

# Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



**Politecnico  
di Torino**

## **Modellazione multibody di un monopattino elettrico**

Anno accademico 2021/2022

### **Relatore:**

Prof. Alessandro Vigliani

### **Correlatori:**

Ing. Angelo Domenico Vella

Ing. Daniele Catelani

Ing. Mauro Vesco

Ing. Angelo Casolo

### **Tesista:**

Nicola Porcelli 276099



## Sommario

Il percorso di questa tesi si occupa dello studio del modello di monopattino XIAOMI PRO II, questo studio è stato avviato in precedenza dal dipartimento di autoveicolo del Politecnico di Torino, che ha raccolto i dati sperimentali indispensabili alla validazione della modellazione CAD e delle simulazioni multibody del veicolo.

Essendo il programma utilizzato AdamsCar è stato vantaggioso l'aver lavorato a stretto contatto con gli ingegneri della Hexagon che hanno fornito supporto al lavoro durante tutto il percorso di tesi.

Il primo passo è stata la modellazione del monopattino su Solidworks, fatta con massima cura e con adeguati controlli sul peso dei singoli componenti, sulle dimensioni, sulle distanze tra i centri delle ruote, sulla posizione del centro di massa, sul peso complessivo del veicolo e sulla posizione degli strumenti di misura (3 accelerometri e una IMU).

Questo è stato, si può dire, la parte più importante del lavoro in quanto sia i momenti di inerzia sia la posizione degli accelerometri deve essere molto precisa affinché i dati raccolti sperimentalmente abbiano un effettivo riscontro con i risultati delle simulazioni.

In seguito si è passati alla modellazione su AdamsCar, qui sono stati trasferiti i dati opportuni da Solidworks, e si sono caricate sul software le opportune caratteristiche del motore elettrico, delle coppie frenanti, delle coppie rigenerative e si è fatto un adeguato studio del modello dello pneumatico.

L'ultima fase è stata quella della simulazione del modello, dopo aver svolto le simulazioni su AdamsCar, i dati sono stati elaborati su Matlab.

Purtroppo non si è riusciti ad avere una soddisfacente coincidenza dei dati sperimentali con quelli numerici, tuttavia si è iniziato a impostare uno studio più dettagliato dei vari parametri della modellazione dello pneumatico con un'analisi di sensibilità, sono stati definiti i problemi attuali del modello e dati consigli su possibili sviluppi futuri per il lavoro.



# Indice

Lista dei simboli.....	6
1 Introduzione.....	8
2 Modellazione CAD.....	9
2.1 Ruota anteriore.....	10
2.2 Ruota posteriore.....	13
2.3 Colonna di sterzo.....	17
2.4 Telaio.....	18
2.5 Parafango Posteriore.....	19
2.6 Parafango anteriore.....	19
2.7 Posizione accelerometri.....	20
3 Modellazione in Adams Car.....	22
3.1 Telaio.....	22
3.2 Colonna di sterzo.....	25
3.3 Pneumatico.....	28
3.4 Freno a disco.....	40
3.5 Motore elettrico.....	41
3.6 Sospensioni.....	44
3.7 Strada.....	46
4 Simulazione.....	47
4.1 Analisi di sensitività.....	47
4.2 Confronto PAC89-PAC2002.....	58
5 Conclusioni.....	62
Riferimenti.....	63

## Lista dei simboli

$M$	Massa totale del monopattino
$M_{deck}$	Massa telaio
$M_{st}$	Massa colonna di sterzo
$M_{fw}$	Massa ruota frontale
$M_{rw}$	Massa ruota posteriore
$M_{fm}$	Massa parafranghi frontale
$M_{rm}$	Massa parafranghi posteriore
$M_{tire}$	Massa pneumatico
$X, Y, Z$	Coordinate del centro di massa rispetto al sistema di riferimento globale.
$x, y, z$	Assi cartesiani rispetto cui sono calcolate le inerzie per ogni componente.
$X$	Asse x del sistema di riferimento principale, direzione uguale e opposta al verso di avanzamento del veicolo
$Z$	Asse z del sistema di riferimento principale, opposta all'accelerazione di gravità
$R_r$	Resistenza al rotolamento.
$f$	Coefficiente della Resistenza al rotolamento, fattore che moltiplica la Forza Verticale dai cui si ottiene la Resistenza a rotolamento
$F_z$	Forza verticale, il peso verticale che grava sul veicolo.
$\varepsilon_r$	Errore percentuale relativo
$N$	La forza normale esercitata sul freno a disco
$r_b$	Raggio effettivo del disco, cioè il raggio del disco che effettivamente si considera per la coppia frenante tiene conto che la pastiglia ha un raggio esterno, uno interno e uno medio.
$\mu_b$	Coefficiente di attrito dovuto al materiale della pastiglia
$D$	Fattore di picco
$E$	Fattore di curvatura
$B$	Fattore di rigidità
$P_t$	Pressione dello pneumatico
$\rho_z$	Deflessione dello pneumatico
$R_0$	Raggio dello pneumatico indeformato
$l_s$	Fattore correttivo lunghezza orma di contatto
$be$	Metà larghezza orma di contatto
$le$	Metà lunghezza orma di contatto
$b$	Parametro del calcolo della resistenza a rotolamento dipendente dalla velocità
$a$	Parametro del calcolo della resistenza a rotolamento
$T_b$	Coppia frenante



# 1 Introduzione

Con l'avvento della consapevolezza complessiva della condizione di precarietà ambientale del pianeta si è diffusa sempre di più l'idea che il singolo individuo deve impegnarsi a inquinare meno nella sua quotidianità, questo ha portato a un profondo cambiamento nello sviluppo dei mezzi di trasporto che tendono ormai sempre di più alla soluzione elettrica o ibrida.

Oltre questo si stanno diffondendo anche nuovi mezzi di trasporto come il monopattino elettrico, grazie all'evoluzione dei motori elettrici, infatti, è diventato un mezzo molto usato in Italia, sia in grandi metropoli che nelle piccole realtà cittadine.

Ovviamente rappresenta una sfida completamente nuova il suo studio e la sua dinamica, basti pensare al grande numero di incidenti che ci sono in Italia.

Il primo passo da fare per cercare di studiare la sicurezza, il comfort e studiare nuovi design per darne una maggiore stabilità è lo studio delle sue vibrazioni durante la guida.

Uno studio molto simile a quello effettuato in questa tesi è stato già svolto [7], infatti si ha posizione simile degli accelerometri, (al centro delle ruote, uno sulla pedana e uno sul manico della colonna di sterzo), tipo di ostacolo simile, con la differenza che in questo percorso di tesi si è studiato un solo tipo di gradino e sono stati messi a schiera 7 gradini per lo studio delle vibrazioni del monopattino mentre nello studio di Aperti, Vignati e Braghin [7] vengono studiati più tipi di ostacolo e con diversi carichi sul monopattino.

In questa tesi i dati sperimentali raccolti dal dipartimento di autoveicolo del Politecnico di Torino sono invece riferiti a un unico guidatore (85 kg).

Il lavoro è iniziato con la modellazione del monopattino prendendo le misure dal modello reale, sono state infatti prese le opportune dimensioni dei vari componenti.

Era inoltre nota la posizione del centro di massa del monopattino senza un guidatore e il peso complessivo del veicolo e di alcuni componenti.

Tutte queste informazioni sono state necessarie per accertare la validità del modello CAD, confrontando il peso dei singoli componenti e dell'intero veicolo con il peso calcolato da Solidworks inserendo le proprietà del materiale.

Le densità di alcuni componenti non erano note e sono state calcolate iterativamente controllando che venivano rispettati i pesi delle varie parti e la posizione del centro di massa.

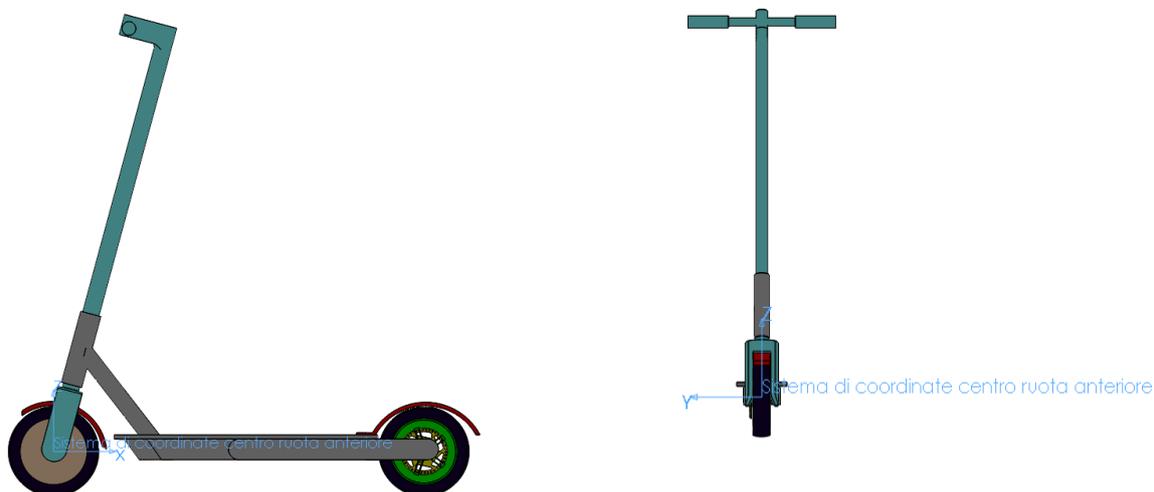
## 2 Modellazione CAD

La modellazione CAD è stata svolta su Solidworks.

Ovviamente la geometria, seppur cercando di restare il più possibile fedele al modello reale, ha subito alcune modifiche e semplificazioni a seconda dei casi, nonostante ciò i valori di peso, centro di massa e momento di inerzia sono molto vicini al caso reale e l'errore si mantiene sempre sotto il 10%.

Di seguito verrà descritta la modellazione di ogni singolo componente e infine la modellazione del monopattino reale.

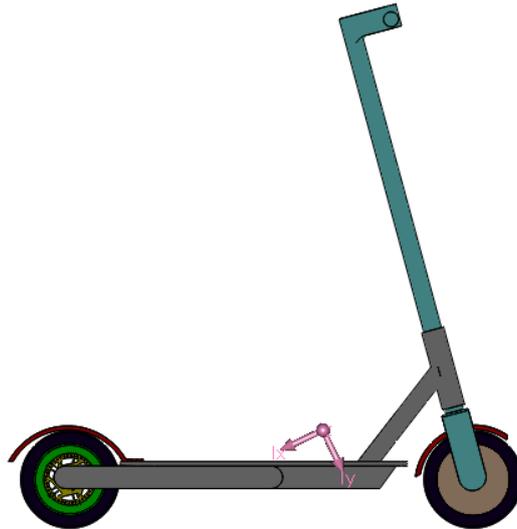
I momenti di inerzia sono stati calcolati nel centro di massa e lungo la direzione del sistema globale di riferimento, che è stato considerato con asse z verso l'alto, asse x in direzione contraria al senso di marcia del veicolo.



*Immagine 2.1. Vista posteriore e laterale del monopattino*

*Tabella 2.1. Momenti di inerzia del monopattino*

Momento di inerzia	Kgm <sup>2</sup>
I <sub>xx</sub>	$1.03 \cdot 10^{-1}$
I <sub>yy</sub>	2.37
I <sub>zz</sub>	1.37
I <sub>xy</sub>	$4.2 \cdot 10^{-3}$
I <sub>xz</sub>	$-2.1 \cdot 10^{-1}$
I <sub>yz</sub>	$-9.1 \cdot 10^{-4}$



*Immagine 1.2.2. Posizione del centro di massa e orientamento dei momenti principali di inerzia*

Di seguito viene mostrata una tabella riepilogativa delle differenze tra il monopattino reale e il modello CAD e ne viene calcolato l'errore percentuale relativo  $\varepsilon$  :

$$\varepsilon = \frac{|VALORE REALE - VALORE CAD|}{\min(VALORE REALE; VALORE CAD)} \quad (1)$$

*Tabella 2.2. Posizione centro di massa e peso del monopattino*

	<b>Modello reale</b>	<b>CAD</b>	<b><math>\varepsilon</math></b>
<b>Coordinate centro di massa [mm]</b>			
X	338	330.41	2.25 %
Y	0	0.57	
Z	225	217.35	3.4 %
<b>M [Kg]</b>	14.4	14.5	0.69 %

## 2.1 Ruota anteriore

Per la modellazione della ruota anteriore si è considerata la presenza di due componenti: il motore e lo pneumatico.



*Immagine 2.1.1. Vista laterale e frontale della ruota anteriore*

*Tabella 2.1.1. Momenti di inerzia della ruota anteriore*

Momento di inerzia	Kgm <sup>2</sup>
I <sub>xx</sub>	$7.9 \cdot 10^{-3}$
I <sub>yy</sub>	$1.4 \cdot 10^{-2}$
I <sub>zz</sub>	$7.9 \cdot 10^{-3}$
I <sub>xy</sub>	0
I <sub>xz</sub>	0
I <sub>yz</sub>	0

*Tabella 2.1.2. Peso della ruota anteriore*

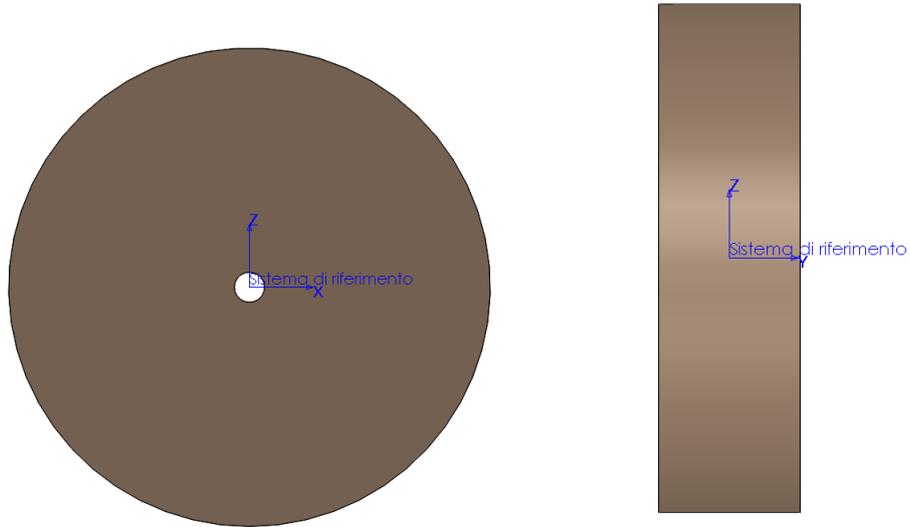
	CAD	Modello Reale
$M_{fw}$ [Kg]	3.58	3.61

## Motore

Il motore pesa 3,084 kg e ha il centro di massa nel centro di simmetria i momenti di inerzia sono nel centro di massa e lungo le direzioni del sistema di riferimento globale . Il peso del motore è stato ricavato indirettamente considerando il peso dello pneumatico da sottrarre al peso totale della ruota.

*Tabella 2.1.3. Momenti di inerzia del motore*

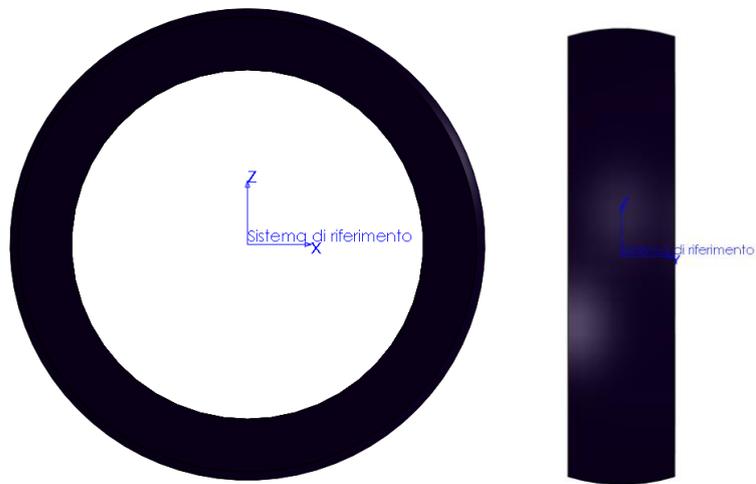
Momento di inerzia	Kgm <sup>2</sup>
I <sub>xx</sub>	$5.4 \cdot 10^{-3}$
I <sub>yy</sub>	$9.9 \cdot 10^{-3}$
I <sub>zz</sub>	$5.4 \cdot 10^{-3}$
I <sub>xy</sub>	0
I <sub>xz</sub>	0
I <sub>yz</sub>	0



*Immagine 2.1.2. Vista laterale e frontale del motore*

Per il motore risulta una densità equivalente di  $3500 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$ .

