www.dii.unipd.it

Università degli Studi di Padova – Dipartimento di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Relazione per la prova finale «Simulazione di una sospensione anteriore 'double wishbone' con asse di sterzo virtuale»

Tutor universitario: Prof. Matteo Massaro

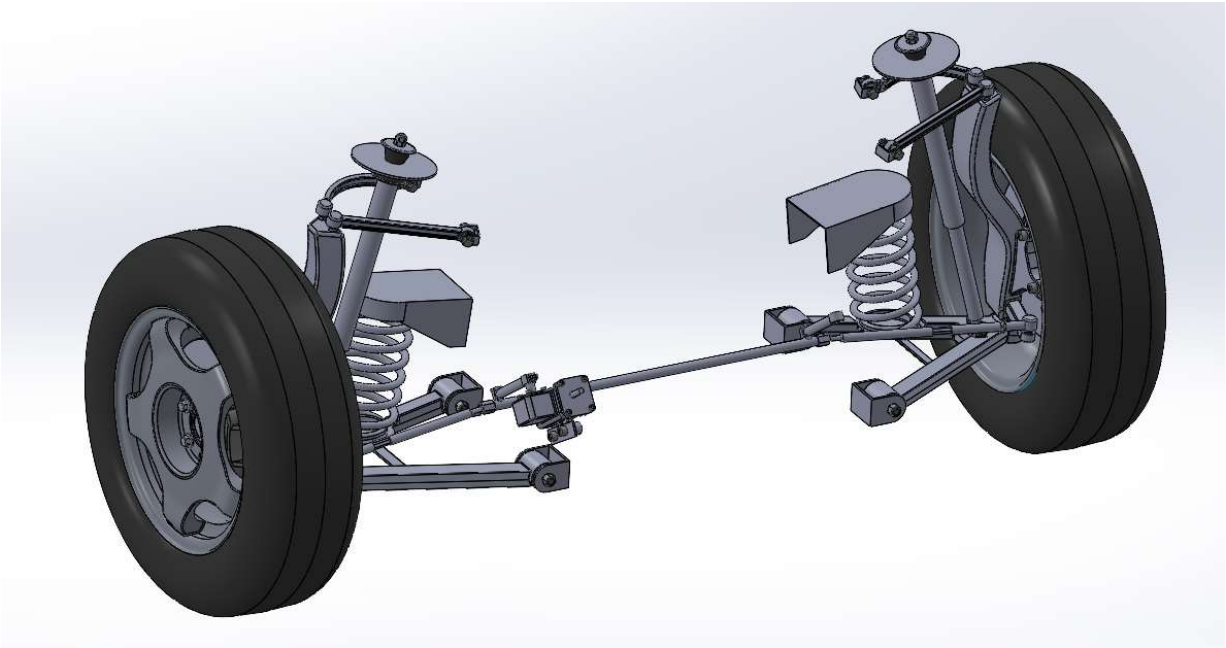
Laureando*: Saturnini Giovanni*

Padova, 21/07/2025

INTRODUZIONE

www.dii.unipd.it

Il seguente elaborato propone l'analisi cinematica di una sospensione del tipo Double Wishbone ad asse virtuale in ambiente multibody (Adams View).



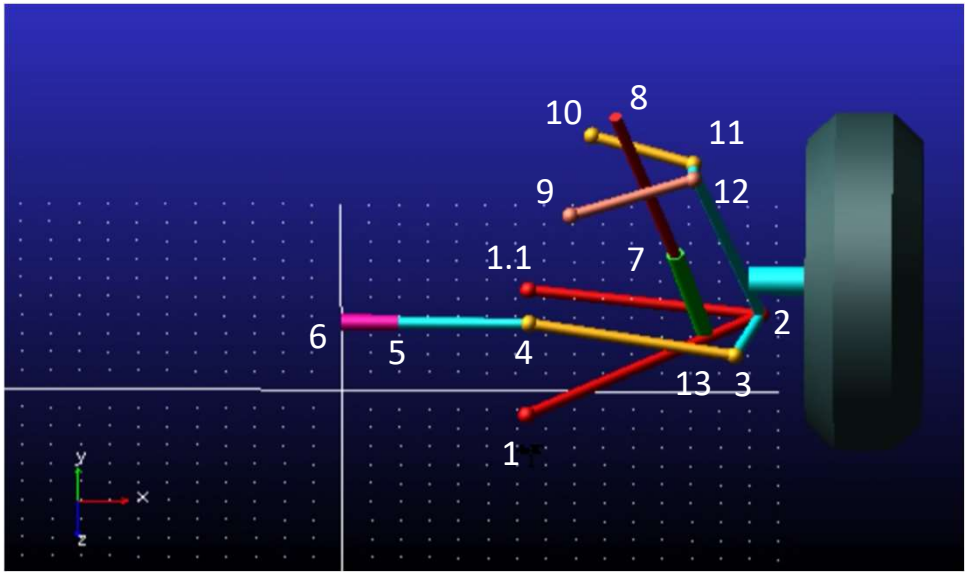
Il modello è stato ricavato da *https://grabcad.com/library/tag/library*
una libreria open source di modelli cad creati dagli utenti.

https://grabcad.com/library/gswing-multilink-dgp-front-suspension-1

In figura: modello della sospensione del tipo double wishbone ad asse virtuale

COSTRUZIONE DEL MODELLO

Per costruire il modello di sospensione in ambiente multibody, sono state ricavate le coordinate dei punti cinematici. Sono stati poi costruiti i vari membri mediante i tool di disegno 3D di Adams. Infine sono stati introdotti i vincoli secondo la tabella a fianco



In Figura: modello della sospensione realizzato in Adams View

Numero vincolo	Tipologia vincolo
1	Rotoidale
1.1	Rotoidale
2	Sferico
3	Sferico
4	Sferico
5	Prismatico
6	Fisso
7	Prismatico
8	Cardanico
9	Sferico
10	Sferico
11	Sferico
12	Sferico
13	Sferico

www.dii.unipd.it

ANALISI CON FORMULA DI GRUBLER

www.dii.unipd.it

Una volta costruito il modello e aggiunti tutti i vincoli andiamo a calcolare quanti gradi di libertà ha questo sistema tramite la formula di Grubler per un sistema tridimensionale.

$$gdl = 6(m-1) - (5 \times R) - (5 \times P) - (4 \times C) - (3 \times S)$$

$$gdl = 6(9-1) - (5 \times 1) - (5 \times 2) - (4 \times 1) - (3 \times 8)$$

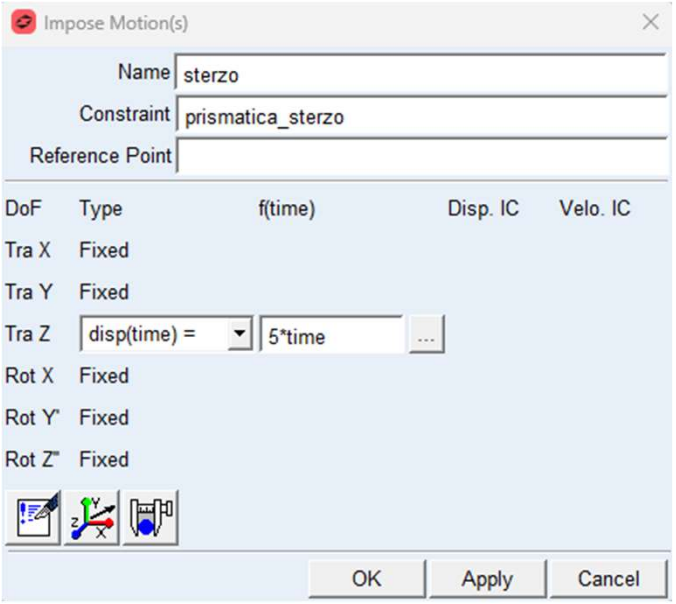
$$gdl = 48 - (5) - (10) - (4) - (24) = 5$$

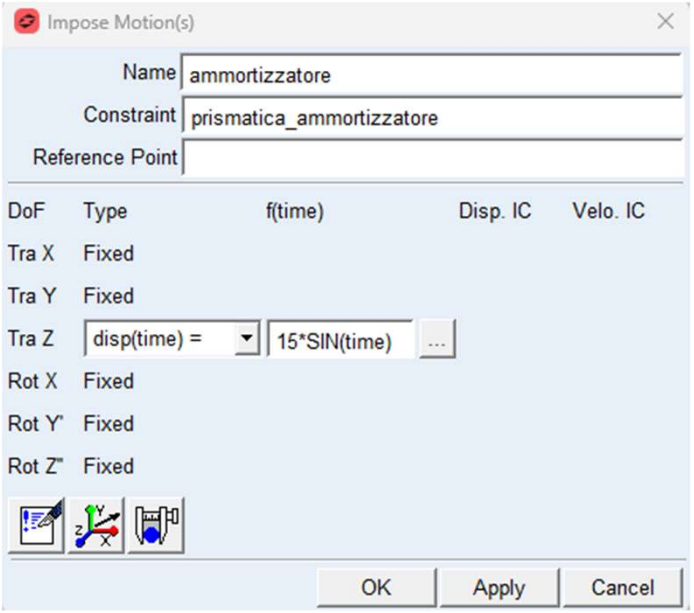
Dei 5 gradi di libertà ottenuti, 2 rappresentano il movimento verticale e la rotazione attorno all'asse di sterzo, mentre gli altri 3 sono dei gradi di libertà interni al meccanismo e sono relativi alla rotazione attorno al proprio asse che possono avere i due braccetti superiori e il tirante di sterzo.

IMPOSIZIONE DI UN MOVIMENTO

www.dii.unipd.it

Successivamente ai vincoli prismatici 5 e 7 si impone un movimento, in modo tale da simulare il comportamento naturale di una sospensione, tramite il comando «*Impose motions*». Alla coppia prismatica di sterzo viene applicata una velocità costante lungo l'asse z, mentre alla coppia riguardante l'ammortizzatore viene imposto un movimento di tipo sinusoidale sempre lungo z.

