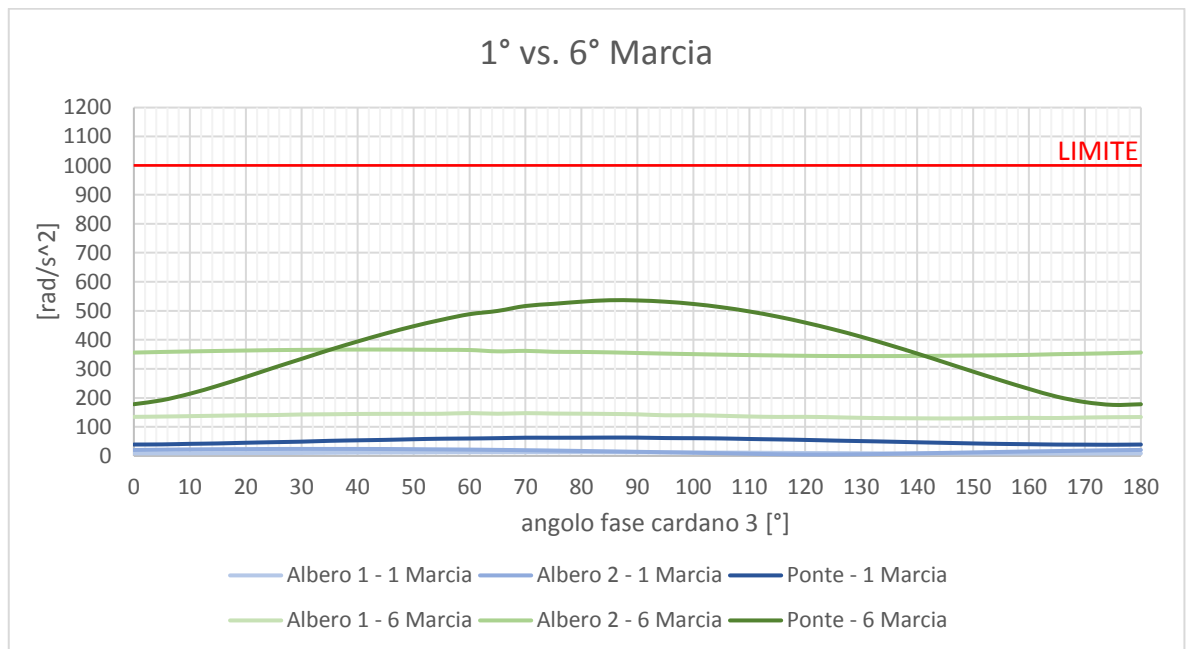


Figura 4.8-18: Accelerazioni torsionali - prove sfasamento 0-5-180 - Rubber Joint

La prima osservazione è che, come già visto in precedenza per il sistema con tre cardani, l'entità delle accelerazioni torsionali è rilevante in sesta marcia, viceversa per la prima marcia è principale la forza pulsante scaricata sul supporto.

La seconda considerazione possibile riguarda la variazione dei dati di output: le accelerazioni torsionali del primo e del secondo albero non subiscono variazioni durante la prova, mentre quella del ponte ha una variazione a campana, presentando un minimo ad angolo relativo del cardano pari a 175°. Il fatto che il minimo si trovi per un angolo relativo tra i due cardani di circa 85° è dovuto alle differenti inclinazioni degli alberi ad essi collegati. Se, infatti, gli angoli assoluti degli alberi fossero stati uguali, l'angolo relativo corrispondente al minimo sarebbe stato di 90° (trasmissione cardanica omocinetica). Analogamente, il massimo si ha nelle stesse condizioni ruotate di 90°, ovvero quando i due cardani si trovano perfettamente in fase (angolo φ software cardano in posizione 2 pari a 90° ed angolo φ software cardano in posizione 3 pari a 85°).

L'andamento delle forze è il medesimo, a meno degli errori numerici visibili in Figura 4.8-17 nell'intervallo tra 50° e 120° .

Lo studio ad angolo τ variabile è stato condotto nelle medesime condizioni del sistema con tre cardani. I risultati sono rappresentati in Figura 4.8-19, Figura 4.8-20, Figura 4.8-21 e Figura 4.8-22.

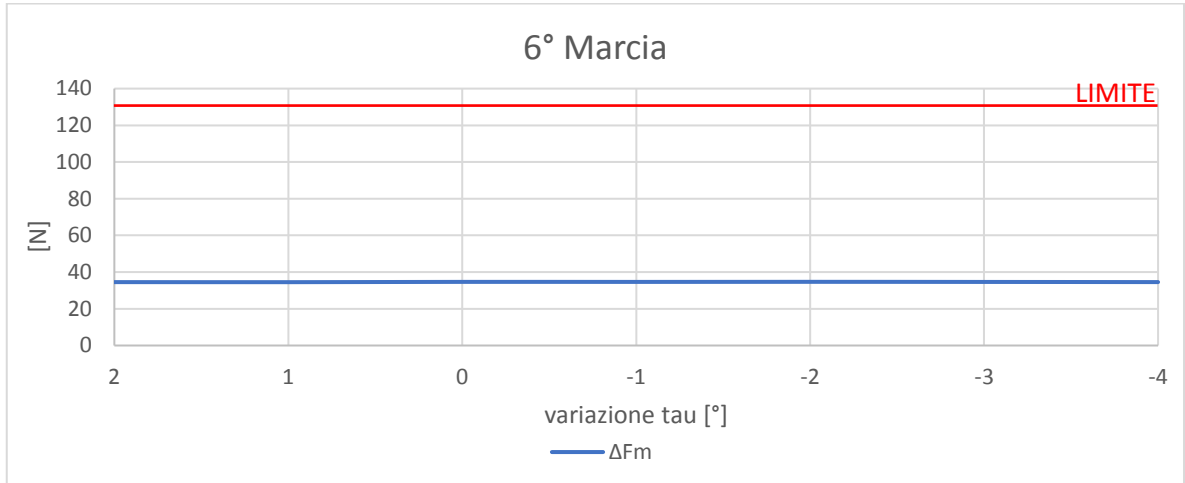


Figura 4.8-19: Forza dinamica risultante - variazione angolo τ – sesta marcia - Rubber Joint

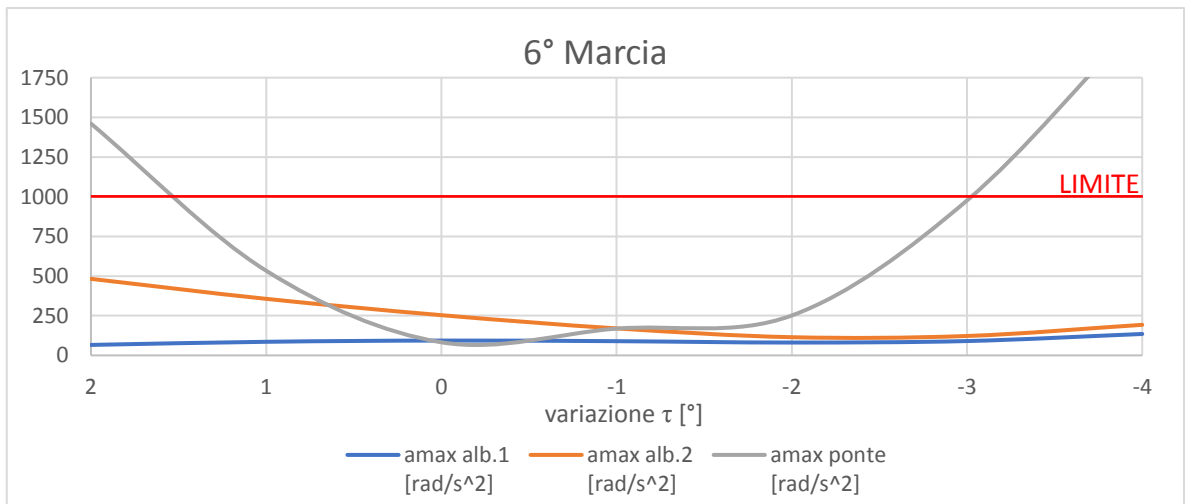


Figura 4.8-20: Accelerazioni torsionali - variazione angolo τ - sesta marcia - Rubber Joint

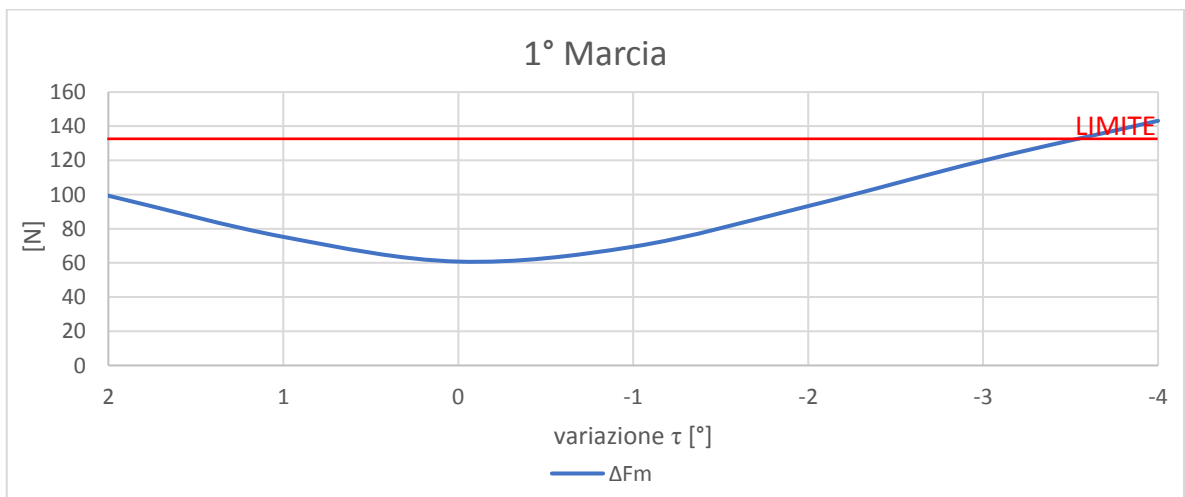


Figura 4.8-21: Forza dinamica risultante - variazione angolo τ - prima marcia - Rubber Joint

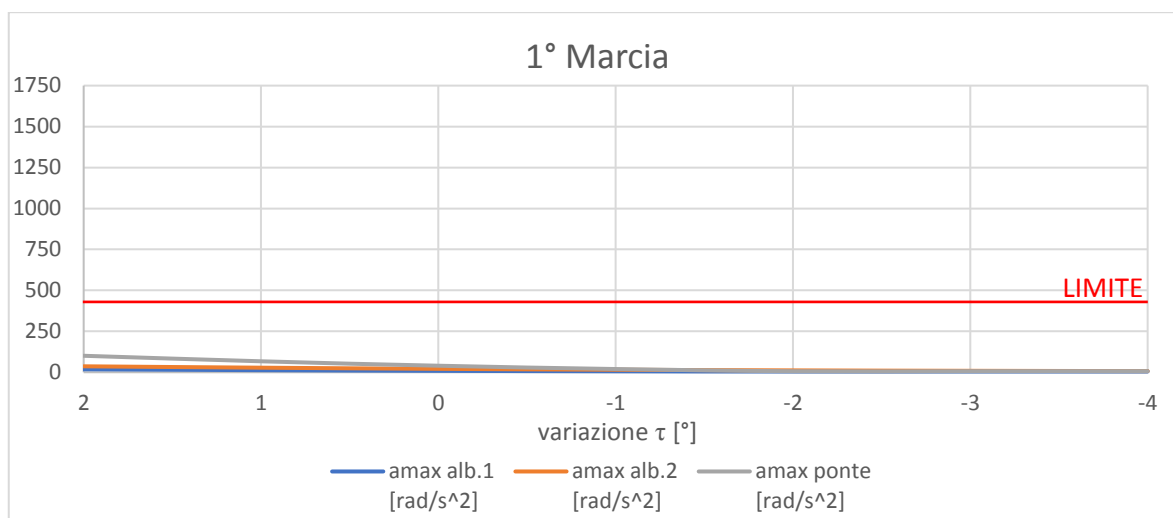


Figura 4.8-22: Accelerazioni torsionali - variazione angolo τ - prima marcia - Rubber joint

Il confronto tra i due sistemi evidenzia gli stessi andamenti dei risultati ma con valori diversi, più alti nelle prove con rubber joint.

L'ultimo confronto riguarda le prove a quota Z del supporto variabile. Come nelle analisi ad angolo τ variabile, sono stati mantenuti gli stessi criteri di definizione delle prove rispetto al caso con tre cardani. I risultati sono visibili in Figura 4.8-23, Figura 4.8-24, Figura 4.8-25 e Figura 4.8-26.

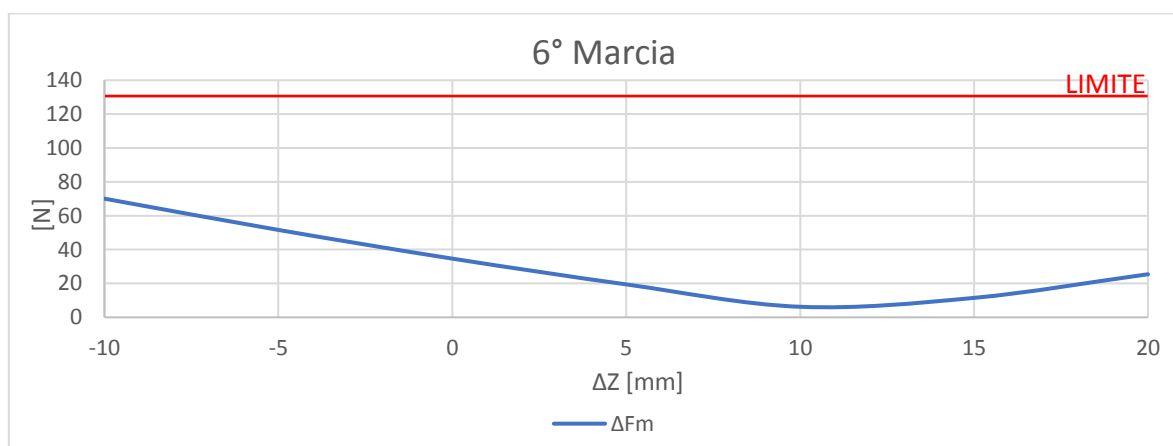


Figura 4.8-23: Forza dinamica risultante - variazione quota supporto - sesta marcia - Rubber Joint

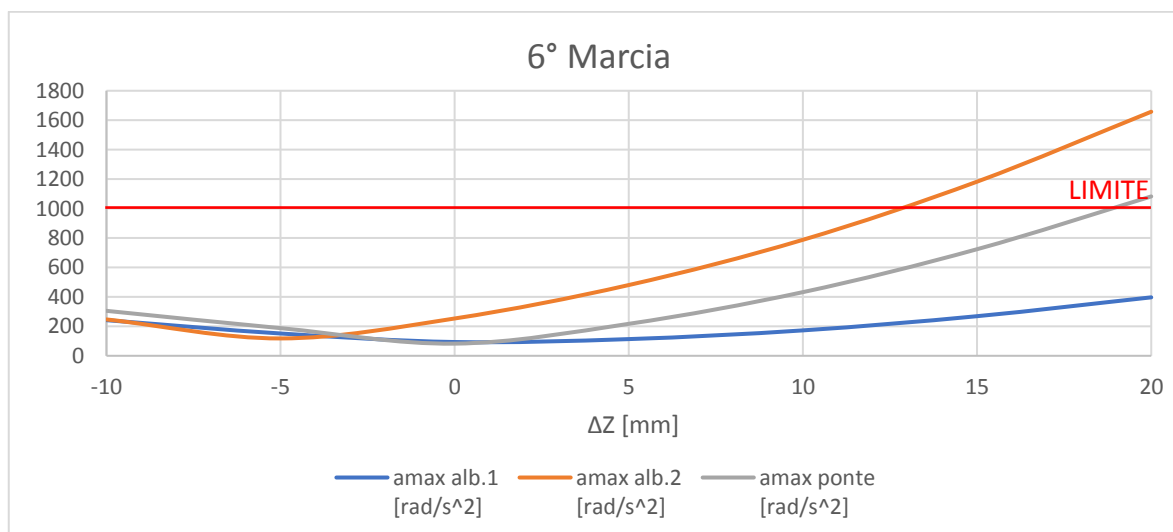


Figura 4.8-24: Accelerazioni torsionali - variazione quota supporto - sesta marcia - Rubber Joint

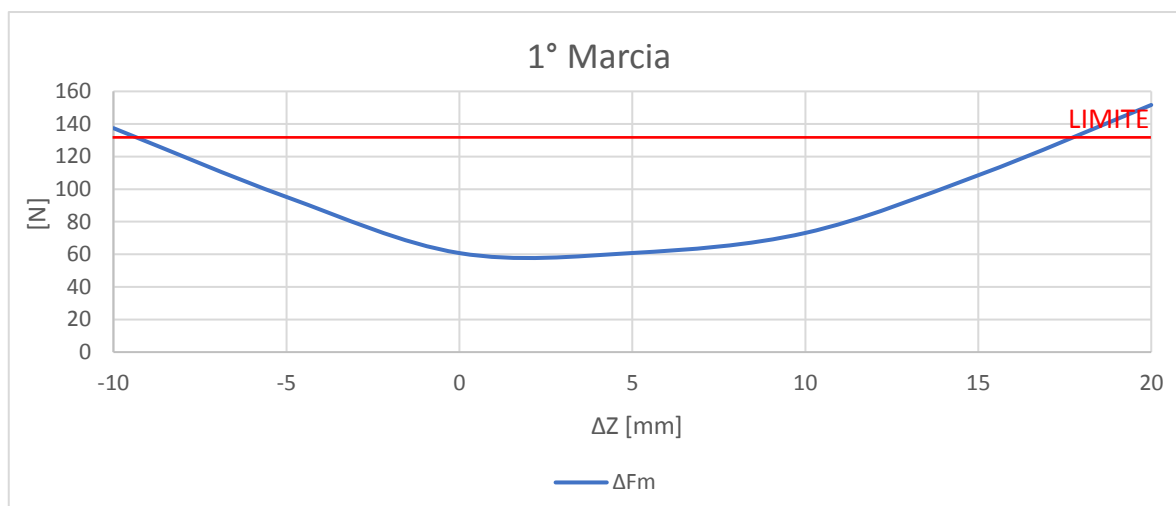


Figura 4.8-25: Forza dinamica risultante - variazione quota supporto – prima marcia - Rubber Joint

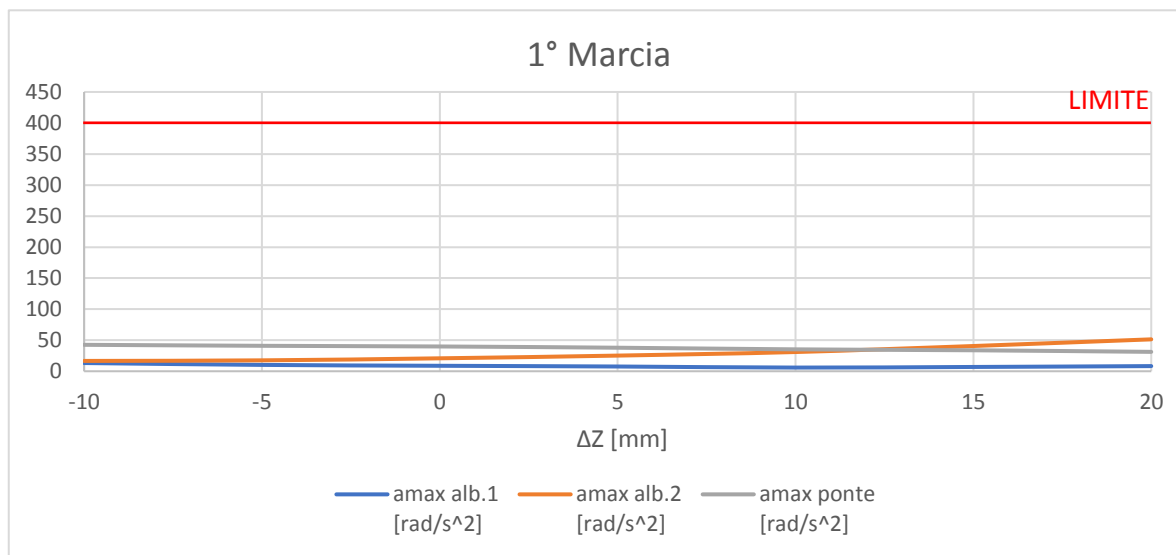


Figura 4.8-26: Accelerazioni torsionali - variazione quota supporto – prima marcia - Rubber Joint

Tra sistema a tre giunti cardanici e sistema con due giunti più rubber joint si hanno due valori differenti di ΔZ della quota del supporto, per i quali si hanno i valori minimi di forze e di accelerazioni.

Per le forze in sesta marcia il minimo si ha per un valore del ΔZ pari a +10 mm. Per la prima marcia invece il ΔZ corrispondente al minimo è pari a 0 mm. Indipendentemente dal valore differente dei minimi, valgono le stesse considerazioni fatte per il sistema con tre cardani, per quanto riguarda accelerazioni torsionali e forze scaricate sul supporto.

5. Analisi trasmissione in tre tronchi

Nella prima parte di questa trattazione sono stati studiati i fenomeni vibratorii, a cosa sono legati, come interagiscono tra loro e come è possibile prevedere la loro entità modificando dei parametri di progetto. Compresi questi aspetti, si è passati all'analisi di un sistema realistico modificando dei parametri di progetto su cui è realmente possibile agire. È stata pertanto simulata la trasmissione con due alberi e la corrispettiva versione con rubber joint. Adesso si vuole approfondire la trattazione considerando una driveline con caratteristiche reali e analizzare le possibilità di modifica che possono vantaggiosamente essere attuate.

Il sistema in questione è la trasmissione formata da tre alberi, rubber joint iniziale e tre giunti cardanici. Similmente alla trasmissione bitronco, i parametri di processo su cui è possibile agire sono la quota in verticale dei due supporti S1 e S2, l'angolo al ponte τ e l'angolo φ di fasatura dei tre giunti cardanici. Per questa trasmissione non si indagherà soltanto sull'influenza della variazione dei parametri di processo sulle eccitazioni vibrazionali ma si tenterà di ottimizzare il sistema in modo da ridurre al minimo tali sollecitazioni così da poter fare, poi, il confronto tra sistema iniziale e sistema ottimizzato, utilizzando in input curve di coppia e velocità provenienti da una prova reale.

Esiste, infatti, un veicolo strumentato con questo tipo di trasmissione sul quale sono stati svolti dei test e di cui sono stati acquisiti numerosi dati. Il veicolo è stato testato a differenti marce e con tre tipologie di carico: vuoto, carico distribuito e massimo carico ammesso. In questo caso, i dati più affidabili e con il minor errore risultavano essere quelli dello spunto in prima marcia in condizioni di carico vuoto. Per poter svolgere questo tipo di studio è necessario che il modello sia validato, ovvero che lo stesso, impostando dei dati di input provenienti da prove reali, restituisca degli output corretti con un grado di approssimazione accettabile. La validazione del modello è stata svolta utilizzando i dati più affidabili, cioè quelli dello spunto in prima marcia con carico a vuoto. Una volta validato il modello, il sistema è stato ottimizzato e, infine, è stato eseguito il confronto, inserendo come input le curve di coppia e velocità provenienti da prove di spunto in prima marcia con condizione di carico distribuito.

