

Università degli Studi di Padova – Dipartimento di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

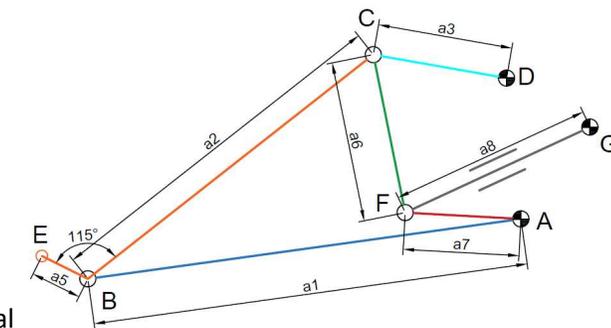
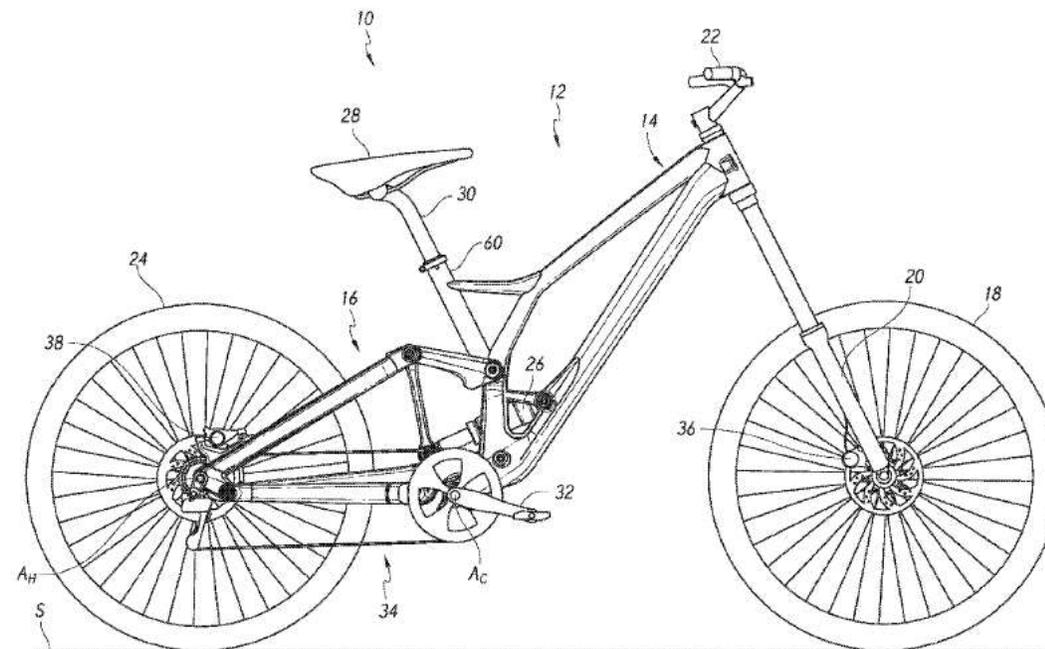
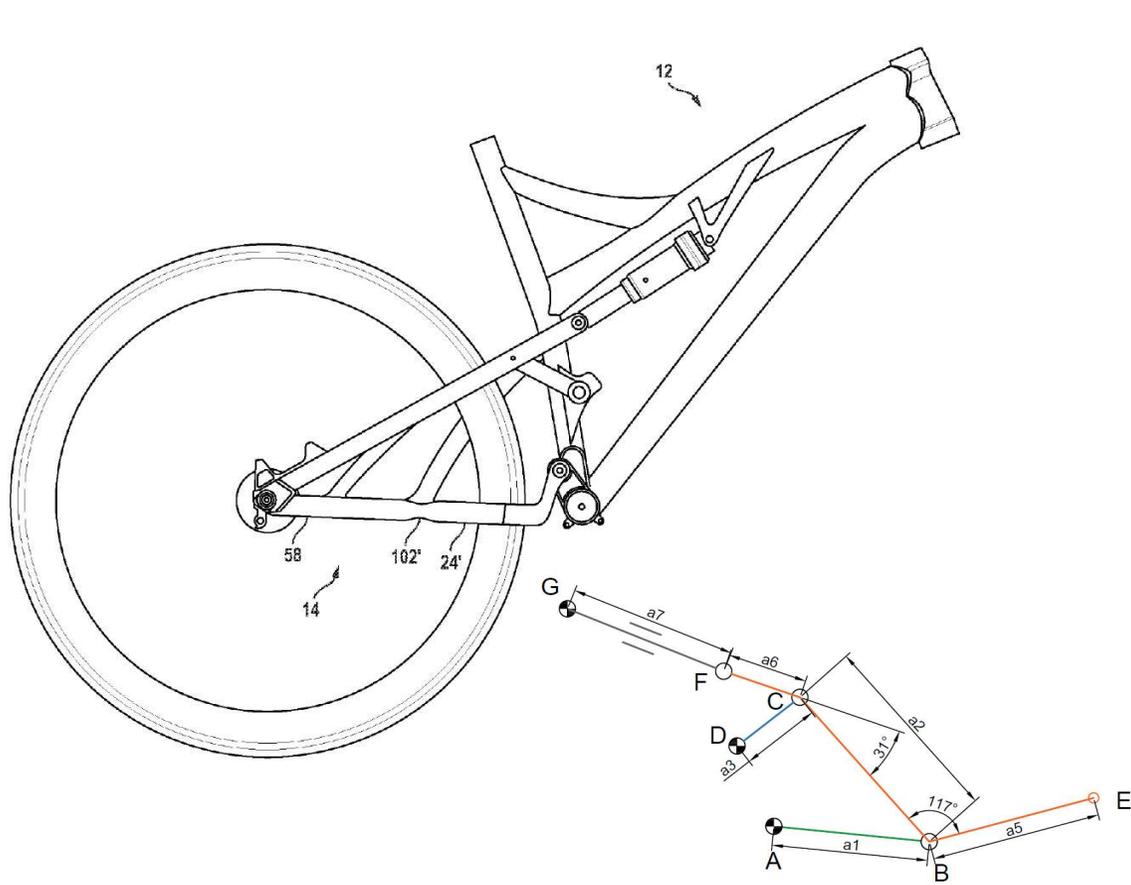
Relazione per la prova finale
«Simulazione di sistemi sospensivi per mountain bike in ambiente multibody»

Tutor universitario: Prof. Matteo Massaro

Laureando: *Cristiano Giovanni Tisato*

Padova, 14/11/2024

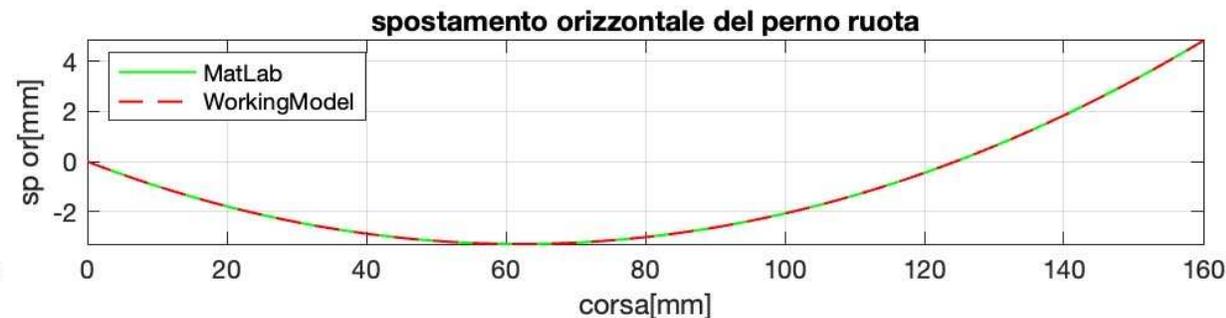
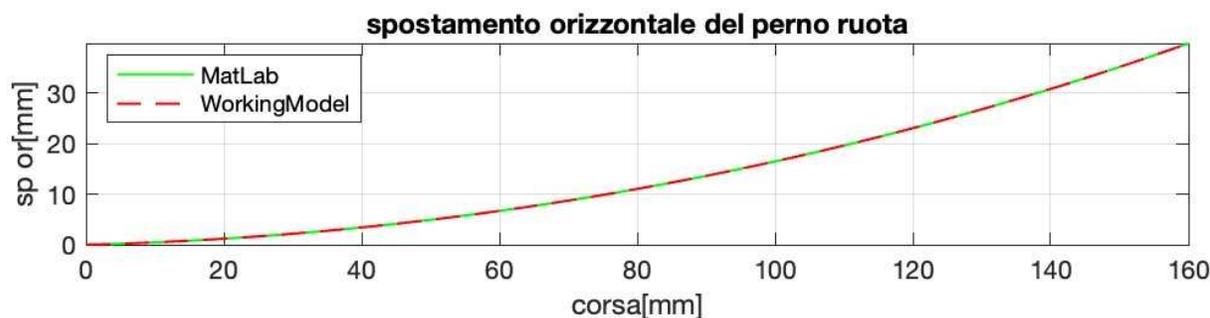
Il seguente elaborato propone l'analisi dinamica di due meccanismi sospensivi posteriori per mountain bike descritti nei brevetti US9302732 e US20190300096A1.



