UNIVERSITÀ
POLITECNICA
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Realizzazione di un modello ADAMS di supporto alla progettazione di sospensioni in ambito Formula SAE

Implementation of an ADAMS model to support the design of suspensions in the Formula SAE area

Tesi di laurea di:

Raphael Manfrini

Relatore:

Prof. Matteo Claudio Palpacelli

Anno Accademico 2018 - 2019

Indice

1. **Introduzione**
   1.1. La Formula SAE
   1.2. Adams Car
2. **Creazione del modello**
   2.1. Le interfacce di Adams Car
   2.2. Gli "hardpoints"
   2.3. Le parti
   2.4. Le geometrie
   2.5. L'ammortizzatore
   2.6. Il mozzo
   2.7. Il rocker
   2.8. I "mount"
   2.9. I vincoli
   2.10. L'asse dello sterzo
   2.11. I parametri della sospensione
3. **Applicazione del modello ad altre vetture**
   3.1. Sospensione anteriore “Pull-Rod”
   3.2. Sospensione posteriore “Push-Rod”
   3.3. Barra antirollio torsionale semplice
   3.4. I “template” ottenuti
4. **Simulare con le sospensioni**
   4.1. L’assieme
   4.2. I parametri
   4.3. L’analisi
   4.4. Risultati e grafici
5. **Sguardo al futuro**
   5.1. Aggiunta di sotto assiemi
   5.2. Studio dei corpi deformabili
   5.3. Conclusione

Bibliografia

1. Introduzione

Il seguente elaborato tratterà dell'elaborazione e la realizzazione di alcuni modelli di sospensioni in ambito Formula SAE realizzati mediante il programma di simulazione multi-corpo Adams Car. L'idea è sorta quando entrai a far parte del Team tedesco Scuderia Mensa, nel gruppo di dinamica del veicolo. L'intenzione era di riprodurre le sospensioni della macchina su Adams per poter iniziare a simulare le prove dinamiche di base. Al termine della mia permanenza in Germania 3 modelli erano pronti, mentre il quarto richiedeva più tempo, in quanto presentava un corpo deformabile di difficile rappresentazione. Successivamente sono rientrato ad Ancona e ho proposto al Polimarche Racing Team di applicare i modelli che avevo sviluppato in Germania alla macchina P4, allora in via di sviluppo. Le vetture da corsa che prenderò in esame sono la SPR17 e SPR18 della Hochschule RheinMain di Wiesbaden, la P4 del Polimarche Racing Team di Ancona e la SRT15 del Salento Racing Team.

Dopo una breve introduzione alla competizione Formula SAE e ad Adams Car inizierò a spiegare come ho creato il "template" passo dopo passo, dalla costruzione degli "hardpoint" e delle parti alla definizione dei parametri essenziali per simulare.

Nel terzo capitolo, mostrerò come ho implementato il "template" anche ad altre vetture di cui avevo a disposizione il file CAD e i dati generali. Il modello "Push-rod" diventerà "Pull-rod", da anteriore verrà trasformato in posteriore, e verrà aggiunta una barra antirollio.

Nel quarto capitolo utilizzerò i modelli a disposizione per simulare dei test di base come l'escursione parallela ed opposta delle ruote, il carico statico, la prova a rollio con forza verticale e l'escursione di una ruota singola.

Infine, aggiungerò una riflessione su una possibile continuazione del lavoro, fino a creare un assieme del veicolo intero, o ad aggiungere corpi deformabili nelle simulazioni.

1.1. La Formula SAE

La formula SAE è una competizione di livello internazionale tra studenti universitari, organizzata dalla Society of Automotive Engineers, che ha come fine la progettazione e la realizzazione di un'autovettura da corsa secondo specifica regolamentazione. La competizione consiste in una serie di otto prove che valutano vari aspetti della progettazione, non solo le performance del veicolo su pista ma anche la qualità del design, i costi di realizzazione e le idee utilizzate.

1.2. Adams Car

Adams (acronimo di Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems) è un software di simulazione dinamico multi-corpo sviluppato dalla MSC Corporation. Per una funzionalità più estesa sono venduti separatamente diversi moduli addizionali, uno fra questi è Adams Car. Mediante Adams Car, le squadre di ingegneri possono costruire e testare velocemente prototipi virtuali e funzionali di veicoli e di sotto assiemi di veicoli. Lavorando nell'ambiente verticale di Adams, le squadre di Formula SAE possono testare i design dei loro veicoli sotto diverse condizioni di strada, performando gli stessi test che normalmente eseguirebbero in un laboratorio o su un circuito, ma in una frazione del tempo.

Al momento è possibile scaricare una versione per studenti dal sito mscsoftware.com. Questa edizione presenta alcune restrizioni tra cui il limite di 20 corpi, incluso il terreno. La limitazione sul numero dei corpi rende scomodo l'utilizzo di Adams Car, per questo motivo Adams Car non è incluso nella edizione per studenti. Tuttavia, è possibile richiedere un numero di licenze a nome di un Team di Formula SAE. In questo modo il Polimarche Racing Team ha avuto accesso ad Adams Car.

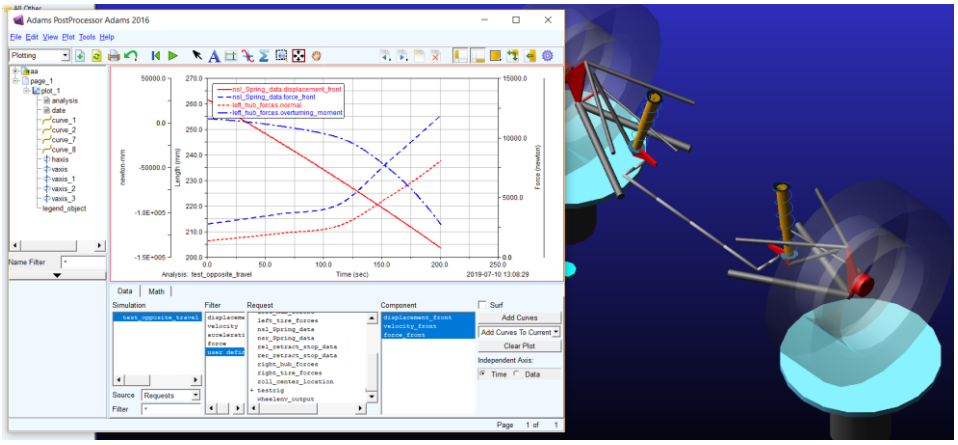

Fig. Esempio di Analisi con Adams Car

2. Creazione del modello

Di seguito descriverò come creare un template di sospensioni a doppio wishbone con sistema Push-rod. Come guida alla creazione del primo modello mi sono servito di un video tutorial messo a disposizione dal Salento Racing Team e di un manuale Adams Car gratuito scaricabile dal sito di MSC Software.

2.1. Le interfacce di Adams Car

Per iniziare, apriamo Adams Car e subito ci verrà chiesto di selezionare l'interfaccia con la quale si vuole lavorare. Adams Car ha due interfacce:

- Standard Interface

  Utilizzata per operare con dei "template" già esistenti. Si possono creare e analizzare gli assiemi delle sospensioni o dell'intero veicolo.

- Template Builder

  Interfaccia con la quale si possono creare i "template" da utilizzare successivamente nella Standard Interface

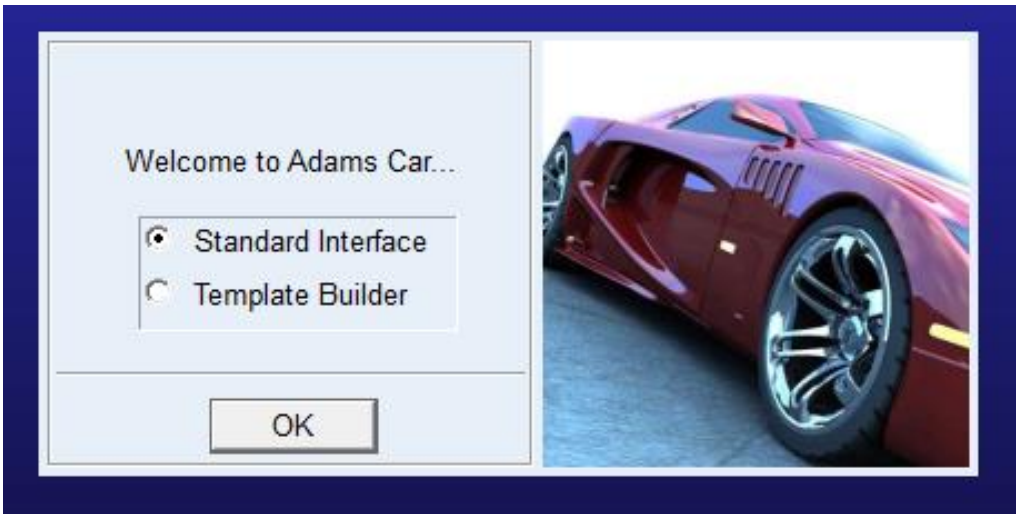

Fig. Finestra iniziale di Adams Car

Selezioniamo la modalità "Template Builder". Un "template" di Adams Car è un modello parametrizzato nel quale si definisce la topologia dei componenti del

veicolo. Costruire un “template” significa definire le parti, il modo in cui si connettono fra di loro, e come il “template” comunica informazioni con gli altri “template” e il Test-Rig (banco prova).

Un Test-Rig è quasi interamente comparabile ad un normale “template”. La differenza sostanziale tra i due è che oltre a contenere parti, vincoli e forze, i Test-Rig contengono dei comunicatori che permettono loro di scambiare informazioni con gli altri “template”. Inoltre, i Test-Rig contengono gli attuatori, cioè i moti e le forze che eccitano l’assieme. Riparleremo di Test-Rig quando dovremo assegnare i comunicatori del “template”.

Impostiamo ora la directory di riferimento: andiamo su “Tools”, creiamo un database per il nostro “template” specificandone la destinazione del file nel computer e lo impostiamo come database di default. Andiamo su “File” e selezioniamo “New...”, comparirà una finestra di dialogo in cui andremo ad inserire il nome e il suo ruolo maggiore, cioè “suspension”. Dopo aver creato il “template”, comparirà la terna del sistema di riferimento sullo sfondo e la gravità, indicata da una freccia rossa.

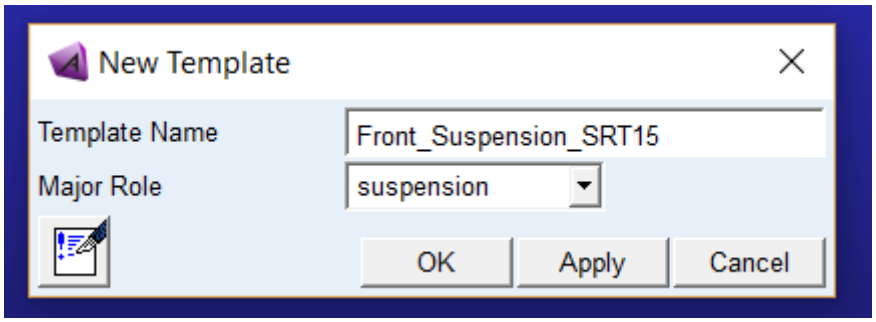

Fig. Creazione del “template”

Adams dà la possibilità all’utente di inserire solamente la metà sinistra (o destra) dei punti, poiché, nel caso in cui risultino simmetrici rispetto al piano Oxz, il programma creerà automaticamente l’altra parte dei punti. Per ogni elemento che creerò, “Hardpoint”, parte o “Joint”, selezionerò la tipologia “left” e lascerò creare la parte destra ad Adams.

2.2. Gli “Hardpoints”

Per iniziare a dare forma alla sospensione, avremo bisogno delle coordinate di tutti punti di maggiore importanza della sospensione, come i punti di attacco dei triangoli al telaio, del puntone sul triangolo, il centro della ruota etc.

Ottenuti questi dati, si può iniziare ad aggiungere uno ad uno tutti i punti caratteristici chiamati “Hardpoints”. Gli “Hardpoints” contengono le coordinate per localizzare i punti e sono i blocchi fondamentali su cui si costruiscono tutti gli altri componenti. Un’entità che definisce sia la posizione che l’orientamento è chiamata “Construction Frame”.

Solitamente “Hardpoints” e “Construction Frames” sono chiamate coordinate di riferimento.

Per creare gli “Hardpoints” andiamo su “Build” > “Hardpoint” > “New” dando il nome ai punti ed inserendo le rispettive coordinate. Se si dispone di una tabella con tutte le coordinate, sarà sicuramente più comodo e veloce incollare quest’ultima nella “Hardpoint’s Table”. In questo modo si possono inserire più velocemente le coordinate.

Gli “Hardpoints” creati saranno:

- FLIBJ = Front Lower Inner Ball Joint
- RLIBJ = Rear Lower Inner Ball Joint
- LBJ = Lower Ball Joint
- FUIBJ = Front Upper Inner Ball Joint
- RUIBJ = Rear Upper Inner Ball Joint
- UBJ = Upper Ball Joint
- ITRJ = Inner Tie Rod Joint
- OTRJ = Outer Tie Rod Joint
- PROJ = Push Rod Outer Joint
- PRIJ = Push Rod Inner Joint
- WC = Wheel Center
- BS = Bellcrank on Spring
- BC = Bellcrank on Chassis
- DC = Damper on Chassis

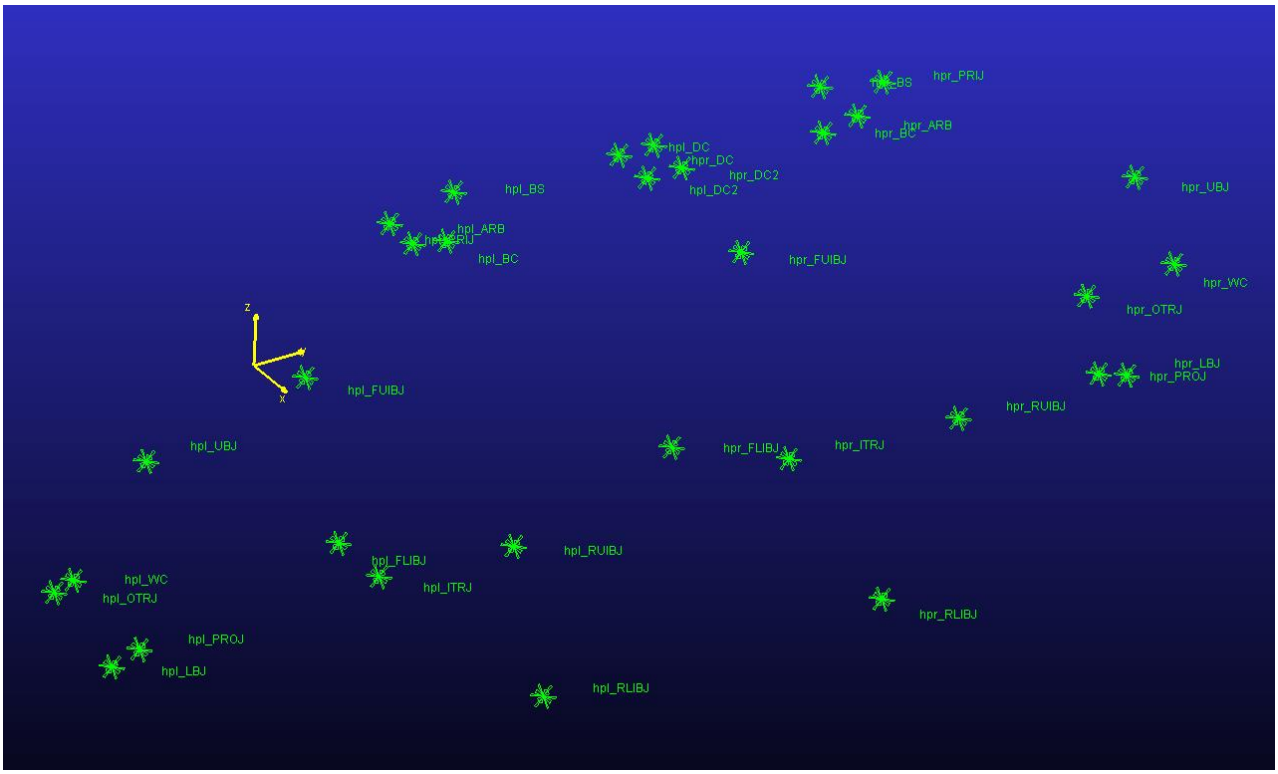

Fig. Rappresentazione degli “Hardpoints” nello spazio

2.3. Le Parti

Creati i punti, si può iniziare a costruire le parti della sospensione. Per questo “template” utilizzeremo solamente le “General Parts” e le “Mount Parts”.

Una “General Part” è una parte rigida definita da posizione, orientamento, massa, inerzia e centro di gravità. La massa calcolata dal programma non è parametrizzata: se cambiamo le coordinate di un “Hardpoint”, le proprietà della massa della parte non verranno ricalcolate. Alternativamente è possibile modificare la parte ed inserire valori della massa definiti dall’utente oppure cliccare sul simbolo della calcolatrice per ricalcolare la massa. Nell’interfaccia Standard le parti generali possono essere rigide o flessibili.

Per creare le nostre parti andiamo su “Build” > “Parts” > “General Part” > “New...”, comparirà la finestra “Create General Part” con i vari campi da riempire con le caratteristiche della parte da creare:

- Nome della parte
- Tipo — Destra o sinistra
- Valori di posizione — Coordinate di un punto della parte
- Orientamento — Orientamento della parte sul punto

- Masse — Massa e momenti di inerzia della parte
- Tipo di materiale

Con questa procedura, creeremo le seguenti parti relative alla metà di sinistra (o destra) della sospensione:

- Wheel Carrier — Portamozzo
- Rocker o Bellcrank
- Tie-Rod — Puntone dello sterzo
- Push-Rod — Puntone del rocker
- Upper Arm — Triangolo superiore
- Lower Arm — Triangolo inferiore

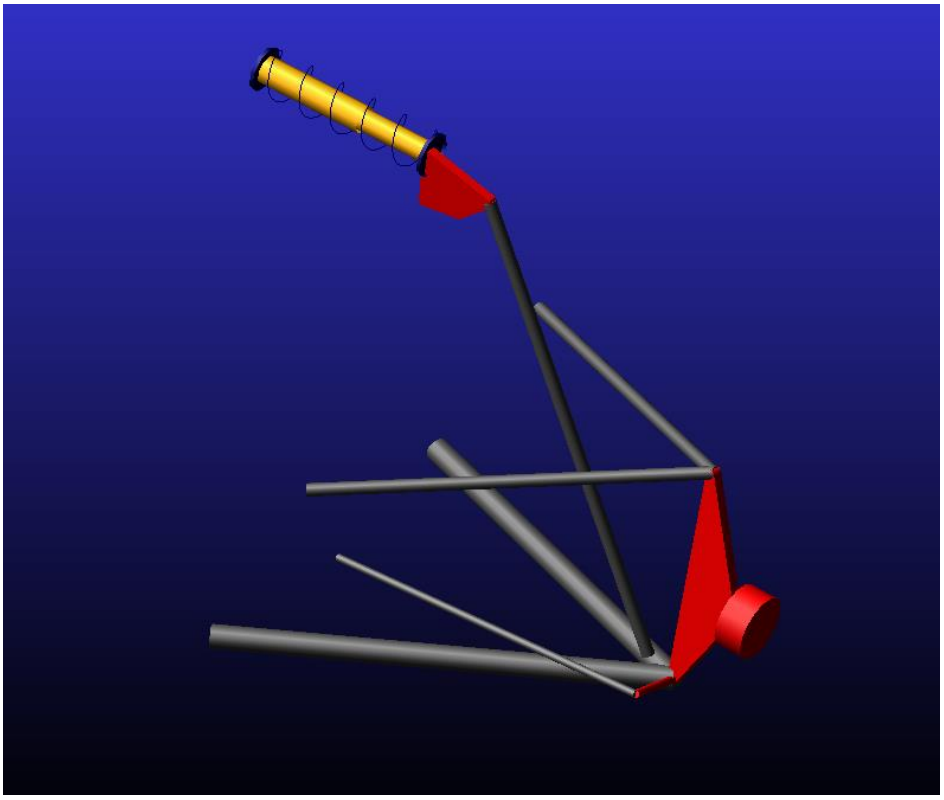

Fig. Le parti della sospensione

Aggiungiamo due ulteriori parti che serviranno quando dovremo definire l'ammortizzatore: Structure_Inboard e Structure_Outboard. Dopo aver cliccato "OK" le parti si presenteranno come due terne di vettori, una gialla e una verde, per ciascuna parte. La terna gialla rappresenta la parte e si localizzerà nel punto dove è stata definita. La terna verde, invece, indica il baricentro della parte. Le parti, per il

momento, sono puntiformi, per questo motivo hanno le terne sovrapposte sullo stesso punto. Successivamente aggiungeremo la geometria alle parti, e la terna verde delle parti si localizzerà su ciascun baricentro.

2.4. Le geometrie

I componenti di tipo “Geometry” permettono di costruire facilmente delle rappresentazioni parametriche delle parti. Se non sono note la massa e l’inerzia di una parte, queste possono essere calcolate automaticamente in base alle dimensioni della geometria.

Utilizzeremo tre tipi di geometrie:

- “Arm” Geometry — Definito da tre punti e uno spessore
- “Link” Geometry — Collegamento tubolare tra due punti
- “Cylinder” Geometry — Cilindro centrato in un punto

Per dare la geometria alle parti create, utilizziamo la funzione “Link Geometry” per le parti tubolari, e “Arm Geometry” per le parti assimilabili ad una piastra triangolare con un certo spessore. Clicchiamo quindi su “Build” > “Geometry” > “Link” > “New...”, comparirà la finestra “Create Link Geometry” ed inseriremo le seguenti caratteristiche:

- Nome del link
- Parte — Parte associata al link
- Coordinata 1 — 1ª estremità del tubo
- Coordinata 2 — 2ª estremità del tubo
- Raggio — Raggio del tubo
- Colore

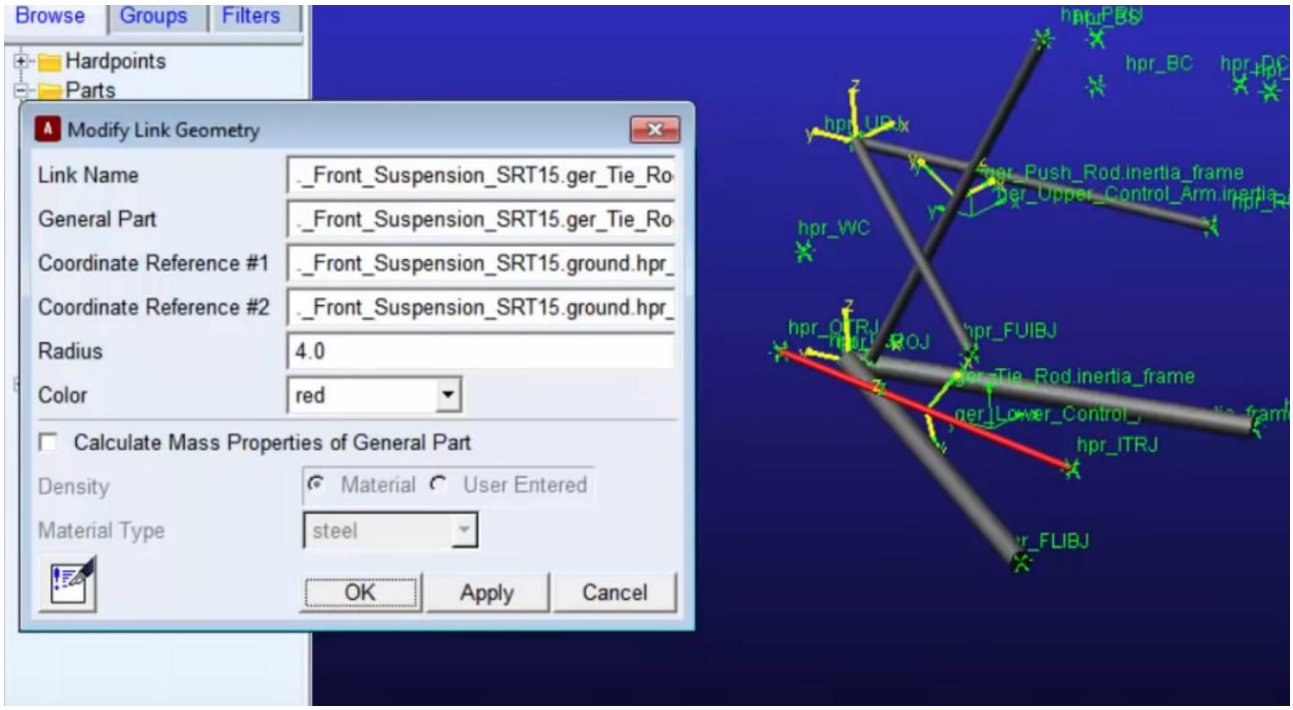

Fig. “Link Geometry”

La geometria di tipo “Arm” la utilizziamo per descrivere il rocker e il portamozzo. In questo caso bisognerà inserire una terza coordinata e lo spessore invece che il raggio. I tre vertici del rocker saranno: l’estremità superiore del puntone, l’attacco al telaio del rocker e l’estremità dell’ammortizzatore. Per il portamozzo, invece, le tre coordinate saranno: il centro della ruota e i due punti esterni dei wishbone superiore e inferiore. Ancora una volta Adams ci semplifica il lavoro: quando dovremo inserire il nome di una parte o di un “Hardpoint” ci basterà cliccare col tasto destro sul campo vuoto, selezionare “[...] Reference” > “Guesses” e cliccare sul nome della parte o del punto desiderato.