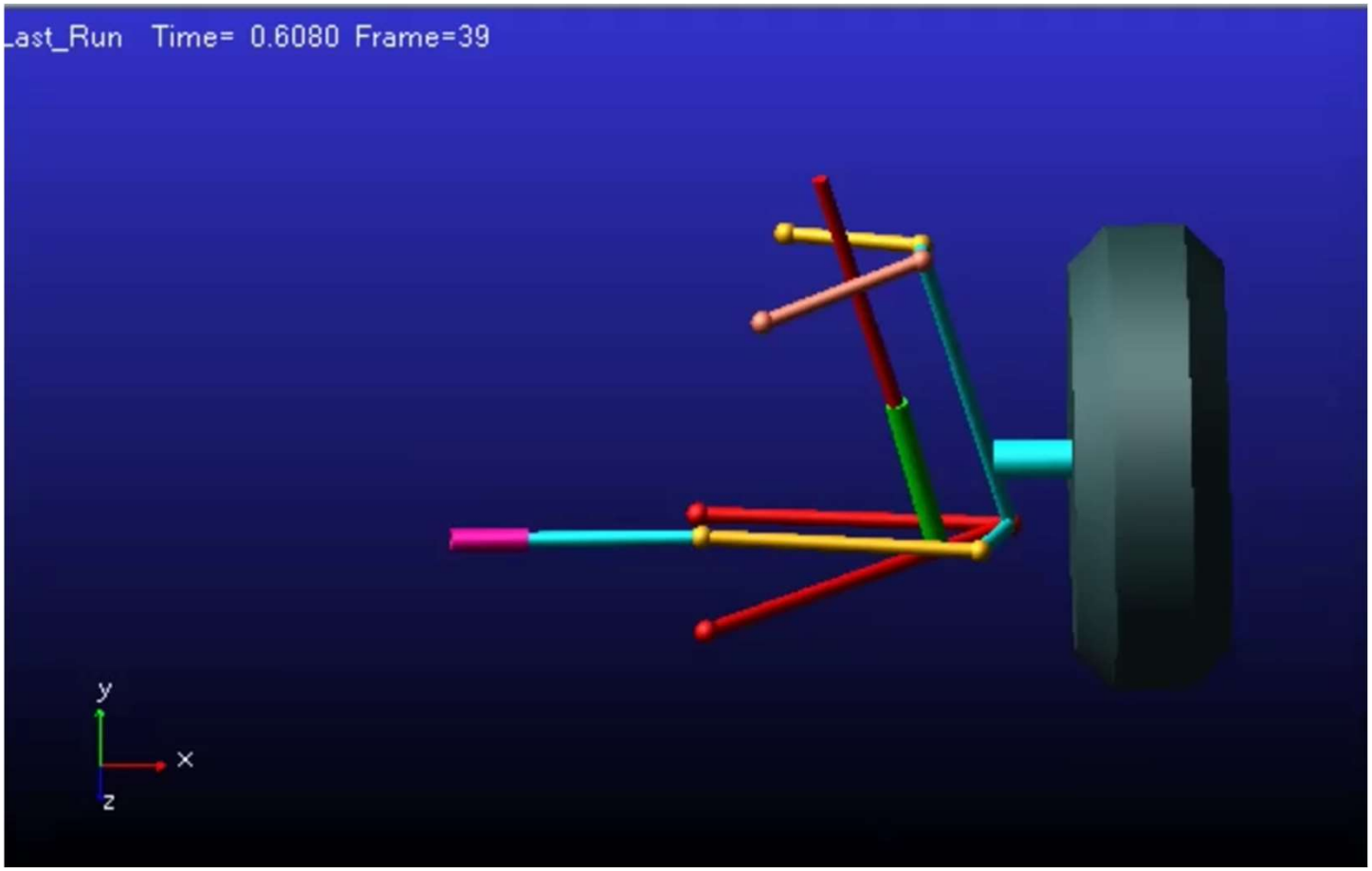


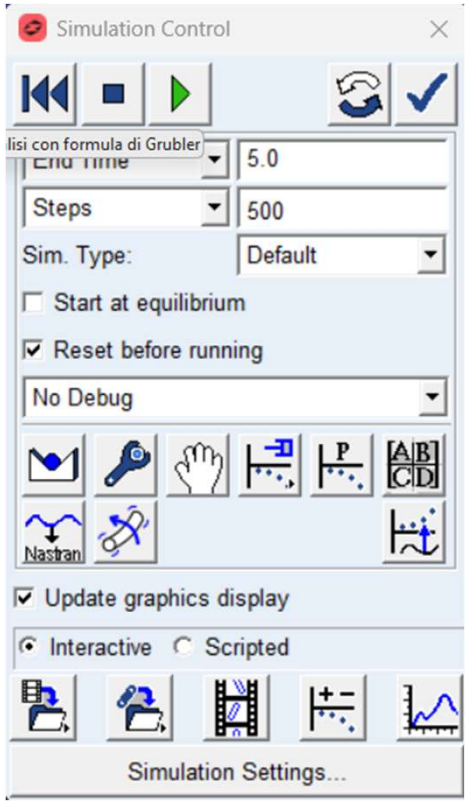


In figura: a **sx** movimento applicato alla coppia prismatica di sterzo, a **dx** movimento applicato alla coppia prismatica relativa all'ammortizzatore

SIMULAZIONE

www.dii.unipd.it





In figura: pannello di controllo della simulazione

ASSE DI MOZZI

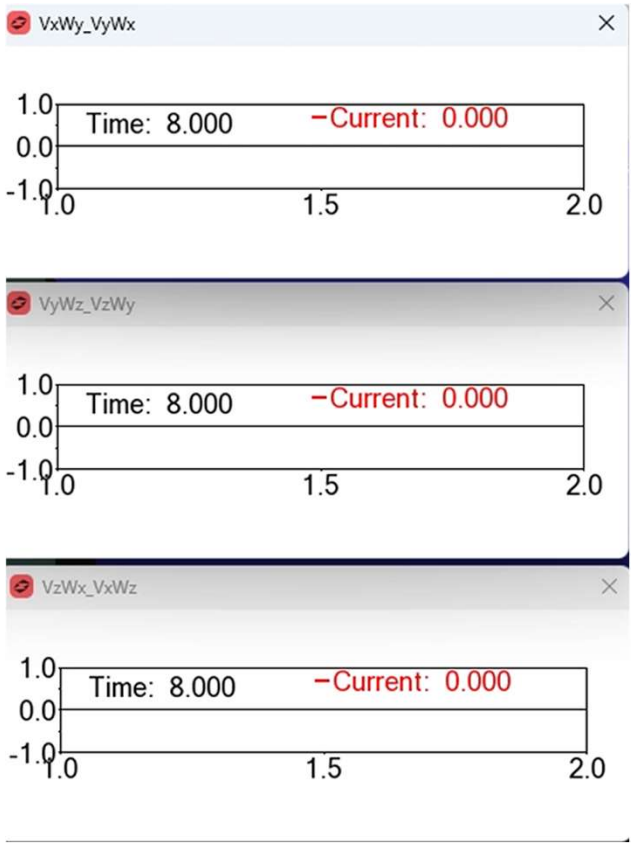
A questo punto, per visualizzare l'asse di Mozzi durante il movimento della sospensione andiamo a creare 4 sfere che dovranno muoversi lungo l'asse di Mozzi, che ha equazione:

$$S_a = P_0 - d + \mu\omega$$

$$\begin{pmatrix} x_a \\ y_a \\ z_a \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{pmatrix} - \frac{1}{\omega_x^2 + \omega_y^2 + \omega_z^2} \begin{pmatrix} -v_z\omega_y + v_y\omega_z \\ -v_x\omega_z + v_z\omega_x \\ -v_y\omega_x + v_x\omega_y \end{pmatrix} + \mu \begin{pmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{pmatrix}$$

dove P0 viene scelto in corrispondenza della coppia sferica 2; il secondo termine risulta nullo; l'equazione si riduce a:

$$\begin{pmatrix} x_a \\ y_a \\ z_a \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{pmatrix} + \mu \begin{pmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{pmatrix}$$



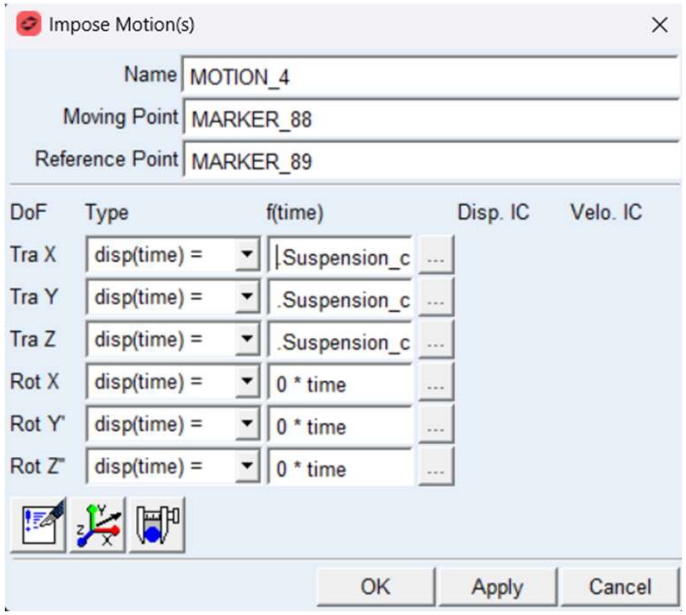
In figura: grafici delle measure effettuate per verificare che il secondo termine dell'equazione di Mozzi fosse nullo