In figura: a **sx** figura ripresa dal brevetto US9302732 e relativo poligono di chiusura, a **dx** figura ripresa dal brevetto US20190300096A1 e relativo poligono di chiusura

La scelta dei due brevetti è stata effettuata tra quattro brevetti precedentemente analizzati. L'analisi cinematica dei brevetti mostra come a fronte della medesima oscillazione verticale del perno ruota, si ottiene una diversa oscillazione orizzontale. I due brevetti scelti sono quelli che hanno mostrato lo spostamento orizzontale maggiore (caso del brevetto US9302732) e minore (caso del brevetto US20190300096A1) tra le varie analisi effettuate.

Nel seguente elaborato, attraverso il software di simulazione MSC Adams, si andranno a verificare i diversi risultati dell'analisi cinematica con lo scopo di analizzare se corrispondono a comportamenti differenti dell'analisi dinamica.

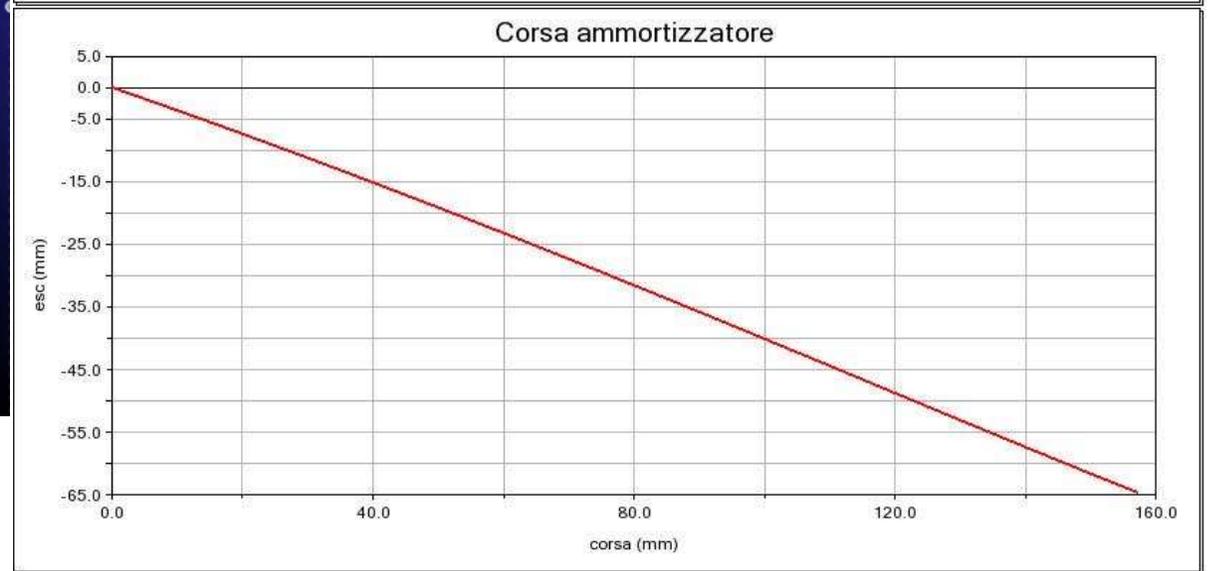
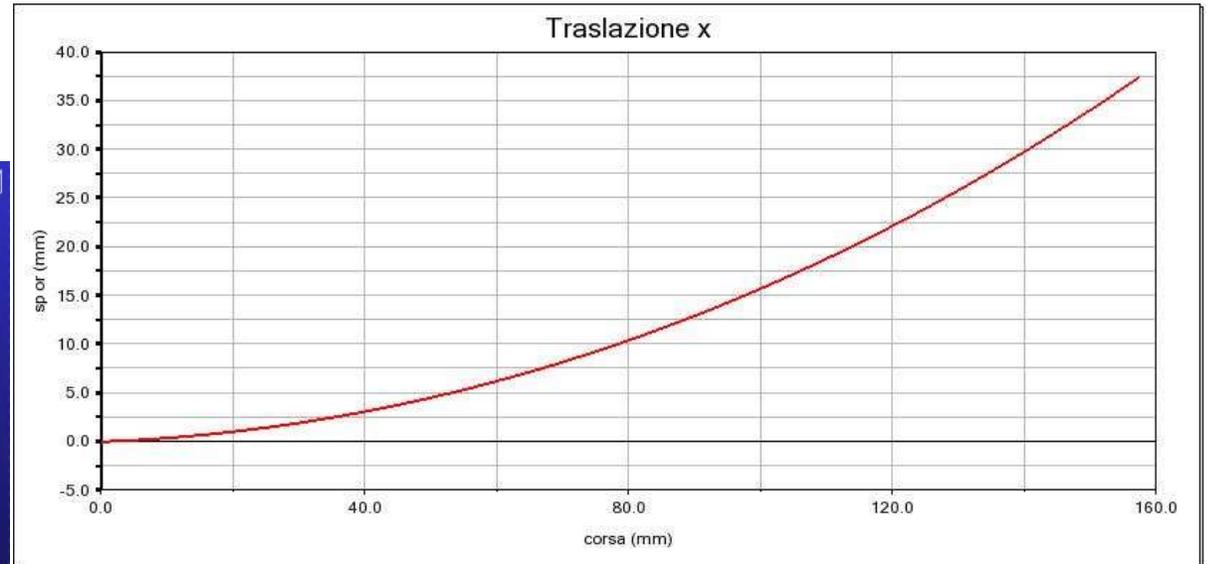
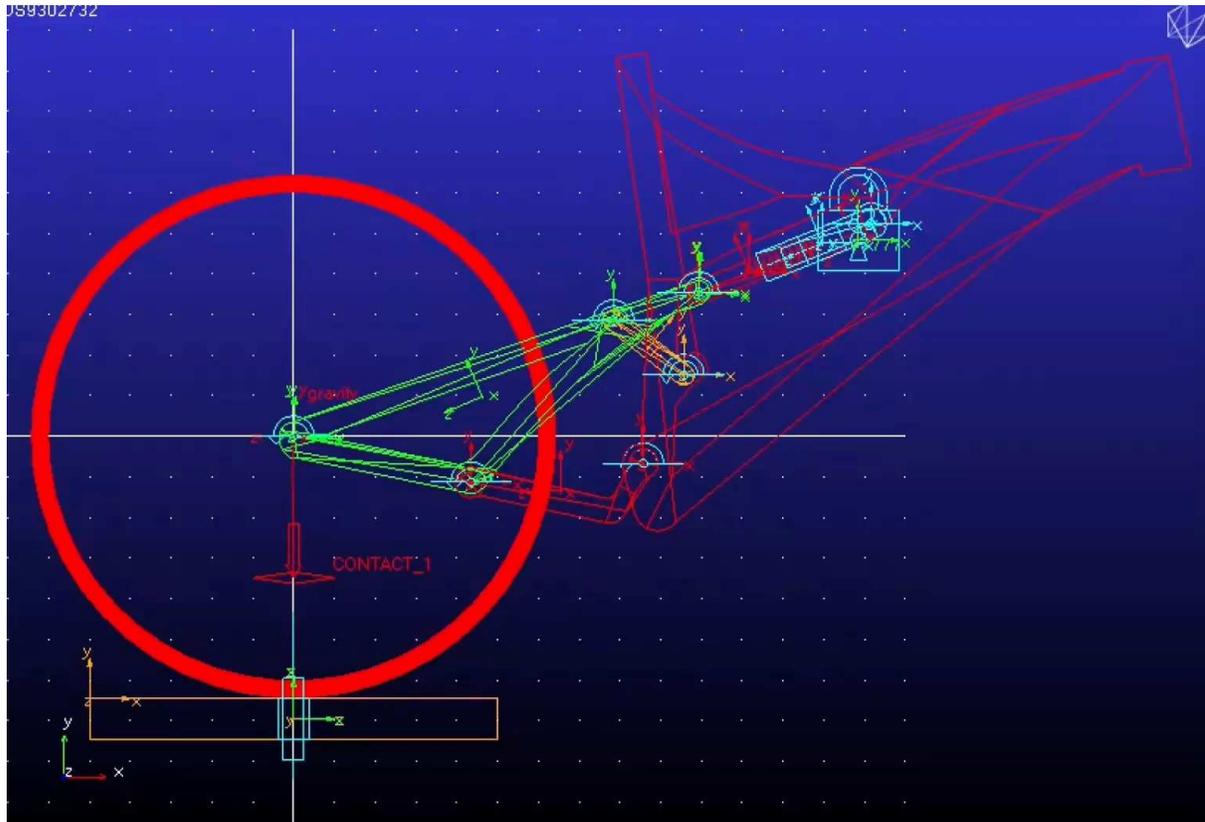