Le parti più complesse avranno associate più geometrie; come, ad esempio, i wishbone e i loro due braccetti. Il baricentro di queste parti sarà calcolato come il baricentro dell’insieme delle geometrie che le compongono. Spesso le parti meno complesse hanno solo una geometria associata, è quindi possibile creare con un solo comando entrambe. Clicchiamo quindi su “Build” > “Parts” > “General Part” > “Wizard...” ed inseriamo in una sola volta tutte le caratteristiche: nome, tipo di geometria (“Link” o “Arm”), coordinate, raggio o spessore, e materiale.

Il puntone dello sterzo, dato che è collegato ad una certa distanza dall’asse verticale della ruota, avrà bisogno di un collegamento al portamozzo. Definiamo un’altra geometria associata al portamozzo, chiamata “Ackermann”, che si collegherà al puntone dello sterzo.

2.5. L’ammortizzatore

Create le parti e le geometrie, andiamo ad aggiungere anche le due forze che costituiscono l’ammortizzatore: il “Damper” e la “Spring”. Per creare il primo andiamo su “Build” > “Forces” > “Damper” > “New...” ed inseriamo i punti a cui è collegato.

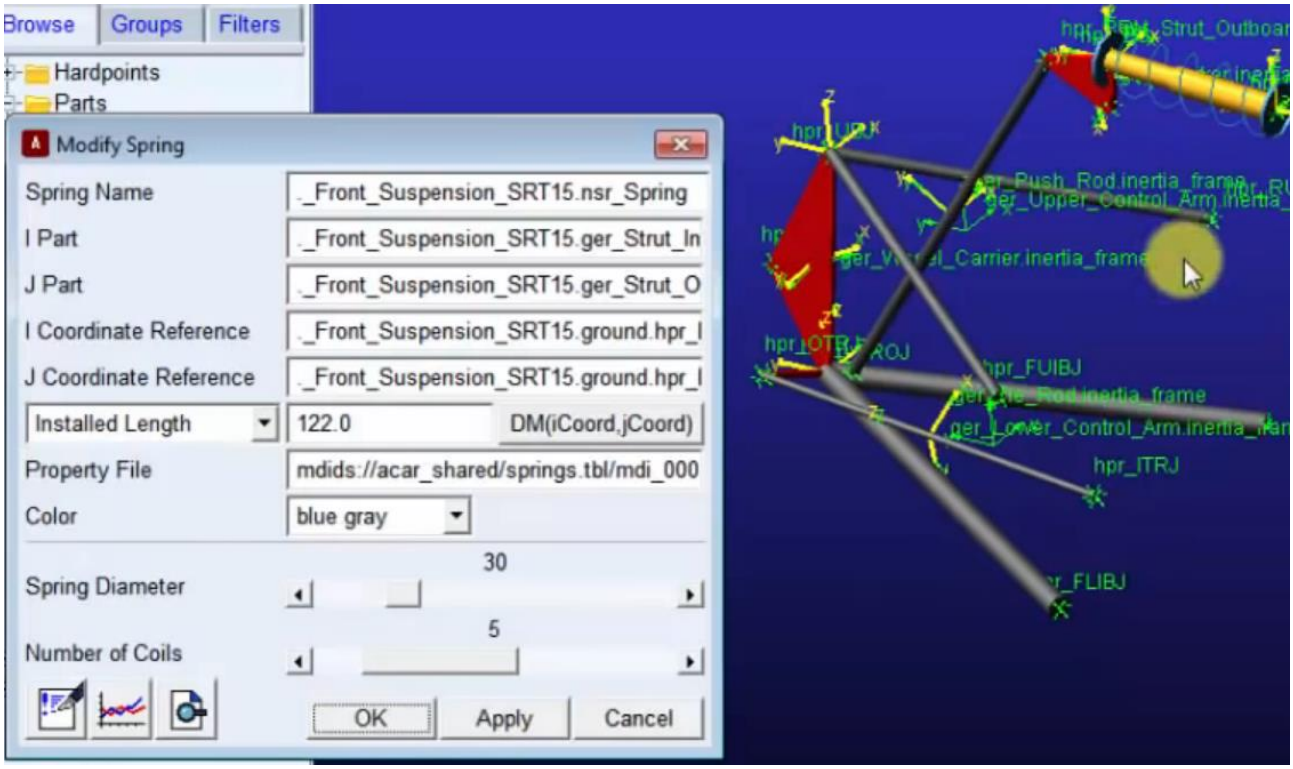

Fig. “Spring” e “Damper”

Inoltre, è possibile modificare il file delle proprietà dell’ammortizzatore, inserendo una differente relazione tra la forza e la velocità. Analogamente creiamo la molla cliccando su “Build” > “Forces” > “Spring” > “New...”, e selezioniamo gli stessi punti. Anche per le molle possiamo modificare il file delle proprietà, in più è possibile selezionare il numero delle spire, il diametro e la lunghezza della molla. Nel momento in cui ci vengono chieste le parti che son collegate dal “Damper” e dalla “Spring” dobbiamo inserire le parti Structure_Inboard e Structure_Outboard, precedentemente create, seppure senza una geometria specifica.

2.6. Il mozzo

Le parti che ho finora citato, per essere definite, necessitano solamente di una determinata posizione. Per questo sono stati utilizzati gli “Hardpoint”. Differisce da queste il mozzo. Questa parte infatti è definita da un orientamento, oltre che da una posizione. Un “Hardpoint” allora non sarà sufficiente per orientare il mozzo. Creiamo per questo motivo un “construction frame” e i relativi parametri della sospensione: gli angoli di “Toe” e “Camber”, detti anche di “convergenza” e di “campanatura”.

Nella posizione di design di un veicolo, la sospensione potrebbe avere dei valori di Toe e Camber diversi da zero. Bisogna comunicare i valori di Toe e Camber al “template” tramite i comunicatori. I comunicatori vengono creati automaticamente da Adams Car dopo aver impostato i parametri della sospensione.

Andiamo su “Build” > “Suspension Parameters” > “Toe/Camber Values” > “Set...” e diamo un valore agli angoli di Toe e Camber per i lati destro e sinistro della sospensione.

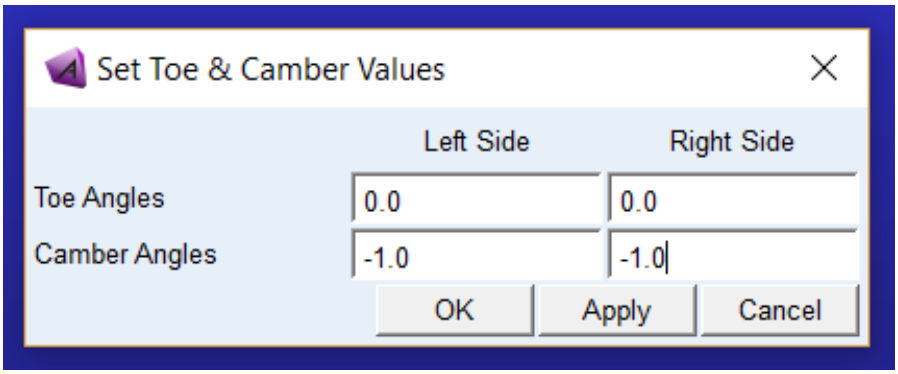

Fig. Angoli di Toe/Camber

Impostati i parametri, ora clicchiamo su “Build” > “Construction Frame” > “New...” ed inseriamo i valori:

- Coordinate di riferimento — Centro ruota
- Orientamento — Toe/Camber
- Tipo di variabili — Variabili parametrizzate
- Valore di Toe — Angolo di Toe precedentemente creato
- Valore di Camber — Angolo di Camber precedentemente creato

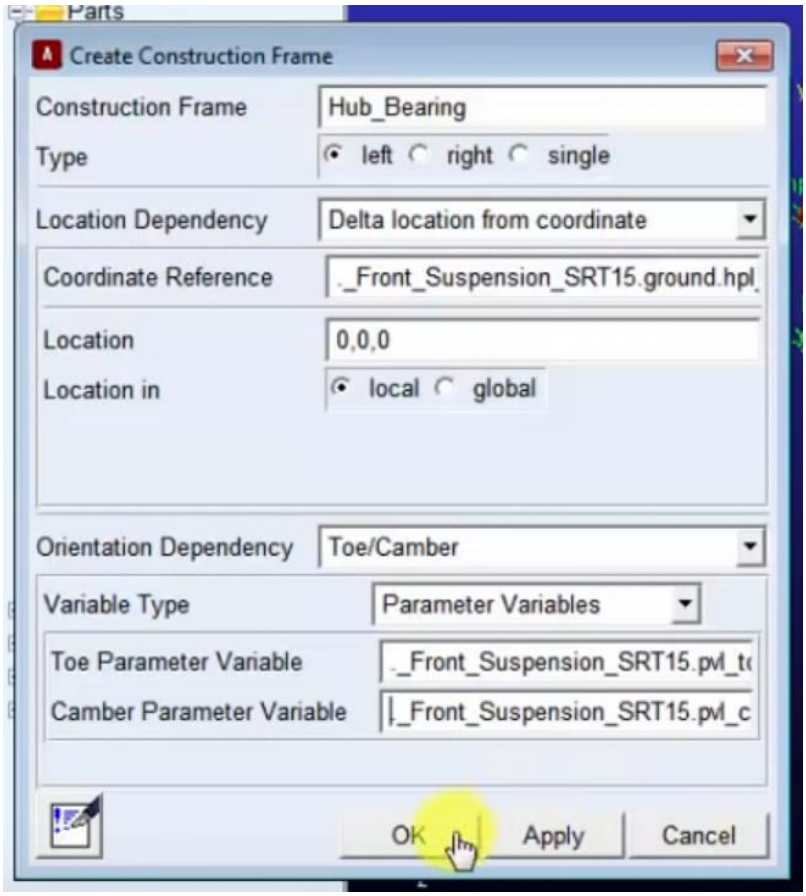

Fig. “Construction Frame” del mozzo

Ora che abbiamo i parametri e il “Construction Frame” possiamo creare la parte relativa al mozzo. Quando ci verranno chiesti la posizione e l’orientamento del mozzo andremo ad inserire il “Construction Frame” appena creato.

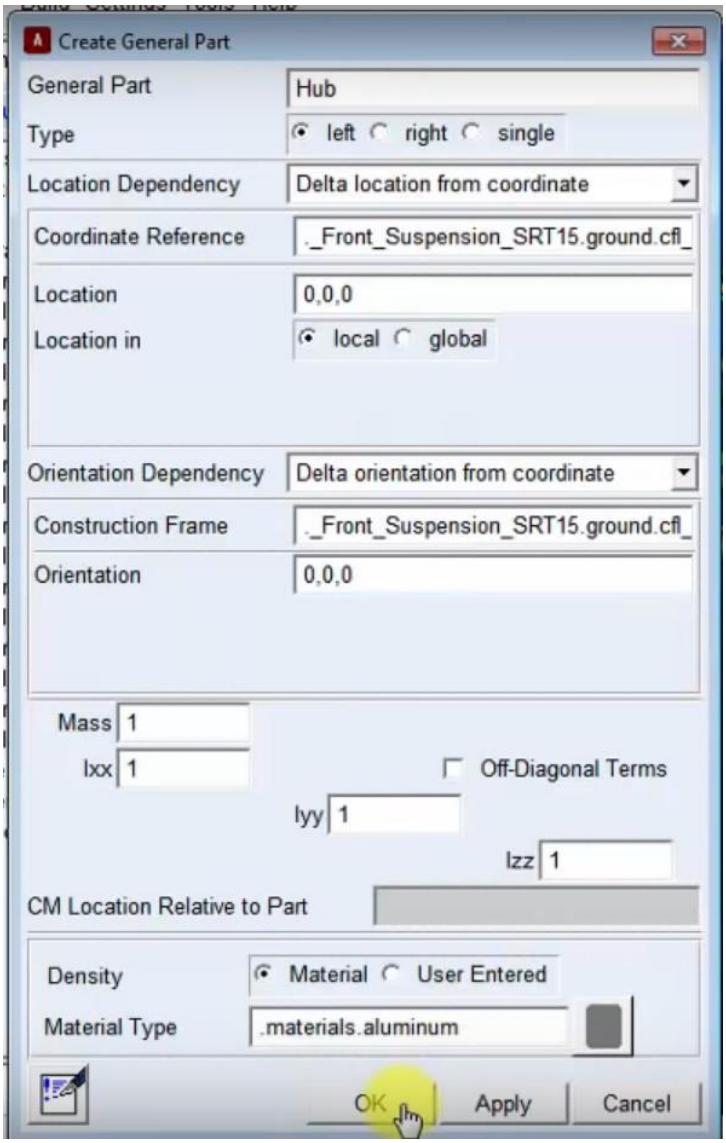

Fig. Parte del mozzo

Creata la parte, utilizzeremo una geometria cilindrica per il mozzo. Per far questo andiamo su “Build” > “Geometry” > “Cylinder” > “New...” e inseriamo i valori:

- Parte — Parte associata al cilindro
- Construction Frame — Construction Frame appena creato
- Raggio — Raggio del cilindro
- Lunghezza nella Z positiva — Altezza del cilindro
- Colore
- Materiale

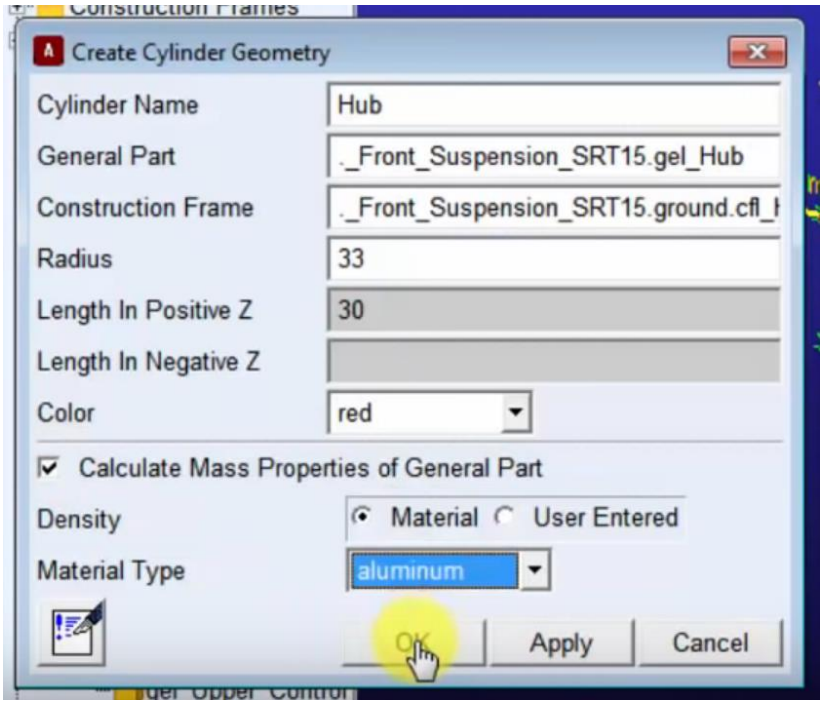

Fig. “Cylinder Geometry” del mozzo

2.7. Il Rocker

A volte il Rocker, o “Bellcrank”, viene orientato con un certo angolo rispetto al piano verticale. Questa soluzione viene adottata soprattutto quando si vuole modificare la posizione dell’ammortizzatore, per posizionarlo, ad esempio, in posizione orizzontale.

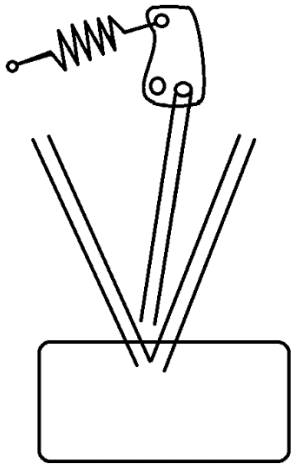

Fig. Schema di Sospensione con ammortizzatore orizzontale. Vista dall’alto

Per questo motivo creiamo un “Construction Frame” anche per il rocker, in modo da orientarlo come vogliamo. Andiamo quindi su “Build” > “Construction Frame” > “New...” ed orientiamo l’asse di rotazione con i seguenti angoli di Eulero: 90, 90, 0.

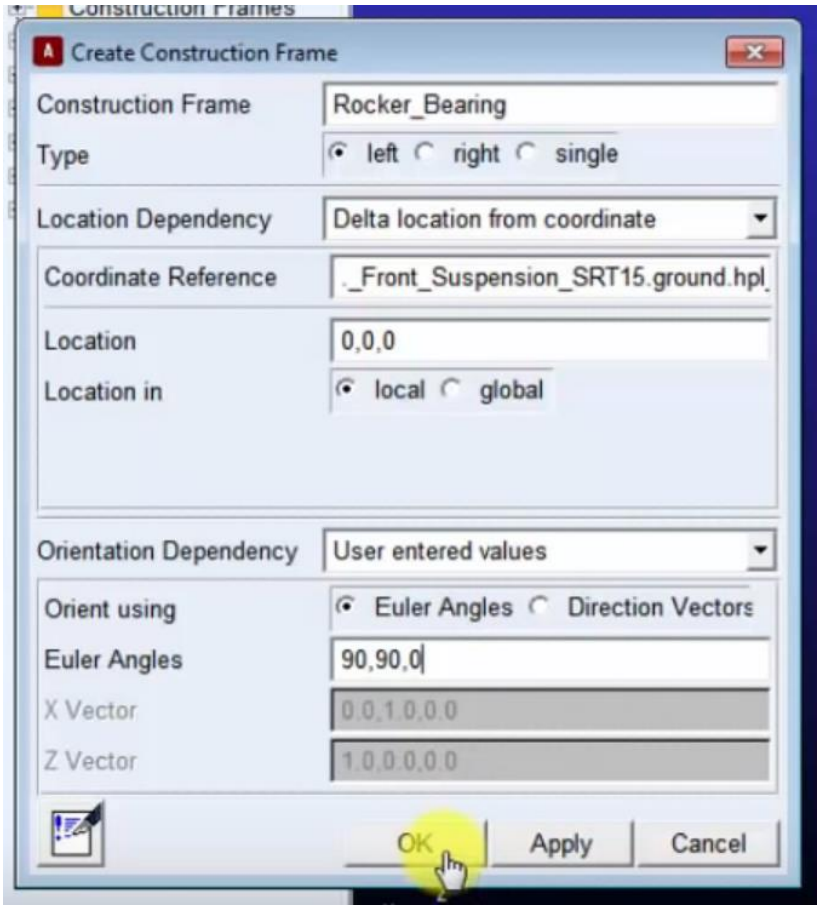

Fig. “Construction Frame” del rocker

2.8. I “Mount”

Prima di passare ai vincoli, creiamo dei “Mount”. Ad ogni ”Mount” corrisponde un “Hardpoint”. Ci serviranno per descrivere i punti del telaio a cui sono vincolate le parti. Nello specifico, avremo bisogno di una montatura per i seguenti punti:

- M_FLIBJ Attacco al telaio dei triangoli inferiori
- M_FUIBJ Attacco al telaio dei triangoli superiori
- M_BC Attacco al telaio del rocker
- M_DC Attacco al telaio dell’ammortizzatore
- M_TIEROD Attacco del puntone dello sterzo alla scatola dello sterzo

Per creare queste montature andiamo su “Build” > “Parts” > “Mount” > “New...” e selezioniamo per ognuna l’”Hardpoint” corrispondente.

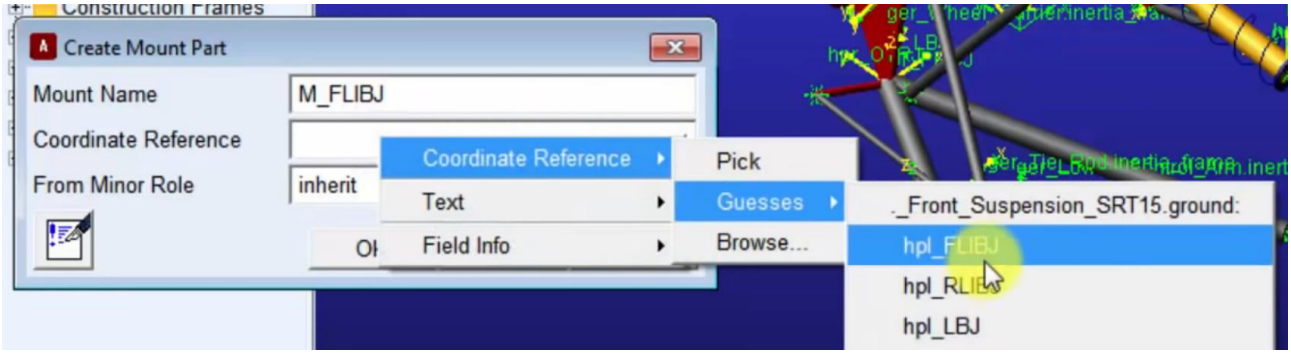

Fig. I “Mounts”

2.9. I vincoli

Nella prossima fase ci occuperemo dei cosiddetti ““Joint””, i vincoli al moto delle parti. I tipi di vincolo che useremo sono:

Nome Vincolo	**Gradi di libertà**	**Descrizione**
Revolution “Joint”	1	Una sola rotazione permessa
Spherical “Joint”	3	Tre rotazioni permesse
Hooke “Joint”	2	Due rotazioni permesse
Convel “Joint”	2	Due rotazioni permesse con velocità costante
Cylindrical “Joint”	2	Una traslazione e una rotazione permesse

Il “Joint” di tipo “Hooke” corrisponde al giunto cardanico. Il “Convel” “Joint” permette ai puntoni di funzionare nelle simulazioni, mentre uno “Spherical” “Joint” non funzionerebbe.