### **Pneumatico**



*Immagine 2.1.3. Vista laterale e frontale dello pneumatico*

**Tabella 1.1.4. Momenti di inerzia dello pneumatico**

Momento di inerzia	Kgm <sup>2</sup>
I <sub>xx</sub>	$2.5 \cdot 10^{-3}$
I <sub>yy</sub>	$4.8 \cdot 10^{-3}$
I <sub>zz</sub>	$2.5 \cdot 10^{-3}$
I <sub>xy</sub>	0
I <sub>xz</sub>	0
I <sub>yz</sub>	0

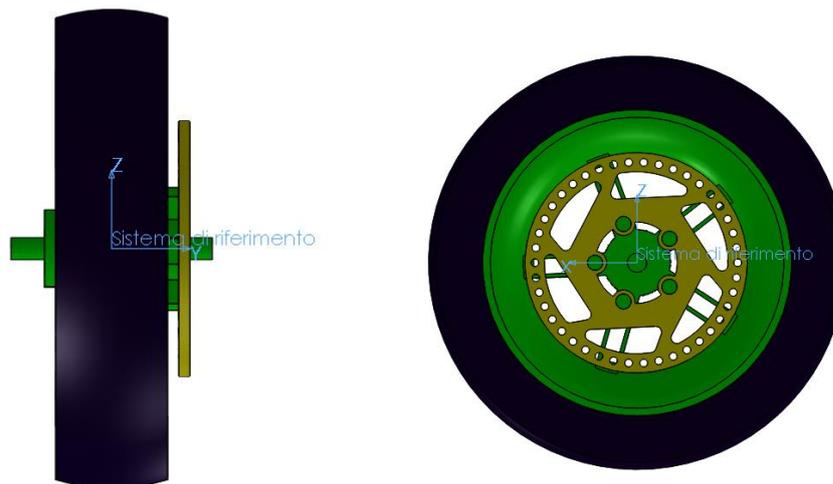
Per quanto riguarda lo pneumatico è stato pesato considerando anche la camera ad aria, dunque, è stato possibile fare il confronto con il caso reale. Si è ottenuta una densità equivalente di  $1080 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$ .

**Tabella 2.1.5. Peso dello pneumatico**

	CAD	Modello Reale
$M_{tire}$ [Kg]	0.496	0.478

## 2.2 Ruota posteriore

Per quanto riguarda la ruota posteriore è composta da tre elementi: lo pneumatico (che coincide con quello della ruota anteriore), il freno a disco e il cerchione.



**Immagine 2.2.1. Vista laterale e frontale della ruota posteriore**

*Tabella 2.2.1. Momenti di inerzia della ruota posteriore*

Momento di inerzia	Kgm <sup>2</sup>
I <sub>xx</sub>	$3.8 \cdot 10^{-3}$
I <sub>yy</sub>	$6.7 \cdot 10^{-3}$
I <sub>zz</sub>	$3.8 \cdot 10^{-3}$
I <sub>xy</sub>	$2.7 \cdot 10^{-6}$
I <sub>xz</sub>	$1 \cdot 10^{-11}$
I <sub>yz</sub>	0

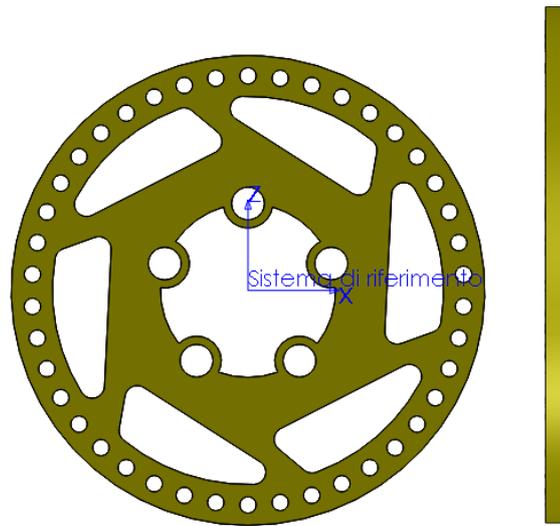
*Tabella 2.2.2. Peso della ruota posteriore*

	CAD	Modello Reale
$M_{rw}$ [Kg]	1.27	1.246



*Immagine 2.2.2. Fotografia reale del peso della ruota posteriore fornita dal dipartimento di autoveicolo del Politecnico di Torino*

## Freno a disco



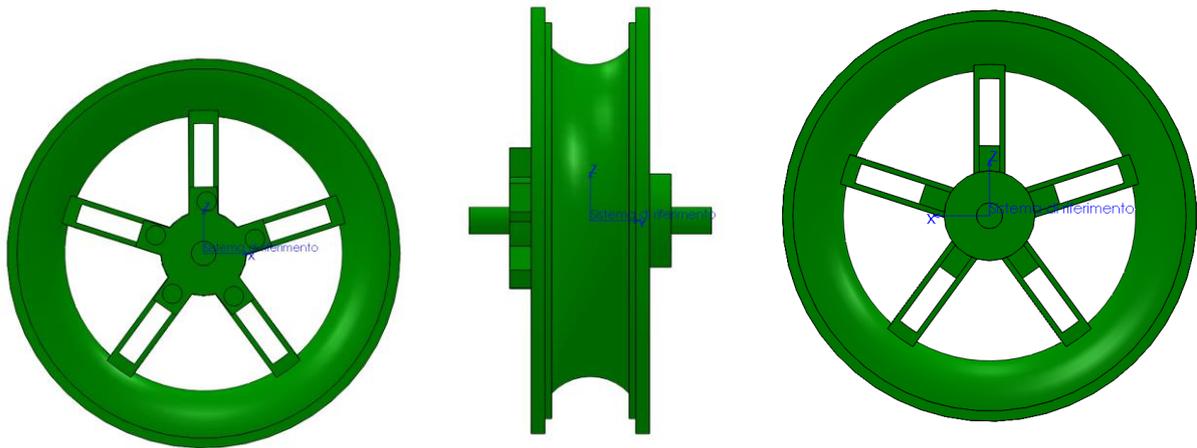
*Immagine 2.2.3. Vista laterale e frontale del freno a disco*

*Tabella 2.2.3. Momenti di inerzia del freno a disco*

Momento di inerzia	Kgm <sup>2</sup>
Ixx	$2.1 \cdot 10^{-4}$
Iyy	$4.1 \cdot 10^{-4}$
Izz	$2.1 \cdot 10^{-4}$
Ixy	0
Ixz	0
Iyz	0

Peso 0.225 Kg e composto da acciaio inossidabile con densità  $7700 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$ .

## Cerchione



*Immagine 2.2.4. Vista laterale, frontale e posteriore del cerchione*

*Tabella 2.2.4. Momenti di inerzia del cerchione*

Momento di inerzia	Kgm <sup>2</sup>
I <sub>xx</sub>	$8.9 \cdot 10^{-4}$
I <sub>yy</sub>	$1.5 \cdot 10^{-2}$
I <sub>zz</sub>	$8.9 \cdot 10^{-4}$
I <sub>xy</sub>	$-1.2 \cdot 10^{-8}$
I <sub>xz</sub>	$-2.1 \cdot 10^{-16}$
I <sub>yz</sub>	$-4.1 \cdot 10^{-8}$

Come materiale ha una lega di alluminio con densità di  $2820 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$  e una massa di 0.55 kg.

## 2.3 Colonna di sterzo

Per quanto riguarda la colonna di sterzo la geometria è stata presa quanto più fedelmente al caso reale.

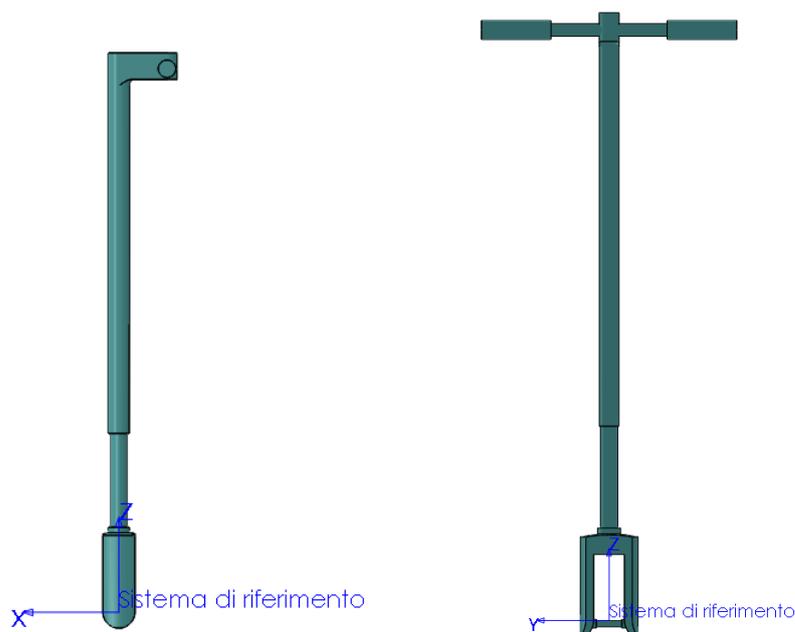
Tuttavia non gli è stato attribuito un vero e proprio materiale ma una densità equivalente.

Questo in quanto composta da materiali diversi (dalla plastica alla lega di alluminio).

Tarando la sua densità con quella del Telaio per avere un centro di massa vicino al valore sperimentale e un peso complessivo del veicolo uguale a quello reale si è ottenuta una densità di  $2000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$  e un peso di 2.48 Kg.

*Tabella 2.3.1. Momenti di inerzia della colonna di sterzo*

Momento di inerzia	Kgm <sup>2</sup>
I <sub>xx</sub>	$3.9 \cdot 10^{-1}$
I <sub>yy</sub>	$3.9 \cdot 10^{-1}$
I <sub>zz</sub>	$1.2 \cdot 10^{-2}$
I <sub>xy</sub>	$2.0 \cdot 10^{-8}$
I <sub>xz</sub>	$-2.2 \cdot 10^{-2}$
I <sub>yz</sub>	$-8.0 \cdot 10^{-7}$

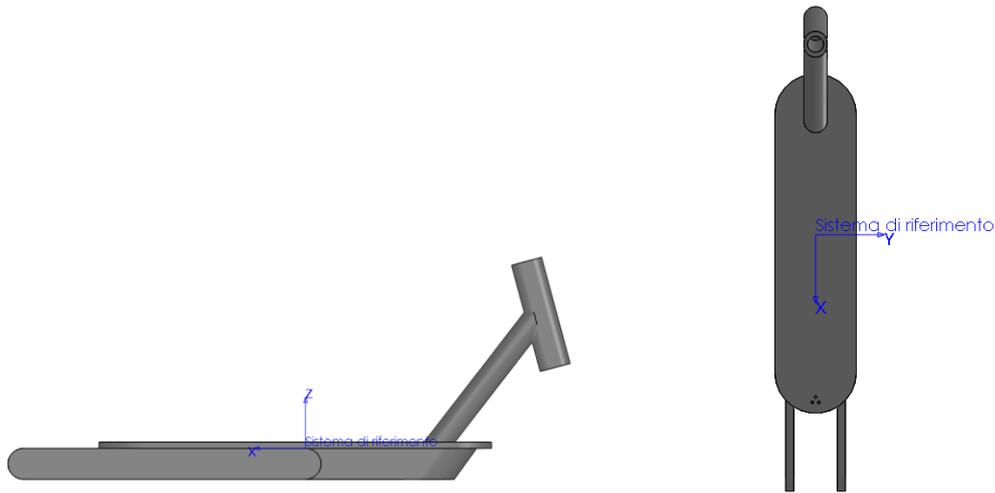


*Immagine 2.3.1. Vista laterale e frontale della colonna di sterzo*

## 2.4 Telaio

Modellazione geometrica simile a quella reale e, come per il caso della colonna di sterzo si è optato per la ricerca iterativa della sua densità e dunque del suo peso, infatti anche il telaio è composto da materiale non omogeneo ed è stato necessario operare in questo modo non essendo possibile lo smontaggio del monopattino.

In questo modo si è ottenuta una massa di 6.96 Kg con densità  $1550 \frac{Kg}{m^3}$ .

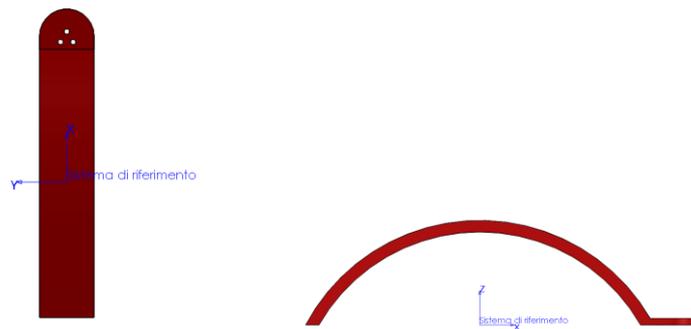


*Immagine 2.4.1. Vista laterale e piante del telaio*

*Tabella 2.4.1. Momenti di inerzia del telaio*

Momento di inerzia	Kgm <sup>2</sup>
I <sub>xx</sub>	$2.98 \cdot 10^{-2}$
I <sub>yy</sub>	$3.02 \cdot 10^{-1}$
I <sub>zz</sub>	$2.88 \cdot 10^{-1}$
I <sub>xy</sub>	$1.6 \cdot 10^{-5}$
I <sub>xz</sub>	$-3.85 \cdot 10^{-2}$
I <sub>yz</sub>	$-6.2 \cdot 10^{-6}$

## 2.5 Parafango Posteriore



*Immagine 2.5.1. Vista piana e laterale del parafango posteriore*

*Tabella 2.5.1. Momenti di inerzia del parafango posteriore*

Momento di inerzia	$\text{Kgm}^2$
Ixx	$1.44 \cdot 10^{-4}$
Iyy	$1.33 \cdot 10^{-3}$
Izz	$1.26 \cdot 10^{-3}$
Ixy	$1.77 \cdot 10^{-9}$
Ixz	$-6.06 \cdot 10^{-5}$
Iyz	$-6.1 \cdot 10^{-10}$

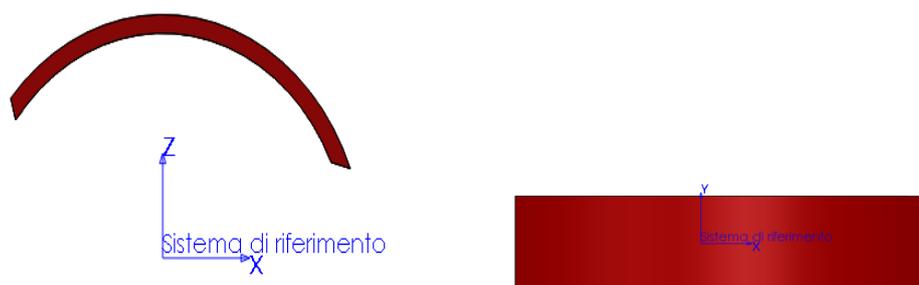
Per quanto riguarda il parafango si è sviluppato su CAD una geometria semplificata rispetto al caso reale, infatti non è un componente con particolari punti per lo studio dinamico del monopattino però è stato necessario comunque una sua modellazione per avere un adeguato peso e centro di massa.

Si è data una densità equivalente proprio per ottenere il peso reale trovato pesando il pezzo reale e considero la geometria non rappresentativa del caso reale di  $1200 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

*Tabella 2.5.2. Peso del parafango posteriore*

	CAD	Modello Reale
$M_{rm}$ [Kg]	0.177	0.18

## 2.6 Parafango anteriore



*Immagine 2.6.1. Vista laterale e pianta del parafrango anteriore*

*Tabella 2.6.1. Momenti di inerzia del parafrango anteriore*

Momento di inerzia	Kgm <sup>2</sup>
I <sub>xx</sub>	$3.19 \cdot 10^{-5}$
I <sub>yy</sub>	$2.43 \cdot 10^{-3}$
I <sub>zz</sub>	$2.33 \cdot 10^{-3}$
I <sub>xy</sub>	0
I <sub>xz</sub>	$-2.92 \cdot 10^{-5}$
I <sub>yz</sub>	0

Anche in questo caso il peso è stato ricavato pesando il pezzo e si è ottenuta una densità equivalente di  $400 \frac{Kg}{m^3}$  dovuta a una geometria semplificata.

*Tabella 2.6.2. Peso del parafrango anteriore*

	CAD	Modello Reale
$M_{fm}$ [Kg]	0.051	0.05

## 2.7 Posizione accelerometri

Sono state misurate le posizioni degli accelerometri usati per ricavare le accelerazioni delle prove sperimentali, questo dato è molto importante perché definirà la posizione dei marcatori su AdamsCar e così si potrà effettuare un confronto tra dati sperimentali e dati numerici.

*Tabella 2.7.1. Posizione del centro degli accelerometri*

<b>Accelerometro</b>	<b>X[mm]</b>	<b>Y[mm]</b>	<b>Z[mm]</b>
Ruota anteriore	0	67.73	0
Ruota posteriore	884.05	72.75	0
Telaio	484.05	61.25	12.38
Colonna di sterzo	252.35	41	999.75
<b>IMU</b>			
Telaio	287.60	0	53.22

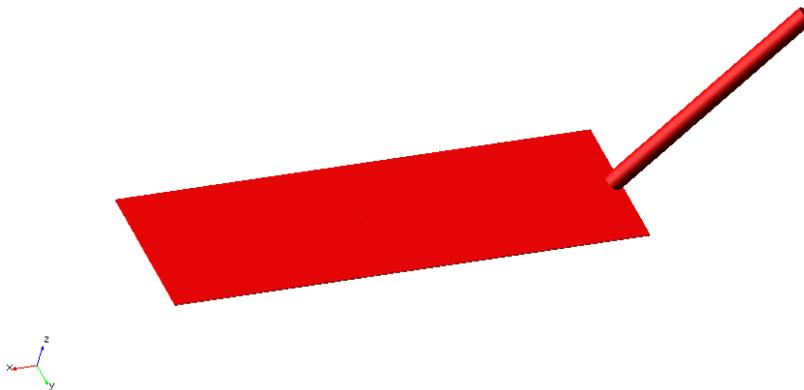
### 3 Modellazione in Adams Car

Per la creazione dei template sono stati inseriti i valori di Solidworks della massa e dei momenti di inerzia presi lungo le direzioni principali.