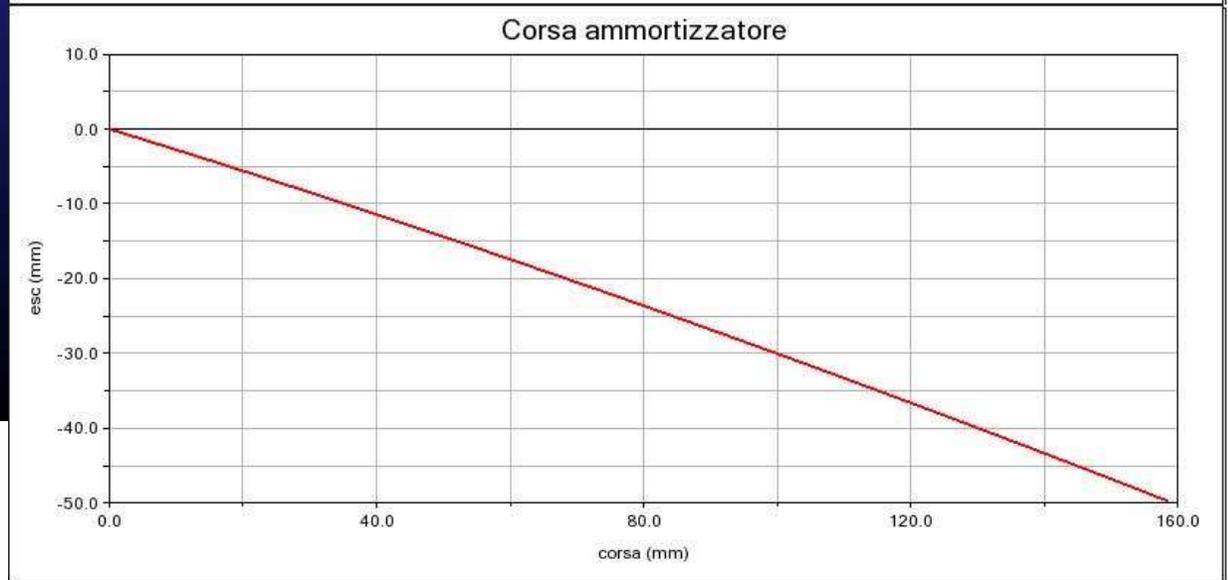
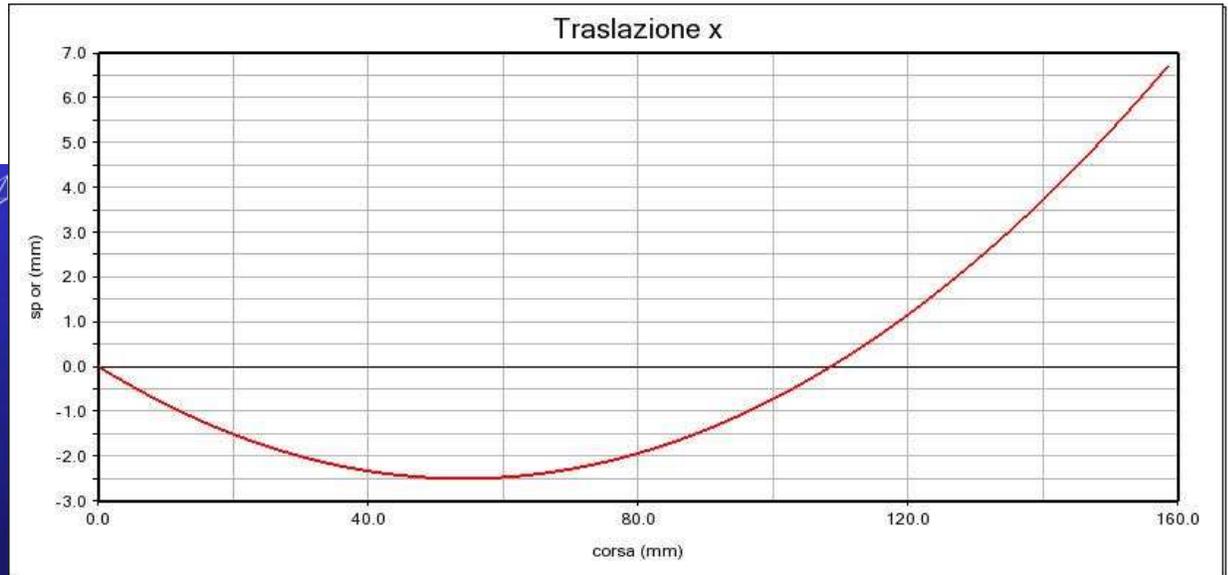
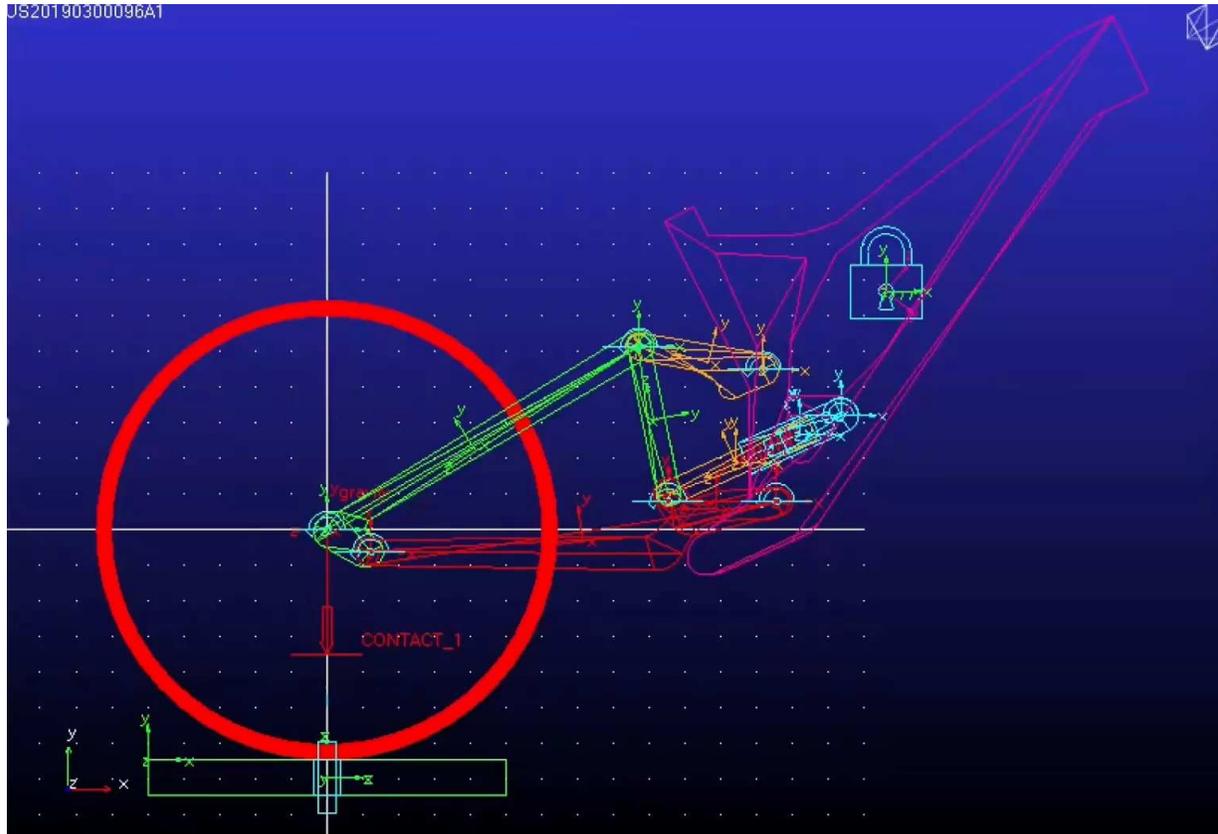
In figura: a **sx** brevetto US9302732, a **dx** brevetto US20190300096A1
(con corsa si intende la traslazione verticale del perno ruota)

Le varie componenti dei due meccanismi sono state ricavate acquisendo le figure disponibili nei brevetti, importandole in SolidWorks e andandole a scalare per avere il diametro del cerchione pari a 622mm. Si è anche verificata la corrispondenza tra le lunghezze e gli angoli dei membri ottenuti con i valori impiegati nell'analisi cinematica a cui si fa riferimento.