5.1 Correzione modello

Prima di iniziare a studiare il sistema, è stato necessario apportare delle correzioni al modello tritronco rispetto a quello con due alberi. Per prima cosa, sono stati controllati i valori di rigidità dei supporti S1 e S2, utilizzando quelli calcolati nel paragrafo 2.2. È stata controllata anche la correttezza della caratteristica del rubber joint.

Finora è stata fatta un'approssimazione per semplificare il modello: nella realtà gli alberi della trasmissione non sono allineati nel piano XY (vista superiore) ma l'ultimo tronco è inclinato di un certo angolo rispetto al precedente in quanto l'albero di ingresso del ponte è spostato di 20mm rispetto all'asse trasversale. Per chiarire il concetto in Figura 5.1-1 è rappresentato un dettaglio del ponte.

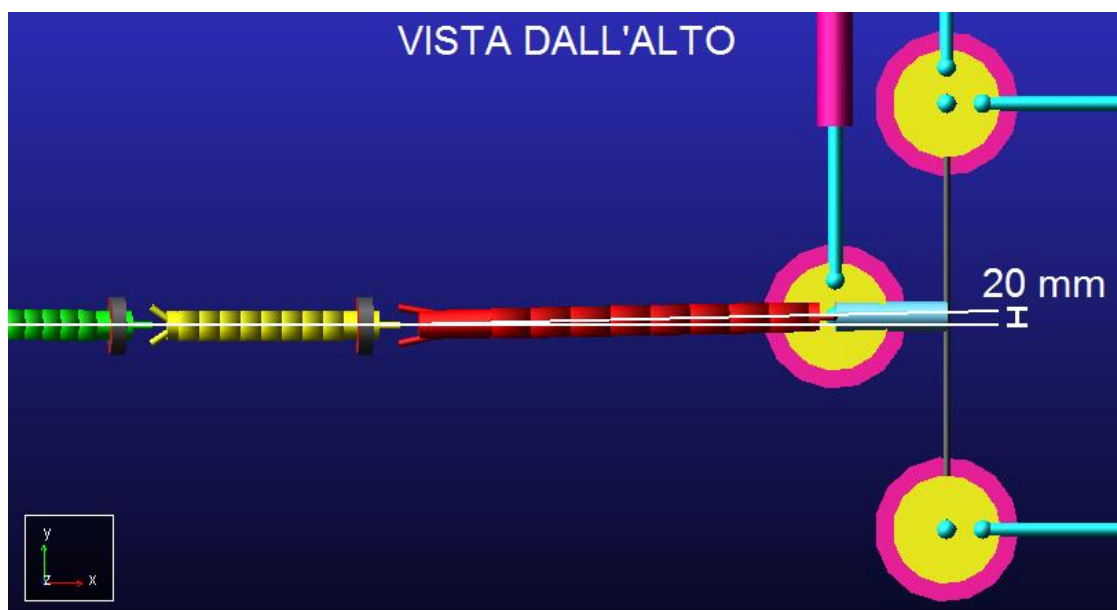


Figura 5.1-1: Vista dall'alto - angolo su piano XY - 3 tronchi

Sono state, ovviamente, aggiunte anche le misurazioni relative all'accelerazione torsionale del terzo albero e la forza di reazione sul secondo supporto.

5.2 Validazione modello con prove sperimentali

Per la validazione del modello è necessario utilizzare i dati delle prove sperimentali più affidabili. Una volta inseriti gli input di coppia e velocità nel modello, saranno confrontate le accelerazioni traslazionali dei supporti S1 e S2 e saranno confrontate con le curve provenienti dall'accelerometro posto sui supporti reali durante la prova empirica. La curva di accelerazione lungo Z (sistema di riferimento assoluto) del supporto in posizione 1 è raffigurata in Figura 5.2-1; la rispettiva riferita al giunto 2 è rappresentata in Figura 5.2-2. Sulle curve è stato applicato un filtro in frequenza di 50 Hz per eliminare il rumore della prova. Sfortunatamente, l'accelerazione del primo supporto presenta ancora un rumore elevato che non è possibile abbattere. Analizzando le due curve è evidente per ciascuna di esse un picco tra 10 e 12,5 secondi di prova. In quella zona si verifica, infatti, il passaggio per una frequenza di risonanza del sistema. Per le due curve i picchi sono vicini ma non perfettamente coincidenti: questo vuol dire che si hanno due risonanze distinte collegate ai due supporti.

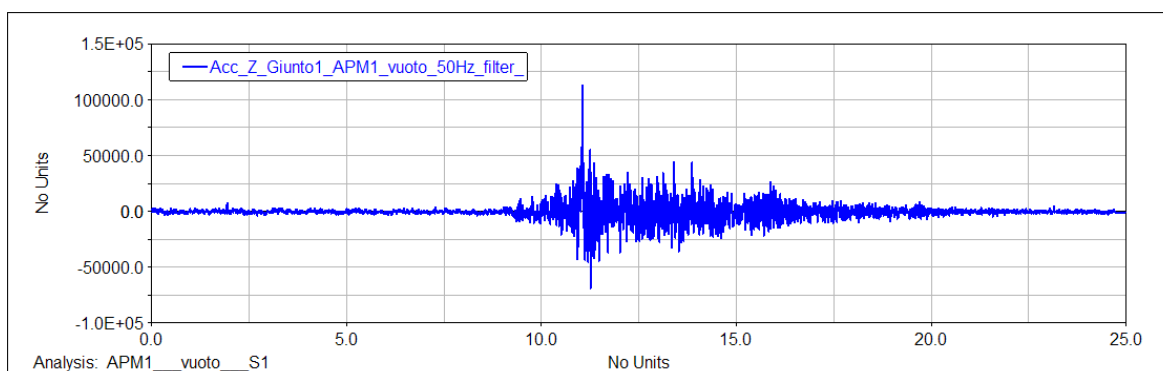


Figura 5.2-1: Acc_Z - Giunto 1 - APM1_vuoto

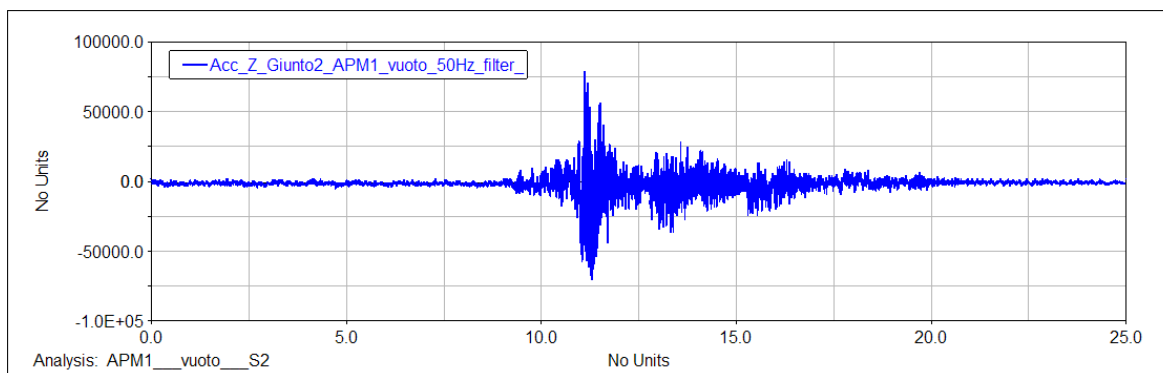


Figura 5.2-2: Acc_Z - Giunto 2 - APM1_vuoto

La validazione del modello verterà, quindi, anche sul far coincidere i picchi delle curve sperimentali con quelli dati dal modello.

Il primo passo consiste nell'assicurarsi che le masse dei vari elementi garantiscano una distribuzione dei pesi sul sistema coerente con la realtà. Utilizzando un software di analisi FEM¹¹ sono state simulate le geometrie dei componenti, accoppiati tra di loro in modo da formare il CAD completo e preciso della driveline. Con l'analisi FEM, inserendo i materiali corretti, sono state calcolate le distribuzioni delle masse sotto forma di reazioni vincolari sui supporti S1 e S2 in condizioni statiche. È stato quindi svolto un processo iterativo di variazione delle masse dei componenti del modello Adams in modo che, dopo una prova statica, il modello restituisse i valori corretti delle forze di reazione sui due supporti. In Figura 5.2-3 è rappresentato il risultato dell'analisi FEM eseguita sul modulo di analisi agli elementi finiti di CATIA.



Figura 5.2-3: Risultati - analisi FEM - distribuzione masse – 3 tronchi

¹¹ *Finite Element Method* è una tecnica numerica atta a cercare soluzioni numeriche approssimate di problemi descritti da equazioni differenziali alle derivate tramite la risoluzione di un sistema algebrico.

In figura è possibile verificare che le reazioni sui supporti sono:

- 34,21 N sul supporto S1;
- 130,87 N sul supporto S2.

In Figura 5.2-4 è rappresentato, invece, il risultato della simulazione statica sulla trasmissione a tre alberi alla fine del processo di validazione delle masse. È possibile vedere che i valori di forza F_m di reazione sui supporti sono compatibili, con un certo grado di approssimazione, con i valori trovati nell'analisi FEM.

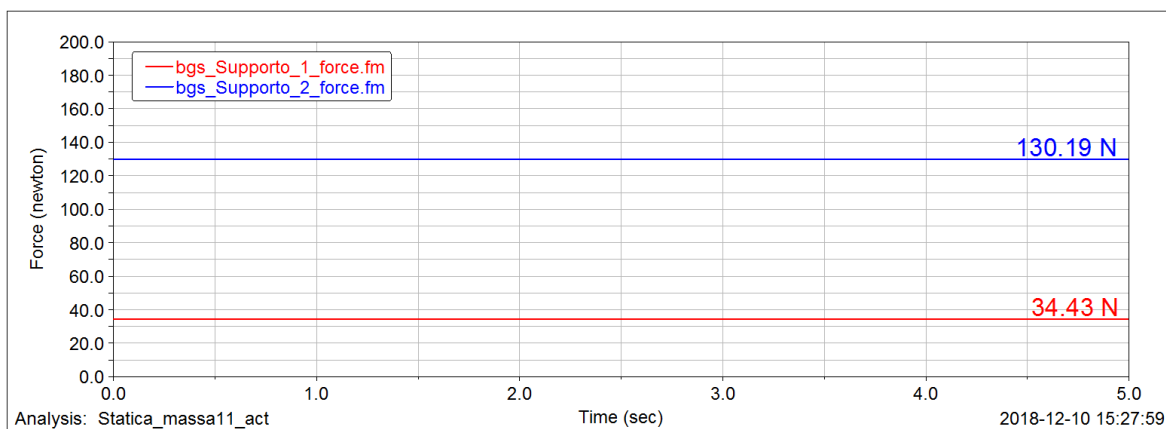


Figura 5.2-4. Risultati - prova statica - reazioni sui supporti - 3 tronchi

Validata la distribuzione delle masse, è necessario fare un controllo sulla rigidità dei supporti. Per fare ciò vengono inserite come input delle prove le curve di velocità angolare dell'albero (Figura 5.2-5) e di coppia (Figura 5.2-6) provenienti dai rilievi sperimentali della prova APM1 (accelerazione a piena mandata, in prima marcia).

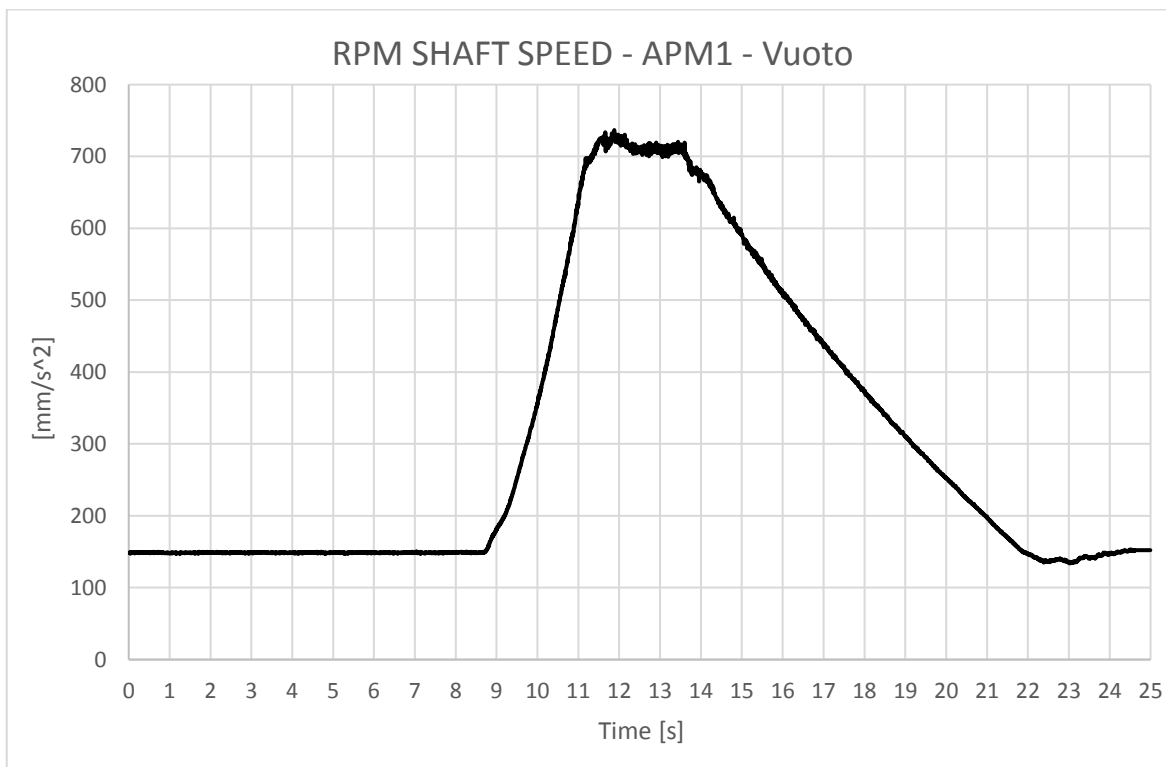


Figura 5.2-5: Input sperimentale - velocità angolare albero - APM1 - vuoto

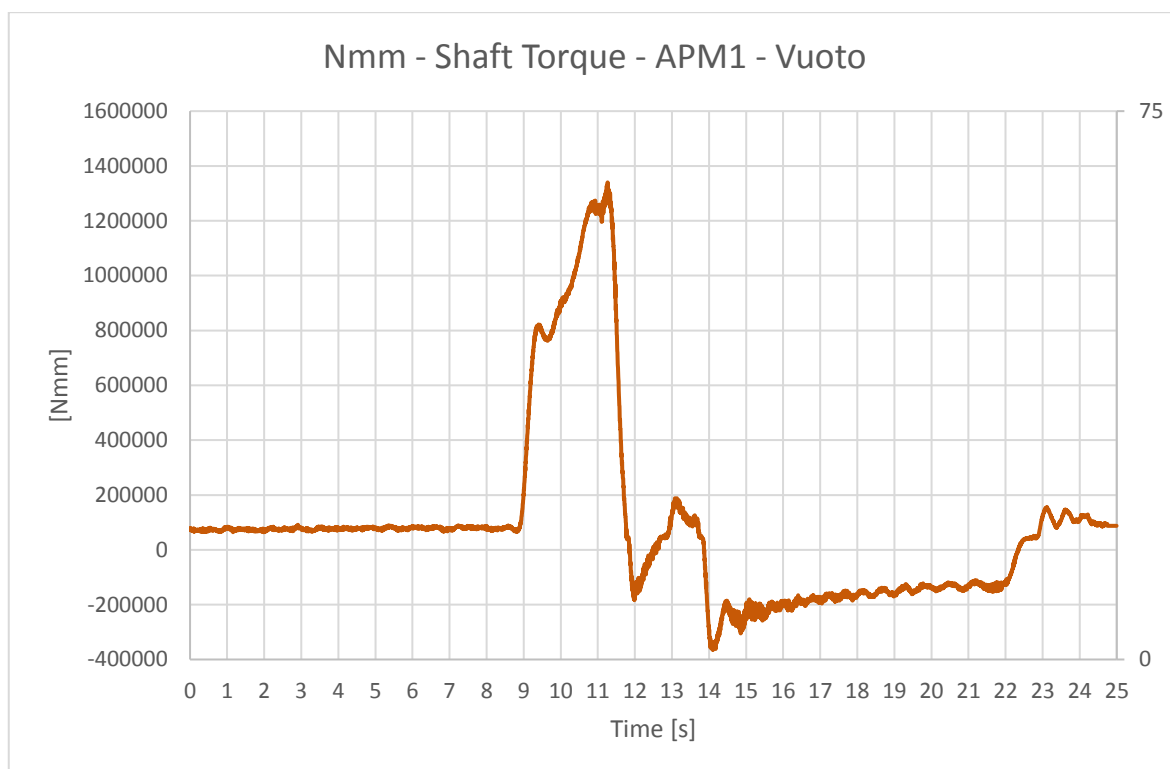


Figura 5.2-6 Input sperimentale - coppia albero - APM1 - vuoto

Sono state quindi eseguite le prove con le rigidezze dei supporti uguali e come da disegno (vedi capitolo 2.2). Sono state poi confrontate le curve dell'accelerazione lungo Z sui supporti S1 e S2 sperimentali e provenienti dal modello. In Figura 5.2-7 è rappresentato il confronto per il supporto S1 e in Figura 5.2-8 il confronto per il supporto S2.

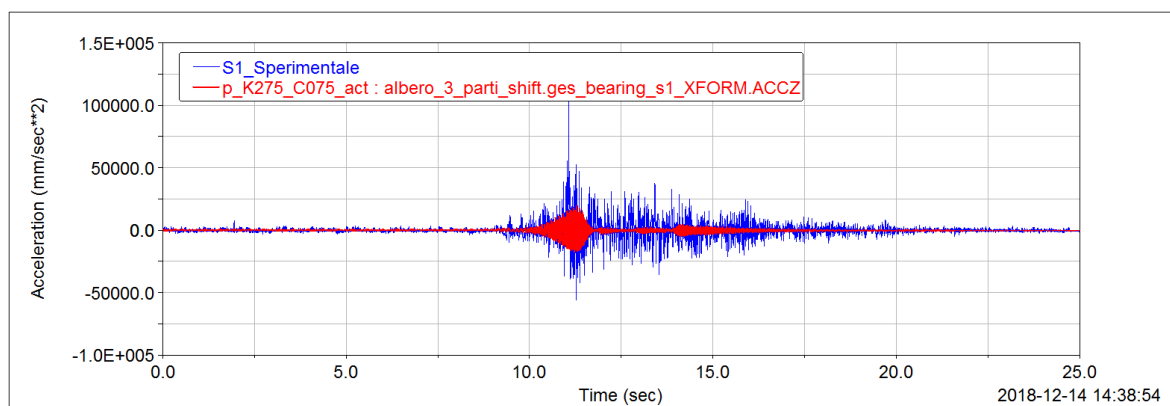


Figura 5.2-7: Validazione modello - confronto Acc_Z_S1 - rigidezza 275 N/mm

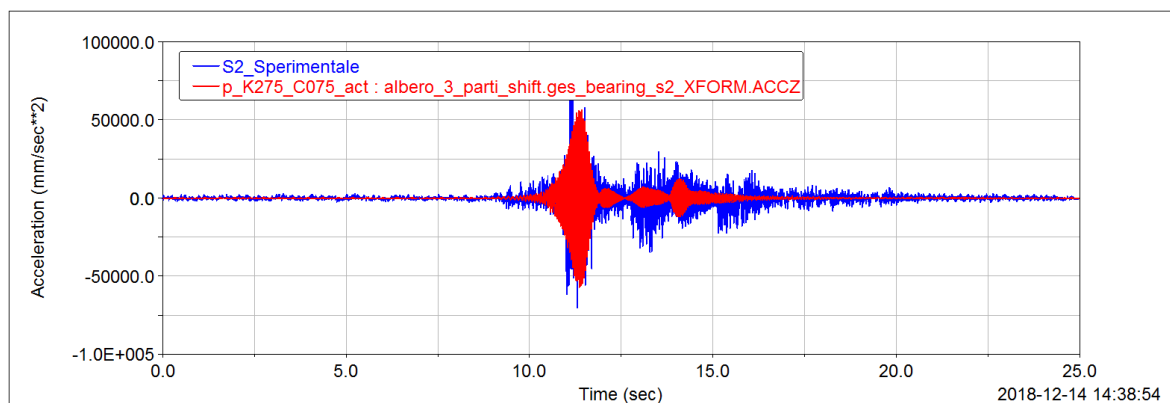


Figura 5.2-8: Validazione modello - confronto Acc_Z_S2 - rigidezza 275 N/mm

Le curve combaciano piuttosto bene, tuttavia sono state fatte diverse prove facendo variare la rigidezza K del supporto e il suo smorzamento. Andando ad affinare il confronto, si è visto che le curve combaciavano leggermente meglio per un valore di K_{FZ} (nel sistema di riferimento assoluto) pari a 257 N/mm . I risultati del confronto successivi al processo di validazione del modello sono visibili in Figura 5.2-9 e Figura 5.2-10. In Figura 5.2-11 sono rappresentati i valori finali inseriti nella “card” delle proprietà del bushing per i due supporti (il sistema di riferimento utilizzato all’interno della card è quello relativo al supporto, visibile in Figura 2.1-7).