Durante la creazione dei sistemi di riferimento si è posta particolare attenzione ai valori dati da Solidworks che orientano lungo le direzioni principali ma impongono un ordine decrescente alla nomenclatura degli assi, cioè  $I_{xx} > I_{yy} > I_{zz}$  dunque sono stati inseriti opportunamente i singoli versori in Adams per ottenere la giusta orientazione.

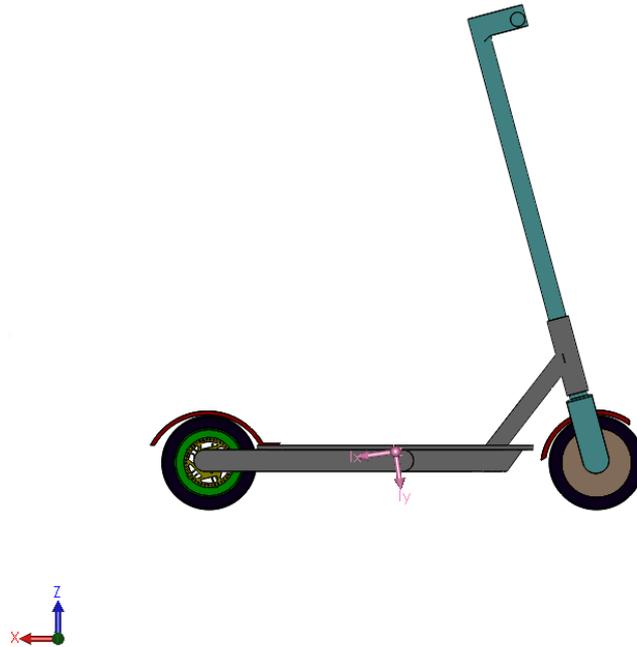
#### 3.1 Telaio

Per quanto riguarda il template della pedana si è partiti dal template di un triciclo a cui è stata modificata la geometria e sono stati immessi i dati aerodinamici ricavati sperimentalmente e forniti dal dipartimento di autoveicolo del Politecnico di Torino.



*Immagine 3.1.1. Template del telaio*

È composto da una sola parte lo “Chassis”.



**Immagine 3.1.2. Visualizzazione dell'orientazione della terna principale di inerzia del telaio su Solidworks**

Di seguito vengono illustrati in tabella i versori dati da Solidworks confrontati con quelli messi su ADAMS

**Tabella 3.1.1. Versori della terna principale di inerzia prima della funzione aggregate mass del Deck**

	SOLIDWORKS	ADAMS prima di aggregate mass	ADAMS dopo di aggregate mass
x	[0.99,0,-0.14]	[0.99,0,-0.14]	[0.99,0,-0.12]
y	[-0.14,0,-0.99]	[0,1,0]	[0,1,0]
z	[0,1,0]	[-0.14,0,-0.99]	[0.12,0,0.99]

**Tabella 3.1.2. Momenti di inerzia secondo la terna di orientazione del Deck prima e dopo Aggregate Mass**

Momenti di inerzia [Kgm <sup>2</sup> ]	ADAMS prima di aggregate mass	ADAMS dopo di aggregate mass
Ixx	$2.4 \cdot 10^4$	$3.0 \cdot 10^4$
Iyy	$3.0 \cdot 10^5$	$3.1 \cdot 10^5$
Izz	$2.9 \cdot 10^5$	$2.9 \cdot 10^5$
Ixy	0	$-3.5 \cdot 10^4$

Nel template del telaio era inizialmente inserito anche il parafango anteriore, tuttavia per semplificare il calcolo al programma viene utilizzata la funzione "Aggregate Mass":

Viene prima implementato il modello del parafanghi anteriore come parte e viene vincolata con un giunto fisso alla parte "chassis".

In seguito con la funzione "Aggregate Mass" si selezionano le due parti e Adams calcola sia il centro di massa con relativa posizione e orientazione sia i nuovi momenti di inerzia rispetto a un determinato sistema di riferimento e lo fa considerando le due parti come se fossero una parte unica.

Si appuntano i dati in questo modo trovati e si copiano sulla general part "Deck", in seguito si può cancellare la parte del parafanghi.

*Tabella 3.1.3. Posizione centro di massa e peso del telaio*

	<b>Prima di aggregate mass</b>	<b>Dopo di aggregate mass</b>
<b>Coordinate centro di massa [mm]</b>		
X	464.69	458.92
Y	0	0
Z	27.43	25.94
<b><math>M_{deck}</math> [kg]</b>	6.96	7.137

### 3.2 Colonna di sterzo

Anche in questo caso si è partiti dalla colonna di sterzo di un modello di triciclo ed è stata modificata in modo opportuno.

A livello di geometria è stato aggiunto solo un offset nello sterzo e, ovviamente, sono state modificate le dimensioni mentre a livello di parti del modello è stata introdotta una unica parte e non le due parti collegate da un giunto fisso.



*Immagine 3.2.1. Template della colonna di sterzo*

È costituita da una parte, la forcella che è collegata al telaio tramite una parte di montaggio “steering\_column\_to\_body”.

L'unico giunto di rivoluzione è quello tra la forcella e la parte di montaggio.



**Immagine 3.2.2. Visualizzazione dell'orientazione della terna principale di inerzia dello Colonna di sterzo su Solidworks**

Di seguito vengono illustrati in tabella i versori dati da Solidworks confrontati con quelli messi su ADAMS

**Tabella 3.2.1. Versori della terna principale di inerzia prima della funzione "Aggregate Mass" della colonna d sterzo**

	SOLIDWORKS	ADAMS prima di aggregate mass	ADAMS dopo di aggregate mass
<b>x</b>	[0.2,0,0.98]	[0.98,0,-0.2]	[0,1,0]
<b>y</b>	[0,-1,0]	[0,-1,0]	[0,1,0]
<b>z</b>	[0.98,0,-0.2]	[0.2,0,0.98]	[0,1,0]

**Tabella 3.2.2. Momenti di inerzia secondo la terna di orientazione della Colonna di sterzo prima e dopo "Aggregate Mass"**

	ADAMS prima di aggregate mass	ADAMS dopo di aggregate mass
<b>I<sub>xx</sub></b>	$3.9 \cdot 10^5$	$3.9 \cdot 10^5$
<b>I<sub>yy</sub></b>	$3.9 \cdot 10^5$	$4.0 \cdot 10^5$
<b>I<sub>zz</sub></b>	$1.1 \cdot 10^4$	$2.7 \cdot 10^4$
<b>I<sub>zx</sub></b>	0	$7.7 \cdot 10^4$
<b>M<sub>st</sub></b>	2.481	2.531

Anche in questo caso viene implementato il modello del parafrangente posteriore e in seguito viene semplificato il template aggregando le due parti in una unica parte con la funzione "Aggregate Mass".

**Tabella 3.2.3. Posizione centro di massa e peso del monopattino**

	Prima di aggregate mass	Dopo di aggregate mass

<b>Coordinate centro di massa [mm]</b>		
X	129.38	126.57
Y	0	0
Z	559.45	549.92

### 3.3 Pneumatico

Per lo pneumatico è stato scelto il modello di pneumatico che fa riferimento alla teoria e alla formulazione di Pacejka, è stato usato inizialmente il PAC89 [6], in quanto è un buon compromesso tra attendibilità di risultati e facilità di caratterizzazione, in seguito, essendo i risultati forniti da questo pneumatico poco soddisfacenti si è passati all'utilizzo del PAC2002 [5] ad anello dinamico, infatti questo pneumatico è ottimizzato per la dinamica verticale.

#### Resistenza al rotolamento

Per quanto riguarda la resistenza al rotolamento sono stati usati i dati sperimentali, parametri e formule forniti dal dipartimento di autoveicolo del Politecnico di Torino che ha trovato il valore del coefficiente della resistenza al rotolamento con una formula che dipende dalla velocità al quadrato.

$$f = a + b\dot{x}^2 \quad (2)$$

E sempre secondo i dati sperimentali sappiamo che la Resistenza al rotolamento è proporzionale alla forza normale con coefficiente di proporzionalità  $f$ .

$$R_r = f \cdot F_z \quad (3)$$

Dove i valori di  $a$  e  $b$ , sono parametri dipendenti dalla pressione dello pneumatico e sono sempre stati ricavati dai dati sperimentali forniti dal dipartimento di autoveicolo del Politecnico di Torino.

**Tabella 3.3.1. Coefficienti del fattore della Resistenza al rotolamento**

$a_0[-]$	$7.08 \cdot 10^{-2}$
$a_1[1/\text{bar}]$	$-1.11 \cdot 10^{-2}$
$b_0[\text{s}^2/\text{m}^2]$	$-3.82 \cdot 10^{-4}$
$b_1[\text{s}^2/(\text{bar m}^2)]$	$2.14 \cdot 10^{-4}$

Questa formulazione è stata implementata su Excel per ogni valore di velocità da 0 a 25 km/h, ovviamente convertendo l'unità di misura in m/s. Essendo note le relazioni:

$$a = a_0 + a_1 \cdot P_t \quad (4)$$

$$b = b_0 + b_1 \cdot P_t \quad (5)$$

Dalla formulazione esatta si è calcolato il valor medio, in seguito è stato calcolato l'errore percentuale tra la

formulazione esatta e un coefficiente costante, preso vicino al valor medio, in modo da rendere l'errore percentuale minimo a tutte le velocità.

**Tabella 3.3.2. Calcolo dell'errore percentuale considerando il coefficiente di Resistenza al rotolamento costante**

Velocità [ $\frac{km}{h}$ ]	Formulazione esatta	Valore costante	$\epsilon_r$ [%]
0	0.04416	0.0472	6.88
5	0.044414	0.0472	6.27
10	0.045175	0.0472	4.48
15	0.046445	0.0472	1.62
20	0.048222	0.0472	2.11
25	0.050506	0.0472	6.54

Come si può notare  $\epsilon_r$  ha un valore massimo di 6,54 quindi è stato considerato adeguato utilizzare un coefficiente costante.

$$\epsilon_r = \left| \frac{\text{formulazione esatta} - \text{valore costante}}{\text{formulazione esatta}} \right| \quad (6)$$

## Definizione parametri PAC89

### Parametri della dinamica verticale

Sono stati modificati i valori dello smorzamento e della rigidità verticale, questo in quanto è stato necessario ridurre le oscillazioni dell'accelerazione verticale e delle forze scambiate tra la strada e lo pneumatico.

**Tabella 3.3.3. Parametri dinamica verticale [2]**

Dato	Valore
Rigidità verticale	$80 \frac{N}{mm}$
Smorzamento verticale	$0.05 \frac{Ns}{mm}$

Il valore dello smorzamento verticale è buona norma mantenerlo come qualche valore percentuale della rigidità verticale, dunque questi valori sono considerati accettabili.

### Parametri della dinamica laterale

Sono stati modificati in quanto anche durante una simulazione con sterzo bloccato e strada perfettamente liscia e diritta il veicolo subiva una modifica di traiettoria.

**Tabella 3.3.4. Parametri della forza laterale [2]**

<b>Parametri</b>	<b>Descrizione</b>
$A_0$	Fattore di forma
$A_1, A_2$	Fattore di picco
$A_3, A_4, A_5$	Calcolo di BCD
$A_6, A_7$	Fattore di curvatura
$A_8, A_9, A_{10}$	Slittamento orizzontale
$A_{11}, A_{12}, A_{13}$	Slittamento verticale

**Tabella 3.3.5. Valori dei parametri della forza laterale [2]**

Parametri	Valore originale	Valore definitivo
$A_0$	1.65	1.65
$A_1$	-34	0.5
$A_2$	1250	0
$A_3$	3036	0.005
$A_4$	12.80	10
$A_5$	0.00501	0
$A_6$	-0.02103	0
$A_7$	0.77394	0
$A_8$	0.0022890	0
$A_9$	0.013442	0
$A_{10}$	0.003709	0
$A_{11}$	19.1656	0
$A_{12}$	1.21356	0
$A_{13}$	6.26206	0

### Parametri della dinamica longitudinale

È stato necessario modificare questi parametri perché influivano sulla forza scambiata tra pneumatico e strada, dunque, per ridurre le oscillazioni della forza longitudinale in funzione del tempo i valori sono stati modificati come indicato in Tabella 3.3.7.

*Tabella 3.3.6. Parametri della forza longitudinale [2]*

Parametri	Descrizione
$B_0$	Fattore di forma
$B_1, B_2$	Fattore di picco
$B_3, B_4, B_5$	Calcolo di BCD
$B_6, B_7, B_8$	Fattore di curvatura
$B_9, B_{10}$	Slittamento orizzontale

*Tabella 3.3.7. Valori dei parametri della forza longitudinale [2]*

Parametri	Valore originale	Valore definitivo
$B_0$	1.67272	2
$B_1$	-9.46	-9.46
$B_2$	1490	1490
$B_3$	30	30
$B_4$	176	5000
$B_5$	0.0886	0
$B_6$	0.00402	0
$B_7$	-0.0615	0
$B_8$	0.2	0
$B_9$	0.0299	0
$B_{10}$	-0.176	0

### Parametri del momento auto allineante

Questi parametri sono stati modificati in quanto modificavano la traiettoria del monopattino anche se la strada era perfettamente liscia e dritta.

*Tabella 3.3.8. Parametri del momento auto-allineante [2]*

Parametri	Descrizione
$C_0$	Fattore di forma
$C_1, C_2$	Fattore di picco
$C_3, C_4, C_5, C_6$	Calcolo di BCD
$C_7, C_8, C_9, C_{10}$	Fattore di curvatura
$C_{11}, C_{12}, C_{13}$	Slittamento orizzontale
$C_{14}, C_{15}, C_{16}, C_{17}$	Slittamento verticale

*Tabella 3.3.9. Valori dei parametri del momento allineante [2]*

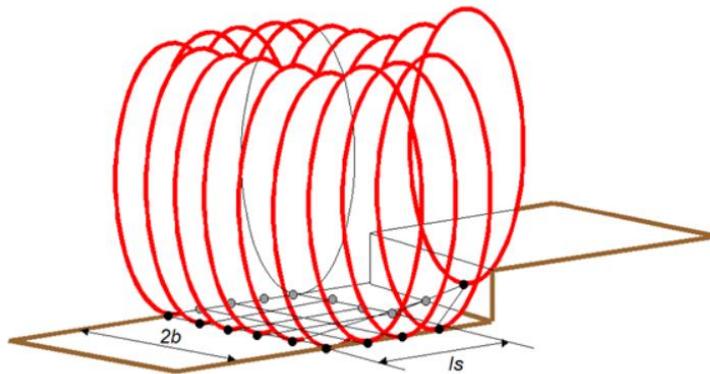
Parametri	Valore originale	Valore definitivo
$C_0$	2.34	2.34
$C_1$	1.495	1.495
$C_2$	6.41	6.41
$C_3$	-3.57	-3.57
$C_4$	-0.087737	-0.087737
$C_5$	0.098410	0.098410
$C_6$	0.0027699	0.0027699
$C_7$	-0.0001151	-0.0001151
$C_8$	0.1	0.1
$C_9$	-1.33329	-1.33329

$C_{10}$	0.025501	0.025501
$C_{11}$	-0.02357	0
$C_{12}$	0.03027	0
$C_{13}$	-0.0647	0
$C_{14}$	0.0211329	0
$C_{15}$	0.89469	0
$C_{16}$	-0.099443	0
$C_{17}$	-3.336941	0

### Definizione parametri PAC2002

Per la modellazione dello pneumatico con PAC2002 si è prestata particolare attenzione ai parametri di involuppo 3D dello pneumatico [3].

La forma dello pneumatico viene dunque approssimata da una serie di camme e questo risulta particolarmente vantaggioso durante l'attraversamento degli ostacoli.



*Immagine 3.3.1. Modello di involuppo a camme [3],[4]*

Nelle immagini 3.3.1 e 3.3.2 si può vedere la forma dell'impronta di contatto le cui dimensioni saranno definite da alcuni parametri, funzione della deformazione, del raggio e dello spessore indeformato della ruota.

I primi due parametri PA1 e PA2 forniranno il valore della metà lunghezza dell'impronta [3].

$$le = PA1 \cdot R_0 \left( \frac{\rho z}{R_0} + PA2 \sqrt{\frac{\rho z}{R_0}} \right) \quad (7)$$

Tuttavia per il calcolo della lunghezza effettiva dell'impronta [3] viene usato un terzo parametro correttivo che è il PLS

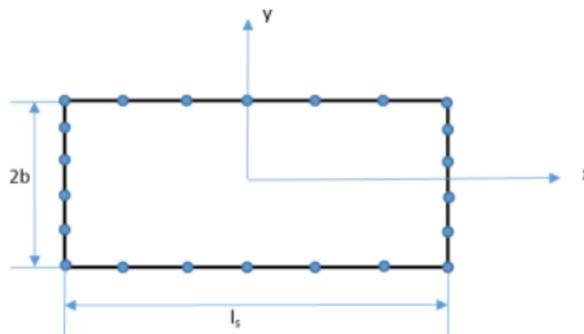
$$l_s = 2le \cdot PLS \quad (8)$$

In seguito i fatto PB1, PB2 e PB3 forniranno la metà larghezza dell'impronta [3].

$$be = PB1 \cdot W_0 \left( \frac{\rho Z}{R_0} + PB2 \sqrt{\frac{\rho Z}{R_0}} + PB3 \frac{\rho Z}{R_0} \sqrt{\frac{\rho Z}{R_0}} \right) \quad (9)$$

I parametri finora descritti influiranno solo sull'orma di contatto, ma è altrettanto importante studiare: il numero di camme lungo la longitudinale dell'impronta, il numero lungo lo spessore e la forma delle camme stesse.