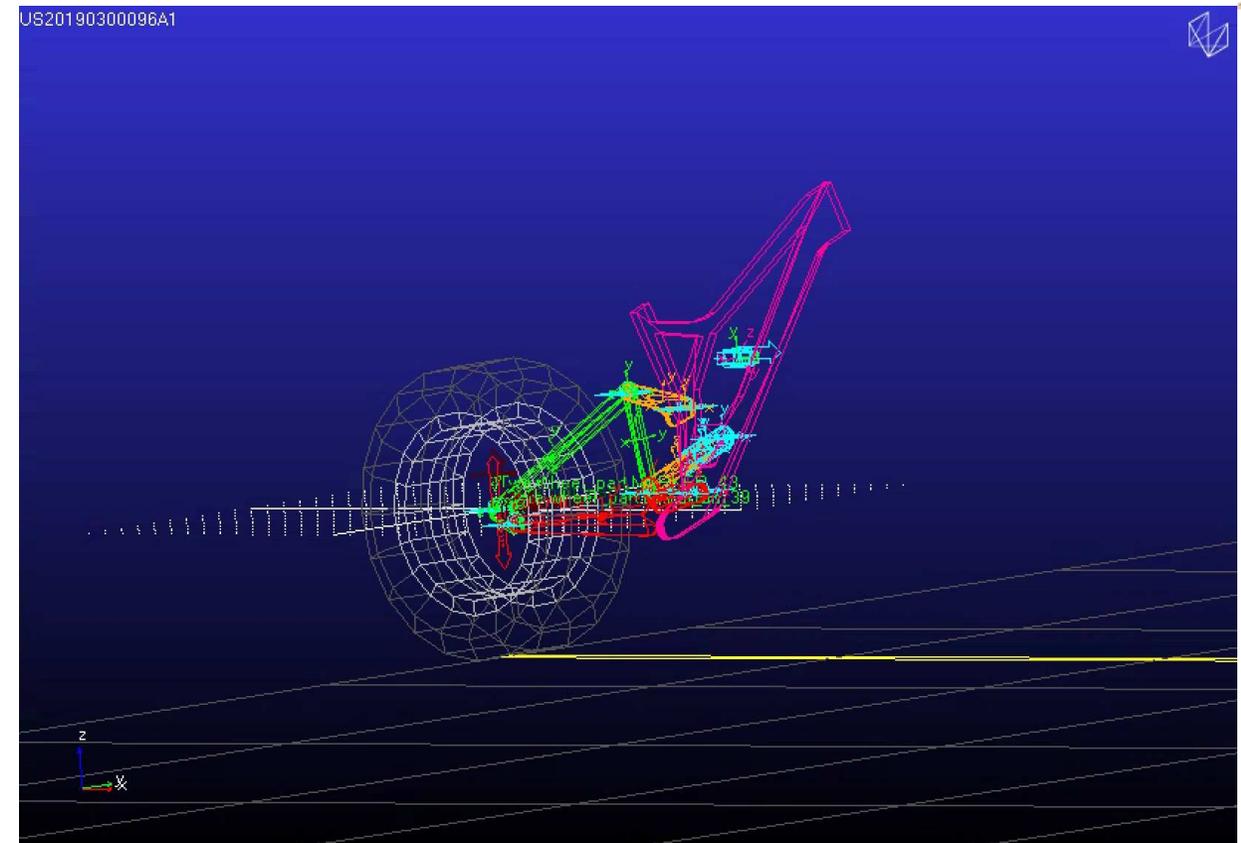
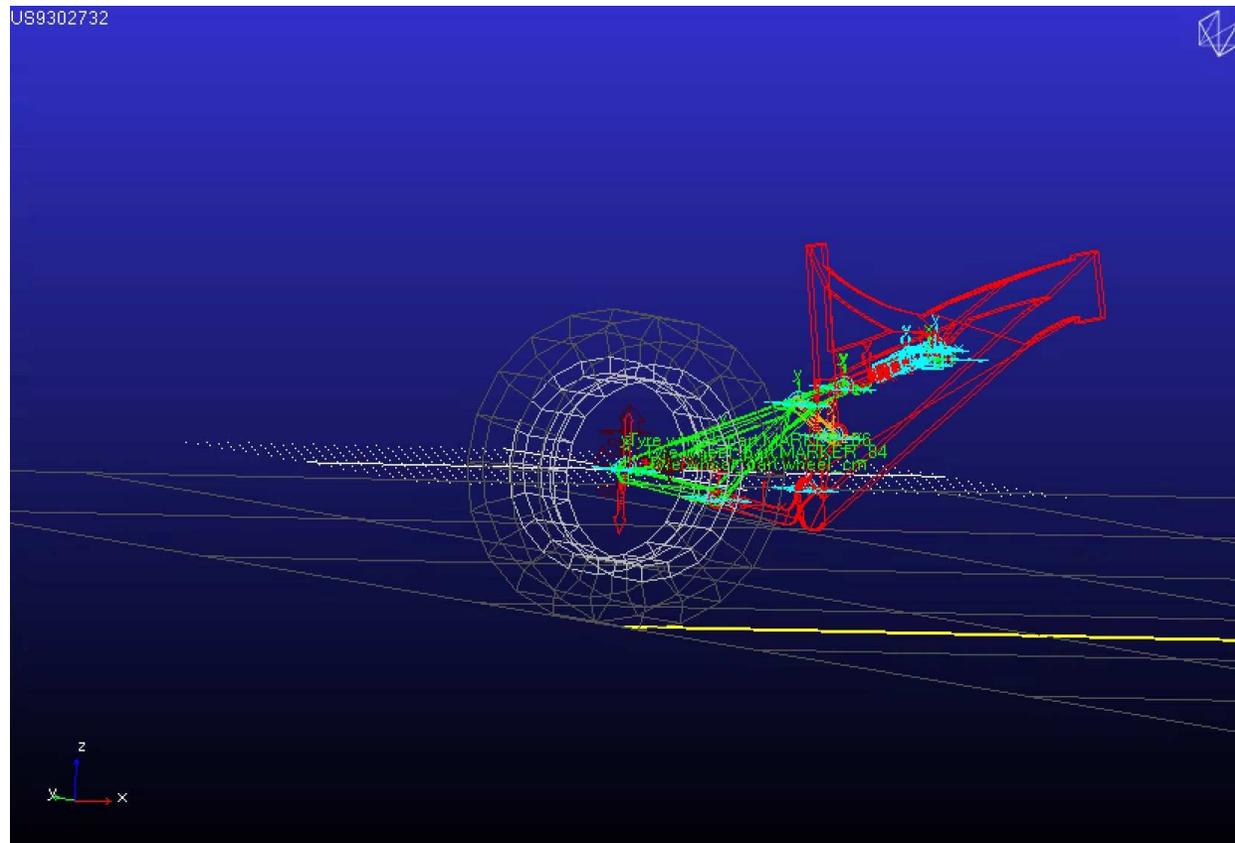
In figura: a **sx** esempio di membro appartenente al meccanismo US9302732, a **dx** esempio di membro appartenente al meccanismo US20190300096A1