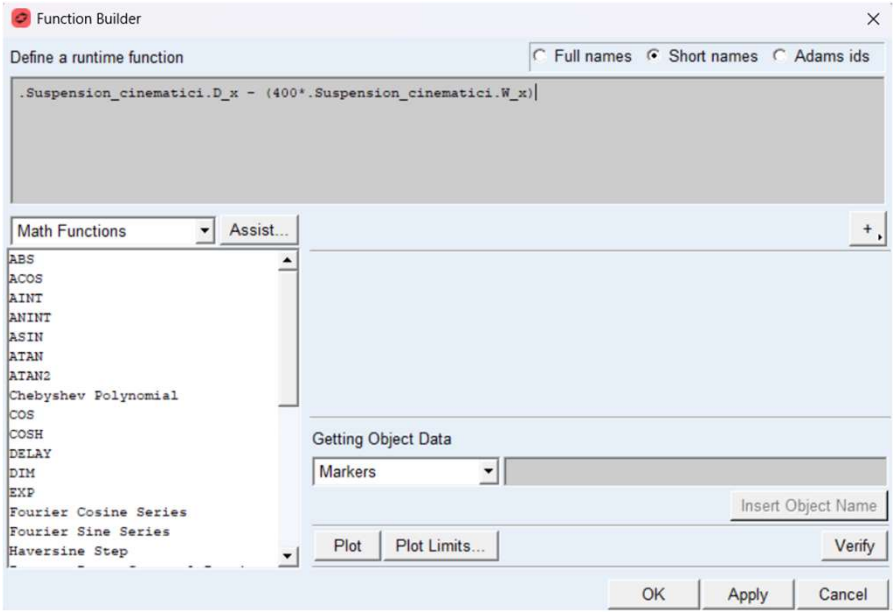
www.dii.unipd.it

ASSE DI MOZZI

www.dii.unipd.it

Si crea quindi un «General point motion» per ciascuna sfera in modo da controllare il loro movimento nello spazio. Si bloccano le rotazioni lungo i 3 assi cartesiani e vengono inseriti per i 3 gradi di libertà traslazionali le componenti dell'equazione di Mozzi variando il valore del parametro μ.



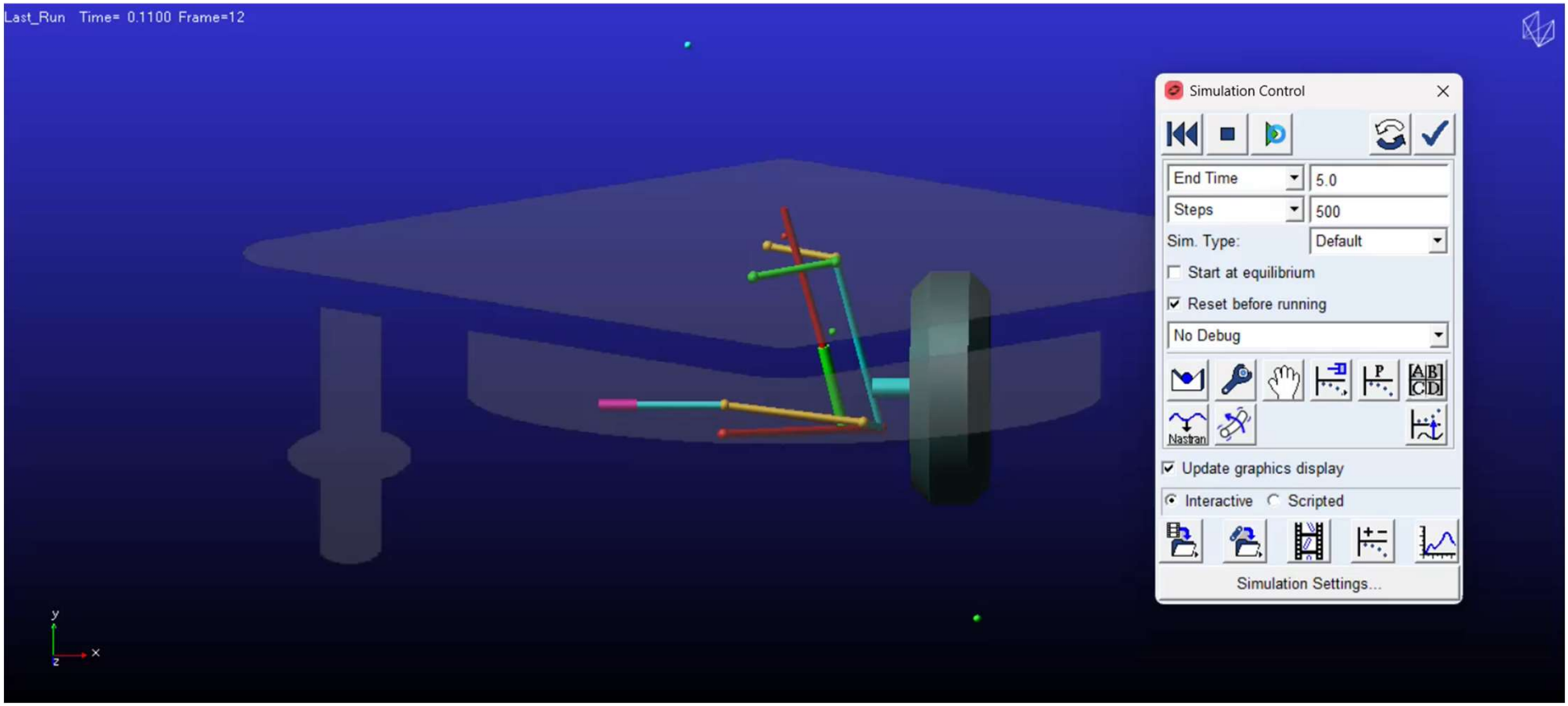


In figura: a **sx** general point motion applicato a ciascuna delle sfere, a **dx** funzione applicata ai gradi di libertà traslazionali (in figura funzione per traslazione lungo x)

ANALISI CINEMATICA SU ADAMS

www.dii.unipd.it

Quindi possiamo visualizzare l'asse di Mozzi:



SIMULAZIONE DINAMICA: SUPERAMENTO OSTACOLO

www.dii.unipd.it

A questo punto si imposta una simulazione dinamica che ci consente di osservare le forze che si generano sulla sospensione quando quest'ultima supera un ostacolo.

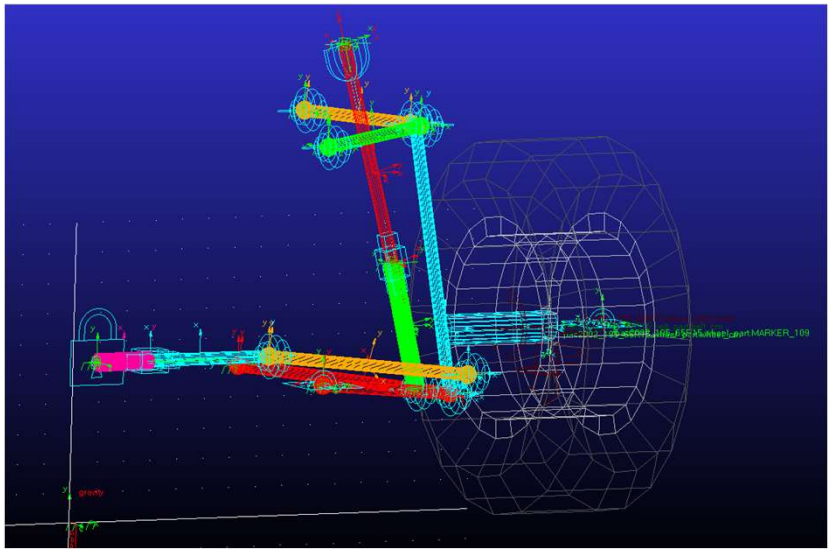
Ipotesi della simulazione dinamica:

- Consideriamo la sospensione come propria di un'auto sportiva con a bordo solo il guidatore
- Peso totale (vettura + guidatore + varie) = 1200 kg
- 60% del peso sull'asse anteriore = 720 kg
- Peso per ogni ammortizzatore = 360 kg
- Forza su ogni ammortizzatore: $F = 360\ kg\ \times 9{,}81\,\frac{m}{s^2} \cong 3531{,}6\ N$
- Rigidezza ammortizzatore: $K \cong 50\ 000\,\frac{N}{m}$
- Spostamento equivalente: $F = k \cdot x\ \rightarrow x = \frac{F}{k} = \frac{3531{,}6}{50000} = 0{,}070632\ m$
- Assenza di forze aereodinamiche a causa delle basse velocità.

SIMULAZIONE DINAMICA: PAC2002_195_65R15

www.dii.unipd.it

Per ottenere risultati realistici si introduce nel modello un modello di pneumatico, presente in Adams. Consultando la «User guide» di Adams Tire si sceglie il modello PAC2002_195_65R15 Inoltre, per andare a visualizzare le forze di nostro interesse, viene impostata la «Use mode» del pneumatico con valore 14. In questo modo il modello calcola le forze Fx,Fy,Fz i momenti Mx,My,Mz, la combinazione tra di loro e considera anche gli effetti di rilassamento.



```
$----------------------------------------------------------------model
[MODEL]
PROPERTY_FILE_FORMAT     ='PAC2002'
USE_MODE                 = 14                  $Tyre use switch (IUSED)
VXLOW                    = 1
LONGVL                   = 16.6                $Measurement speed
TYRESIDE                 = 'LEFT'              $Mounted side of tyre at vehicle/test bench
! 3D contact can be switched on by deleting the comment ! character
! When no further coefficients are specified, default values will be taken
!CONTACT_MODEL            = '3D_ENVELOPING'
$----------------------------------------------------------------dimensions
[DIMENSION]
UNLOADED_RADIUS          = 0.312               $Free tyre radius
WIDTH                    = 0.195               $Nominal section width of the tyre
ASPECT_RATIO             = 0.65                $Nominal aspect ratio
RIM_RADIUS               = 0.19                $Nominal rim radius
RIM_WIDTH                = 0.1524              $Rim width
$----------------------------------------------------------------shape
```