Per quanto riguarda il numero di camme vengono definiti nel file di proprietà dello pneumatico con i parametri: N\_LENGTH (numero di camme lungo x) ed N\_WIDTH (numero di camme lungo y), per avere un'idea nell'immagine 3.3.2 le piccole sfere celesti rappresentano una camma.



**Immagine 3.3.2. Impronta del contatto [3]**

Per quanto riguarda la forma delle camme si usa la formula dell'ellisse [3]:

$$\left( \frac{X_e}{PAE \cdot R_0} \right)^{PCE} + \left( \frac{Y_e}{PBE \cdot R_0} \right)^{PCE} = 1 \quad (10)$$

Come si note dipende dai parametri PAE (che definisce la lunghezza dell'ellisse ),PBE (che definisce l'altezza ) e PCE (esponente dell'ellisse ) del file di proprietà.

**Tabella 3.3.9. Parametri dell'inviluppo della ruota [3]**

Parametro	Valore originale	Valore finale
PA1	0.25	0.15
PA2	1.9129	3
PB1	0.8989	0.8989
PB2	1.1424	1.1424
PB3	-3.2629	-3.2629
PAE	0.82	0.3
PBE	1.0	0.8
PCE	2.0	1.5

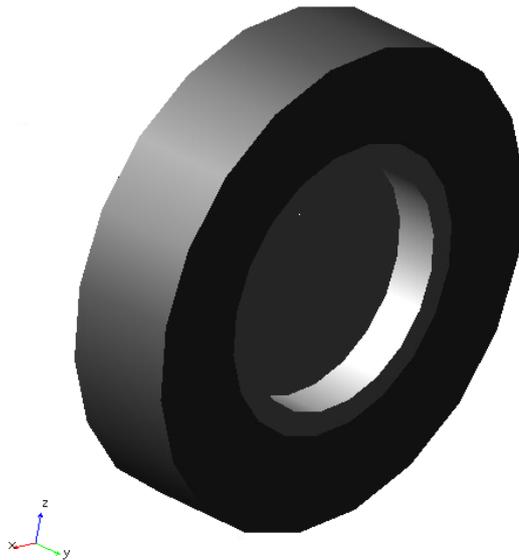
PLS	0.8	1.8
N_WIDTH	6	6
N_LENGTH	5	5

Il valore finale è stato messo dopo un'analisi di sensibilità dei parametri.  
Per quanto riguarda la dinamica verticale invece:

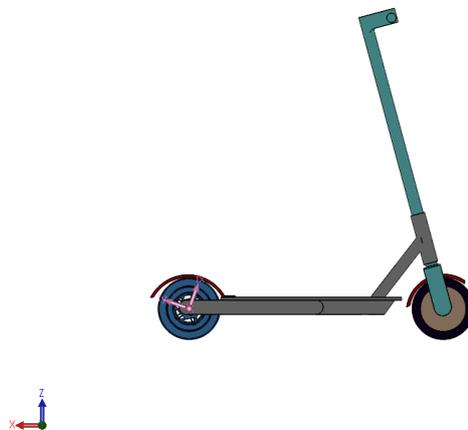
*Tabella 3.3.10. Parametri dinamica verticale [3]*

Dato	Valore
Rigidezza verticale	$80000 \frac{N}{m}$
Smorzamento verticale	$50 \frac{Ns}{m}$

**Ruota posteriore**



*Immagine 3.3.1. Template della Ruota posteriore su ADAMS*



*Immagine 3.3.2. Visualizzazione dell'orientazione della terna principale di inerzia della Ruota posteriore su Solidworks*

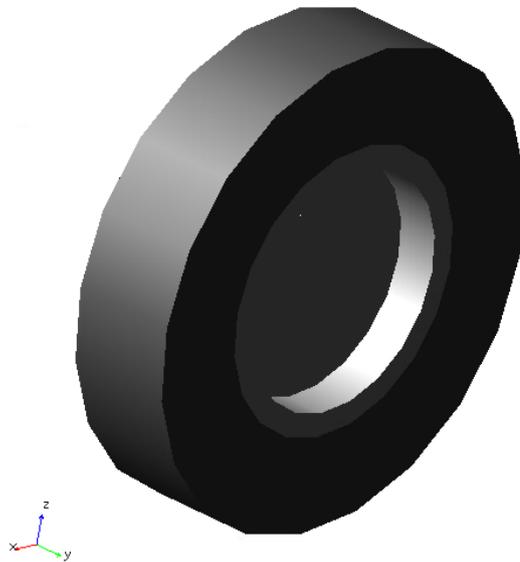
In questo caso c'è una perfetta coincidenza col il sistema di riferimento dei momenti principali di inerzia su Solidworks con quelli su Adams.

*Tabella 3.3.10. Momenti principali di inerzia della Ruota Posteriore su ADAMS*

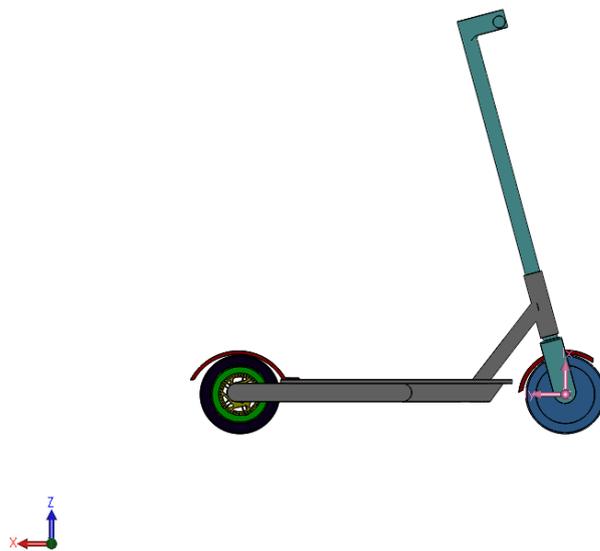
	<b>kgmm<sup>2</sup></b>
<b>Ixx Iyy</b>	3783.93
<b>Izz</b>	6671.77



## Ruota anteriore



*Immagine 3.3.2. Template della ruota anteriore*



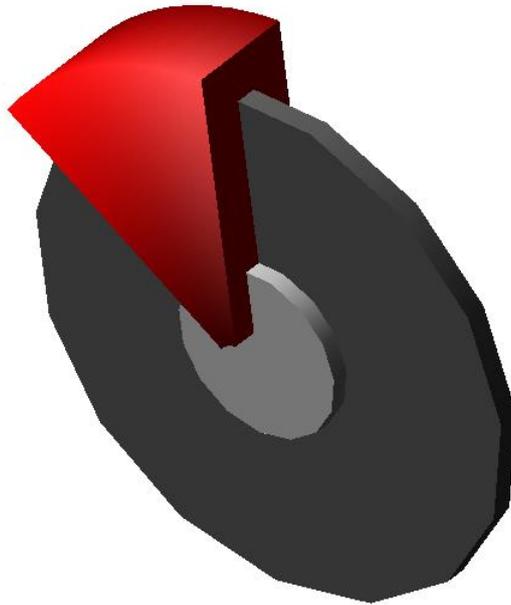
*Immagine 3.3.3. Visualizzazione dell'orientazione della terna principale di inerzia della Ruota anteriore su Solidworks*

In questo caso c'è una perfetta coincidenza col il sistema di riferimento dei momenti principali di inerzia su Solidworks con quelli su Adams.

*Tabella 3.3.11. Momenti principali di inerzia della Ruota anteriore su ADAMS*

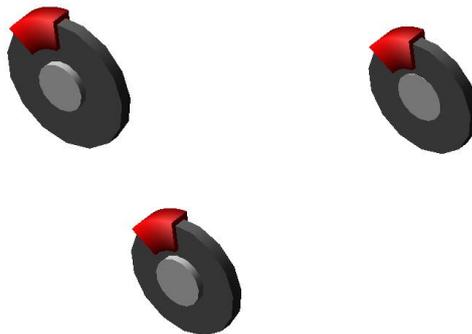
	<b>kgmm<sup>2</sup></b>
<b>Ixx Iyy</b>	$7.95 \cdot 10^3$
<b>Izz</b>	$1.46 \cdot 10^4$

### 3.4 Freno a disco



*Immagine 3.4.1. Struttura tri\_brake\_system\_1D*

Il template di origine per creare il freno a disco nel modello del monopattino è stato preso nel database Atrike e cioè il “tri\_brake\_system\_3W”:



*Immagine 3.4.2. Struttura tri\_brake\_system\_3W*

Come si può vedere questo template è stato ideato per un triciclo a motore, essendo composto da 3 freni a disco, è stato utile partire da questo template e sono stati eliminati tutti i componenti, variabili e comunicatori con ruolo posteriore mentre quelli anteriori sono stati rinominati senza alcun ruolo esplicito. Sono stati elencati descritti sia i comunicatori sia le variabili di questo modello.

Ora si passa a una breve descrizione delle funzioni implementate su Adams

### Coppia del freno:

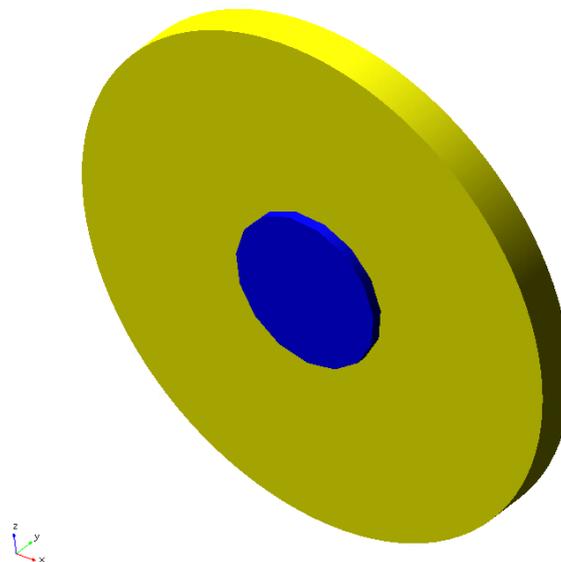
I dati relativi alla coppia esercitata dal freno a disco sono anche questa volta ricavati sperimentalmente e sono stati forniti dal dipartimento di autoveicolo del Politecnico di Torino.

$$T_b = \mu_b N r_b \quad (11)$$

*Tabella 3.4.1. Coppia frenante*

Dato	Valore
$\mu_b$	0.3
$N$	1650 N ( <i>valore massimo</i> )
$r_b$	0.06 m

### 3.5 Motore elettrico

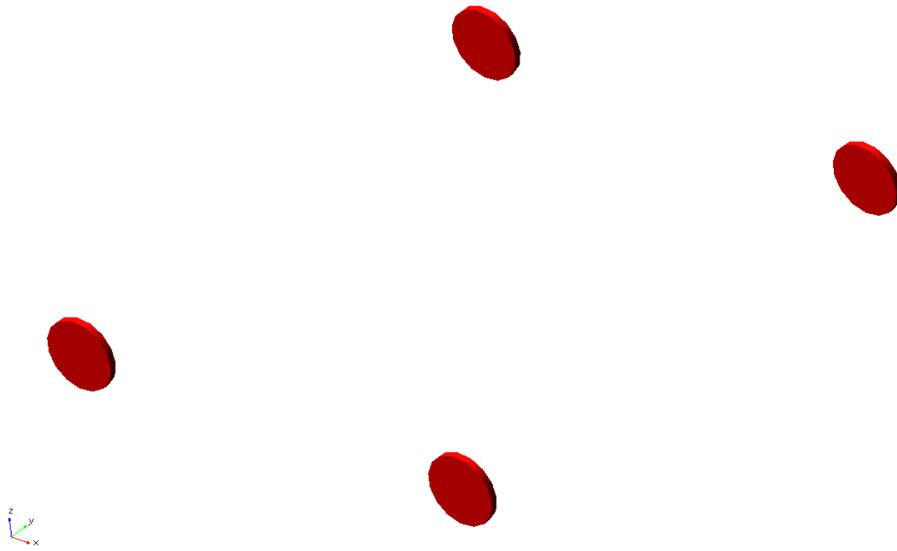


*Immagine 3.5.1. Strutture del motore*

Per creare questo template si è partito dal template del freno a disco 1-D a cui sono stati modificati i vari parametri, comunicatori e attuatori.

Questo perché il motore elettrico ha una struttura semplificata rispetto al tradizionale motore termico e si poteva approssimare come un cilindro che applicava una certa coppia motrice, ovviamente si è modificato il tipo di template da sistema frenante a motore.

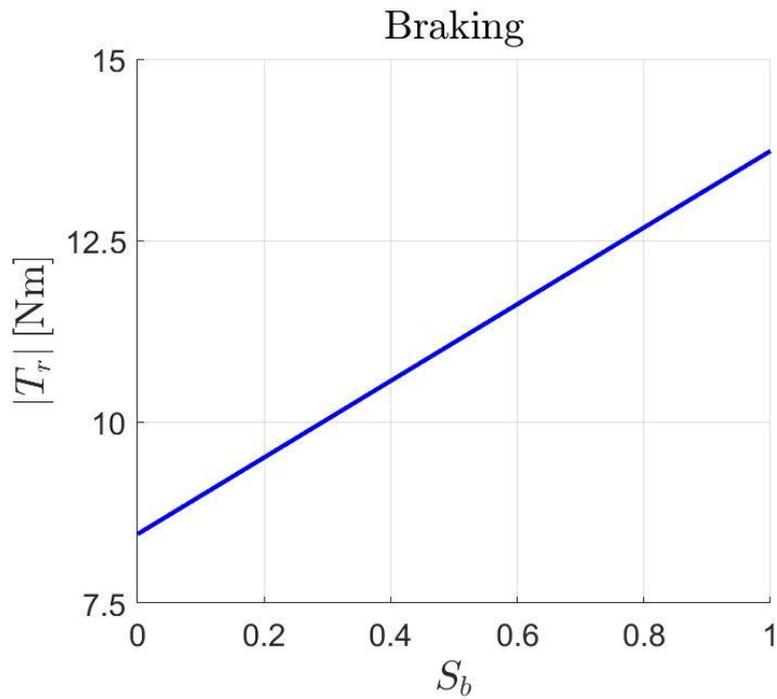
Per avere un primo modello di funzioni e parametri da implementare si è preso spunto dal template di acar\_concept “powertrain\_simple\_traction”.



*Immagine 3.5.2. Strutture del template powertrain\_simple\_traction*

### **Coppia rigenerativa in frenata**

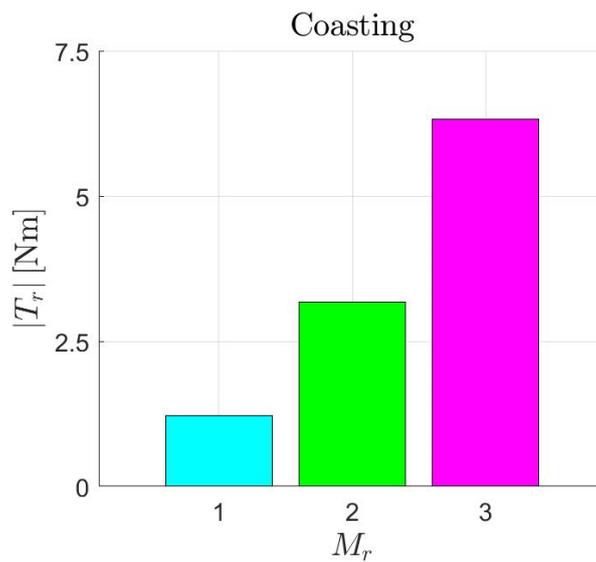
La coppia rigenerativa durante la frenata aiuta il monopattino a frenare e ricarica contemporaneamente il motore elettrico, dipende linearmente dalla percentuale di frenata richiesta. La caratteristica di questa coppia è stata fornita dal dipartimento di autoveicolo del Politecnico di Torino.



*Immagine 3.5.3. Coppia rigenerativa durante la frenata*

### Coppia rigenerativa in assenza di comandi

La coppia rigenerante ha 3 livelli (dal più basso al più alto la coppia frenante aumenta) quando sono assenti sia comandi di accelerata sia comandi di freno, questo ricarica la batteria del monopattino. La caratteristica di questa coppia è stata fornita dal dipartimento di autoveicolo del Politecnico di Torino.