Per effettuare l'analisi dinamica del meccanismo e ottenere risultati più significativi dalla simulazione si sostituiscono la ruota e il piano (corpi rigidi) utilizzati nell'analisi cinematica con un pneumatico PAC_MC_180_55R17 e una strada CRG Road caratterizzata da un dosso di altezza 0.055m.

www.dii.unipd.it



Modify a Spring-Damper Force
✕

Name	SPRING_1	
Action Body	boom	
Reaction Body	shoulder	

Stiffness and Damping:

Stiffness Coefficient	▼	(70000(newton/m))
Damping Coefficient	▼	(14.33(newton-sec/mm))

Length and Preload:

Preload	0.0	
Default Length	▼	(Derived From Design Position)

Spring Graphic	On, If Stiffness Specified	▼	modify
Damper Graphic	On, If Damping Specified	▼	modify
Force Display	On Action Body	▼	

Modify a Spring-Damper Force
✕

Name	SPRING_1	
Action Body	boom	
Reaction Body	shoulder	

Stiffness and Damping:

Stiffness Coefficient	▼	(122000(newton/m))
Damping Coefficient	▼	(25(newton-sec/mm))

Length and Preload:

Preload	0.0	
Default Length	▼	(Derived From Design Position)

Spring Graphic	On, If Stiffness Specified	▼	modify
Damper Graphic	On, If Damping Specified	▼	modify
Force Display	On Action Body	▼	

Rigidezza a terra $k \approx 11800 \frac{N}{m}$

Rapporto di velocità US9302732 $w = 2,43$

Coefficiente di smorzamento a terra $c \approx 2400 \frac{Ns}{m}$

Rapporto di velocità US20190300096A1 $w = 3,21$

In figura: a **sx** impostazioni della sospensione per il meccanismo US9302732, a **dx** impostazioni della sospensione per il meccanismo US20190300096A1

```
! USE_MODE specifies the type of calculation performed:
! 0: Fz only, no Magic Formula evaluation
! 1: Fx,My only
! 2: Fy,Mx,Mz only
! 3: Fx,Fy,Mx,My,Mz uncombined force/moment calculation
! 4: Fx,Fy,Mx,My,Mz combined force/moment calculation
! +10: including relaxation behaviour
! *-1: mirroring of tyre characteristics

example: USE_MODE = -12 implies:
! -calculation of Fy,Mx,Mz only
! -including relaxation effects
! -mirrored tyre characteristics

-----units
[UNITS]
LENGTH           ='meter'
FORCE             ='newton'
ANGLE             ='radian'
MASS              ='kg'
TIME              ='second'
-----model
[MODEL]
PROPERTY_FILE_FORMAT  ='PAC_MC'
USE_MODE              = 11           $Tyre use switch (IUSED)
VXLOW                 = 1
LONGVL                = 16.7        $Longitudinal speed during measurements
TYRESIDE              = 'SYMMETRIC'  $Mounted side of tyre at vehicle/test bench
-----dimensions
[DIMENSION]
UNLOADED_RADIUS      = 0.322        $Free tyre radius
WIDTH                 = 0.18         $Nominal section width of the tyre
ASPECT_RATIO         = 0.55         $Nominal aspect ratio
RIM_RADIUS           = 0.216        $Nominal rim radius
RIM_WIDTH             = 0.135       $Rim width
```

Modify Road [X]

Name:

Part:

Property File:

Graphics: On Off

Location and Orientation

Location:

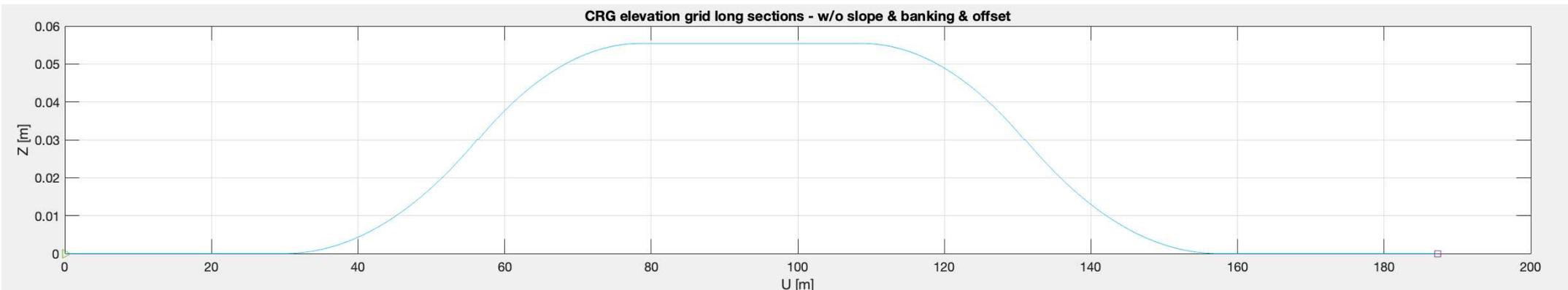
Orient Using: Euler Angles Direction Vectors

Euler Angles:

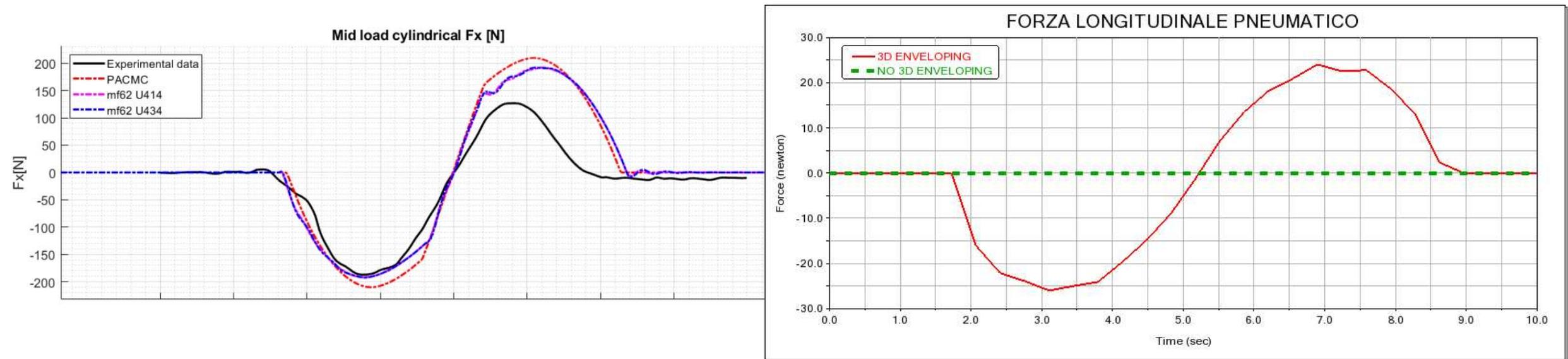
X Vector:

Z Vector:

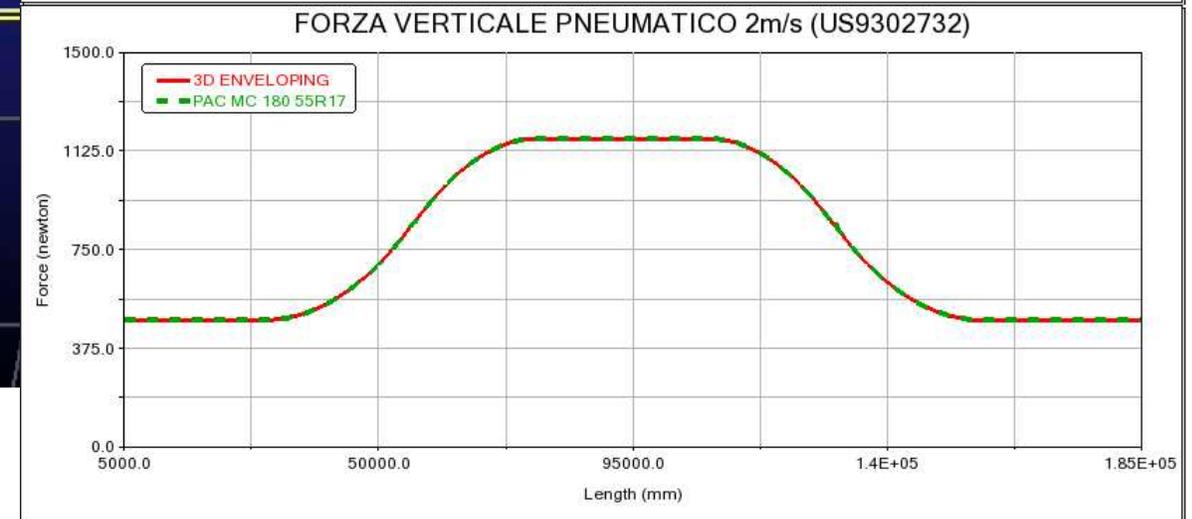
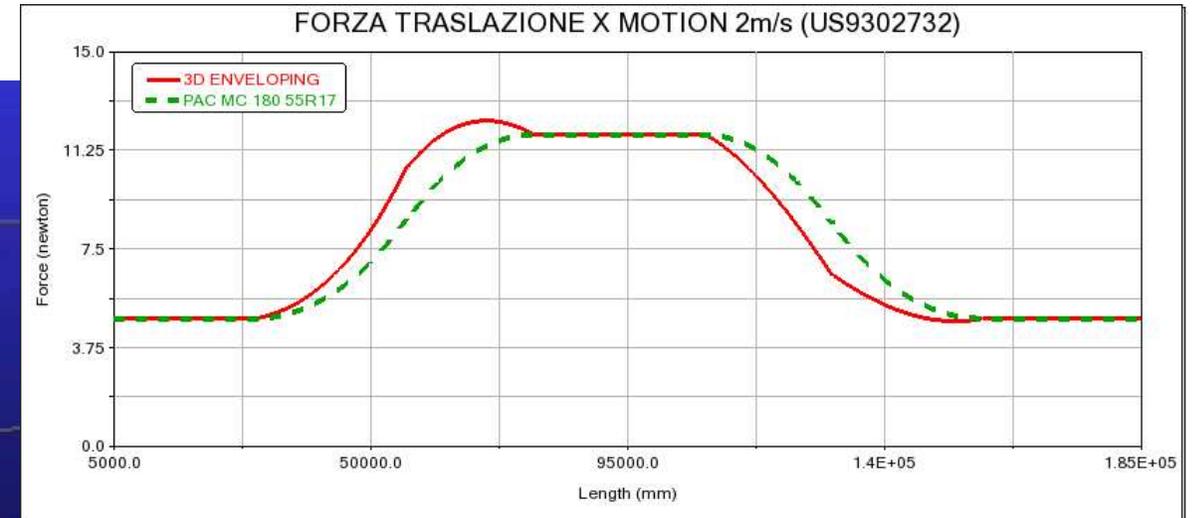
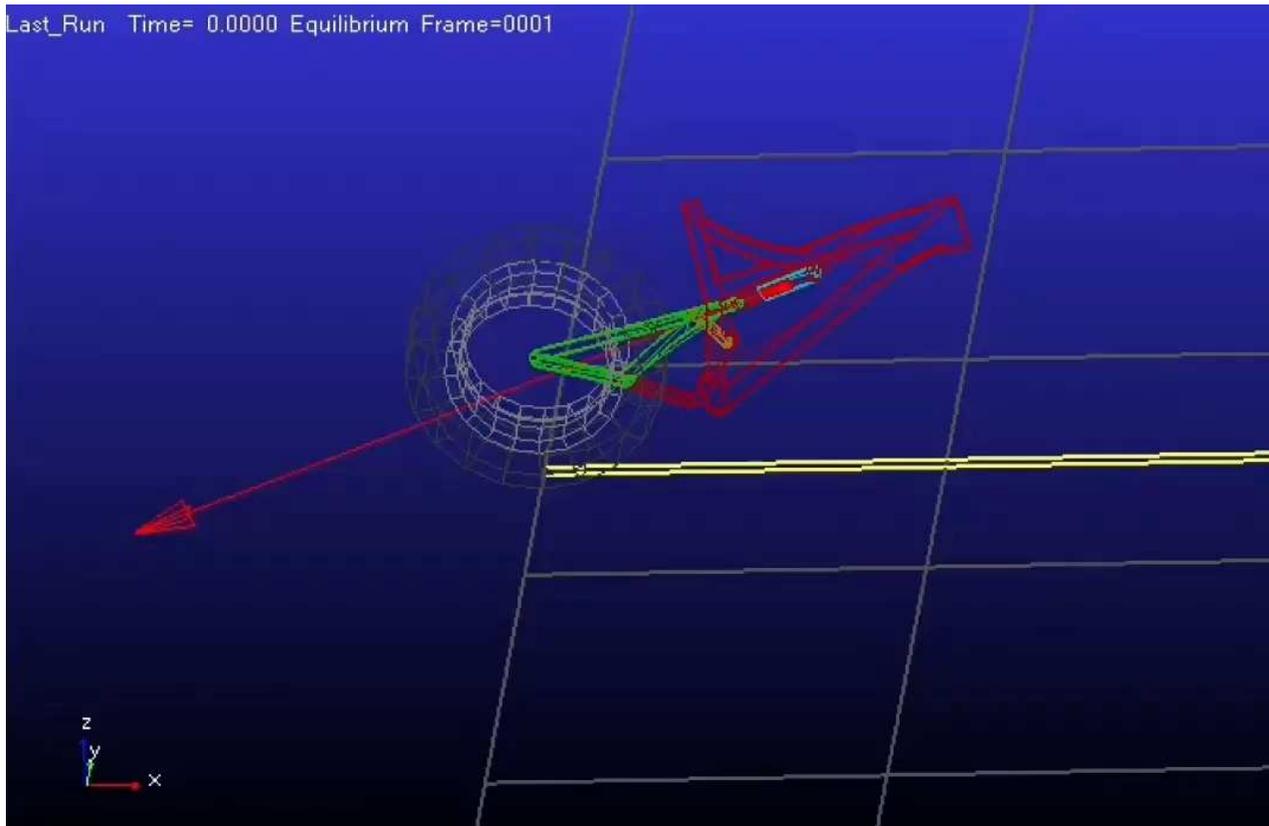
Il posizionamento della strada è il medesimo per entrambi i modelli



Prima di procedere alla simulazione del modello di nostro interesse si verifica il funzionamento del pneumatico PAC_MC_180_55R17 con il modello 3D Enveloping simulando l'attraversamento di un dosso circolare con raggio $r = 0.01m$, velocità $v = 0.02 \frac{m}{s}$ e forza puntuale applicata, normale al centro di massa del pneumatico, pari a $F = 50N$.



In figura: a **sx** andamento della curva suggerito da relazione su 3D Enveloping, a **dx** andamento della curva ottenuto dalla simulazione del modello