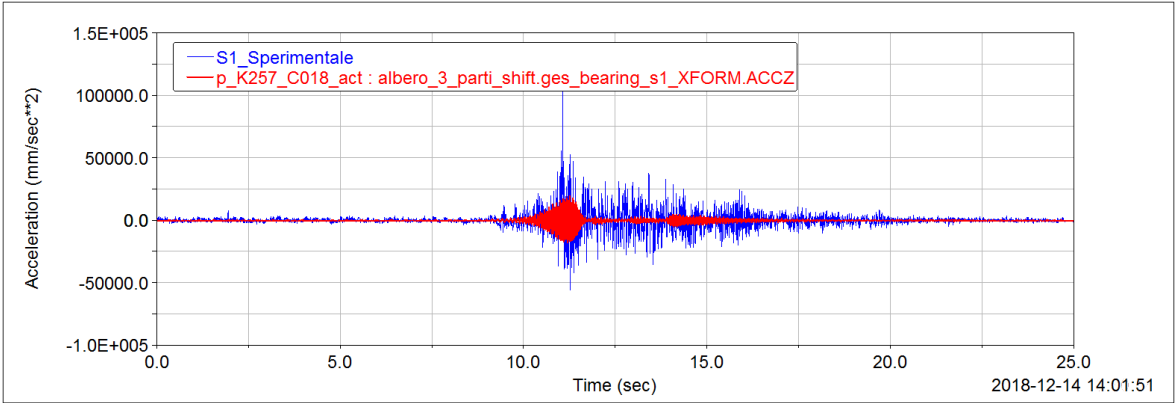


Figura 5.2-9: Validazione modello - confronto Acc_Z_S1 - rigidezza 265 N/mm

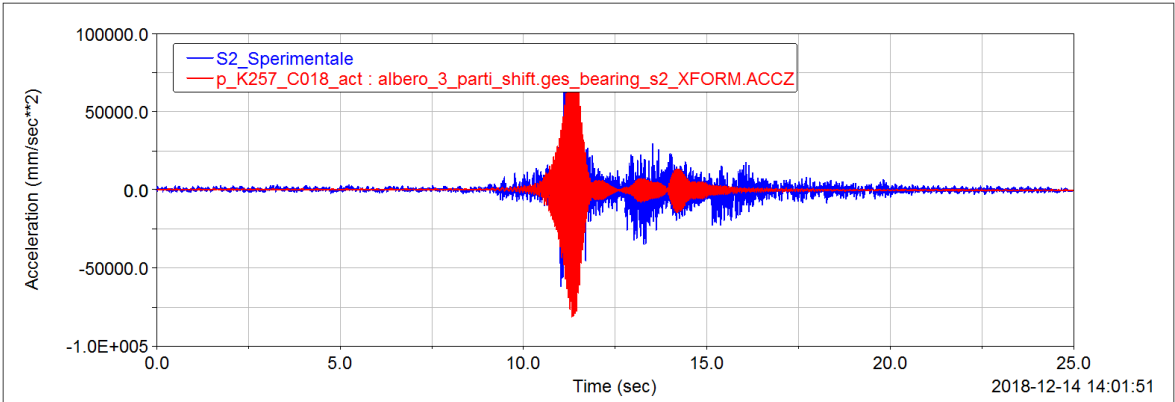


Figura 5.2-10: Validazione modello - confronto Acc_Z_S2 - rigidezza 265 N/mm

S-----MDI_HEADER		S-----FZ_DATA	
[MDI_HEADER]		[FZ_DATA]	
FILE_TYPE = 'lbf'		K_VALUES = 45.0	
FILE_VERSION = 4.0		C_VALUES = 0.045	
FILE_FORMAT = 'ASCII'		S-----TX_DATA	
S-----UNITS		[TX_DATA]	
[UNITS]		K_VALUES = 2206.0	
LENGTH = 'mm'		C_VALUES = 0.325	
ANGLE = 'degrees'		S-----TY_DATA	
FORCE = 'newton'		[TY_DATA]	
MASS = 'kg'		K_VALUES = 2206.0	
TIME = 'second'		C_VALUES = 0.325	
S-----FX_DATA		S-----TZ_DATA	
[FX_DATA]		[TZ_DATA]	
K_VALUES = 257.0		K_VALUES = 10.0	
C_VALUES = 0.1832		C_VALUES = 0.1	
S-----FY_DATA			
[FY_DATA]			
K_VALUES = 257.0			
C_VALUES = 0.1832			

Part.1

Part.2

Figura 5.2-11: Rigidezza supporti validata

5.3 Analisi modale

Validato il modello, si può calcolare la risposta del sistema nelle più svariate condizioni di prova. Prima di fare ciò, è necessario indagare i modi propri del sistema per poter valutare al meglio i risultati delle prove successive e per condurre l’ottimizzazione dei parametri verso la giusta direzione. Essendo i modi propri del sistema fortemente dipendenti dalle masse e dalle rigidezze in gioco, dopo la validazione si otterranno, con un certo grado di approssimazione dovuto all’incertezza dei dati sperimentali, i modi propri di vibrare del sistema reale montato sul veicolo di prova. Saranno, pertanto, ottenute delle frequenze proprie del sistema riscontrabili nel prototipo reale. Anche in questo caso, saranno considerati i modi principali e caratterizzati da frequenze all’interno del nostro campo d’impiego. Sono quindi escluse da questa trattazione tutte le frequenze fino a 10 Hz, tipiche del gruppo motopropulsore in quanto, per questo tipo di modello, non esiste possibilità di eccitarle. Dall’analisi modale risultano le seguenti frequenze principali proprie del sistema:

Modo	Frequenza [Hz]	Elemento di riferimento	Note	Figura
1	22,74	supporto S2	lungo gli assi assoluti Z e Y	Figura 5.3-1
2	41,16	supporto S1	lungo gli assi assoluti Z e Y	Figura 5.3-2
3	162	rubber joint	lungo l’asse Z	Figura 5.3-3
4	176	alberi	prima flessionale	Figura 5.3-4
5	474	alberi	Seconda flessionale	Figura 5.3-5

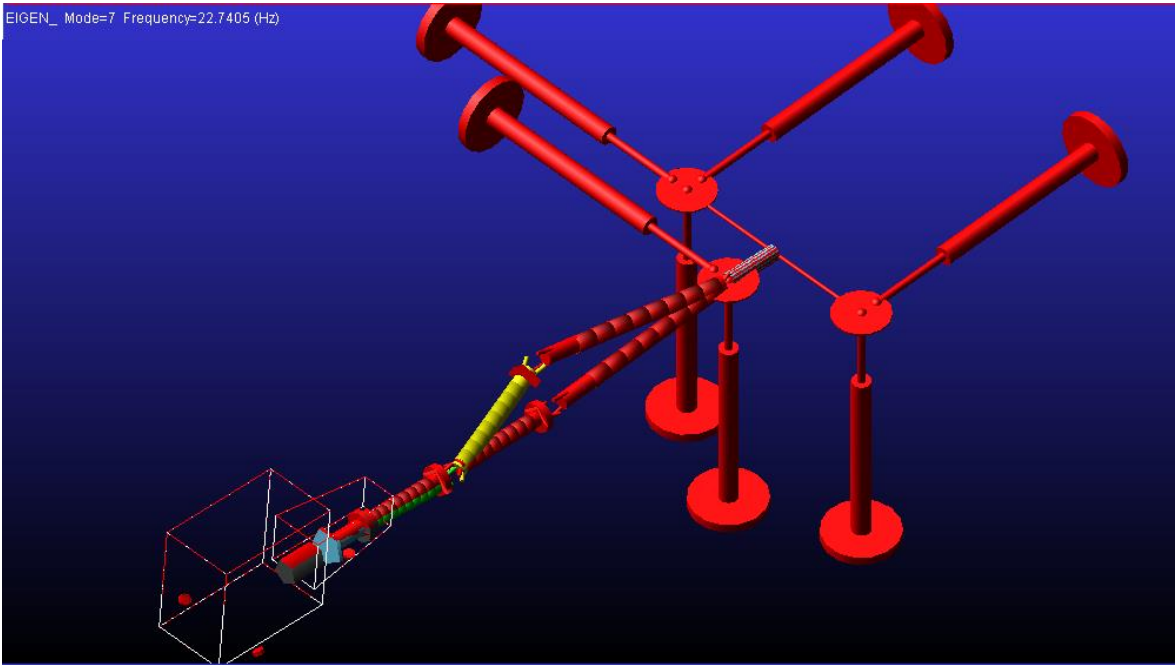


Figura 5.3-1: Modo 22,74 Hz – 3 tronchi

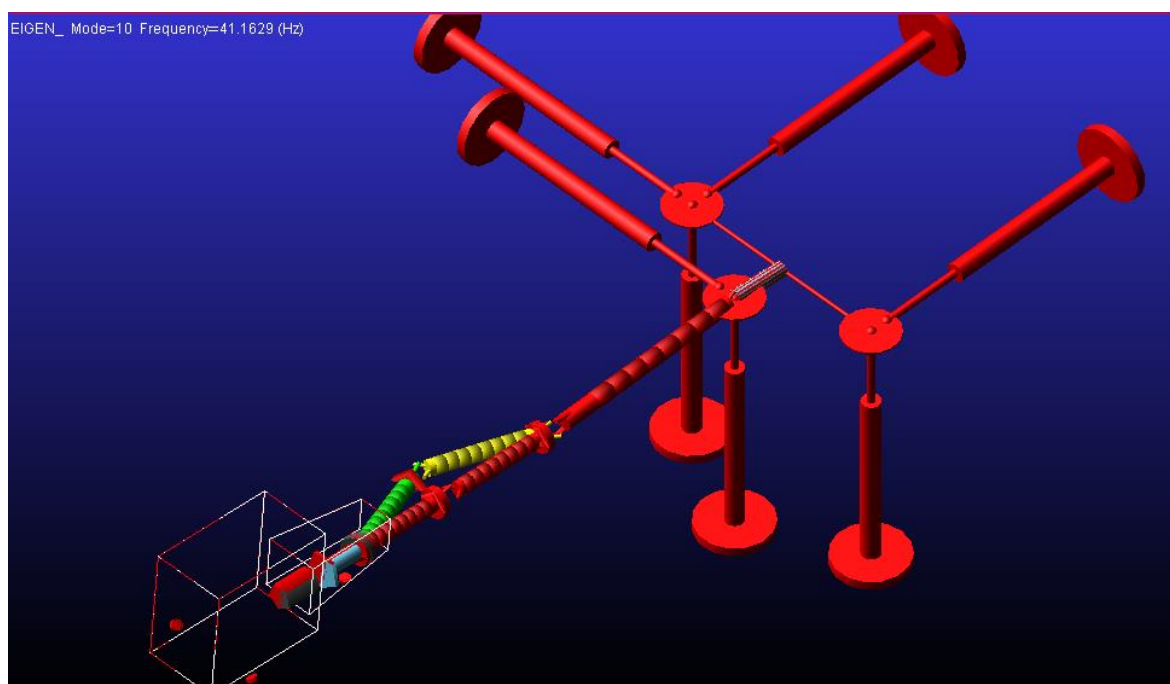


Figura 5.3-2: Modo 41,16 Hz - 3 tronchi

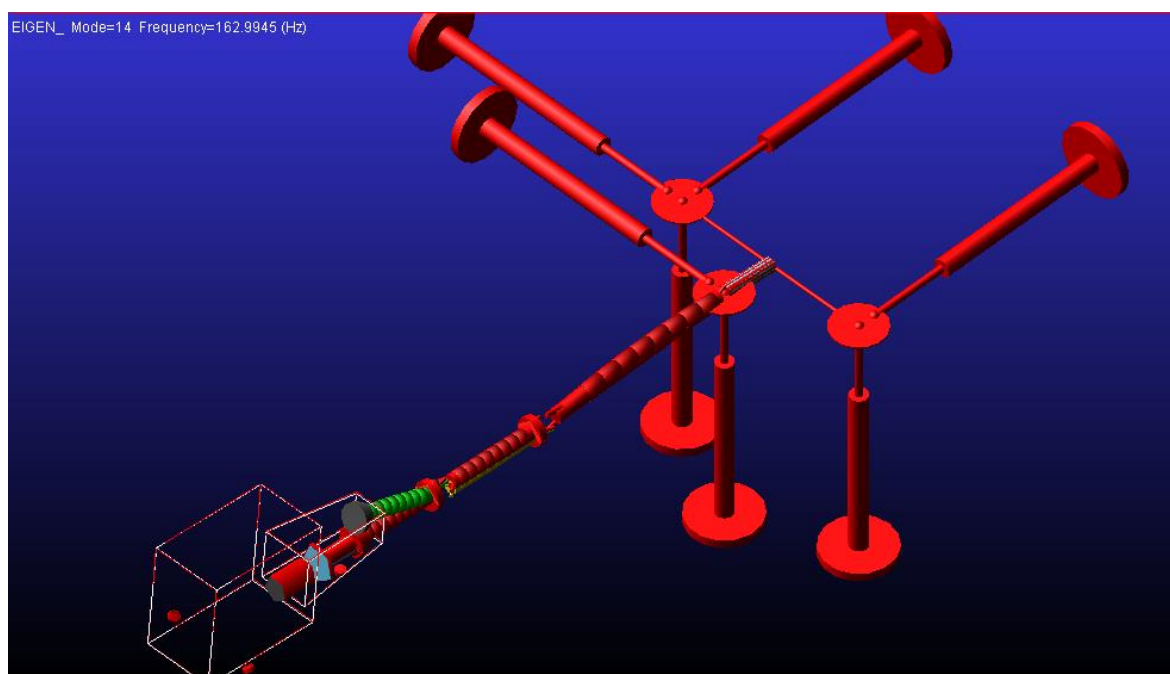


Figura 5.3-3: Modo 162,99 Hz - 3 tronchi

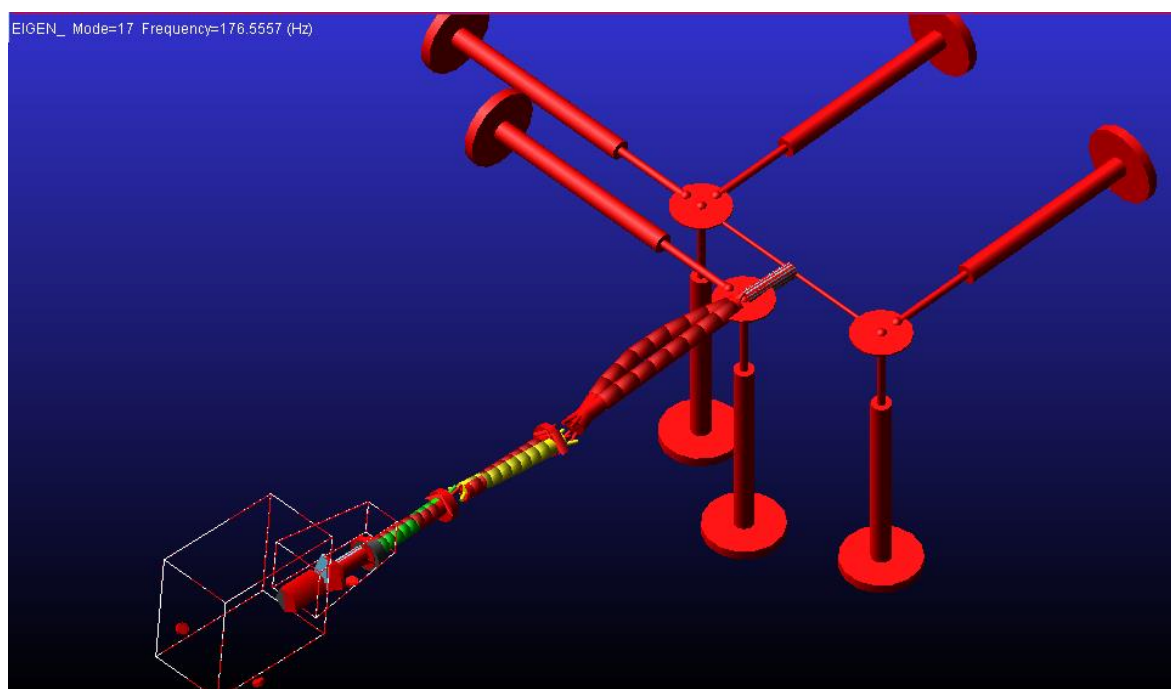


Figura 5.3-4: Modo 176,55 Hz - 3 tronchi

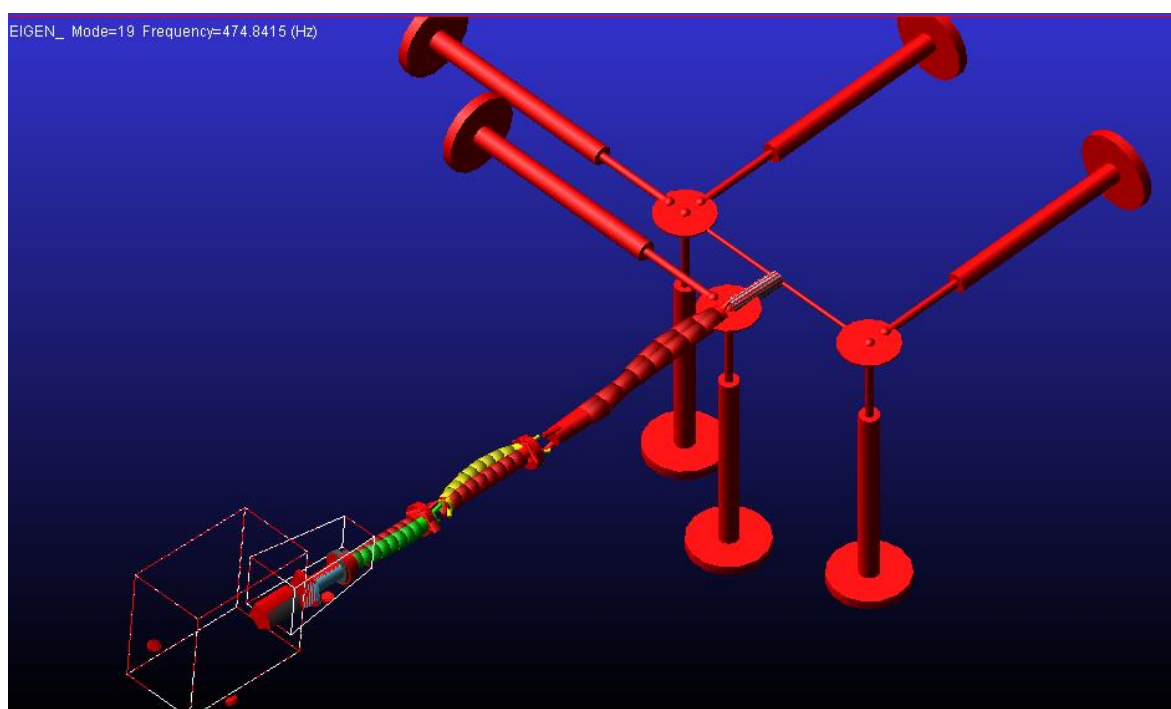


Figura 5.3-5: Modo 474,84 Hz - 3 tronchi

5.4 Prove in prima e sesta marcia

Così come per il caso di trasmissione bitronco, prima di iniziare le analisi vanno eseguite le simulazioni di riferimento iniziali in prima e sesta marcia, inserendo i dati opportuni di coppia, di velocità e di angoli caratteristici. Per quanto riguarda la fasatura dei giunti cardanici, in prima approssimazione sarà utilizzata quella di progetto indicata nel disegno costruttivo dell'assieme alberi di trasmissione. I dati di input delle prove sono elencati in Tabella 5.4-1.

Tabella 5.4-1: Dati input - prove prima e sesta marcia - 3 tronchi

Prova	θ	α	β	γ	τ	Marcia	Rapporto trasmissione	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	-	-	[Nm]	[rpm]
1	5,000	5,712	4,425	1,654	4,225	6	0,791	250	4600
2	5,000	5,712	4,425	0,545	6,713	1	5,375	2100	600

Gli output della prova sono le due componenti dinamiche sui supporti e le accelerazioni torsionali degli alberi, visibili in Tabella 5.4-2.

Tabella 5.4-2: Risultati - prove prima e sesta marcia - 3 tronchi

Prova	Marcia	ΔF_{m1}	ΔF_{m2}	amax alb.1	amax alb.2	amax alb.3	amax ponte
-	-	[N]	[N]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]
1	6	17,62	4,55	156,3	63,1	1519,2	357,9
2	1	537,81	330,86	8,4	9,6	47,9	15,3

Dall'analisi dei risultati è evidente un netto aumento dei valori in gioco, delle forze per la prima marcia e delle accelerazioni per la sesta marcia rispetto alle prove effettuate sul sistema a due alberi. Per quanto riguarda i limiti considerati fin ora, si hanno entrambi i supporti al di sopra del limite individuato per le forze e l'albero in terza posizione con un'accelerazione torsionale maggiore del limite per le accelerazioni d'inerzia. Risulta interessante provare a ridurre le sollecitazioni ottimizzando i vari parametri del sistema e, se possibile, portarli al di sotto dei limiti stabiliti.

5.5 Ottimizzazione della quota dei supporti S1 e S2

Diversamente dal sistema a due alberi, in questo sono presenti due supporti in prossimità dei giunti cardanici in seconda e terza posizione. Pertanto, il margine di manovra per le regolazioni che riguardano il cambiamento della quota lungo Z dei supporti S1 e S2 è maggiore. Fattivamente le variazioni possibili per i due supporti non sono uguali: per il supporto S1 si è individuato un campo di variazione possibile da $\Delta Z = -5mm$ a $\Delta Z = +5mm$, per il supporto S2 la variazione va da $\Delta Z = -10mm$ a $\Delta Z = +20mm$. Questo perché gli ingombri del telaio sono tali da non permettere grosse variazioni sul primo supporto; in aggiunta, non essendoci in prima posizione un giunto cardanico ma un rubber joint, un'inclinazione eccessiva dell'albero potrebbe causare malfunzionamenti dovuti alla flessione del giunto elastico nella direzione longitudinale. Ciò non vale per il supporto in

seconda posizione che può avere una variazione di quota pari a quella individuata nel sistema bitronco. Sono state individuate, allora, 21 combinazioni possibili per le prove in sesta marcia ed altrettante in prima, per un totale di 42 prove da effettuare. In Figura 5.5-1 sono elencati i risultati delle analisi condotte in sesta marcia, in Figura 5.5-2 quelli relativi alla prima marcia.