I “Revolution” “Joint” li utilizziamo per far ruotare i triangoli superiori e inferiori intorno all’asse definito dai rispettivi punti di attacco al telaio. Altri due “Revolution” “Joint” andranno messi tra mozzo e portamozzo, e tra rocker e telaio. Per questi due punti l’asse del vincolo verrà orientato come il construction frame corrispondente. Per ognuno di questi “Revolution” “Joint” che si collegherà al telaio, inseriamo il rispettivo “Mount” nella casella “J Part”.

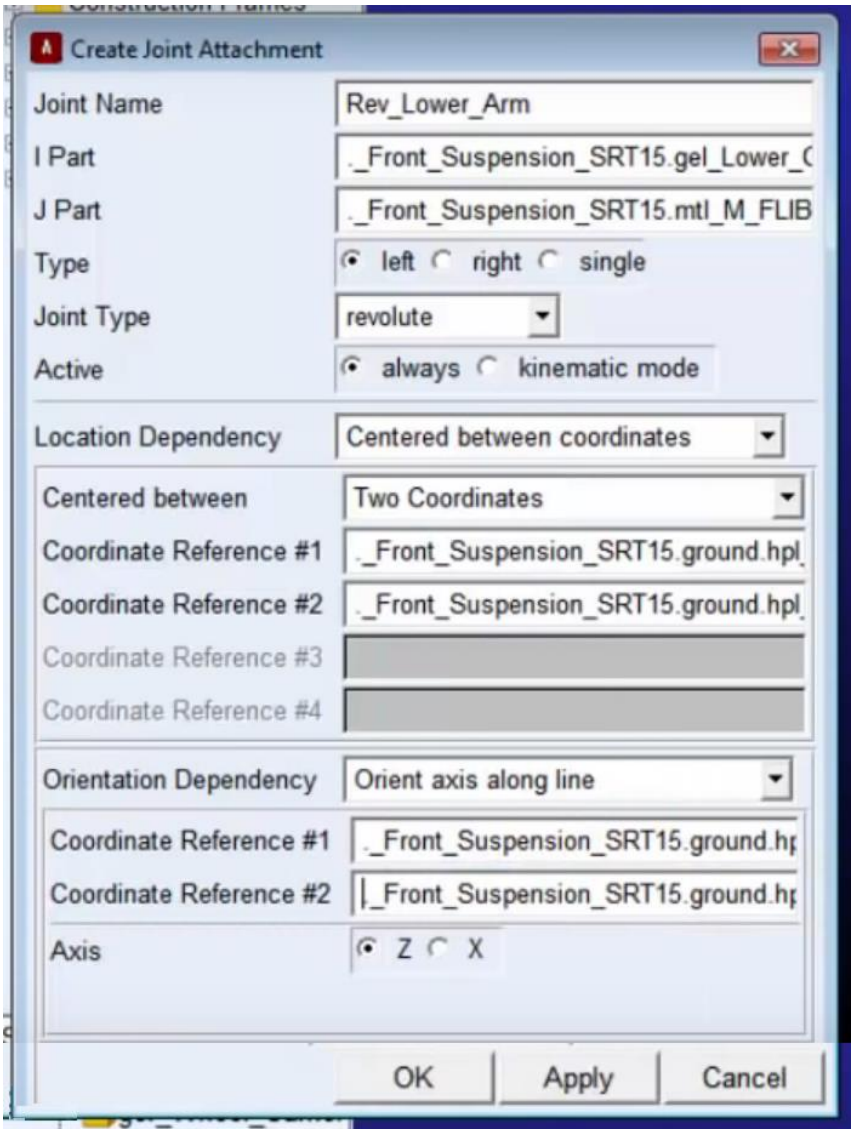

Fig. “Revolution Joint”

Gli “Spherical” “Joint” ci servono per far ruotare relativamente i triangoli con il portamozzo e per far ruotare la ruota attorno all’asse dello sterzo, definito dalle due estremità dei triangoli. Inoltre, utilizziamo altri due giunti sferici: uno per l’attacco del puntone “Push-rod” al triangolo inferiore, e uno per l’attacco del puntone dello sterzo all’ “Ackermann”.

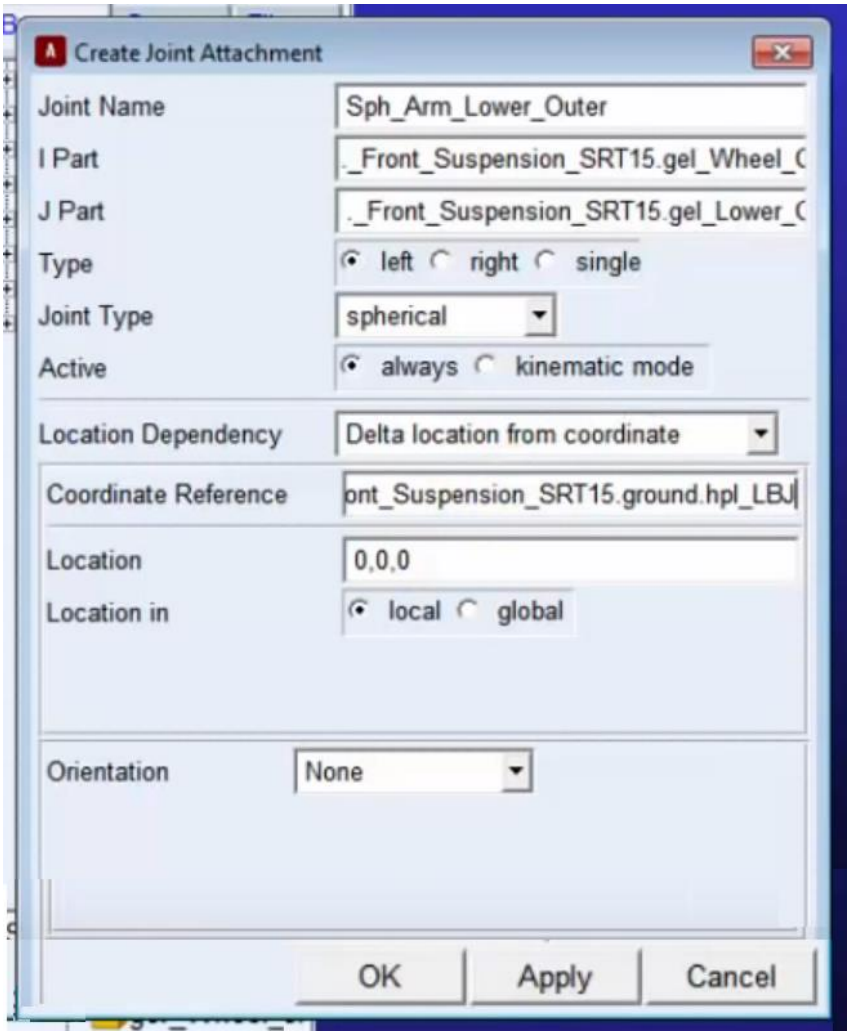

Fig. “Spherical Joint”

Il giunto di tipo “Hooke” viene utilizzato solamente nei due puntoni dello sterzo. Viene collegato tra il puntone e il “Mount” relativo all’attacco al telaio. Quando poi bisogna definire i due assi del giunto cardanico, consideriamo gli estremi del puntone per il primo asse, mentre il secondo asse è quello che passa per i due attacchi al telaio dei puntoni. L’asse è situato in quel punto perché è dove è montata la scatola dello sterzo.

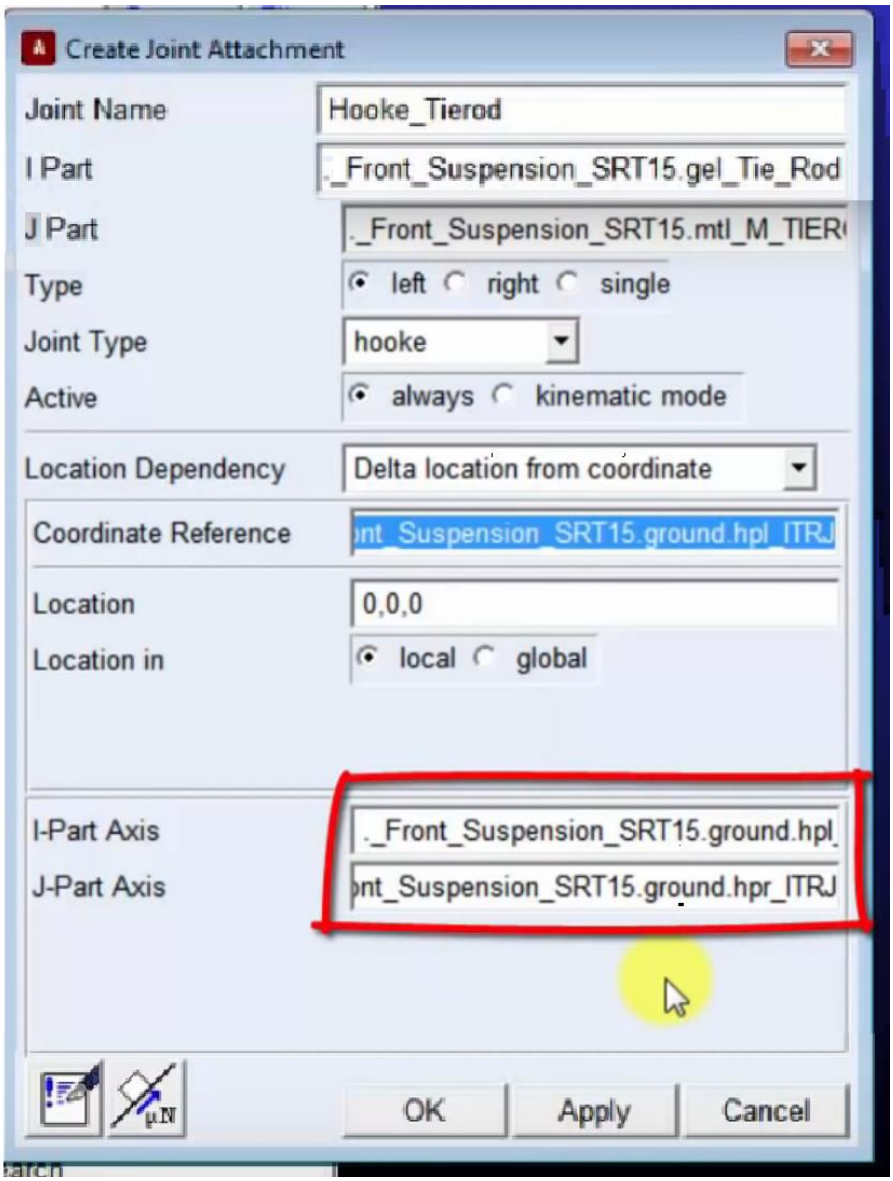

Fig. “Hooke Joint”

Per quanto riguarda il collegamento tra puntone e rocker, e tra ammortizzatore e rocker, utilizziamo il giunto “Convel”. Come per l’”Hooke” “Joint”, dobbiamo

specificare i due assi del vincolo. Questo vuol dire selezionare due “Hardpoint” oltre al punto in cui è localizzato il vincolo.

Per il “Convel” “Joint” tra puntone e rocker selezioniamo i seguenti “Hardpoint”:

- PROJ = Push Rod Outer “Joint” Punto dell’asse del puntone
- PRIJ = Push Rod Inner “Joint” Posizione del giunto
- BS = Bellcrank on Spring Punto dell’asse del rocker

Per il “Convel” “Joint” tra ammortizzatore e rocker selezioniamo i seguenti “Hardpoint”:

- DC = Damper on Chassis Punto dell’asse dell’ammortizzatore
- BS = Bellcrank on Spring Posizione del giunto
- PRIJ = Push Rod Inner “Joint” Punto dell’asse del rocker

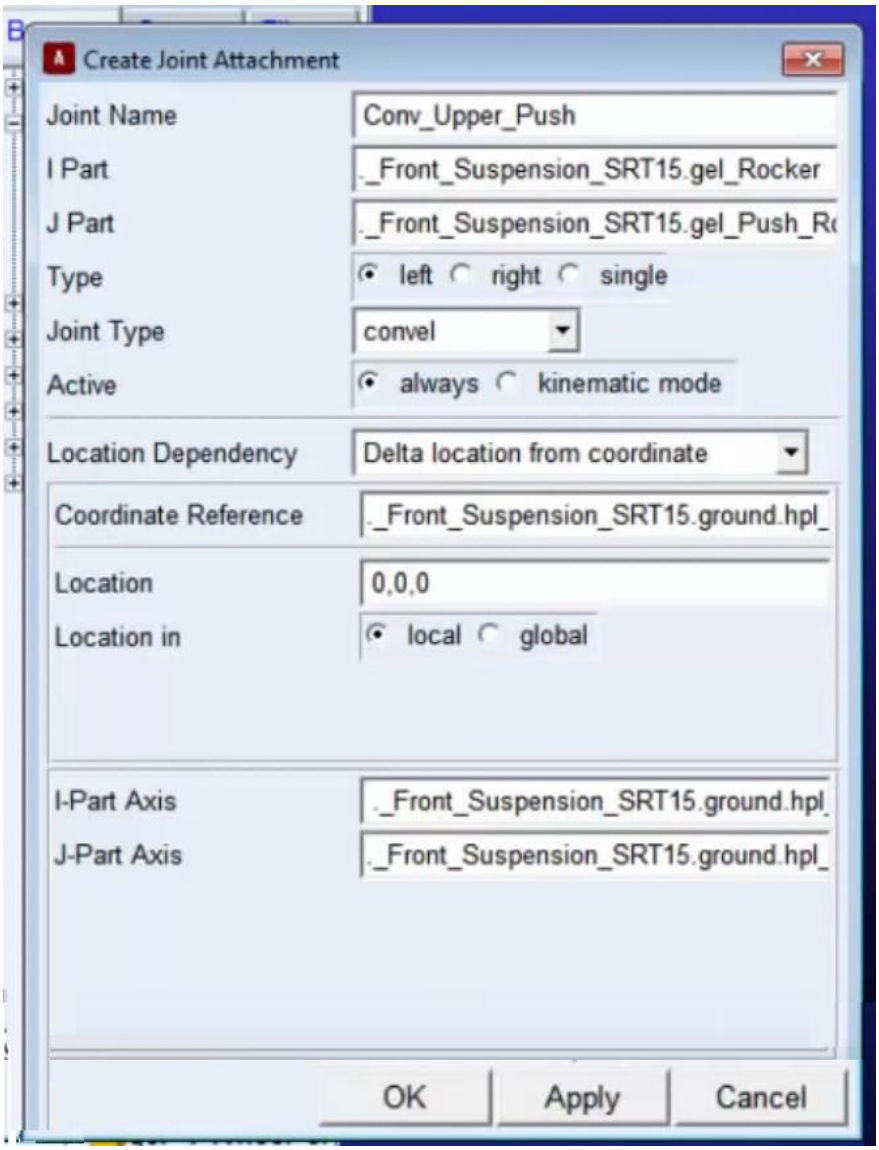

Fig. “Convel Joint”

Occupiamoci dell’ammortizzatore. Durante le simulazioni, questa entità creerebbe problemi se non avesse i seguenti vincoli: un “Cylindrical” “Joint” fra i due estremi e un “Convel” “Joint” tra il “Damper” e il telaio. Per creare il secondo ci servirà un punto in più; creiamo quindi un Hardpoint a partire dall’attacco al telaio del “Damper” (DC), spostandoci di 50 mm lungo la direzione delle “x” positive:

- Hardpoint Name DC2
- Location
  LOC_ON_AXIS(._Front_Suspension_SRT15.ground.hpl_DC,50,”x”)

La funzione “LOC_ON_AXIS(A,B,C)” permette di identificare un punto distante una misura B nella direzione C da un altro punto A.

Ora che abbiamo il nostro punto creiamo un “Convel” “Joint” tra ammortizzatore e telaio selezionando i seguenti “Hardpoint”:

- DC2 = Punto distante 50 da DC in direzione “x” Punto dell’asse longitudinalecon
- DC = Damper on Chassis Posizione del giunto
- BS = Bellcrank on Spring Punto dell’asse del rocker

Infine, costruiamo il “Cylindrical” “Joint” fra le parti “Structure_Inboard” e “Structure_Outboard”, estremi dell’ammortizzatore.

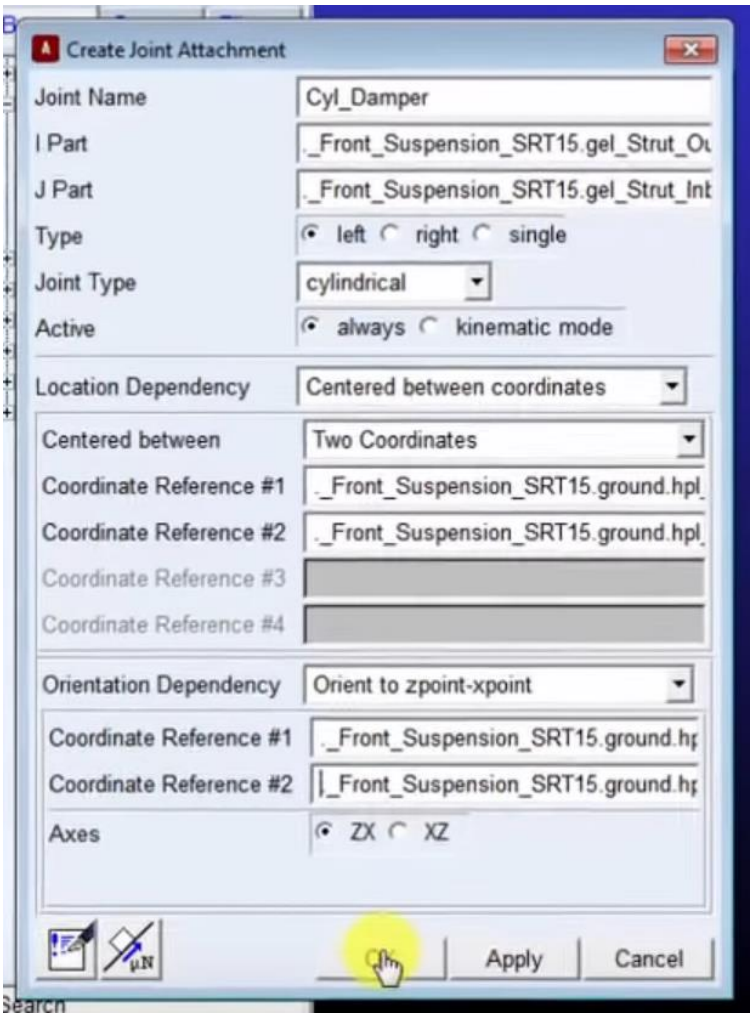

Fig. “Cylindrical Joint”

A questo punto il “template” avrà il seguente aspetto:

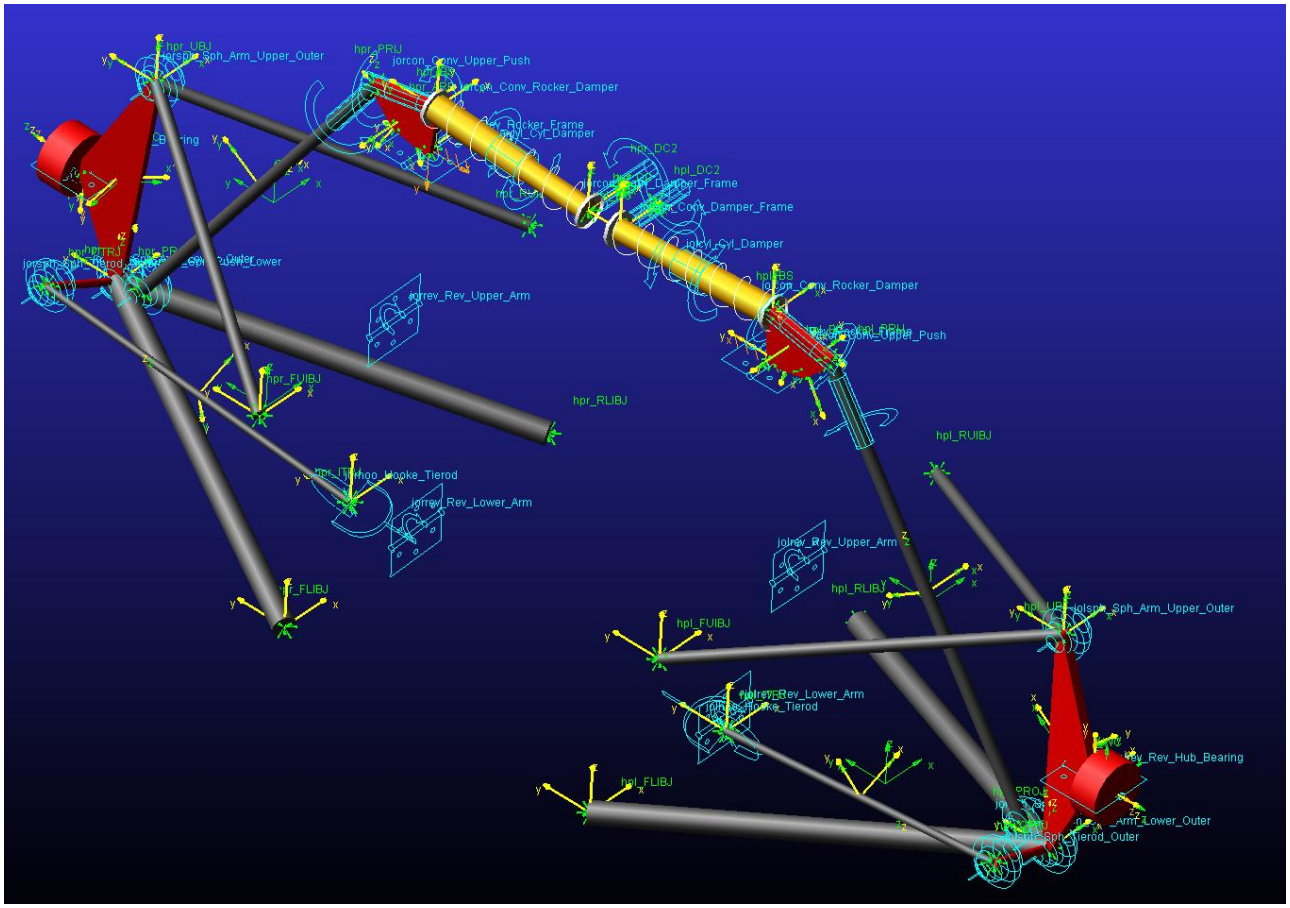

Fig. “Template” con parti e vincoli

2.10. L’asse dello sterzo

Occupiamoci dell’asse dello sterzo. Esso può essere calcolato in due modi:

- Instant axis — Necessita di una parte e di un Hardpoint
- Geometric — Necessita di due parti e di due Hardpoint

Nel primo metodo è molto importante definire la corretta parte e il corretto Hardpoint. Qualsiasi parte e punto sono opzionabili, ammesso che, bloccato il movimento verticale della parte, venga bloccata anche l’escursione della molla.

Nel secondo metodo Adams Car va a creare due “Marker”, ossia dei sistemi di coordinate definiti da una posizione e un orientamento. I due “Marker” verranno posizionati nei due Hardpoint.

Entrambi danno risultati accurati mentre il metodo geometrico è più intuitivo anche se non è sempre utilizzabile (per esempio, nelle sospensioni “multi-link”).