Min(F_{MOTION}) ~ 4,7N

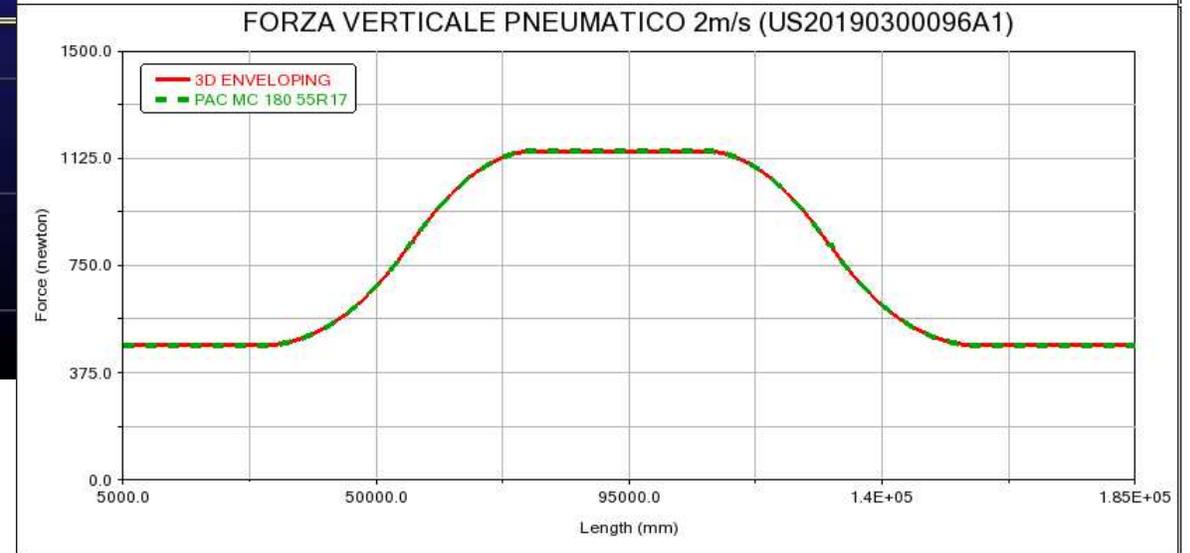
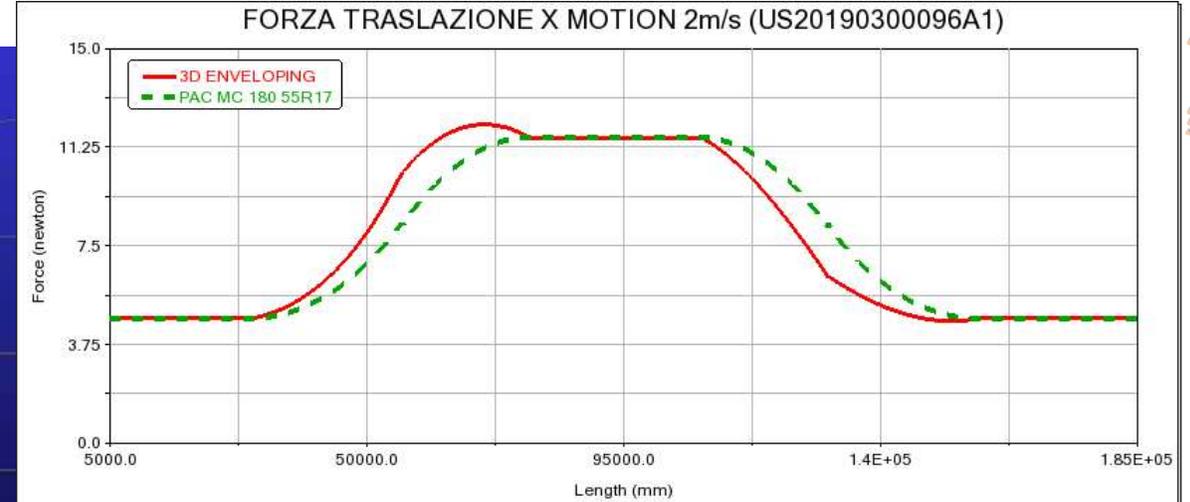
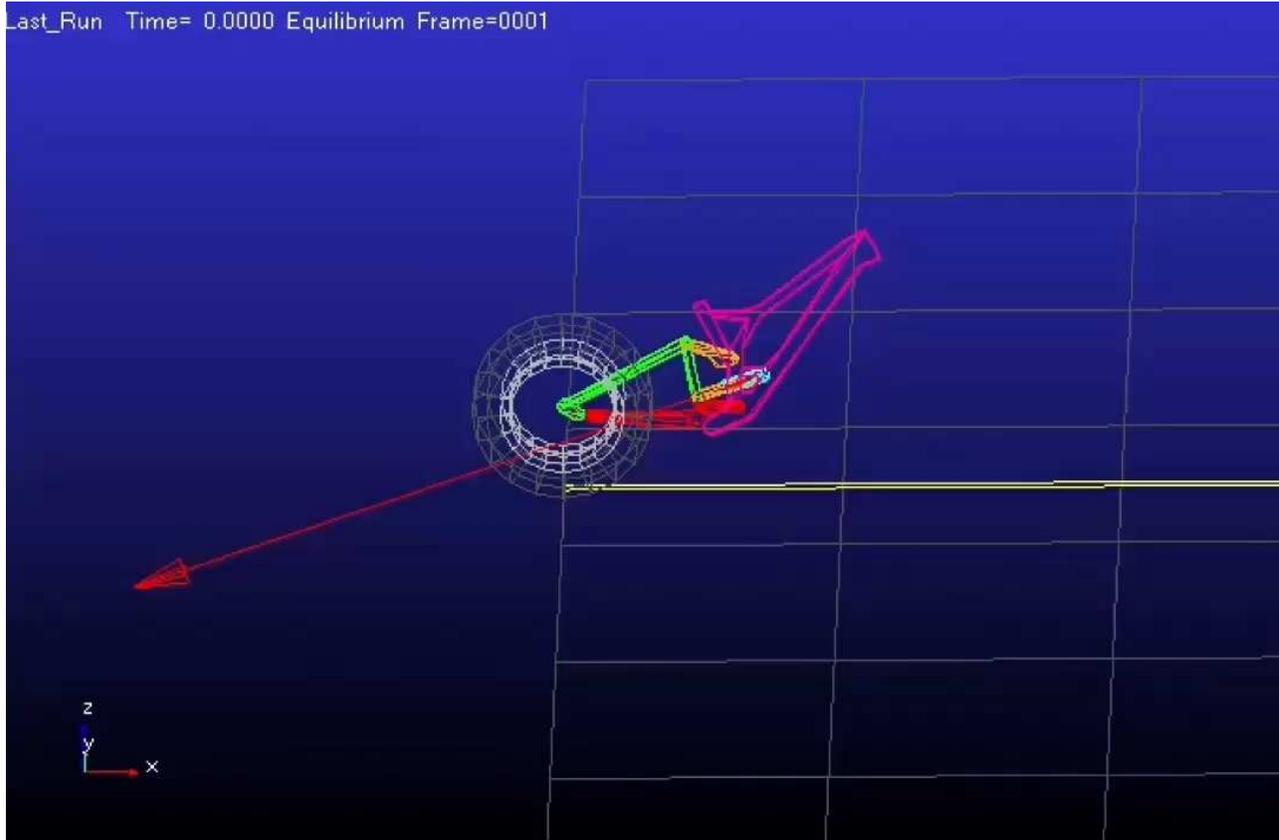
Down bump(F_{MOTION}) ~ 4,9N

Top bump(F_{MOTION}) ~ 11,8N

Max(F_{MOTION}) ~ 12,4N

Min(F_{VPNEU}) ~ 480N

Max(F_{VPNEU}) ~ 1170N



Min(F_{MOTION}) ~ 4,6N

Down bump(F_{MOTION}) ~ 4,8N

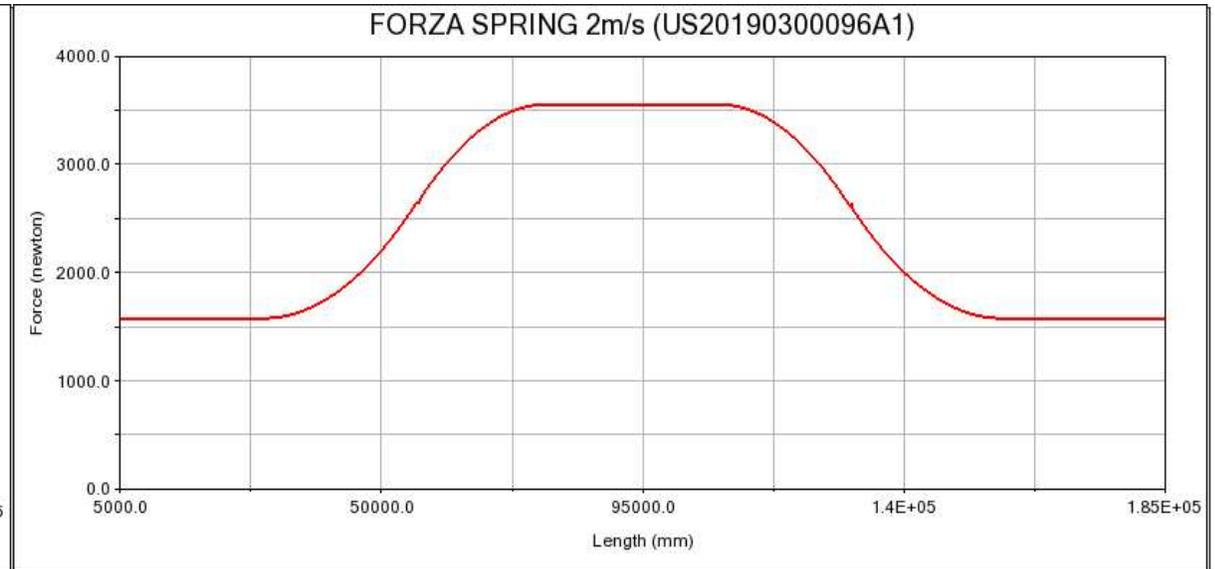
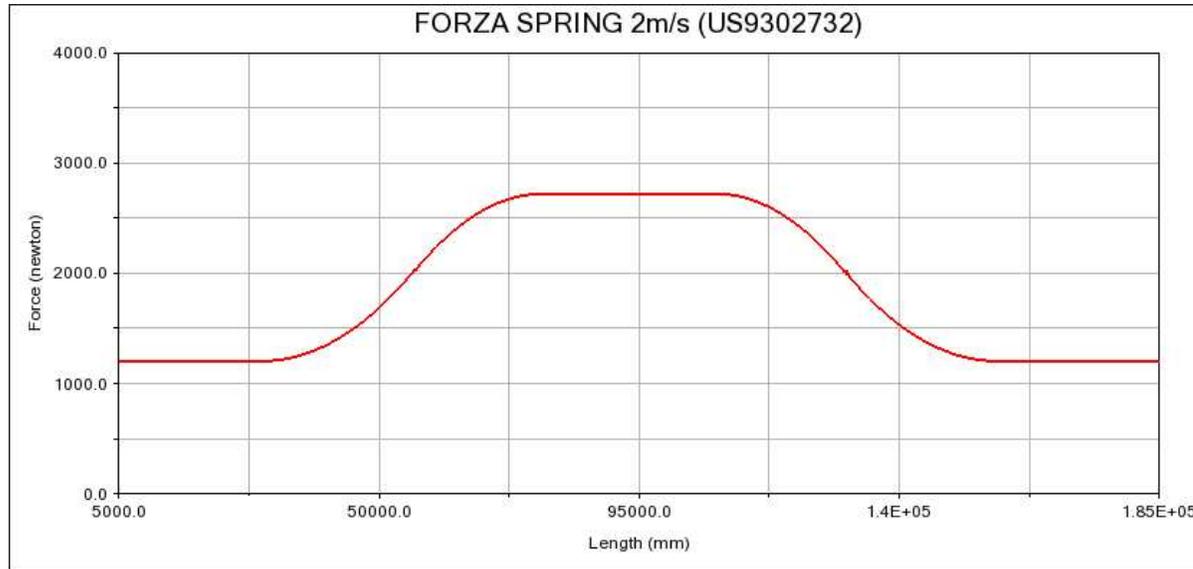
Top bump(F_{MOTION}) ~ 11,6N