SIMULAZIONE DINAMICA: CRG_ROAD

www.dii.unipd.it

Procedimento per la creazione delle strada in Matlab:

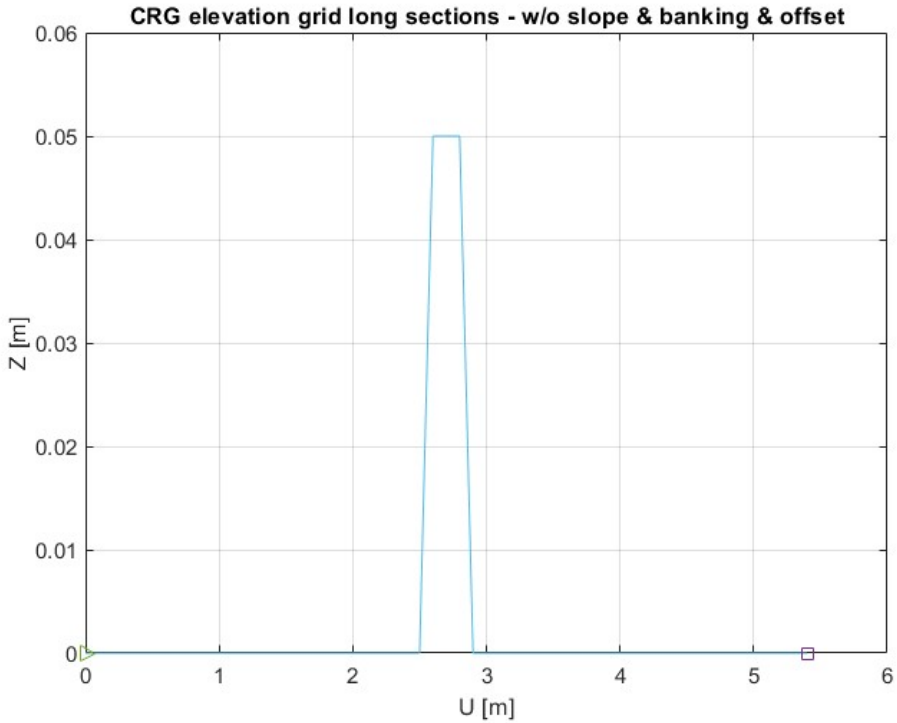
1. creazione della strada con il relativo dosso di forma trapezioidale avente altezza 5 cm.
2. script in Matlab che crea la «Elevation matrix» della strada, ovvero una matrice contenente il profilo delle altezze della strada.

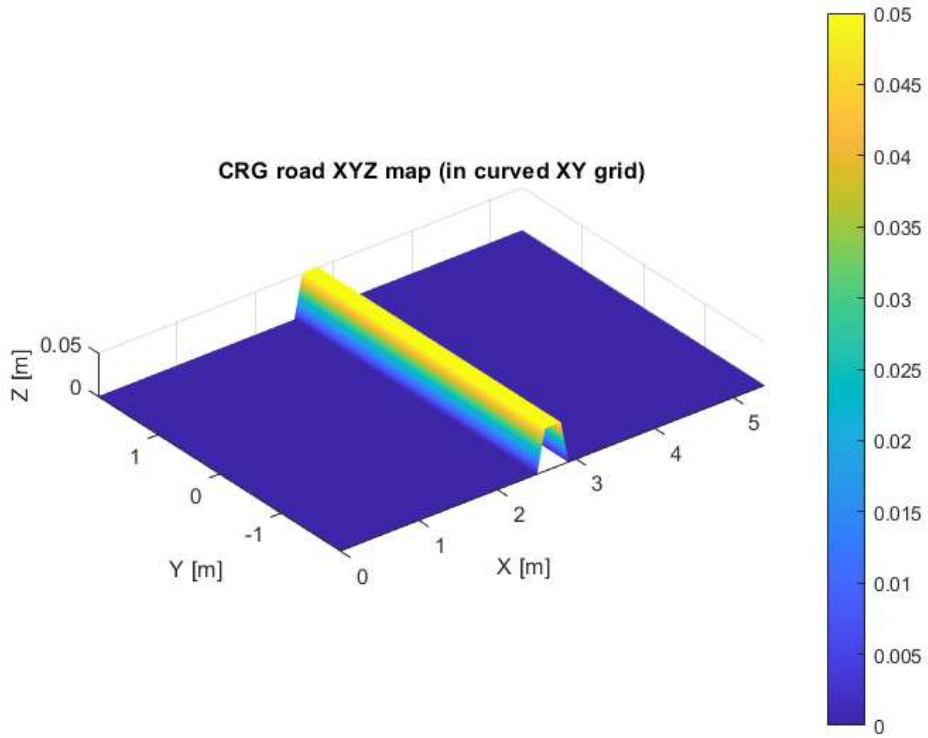
```
% creo il profilo della strada dividendolo in 3 parti
% y0: parte piana
% y1: parte curva

clear
clc

y0 = zeros(1,50);
dx = 0.05;
x = 0;

x1 = linspace(0,0.1,3);
y1 = 0.5 .* x1;
x2 = linspace(0.1,0.3,3.5);
y2 = 0.05.*ones(size(x2));
x3 = linspace(0.3,0.4,3);
y3 = -0.5 .* (x3 - 0.4);



profilo = [y0,y1,y2,y3,y0];  % unisco i tre pezzi di linea in una matrice
figure
plot(profilo);

z = repmat(profilo,80,1); % ripeto l'unione dei pezzi di linea in larghezza
figure                    % per creare la strada
plot(z);

save road_z.mat           % salvo la matrice contenente la strada in un file .mat
```

SIMULAZIONE DINAMICA: CRG_ROAD

www.dii.unipd.it

Una volta creato il file .mat viene utilizzato lo script *RoughRoadCRG.m,* fornito dal docente, per creare un file .crg, compatibile con l'ambiente Adams, in cui è presente il modello 3D della strada che abbiamo creato.





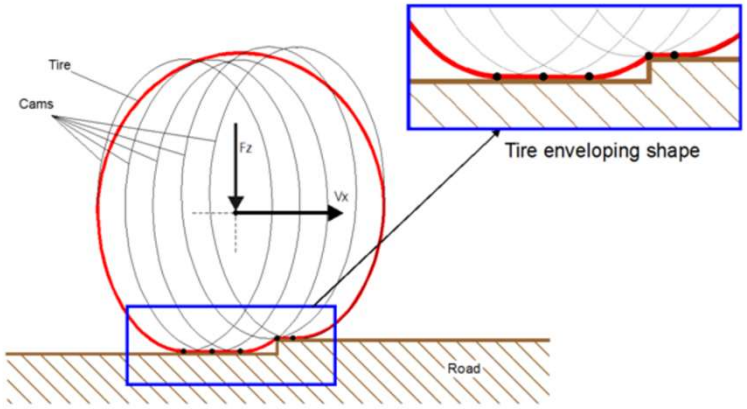
In figura: a **Sx** profilo della strada creata in Matlab, a **Dx** vista 3D della strada

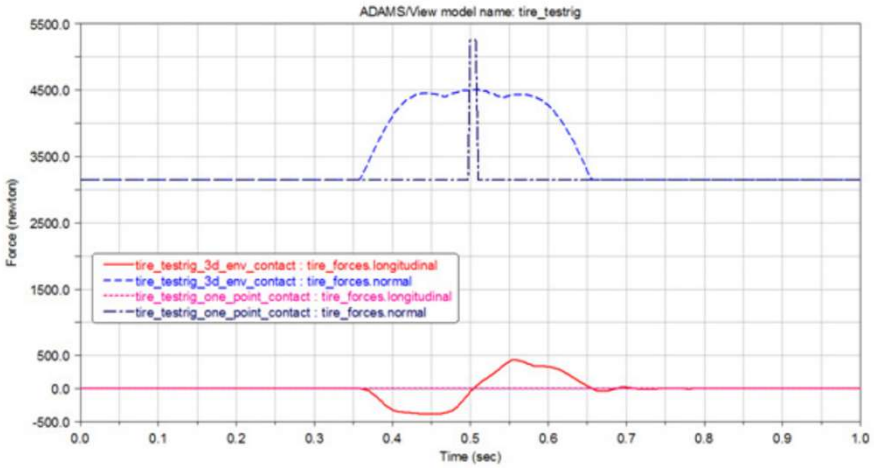
3D ENVELOPING CHECK

www.dii.unipd.it

Prima di procedere con la simulazione dinamica si effettua la verifica del modello di contatto tra ruota e pneumatico «3D Enveloping» facendo passare l'intero sistema su un dosso avente profilo circonferenziale di altezza 0.01 m e controllando che le forze (longitudinale e verticale) generate durante il superamento dell'ostacolo abbiano un andamento simile a quello riportato sulla User Guide di Adams Tire.

Questo modello di contatto scompone lo pneumatico in una serie di camme ellittiche che riproducono la forma esterna della ruota, in modo tale che, anche in presenza di ostacoli, si mantengano sempre più punti di contatto tra pneumatico e strada.





In figura: **in alto** schema del modello di contatto «3D Enveloping,
Grafico 1: confronto dell'andamento delle forze per i due modelli di contatto.