Prova	ΔZ Quota supporto 1	ΔZ Quota supporto 2	$\Delta Fm1$ [N]	$\Delta Fm2$ [N]	amax alb.1	amax alb.2	amax alb.3	amax ponte
-	[mm]	[mm]	[N]	[N]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]
1	-5	-10	30.18	5.68	106.7	308.3	891.6	239.1
2	-5	-5	30.24	6.45	149.6	247.8	1341.2	477.2
3	-5	0	30.50	7.21	218.3	301.8	1976.4	952.7
4	-5	5	30.88	7.90	318.5	456.9	2835.7	1643.1
5	-5	10	31.36	8.38	451.8	697.4	3934.7	2553.5
6	-5	15	31.85	8.64	620.1	1021.3	5278.8	3685.3
7	-5	20	32.25	8.59	822.4	1429.2	6870.2	5039.5
8	0	-10	31.19	5.66	151.8	719.3	741.6	587.8
9	0	-5	30.92	5.95	155.9	521.7	1034.8	431.4
10	0	0	30.71	6.69	196.1	417.7	1530.6	573.9
11	0	5	30.52	7.39	266.2	413.2	2211.3	1012.6
12	0	10	30.43	7.99	365.9	503.0	3098.0	1683.2
13	0	15	30.49	8.40	496.7	676.3	4210.4	2572.7
14	0	20	30.74	8.61	659.5	930.7	5558.9	3681.4
15	5	-10	32.20	6.07	325.9	1424.5	1156.1	1354.9
16	5	-5	32.10	6.12	266.9	1078.0	991.7	950.4
17	5	0	32.05	6.35	246.4	826.3	1220.8	706.9
18	5	5	32.00	7.04	267.4	669.8	1721.5	718.1
19	5	10	31.92	7.67	327.7	609.6	2427.5	1083.9
20	5	15	31.81	8.18	423.0	637.1	3336.3	1719.5
21	5	20	31.65	8.52	550.8	742.0	4460.3	2579.4

Figura 5.5-1: Risultati - ottimizzazione quote S1 e S2 - sesta marcia - 3 tronchi

Prova	ΔZ Quota supporto 1	ΔZ Quota supporto 2	$\Delta Fm1$ [N]	$\Delta Fm2$ [N]	amax alb.1	amax alb.2	amax alb.3	amax ponte
-	[mm]	[mm]	[N]	[N]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]
22	-5	-10	216.7	311.2	9.2	10.1	33.3	13.9
23	-5	-5	254.0	339.8	8.6	9.2	43.7	16.8
24	-5	0	396.1	352.4	8.9	9.5	58.1	23.3
25	-5	5	454.2	364.8	10.3	11.2	77.9	37.4
26	-5	10	484.1	381.1	181.9	14.4	101.3	56.1
27	-5	15	516.3	401.7	66.0	18.0	127.9	77.7
28	-5	20	550.5	451.0	101.9	24.4	157.2	101.9
29	0	-10	287.2	243.7	9.3	14.8	32.2	9.3
30	0	-5	199.8	325.3	9.0	11.7	39.9	13.4
31	0	0	286.8	375.3	8.5	9.9	50.2	18.4
32	0	5	347.5	384.9	7.9	8.8	64.5	25.9
33	0	10	464.7	395.2	8.5	9.7	82.5	37.9
34	0	15	532.5	403.3	10.1	11.7	105.3	55.1
35	0	20	574.8	414.2	66.9	18.3	132.0	76.6
36	5	-10	423.3	417.0	9.8	28.9	36.8	10.8
37	5	-5	368.4	347.6	9.1	22.6	41.0	10.0
38	5	0	221.7	280.8	8.4	17.7	48.4	14.7
39	5	5	224.9	419.3	8.2	13.6	59.0	21.1
40	5	10	385.0	421.0	7.8	10.5	72.8	29.2
41	5	15	434.9	426.6	7.4	9.1	89.8	41.2
42	5	20	579.1	436.4	8.9	10.1	111.5	56.6

Figura 5.5-2: Risultati - ottimizzazione quote S1 e S2 - prima marcia - 3 tronchi

Nelle figure le caselle sono state colorate con gradazioni di rosso per poter classificare tutti i valori delle colonne. È stato facile così individuare le configurazioni caratterizzate dai valori più bassi di sollecitazione nelle due marce. Per entrambi i punti di funzionamento del motore la miglior combinazione tra i ΔZ dei due supporti risulta essere $\Delta Z = 0\text{mm}$ per il supporto S1 e $\Delta Z = -10\text{mm}$ per il supporto S2 (prove numero 8 e 29). In particolare, si ha una riduzione delle reazioni dinamiche scaricate sui supporti di circa il 46% sul supporto S1 e del 26% circa sul supporto S2 rispetto alle prove di riferimento effettuate nel paragrafo 5.4. Per le accelerazioni il valore medio è aumentato del 5%, tuttavia si ha una distribuzione dei valori più uniforme e ovunque sotto il limite stabilito di 1000 rad/s^2 ; nelle prove di riferimento, invece, l'albero in terza posizione supera il limite stabilito.

Da questo momento in poi saranno utilizzate queste quote per le analisi successive, in modo da procedere con un'ottimizzazione per step, migliorando prima la geometria e dopo la fasatura. Va precisato che questa ottimizzazione è stata fatta considerando come configurazione geometrica di partenza (angoli assoluti degli alberi) quella relativa al veicolo con massimo carico ammesso. La geometria risultante da questa ottimizzazione è stata provata anche con condizioni di carico distribuito e vuoto.

Nella parte conclusiva sul sistema a tre tronchi saranno discussi i risultati ottenuti dal confronto tra prove a vuoto, carico distribuito e carico massimo ammesso.

5.6 Ottimizzazione dell'angolo τ

Ottimizzate le quote dei supporti, adesso si indagherà sul secondo parametro geometrico del sistema. Come visto in precedenza, la variazione dell'angolo τ ha un'importante influenza sulla risposta del sistema in termini di componente dinamica e accelerazioni torsionali. Impostata la geometria migliore per quanto riguarda le quote dei supporti, viene variato l'angolo del naso ponte similmente alle prove fatte sul sistema a due tronchi. In Tabella 5.6-1 sono elencati i dati di input delle 14 prove effettuate per ottimizzare l'angolo τ . Gli angoli di partenza, per cui si ha $\Delta\tau = 0^\circ$, sono quelli provenienti dall'ottimizzazione della quota dei supporti e sono visibili in Tabella 5.6-1, nelle prove 3 e 10. Coppia e velocità angolari applicate all'albero permangono le stesse delle prove precedenti.

Tabella 5.6-1: Dati input - ottimizzazione angolo τ - 3 tronchi

Sesta marcia									
Prova	θ	α	β	γ	τ	Rapporto trasmissione	$\Delta\tau$	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	-	[°]	[Nm]	[rpm]
1	5,00	5,712	3,457	1,694	6,225	0,791	+2	250	4600
2	5,00	5,712	3,457	1,949	5,225	0,791	+1	250	4600
3	5,00	5,712	3,457	2,205	4,225	0,791	0	250	4600
4	5,00	5,712	3,457	2,461	3,225	0,791	-1	250	4600
5	5,00	5,712	3,457	2,716	2,225	0,791	-2	250	4600
6	5,00	5,712	3,457	2,972	1,225	0,791	-3	250	4600
7	5,00	5,712	3,457	3,228	0,225	0,791	-4	250	4600

Prima marcia									
Prova	θ	α	β	γ	τ	Rapporto trasmissione	$\Delta\tau$	Coppia albero	Giri max albero
-	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	-	[°]	[Nm]	[rpm]
8	5,00	5,712	3,457	0,587	8,713	5,375	+2	2100	600
9	5,00	5,712	3,457	0,840	7,713	5,375	+1	2100	600
10	5,00	5,712	3,457	1,095	6,713	5,375	0	2100	600
11	5,00	5,712	3,457	1,349	5,713	5,375	-1	2100	600
12	5,00	5,712	3,457	1,604	4,713	5,375	-2	2100	600
13	5,00	5,712	3,457	1,860	3,713	5,375	-3	2100	600
14	5,00	5,712	3,457	2,116	2,713	5,375	-4	2100	600

I risultati della prova sono rappresentati in Figura 5.6-1 e Figura 5.6-2. In questo caso sono state considerate solo le accelerazioni torsionali per la prova in sesta marcia poiché le forze dinamiche sui supporti risultavano comunque basse. Di contro, in prima marcia, sono state considerate soltanto le reazioni sui supporti, in quanto le accelerazioni torsionali sugli alberi erano poco influenti. Per poter ottimizzare il sistema e scegliere quindi la configurazione migliore va trovato un compromesso tra le sollecitazioni delle forze in prima marcia e le sollecitazioni d'inerzia in sesta. Analizzando i due grafici, si può notare che le accelerazioni sono sotto il limite per tutti gli alberi per $\Delta\tau$ variabile da $+1^\circ$ a -4° . Le forze invece sono sempre sopra il limite stabilito per ogni valore di $\Delta\tau$.

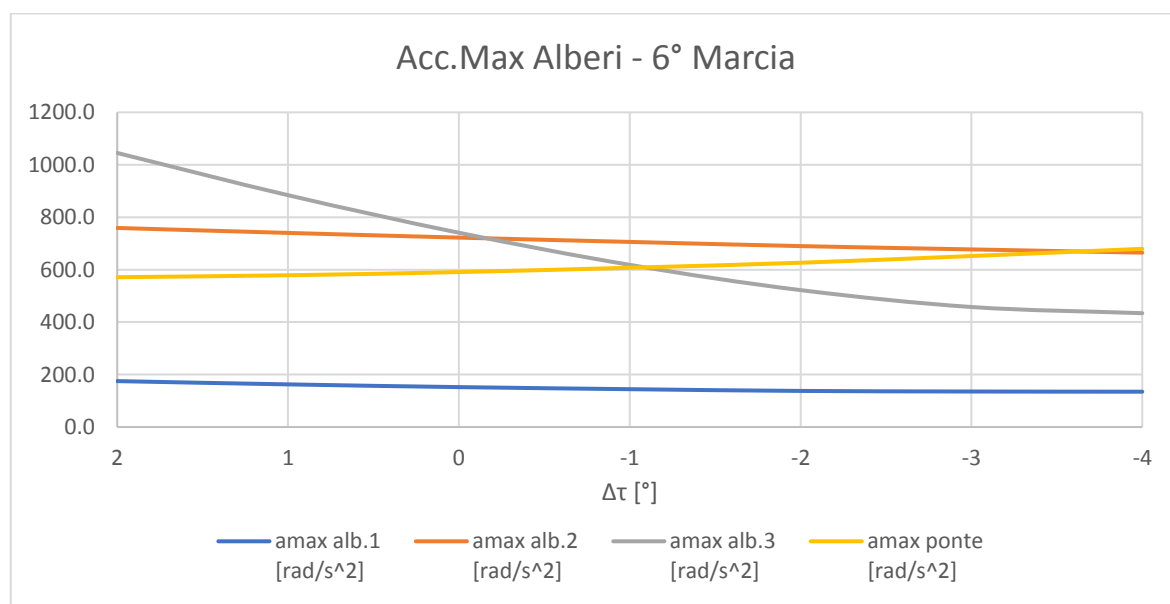


Figura 5.6-1: Risultati - ottimizzazione angolo τ - sesta marcia - 3 tronchi

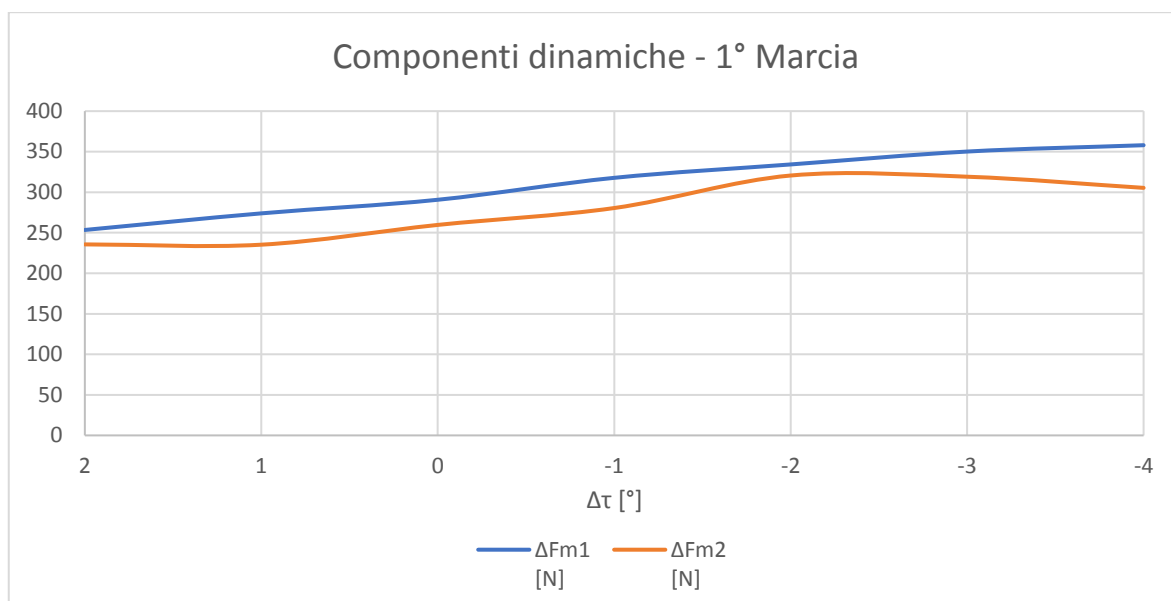


Figura 5.6-2: Risultati - ottimizzazione angolo τ - prima marcia - 3 tronchi

La condizione di miglior compromesso è tra $\Delta\tau = 0^\circ$ e $\Delta\tau = -1^\circ$, poiché in quel range si hanno tutte le accelerazioni sotto il limite e le forze con valori non troppo distanti rispetto al minimo assoluto della prova. Dato che si sta svolgendo uno studio realistico sull'ottimizzazione di parametri di progetto, la variazione dell'angolo τ comporterebbe comunque un costo e avrebbe un'influenza su varie categorie di veicoli. Risulta, quindi, più economico e semplice dal punto di vista operativo mantenere l'angolo di progetto (considerando quindi $\Delta\tau = 0^\circ$) accettando un piccolo aumento delle accelerazioni torsionali. Con questa scelta si ha comunque una riduzione delle forze sui supporti (sollecitazioni da tenere maggiormente sotto controllo poiché sopra il limite stabilito).

5.7 Ottimizzazione della fasatura dei giunti cardanici

Impostata la geometria migliore, considerando quote e angolo τ di ottimo, deve essere ottimizzata la fasatura dei giunti cardanici. Questo tipo di regolazione è molto influente sulle sollecitazioni e può ridurle anche di molto utilizzando fasature precise. In questo sistema sono presenti un rubber joint all'uscita cambio e tre giunti cardanici. Si imposterà un angolo φ di riferimento del primo giunto (in posizione 2) pari a 0° e saranno poi fatti variare i giunti nelle posizioni 2 e 3 in modo da indagare tutte le combinazioni possibili. Considerando un $\Delta\varphi = 30^\circ$, le combinazioni possibili sono 49 per le prove in sesta marcia e 49 per la prima, ovvero un totale di 98 simulazioni. Verranno poi create delle matrici di valori considerando rubber joint iniziale, angolo φ del primo giunto cardanico pari a 0° e angoli φ del secondo e terzo giunto variabili da $\varphi = 0^\circ$ a $\varphi = 180^\circ$.

Come spiegato nel paragrafo 4.6.5, similmente al sistema a due tronchi, per scegliere la configurazione di miglior compromesso vanno controllate:

- componente dinamica della forza di reazione risultante sul supporto S1 nelle prove in prima marcia;
- componente dinamica della forza di reazione risultante sul supporto S2 nelle prove in prima marcia;

- ampiezza massima di oscillazione dell'accelerazione torsionale sul primo albero nelle prove in sesta marcia;
- ampiezza massima di oscillazione dell'accelerazione torsionale sul secondo albero nelle prove in sesta marcia;
- ampiezza massima di oscillazione dell'accelerazione torsionale sul terzo albero nelle prove in sesta marcia;
- ampiezza massima di oscillazione dell'accelerazione torsionale sull'albero ponte nelle prove in sesta marcia.

Ultimate le prove, i dati ottenuti sono stati elaborati sotto forma di matrici e grafici 3D per le grandezze appena citate (vedi Figura 5.7-1, Figura 5.7-2, Figura 5.7-3, Figura 5.7-4, Figura 5.7-5 e Figura 5.7-6).

In ogni figura sono presenti la matrice dei valori considerando rubber joint, giunto in prima posizione con angolo $\varphi = 0^\circ$ e variazioni di $\Delta\varphi = 30^\circ$ per gli altri giunti cardanici e il grafico 3D rappresentativo della grandezza esaminata.

		Sesta marcia						
		Accelerazione max. albero 1						
		Giunto cardanico 2						
		0	30	60	90	120	150	180
Giunto cardanico 3	0	193.0	234.8	230.6	181.6	122.0	130.8	192.6
	30	196.1	241.7	244.7	200.2	138.5	135.7	195.9
	60	176.6	227.3	233.3	197.8	134.8	118.2	176.7
	90	152.3	200.8	210.0	173.5	113.0	93.2	152.0
	120	149.4	192.8	193.1	153.0	89.8	86.1	149.4
	150	171.7	210.9	204.9	156.9	97.3	108.4	171.7
	180	192.5	235.0	230.7	181.9	122.1	130.7	193.0

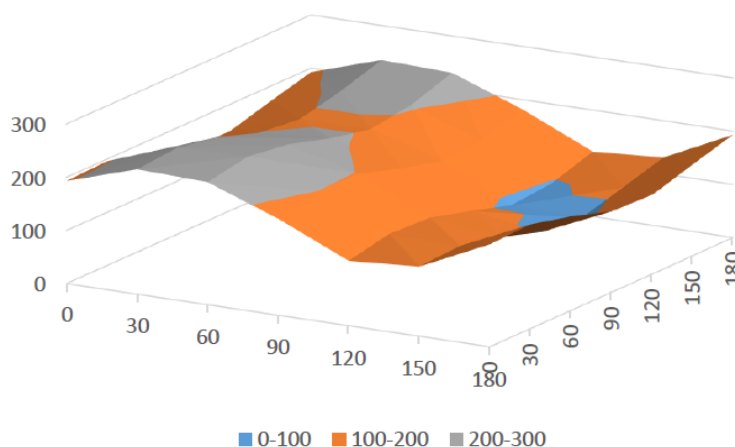


Figura 5.7-1: Risultati - ottimizzazione fasatura - Acc.1 - sesta marcia - 3 tronchi

		Sesta marcia						
		Accelerazione max. albero 2						
		Giunto cardanico 2						
		0	30	60	90	120	150	180
Giunto cardanico 3	0	793.1	794.4	723.0	642.1	641.0	720.1	791.7
	30	773.2	775.4	707.6	625.4	620.0	698.6	773.2
	60	737.2	740.6	671.8	589.9	583.4	662.1	737.3
	90	722.4	721.7	649.0	570.5	569.6	650.0	722.1
	120	744.4	741.4	667.0	587.2	591.4	672.2	744.4
	150	780.2	777.5	703.0	624.4	628.0	706.9	782.1
	180	791.4	794.6	723.0	642.0	640.9	720.2	793.2

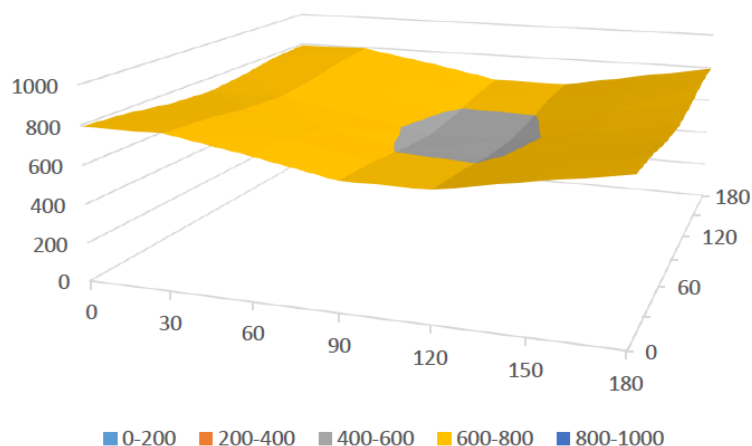


Figura 5.7-2: Risultati - ottimizzazione fasatura - Acc.2 - sesta marcia - 3 tronchi

		Sesta marcia						
		Accelerazione max. albero 3						
		Giunto cardanico 2						
		0	30	60	90	120	150	180
Giunto cardanico 3	0	825.5	1186.5	1247.5	988.6	500.1	315.1	824.7
	30	777.6	1146.9	1229.6	993.7	518.3	269.1	777.9
	60	732.7	1095.5	1175.1	950.7	486.6	221.1	732.9
	90	740.9	1080.5	1137.4	900.1	431.4	228.9	740.7
	120	792.7	1120.8	1157.5	893.7	411.0	281.8	792.7
	150	833.9	1173.3	1212.1	940.3	447.6	319.9	833.6
	180	825.5	1186.3	1247.5	988.4	500.1	315.0	825.5

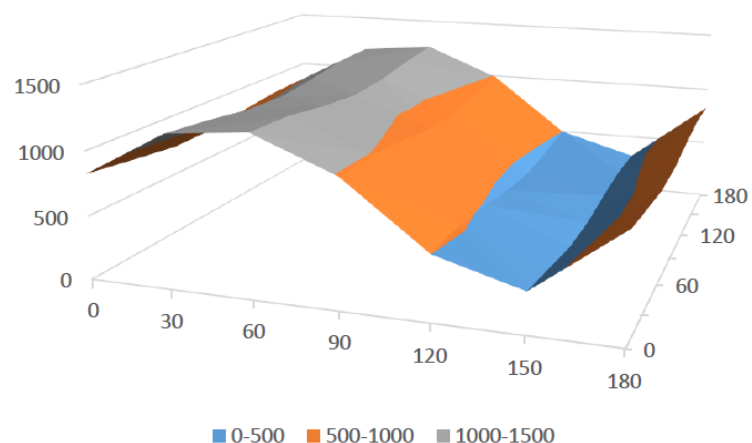


Figura 5.7-3: Risultati - ottimizzazione fasatura - Acc.3 - sesta marcia - 3 tronchi

		Sesta marcia						
		Accelerazione max. albero ponte						
		Giunto cardanico 2						
		0	30	60	90	120	150	180
Giunto cardanico 3	0	1474.2	1630.5	1416.5	930.2	610.5	1014.8	1471.9
	30	1566.6	1930.3	1922.1	1537.6	1042.4	1063.0	1566.3
	60	1242.8	1732.3	1930.2	1742.8	1256.7	910.1	1242.6
	90	590.9	1095.2	1460.4	1482.3	1169.6	656.5	590.7
	120	260.4	350.3	667.6	842.9	807.5	583.6	260.4
	150	998.3	927.0	619.4	154.2	404.7	803.6	998.5
	180	1471.7	1630.9	1416.8	929.7	610.2	1015.3	1474.3

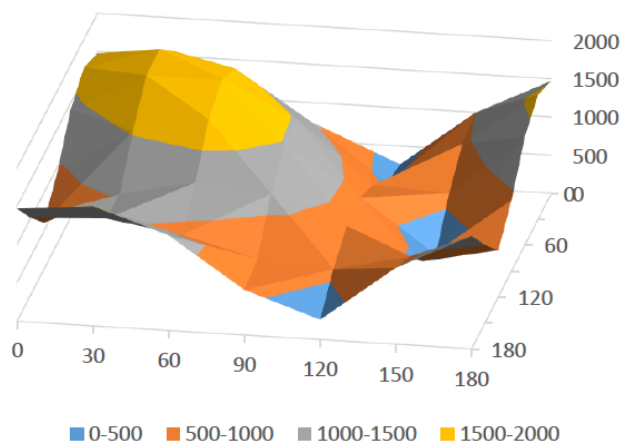


Figura 5.7-4: Risultati - ottimizzazione fasatura - Acc.Ponte – sesta marcia - 3 tronchi

		Prima marcia						
		ΔF_m supporto S1						
		Giunto cardanico 2						
		0	30	60	90	120	150	180
Giunto cardanico 3	0	210.4	364.7	392.5	427.8	425.8	373.9	210.4
	30	214.3	356.5	378.3	424.3	435.1	406.3	214.3
	60	257.3	366.9	380.1	426.6	447.3	435.2	257.3
	90	290.7	381.9	394.9	430.6	453.0	444.1	290.7
	120	286.6	369.0	407.6	431.0	453.6	439.1	286.6
	150	245.2	347.2	407.4	430.2	440.5	424.1	245.2
	180	210.4	364.7	392.5	427.8	425.8	373.9	210.4