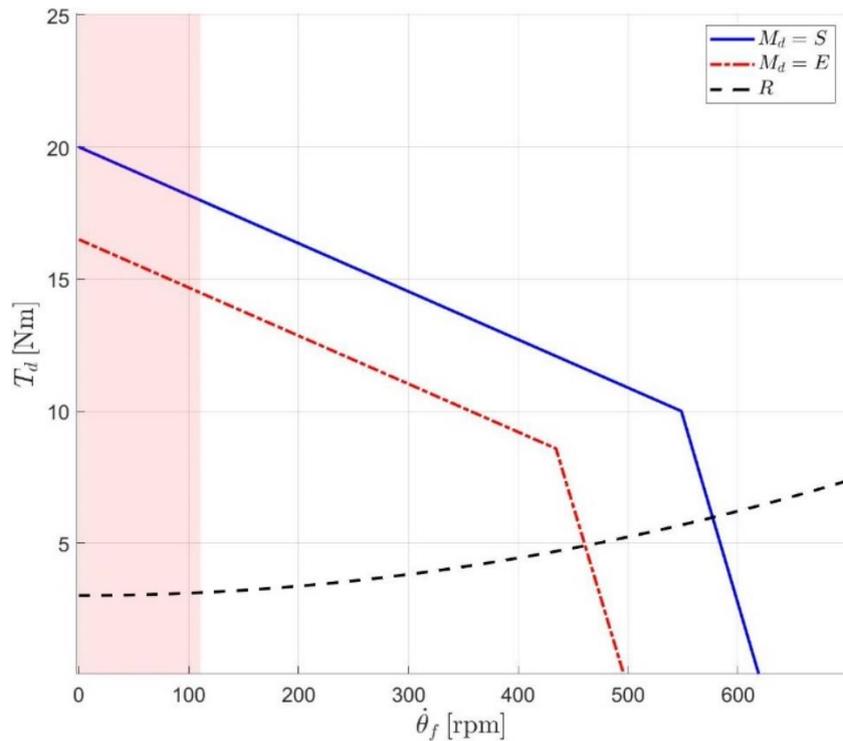


*Immagine 3.5.4. Coppie di rigenerazione*

## Coppia motore

La coppia motore è stata implementata su Adams Car tramite una spline, in seguito questa spline viene interpolata tramite una apposita funzione.

La caratteristica implementata su Adams Car è stata fornita dai dati sperimentali e sono presenti due caratteristiche, quella in modalità Eco e quella in modalità Sport. La caratteristica di questa coppia è stata fornita dal dipartimento di autoveicolo del Politecnico di Torino.



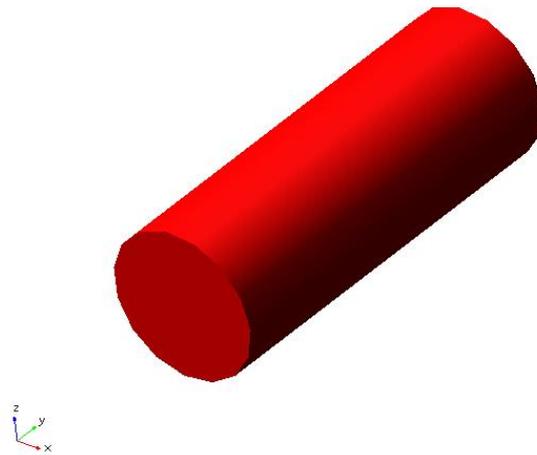
*Immagine 3.5.5. Caratteristica del motore*

## 3.6 Sospensioni

Come noto, non esistono le sospensioni nello Xiaomi Pro II, dunque affinché in Adams car sia riconosciuto il modello del monopattino come veicolo completo è stato necessario aggiungere una sospensione fittizia, partendo da quella di un triciclo a motore da cui sono state tolte gradualmente tutte le componenti delle sospensioni (molle, smorzatori, fine corsa).

### Sospensione anteriore

Per la sospensione anteriore il lavoro di alleggerimento del template è arrivato all'estremo, infatti si è arrivati ad avere solo due parti asse e mandrino e sono state eliminate anche i bracci sia come parti che come geometria.



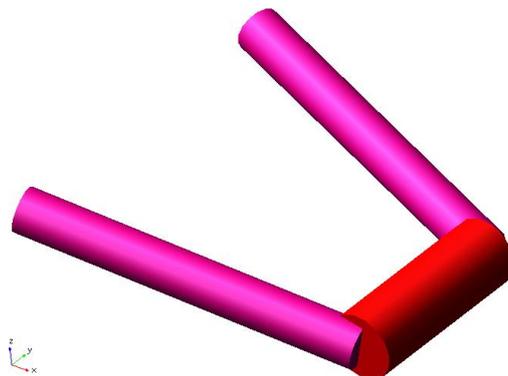
*Immagine 3.6.1 Template della sospensione anteriore*

La sospensione anteriore è collegata con un giunto fisso tra l'asse e la parte di montaggio "str\_fork" e con un giunto di rivoluzione tra asse e mandrino.

Il collegamento con la ruota avviene tramite il comunicatore output "cos\_suspension\_mount" che collega la ruota con il mandrino e "cos\_suspension\_upright" per i collegamenti con l'asse.

### **Sospensione posteriore**

La sospensione posteriore è invece stata considerata come la parte posteriore del telaio, composta cioè dalla forcella posteriore a cui è collegato l'asse a cui, a sua volta, è collegato il mandrino.



*Immagine 3.6.2. Template della sospensione posteriore*

E' composto da due parti l'asse e il mandrino, anche qui tra asse e mandrino è presente un giunto di rivoluzione, inoltre viene collegato al telaio tramite due parti di montaggio "swing\_arm\_to\_body" del lato sinistro e del lato destro.

Il collegamento con la ruota anche in questo caso viene fornito con un comunicatore output “cos\_suspension\_mount” per il collegamento con il mandrino e “cos\_suspension\_upright” per il collegamento con l’asse.

Come vincoli cinematici è presente un giunto di rivoluzione tra mandrino e asse e un giunto fisso tra asse e “swing\_arm\_to\_body” sinistro.

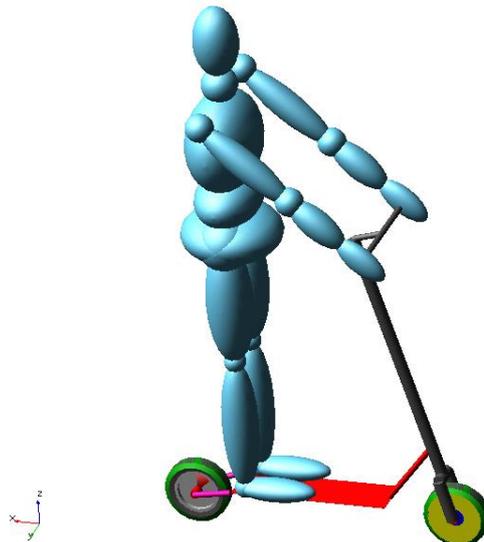
### 3.7 Strada

I valori dei parametri dello pneumatico descritti sopra sono stati ricavati tramite il confronto tra i dati sperimentali e i dati della simulazione con Adams Car.

Dunque è stato necessario prima modellare su Adams Car una strada con gli stessi ostacoli delle prove sperimentali e in seguito svolgere la prova con la stessa velocità e accelerazione della prova sperimentale.

Per quanto riguarda la strada è stata modellata con 7 gradini alti 4 mm e lunghi 80 mm, la distanza tra ogni gradino è stata presa dai dati forniti dal dipartimento di autoveicolo del Politecnico di Torino, in questo modo si è modellata una strada il più vicino possibile al caso reale.

Il guidatore è stato modellato e fornito dall’ing.Catelani.



*Immagine 3.7.1. Modello del monopattino con un guidatore*

## 4 Simulazione

Le prove sperimentali sono state svolte a 5 livelli di velocità: 5, 10, 15, 20, 25  $\frac{km}{h}$ , tramite Matlab sono stati plottati e confrontati i dati sperimentali con i dati delle simulazioni.

Inizialmente i parametri dello pneumatico sono stati settati con le prove a 10  $\frac{km}{h}$ , utilizzando un filtro passa basso sui dati sperimentali di 80  $h_z$ .

Invece le prove a 25  $\frac{km}{h}$  con un filtro passa basso a 100  $h_z$  ma non sono state svolte le simulazioni a questa velocità perché si è preferito in questa fase iniziale concentrarsi sulle velocità più basse.

L'analisi è stata svolta con i valori finali dei parametri sia con il PAC89 sia con il PAC2002, del PAC2002 è riportata anche l'analisi di sensibilità dei parametri di inviluppo del modello che è stata l'ultimo punto fatto durante questa attività di tesi in quanto il modello ha bisogno di ulteriore studi e miglioramenti.

Si è prestata particolare attenzione sui valori delle accelerazioni della ruota anteriore, essendo la prima ruota impattante l'ostacolo, si poteva anche considerare l'impennata del veicolo (misurata sperimentalmente dall'IMU) tuttavia, essendo fortemente dipendente dai momenti di inerzia del manichino e dalla sua posizione nel monopattino, si è preferito trascurare inizialmente questa variabile.

### 4.1 Analisi di sensibilità

Per fare vedere bene l'andamento delle curve si è scelto di mostrare gli andamenti durante il primo mezzo secondo a seguito dell'impatto con il primo gradino.

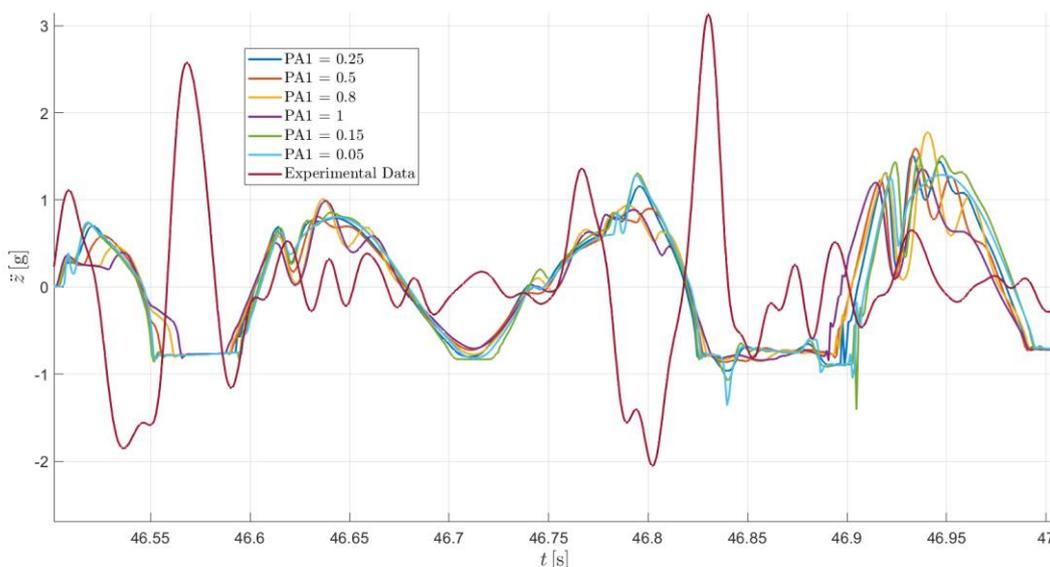
#### Parametro PA1

Come si può vedere il fattore PA1 influenza l'accelerazione sia nella direzione verticale sia nella direzione longitudinale, tuttavia non in maniera significativa mantenendo il parametro entro valori accettabili.

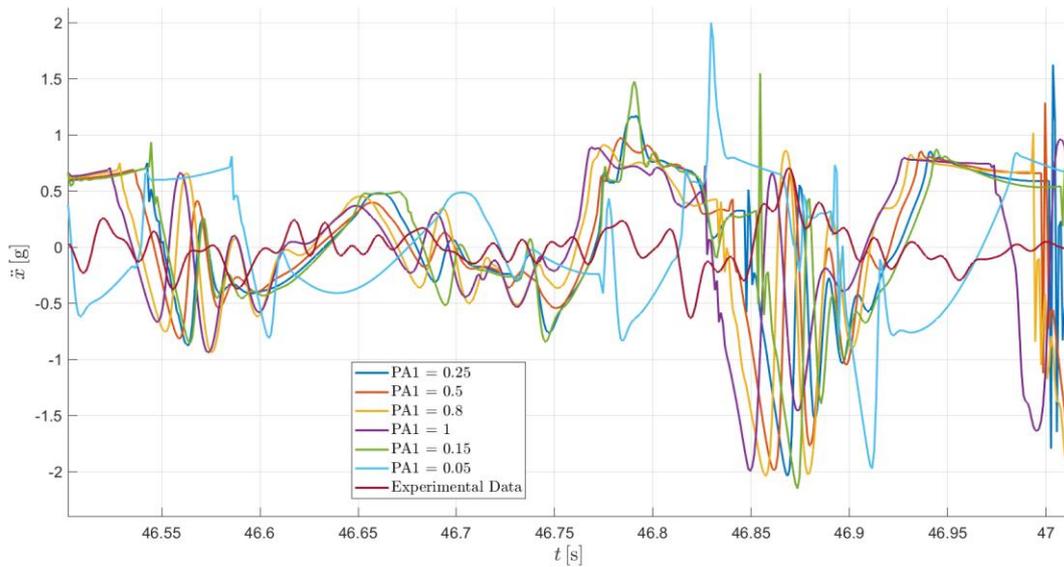
Per cercare di alzare il valore della risposta del sistema è consigliato dunque di assumere un valore più basso di PA1, in quanto il valore massimo delle accelerazioni lungo z della simulazione non raggiunge il valore massimo dell'accelerazione sperimentale.

Per quanto riguarda invece le accelerazioni lungo la direzione longitudinale non si ha una variazione così marcata dei picchi se non un notevole peggioramento nel caso di  $PA1 = 0.05$ .

Dunque come valore finale si è scelto  $PA1 = 0.15$



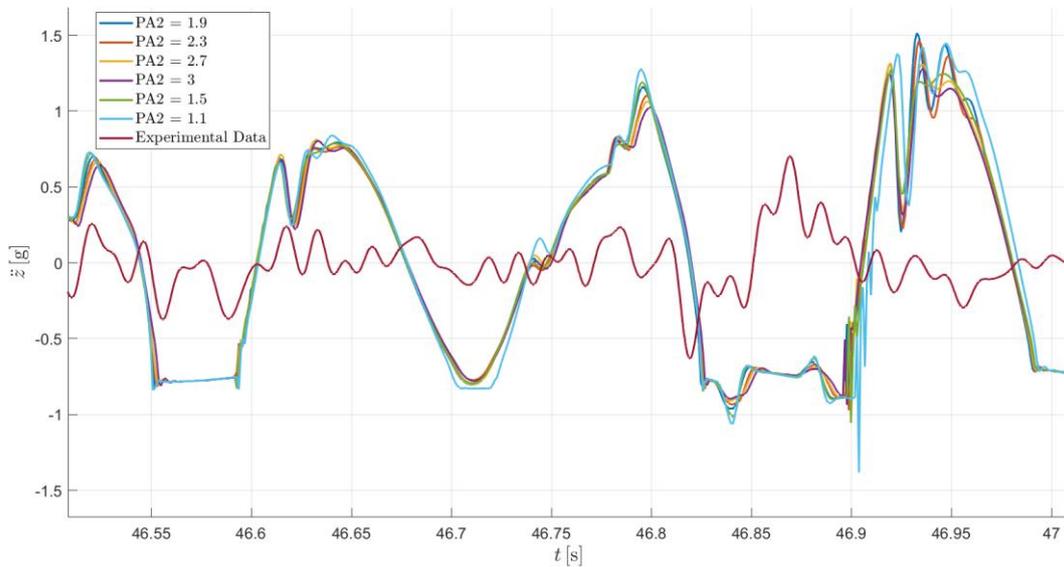
*Immagine 4.1.1. Accelerazione lungo z della Ruota anteriore al variare di PA1*



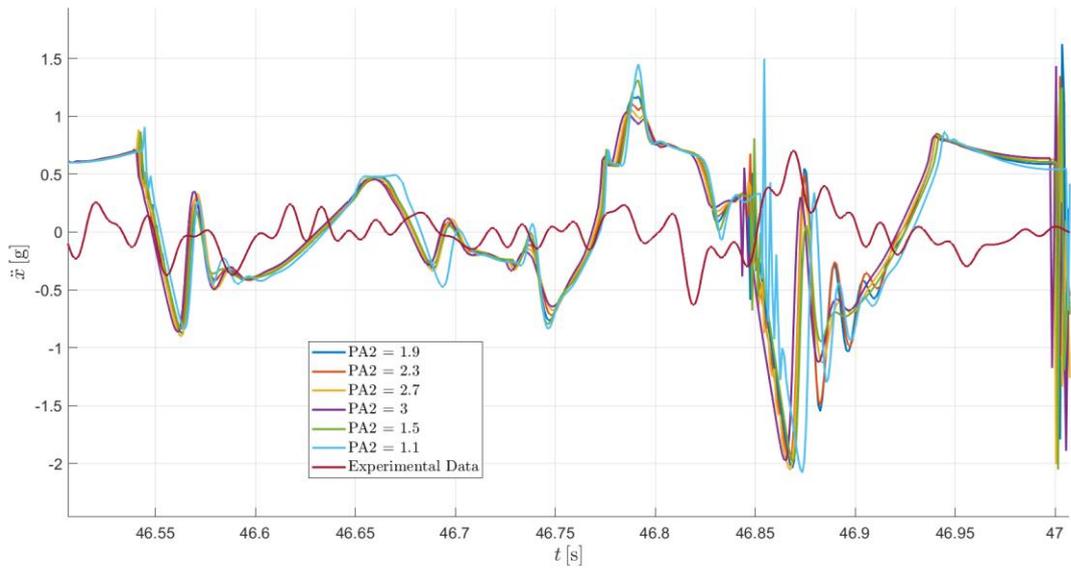
**Immagine 4.1.2. Accelerazione lungo  $x$  della Ruota anteriore al variare di  $PA1$**

### Parametro $PA2$

In questo caso è invece consigliato l'aumento del valore del parametro in quanto si tende ad abbassare il valore dell'accelerazione sia lungo la longitudinale che lungo la verticale.