3D ENVELOPING CHECK

www.dii.unipd.it

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti:

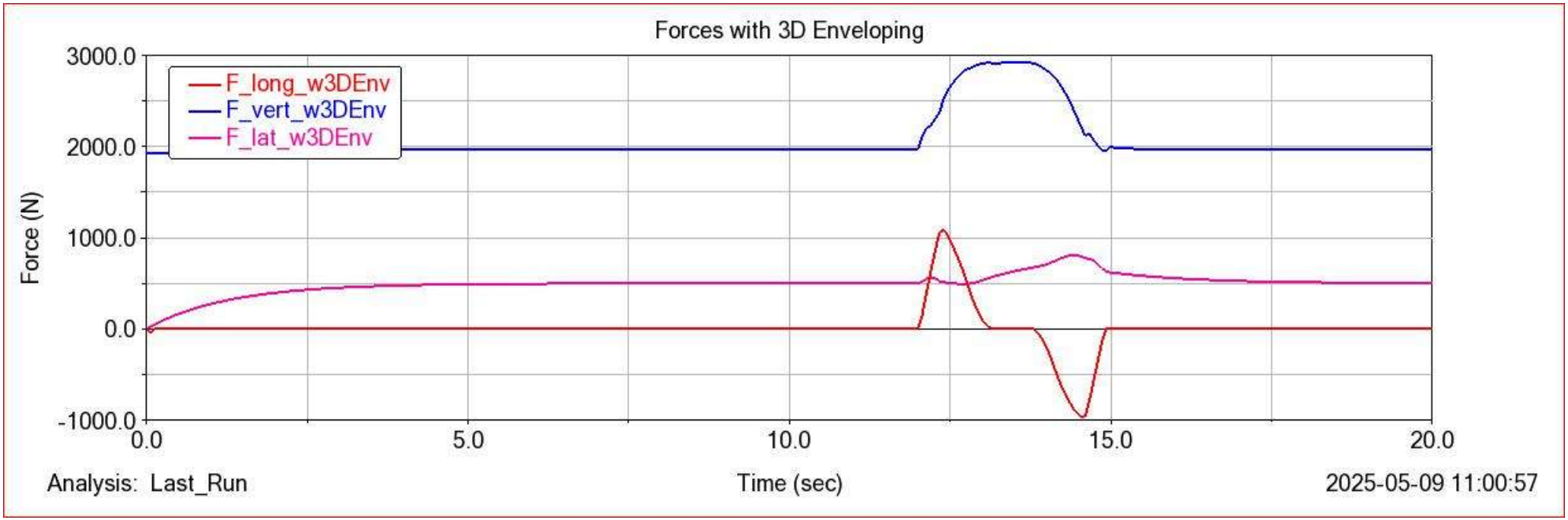


Grafico 2: forze ottenute utilizzando il modello 3D Enveloping

Dal *grafico 2* si nota come l'andamento delle forze longitudinali e verticali sia simile a quello prescritto nel manuale di Adams Tire (*grafico 1*) e ciò ci garantisce un corretto utilizzo del modello di pneumatico.

3D ENVELOPING CHECK

www.dii.unipd.it

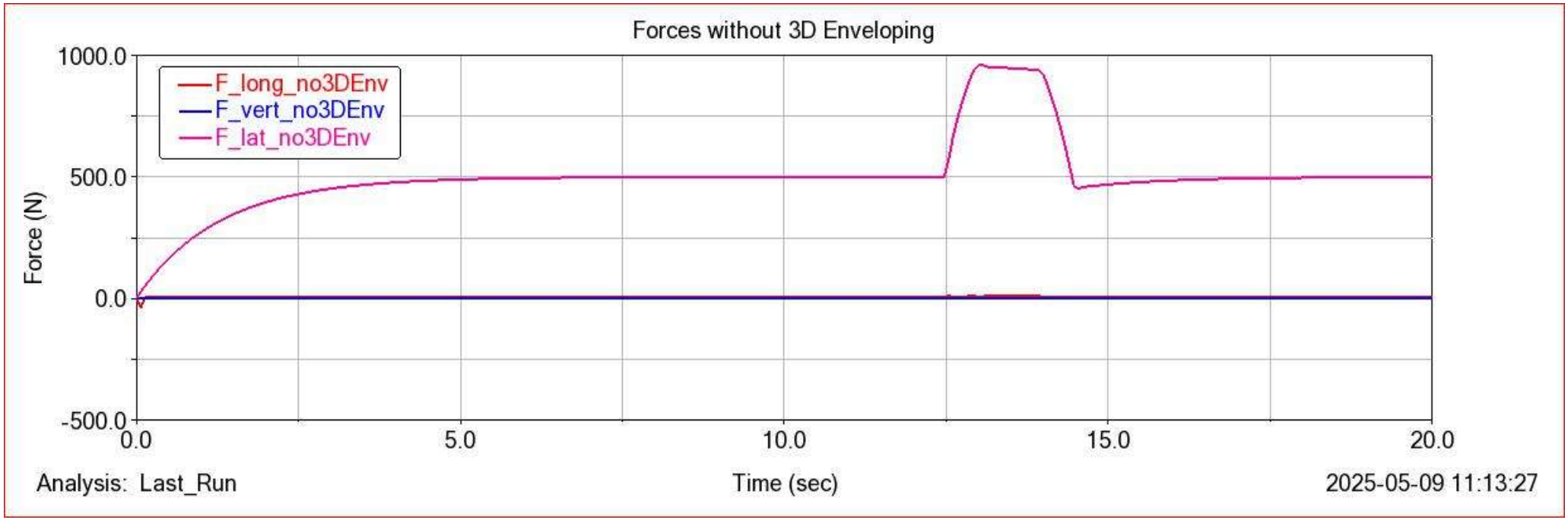


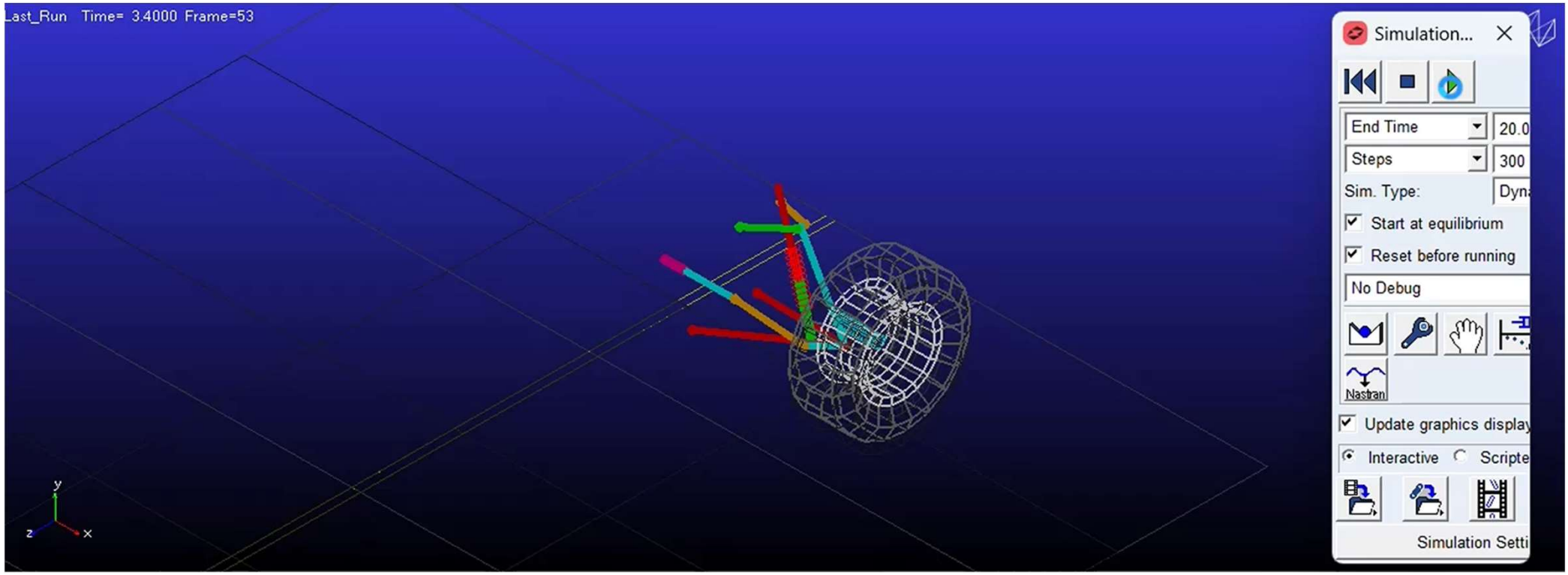
Grafico 3: forze ottenute senza utilizzare il modello 3D Enveloping

Dal *grafico 3* invece, si nota come senza 3D Enveloping le forze verticali e longitudinali non vengano «viste» dal sistema di acquisizione a causa del singolo punto di contatto. Inoltre l'andamento delle forze nel caso «no_3DEnv» rispecchia quello indicato nel manuale di Adams Tire (*grafico 1*) e ciò ci suggerisce un corretto utilizzo del modello.

SIMULAZIONE

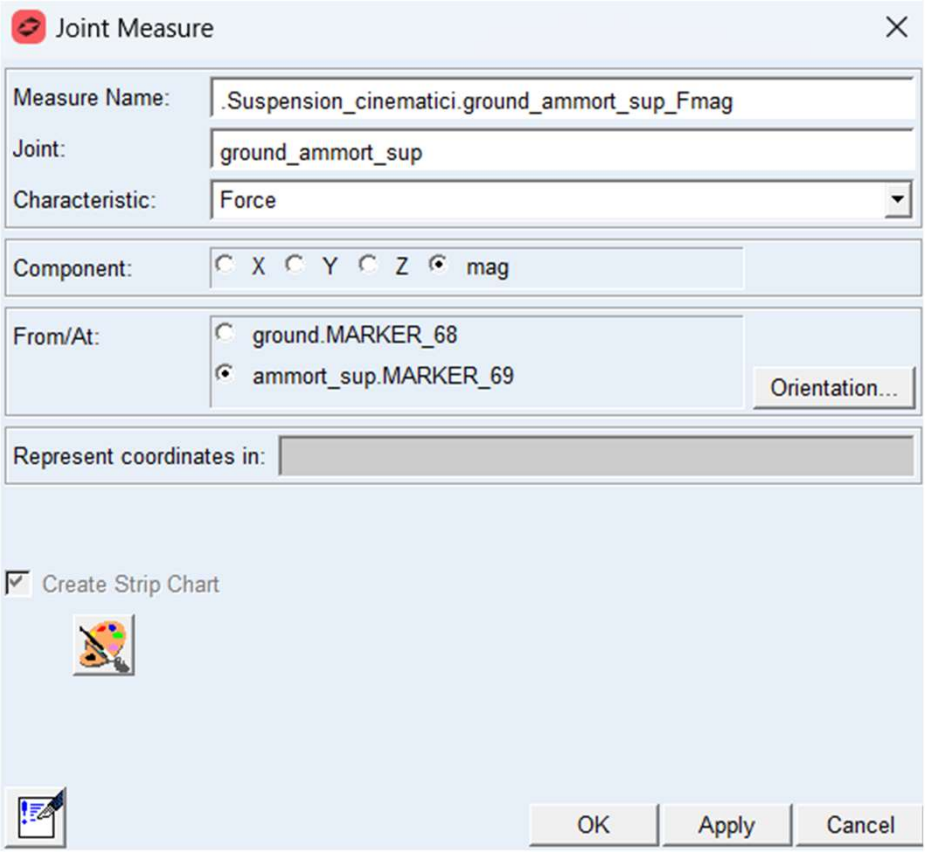
www.dii.unipd.it

Una volta verificato il modello, facciamo partire la simulazione facendo avanzare il sistema sulla strada ad una velocità di 0,2 m/s.