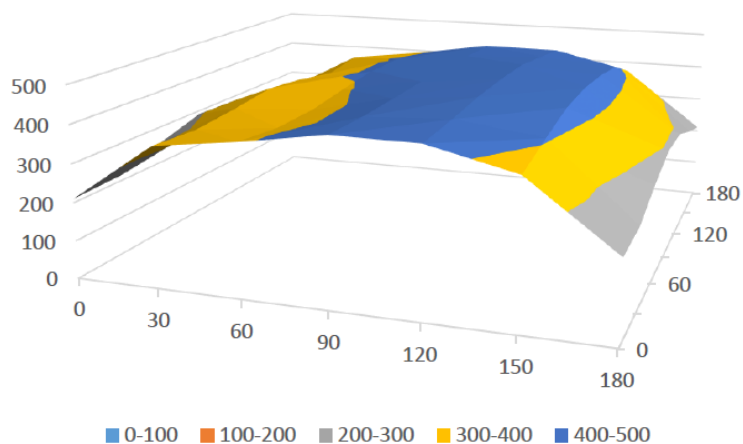


Figura 5.7-5: Risultati - ottimizzazione fasatura - ΔF_m I - prima marcia - 3 tronchi

Prima marcia								
ΔF_m supporto S2								
		Giunto cardanico 2						
		0	30	60	90	120	150	180
Giunto cardanico 3	0	384.4	356.8	342.9	365.7	401.7	407.8	384.4
	30	361.8	340.9	338.4	368.1	398.1	392.3	361.8
	60	271.3	322.5	337.4	376.4	411.4	404.4	271.3
	90	259.7	324.5	324.8	376.6	422.2	424.6	259.7
	120	389.4	330.4	325.8	373.9	423.9	432.2	389.4
	150	396.5	344.3	336.8	368.8	415.9	426.3	396.5
	180	384.4	356.8	342.9	365.7	401.7	407.8	384.4

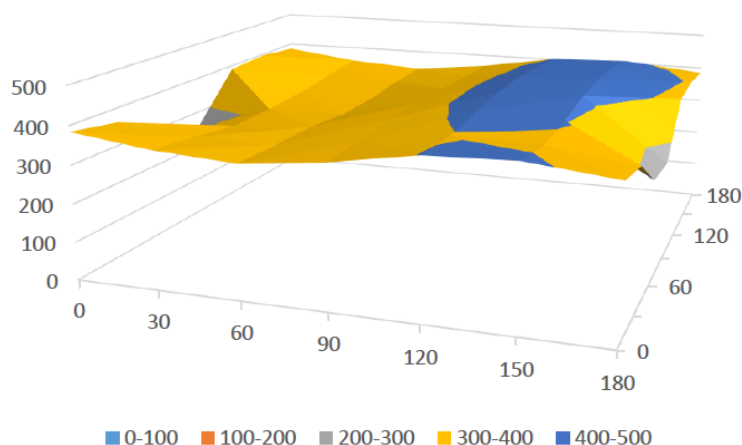


Figura 5.7-6: Risultati - ottimizzazione fasatura – ΔF_m 2 – prima marcia - 3 tronchi

Per scegliere il punto migliore su cui impostare la fasatura andrebbero considerati i punti di minimo per ogni grandezza. Tuttavia, è facile intuire che in punti dove alcune grandezze sono minime, altre possono anche essere massime. Si deve trovare un punto che rappresenti un compromesso tra tutte le grandezze affinché si riesca ad assicurare valori più bassi del limite e, se ciò non fosse possibile, i minimi possibili. Da una prima analisi delle componenti dinamiche delle forze scaricate sui supporti, è evidente che in ogni caso, per tutte le configurazioni indagate, i valori sono più alti del limite stabilito di 135 N . Per le accelerazioni, invece, esistono punti delle matrici dei valori per cui tutti gli alberi hanno accelerazioni più basse di 1000 rad/s^2 . Per trovare il punto migliore è possibile seguire diversi criteri. Il primo criterio utilizzato è stato il seguente: tutti i valori sono stati adimensionalizzati in riferimento al rispettivo valore limite (1000 rad/s^2 per le accelerazioni e 135 N per le forze); è stata quindi calcolata la media di questi coefficienti distinguendo tra accelerazioni e forze; sono stati poi individuati i punti in cui ogni singolo tronco dell'albero di trasmissione aveva un coefficiente minore di 1 e su questi punti è stato valutato il valore minimo del coefficiente per le forze. In Figura 5.7-7 è possibile vedere la matrice dei valori adimensionali rappresentativi delle accelerazioni e delle forze. Col colore verde sono state evidenziate tutte le configurazioni per cui il limite di 1000 rad/s^2 è rispettato da tutti gli alberi. Queste stesse celle, di colore azzurro nella matrice relativa alle forze, sono state utilizzate per la valutazione del valore minimo del coefficiente. Utilizzando questo criterio, il punto di miglior compromesso, evidenziato in figura, ha fasatura $\varphi = Rf - 0^\circ - 0^\circ - 90^\circ$.

Oltre a questo criterio ne è stato utilizzato un secondo che prevede il calcolo di tutte le grandezze adimensionalizzate con i rispettivi valori limite. Per dare “più peso” ai coefficienti quanto più sono maggiori del target e contemporaneamente farli “pesare” meno quando sono in target, le grandezze adimensionalizzate > 1 sono state elevate a un coefficiente 2, mentre quelle < 1 a un coefficiente $1/2$. È stato infine calcolato l’indice rappresentativo della configurazione come la media dei coefficienti rappresentativi delle forze e delle accelerazioni. Con questo metodo si accettano anche valori sopra il limite ma si ottiene anche una distribuzione più equa delle sollecitazioni. Se si considera questo criterio, il punto di miglior compromesso ha fasatura $\varphi = RJ - 0^\circ - 0^\circ - 60^\circ$.

Coefficiente rappresentativo delle accelerazioni di tutti gli alberi						
0.82	0.96	0.90	0.69	0.47	0.55	0.82
0.83	1.02	1.03	0.84	0.58	0.54	0.83
0.72	0.95	1.00	0.87	0.62	0.48	0.72
0.55	0.77	0.86	0.78	0.57	0.41	0.55
0.49	0.60	0.67	0.62	0.47	0.41	0.49
0.70	0.77	0.68	0.47	0.39	0.48	0.70
0.82	0.96	0.90	0.69	0.47	0.55	0.82

 = punti dove tutte le accelerazioni sono sotto il limite

Coefficiente rappresentativo delle forze dinamiche sui supporti						
2.20	2.67	2.72	2.94	3.07	2.90	2.20
2.13	2.58	2.65	2.93	3.09	2.96	2.13
1.96	2.55	2.66	2.97	3.18	3.11	1.96
2.04	2.62	2.67	2.99	3.24	3.22	2.04
2.50	2.59	2.72	2.98	3.25	3.23	2.50
2.38	2.56	2.76	2.96	3.17	3.15	2.38
2.20	2.67	2.72	2.94	3.07	2.90	2.20

Figura 5.7-7: Coefficienti adimensionali per scelta punto di ottimo

5.8 Ottimizzazione della fasatura dei giunti cardanici (infitimento)

Nel paragrafo precedente sono stati individuati i due punti di miglior compromesso con due criteri differenti. Il primo accetta forze più alte ma ha accelerazioni torsionali sotto il limite in tutti gli alberi; il secondo è caratterizzato da valori più uniformi e una media più bassa ma un albero con accelerazione più alta del limite. Ciò che può essere notato, tuttavia, è che i due punti di miglior compromesso sono vicini tra loro e nella stessa colonna di variazione dell’angolo φ dell’ultimo giunto cardanico. Vale la pena, quindi, aumentare la risoluzione di analisi in quella zona e controllare l’andamento delle grandezze in modo da trovare, se esistente, un punto di minimo assoluto. Sono state considerate, allora, tutte le fasature per cui si hanno angolo del giunto cardanico in seconda posizione $\varphi = 0^\circ$, angolo del giunto in terza posizione $\varphi = 0^\circ$ e angolo dell’ultimo giunto cardanico variabile da $\varphi = 30^\circ$ a $\varphi = 150^\circ$ con un passo di analisi $\Delta\varphi = 5^\circ$. In questo modo verranno eseguite 25 simulazioni per le prove in sesta marcia ed altrettante per le prove in prima marcia.

Nella Figura 5.8-1 è rappresentato l'andamento delle accelerazioni torsionali degli alberi e in Figura 5.8-2 sono rappresentate le curve delle due forze dinamiche scaricate sui supporti S1 e S2. Le accelerazioni del primo, secondo e terzo albero permangono per lo più costanti, quella dell'albero al ponte invece presenta delle forze variazioni con un minimo di circa 70 rad/s^2 in prossimità di un angolo di fase dell'ultimo giunto $\varphi = 110^\circ$. Per quanto riguarda le forze scaricate sui supporti si vede che la ΔF_{m1} varia di circa $\pm 100 \text{ N}$ da angolo $\varphi = 30^\circ$ ad angolo $\varphi = 150^\circ$, la ΔF_{m2} invece ha una variazione ben più marcata passando da un massimo di circa 400 N ad un minimo di 32 N in prossimità di angolo $\varphi = 75^\circ$.

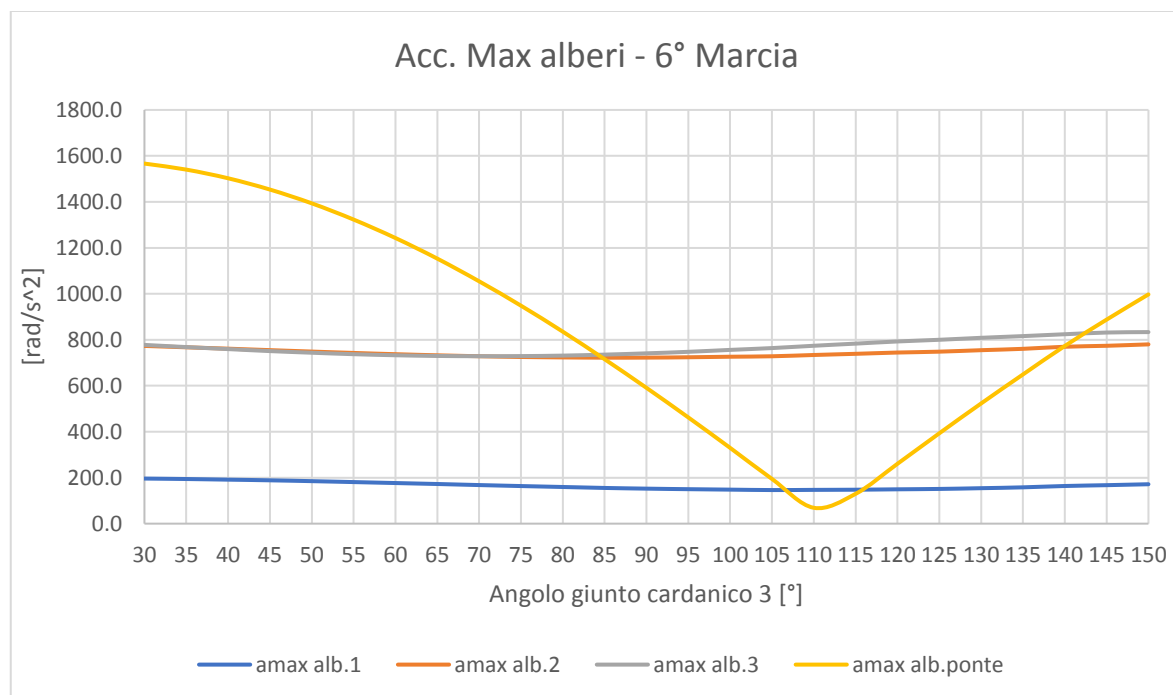


Figura 5.8-1: Risultati - ottimizzazione fasatura (zona migliore) - acc.alberi - sesta marcia - 3 tronchi

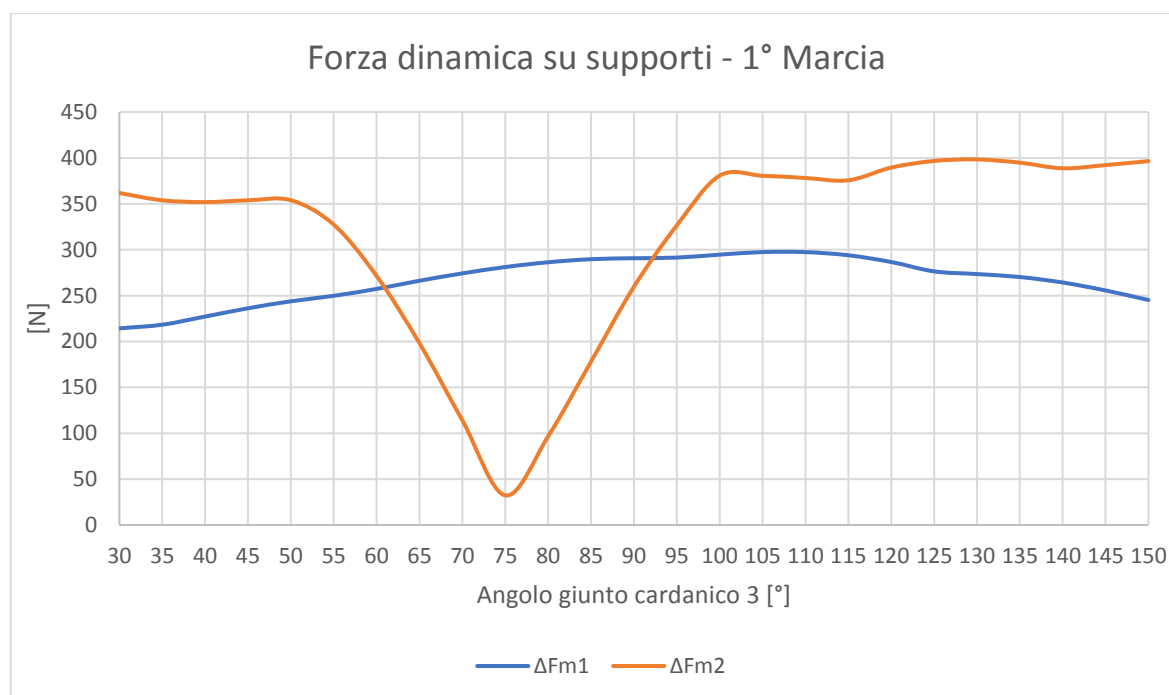


Figura 5.8-2: Risultati - ottimizzazione fasatura (zona migliore) - forze supporti - prima marcia - 3 tronchi

Come si può vedere, esiste un minimo assoluto in prossimità di $\varphi = 75^\circ$ che non era visibile nelle prove effettuate nel paragrafo 5.7. Adesso è più facile scegliere una configurazione di miglior compromesso in quanto per l'angolo φ appena individuato tutte le accelerazioni sono sotto il limite stabilito di 1000 rad/s^2 e si è riusciti addirittura a portare la ΔF_{m2} molto sotto al limite di 135 N . Per quanto riguarda la ΔF_{m1} si hanno comunque valori più alti del limite, rendendo necessario un piccolo aumento di quest'ultima ma mantenendo tutte le altre grandezze sotto il limite. La configurazione di fase ottimizzata del sistema è pertanto: $\varphi = RJ - 0^\circ - 0^\circ - 75^\circ$.

5.9 Confronto con input sperimentali prima e dopo l'ottimizzazione

Una volta ottimizzato il sistema dal punto di vista geometrico e di fasatura dei giunti cardanici, si vuole controllare l'effettivo miglioramento rispetto alla condizione di partenza. Nella seguente prova saranno inserite in input delle curve sperimentali di coppia e di velocità all'albero e saranno confrontati gli output di accelerazione lungo Z sui supporti S1 e S2 di tre differenti configurazioni:

- sistema originale di partenza non ottimizzato (NP_act);
- sistema con geometria ottimizzata e fasatura ottimizzata con $\Delta\varphi = 90^\circ$ (NP_piu_90_act);
- sistema con geometria ottimizzata e fasatura ottimizzata con $\Delta\varphi = 5^\circ$ (NP_ott_act).

Sono stati considerati un sistema intermedio caratterizzato da geometria ottimizzata e un'ottimizzazione intermedia per quanto riguarda la fasatura. In particolare, la fasatura per questa configurazione è $\varphi = RJ - 0^\circ - 0^\circ - 90^\circ$. Si è considerata questa configurazione in quanto è necessario ruotare di 90° il terzo albero rispetto alla configurazione di progetto per ottenere la suddetta fasatura. Questa configurazione di fasatura, con angoli di progetto, è stata altresì provata su un veicolo reale con risultati positivi; sono stati, infatti, riscontrati dei miglioramenti dal punto di vista delle trepidazioni. Gli input di coppia e velocità sono relativi a delle prove APM1, ovvero ad accelerazioni a piena mandata in prima marcia, con condizioni di carico distribuito. Sono state testate anche le condizioni di carico a vuoto e di massimo carico ammesso. I risultati sono stati positivi per le prove a carico distribuito e massimo ammesso e tuttavia per le prove con carico a vuoto la configurazione ottimizzata risultava essere peggiorativa rispetto a quella di partenza. Le motivazioni di ciò saranno spiegate nel paragrafo conclusivo sul sistema a tre tronchi.

Nella Figura 5.9-1 è rappresentata l'accelerazione lungo Z del supporto S1 per le tre configurazioni e in Figura 5.9-2 l'accelerazione lungo Z del supporto S2.

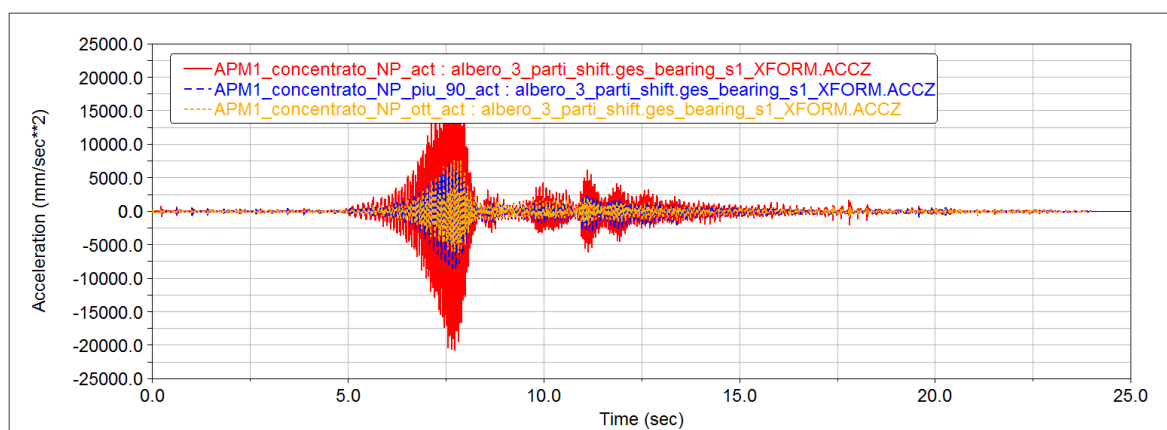


Figura 5.9-1: Risultati - confronto ottimizzazione - Acc.Z supporto S1 - 3 tronchi

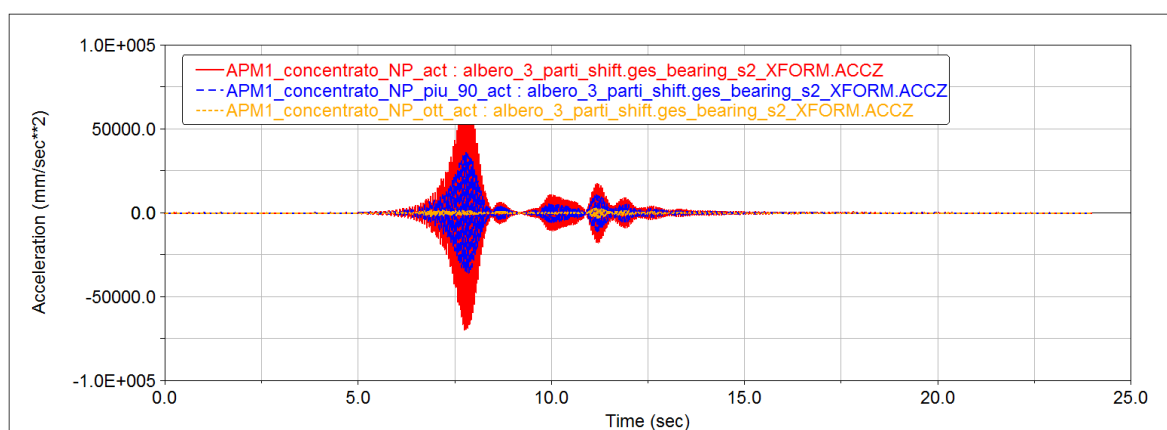


Figura 5.9-2: Risultati - confronto ottimizzazione - Acc.Z supporto S2 - 3 tronchi

Per quanto riguarda l'accelerazione, e quindi la forza scaricata, sul supporto S1 si ha una notevole riduzione rispetto al sistema di partenza ma tra la configurazione "NP_piu_90_act" e la configurazione "NP_ott_act" non si hanno particolari riduzioni. Per quanto riguarda invece il supporto S2 si vede che tra configurazione "NP_act" e configurazione "NP_piu_90_act" si ha una buona riduzione dell'accelerazione e nella configurazione "NP_ott_act" l'entità della sollecitazione si è ridotta drasticamente a valori molto bassi. Il processo di ottimizzazione avvenuto sul sistema a tre tronchi ha quindi dato risultati positivi riducendo le sollecitazioni sul supporto S1 e annullando praticamente quelle sul supporto S2.

5.10 Conclusioni su sistema a tre tronchi

Diversamente dal sistema a due tronchi, quello con tre alberi è un sistema montato su un veicolo strumentato e pertanto è possibile ottenere dei dati sperimentali per poter validare il modello e verificare effettivamente eventuali miglioramenti dovuti a modifiche dei parametri.

Su questo sistema è stato svolto un processo iterativo di ottimizzazione che ha portato a ridurre le sollecitazioni modificando parametri su cui è realmente possibile agire.

Il primo passo è stato quindi validare il modello con curve provenienti da prove sperimentali. Sono stati utilizzati i dati con la migliore affidabilità e il minore disturbo

possibile. Tali curve sono state inoltre filtrate a 50 Hz per ridurre ulteriormente il rumore causato da strada e agenti esterni alla driveline. Su queste curve di accelerazione sui supporti è stato validato il modello modificando, in un primo momento, la distribuzione delle masse e correggendo, successivamente, rigidezza e smorzamento dei supporti per far coincidere nel miglior modo possibile le curve sperimentali con quelle risultanti dalle simulazioni del modello. In Figura 5.10-1 e Figura 5.10-2 è raffigurato il confronto delle suddette curve dopo il processo di validazione del modello. La sovrapposizione non è totale ma va sottolineato che il rumore dei dati sperimentali rende impossibile una correlazione perfetta. Si è riusciti comunque a centrare i picchi causati dal fenomeno di risonanza in modo da ottenere con un'analisi modale le frequenze proprie del sistema corrette.