Il tipo di sospensione può essere:

- Dipendente — Per sospensioni che reagiscono ad una coppia motrice in entrata
- Indipendente

Adams Car utilizza questa informazione quando deve calcolare lo “Squat” e la percentuale di “Anti-squat”. Lo “Squat” è pari alla compressione della sospensione posteriore per ogni G di accelerazione del veicolo. Il suo analogo è il “Lift”, pari all’estensione della sospensione anteriore per ogni G di accelerazione del veicolo. L’”Anti-squat” è il rapporto tra la fluttuazione verticale della sospensione causato dalle forze di trazione e dalla coppia motrice e la fluttuazione causata dallo spostamento del carico del veicolo.

Detto questo, andiamo su “Build” > “Suspension Parameters” > “Characteristics Array” > “Set...”, ed inseriamo i seguenti:

- Steer Axis Calculation — Geometric
- Suspension Type — Independent
- I Part — Triangolo Superiore sinistro
- J Part — Triangolo Inferiore sinistro
- I Coordinate Reference — UBJ
- J Coordinate Reference — LBJ

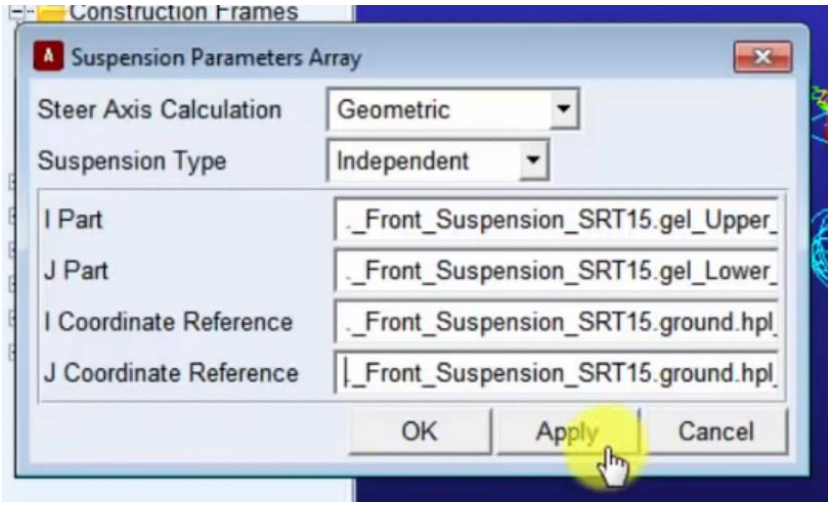

Fig. “Suspension Parameters Array”

2.11. I parametri della sospensione

Per far un’analisi corretta con il nostro “template” appena creato, è necessario che esso soddisfi le seguenti condizioni:

- Il “template” deve essere compatibile con gli altri “template” e con il banco prova, il cosiddetto “Test-Rig”. Un esempio di banco prova è il “._MDI_SUSPENSION_TESTRIG”. Il “template” deve anche contenere i giusti comunicatori di uscita o “output communicators”.
- Se il “template” descrive una sospensione (per esempio, il suo ruolo maggiore è di sospensione) deve contenere anche un array di parametri della sospensione o un “Suspension Parameters Array”. Questo permette ad Adams Car di sapere come dovrebbe essere calcolato l’asse dello sterzo e se la sospensione è indipendente o dipendente.

Per esempio, per essere compatibile con il banco prova, il “template” sospensivo deve contenere o un “mount output communicator” o un “upright output communicator”. Nella seguente tabella la dicitura [lr] indica che è presente un “communicator” sia a destra che a sinistra.

The communicator:	Belongs to the class:	From minor role:	Receives:
co[lr]_suspension_mount	mount	inherit	suspension_mount
co[lr]_suspension_upright	mount	inherit	suspension_upright
co[lr]_wheel_center	location	inherit	wheel_center
co[lr]_toe_angle	parameter_real	inherit	toe_angle
co[lr]_camber_angle	parameter_real	inherit	camber_angle

Fig. “Comunicators” e caratteristiche

Il “co[lr]_suspension_mount” indica le parti alle quali si collegheranno le ruote del banco prova. Indicare come ruolo minore “inherit”: facendo così, il comunicatore prende il ruolo dal ruolo minore dei sotto assiemi che utilizzeranno il “template”.

Il “co[lr]_wheel_center” riferisce la posizione del centro della ruota al banco prova, in modo che si possa localizzare relativamente alla sospensione. Anche in questo caso si seleziona “inherit” come ruolo minore.

I due comunicatori degli angoli di Toe e Camber (co[lr]_toe_angle e co[lr]_camber_angle) permettono al banco prova di orientare correttamente le ruote con questi angoli.

Per creare gli opportuni “output communicator” clicchiamo su “Build” > “Communicator” > “Output” > “New...” e inseriamo:

- Output Communicator Name: suspension_mount
- Type left
- Entity mount
- To Minor Role inherit
- Part Name mozzo sinistro

- Output Communicator Name: suspension_upright
- Type left
- Entity mount
- To Minor Role inherit
- Part Name porta mozzo sinistro

- Output Communicator Name: wheel_center
- Type left
- Entity location
- To Minor Role inherit
- Coordinate Reference Name WC sinistro (wheel center)

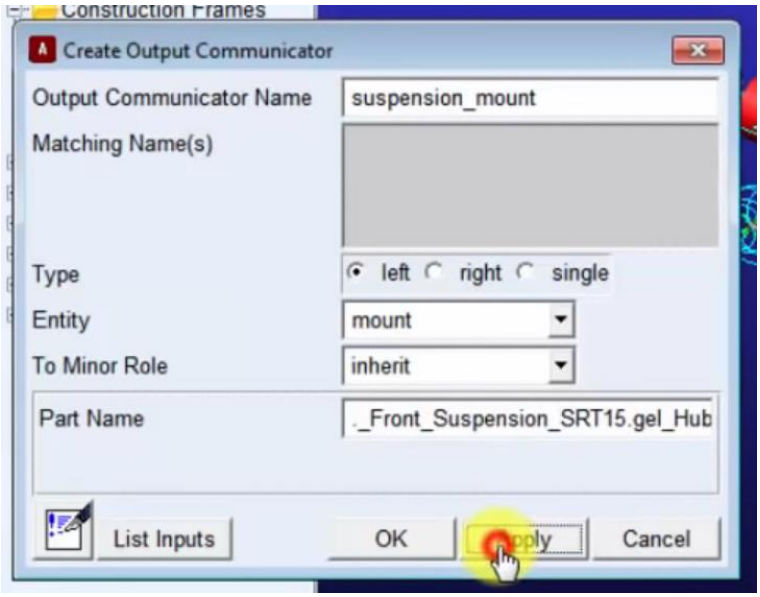

Fig. “Output comunicator”

Per assicurarsi di aver inserito correttamente tutti i comunicatori è possibile effettuare un test: dopodiché sapremo se sarà necessario aggiungere o modificare dei comunicatori. Nonostante sia possibile inserire i “template” singolarmente, è bene inserire tutti quelli che contengono comunicatori che trasferiscono informazioni tra di loro. Nel nostro caso inseriremo il “Front_Suspension_SRT15” e il suo banco prova “Test-Rig”. Per ciascuno specificheremo il ruolo minore (“any”, “front”, “rear” etc.). Dopo aver effettuato il test, compare una finestra di dialogo con i comunicatori di output/input non accoppiati per i modelli selezionati. Clicchiamo su “Build” > “Communicator” > “Test...” e immettiamo i seguenti:

- ._MDI_SUSPENSION_TESTRIG Ruolo minore: any
- ._Front_Suspension_SRT15 Ruolo minore: front

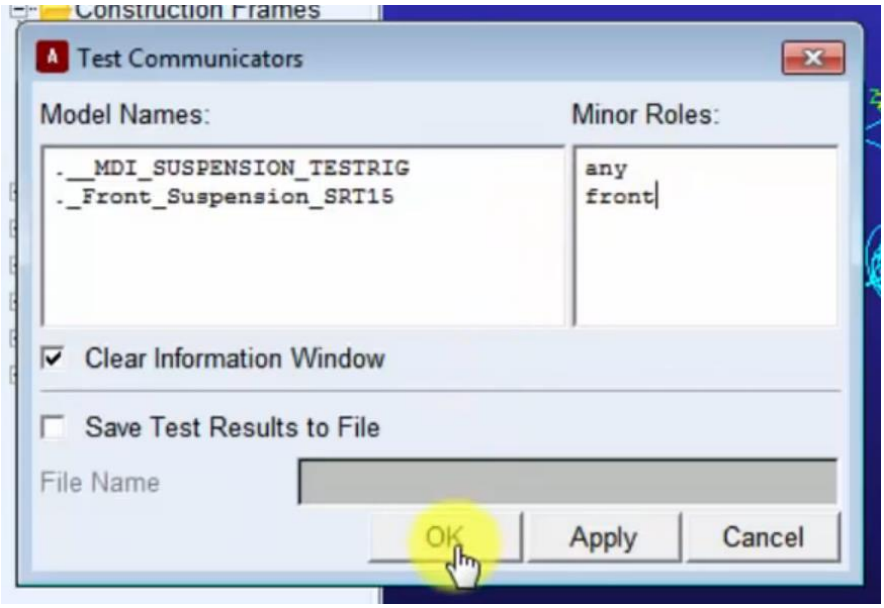

Fig. “Test Comunicators”

Avviato il test, noteremo che i comunicatori accoppiati saranno:

- camber_angle
- toe_angle
- wheel_center
- suspension_mount
- suspension_parameters_array
- suspension_upright

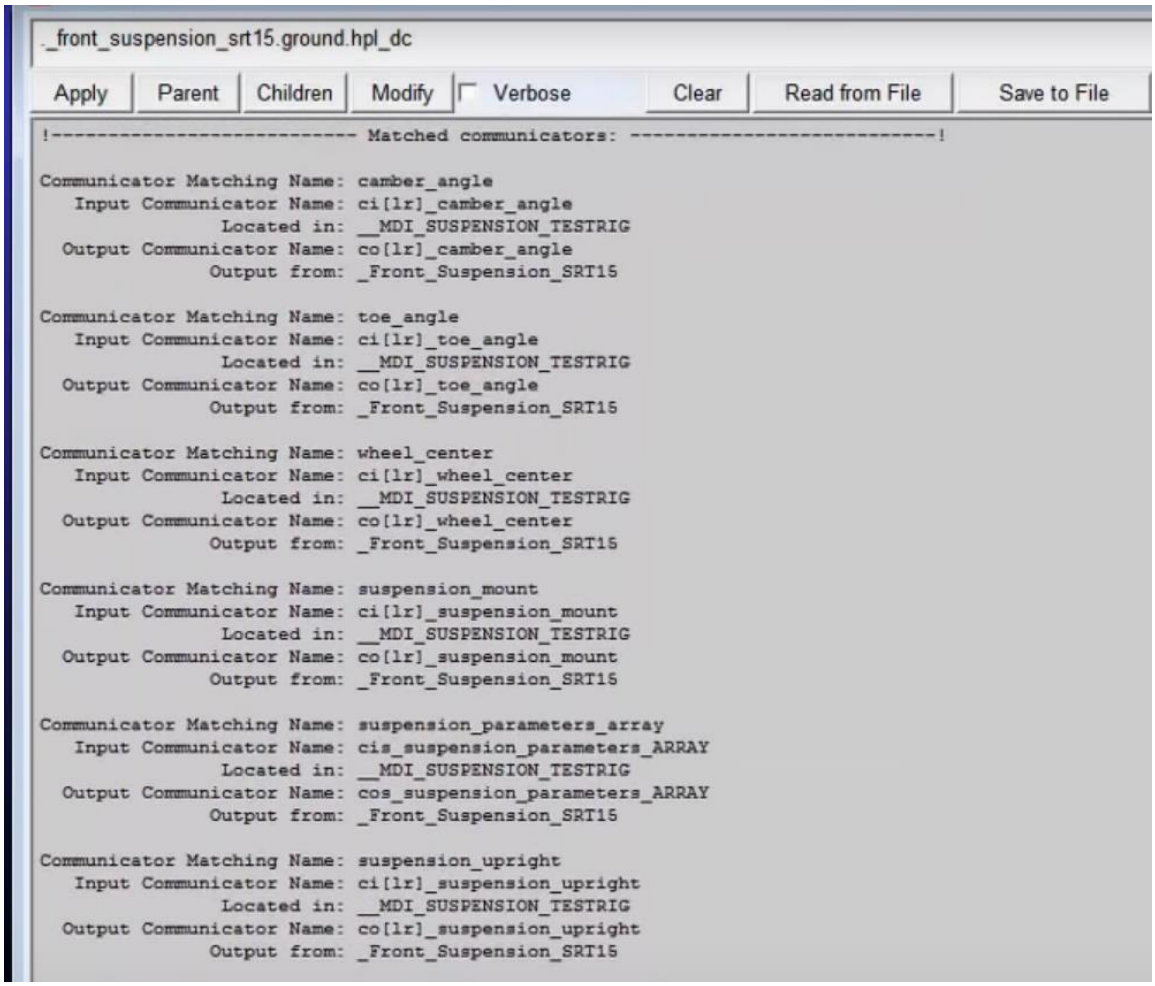

Fig. Comunicatori accoppiati

3. Applicazione del modello ad altre vetture

Arrivati a questo punto, il “template” è già utilizzabile per simulare la sospensione con semplici test come il “Parallel Wheel Travel” oppure l’“Opposite Wheel Travel”. La macchina presa in esame, però, è quella del Salento Racing Team 2015, mentre le macchine dei Team di cui ho fatto parte sono diverse nelle geometrie, nel peso o nel tipo di sospensione. La fase successiva sarà quindi di adattare il “template” alle seguenti macchine:

SPR17 – Symphony

SRT15

SPR18 – Mony

Peacock 4M

3.1. Sospensione anteriore “Pull-Rod”

Le sospensioni di queste macchine sono tutte Push-Rod, ad eccezione delle sospensioni anteriori della SPR17 e della Peacock Three Evo, che sono Pull-Rod.

Per adattare il “template” appena creato ad una sospensione Pull-Rod si possono riutilizzare gli stessi “Hardpoint” ammesso che vengano cambiate le coordinate. Inoltre, bisogna cambiare i nomi di alcuni “Hardpoint”:

- FLIBJ = Front Lower Inner Ball Joint
- RLIBJ = Rear Lower Inner Ball Joint
- LBJ = Lower Ball Joint
- FUIBJ = Front Upper Inner Ball Joint
- RUIBJ = Rear Upper Inner Ball Joint
- UBJ = Upper Ball Joint
- ITRJ = Inner Tie Rod Joint
- OTRJ = Outer Tie Rod Joint
- PROJ = **Pull** Rod Outer Joint
- PRIJ = **Pull** Rod Inner Joint
- WC = Wheel Center
- BS = Bellcrank on Spring
- BC = Bellcrank on Chassis
- DC = Damper on Chassis

Con le nuove coordinate, il rocker sarà posizionato nella parte inferiore del telaio, il Pull-Rod sarà attaccato al triangolo superiore invece che inferiore, e l’ammortizzatore verrà collocato verticalmente sul fianco del veicolo.

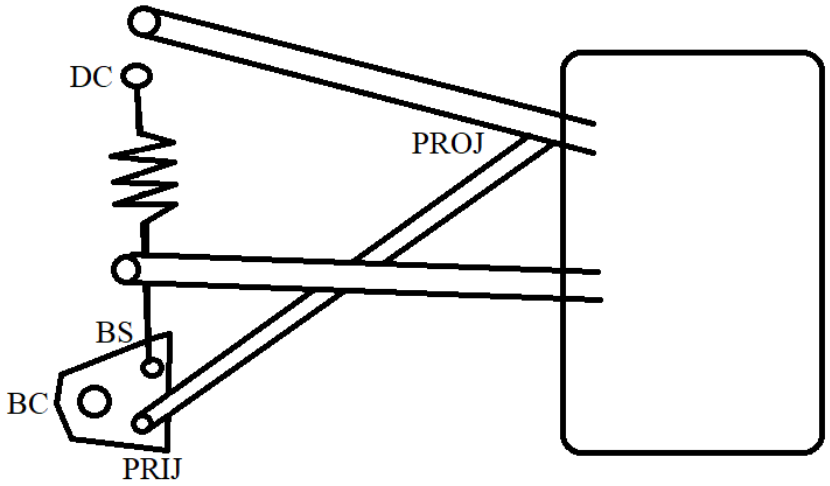

Fig. Schema sospensione Pull-Rod. Vista frontale

I vincoli, i “Mount”, le parti e i parametri saranno tutti ricalcolati di conseguenza, sulla base delle nuove coordinate.

Un esempio di “template” è dato dalla sospensione anteriore della SPR17.

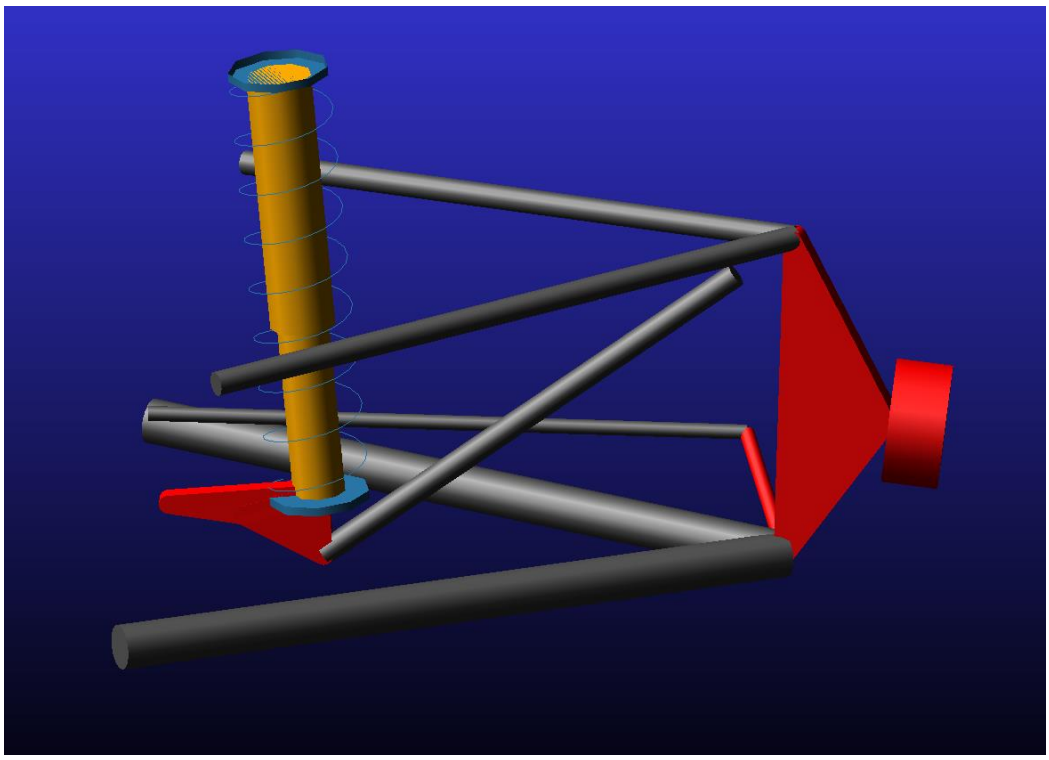

Fig. SPR17 anteriore, Pull-rod

Il modello presenta un rocker a quattro vertici, dati da due “Arm Geometry” attaccate tra di loro con un “Fixed Joint”. Il quarto punto, quasi centrale, è il punto di attacco della barra antirollio di cui parleremo in seguito.

3.2. Sospensione posteriore “Push-Rod”

Nel passare da una sospensione anteriore ad una posteriore ci sono due notevoli cambiamenti:

- Il puntone dello sterzo viene sostituito dal tirante della convergenza. Questo puntone è fissato tra telaio e porta mozzo, impedisce, quindi, alla ruota di ruotare sul proprio asse verticale. Tramite la sua lunghezza è possibile regolare l’angolo di “Toe”, o “convergenza”.

- Il “template” dev’essere collegato alla trasmissione. Avremo, come parti in più:

    - Tripode
    - Semi asse
    - Mozzo o “Spindle”

Il semi asse avrà dal lato della ruota il tripode, che sarà a sua volta collegato al mozzo. Durante le simulazioni la ruota verrà collegata rigidamente al mozzo.

Un “Mount” da aggiungere dove si collega il differenziale:

“mtl_tripot_to_differential”

I vincoli da aggiungere sono i seguenti:

The joint:	Connects the part:	To the part:
joltra_tripot_to_differential	gel_tripot	mtl_tripot_to_differential
jolcon_drive_sft_int_jt	gel_tripot	gel_drive_shaft
jolcon_drive_sft_otr	gel_drive_shaft	gel_spindle

Fig. Vincoli “Tripod”, “Drive shaft”, “Spindle”

Un vincolo traslazionale tra il “Mount” e il tripode, permetterà una traslazione tra i due mentre tutti gli assi sono co-diretti. Due “Constant Velocity Joint” permetteranno una rotazione relativa mantenendo la stessa velocità angolare media, come in una regolare trasmissione.

Vanno aggiunti anche i seguenti parametri e comunicatori:

The parameter:	Takes the value:	Its units are:
phs_driveline_active	Integer	No units
phs_kinematic_flag	Integer	No units
pv[lr]_drive_shaft_offset	Real	mm

Fig. Parametri sospensione posteriore

The communicator:	Belongs to the class:	Has the role:
ci[lr]_tripot_to_differential	mount	inherit
co[lr]_tripot_to_differential	location	inherit
cos_driveline_active	parameter_integer	inherit

Fig. Comunicatori sospensione posteriore

Il parametro intero “phs_driveline_active” permette di attivare o disattivare i semi assi. La variabile “phs_kinematic_flag” definisce la modalità, se “kinematic” o “compliant”.

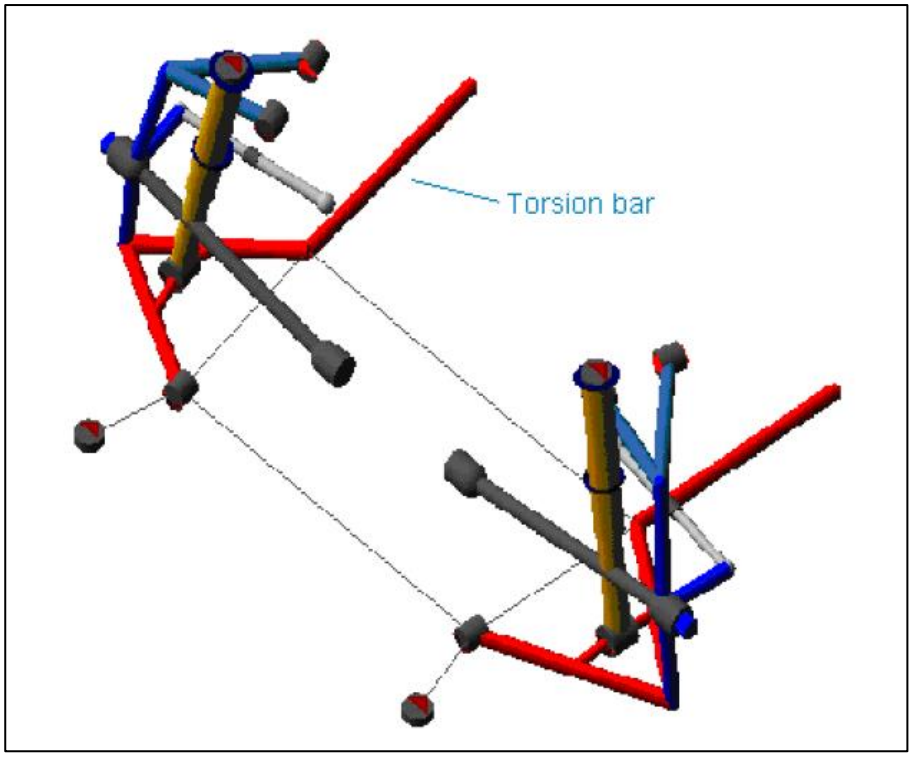

Fig. Esempio di sospensione posteriore

3.3. Barra antirollio torsionale semplice

Una barra antirollio torsionale semplice consiste in una barra montata trasversalmente alla sospensione. La barra può essere in acciaio o di un altro materiale. Essa è formata da due coltelli collegati ad un componente trasversale che funge da molla-smorzatore torsionale. Questo sistema è installato sul veicolo per ridurre il movimento di rollio del veicolo in curva.