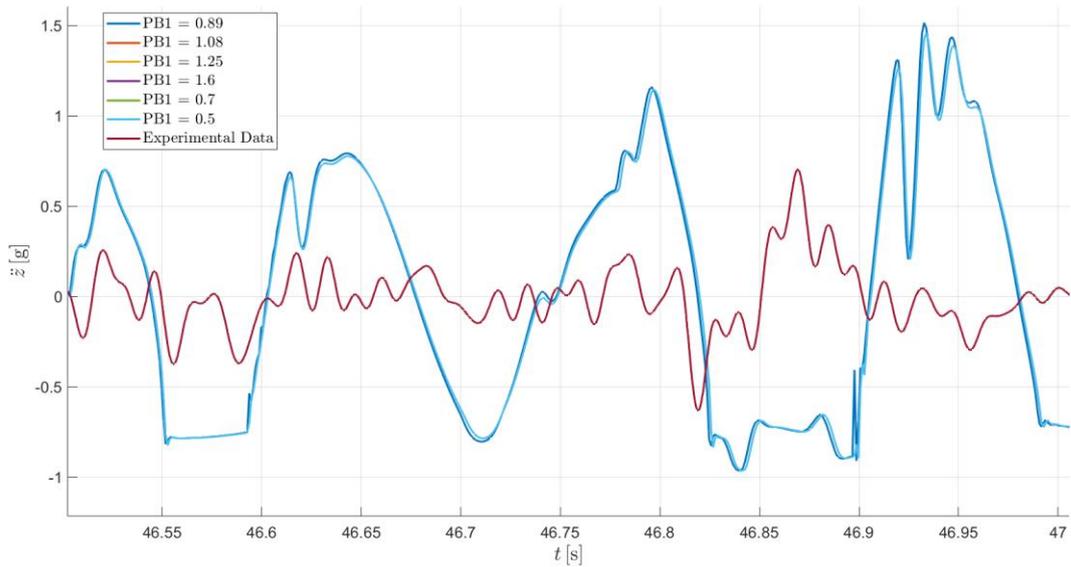
**Immagine 4.1.3. Accelerazione lungo  $z$  della Ruota anteriore al variare di  $PA2$**



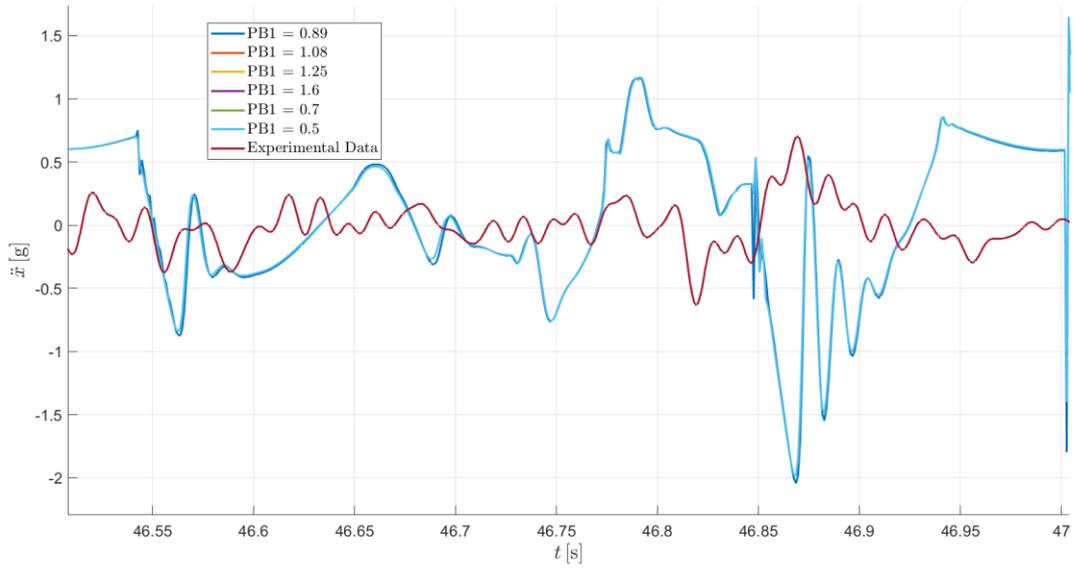
**Immagine 4.1.4. Accelerazione lungo  $x$  della Ruota anteriore al variare di  $PA2$**

### Parametro $PB1$ , $PB2$ e $PB3$

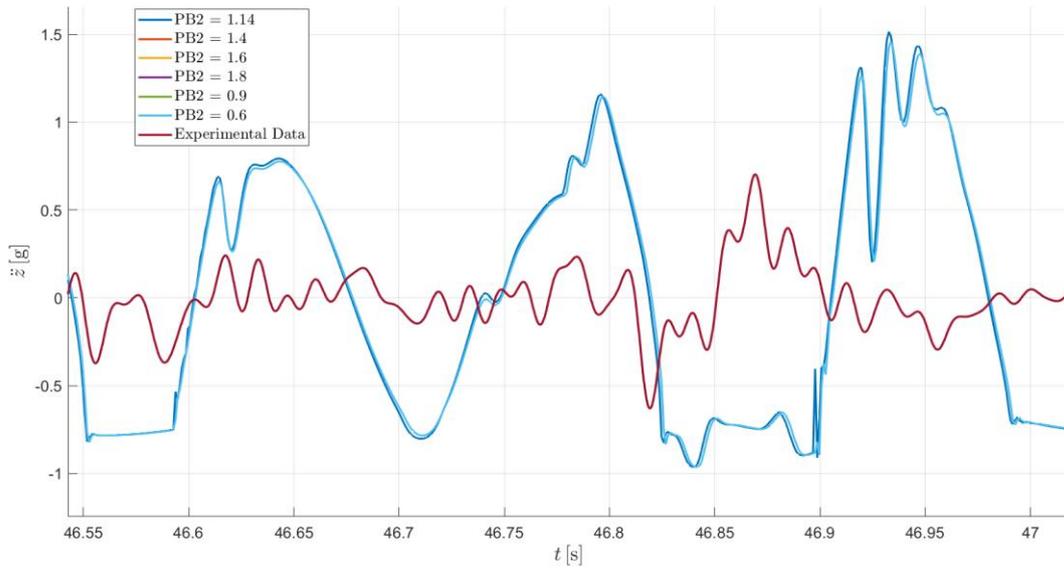
La variazione di questi parametri ha una influenza insignificante nella variazione delle accelerazioni, per vedere differenze bisogna fare il focus sul grafico fino al millesimo di secondo, e comunque ottenere una sovrapposizione quasi nulla.



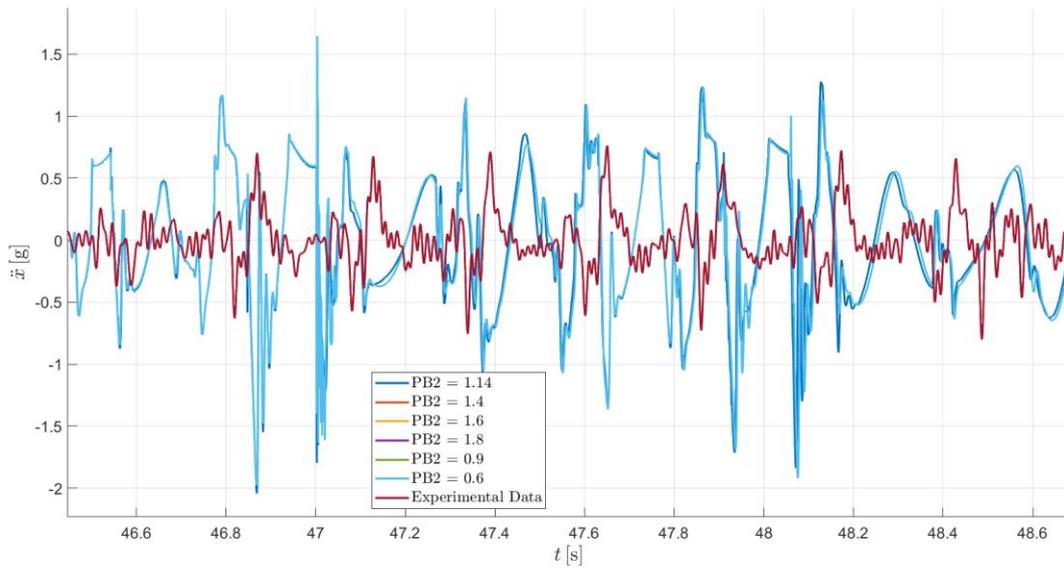
**Immagine 4.1.5. Accelerazione lungo  $z$  della Ruota anteriore al variare di  $PB1$**



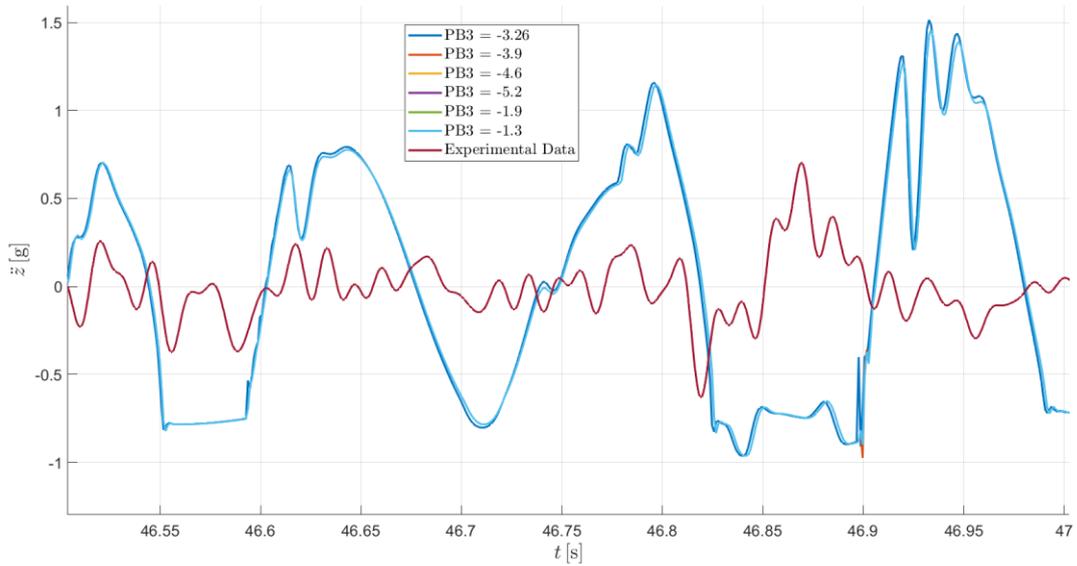
**Immagine 4.1.6. Accelerazione lungo  $x$  della Ruota anteriore al variare di PB1**



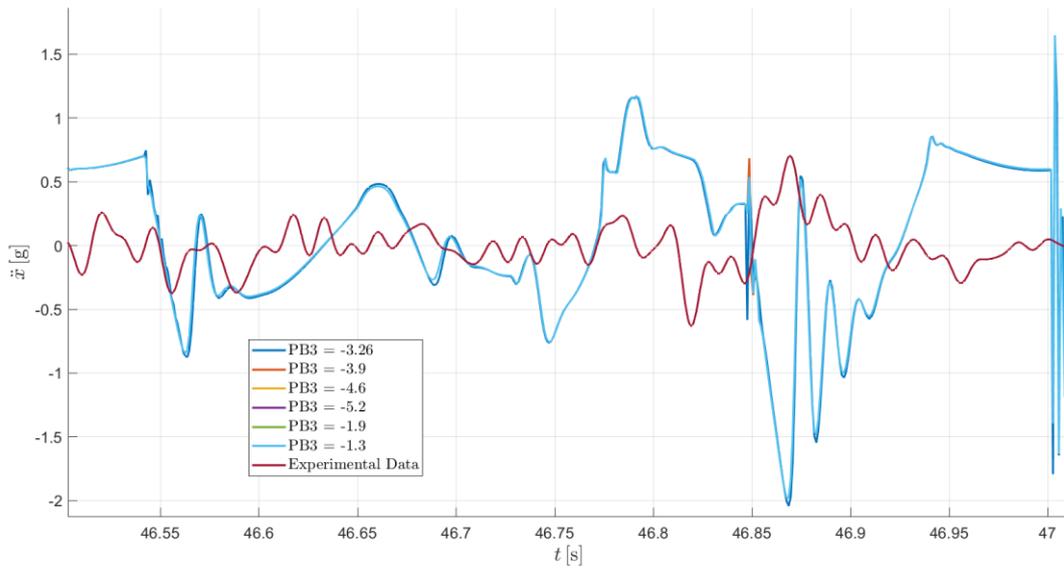
**Immagine 4.1.7. Accelerazione lungo  $z$  della Ruota anteriore al variare di PB2**



**Immagine 4.1.8. Accelerazione lungo  $x$  della Ruota anteriore al variare di  $PB2$**



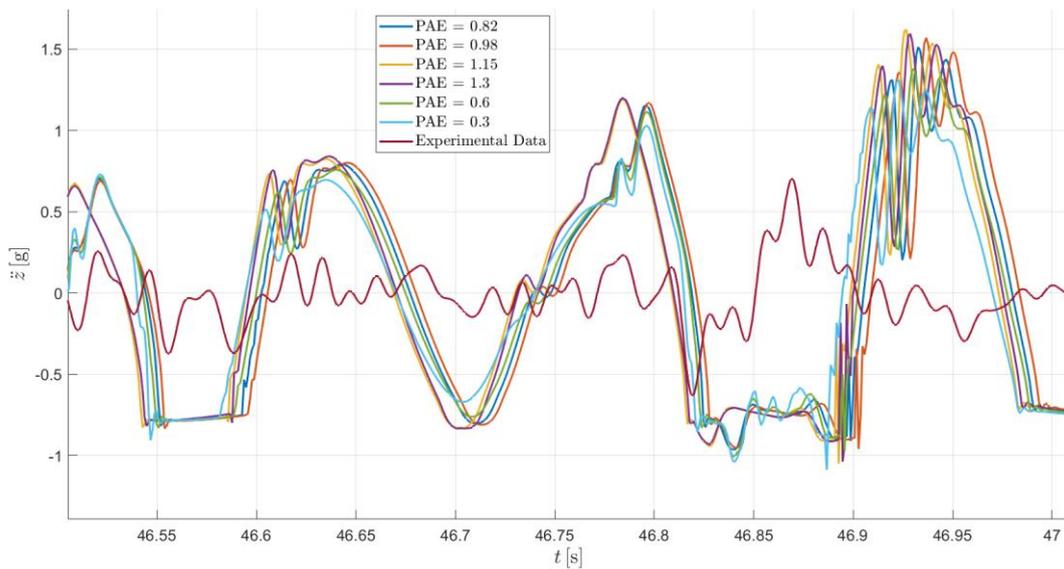
**Immagine 4.1.9. Accelerazione lungo  $z$  della Ruota anteriore al variare di  $PB3$**



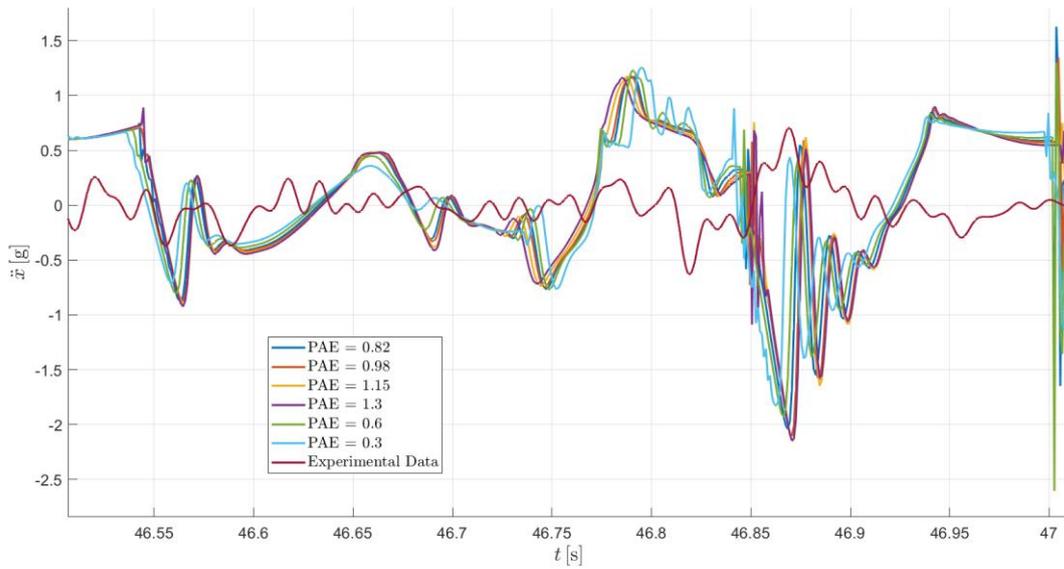
**Immagine 4.1.10. Accelerazione lungo  $x$  della Ruota anteriore al variare di  $PB3$**

### Parametro PAE

In questo caso è suggerito l'abbassamento del valore del parametro, in quanto abbassa il valore delle accelerazioni della simulazione, che è complessivamente molto più alta dei valori sperimentali.