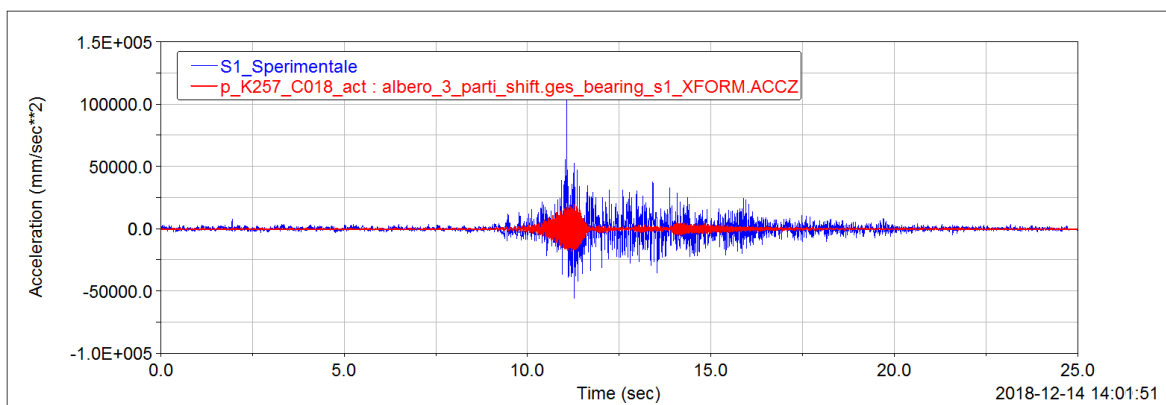


Figura 5.10-1: Risultati validazione modello – Acc.Z – supporto S1

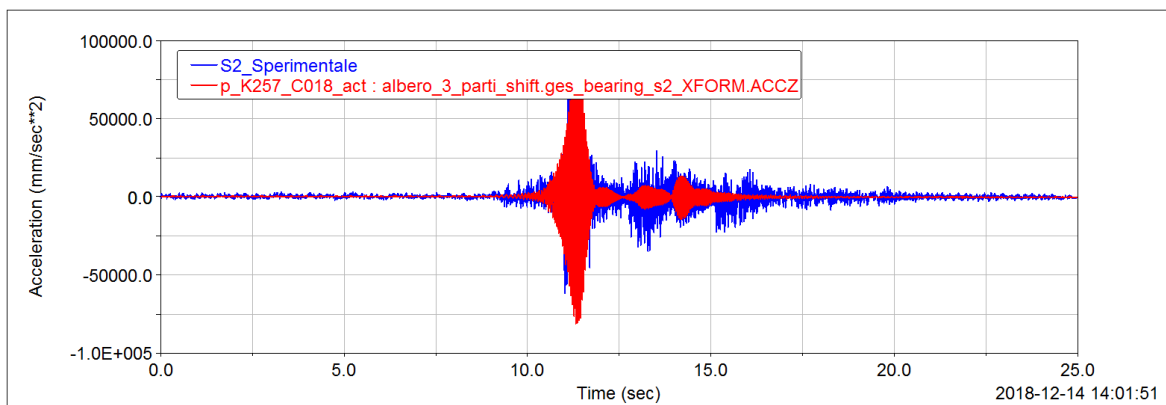


Figura 5.10-2: Risultati validazione modello – Acc.Z – supporto S2

Eseguita l'analisi modale e trovati i modi propri principali del sistema, è iniziata l'ottimizzazione dei parametri di progetto. Dopo delle analisi di riferimento, condotte in prima e sesta marcia, considerando per la sesta marcia gli angoli di progetto e per la prima angoli di progetto modificati con considerazioni sperimentali (aumento angolo τ e innalzamento ponte), sono state ottimizzate, in primo luogo, le quote lungo Z dei due supporti S1 e S2. I risultati migliori sono stati individuati per $\Delta Z_1 = 0\text{mm}$ e $\Delta Z_2 = -10\text{mm}$. In Tabella 5.10-1 sono stati confrontati i valori ottenuti dalle prove di riferimento e con la configurazione ottimizzata dopo la variazione delle quote.

Tabella 5.10-1: Confronto prove di riferimento e post ottimizzazione quote supporti

Prova	ΔF_{m1}	ΔF_{m2}	amax alb.1	amax alb.2	amax alb.3	amax ponte
-	[N]	[N]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]
Riferimento - sesta marcia	17,6	4,5	156,3	63,1	1519,2	357,9
Dopo ottimizzazione quote - sesta marcia	31,2	5,6	151,8	719,3	741,6	587,8
Riferimento - prima marcia	537,8	330,8	8,4	9,6	47,9	15,3
Dopo ottimizzazione quote - prima marcia	287,2	243,7	9,3	14,8	32,2	9,3

Per quanto riguarda la sesta marcia, nelle prove di riferimento l'accelerazione sull'albero 3 superava il limite di 1000 rad/s^2 ; dopo l'ottimizzazione le accelerazioni degli alberi 2 e ponte sono aumentate, tuttavia si è riusciti a garantire che tutti gli alberi avessero accelerazione torsionale inferiore al limite.

Per le prove in prima marcia non si è riusciti a scendere sotto il limite di 135 N , tuttavia le forze, grazie all'ottimizzazione delle quote dei supporti, sono state ridotte di circa il 46% sul supporto S1 e di circa il 26% sul supporto S2. Questa ottimizzazione è stata fatta considerando come angoli di partenza quelli di un veicolo con carico massimo ammesso. Sono stati fatti anche dei test per ottimizzare il sistema partendo da angoli tipici di una configurazione con carico a vuoto: i risultati dell'ottimizzazione sono stati differenti. Questo fa intuire come l'ottimizzazione della geometrica (vedremo successivamente che questo vale anche per l'ottimizzazione dell'angolo τ) dipende fortemente dagli angoli di partenza. Per poter quindi ottimizzare nel modo corretto il sistema, è necessario considerare più condizioni di carico. Esisterà una configurazione ottimizzata per il carico a vuoto, una per il carico distribuito e, infine, una per il carico a massimo ammesso. Le tre geometrie di ottimo saranno, con molta probabilità, differenti tra di loro, e per ottenere una configurazione accettabile sarà allora necessario considerare una situazione di compromesso tra quelle tre trovate, tenendo presente, statisticamente parlando, quanto il veicolo permane nelle condizioni di carico considerate. Questo tipo di ottimizzazione, oltre a considerare i tre casi di carico, deve tenere conto, come in questa trattazione, che per ogni assetto trovato vanno testate prima marcia, sesta marcia e, se si vuole un'ottimizzazione migliore, anche marce intermedie.

Il secondo parametro geometrico da ottimizzare è stato l'angolo al ponte τ . In questa serie di prove sono stati impostati i valori di quota dei supporti ottimi trovati precedentemente ed è stato fatto variare l'angolo τ da $\Delta\tau = -4^\circ$ a $\Delta\tau = +2^\circ$ considerando prima e sesta marcia (Figura 5.10-3, Figura 5.10-4). Sono stati trovati due valori interessanti dell'angolo τ , ovvero gli angoli corrispondenti alle prove con $\Delta\tau = 0^\circ$ e $\Delta\tau = -1^\circ$. Il primo è caratterizzato da accelerazioni più alte e forze più basse, il secondo esattamente l'opposto. Si sarebbe potuta scegliere anche una configurazione intermedia; tuttavia, per motivi logistici ed economici si è scelto di mantenere l'angolo τ di progetto, considerando quindi la configurazione per cui $\Delta\tau = 0^\circ$.

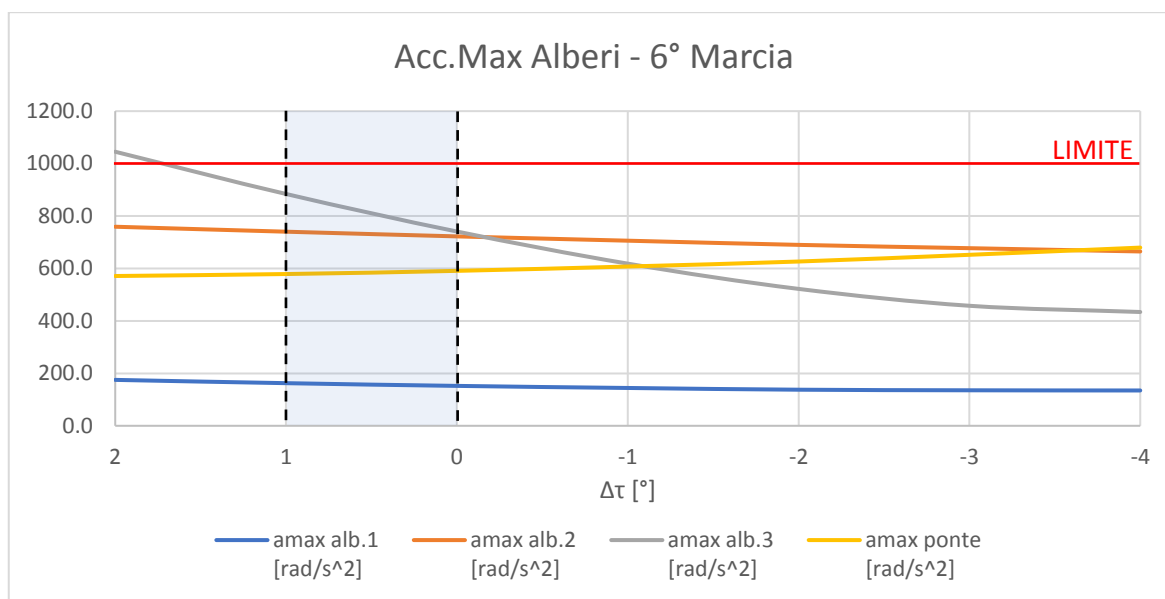


Figura 5.10-3: Risultati - ottimizzazione angolo τ - sesta marcia - 3 tronchi

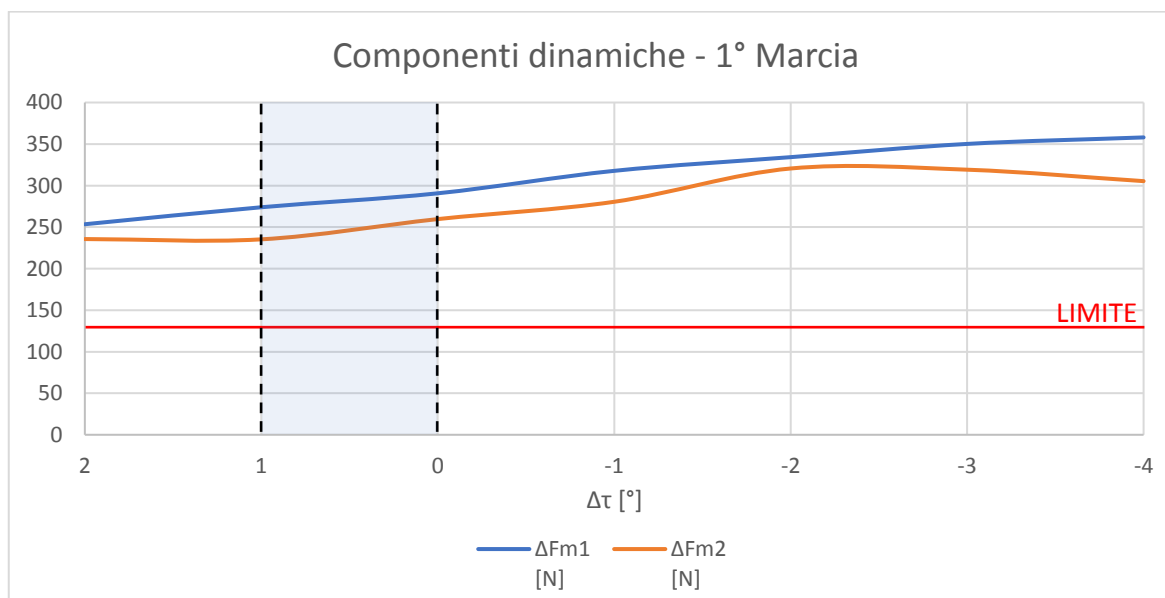


Figura 5.10-4: Risultati - ottimizzazione angolo τ - prima marcia - 3 tronchi

Impostati i parametri geometrici di ottimo, si è passati all'ottimizzazione dell'altro parametro principale su cui è facile agire: la fasatura dei giunti cardanici all'interno della linea di trasmissione.

La configurazione di progetto iniziale prevede una fasatura $\varphi = RJ - 0^\circ - 90^\circ - 0^\circ$. Su questa fasatura sono state fatte le ottimizzazioni svolte precedentemente. Partendo allora da una fasatura $\varphi = RJ - 0^\circ - 0^\circ - 0^\circ$ sono state indagate tutte le combinazioni possibili facendo variare l'angolo φ degli ultimi due giunti cardanici di 30° da 0° a 180° . Dopo aver analizzato i risultati, è stato definito un parametro adimensionale in funzione dei limiti stabiliti su tutto il campo di prova per poter individuare il punto di miglior compromesso per quanto riguarda prove in prima marcia, in sesta marcia, accelerazioni torsionali e forze dinamiche scaricate sui supporti. È stata trovata una zona, da $\varphi = RJ - 0^\circ - 0^\circ - 30^\circ$ a $\varphi = RJ - 0^\circ - 0^\circ - 150^\circ$, per cui si hanno le prestazioni migliori (vedi Figura 5.10-5).

Coefficiente rappresentativo delle accelerazioni di tutti gli alberi						
0.82	0.96	0.90	0.69	0.47	0.55	0.82
0.83	1.02	1.03	0.84	0.58	0.54	0.83
0.72	0.95	1.00	0.87	0.62	0.48	0.72
0.55	0.77	0.86	0.78	0.57	0.41	0.55
0.49	0.60	0.67	0.62	0.47	0.41	0.49
0.70	0.77	0.68	0.47	0.39	0.48	0.70
0.82	0.96	0.90	0.69	0.47	0.55	0.82

Coefficiente rappresentativo delle forze dinamiche sui supporti						
2.20	2.67	2.72	2.94	3.07	2.90	2.20
2.13	2.58	2.65	2.93	3.09	2.96	2.13
1.96	2.55	2.66	2.97	3.18	3.11	1.96
2.04	2.62	2.67	2.99	3.24	3.22	2.04
2.50	2.59	2.72	2.98	3.25	3.23	2.50
2.38	2.56	2.76	2.96	3.17	3.15	2.38
2.20	2.67	2.72	2.94	3.07	2.90	2.20

Figura 5.10-5: Zona di miglior compromesso

Sono state quindi effettuate delle altre simulazioni in quella zona aumentando la risoluzione dell'indagine, facendo variare, cioè, l'angolo φ dell'ultimo cardano di 5°. I risultati di queste analisi sono visibili in Figura 5.10-6 e Figura 5.10-7, confrontate con il limite associato ad ogni grandezza.

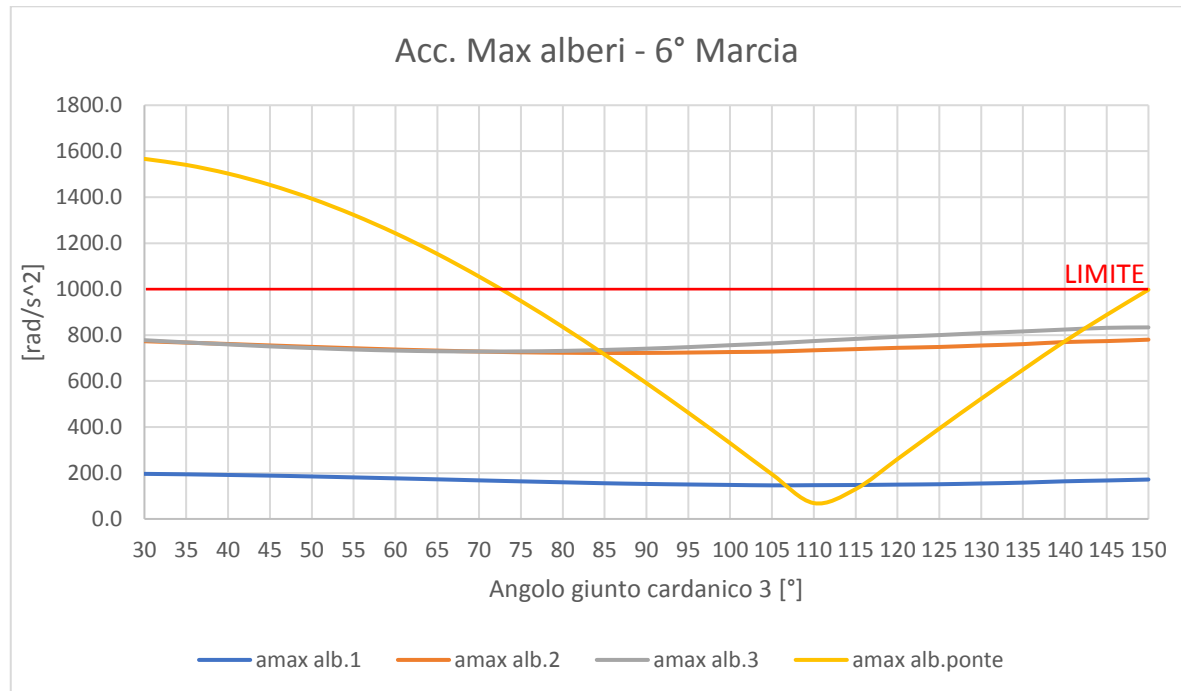


Figura 5.10-6: Risultati - ottimizzazione fasatura (zona migliore) - acc.alberi - sesta marcia - 3 tronchi

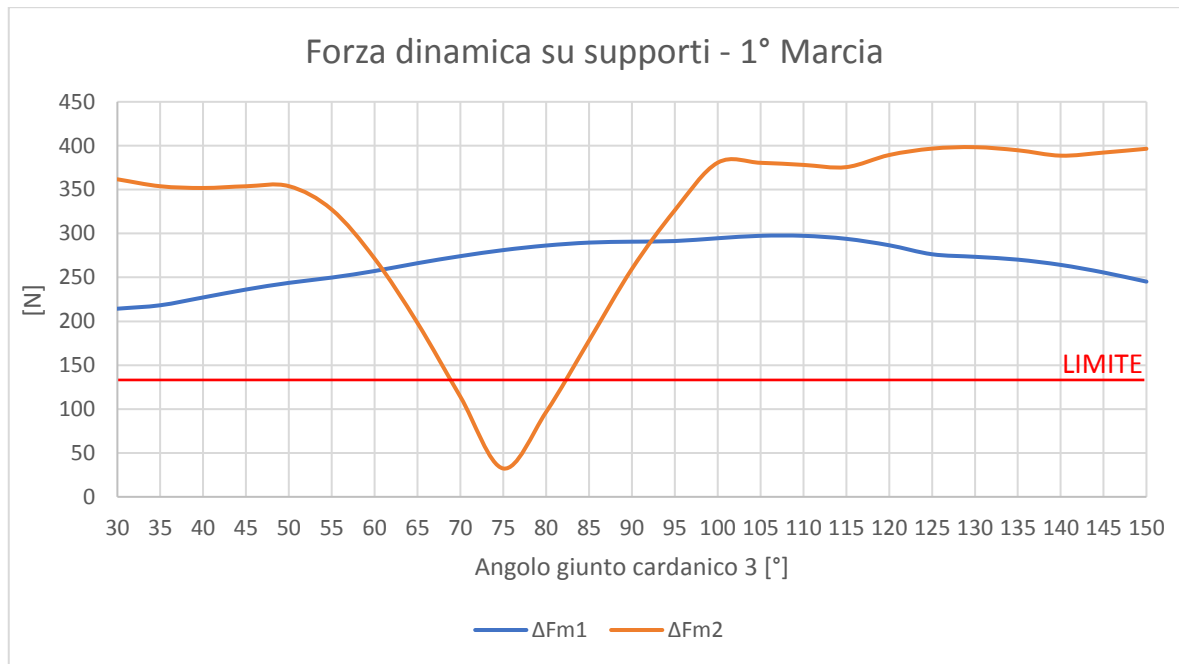


Figura 5.10-7: Risultati - ottimizzazione fasatura (zona migliore) - forze supporti - prima marcia - 3 tronchi

Si vede che la forza dinamica sul secondo supporto presenta un punto di minimo assoluto molto marcato, non visibile con le prove precedenti a $\Delta\varphi = 30^\circ$. Considerando anche che in prossimità di questo minimo le accelerazioni restano tutte sotto il limite di 1000 rad/s^2 , la fasatura finale di ottimo scelta è $\varphi = Rj - 0^\circ - 0^\circ - 75^\circ$. In Tabella 5.10-2 è stato fatto il confronto tra sistema di partenza e sistema ottimizzato nelle prove in prima e sesta marcia.

Tabella 5.10-2: Confronto prima e dopo ottimizzazione sistema

Prova	ΔF_{m1}	ΔF_{m2}	amax alb.1	amax alb.2	amax alb.3	amax ponte
-	[N]	[N]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]
Riferimento - sesta marcia	17,6	4,5	156,3	63,1	1519,2	357,9
Dopo ottimizzazione - sesta marcia	31,1	6,04	163,5	725,1	729,0	948,4
Riferimento - prima marcia	537,8	330,8	8,4	9,6	47,9	15,3
Dopo ottimizzazione - prima marcia	281,1	32,3	9,3	13,4	30,2	12,7

Tabella 5.10-3: Confronto - variazione percentuale

Prova	ΔF_{m1}	ΔF_{m2}	amax alb.1	amax alb.2	amax alb.3	amax ponte
-	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
Sesta marcia	76,8	34,4	4,6	1049,2	-52	165
Prima marcia	-47,7	-90,2	11	39,5	-37	16,8

Tabella 5.10-4: Verifica limiti stabiliti

Prova	ΔF_{m1}	ΔF_{m2}	amax alb.1	amax alb.2	amax alb.3	amax ponte
-	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
Sesta marcia	■	■	■	■	■	■
Prima marcia	■	■	■	■	■	■

■ = SOTTO IL LIMITE

■ = SOPRA IL LIMITE

Come è possibile vedere dalla Tabella 5.10-3, che rappresenta le variazioni percentuali rispetto al sistema non ottimizzato, alcune grandezze si sono ridotte, altre sono aumentate. Tuttavia, quello che è più importante notare è che, mentre nella configurazione non ottimizzata si avevano numerose grandezze sopra il limite stabilito, nella configurazione ottimizzata si è riusciti a portare tutte le grandezze al di sotto dei limiti annessi, a eccezione della forza di reazione dinamica sul supporto S1 che, in ogni caso, è stata ridotta del 47,7% (Tabella 5.10-4).

L'ultimo passaggio è stato verificare l'effettivo miglioramento delle prestazioni, inserendo in input delle curve sperimentali di coppia e velocità. Sono state inserite pertanto le curve sperimentali di una prova di accelerazione a piena mandata, in prima marcia, per carico a vuoto, carico massimo ammesso e carico distribuito (condizione intermedia). I risultati migliori sono stati riscontrati per le prove con carico distribuito e carico massimo ammesso. In Figura 5.10-8 è rappresentata l'accelerazione sul supporto S2 per la prova a carico distribuito: è evidente l'effettivo miglioramento rispetto alla configurazione iniziale (curva rossa) e una configurazione intermedia di ottimizzazione (curva blu), in quanto l'accelerazione è passata da un massimo di oscillazione di circa 75 m/s^2 a circa 10 m/s^2 .