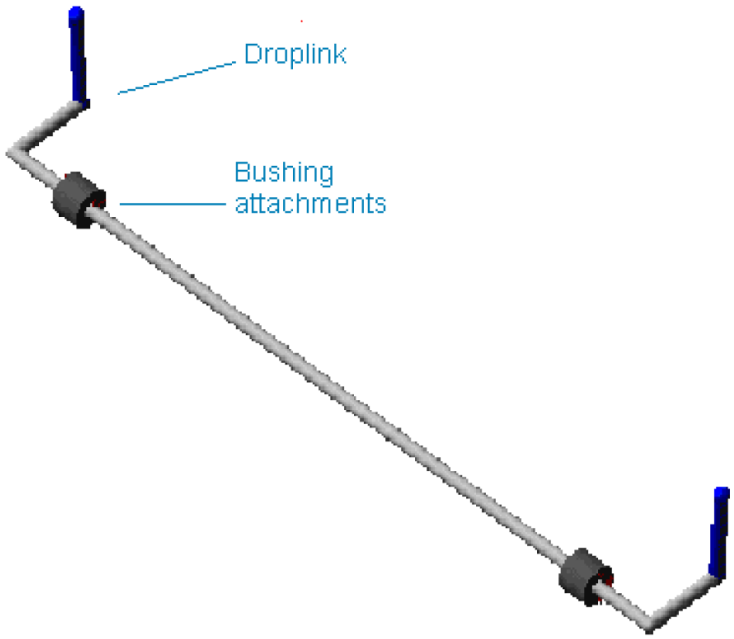

Fig. Barra antirollio semplice

Per aggiungere la barra al “template è necessario definire gli “Hardpoint” dei punti di attacco, per poi creare i vincoli e i parametri sulla base di questi. Sugli attacchi delle due boccole andranno due “Revolution” Joint che faranno ruotare la barra relativamente al telaio. I due coltelli alle estremità si collegano alla sospensione tramite degli “Spherical” Joint e alle estremità della barra con dei “Convel” Joint.

The joint:	Connects part:	To part:
jo[lr]sph_droplink_ upper_bal	ge[lr]_droplink	mt[lr]_droplink_to_suspension
jo[lr]con_droplink_to_arb	ge[lr]_droplink	ge[lr]_arb
josrev_arb_rev_joint	ger_arb	gel_arb
arb_torsion_spring (rotational spring)	ger_arb	gel_arb

Fig. Topologia della barra antirollio

Un parametro aggiuntivo definisce la rigidezza torsionale del componente molla-smorzatore.

The parameter:	Takes the value:	Its units are:
pvs_torsional_stiffness	Real variable	Nmm/Degrees

Fig. Parametro di rigidezza torsionale

Il sistema barra antirollio fornito da Adams Car rappresenta una semplice approssimazione di una barra stabilizzante. Per soluzioni più complicate sarebbe necessaria una discretizzazione dei corpi rigidi, aste non lineari, o corpi flessibili, in modo da ottenere una rappresentazione più precisa.

Come ogni parte attaccata al telaio, è necessario definire un “Mount” nei punti di collegamento al telaio, e di conseguenza il relativo “communicator”. L’”Output communicator” esporterà l’informazione riguardo la posizione dei punti di attacco della barra.

The communicator:	Belongs to the class:	Has the role:
ci[lr]_arb_bushing_mount	mount	inherit
ci[lr]_droplink_to_suspension	mount	inherit
co[lr]_ARB_pickup	location	inherit

Fig. Comunicatori barra antirollio

Infine, occorre specificare il tipo di forza che il componente molla-smorzatore applica. Tra le due metà della barra antirollio viene applicata una forza rotazionale di azione-reazione. La seguente equazione descrive la coppia applicata sul punto i-esimo:

$$T(a) = -C(da/dt) - Kt\ (a - ANGLE) + TORQUE$$

dove:

- C è il coefficiente di smorzamento (0 di default)
- Kt è la rigidezza torsionale
- a è l'angolo tra le due metà della barra
- ANGLE è l'escursione angolare iniziale
- TORQUE è il precarico torsionale. La coppia applicata sul punto j-esimo è uguale e opposta alla coppia sul punto i-esimo.

3.4. I “template” ottenuti

Mediante i procedimenti appena spiegati mi è stato possibile arrivare ad ottenere i seguenti “template”:

- Sospensione anteriore SRT15, Push-rod

Modello della sospensione anteriore del Salento Racing Team 2015, Push-rod con gli ammortizzatori disposti trasversalmente, sopra al telaio della vettura.

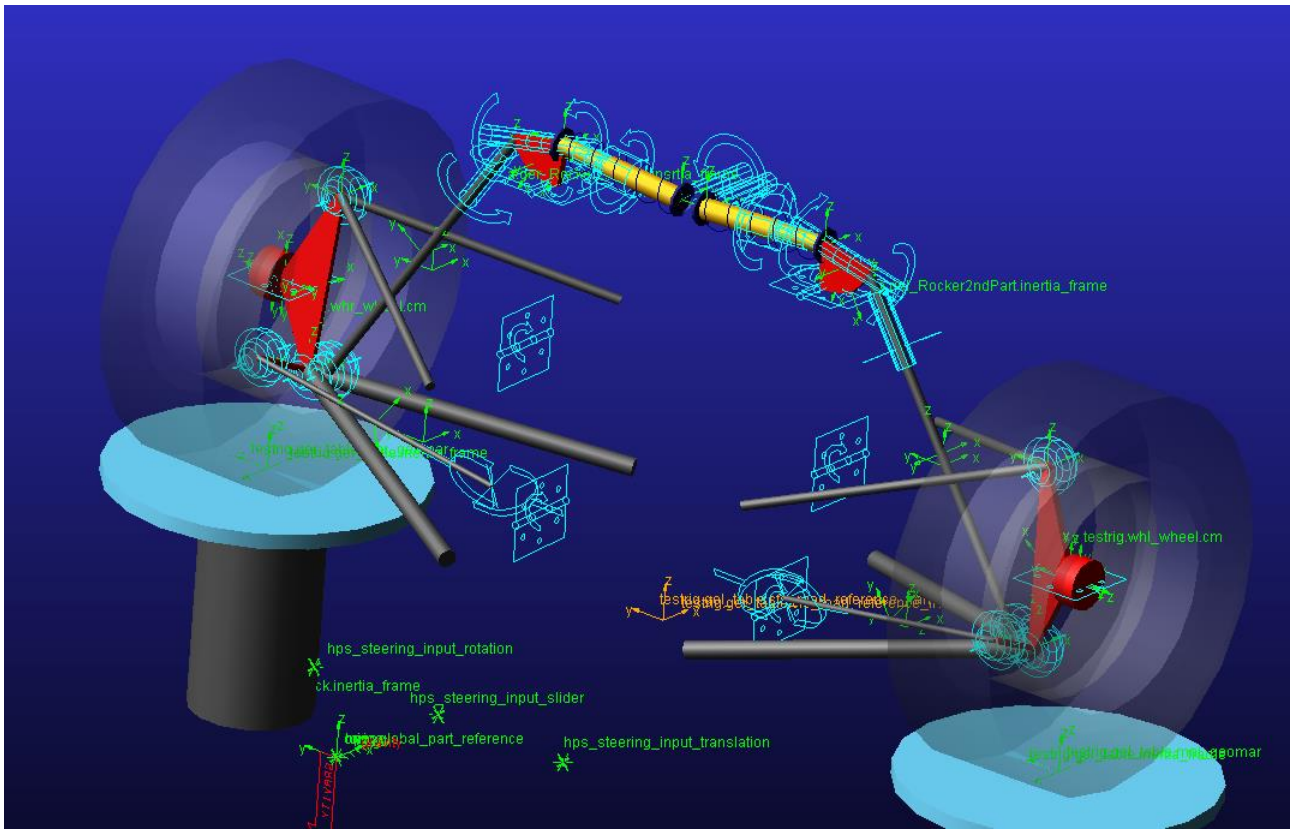

Fig. Sospensione anteriore SRT15, Push-rod

- Sospensione anteriore SPR17, Pull-rod

La sospensione anteriore della macchina 2017 del team Scuderia-Mensa presenta una sospensione Pull-rod e una barra antirollio a torsione semplice.

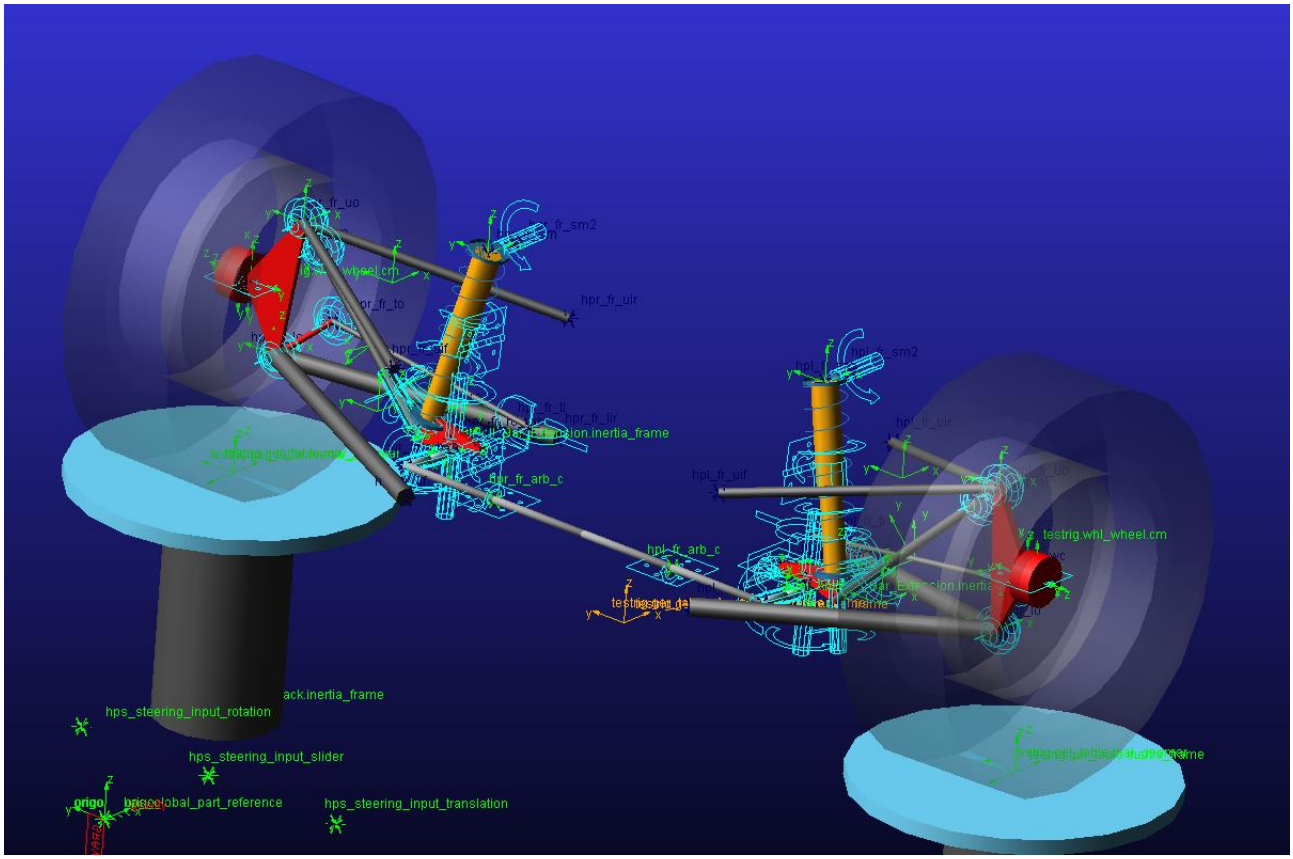

Fig. Sospensione anteriore SPR17, Pull-rod

- Sospensione posteriore SPR17, Push-rod

La sospensione posteriore della SPR17 è Push-rod con gli ammortizzatori disposti longitudinalmente. Il modello presenta una barra antirollio a torsione.

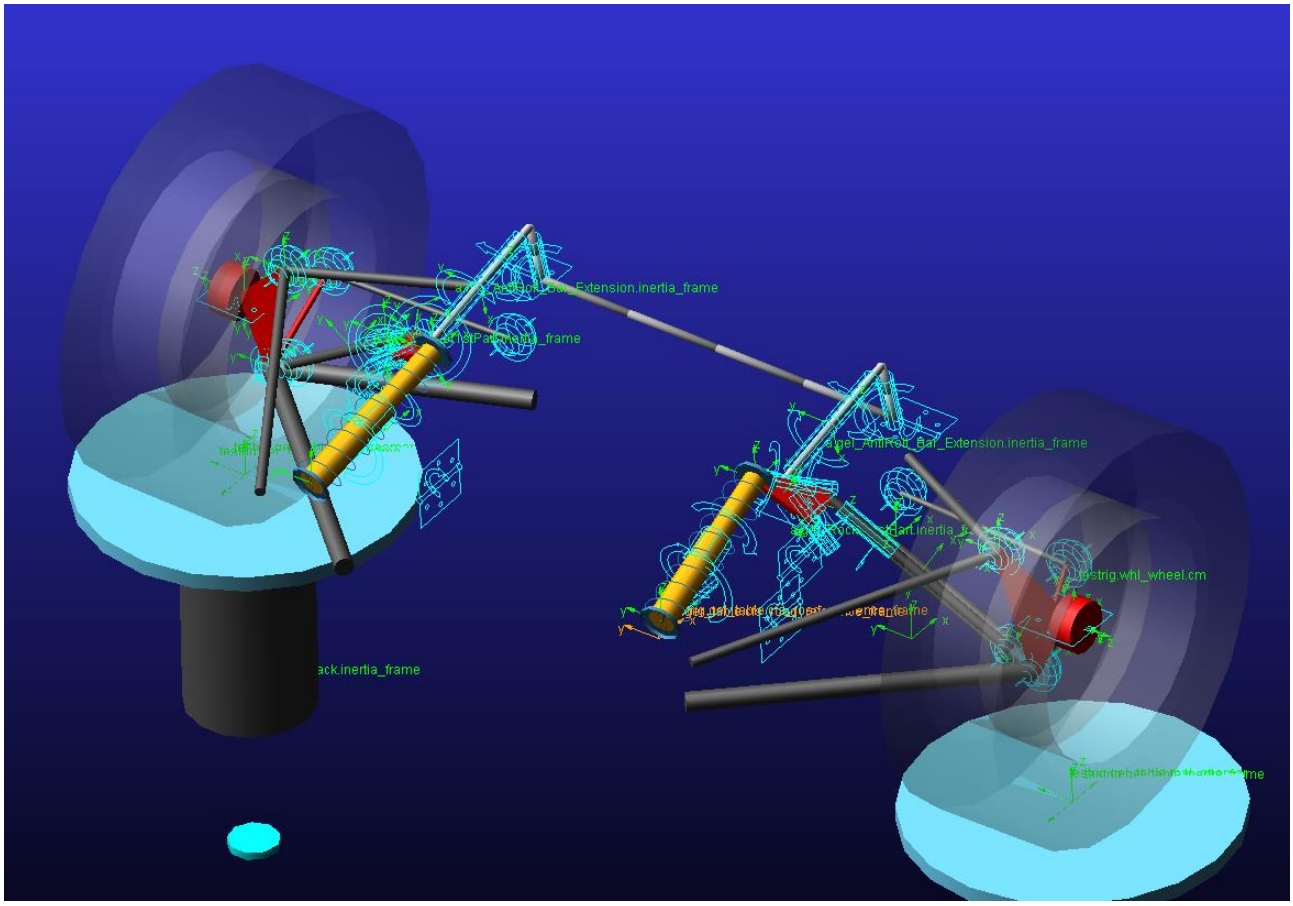

Fig. Sospensione posteriore SPR17, Push-rod con antirollio torsionale

- Sospensione anteriore SPR18, Push-rod

La sospensione anteriore della SPR18 è di tipo Push-rod. Questa sospensione prevede una barra antirollio e antibeccheggio costituita da due ammortizzatori longitudinali, collegati ad una barra trasversale attaccata al telaio, libera di traslare longitudinalmente e di ruotare attorno al suo asse verticale.

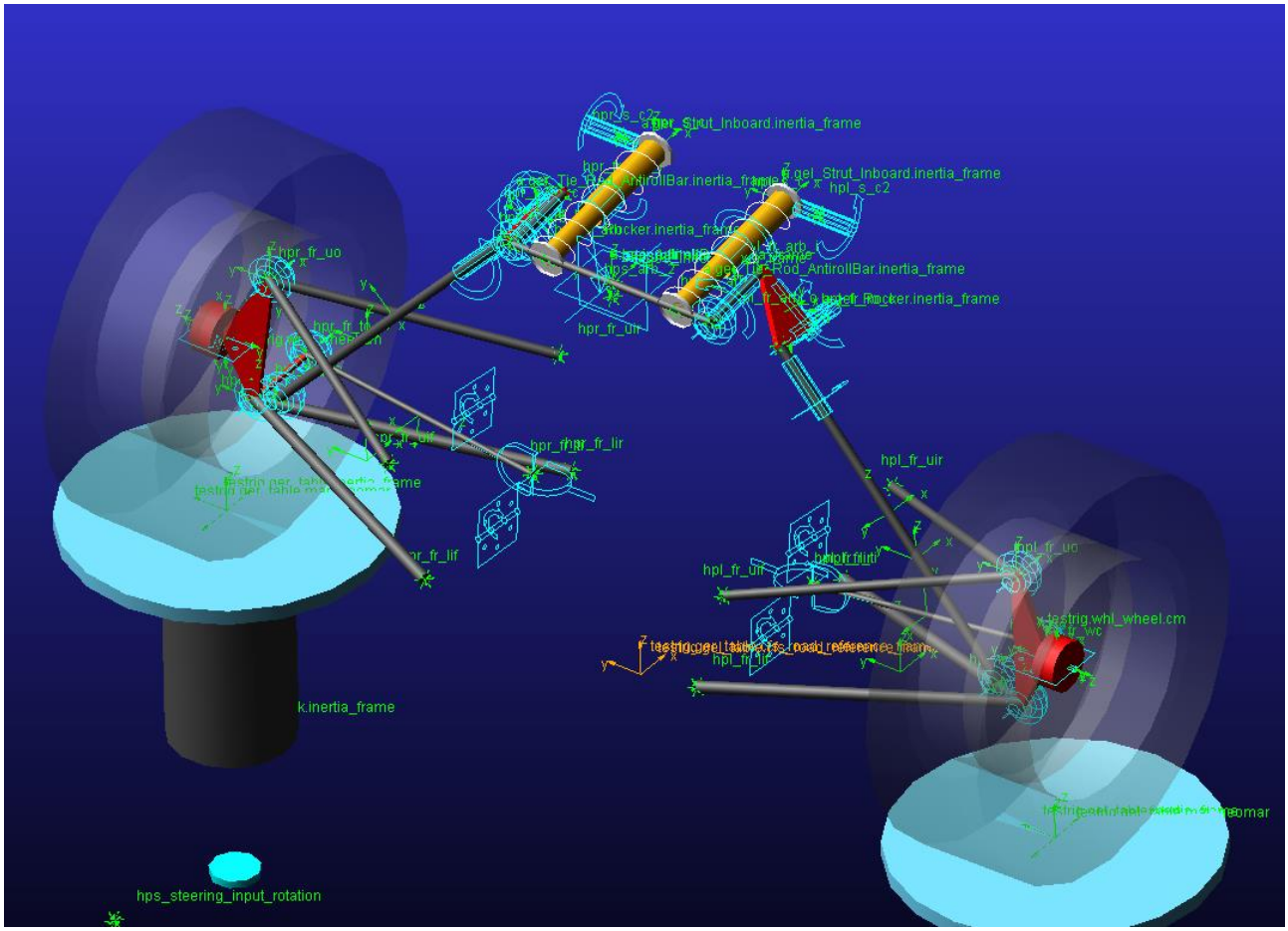

Fig. Sospensione anteriore SPR18, Push-rod con antibeccheggio

- Sospensione posteriore SPR18, Push-rod

Il “template” SPR18 posteriore è di tipo Push-rod, con gli ammortizzatori disposti longitudinalmente.

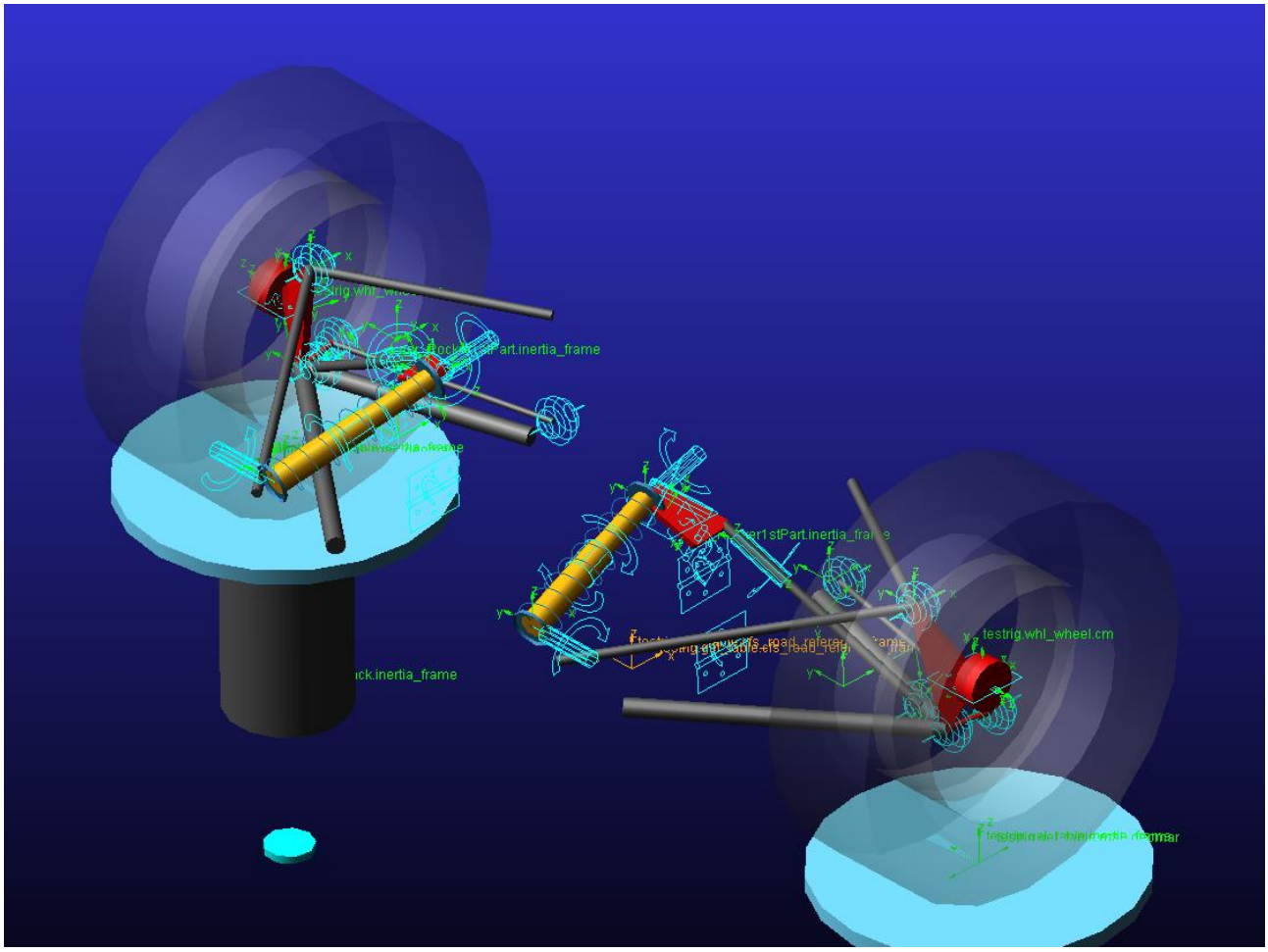

Fig. Sospensione posteriore SPR18, Push-rod

- Sospensione anteriore P4M, Push-rod

La sospensione della P4M presenta sia una barra antirollio, sia una antibeccheggio. Entrambe lavorano a torsione, la prima fa torcere la barra trasversale, la seconda fa torcere le due barre longitudinali. Data la difficoltà di rappresentare una molla torsionale su Adams Car, ho pensato di approssimare il modello con un terzo ammortizzatore trasversale.