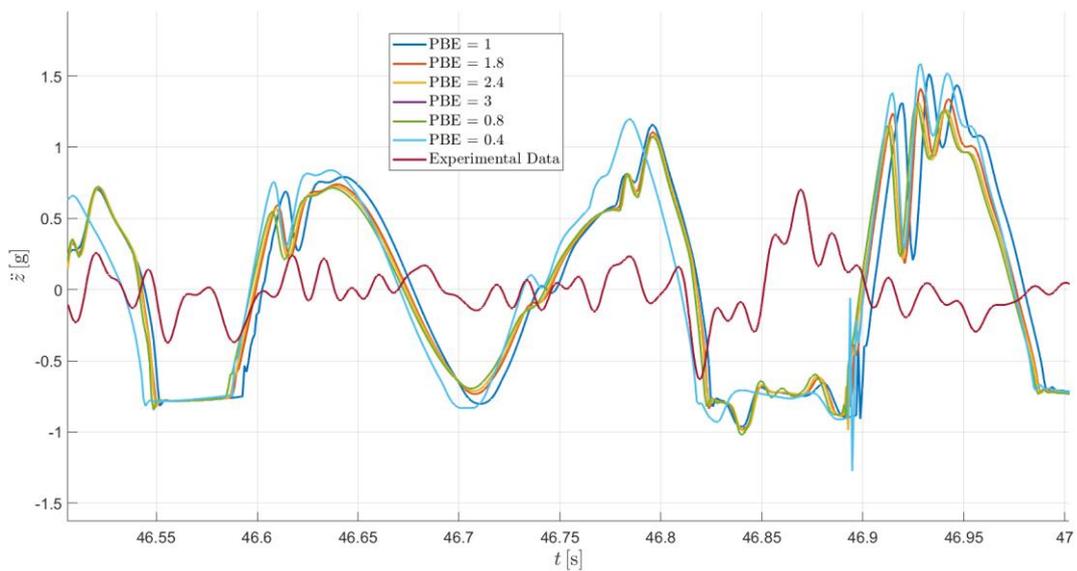
**Immagine 4.1.11. Accelerazione lungo  $z$  della Ruota anteriore al variare di  $PAE$**



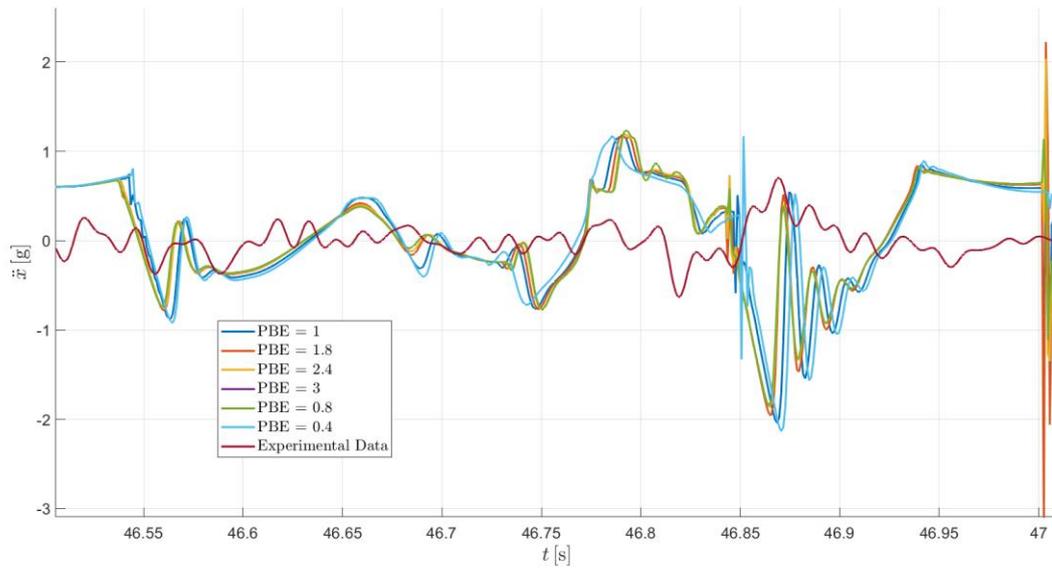
**Immagine 4.1.12. Accelerazione lungo x della Ruota anteriore al variare di PAE**

### Parametro PBE

Per il valore PBE è consigliato abbassarne il valore ma senza scendere sotto  $PBE = 0.4$ , perchè, come si può notare, si ha un peggioramento anche rispetto il valore iniziale.



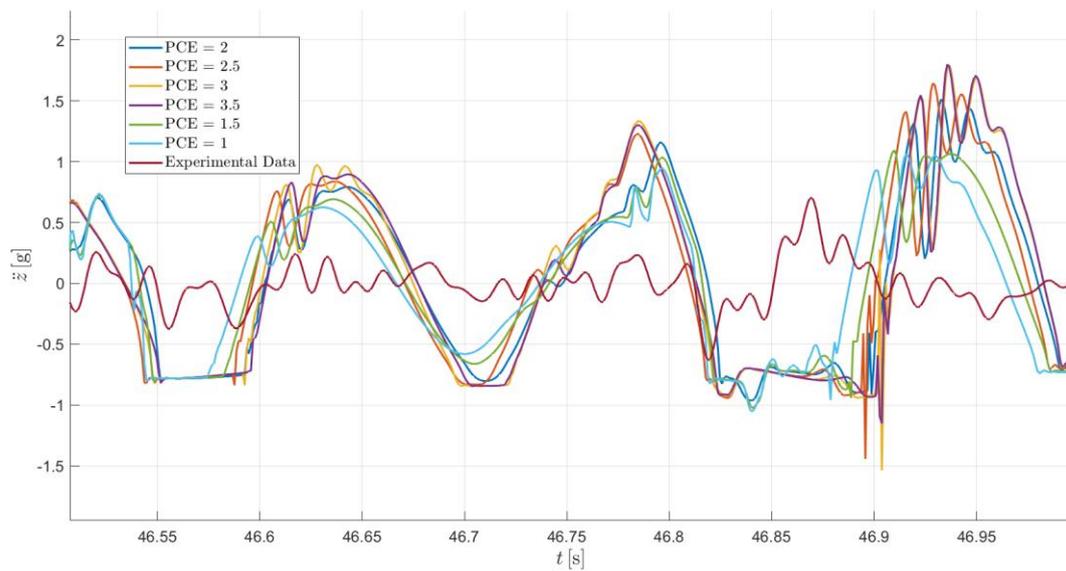
**Immagine 4.1.13. Accelerazione lungo z della Ruota anteriore al variare di PBE**



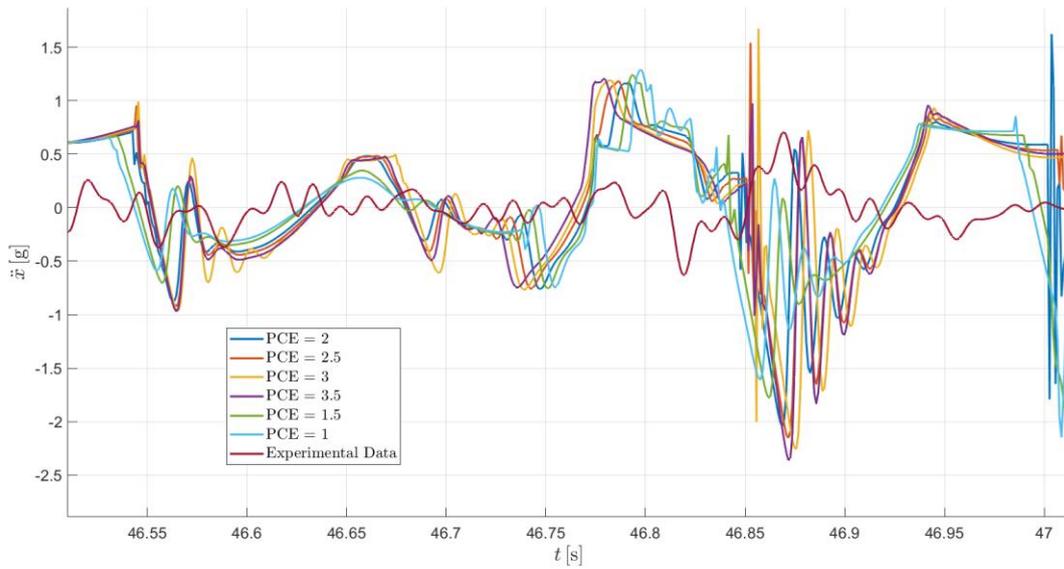
**Immagine 4.1.14. Accelerazione lungo  $x$  della Ruota anteriore al variare di PBE**

### Parametro PCE

Si ha una migliore approssimazione dei dati sperimentali abbassando il valore di questo parametro.



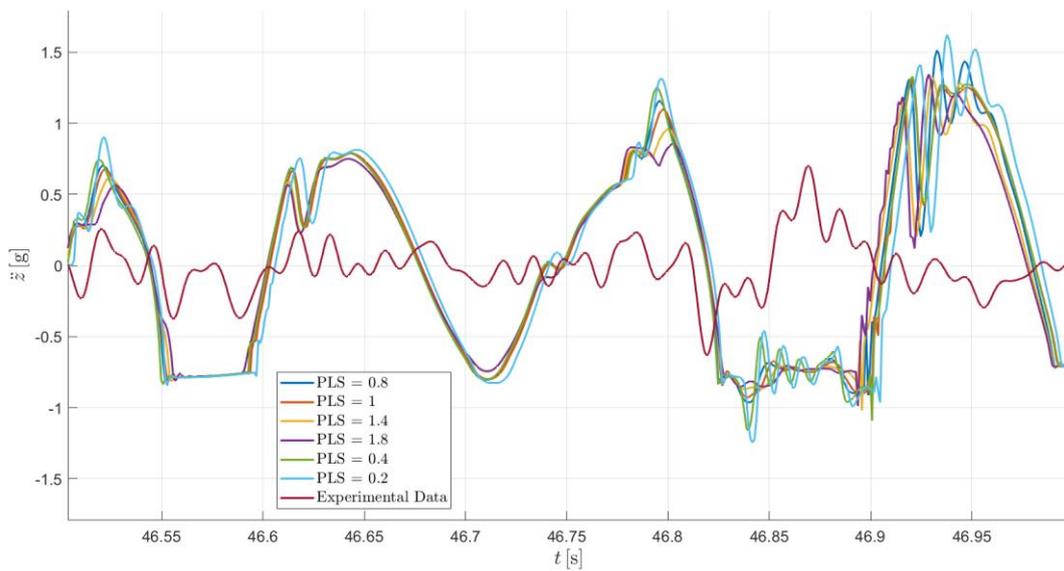
**Immagine 4.1.15. Accelerazione lungo  $z$  della Ruota anteriore al variare di PCE**



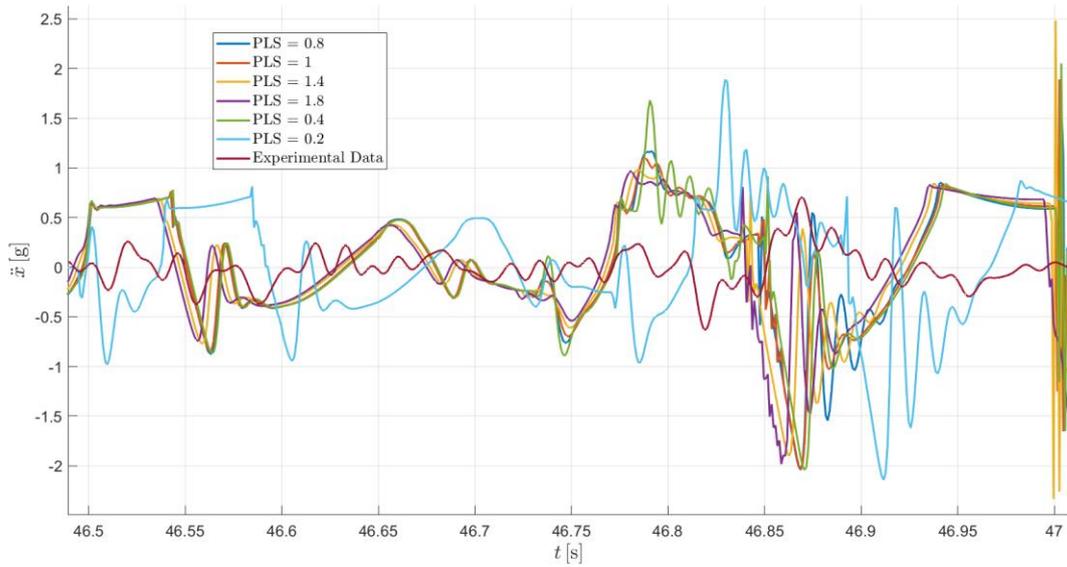
**Immagine 4.1.16. Accelerazione lungo x della Ruota anteriore al variare di PCE**

### Parametro PLS

Si è visto un miglioramento dell'andamento delle accelerazioni alzando questo parametro



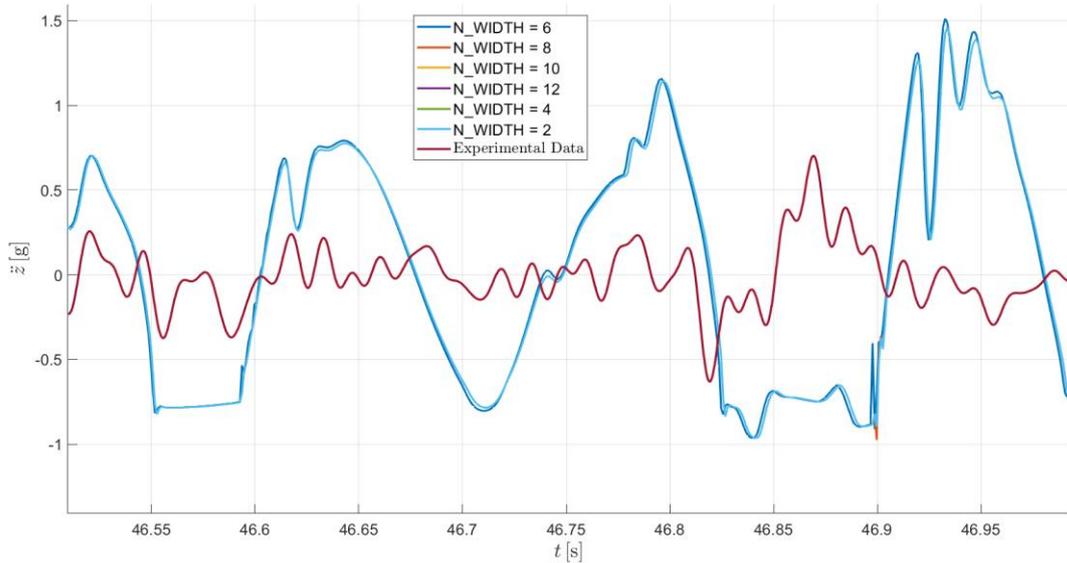
**Immagine 4.1.17. Accelerazione lungo z della Ruota anteriore al variare di PLS**



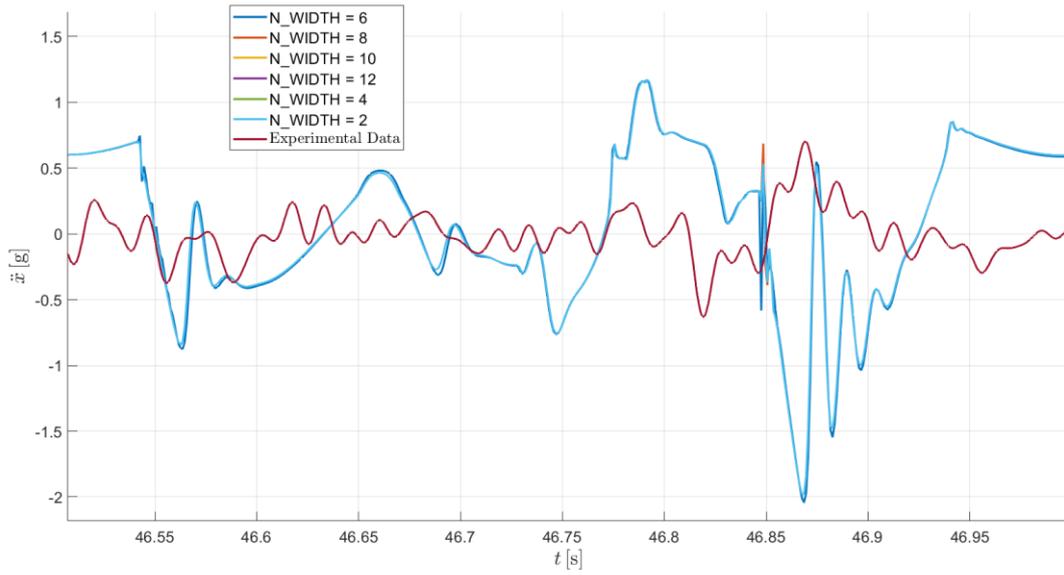
**Immagine 4.1.18. Accelerazione lungo  $x$  della Ruota anteriore al variare di PLS**

### Parametro $N\_WIDTH$ ed $N\_LENGTH$

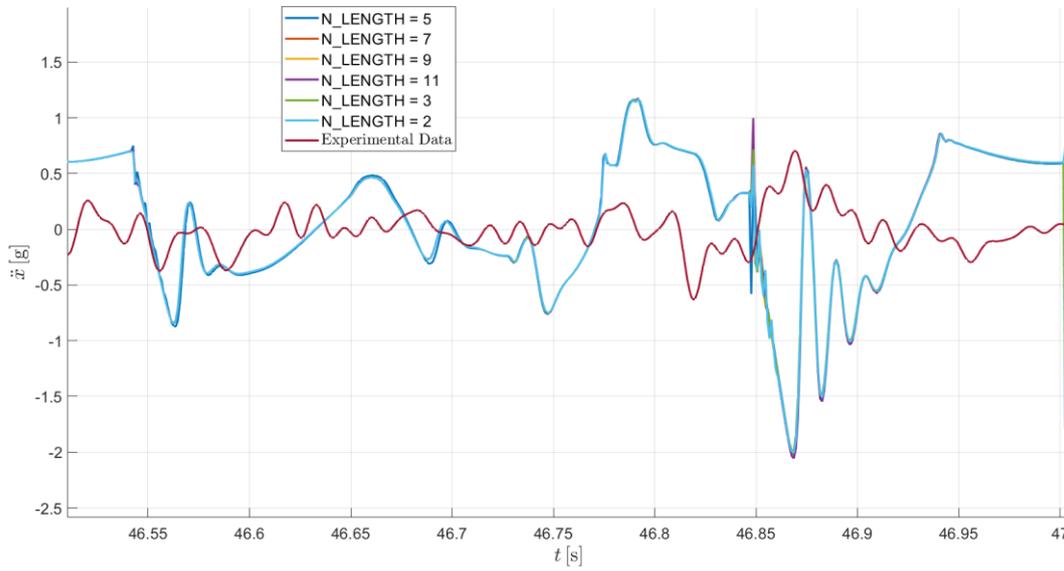
La variazione del numero di camme non influisce in maniera significativa nel valore delle accelerazioni.