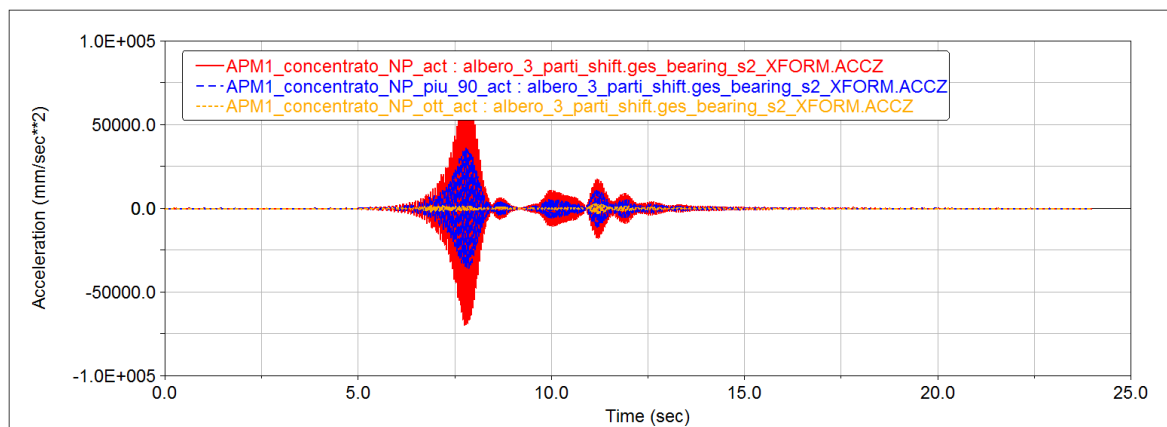


Figura 5.10-8: Risultati - confronto ottimizzazione - carico distribuito - Acc.Z supporto S2 - 3 tronchi

Per quanto riguarda le prove con carico a vuoto, si è visto che la configurazione ottimizzata era addirittura peggiorativa rispetto a quella di progetto; tuttavia, il contributo positivo legato alla fasatura dei cardani permane. I due approcci di ottimizzazione possono allora essere separati: ottimizzazione della geometria e ottimizzazione della fasatura sono due processi distinti. L'ottimizzazione della fasatura risente soltanto delle condizioni di prova, ovvero coppia, velocità e rapporto di trasmissione; quella della geometria è influenzata in modo significativo anche dagli angoli di partenza del sistema. Ogni punto di funzionamento del veicolo, in generale, è caratterizzato da angoli differenti, e pertanto la scelta della geometria deve essere fatta trovando il miglior compromesso tra le diverse condizioni di carico (da veicolo vuoto a veicolo a pieno carico con saturazione del massimo ammesso posteriore), le diverse marce e le diverse condizioni di potenza richiesta, eventualmente privilegiando le condizioni operative più frequenti.

Recentemente l'ufficio calcoli del Product Development IVECO si è ispirato alla procedura, alle condizioni di carico e alle condizioni operative per l'analisi e l'ottimizzazione degli alberi di trasmissione di una particolare versione veicolare.

Per la ricerca delle soluzioni ottimali sono stati utilizzati indici chiaramente ispirati a quelli adimensionali definiti nel paragrafo 5.7.

I risultati dell'ottimizzazione sono rappresentati in Figura 5.10-9, che riporta in ordinata il coefficiente adimensionale globale massimo per varie configurazioni e in ascissa il coefficiente adimensionale globale medio. Nell'immagine è visibile il miglioramento ottenuto attuando inizialmente l'ottimizzazione sulla quota dei supporti e sulla fasatura delle forcelle con step di 90° (freccia verde) e, successivamente, l'ottimizzazione dell'angolo τ del ponte (freccia azzurra). Per questa configurazione l'ottimizzazione "fine" dell'angolo delle forcelle ($\Delta\varphi = 5^\circ$) non fornisce miglioramenti significativi (punti blu rispetto a quelli rossi).

Se le prove sperimentali confermeranno i risultati ottenuti, verrà altresì confermata la validità e l'efficacia della metodologia di progettazione e di ottimizzazione di questo studio, che risulta potenzialmente applicabile a ogni tipologia di albero di trasmissione (a due, a tre, a quattro tronchi, con o senza rubber joint).

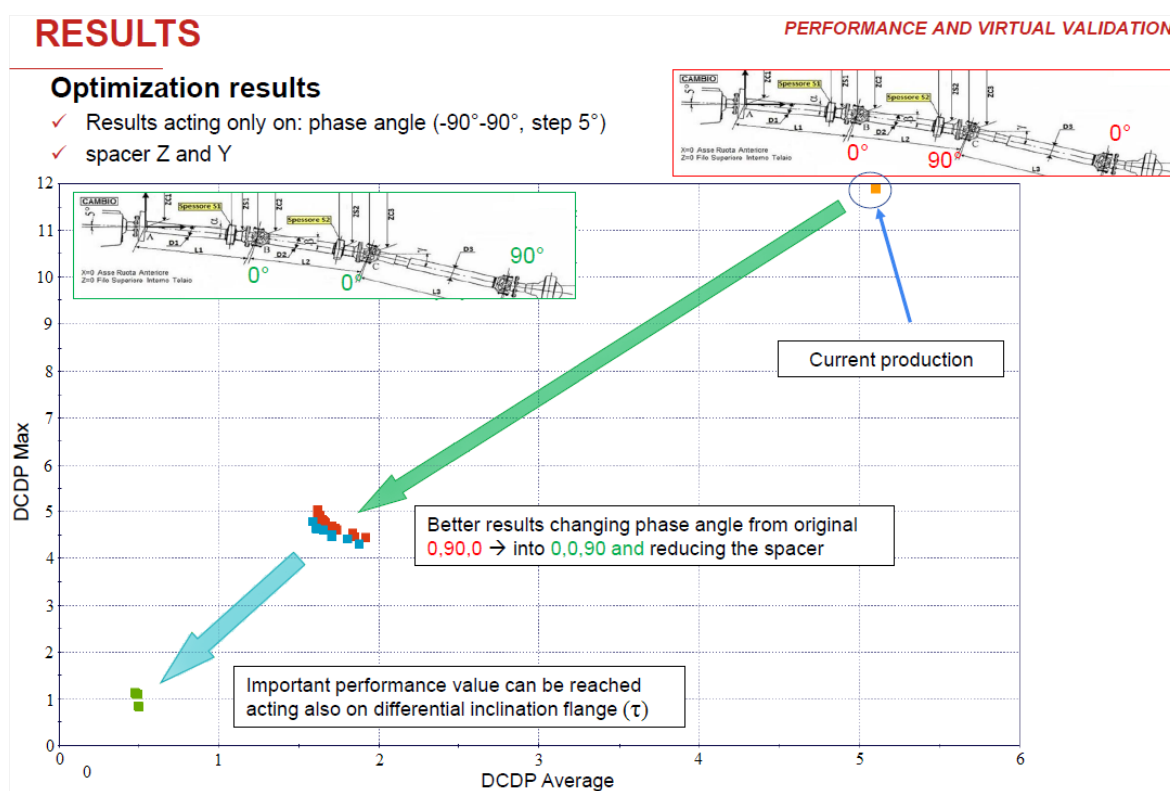


Figura 5.10-9: Ottimizzazione driveline

6. Analisi vibrazioni alberi di trasmissione in tre tronchi (quattro giunti)

Una variante del sistema a tre tronchi prevede un giunto cardanico al posto del rubber joint in prima posizione. Essendoci adesso quattro giunti cardanici le regolazioni possibili aumentano: sono possibili, per esempio, molte più combinazioni di fasatura. Questa configurazione verrà poi confrontata con quella standard, utilizzando angoli di progetto e la migliore fasatura del tipo 0-90, in quanto una regolazione molto semplice da effettuare. Per poter fare tuttavia un paragone più appropriato è necessario trovare la fasatura migliore per il sistema con quattro cardani, in quanto non esistono istruzioni progettuali specifiche per questo sistema.

6.1 Ottimizzazione fasatura

L'ottimizzazione della fasatura per questo sistema è stata fatta considerando, come fatto finora, prove in prima e sesta marcia. In prima marcia gli angoli sono stati modificati considerando alzamento dei semiassi e beccheggio del ponte a causa del trasferimento di carico e della coppia resistente. È stata studiata la fasatura considerando una condizione di partenza di $\varphi = 0^\circ - 0^\circ - 0^\circ - 0^\circ$ e simulando tutte le 16 combinazioni possibili di fasatura utilizzando un passo di $\Delta\varphi = 90^\circ$. I risultati della simulazione sono elencati in Tabella 6.1-1 per la sesta marcia e in Tabella 6.1-2 per la prima marcia.

Tabella 6.1-1: Risultati - ottimizzazione fasatura- sesta marcia - 3 tronchi (4 giunti cardanici)

Sesta marcia										
Prova	Fasatura				ΔF_{m1}	ΔF_{m2}	amax alb.1	amax alb.2	amax alb.3	amax ponte
-	[°]				[N]	[N]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]
1	0	0	0	0	0,4	1,2	93,5	356,7	1697,2	2819,5
2	0	0	0	90	0,6	3,0	78,8	315,6	1647,1	562,0
3	0	0	90	0	5,1	3,6	91,6	229,7	1126,9	170,8
4	0	0	90	90	5,3	1,4	110,8	238,4	1167,5	2305,3
5	0	90	0	0	4,2	1,5	83,1	79,2	1301,8	2447,2
6	0	90	0	90	3,9	3,6	78,3	89,0	1267,1	150,1
7	0	90	90	0	1,6	3,0	114,2	264,6	1514,8	494,9
8	0	90	90	90	1,6	1,1	134,7	316,1	1564,8	2683,2
9	90	0	0	0	1,6	1,0	134,6	316,4	1566,4	2683,0
10	90	0	0	90	1,6	3,0	114,2	264,6	1514,7	495,1
11	90	0	90	0	3,9	3,6	78,4	89,0	1269,1	151,1
12	90	0	90	90	4,2	1,5	83,2	79,1	1301,7	2447,1
13	90	90	0	0	5,3	1,4	110,8	238,6	1167,5	2305,5
14	90	90	0	90	5,1	3,6	91,5	228,9	1127,0	170,6
15	90	90	90	0	0,6	3,0	78,7	315,6	1647,1	562,0
16	90	90	90	90	0,4	1,2	92,1	354,2	1691,0	2820,3

Tabella 6.1-2: Risultati - ottimizzazione fasatura- prima marcia - 3 tronchi (4 giunti cardanici)

Prima marcia										
Prova	Fasatura				ΔF_{m1}	ΔF_{m2}	amax alb.1	amax alb.2	amax alb.3	amax ponte
-	[°]				[N]	[N]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]
17	0	0	0	0	291,6	386,0	2,0	6,0	49,3	87,9
18	0	0	0	90	154,4	364,7	1,7	5,6	48,4	13,7
19	0	0	90	0	410,6	361,1	1,9	6,2	39,7	13,9
20	0	0	90	90	415,1	388,5	2,5	6,1	39,2	78,5
21	0	90	0	0	397,5	382,2	1,2	3,1	42,8	82,3
22	0	90	0	90	395,9	360,1	2,9	4,8	43,3	15,6
23	0	90	90	0	278,6	368,9	1,7	3,0	45,5	10,8
24	0	90	90	90	317,0	393,1	3,7	5,5	47,0	85,4
25	90	0	0	0	314,6	393,2	3,7	5,5	46,9	85,4
26	90	0	0	90	279,2	370,9	1,7	3,0	45,6	10,8
27	90	0	90	0	394,6	359,1	2,8	4,8	43,2	15,5
28	90	0	90	90	398,8	382,8	1,2	3,1	42,8	82,2
29	90	90	0	0	416,2	386,9	2,5	6,1	39,1	78,6
30	90	90	0	90	409,5	361,8	1,9	6,1	39,7	13,9
31	90	90	90	0	154,8	362,9	1,7	5,6	48,3	13,7
32	90	90	90	90	297,2	386,4	2,0	6,0	49,3	87,8

Per la scelta della fasatura di miglior compromesso è stato utilizzato il metodo del coefficiente adimensionale seguendo i seguenti passaggi:

- divisione valori di forze per il limite individuato per le forze;
- divisione valori delle accelerazioni per il limite individuato per le accelerazioni;
- media dei coefficienti ottenuti tra forze sul supporto S1 e S2;
- media dei coefficienti ottenuti tra le accelerazioni degli alberi;
- media dei coefficienti tra forze e accelerazioni;
- media dei coefficienti tra prima e sesta marcia;
- scelta del valore più basso.

Secondo questo metodo la fasatura migliore è risultata essere quella con $\varphi = 0^\circ - 0^\circ - 0^\circ - 90^\circ$ (che coincide con $\varphi = 90^\circ - 90^\circ - 90^\circ - 0^\circ$).

6.2 Confronto prove prima e sesta con configurazione con rubber joint

Ottenuta la fasatura migliore per il sistema con quattro giunti cardanici, può essere fatto il confronto con il sistema a tre alberi e rubber joint. Il confronto, per le due configurazioni, viene fatto con angoli assoluti uguali degli alberi e con condizioni di prova uguali, cioè coppia e velocità. Le prove saranno fatte con in input la rampa di velocità standard finora utilizzata (Figura 6.2-1) e coppia costante. In output vengono monitorate le forze dinamiche sui supporti S1 e S2 e le accelerazioni torsionali degli alberi. In Tabella 6.2-1 sono riassunti i dati di input delle prove, assegnando alle configurazioni delle prove una lettera identificativa. In Tabella 6.2-2 sono elencati infine i risultati delle prove effettuate con le relative lettere identificative della configurazione considerata.

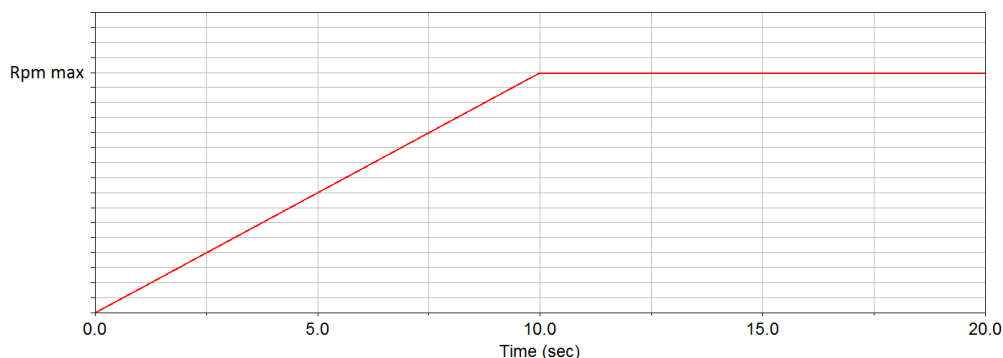


Figura 6.2-1: Rampa input velocità angolare motore

Tabella 6.2-1: Input - confronto rubber joint vs. giunto cardanico - 3 tronchi (4 giunti cardanici)

Prova	Marcia	Rapporto trasmissione	Rubber Joint	Fasatura				Coppia albero	Giri max albero	Lettera ID
-	-	-	-	[°]				[Nm]	[rpm]	-
1	sesta	0,791	SI	RJ	0	0	90	250	4600	A
2	sesta	0,791	NO	0	0	0	90	250	4600	B
3	prima	5,375	SI	RJ	0	0	90	2100	600	C
4	prima	5,375	NO	0	0	0	90	2100	600	D

Tabella 6.2-2: Risultati - confronto rubber joint vs. giunto cardanico - 3 tronchi (4 giunti cardanici)

Prova	Lettera ID	ΔF_{m1}	ΔF_{m2}	amax alb.1	amax alb.2	amax alb.3	amax ponte
-	-	[N]	[N]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]	[rad/s ²]
1	A	30,7	6,7	196,1	417,7	1530,6	573,9
2	B	0,6	3,0	78,8	315,6	1647,1	562,0
3	C	286,8	375,3	8,5	9,9	50,2	18,4
4	D	154,3	364,7	1,7	5,6	48,4	13,7

Osservando i risultati si vede che la configurazione B è ovunque migliore rispetto alla A, eccezion fatta per l'accelerazione torsionale dell'albero in terza posizione che è più alta del 7% circa rispetto alla configurazione A. Per quanto riguarda le prove in prima marcia, invece, la configurazione D è migliore della C per tutte le grandezze esaminate. Per queste prove si vede che, effettivamente, utilizzare alberi di trasmissione senza rubber joint porta alla riduzione delle sollecitazioni. Il sistema con quattro cardani ha anche altri vantaggi: i suoi parametri di progetto possono avere un campo di variazione maggiore in quanto l'angolo del primo albero non è più così vincolato dalla flessione longitudinale massima del rubber joint e, essendoci quattro giunti cardanici, le combinazioni possibili di fasatura sono esponenzialmente maggiori rispetto al sistema con tre giunti cardanici, rendendo possibile una potenziale ottimizzazione degli angoli φ che potrebbe portare a notevoli riduzioni delle sollecitazioni. Va detto tuttavia che il rubber joint assolve anche ad altri scopi come quello di smorzare le vibrazioni assiali generate dal motore in particolari condizioni di carico, di cui non si è tenuto conto poiché non inerenti al tipo di sollecitazioni vibrazionali considerate in questa trattazione. Si è dimostrato quindi che vale la pena indagare con prove più approfondite sul confronto tra sistema con quattro cardani e sistema con rubber joint, considerando altre sorgenti di sollecitazioni della driveline e altre grandezze di controllo.

Conclusioni

Lo scopo di questo studio è stato quello di definire una metodologia di progettazione per le trasmissioni cardaniche di veicoli commerciali leggeri, in modo da ridurre le sollecitazioni causate da eccitazioni vibrazionali.

Per prima cosa, sono state studiate queste eccitazioni vibrazionali applicando una metodologia analitica, definendo eccitazioni torsionali, eccitazioni d'inerzia e coppie secondarie. Ogni tipo di sollecitazione ha caratteristiche differenti ed eccita il sistema sotto determinate condizioni. Le eccitazioni torsionali agiscono a velocità di rotazione degli alberi bassa e coppia alta; le eccitazioni d'inerzia sono preponderanti in condizioni di elevata velocità di rotazione; infine le coppie secondarie hanno un'importanza primaria quando la coppia applicata all'albero assume valori elevati.

Contestualmente alle formule per il calcolo analitico sono stati definiti dei limiti empirici per quanto riguarda queste sollecitazioni, in particolare si ha che le forze scaricate sui generici supporti a causa delle coppie secondarie non devono essere superiori a 135 N; le accelerazioni d'inerzia, in condizioni di velocità elevata, non devono superare i 1000 rad/s^2 ; le accelerazioni torsionali devono essere, infine, inferiori a 400 rad/s^2 .

Terminata la parte analitica, ci si è soffermati sulla creazione di un modello multibody, tramite l'ausilio del software Adams, modellando geometria e componenti del sistema per due configurazioni principali: driveline con due alberi e driveline con tre alberi. I punti principali di indagine che sono stati utilizzati nella maggior parte della trattazione sono prima marcia, con coppia alta e velocità bassa; sesta marcia, con coppia bassa e velocità elevata; punto intermedio in quarta marcia.

Nel capitolo 3 è stata svolta la prima parte dello studio vero e proprio: analizzare i fenomeni vibratorii cercando di scindere i loro effetti sulla driveline e, soprattutto, osservare come essi siano influenzati dalle variazioni dei parametri di progetto su un sistema semplice di trasmissione a due tronchi. Si è trovata una correlazione tra i risultati ottenuti analiticamente e quelli ottenuti con il modello: le componenti medie non sono direttamente influenzate da coppia e velocità, sono influenzate dalla geometria del sistema e aumentano linearmente con l'incremento degli angoli relativi tra i tronchi di albero; le componenti dinamiche sono anch'esse influenzate dalla coppia applicata all'albero e dalla sua velocità angolare, dipendono linearmente dalla coppia e in modo quadratico dalla velocità di rotazione dell'albero, aumentano linearmente con l'incremento della coppia ed esponenzialmente con l'incremento della velocità di rotazione, sono infine influenzate dalle componenti medie della forza.

Compresi i fenomeni vibratorii si è passati, nel capitolo 4, allo studio della linea di trasmissione con due alberi, concentrandosi non più sui fenomeni vibratorii ma su come essi sollecitano il sistema. Sono stati utilizzati dei dati di input più attinenti alle prove d'interesse facendo variare i parametri su cui è realmente possibile agire considerando campi di variazione verosimili. Da questo studio è stato visto che è importante valutare i risultati delle prove in relazione alle condizioni di prova; infatti per le prove in prima marcia devono essere analizzate le forze scaricate sui supporti, per quelle in sesta marcia vanno esaminate le accelerazioni torsionali degli alberi della trasmissione, per le prove intermedie è opportuno controllare tutte le grandezze individuate per prima e sesta marcia. I risultati delle prove hanno mostrato che, dove il contributo della coppia è primario, per lo

più in prima marcia, le forzanti dinamiche sono paragonabili ai limiti stabiliti; dove, invece, la velocità è alta, le accelerazioni torsionali sono di entità paragonabile ai limiti identificati per le prove in sesta marcia. È stato studiato anche l'effetto della fasatura dei giunti cardanici: scegliendo una fasatura errata il sistema viene sollecitato molto più che con una fasatura ottimale. È importante, quindi, tenere conto di questo parametro poiché è molto influente e ha il vantaggio di essere indipendente dalla regolazione degli altri parametri.

Compresa la relazione tra fenomeni vibratorii e parametri di progetto, si è passati, nel capitolo 5 allo studio della trasmissione con tre alberi, rubber joint iniziale e tre giunti cardanici. Su questa driveline è stato svolto un processo di ottimizzazione dei parametri in modo da ridurre al minimo le sollecitazioni vibrazionali. Per fare ciò è stato necessario prima di tutto validare il modello con delle curve sperimentali ottenute da dei test su un veicolo strumentato con lo stesso tipo di trasmissione. Una volta validato il modello, il sistema è stato ottimizzato e, infine, è stato eseguito un confronto tra sistema di partenza e sistema ottimizzato, inserendo come input le curve di coppia e velocità provenienti dalle prove sperimentali.

L'esito dell'ottimizzazione è stato positivo: si è riusciti a ridurre notevolmente la forza scaricata sul secondo supporto, portandola sotto la soglia massima; le accelerazioni torsionali degli alberi sono state portate tutte sotto il limite; anche se non si è riusciti a portare sotto il limite la forza di reazione del primo supporto, questa è stata ridotta di quasi il 50%. Va sottolineato che il processo di ottimizzazione è stato condotto partendo da una configurazione degli alberi ben precisa, cioè quella legata al veicolo con carico massimo ammesso. Da prove fatte partendo da altre condizioni di carico sono stati ottenuti dei valori finali di ottimo differenti, perché l'ottimizzazione della geometria (quote dei supporti ed angolo al ponte) è fortemente dipendente dalla condizione di partenza. Per poter fare allora un'ottimizzazione completa ed efficiente va trovata una condizione di compromesso tra tutti i casi di carico possibili, in più punti possibili di lavoro del veicolo (prima, sesta e altre) e va scelta un'impostazione dei parametri che sia universalmente accettabile. L'ottimizzazione della fasatura dei giunti cardanici invece è separata da quella geometrica e può essere svolta indipendentemente dalle condizioni di carico. Lo studio sulla fasatura ha dimostrato che esistono delle fasature intermedie per angoli che non siano multipli di 90° migliori di quelle standard a $\Delta\varphi = 90^\circ$.