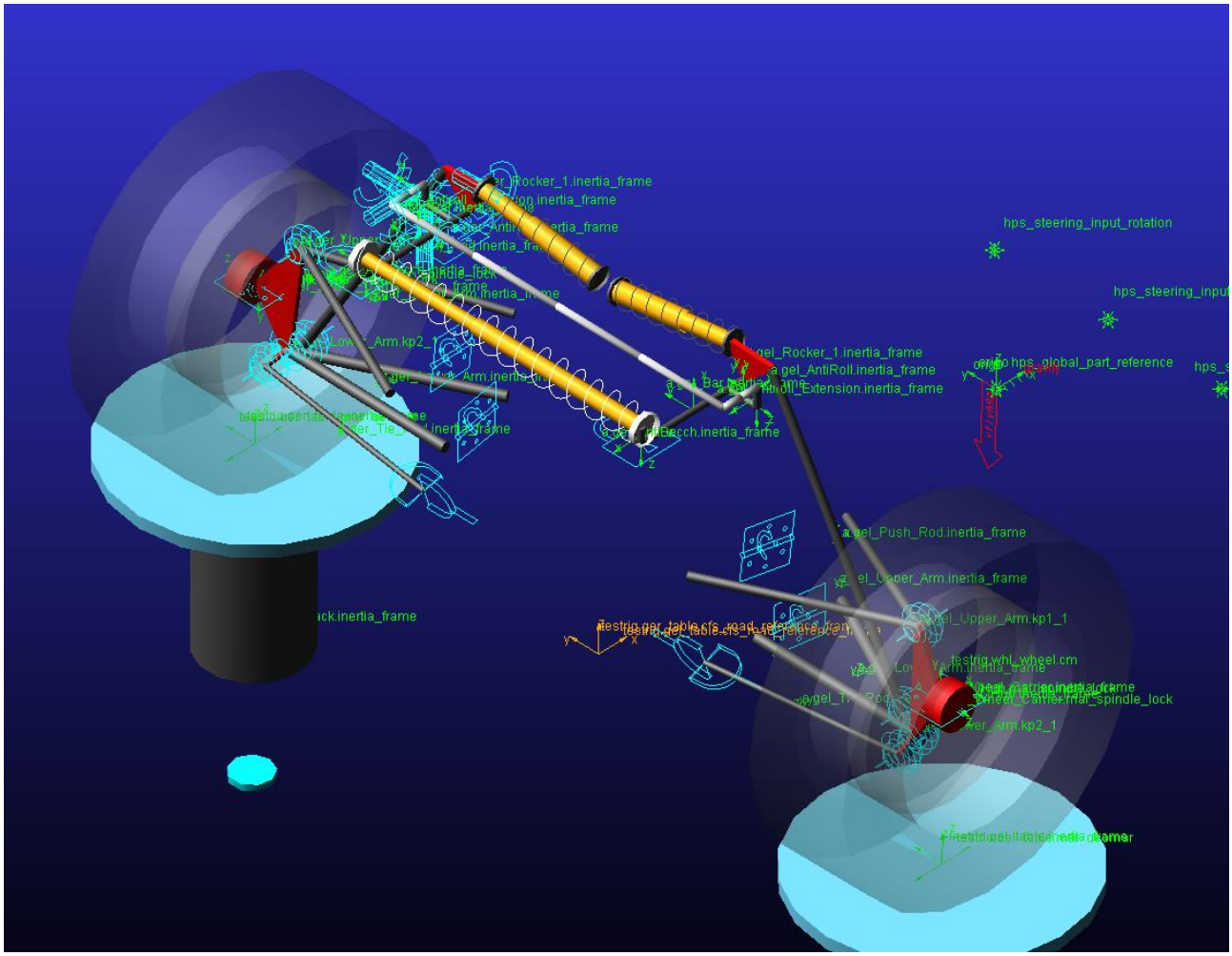

Fig. Sospensione anteriore P4M, Push-rod con antirollio e antibeccheggio

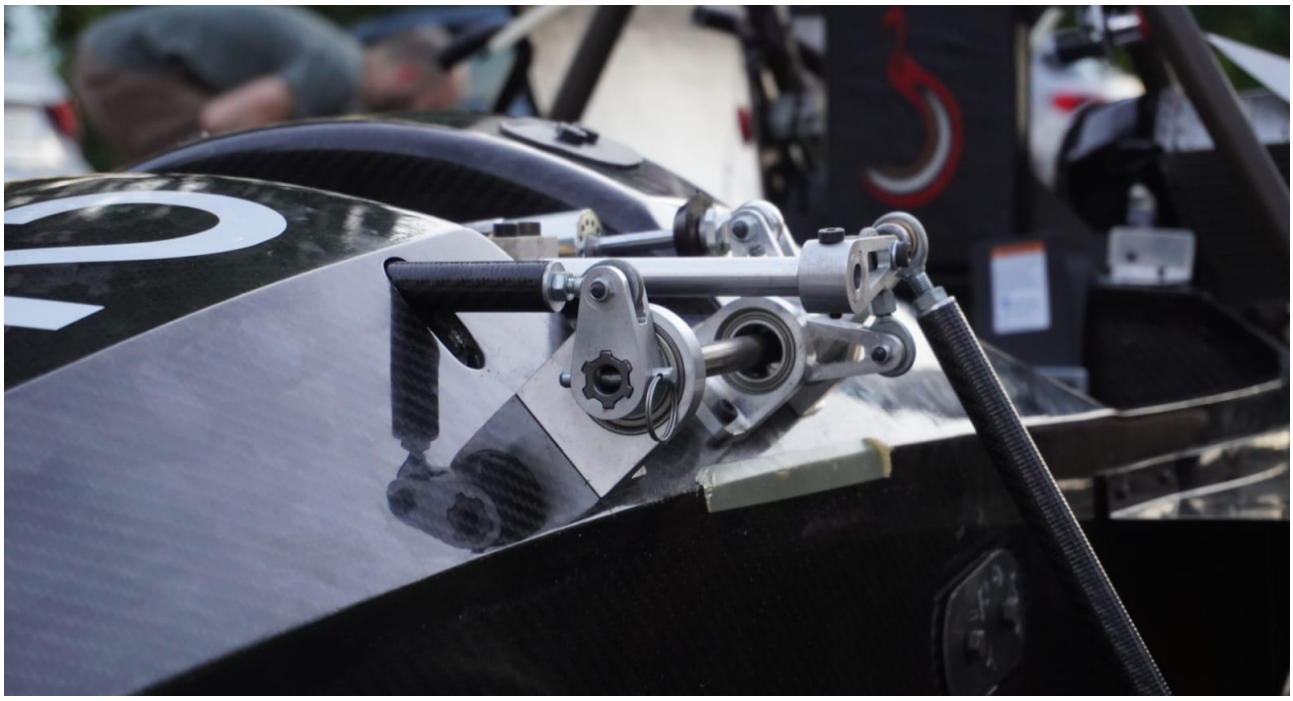

Fig. Barra antirollio e antibeccheggio della P4M

4. Simulare con le sospensioni

Utilizzare Adams Car per analizzare un prototipo virtuale è come effettuare dei test su un prototipo fisico. Si specifica il prototipo virtuale creando un assieme o un "subsystem" e si eseguono analisi della sospensione o del veicolo intero.

Lo scopo principale delle simulazioni è capire come la sospensione controlla il movimento delle ruote e come trasmette i carichi dalle ruote al telaio. Per iniziare con le simulazioni bisogna per prima cosa aprire un assieme esistente che contenga i sottosistemi desiderati e il banco prova. Si può selezionare un "template" che abbia come ruolo maggiore "suspension" o "steering" per poter creare l'assieme. Nel nostro caso useremo assiemi di sole sospensioni e quindi non potremo eseguire analisi del veicolo intero.

Con Adams Car è possibile

- Modificare facilmente la topologia e le proprietà dei componenti
- Eseguire manovre standard delle sospensioni
- Visualizzare le caratteristiche della sospensione attraverso i grafici.

Come input, nelle simulazioni, si può scegliere tra:

- Muovere le ruote della misura che si preferisce in relazione al centro ruota, e misurare gli angoli ti convergenza, campanatura, rapporto di rollio ed altre caratteristiche.
- Applicare un carico laterale ed una coppia assestante al punto di contatto tra la ruota e il terreno, calcolare poi l'angolo di convergenza e la deviazione laterale della ruota.

Per inserire la modalità di input è sufficiente digitarla nella casella di dialogo dell'analisi oppure selezionare un "loadcase" file che contenga gli input desiderati.

```
$----------------------------------------------MDI_HEADER
  [MDI_HEADER]
  FILE_TYPE = 'lcf'
  FILE_VERSION = 4.0
  FILE_FORMAT = 'ASCII'
$----------------------------------------------UNITS
  [UNITS]
  LENGTH = 'mm'
  ANGLE = 'degrees'
  FORCE = 'newton'
  MASS = 'kg'
  TIME = 'second'
  $
  $Generation Parameters: (Do Not Modify!)
  $ loadcase = 1
  $ nsteps = 10
  $ bump_disp = 100.00 rebound_disp = -100.00
  $ steering_input = angle
  $ stat_steer_pos = 0.00
  $
$----------------------------------------------mode
  [MODE]
  STEERING_MODE = 'angle'
  VERTICAL_MODE = 'length'
$----------------------------------------------data
   [DATA]
  $COLUMN: input type: type of input data: side:
  $ (c1) wheel z disp / force left
  $ (c2) wheel z disp / force right
  $ (c3) lateral force (y) left
  $ (c4) lateral force (y) right
  $ (c5 aligning torque (z-axis) left
  $ (c6) aligning torque (z-axis) right
  $ (c7) brake force (y) left
  $ (c8) brake force (y) right
  $ (c9) driving force (y) left
  $ (c10) driving force (y) right
  $ (c11) steering force / steer angle / rack travel
  { whl_z_l whl_z_r lat_l lat_r align_l align_r brake_l brake_r drive_l drive_r steer}
  -100.0000 -100.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000
  -80.0000 -80.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000
  -60.0000 -60.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000
  -40.0000 -40.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000
  -20.0000 -20.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000
  0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.000
  20.0000 20.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000
  40.0000 40.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000
  60.0000 60.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000
  80.0000 80.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000
  100.0000 100.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000
```

Fig. Esempio di “loadcase file”

Avviata l’analisi, Adams calcola per ogni step più di 38 caratteristiche della sospensione alla volta, tra cui:

- Toe — Convergenza
- Camber — Campanatura
- Track change — Variazione della carreggiata
- Wheel-base change — Variazione del passo
- Wheel rate — Rigidezza verticale
- Foreaft wheel center stiffness — Rigidezza longitudinale

Ognuno di questi parametri può essere rappresentato in un grafico, per poter poi analizzare il comportamento della sospensione e, di conseguenza, modificare la geometria.

Gli “step” dell’analisi sono, quindi:

1. Apertura dell’assieme
2. Immissione dei parametri
3. Impostazione dell’analisi
4. Animazione e grafici

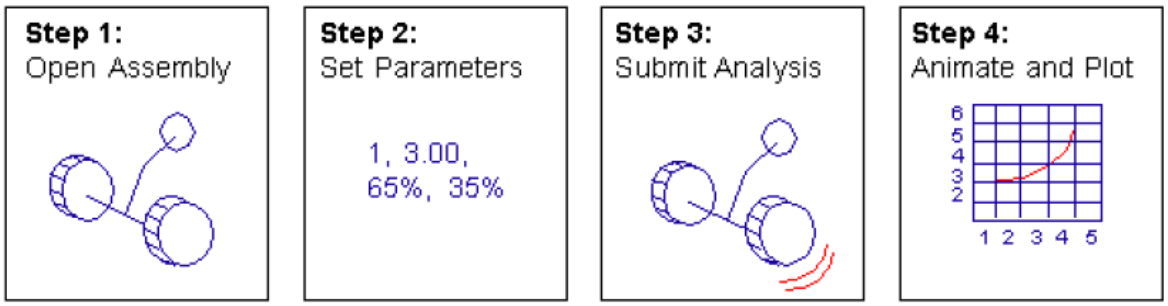

Fig. Gli “step” di un’analisi

4.1. L’assieme

Gli assiemi che utilizzerò nelle analisi saranno di sole sospensioni, con ruolo maggiore “front” oppure “rear”.

I “template” che ho sviluppato nell’arco di tempo del progetto in Formula SAE sono i seguenti:

- _Front_Suspension_SRT15.tpl
- _Front _Suspension_SPR17.tpl
- _Rear_Suspension_SPR17.tpl
- _Rear_Suspension_SPR18.tpl
- _Front_Suspension_P4M.tpl

Per creare l’assieme è sufficiente cliccare, dal menù di Adams, su “File” > “New” > “Subsystem...”, inserire il nome e il “template” corrispondente. Poi andare su “File” >

“New” > “Suspension Assembly...”, dare un nome all’assieme e selezionale il sotto assieme appena creato.

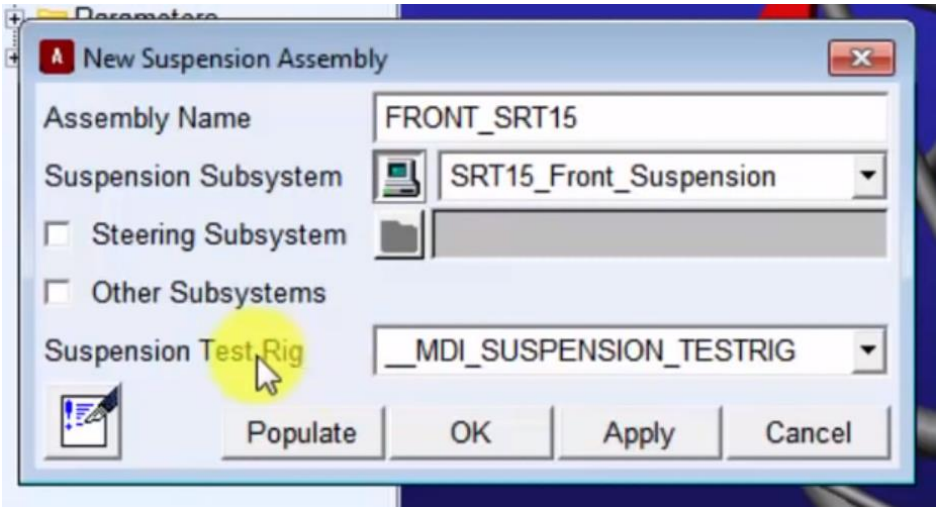

Fig. Creazione di un nuovo assieme

4.2. I parametri

Prima di avviare l’analisi è necessario impostare i parametri della sospensione che descriveranno le grandezze non ancora definite nel “template”, come:

- Wheelbase — Passo della macchina
- Center of gravity height — Altezza del baricentro
- Sprung mass — Massa sospesa
- Drive ratio (% Front) — Percentuale di coppia anteriore
- Brake ratio (% Front) — Percentuale di forza frenante anteriore
- Tire unloaded radius — Raggio della ruota da scarica
- Tire stiffness — Rigidezza della ruota

In Formula SAE, vengono quasi sempre usati cerchioni OZ e gomme hoosier, è quindi possibile approssimare la rigidezza delle ruote di ogni macchina ad un valore di circa 90 N/mm.

La massa sospesa delle macchine in esame è

- SRT15 300kg
- SPR17 192kg
- SPR18 183kg
- Peacock 4M 215kg

Adams dà anche la possibilità di caricare un file per la ruota invece che soltanto il raggio e la rigidezza. Si può pertanto aumentare la precisione della definizione della ruota.

Inseriti questi parametri, Adams si calcolerà da sé le seguenti:

- Antidive %
- Dive
- Anti-lift %
- Lift
- Percent anti-squat
- Roll center height
- Suspension rates
- Total roll rate

Per impostare i parametri è sufficiente andare su “Simulate” > “Suspension Analysis” > “Set Suspension Parameters”.

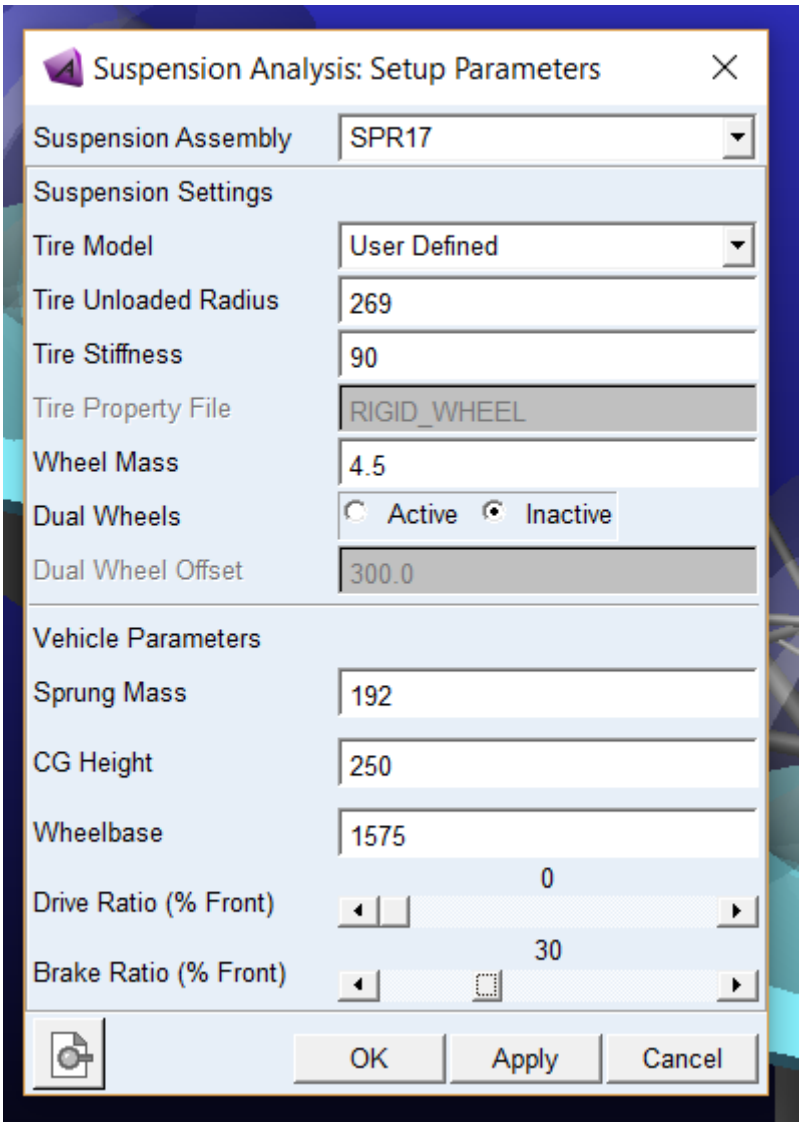

Fig. “Setup” dei parametri per la SPR17

Adams Car utilizzerà questi parametri per tutte le simulazioni effettuate successivamente, fino a quando non verranno modificati ancora.

4.3. L’analisi

Adams Car permetter di eseguire le seguenti analisi, per un assieme di sola sospensione:

- Parallel Wheel Travel
- Opposite Wheel Travel
- Roll & Vertical Force
- Single Wheel Travel
- Static Load

Si può ben notare come l’input per ogni analisi sia di forze o di spostamenti.

L’analisi di un carico statico sottopone la sospensione ad un carico applicato al mozzo e all’impronta della ruota.

La simulazione a rollio fa variare l’angolo di rollio mantenendo la forza verticale costante. La forza verticale è calcolata come somma delle forze verticali sulla ruota di destra e di sinistra. Per modificare il modulo della forza verticale totale si opera sugli attuatori di destra e di sinistra. A differenza delle simulazioni di “Wheel Travel”, questa per mette alle ruote di trovare la loro posizione di equilibrio per il carico applicato ad ogni istante.

Per ogni analisi di escursione della ruota, si dovrà inserire in input i valori di “Bump Travel” e “Rebound Travel”, ossia gli estremi di partenza e arrivo della ruota, in relazione al centro ruota o al punto di contatto.