Max(F_{MOTION}) ~ 12,1N

Min(F_{VPNEU}) ~ 471N

Max(F_{VPNEU}) ~ 1150N

Si riportano ora i grafici relativi ai valori delle forze che si generano nella «Spring»



US9302732

$\text{Min}(F_{\text{SPRING}}) \sim 1200\text{N}$

$\text{Max}(F_{\text{SPRING}}) \sim 2720\text{N}$

US20190300096A1

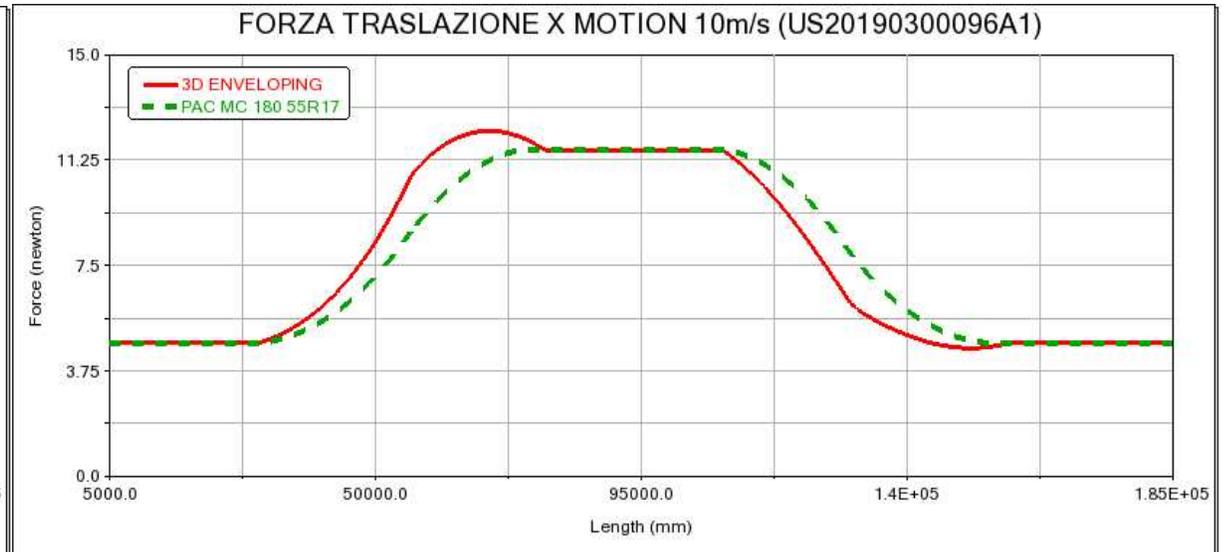
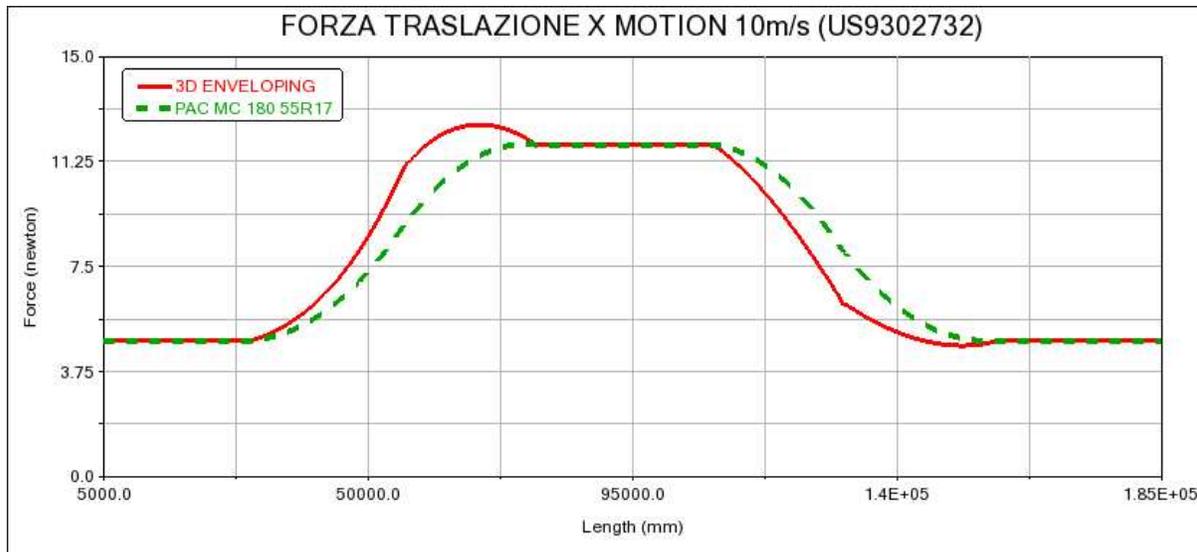
$\text{Min}(F_{\text{SPRING}}) \sim 1580\text{N}$

$\text{Max}(F_{\text{SPRING}}) \sim 3550\text{N}$

In figura: a **sx** brevetto US9302732, a **dx** brevetto US20190300096A1

Si decide di simulare il modello prima con velocità $v = 2 \frac{m}{s}$ (diapositive precedenti) e poi con velocità $v = 10 \frac{m}{s}$.

I valori delle forze verticali dei pneumatici e delle forze spring vengono riportati solo per i casi con $v = 2 \frac{m}{s}$, ma restano i medesimi anche a velocità superiori.



In figura: a **sx** brevetto US9302732, a **dx** brevetto US20190300096A1

Osservazioni:

- Utilizzare un pneumatico permette di osservare il comportamento del meccanismo risolvendo il problema di avere più di un punto di contatto in contemporanea ed eliminando oscillazioni nella risposta poco significative per l'analisi.
- Si osservano forze di trascinamento in risposta maggiori in salita e minori in discesa.

Conclusioni:

- Nei casi in analisi, la forza di trascinamento non varia con la velocità come ci si aspetta per le scelte effettuate.
- Nel caso della simulazione proposta da questo elaborato la risposta dinamica dei due meccanismi durante l'attraversamento del medesimo dosso è simile. La principale differenza la possiamo notare nelle forze generate dal sistema sospensivo.
- Forze di traslazione simili si ottengono però utilizzando molle e smorzatori caratterizzati da coefficienti di rigidità e smorzamento diversi, resi necessari dalla diversa geometria dei due meccanismi.