Nel capitolo 6 è stata studiata una variante del sistema a tre tronchi che prevede la sostituzione del primo giunto cardanico con un rubber joint. Dai test è risultato un miglioramento delle prestazioni togliendo il rubber joint, ma non è possibile dire con certezza che sia la configurazione migliore in quanto il giunto elastico assolve anche ad altri compiti non indagati. Può essere interessante approfondire questo studio considerando altre sorgenti di sollecitazioni della driveline e altre grandezze di controllo.

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1.1-1: CAD driveline - 2 tronchi	5
Figura 1.1-2: Disegno assieme alberi, cardani, supporto	5
Figura 1.1-3: Schema supporto elastico	6
Figura 1.1-4: Rubber joint - Disegno costruttivo	7
Figura 1.1-5: Rubber joint	7
Figura 1.1-6: Oscillazioni di velocità angolare - Rubber joint	8
Figura 1.1-7: FFT velocità angolare primo albero - Rubber joint	8
Figura 1.2-1: Giunto cardanico	9
Figura 1.2-2: Cinematica giunto cardanico	10
Figura 1.3-1: Programma Excel di verifica driveline	13
Figura 1.4-1: sistema a 3 giunti - inerzia	16
Figura 1.4-2: Forza generica (FRS - FRD)	18
Figura 1.4-3: Sistema di alberi paralleli con giunti paralleli	20
Figura 1.4-4: Sistema di alberi paralleli con giunti incrociati	20
Figura 1.4-5: Driveline 3 giunti	21
Figura 2.1-1: Assieme driveline - schema	23
Figura 2.1-2: Gruppo motore anteriore	24
Figura 2.1-3: Gruppo attuatori posteriore	24
Figura 2.1-4: Trasmissione a due alberi	26
Figura 2.1-5: Trasmissione a tre alberi	26
Figura 2.1-6: Componente media e componente dinamica forza	28
Figura 2.1-7: Sistema di riferimento relativo – supporto/bushing	28
Figura 2.1-8: Angolo ϕ software per giunti cardanici	28
Figura 2.2-1: Supporto albero	29
Figura 2.2-2: Caratteristica di rigidezza del supporto	29
Figura 2.2-3: Schema supporto per calcolo analitico rigidezza	30
Figura 2.3-1: Caratteristica motore	32
Figura 2.3-2: Curve di coppia applicate agli alberi	33
Figura 2.3-3: Curve di coppia applicate agli alberi in scala logaritmica	34
Figura 2.3-4: Dati sperimentali coppia albero e velocità veicolo	34
Figura 2.3-5: Dati sperimentali beccheggio e rollio ponte	35
Figura 2.4-1: FFT forza sul supporto - analisi preliminari - modello semplificato	36
Figura 3-1: Rampa input velocità angolare motore	37
Figura 3.1-1: Notazione angoli - 2 tronchi	38
Figura 3.2.1-1: Risultati - Componenti medie - velocità alta e coppie variabili (vibrazioni) - 2 tronchi	40
Figura 3.2.1-2: Risultati - Componenti dinamiche - velocità alta e coppie variabili (vibrazioni) - 2 tronchi	40
Figura 3.2.2-1: Risultati - Componenti medie - velocità variabile e coppia alta (vibrazioni) - 2 tronchi	41
Figura 3.2.2-2: Risultati - Componenti dinamiche - velocità variabile e coppia alta (vibrazioni) - 2 tronchi	42
Figura 3.2.2-3: Curve di tendenza componenti dinamiche	42
Figura 3.2.3-1: Risultati - Componenti medie - velocità fissa e coppia variabile (vibrazioni) - 2 tronchi	44
Figura 3.2.3-2: Risultati - Componenti dinamiche - velocità fissa e coppia variabile (vibrazioni) - 2 tronchi	44
Figura 3.2.3-3: Risultati - Componenti medie - velocità variabile e coppia fissa (vibrazioni) - 2 tronchi	45
Figura 3.2.3-4: Risultati - Componenti dinamiche - velocità variabile e coppia fissa (vibrazioni) - 2 tronchi	45
Figura 3.2.4-1: Risultati - Componenti medie - angolo variabile (vibrazioni) - 2 tronchi	47
Figura 3.2.4-2: Risultati - Componenti dinamiche - angolo variabile (vibrazioni) - 2 tronchi	47
Figura 3.2.4-3: Risultati - F_y - angolo variabile (vibrazioni) - 2 tronchi	48
Figura 3.3-1: Confronto F_x vs. F_y	49
Figura 4.1-1: Esempio fenomeno "picco"	50
Figura 4.1-2: Prove in 1°, 4° e 6° marcia	51
Figura 4.1-3: Grafico F_m - rpm albero condotto	51
Figura 4.1-4: Modo 24.31 Hz – 2 tronchi	52
Figura 4.1-5: Modo 154.53 Hz - 2 tronchi	52
Figura 4.1-6: Modo 207.63 Hz - 2 tronchi	53
Figura 4.1-7: Modo 526.77 Hz - 2 tronchi	53
Figura 4.1-8: Prove a rigidezza variabile	54
Figura 4.1-9: Grafico velocità di picco - rigidezza	55
Figura 4.1-10: Rigidezza e smorzamento supporto - dopo abbattimento risonanza	56
Figura 4.1-11: Confronto rigidezze con rigidezza scelta	56
Figura 4.1-12: Analisi modale CATIA - 2 tronchi	57
Figura 4.1-13: Dettaglio analisi modale CATIA - 2 tronchi	57

Figura 4.3-1: Punti caratteristici di indagine - 2 tronchi	59
Figura 4.4-1: Risultati - analisi 3 punti funzionamento motore - 2 tronchi	61
Figura 4.5-1: Risultati - analisi 3 punti funzionamento motore (angoli modificati) - 2 tronchi	63
Figura 4.6.2-1: Risultati - influenza quota supporto - Fm - prima marcia - 2 tronchi	66
Figura 4.6.2-2: Risultati - influenza quota supporto - acc. max alberi - prima marcia - 2 tronchi	66
Figura 4.6.2-3: Risultati - influenza quota supporto - Fm - sesta marcia - 2 tronchi	66
Figura 4.6.2-4: Risultati - influenza quota supporto - acc. max alberi - sesta marcia - 2 tronchi	67
Figura 4.6.3-1: Risultati influenza angolo τ - forze sul supporto - sesta marcia	68
Figura 4.6.3-2: Risultati influenza angolo τ - accelerazione torsionali alberi - sesta marcia	69
Figura 4.6.3-3: Risultati influenza angolo τ - forze sul supporto - prima marcia	69
Figura 4.6.3-4: Risultati influenza angolo τ - accelerazione torsionali alberi - prima marcia	69
Figura 4.6.4-1: Risultati - influenza fasatura 90° - 2 tronchi - forze sul supporto - sesta marcia	71
Figura 4.6.4-2: Risultati - influenza fasatura 90° - 2 tronchi - accelerazioni torsionali - sesta marcia	71
Figura 4.6.4-3: Risultati - influenza fasatura 90° - 2 tronchi - accelerazioni torsionali - sesta marcia	72
Figura 4.6.4-4: Risultati - influenza fasatura 90° - 2 tronchi - accelerazioni torsionali - prima marcia	72
Figura 4.6.5-1: Esempio matrice	73
Figura 4.6.5-2: Risultati - influenza fasatura 15° - sesta marcia - componente dinamica Fm	74
Figura 4.6.5-3: Risultati - influenza fasatura 15° - sesta marcia - accelerazione albero 1	75
Figura 4.6.5-4: Risultati - influenza fasatura 15° - sesta marcia - accelerazione albero 2	75
Figura 4.6.5-5: Risultati - influenza fasatura 15° - sesta marcia - accelerazione albero ponte	75
Figura 4.6.5-6: Risultati - influenza fasatura 15° - prima marcia - componente dinamica Fm	76
Figura 4.6.5-7: Risultati - influenza fasatura 15° - prima marcia - accelerazione albero 1	76
Figura 4.6.5-8: Risultati - influenza fasatura 15° - prima marcia - accelerazione albero 2	76
Figura 4.6.5-9: Risultati - influenza fasatura 15° - prima marcia - accelerazione albero ponte	77
Figura 4.6.5-10: Matrice componente dinamica Fm - influenza fasatura 15° - prima marcia - 2 tronchi	77
Figura 4.6.5-11: Matrice amax albero ponte - influenza fasatura 15° - sesta marcia - 2 tronchi	78
Figura 4.7.1-1: Caratteristica rubber joint	79
Figura 4.7.3-1: Risultati - influenza quota supporto - Fm - prima marcia - 2 tronchi + RJ	81
Figura 4.7.3-2: Risultati - influenza quota supporto - acc. max alberi - prima marcia - 2 tronchi + RJ	82
Figura 4.7.3-3: Risultati - influenza quota supporto - Fm - sesta marcia - 2 tronchi + RJ	82
Figura 4.7.3-4: Risultati - influenza quota supporto - acc. max alberi - sesta marcia - 2 tronchi + RJ	82
Figura 4.7.4-1: Risultati influenza angolo τ - forze sul supporto - sesta marcia + RJ	84
Figura 4.7.4-2: Risultati influenza angolo τ - accelerazione torsionali alberi - sesta marcia + RJ	84
Figura 4.7.4-3: Risultati influenza angolo τ - forze sul supporto - prima marcia + RJ	84
Figura 4.7.4-4: Risultati influenza angolo τ - accelerazione torsionali alberi - prima marcia + RJ	85
Figura 4.7.6-1: Risultati - prove sfasamento 5° - Fm - sesta marcia - 2 tronchi + RJ	87
Figura 4.7.6-2: Risultati - prove sfasamento 5° - acc. max alberi - sesta marcia - 2 tronchi + RJ	87
Figura 4.7.6-3: Risultati - prove sfasamento 5° - Fm - prima marcia - 2 tronchi + RJ	88
Figura 4.7.6-4: Risultati - prove sfasamento 5° - acc. max alberi - prima marcia - 2 tronchi + RJ	88
Figura 4.8-1: Fasatura 0-90 / Forze sul supporto - sesta marcia	90
Figura 4.8-2: Fasatura 0-90 / Accelerazioni torsionali - sesta marcia	90
Figura 4.8-3: Fasatura 0-90 / Forze sul supporto - prima marcia	90
Figura 4.8-4: Fasatura 0-90 / Accelerazioni torsionali - prima marcia	91
Figura 4.8-5: Fasatura 0-15-180 / Fm dinamica - prima marcia	92
Figura 4.8-6: Fasatura 0-15-180 / Acc. max albero ponte - sesta marcia	92
Figura 4.8-7: Angolo τ / Forze sul supporto - sesta marcia	93
Figura 4.8-8: Angolo τ / Accelerazione torsionali alberi - sesta marcia	93
Figura 4.8-9: Angolo τ / Forze sul supporto - prima marcia	93
Figura 4.8-10: Angolo τ / Accelerazione torsionali alberi - prima marcia	94
Figura 4.8-11: Quota supporto / Forze sul supporto - sesta marcia	94
Figura 4.8-12: Quota supporto / Accelerazione torsionali alberi - sesta marcia	95
Figura 4.8-13: Quota supporto / Forze sul supporto - prima marcia	95
Figura 4.8-14: Quota supporto / Accelerazione torsionali alberi - prima marcia	95
Figura 4.8-15: velocità angolari - configurazione 3 cardani	97
Figura 4.8-16: velocità angolari - configurazione con rubber joint	97
Figura 4.8-17: Forza dinamica risultante - prove sfasamento 0-5-180 - Rubber Joint	98
Figura 4.8-18: Accelerazioni torsionali - prove sfasamento 0-5-180 - Rubber Joint	98
Figura 4.8-19: Forza dinamica risultante - variazione angolo τ - sesta marcia - Rubber Joint	99
Figura 4.8-20: Accelerazioni torsionali - variazione angolo τ - sesta marcia - Rubber Joint	99
Figura 4.8-21: Forza dinamica risultante - variazione angolo τ - prima marcia - Rubber Joint	99
Figura 4.8-22: Accelerazioni torsionali - variazione angolo τ - prima marcia - Rubber joint	100
Figura 4.8-23: Forza dinamica risultante - variazione quota supporto - sesta marcia - Rubber Joint	100

Figura 4.8-24: Accelerazioni torsionali - variazione quota supporto – sesta marcia - Rubber Joint	100
Figura 4.8-25: Forza dinamica risultante - variazione quota supporto – prima marcia - Rubber Joint	101
Figura 4.8-26: Accelerazioni torsionali - variazione quota supporto – prima marcia - Rubber Joint	101
Figura 5.1-1: Vista dall'alto - angolo su piano XY - 3 tronchi	103
Figura 5.2-1: Acc_Z - Giunto 1 - APM1_vuoto	103
Figura 5.2-2: Acc_Z - Giunto 2 - APM1_vuoto	104
Figura 5.2-3: Risultati - analisi FEM - distribuzione masse – 3 tronchi	104
Figura 5.2-4: Risultati - prova statica - reazioni sui supporti - 3 tronchi	105
Figura 5.2-5: Input sperimentale - velocità angolare albero - APM1 - vuoto	105
Figura 5.2-6 Input sperimentale - coppia albero - APM1 - vuoto	106
Figura 5.2-7: Validazione modello - confronto Acc_Z_S1 - rigidezza 275 N/mm	106
Figura 5.2-8: Validazione modello - confronto Acc_Z_S2 - rigidezza 275 N/mm	106
Figura 5.2-9: Validazione modello - confronto Acc_Z_S1 - rigidezza 265 N/mm	107
Figura 5.2-10: Validazione modello - confronto Acc_Z_S2 - rigidezza 265 N/mm	107
Figura 5.2-11: Rigidezza supporti validata	107
Figura 5.3-1: Modo 22,74 Hz – 3 tronchi	108
Figura 5.3-2: Modo 41,16 Hz - 3 tronchi	109
Figura 5.3-3: Modo 162,99 Hz - 3 tronchi	109
Figura 5.3-4: Modo 176,55 Hz - 3 tronchi	110
Figura 5.3-5: Modo 474,84 Hz - 3 tronchi	110
Figura 5.5-1: Risultati - ottimizzazione quote S1 e S2 - sesta marcia - 3 tronchi	112
Figura 5.5-2: Risultati - ottimizzazione quote S1 e S2 - prima marcia - 3 tronchi	112
Figura 5.6-1: Risultati - ottimizzazione angolo τ - sesta marcia - 3 tronchi	114
Figura 5.6-2: Risultati - ottimizzazione angolo τ - prima marcia - 3 tronchi	115
Figura 5.7-1: Risultati - ottimizzazione fasatura - Acc.1 - sesta marcia - 3 tronchi	116
Figura 5.7-2: Risultati - ottimizzazione fasatura - Acc.2 - sesta marcia - 3 tronchi	117
Figura 5.7-3: Risultati - ottimizzazione fasatura - Acc.3 - sesta marcia - 3 tronchi	117
Figura 5.7-4: Risultati - ottimizzazione fasatura - Acc.Ponte – sesta marcia - 3 tronchi	118
Figura 5.7-5: Risultati - ottimizzazione fasatura - $\Delta Fm1$ - prima marcia - 3 tronchi	118
Figura 5.7-6: Risultati - ottimizzazione fasatura – $\Delta Fm2$ – prima marcia - 3 tronchi	119
Figura 5.7-7: Coefficienti adimensionali per scelta punto di ottimo	120
Figura 5.8-1: Risultati - ottimizzazione fasatura (zona migliore) - acc.alberi - sesta marcia - 3 tronchi	121
Figura 5.8-2: Risultati - ottimizzazione fasatura (zona migliore) - forze supporti - prima marcia - 3 tronchi	121
Figura 5.9-1: Risultati - confronto ottimizzazione - Acc.Z supporto S1 - 3 tronchi	123
Figura 5.9-2: Risultati - confronto ottimizzazione - Acc.Z supporto S2 - 3 tronchi	123
Figura 5.10-1: Risultati validazione modello – Acc.Z – supporto S1	124
Figura 5.10-2: Risultati validazione modello – Acc.Z – supporto S2	124
Figura 5.10-3: Risultati - ottimizzazione angolo τ - sesta marcia - 3 tronchi	126
Figura 5.10-4: Risultati - ottimizzazione angolo τ - prima marcia - 3 tronchi	126
Figura 5.10-5: Zona di miglior compromesso	127
Figura 5.10-6: Risultati - ottimizzazione fasatura (zona migliore) - acc.alberi - sesta marcia - 3 tronchi	127
Figura 5.10-7: Risultati - ottimizzazione fasatura (zona migliore) - forze supporti - prima marcia - 3 tronchi	128
Figura 5.10-8: Risultati - confronto ottimizzazione - carico distribuito - Acc.Z supporto S2 - 3 tronchi	129
Figura 5.10-9: Ottimizzazione driveline	130
Figura 6.2-1: Rampa input velocità angolare motore	133

INDICE DELLE TABELLE

Tabella 2.2-1: Rigidezze supporto	32
Tabella 2.3-1: Rapporti di trasmissione	33
Tabella 3.1-1: Dati input - statica (vibrazioni) - 2 tronchi	38
Tabella 3.2.1-1: Dati input - velocità alta e coppie variabili (vibrazioni) - 2 tronchi	39
Tabella 3.2.2-1: Dati input - velocità variabile e coppia alta (vibrazioni) - 2 tronchi	41
Tabella 3.2.3-1: Dati input - velocità fissa e coppia variabile (vibrazioni) - 2 tronchi	43
Tabella 3.2.3-2: Dati input - velocità variabile e coppia fissa (vibrazioni) - 2 tronchi	43
Tabella 3.2.4-1: Dati input - angolo variabile (vibrazioni) - 2 tronchi	46
Tabella 4.1-1: Valori rigidezza e smorzamento supporto - abbattimento risonanza	55
Tabella 4.4-1: Angoli fase - analisi 3 punti funzionamento motore - 2 tronchi	60
Tabella 4.4-2: Dati input - analisi 3 punti funzionamento motore - 2 tronchi	60
Tabella 4.5-1: Dati input - analisi 3 punti funzionamento motore (angoli modificati) - 2 tronchi	62
Tabella 4.5-2: Confronto angolarità risultante	63
Tabella 4.6.2-1: Dati input - influenza quota supporto - 2 tronchi	65
Tabella 4.6.3-1: Dati input - influenza angolo τ - 2 tronchi	68
Tabella 4.6.4-1: Dati input - influenza fasatura 90° - 2 tronchi	70
Tabella 4.7.2-1: Input - prove generali - prima e sesta marcia - 2 tronchi + RJ	80
Tabella 4.7.2-2: Risultati - prove generali - prima e sesta marcia - 2 tronchi + RJ	80
Tabella 4.7.3-1: Dati input - influenza quota supporto - 2 tronchi + RJ	81
Tabella 4.7.4-1: Dati input - influenza angolo τ - 2 tronchi + RJ	83
Tabella 4.7.5-1: Dati input - influenza fasatura 90° - 2 tronchi + RJ	85
Tabella 4.7.5-2: Risultati - influenza fasatura 90° - 2 tronchi + RJ	86
Tabella 4.8-1: Input - prove generali - Rubber Joint vs. Cardano	96
Tabella 4.8-2: Risultati - prove generali - Rubber Joint vs. Cardano	96
Tabella 5.4-1: Dati input - prove prima e sesta marcia - 3 tronchi	111
Tabella 5.4-2: Risultati - prove prima e sesta marcia - 3 tronchi	111
Tabella 5.6-1: Dati input - ottimizzazione angolo τ - 3 tronchi	113
Tabella 5.10-1: Confronto prove di riferimento e post ottimizzazione quote supporti	125
Tabella 5.10-2: Confronto prima e dopo ottimizzazione sistema	128
Tabella 5.10-3: Confronto - variazione percentuale	128
Tabella 5.10-4: Verifica limiti stabiliti	128
Tabella 6.1-1: Risultati - ottimizzazione fasatura- sesta marcia - 3 tronchi (4 giunti cardanici)	131
Tabella 6.1-2: Risultati - ottimizzazione fasatura- prima marcia - 3 tronchi (4 giunti cardanici)	132
Tabella 6.2-1: Input - confronto rubber joint vs. giunto cardanico - 3 tronchi (4 giunti cardanici)	133
Tabella 6.2-2: Risultati - confronto rubber joint vs. giunto cardanico - 3 tronchi (4 giunti cardanici)	133

BIBLIOGRAFIA E STUDI

- AA.VV. 1956 AA.VV., *Method for Minimizing Couple Forces at Center Bearing Support of Three-Joint Propeller Shaft*, Engineering Staff, GMC, 1956.
- DENIL 1957 Denil N. J., *Analysis of Multi-Universal Joint Drive Lines*, Vol. I and II, Cadillac Motor Car Division and General Motors Institute, 1957.
- DODGE 1940 Dodge A. Y., "Bearing Loads Due to Universal Joint Action", *Automotive Industries*, December 15, 1940, pp. 636-639.
- EVERNDEN 1949 Evernden H. I. F., "The Propeller Shaft or Hooke's Coupling and the Cardan Joint", *Proceedenings of the Institution of Mechanical Engineers*, October, 1949, pp.100-110.
- FUCHS 1939 Fuchs H. O., *Notes on Universal Joints*, *Product Study*, GMC, October 6, 1939.
- HAINES 1970 Haines C. W., *Drivelines for High Performance*, SAE Paper 700742, 1970.
- KER WILSON 1963 Ker Wilson W., "Pratical Solution of Torsional Vibration Problems", *Amplitude Calculations*, Vol. 2, London: Chapman and Hall Ltd., 1963, pp. 299-308.
- MACIELINSKI 1970 Macielinski J. W., "The Design and Selection of Universal Joints. Part I: The Hooke's Joint", *The Journal of Automotive Engineering*, May 1970, pp. 14-18.
- MAZZIOTTI 1954 Mazziotti P. J., "Universal Joints and Propeller Shafts", *Dana Corporation Bulletin J-1371*, October 15, 1954.

- NIEMAN, SHANNON 2005
Nieman A. L., Shannon K., "System and method for balancing a driveline system." U.S. Patent No. 6, 923, 058. 2, August, 2005.
- OLLEY, VALUKONIS 1954
Olley M., Valukonis J., *Propeller Shaft and Universal Joints Notes*, Chevtolet E & D, GMC, 1954.
- SAE 402A
Kaye M. C., *Some Aspects of the Truck Drive Train Vibration Problem*, SAE Paper 402A, 1961.
- SAE 403A
Kayser J. A., *Drivelines for Heavy Equipment*, SAE Paper 403A, 1961.
- SAE AE-07
Universal joint and driveshaft design manual, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1981.
- SAE SP-262
Mazziotti P.J., *Dynamic, Charateristics of Truck Driveline Systems*, SAE Paper SP-262, 1964.
- STOTT 1962
Stott T. C., *Notes on Propeller Shaft and Universal Joints*, February 13, 1962.
- TABOREK 1957
Taborek J. J., "Mechanics of Vehicles", *Machine Design*, 1957.