4.4. Risultati e grafici

Eseguiamo delle analisi di “Parallel Wheel Travel” e “Opposite Wheel Travel” delle sospensioni SPR17, SRT15 anteriore, P4M anteriore, e consideriamo le seguenti grandezze:

- Forza normale sul mozzo
- Forza normale sulla ruota
- Forza reattiva della molla
- Momento ribaltante sul mozzo
- Escursione della molla

Ecco i grafici dei risultati:

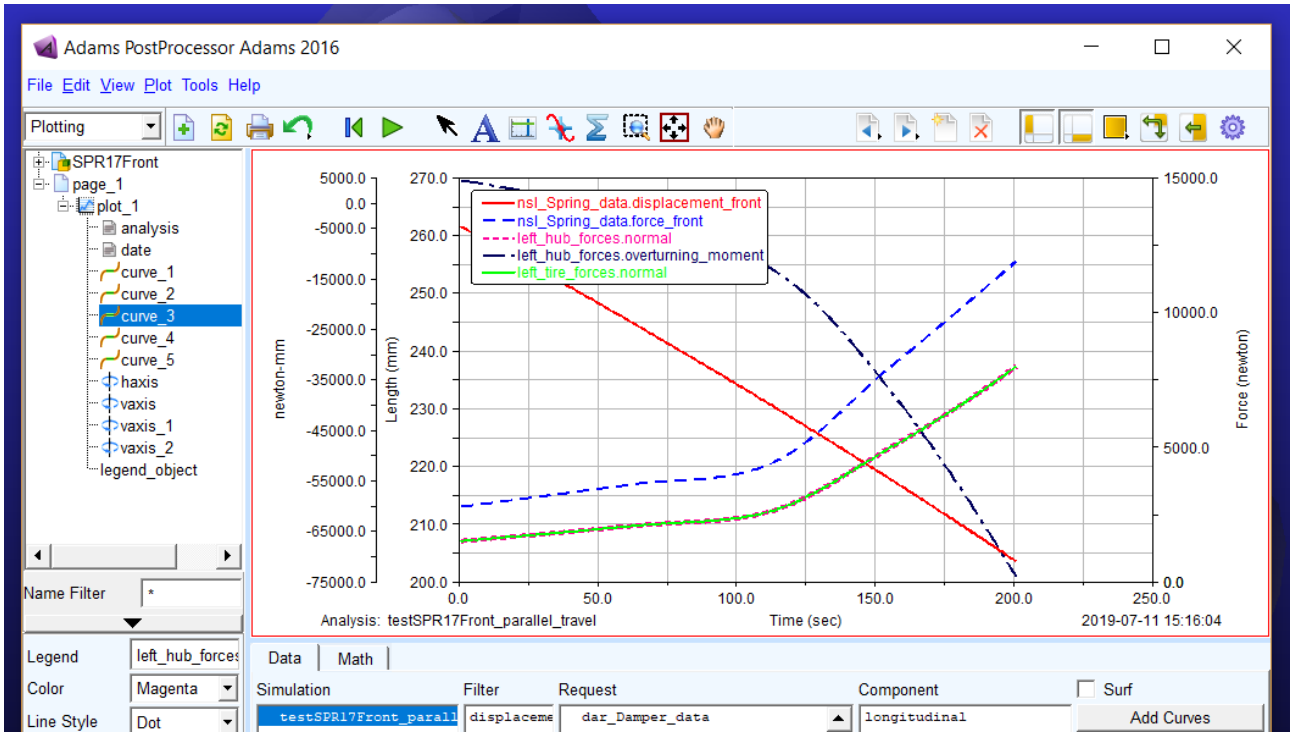

Fig. SPR17Front “Parallel Wheel Travel”

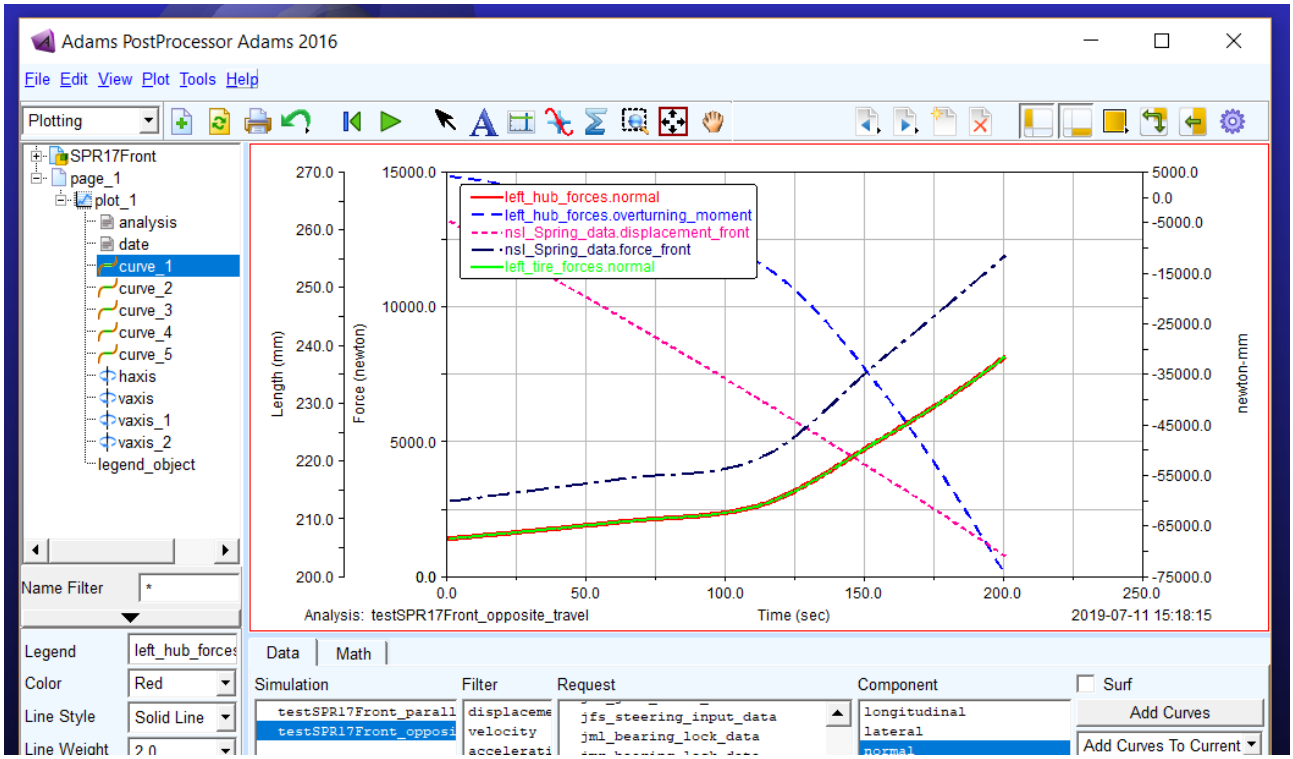

Fig. SPR17Front “Opposite Wheel Travel”

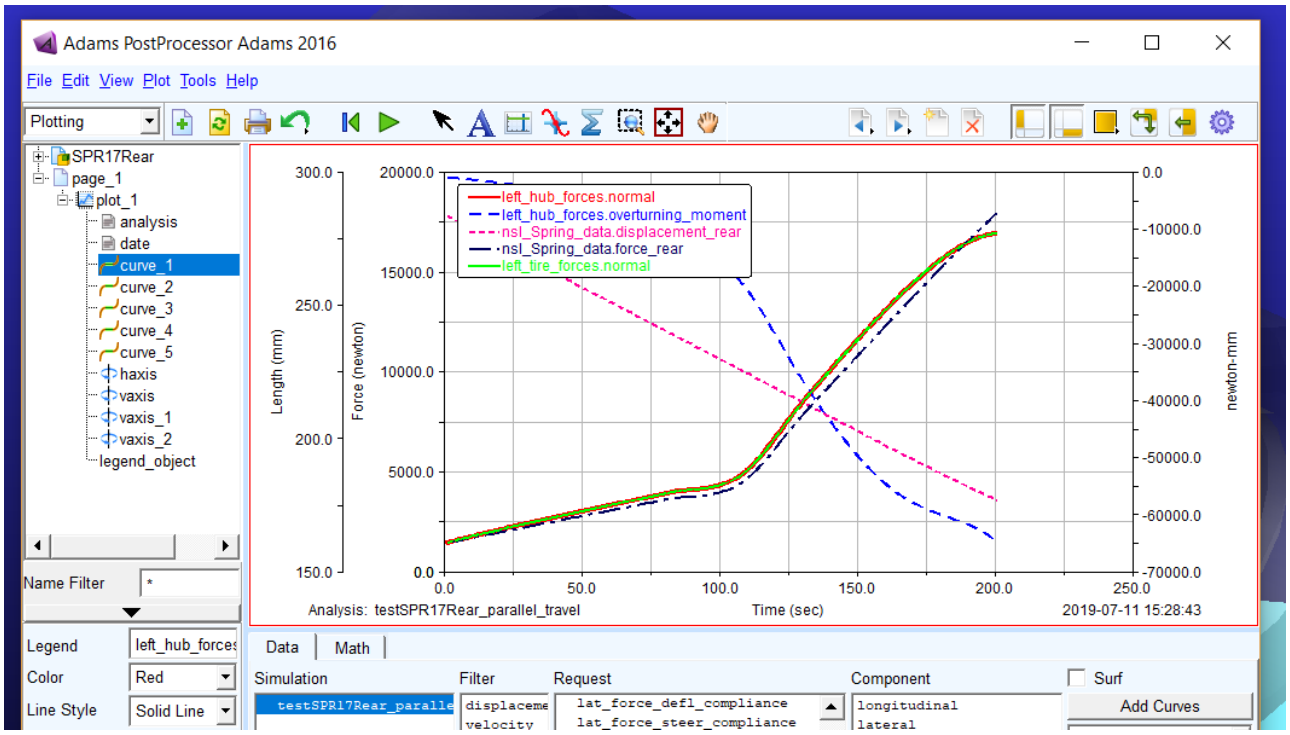

Fig. SPR17Rear “Parallel Wheel Travel”

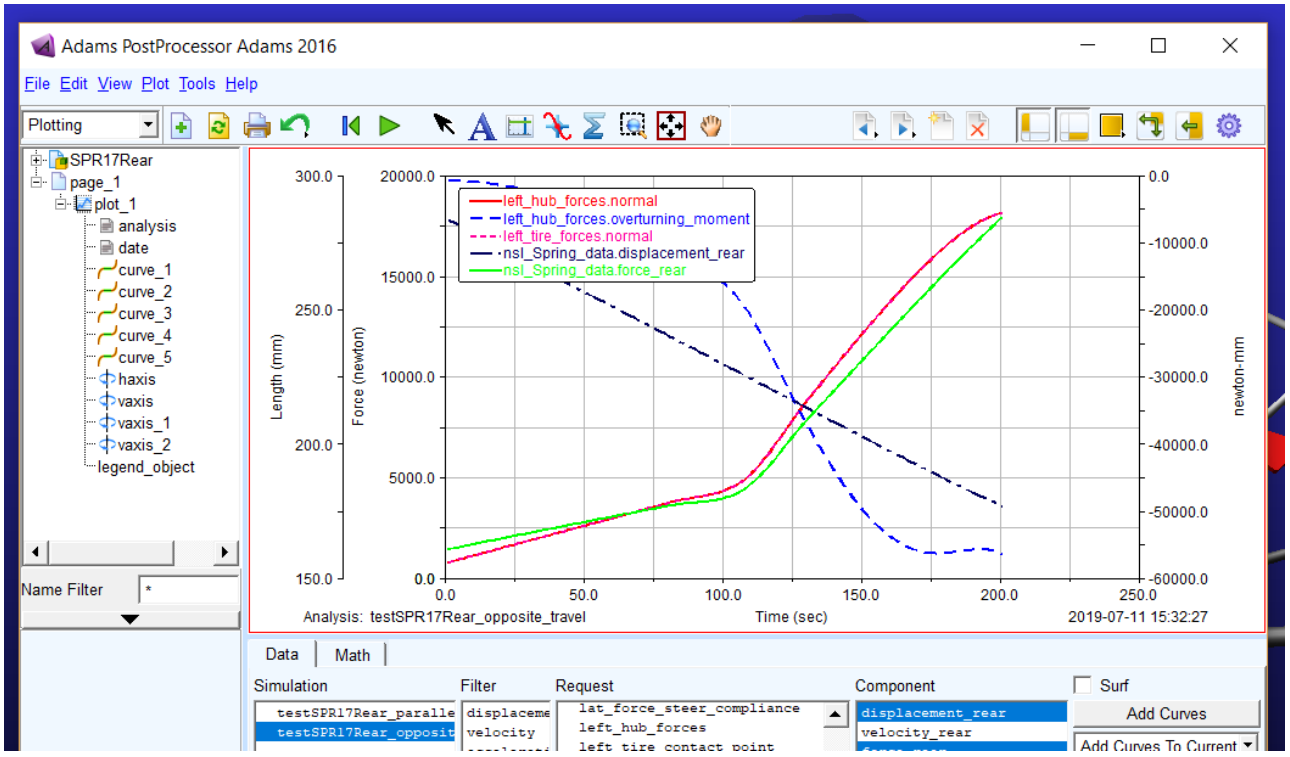

Fig. SPR17Rear “Opposite Wheel Travel”

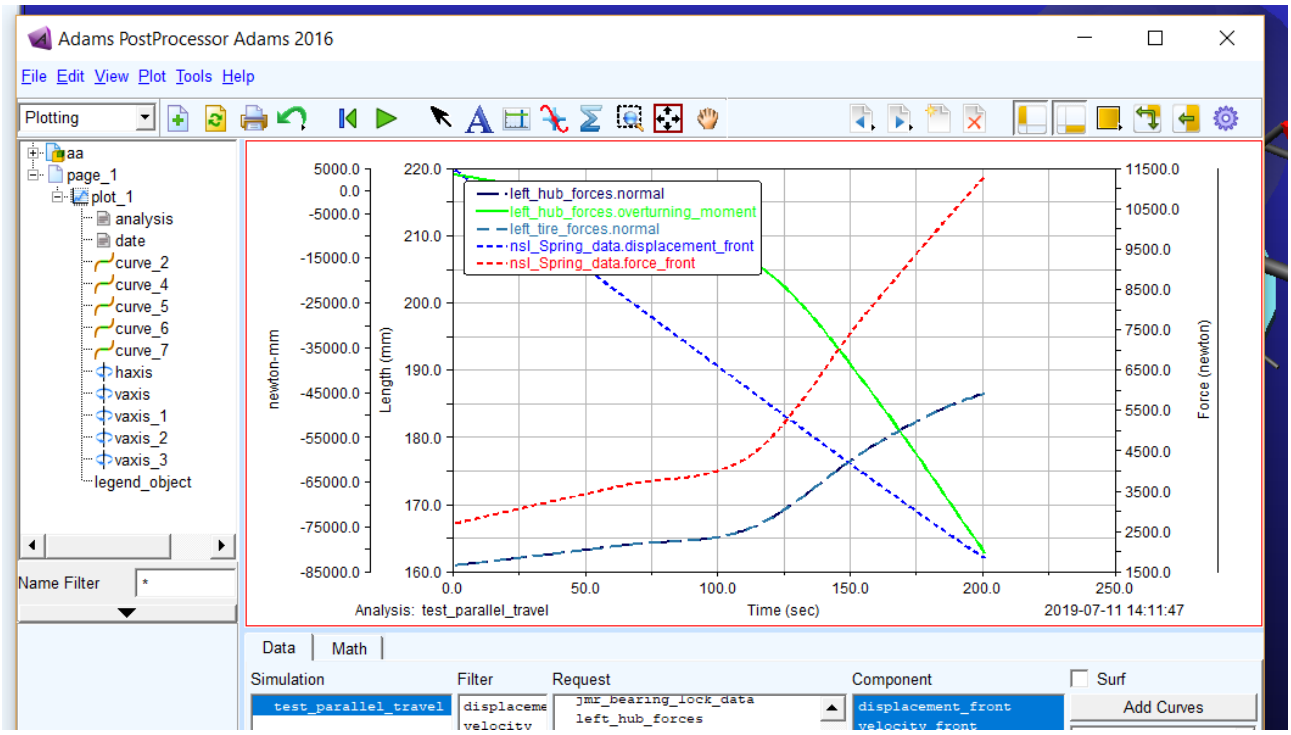

Fig. SRT15Front “Parallel Wheel Travel”

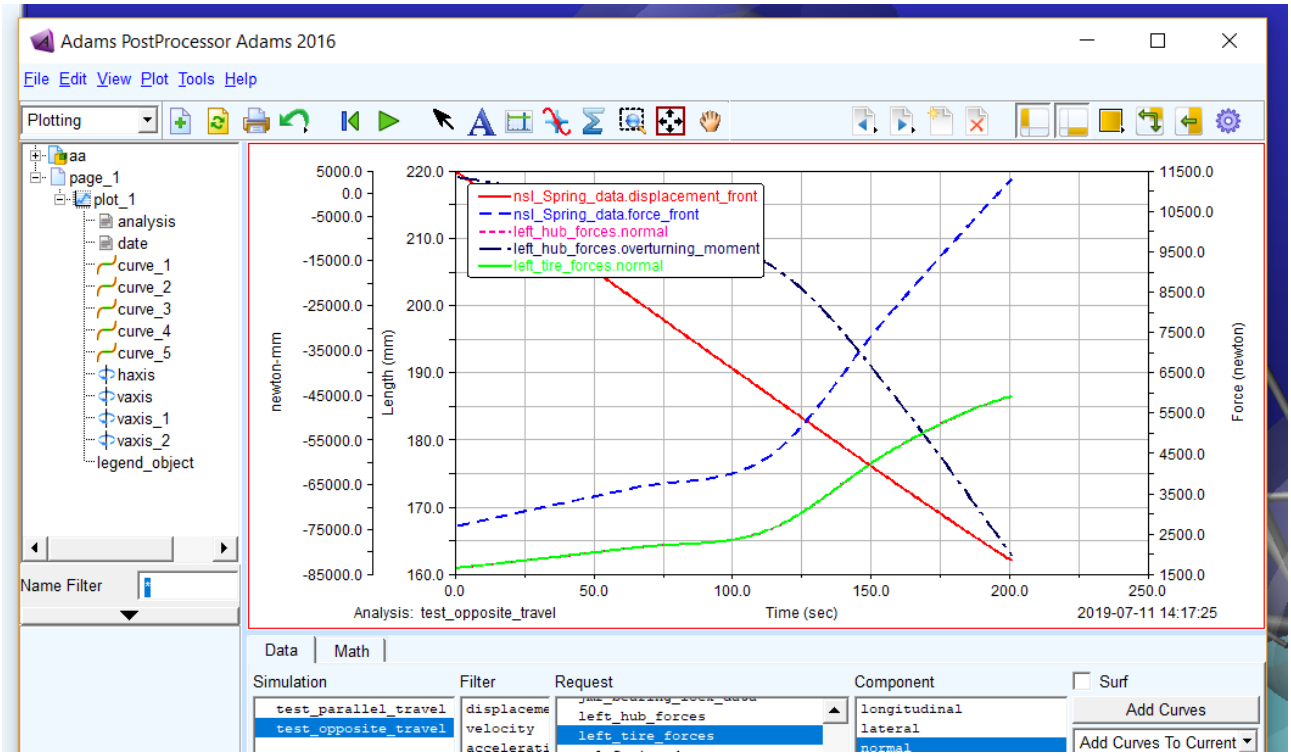

Fig. SRT15Front “Opposite Wheel Travel”

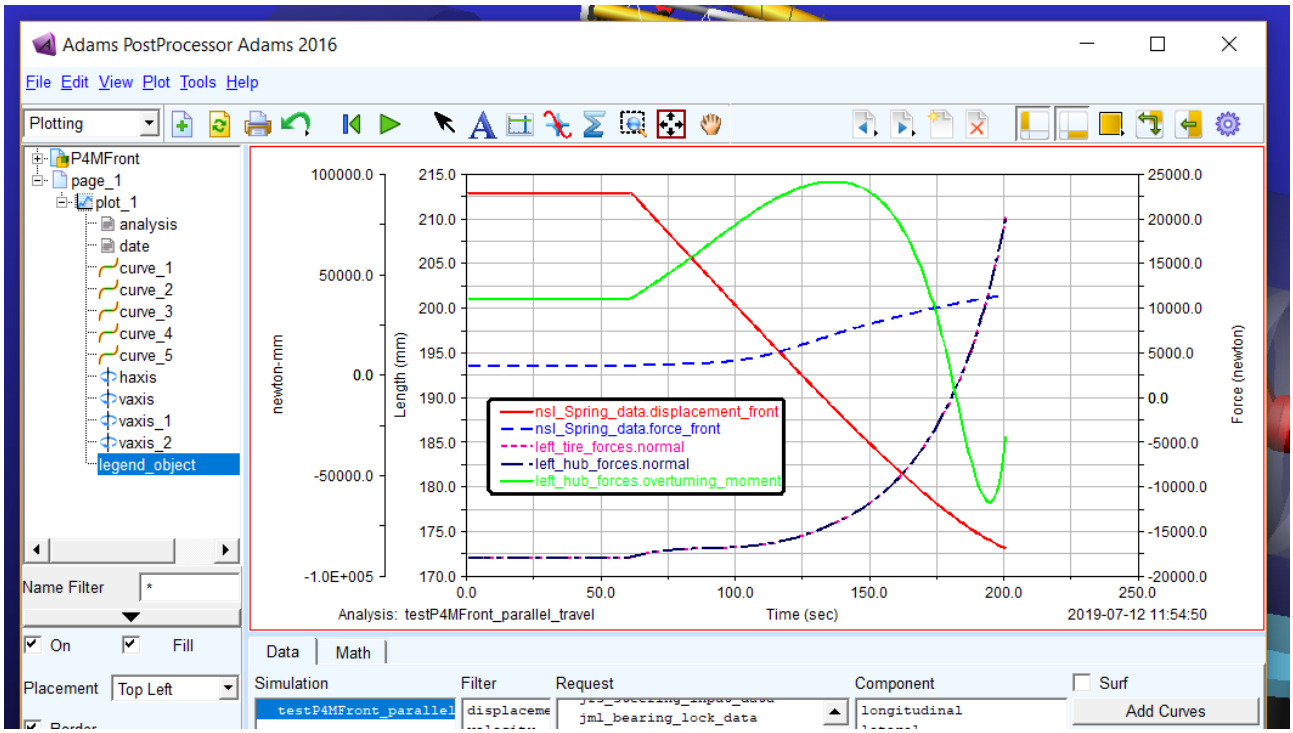

Fig. P4MFront “Parallel Wheel Travel”

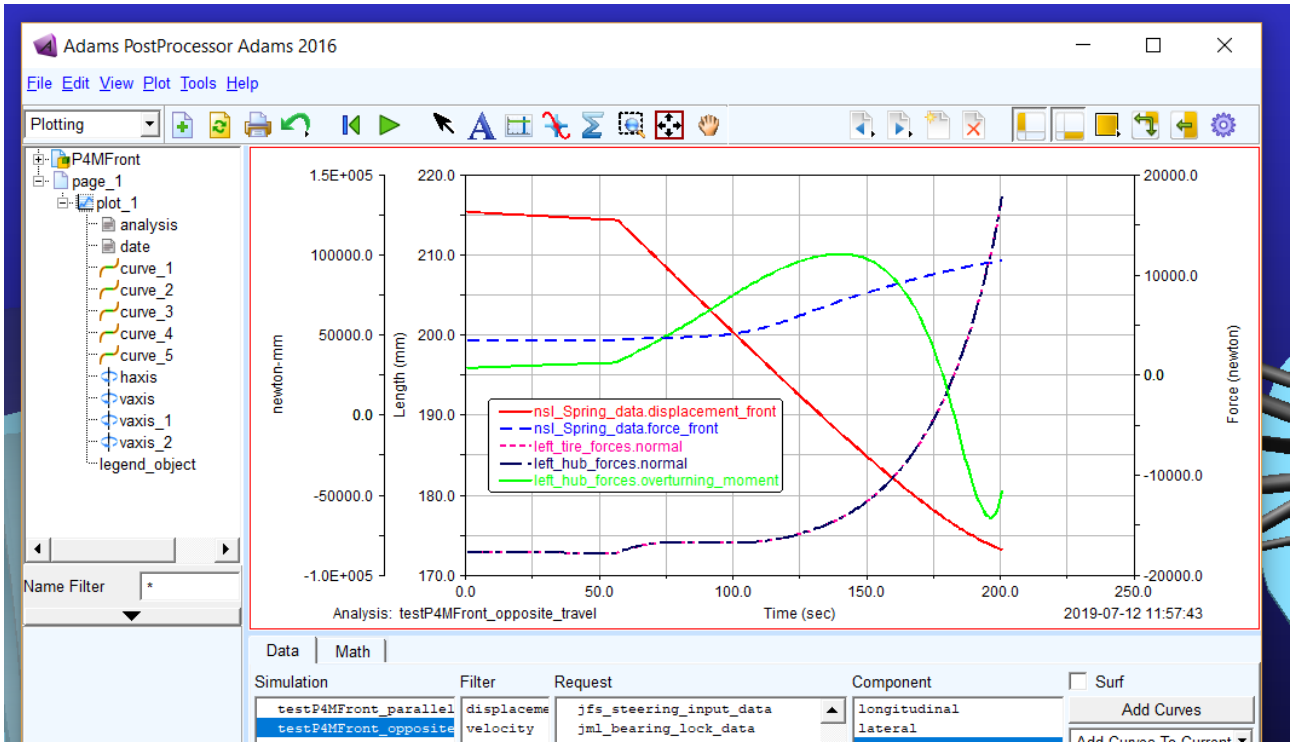

Fig. P4MFront “Opposite Wheel Travel”

Osservazioni

Se prendiamo in esame la curva della forza reattiva della molla, la “nsl_Spring_data.force_front”, notiamo che segue un andamento quasi lineare ma con due pendenze diverse. Questo è concorde con l’andamento della rigidezza della molla, essendo progressiva, aumenta dopo un certo valore.