RISULTATI

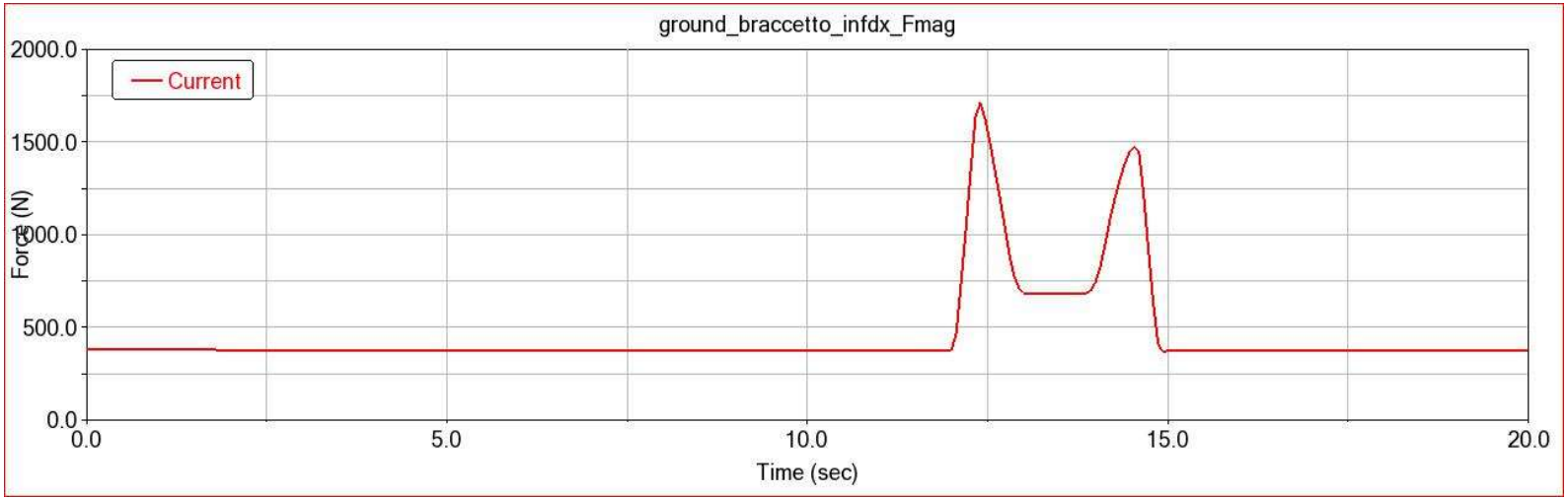
Di seguito vengono riportati i grafici ottenuti dall'analisi delle forze agenti sui vincoli che collegano la sospensione al telaio. Durante l'analisi si è voluto ricavare il modulo delle forze per poter osservare quali vincoli vengono maggiormente sollecitati durante l'azione di superamento di un ostacolo, e quindi che forze vengono trasmesse al telaio durante il movimento. Si riporteranno poi le varie componenti delle forze per i vincoli che subiscono le maggiori sollecitazioni.
Per ricavare le forze sui vincoli d'interesse, così come è stato fatto per il 3D Enveloping Check, si utilizza il comando «Measure» andando a selezionare il vincolo in questione e spuntando la casella «mag» per ottenere il modulo della forza che si vuole misurare.



In figura: finestra per l'impostazione della misurazione del modulo della forza agente sul vincolo (in questo caso stiamo misurando la forza sul vincolo cardanico 8)

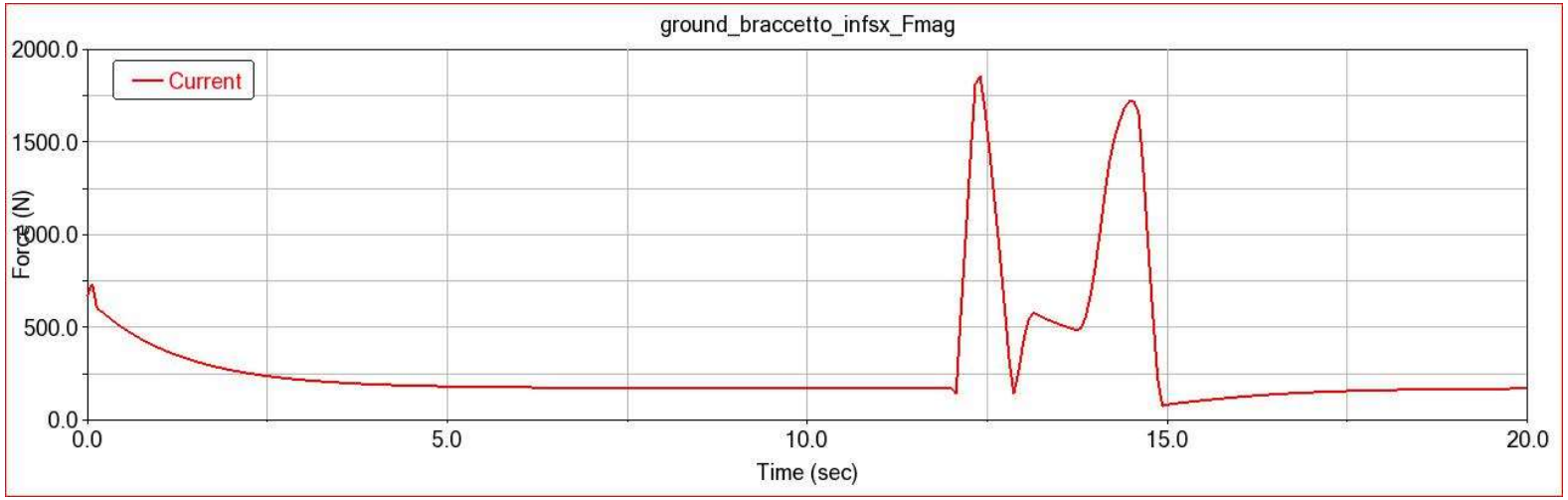
www.dii.unipd.it

RISULTATI



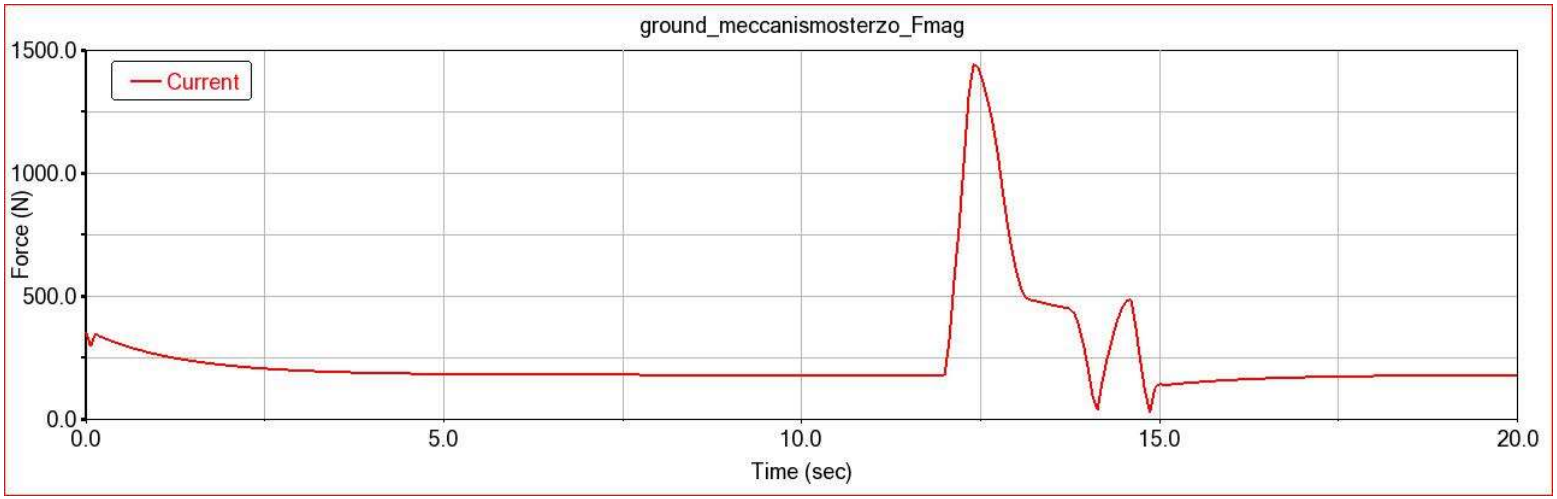
In figura **in alto**: forze agenti sul vincolo rotoidale telaio-braccetto inferiore (*vincolo 1* nella tabella della *slide 4*)