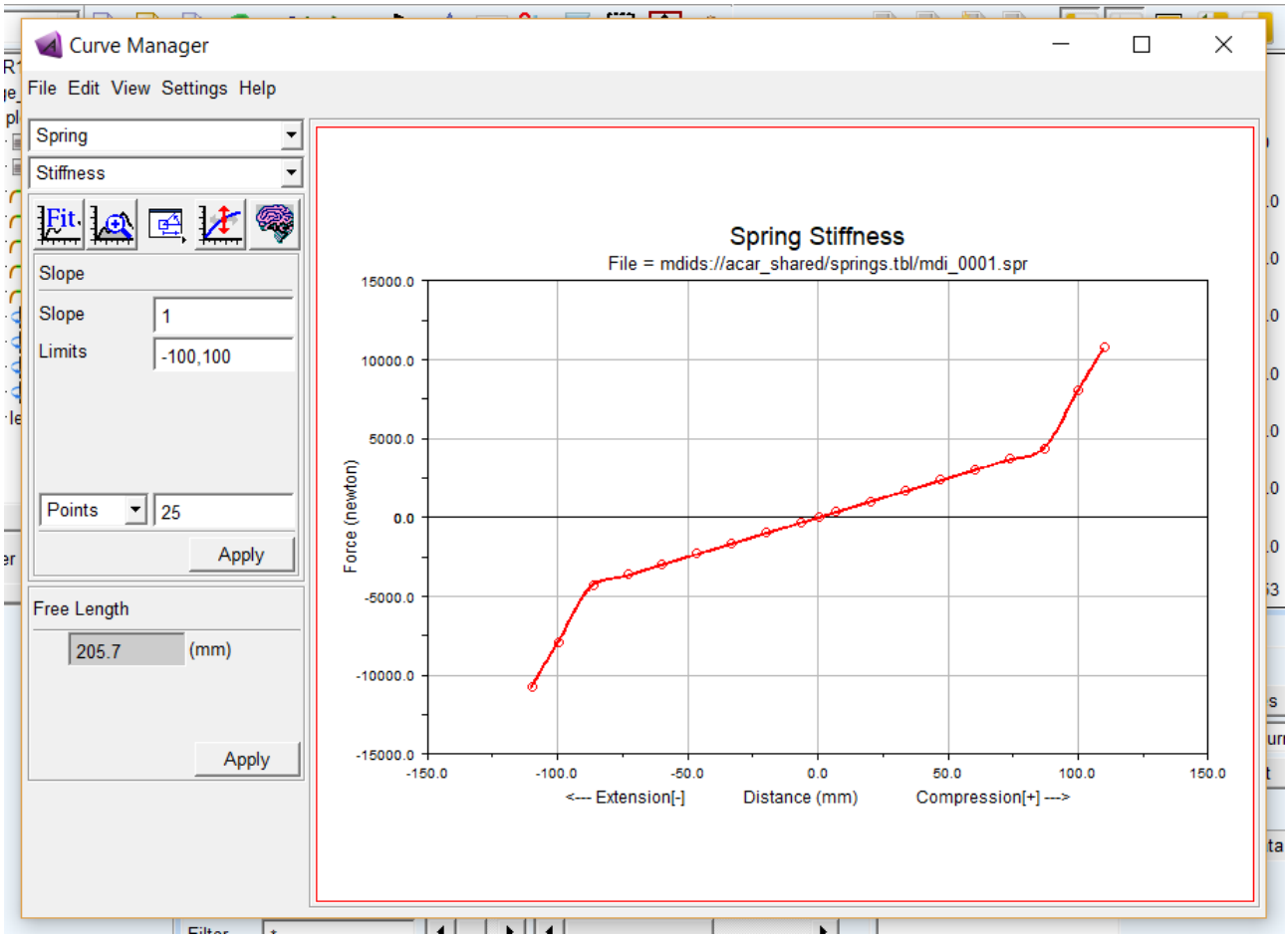

Fig. Rigidezza di default per una molla su Adams Car

Una seconda cosa che si può notare è la differenza tra le due curve della forza sulla molla e sulla ruota. La forza che subisce la molla, infatti, è strettamente legata al rapporto di leva definito dalla geometria del rocker. Proviamo a modificare la geometria del rocker, ed accorciamo il braccio di leva dell’ammortizzatore:

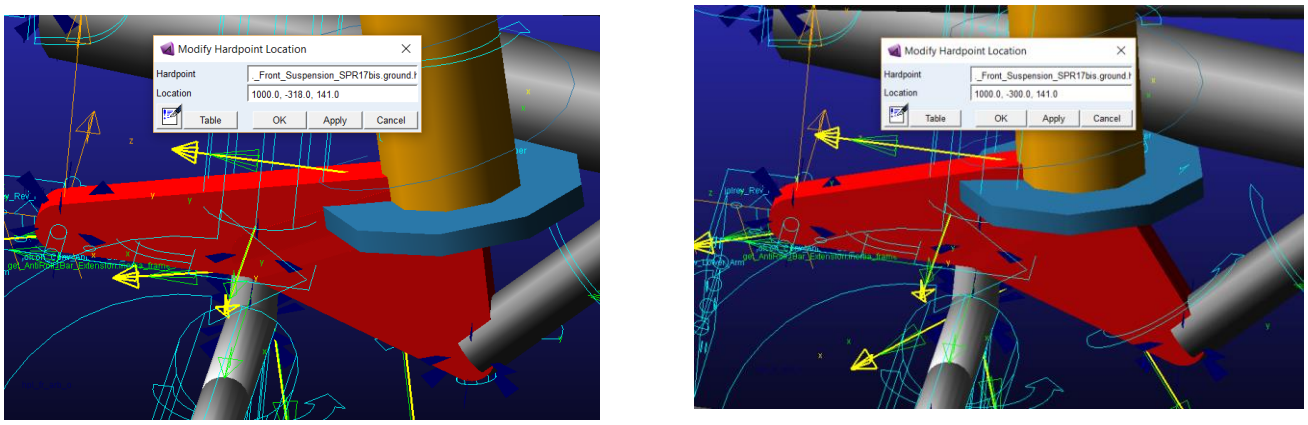

Fig. Spostamento verso sinistra dell'"hardpoint" dell'ammortizzatore

Avviando successivamente un'analisi di "Opposite Wheel Travel" con il rocker modificato, otteniamo due curve delle forze visibilmente spostate verso il basso.

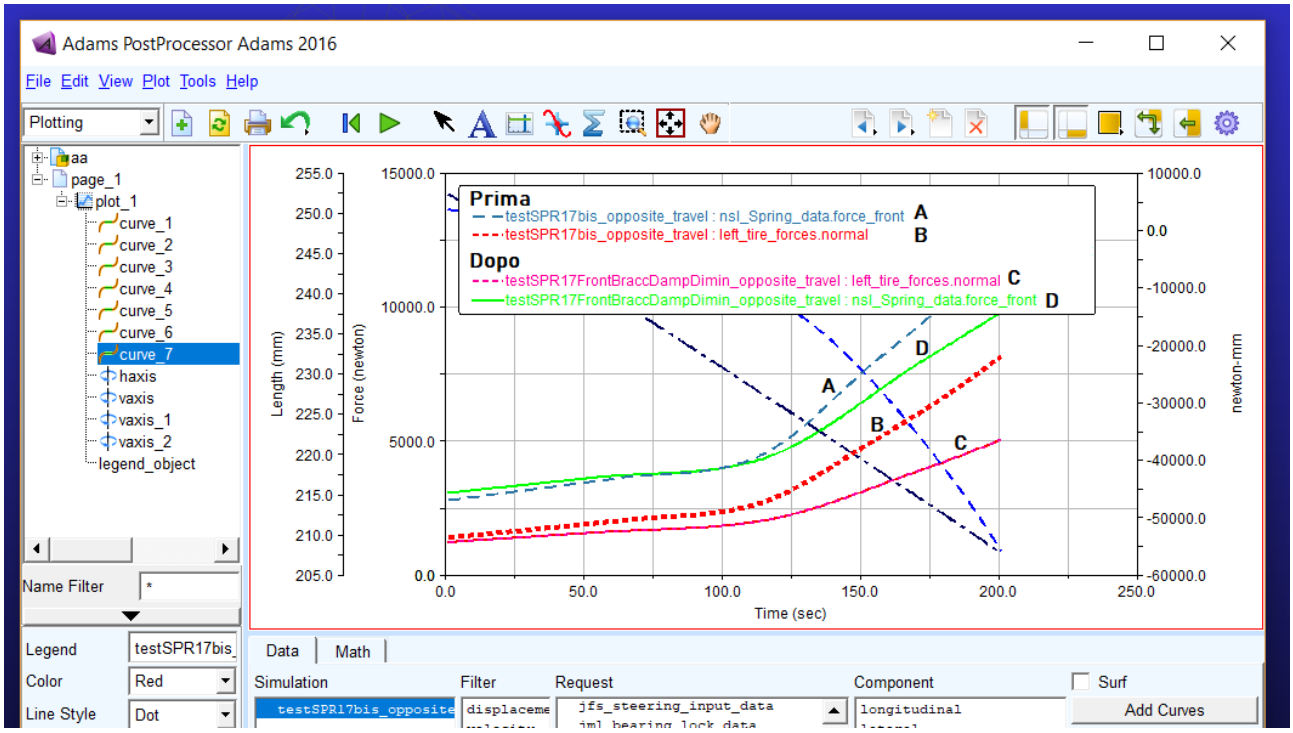

Fig. SPR17Front "Opposite Wheel Travel", confronto fra i test

La forza massima che riceve la molla passa da 12kN a 10kN, mentre la forza massima che riceve la ruota passa da 8kN a 5kN. La spiegazione di questo è molto semplice: a parità di escursione della ruota, e quindi di rotazione del rocker,

otteniamo una minore rotazione del punto dell'ammortizzatore sul rocker, avendo distanza minore dal centro di rotazione. Ad una minore escursione corrisponderà una minore forza.

Un analogo ragionamento segue per la barra antirollio. Il suo punto di attacco al rocker è fondamentale per la regolazione della rigidezza a rollio della sospensione, e quindi dell'intero veicolo. Proviamo, ora, ad accorciare il rapporto di leva della barra antirollio.

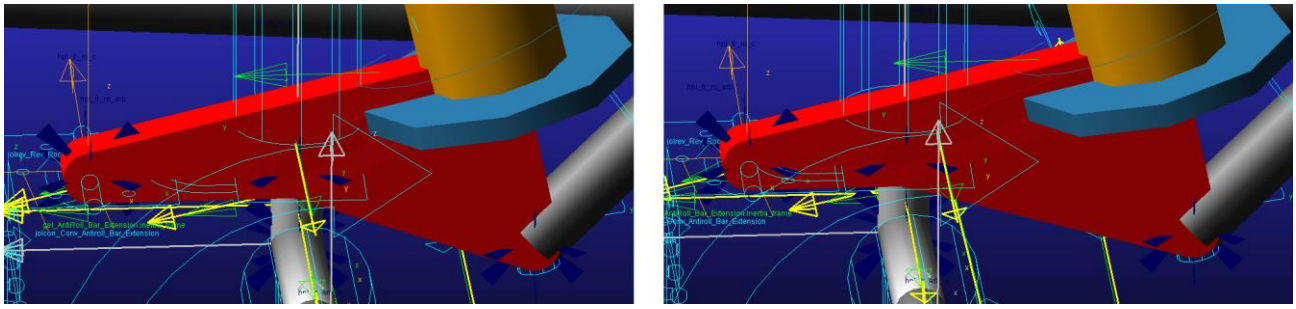

Fig. Spostamento verso sinistra dell'"hardpoint" della barra antirollio

Quello che osserviamo nelle analisi è che la curva della forza che riceve la ruota è leggermente spostata verso il basso:

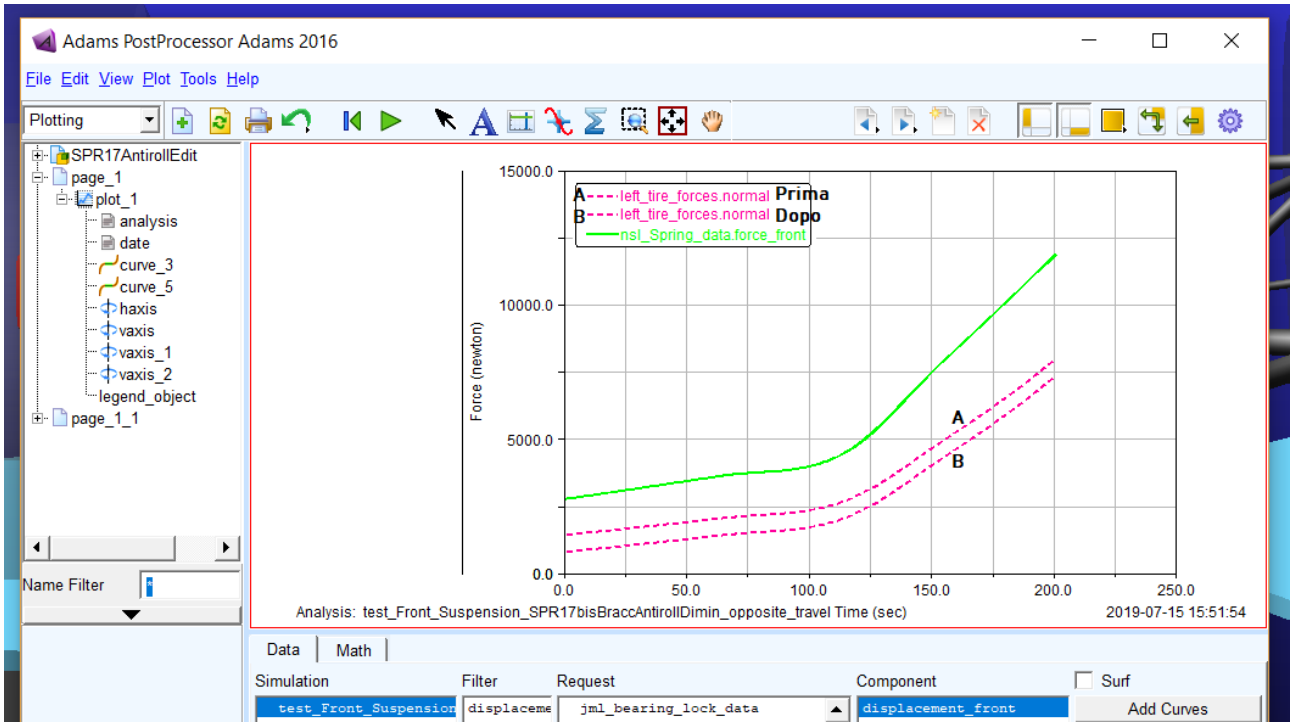

Fig. Spostamento della curva della forza della ruota

Possiamo spiegare questo fenomeno riflettendo su quello che accade quando la ruota si solleva di una certa misura. Ad un sollevamento della ruota corrisponde un'escursione della molla e una della barra antirollio. Nell'equilibrio dei momenti osserviamo che il momento che riceve il Pull-rod è pari alla somma dei momenti forniti da molla e antirollio. Conseguentemente alla modifica della leva della barra antirollio, il momento che fornirà sarà minore. Il momento fornito dalla molla è invariato, quindi il momento risultante sul Pull-rod diminuirà di una quantità pari alla variazione di momento della barra antirollio.

5. Sguardo al futuro

Concluso il lavoro sulla singola sospensione si può ben pensare di passare ad uno studio più complesso che comprenda più sotto assiemi o parti deformabili.

5.1. Aggiunta di sotto assiemi

Utilizzare solamente il sotto assieme della sospensione permette sì di ottenere notevoli risultati, ma limita comunque il potenziale di Adams Car a semplici analisi. Per poter simulare con l'intero veicolo, o con l'aggiunta dello sterzo si possono aggiungere dei "template" adeguati, anche utilizzando quelli forniti da Adams Car di default.

Un esempio di assieme del veicolo intero, per la Peacock 4M, è rappresentato nella seguente figura:

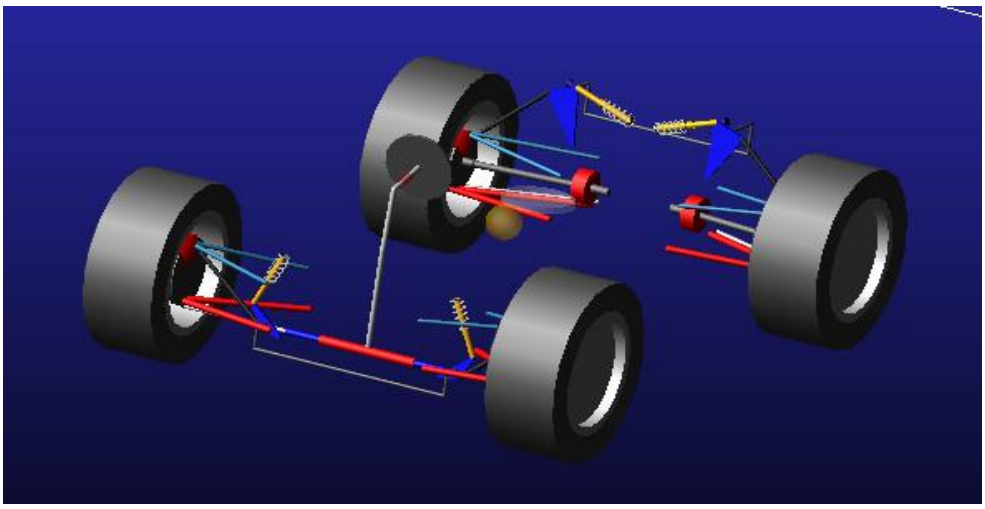

Fig. Assieme Peacock 4M

5.2. Studio dei corpi deformabili

Un altro obiettivo futuro consiste nell'aggiungere parti deformabili all'assieme in modo da analizzare più nel dettaglio quei corpi che non possono essere descritti dalle parti o "template" standard di Adams Car.

Si potrebbe aggiungere un corpo deformabile nella barra antibeccheggio della P4M. Questa barra funziona mediante la torsione di un tubo in acciaio, rappresentato in prima approssimazione da una molla ed uno smorzatore.

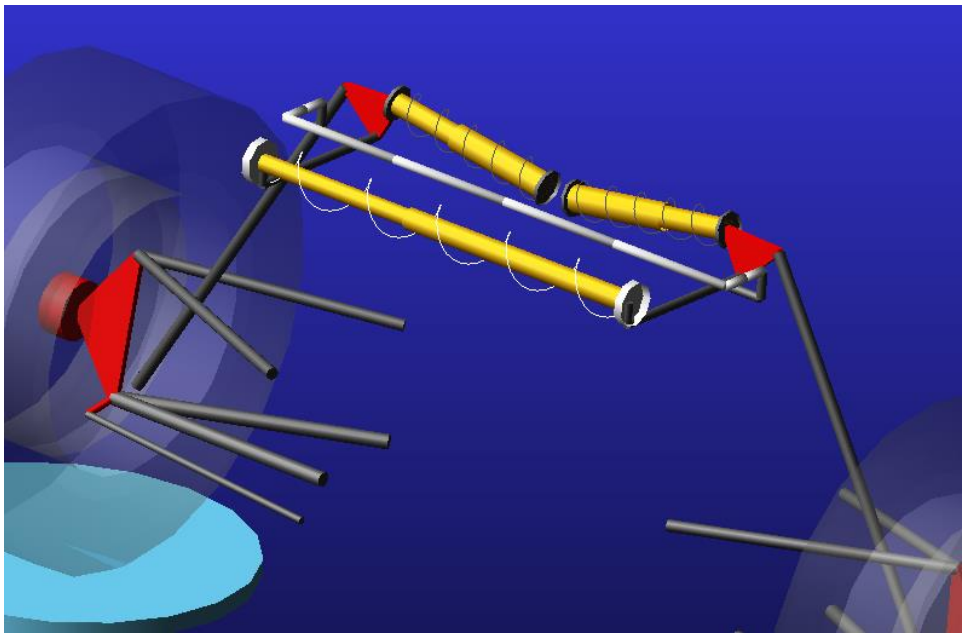

Fig. Prima approssimazione della barra antibeccheggio P4M

Il “template” però non considera la torsione del componente longitudinale della barra, evidenziato in rosso nella seguente immagine.

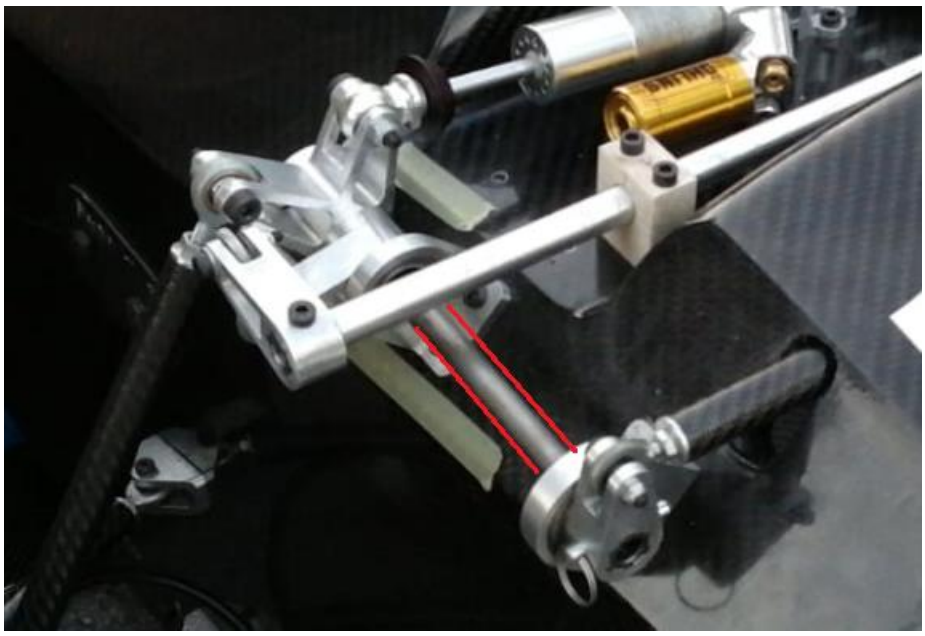

Fig. Parte torsionale della barra antibeccheggio.

Adams Car descrive i corpi deformabili tramite dei file modali neutrali (MNF), derivanti da un programma di analisi agli elementi finiti (FEM).

5.3. Conclusione

Una volta aggiunti i sotto assiemi mancanti, e descritte le barre antirollio con delle precise rappresentazioni dei corpi deformabili, sarà possibile effettuare dei test per ogni tipo di prova dinamica presente nelle gare di Formula SAE. Questo vuol dire che sarà possibile simulare:

- Prova di accelerazione
- Prova Skid-Pad Percorso ad “otto”
- Prova Autocross Percorso ad ostacoli

Le analisi di Adams Car, unitamente ai dati della telemetria, forniranno una solida base per migliorare notevolmente la performance del veicolo in pista, permettendo di risparmiare tempo nella progettazione, migliorare lo studio della sospensione e, chissà, di vincere la competizione contro le macchine delle altre squadre.

Bibliografia

www.sae.org/attend/student-events

www.mscsoftware.com/product/adams-car

“Getting Started Using Adams/Car” 20/04/2011 – Adams Docs –

“Welcome to Adams/Car” – Adams Docs

simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=DOC9781&actp=LIST_POPULAR

“SRT Front Suspensione Modeling in Adams Car” - https://www.youtube.com/watch?v=EEYJ5Z7rbVk&t=747s