In figura **in basso**: forze agenti sul vincolo in-line telaio- braccetto inferiore (*vincolo 1.1* nella tabella della *slide 4*)



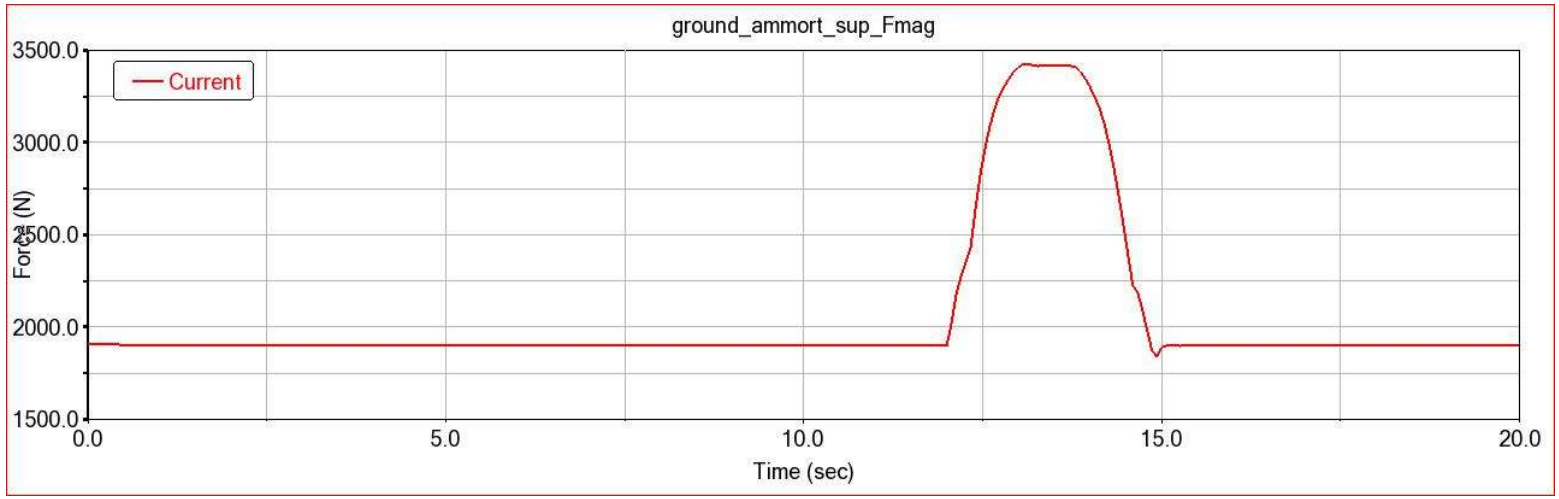
www.dii.unipd.it

RISULTATI



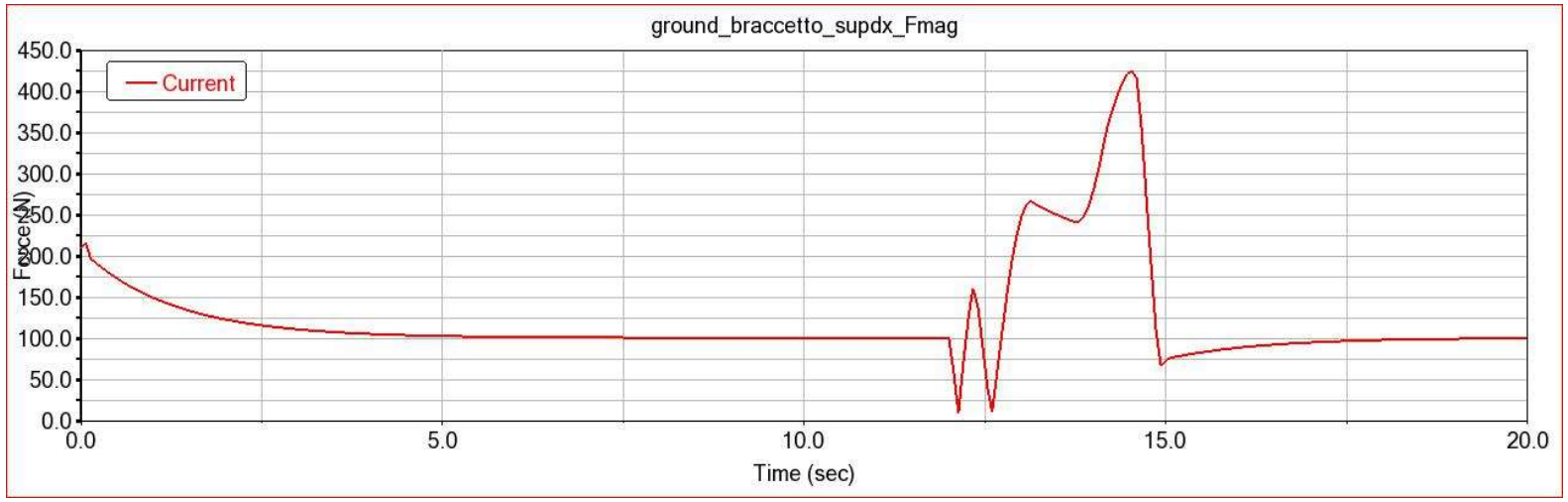
In figura **in alto**: forze agenti sul vincolo fisso telaio-cilindro del meccanismo di sterzo (*vincolo 6* nella tabella della *slide 4*)

In figura **in basso**: forze agenti sul vincolo cardanico telaio-stelo del meccanismo di sterzo (*vincolo 8* nella tabella della *slide 4*)



www.dii.unipd.it

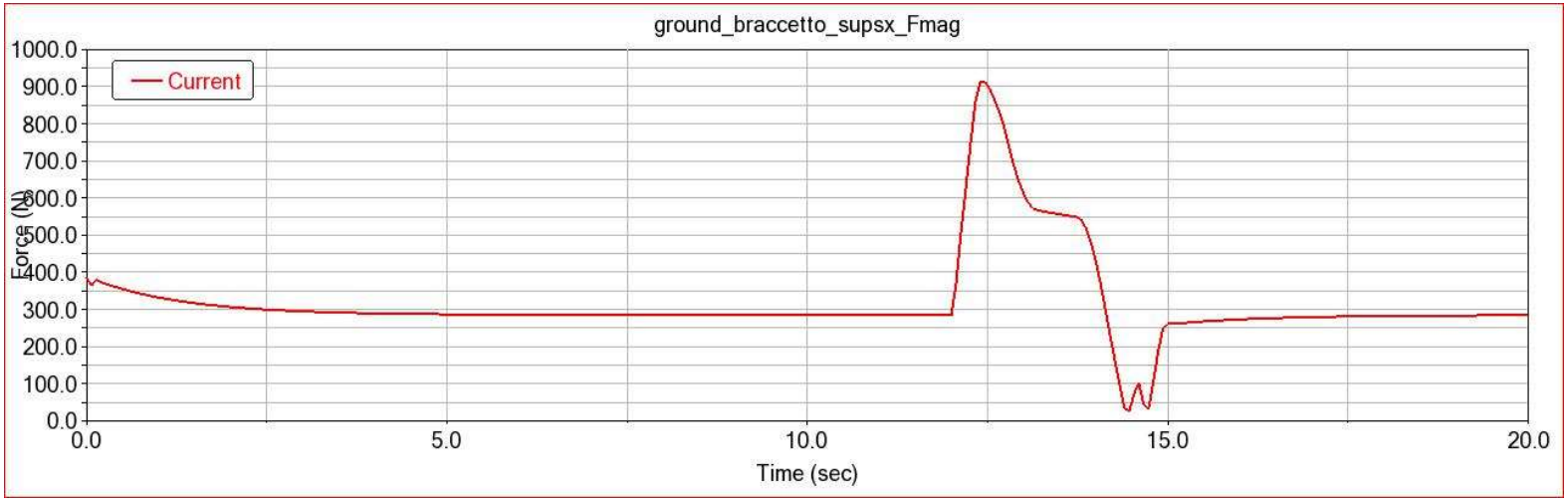
RISULTATI



In figura **in alto**: forze agenti sul vincolo sferico telaio-braccetto superiore destro della sospensione (*vincolo 9* nella tabella della *slide 4*)

www.dii.unipd.it

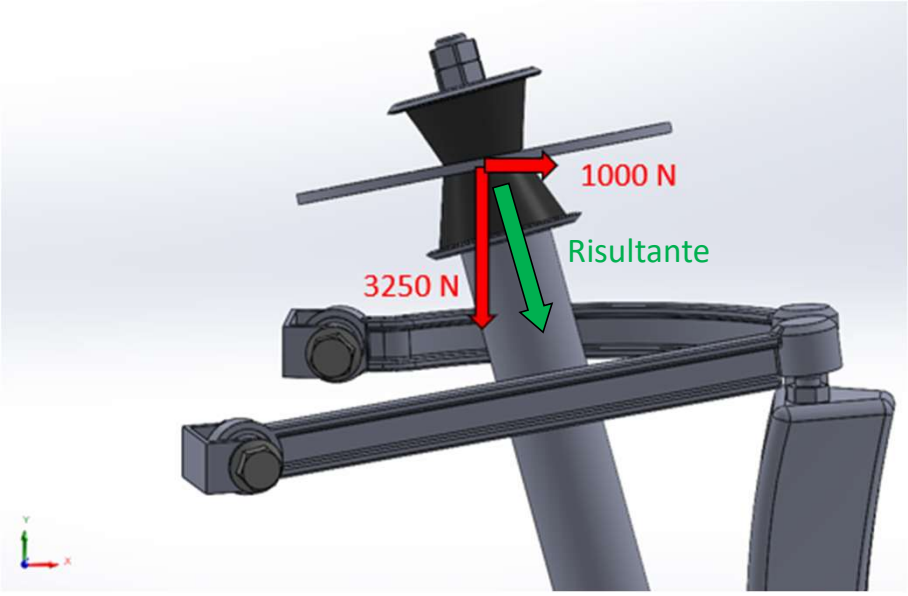
In figura **in basso**: forze agenti sul vincolo sferico telaio-braccetto superiore sinistro della sospensione (*vincolo 10* nella tabella della *slide 4*)

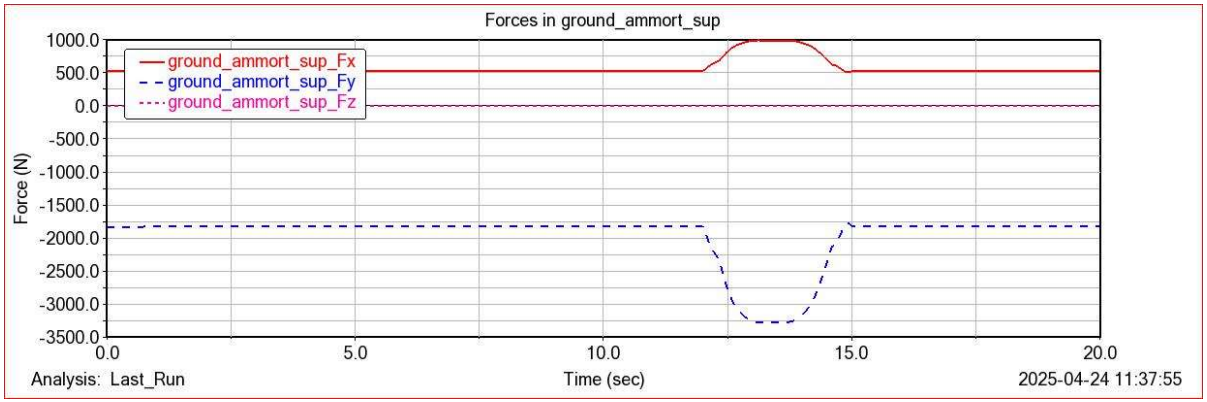


CONSIDERAZIONI

www.dii.unipd.it

Il vincolo più sollecitato è il vincolo cardanico che collega al telaio lo stelo dell'ammortizzatore, (*vincolo 8* nella tabella della slide 4) con una forza che in modulo raggiunge circa 3500 N.
Nel grafico sottostante possiamo osservare come sul giunto agiscano una forza verticale di compressione di circa 3250 N che garantisce la compressione dell'ammortizzatore, e una forza di circa 1000 N lungo l'asse x con verso positivo. In direzione z, infine, il vincolo non è sottoposto ad alcuna forza.





In figura: a **sx** schema delle forze agenti sul vincolo cardanico, a **dx** grafico con le componenti delle forze agenti sul vincolo cardanico

CONSIDERAZIONI

www.dii.unipd.it

Tramite un calcolo trigonometrico si verifica la direzione della risultante delle forze agenti sul vincolo cardanico:

$$i = \sqrt{3250^2 + 1000^2} = 3400$$

$$\alpha = arcsin\left(\frac{1000}{3400}\right) = 17.10°$$

Dove α è l'angolo tra la verticale e la risultante delle forze agenti sul vincolo cardanico giacente nel piano x-y. Tale angolo porta la risultante ad essere allineata con l'asse dell'ammortizzatore, risultato che soddisfa le nostre aspettative.

Infine l'andamento delle forze nel tempo rende necessaria un'attenta progettazione a fatica del giunto, infatti si nota come il passaggio sopra il dosso possa essere considerato come un ciclo di fatica.

CONSIDERAZIONI

www.dii.unipd.it

Per quanto riguarda i vincoli del triangolo inferiore, nella realtà essi sono due vincoli rotoidali cedevoli. Durante l'analisi cinematica abbiamo considerato solamente il vincolo 1, rendendo inattivo il vincolo 1.1, in modo tale da mantenere una coerenza con i gradi di libertà della sospensione. Nell'analisi dinamica però abbiamo dovuto sostituire i due vincoli con un vincolo sferico e un vincolo «in-line» in modo tale da poter osservare le forze agenti nei due punti di collegamento con il telaio.

Anche i vincoli sferici 1 e 1.1 sono fortemente sollecitati, con il modulo della forza che raggiunge picchi di circa 1750 N. Nella slide successiva sono presenti i grafici con l'andamento delle componenti della forza lungo i 3 assi cartesiani per i due vincoli 1 e 1.1.

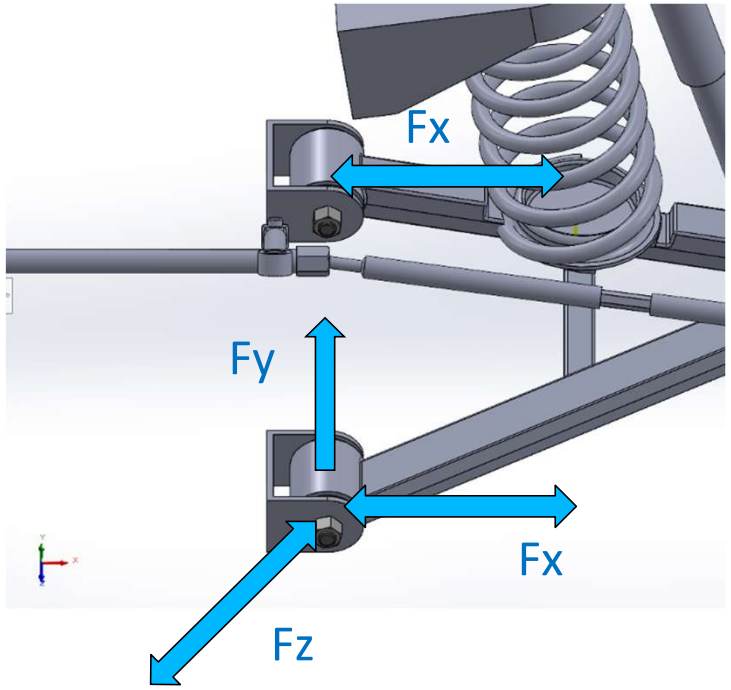
Si nota come la componente x della forza di entrambi i vincoli subisca delle repentine variazioni con un cambiamento di verso.

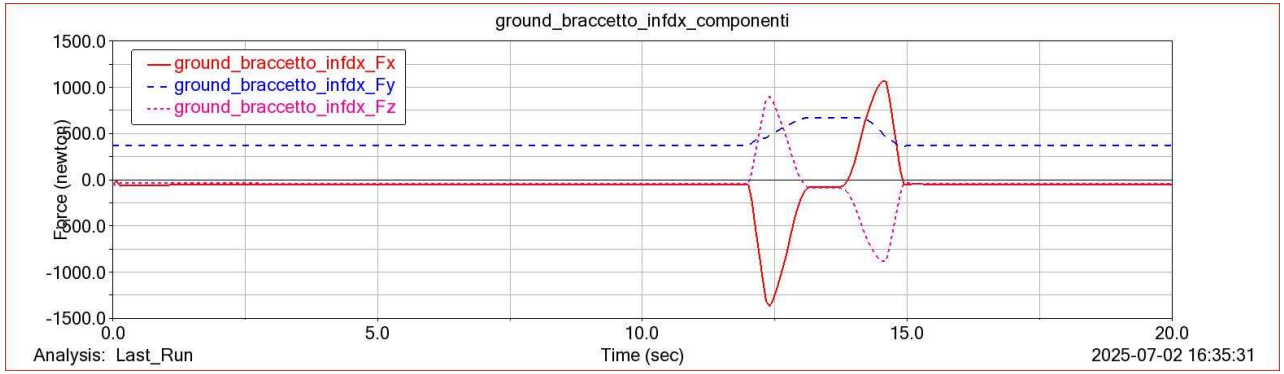
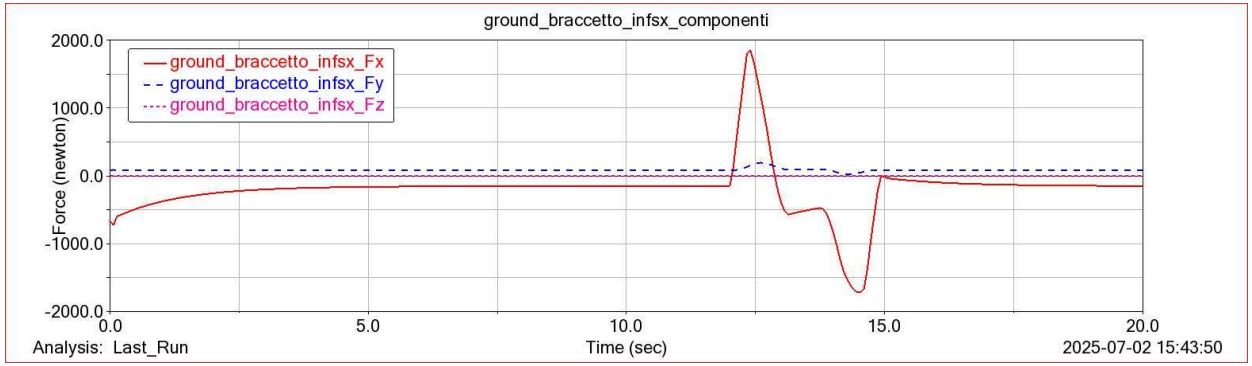
Per quanto riguarda il vincolo destro, sono presenti entrambe le componenti y e z con però andamenti diversi. Questo diverso comportamento dovrà essere considerato nella fase di progettazione a fatica dei rispettivi vincoli. Nel vincolo sinistro, invece, la componente prevalente è la x, quindi si dovrà procedere ad una progettazione che tenga in considerazione principalmente quella direzione.

CONSIDERAZIONI

www.dii.unipd.it

In figura: schema delle forze agenti sui vincoli sferici





In figura: **in alto** grafico delle componenti agenti sul vincolo sferico inferiore destro, **in basso** grafico con le componenti delle forze agenti sul vincolo sferico inferiore sinistro