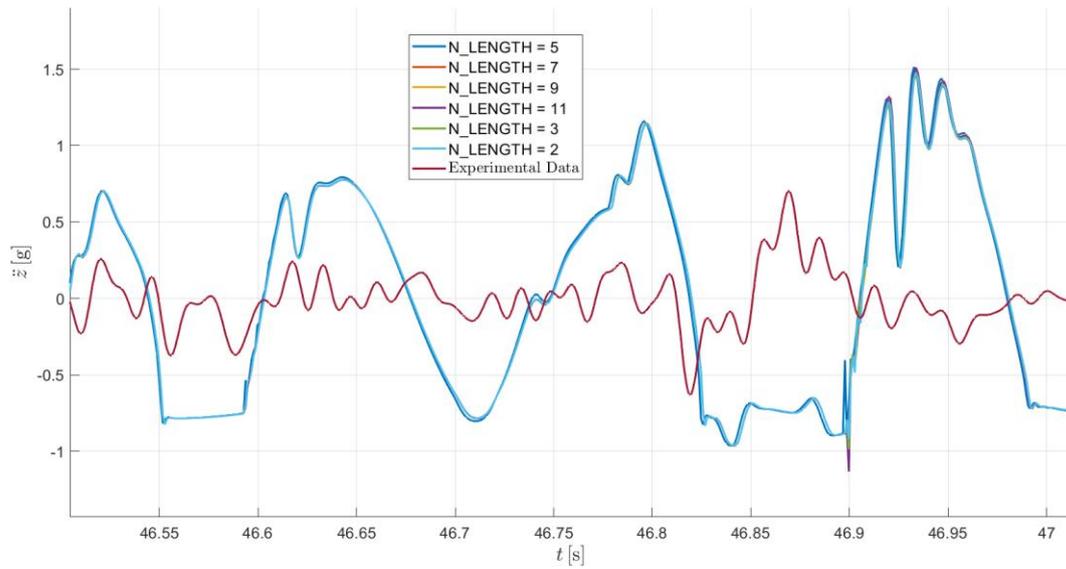
**Immagine 4.1.19. Accelerazione lungo  $z$  della Ruota anteriore al variare di  $N\_WIDTH$**



**Immagine 4.1.20. Accelerazione lungo  $x$  della Ruota anteriore al variare di  $N\_WIDTH$**



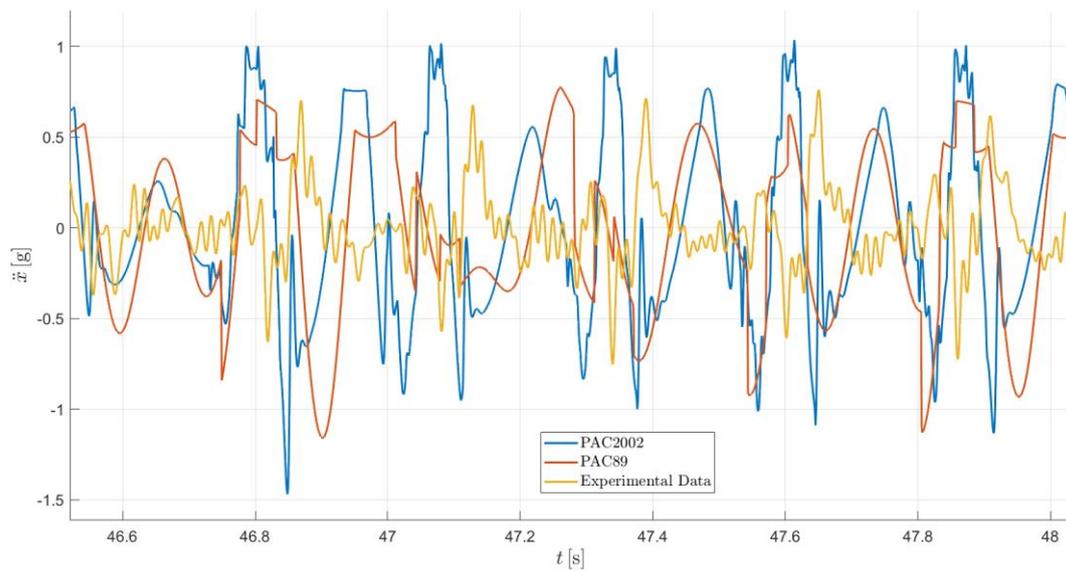
**Immagine 4.1.21. Accelerazione lungo  $z$  della Ruota anteriore al variare di  $N\_LENGTH$**



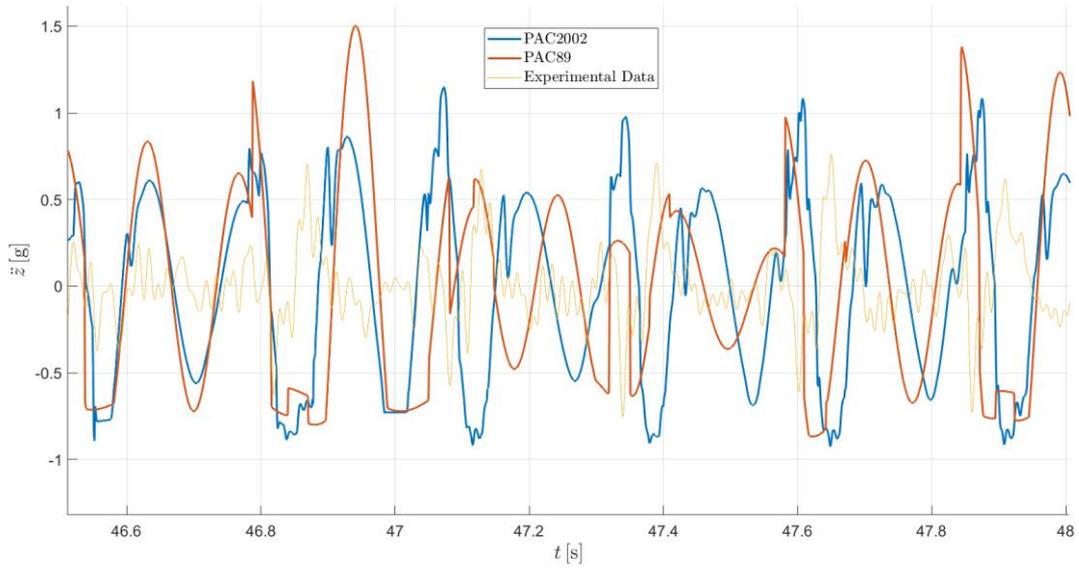
*Immagine 4.1.22. Accelerazione lungo x della Ruota anteriore al variare di N\_LENGTH*

## 4.2 Confronto PAC89-PAC2002

Prova a  $10 \frac{km}{h}$

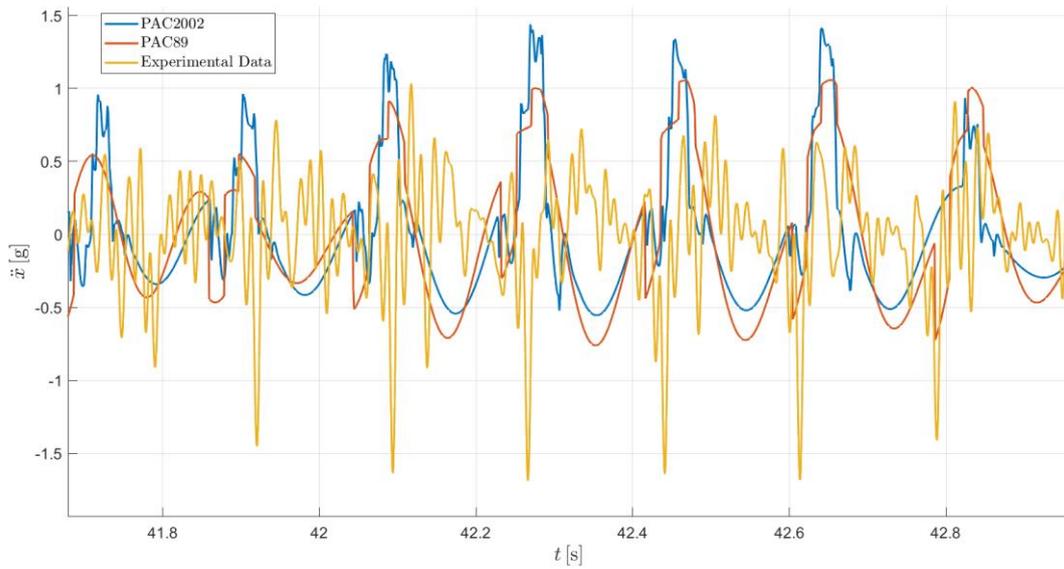


*Immagine 4.2.1. Confronto accelerazione lungo x della Ruota anteriore a  $10 \frac{km}{h}$*

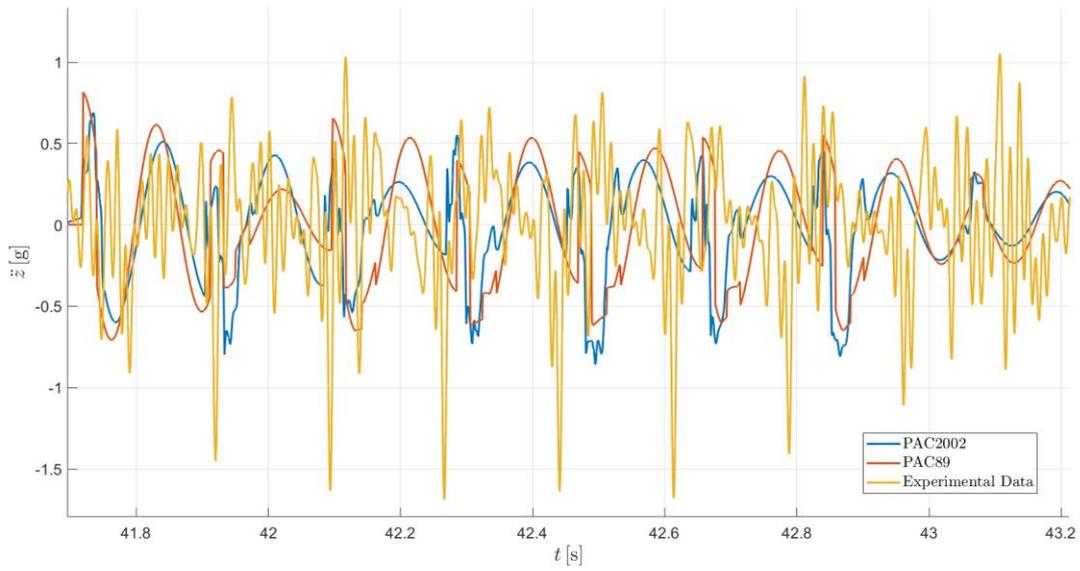


*Immagine 4.2.2. Confronto accelerazione lungo z della Ruota anteriore a  $10 \frac{km}{h}$*

**Prova a  $15 \frac{km}{h}$**

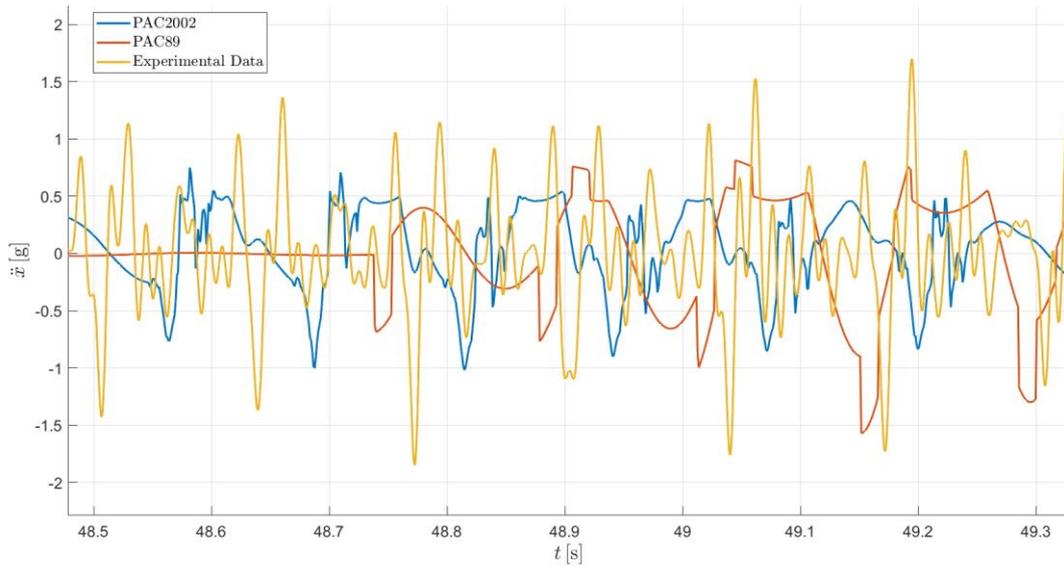


*Immagine 4.2.3. Confronto accelerazione lungo x della Ruota anteriore a  $15 \frac{km}{h}$*

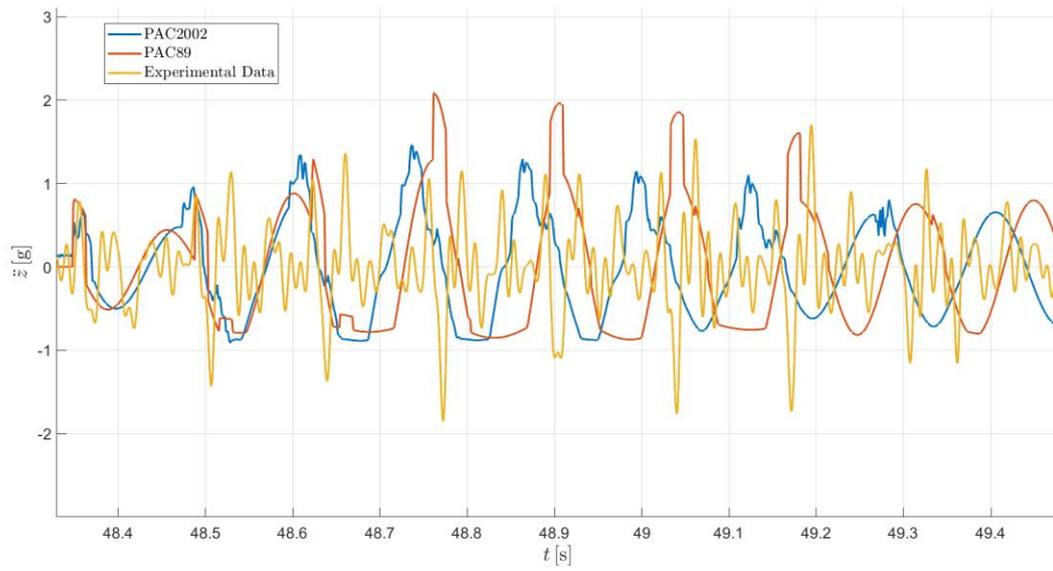


**Immagine 4.2.4. Confronto accelerazione lungo  $z$  della Ruota anteriore a  $15 \frac{km}{h}$**

**Prova a  $20 \frac{km}{h}$**



**Immagine 4.2.5. Confronto accelerazione lungo  $x$  della Ruota anteriore  $20 \frac{km}{h}$**



**Immagine 4.2.6. Confronto accelerazione lungo  $z$  della Ruota anteriore  $20 \frac{km}{h}$**

## 5 Conclusioni

Il modello è ancora ben lontano dall'essere ultimato, dunque:

il PAC89 presenta dei problemi di accelerazione a velocità basse infatti, anche ottenendo la corretta velocità angolare al motore la forza longitudinale fa accelerare il veicolo anche quando non richiesto, dunque è necessario un'ulteriore sua modifica qualora si fosse interessati a un confronto più valido tra i due modelli di pneumatico;

è ancora necessaria una ulteriore analisi di sensibilità dei parametri della dinamica dell'anello del PAC2002, essendo con la funzionalità "Belt dynamics" [8] è ottimizzato per lo studio della dinamica verticale dunque tutti questi parametri se studiati approfonditamente possono dare a un notevole miglioramento della risposta del nostro monopattino agli ostacoli;

si può modificare anche la posizione del guidatore del monopattino in avanti tenendo sempre conto di non poter eccedere la distribuzione del peso del veicolo( 65% del peso caricato sulla ruota posteriore e 35% del peso caricato sulla ruota anteriore).

## Riferimenti

[1] Sito web della Xiaomi:

<https://www.mi.com/it/mi-electric-scooter-Pro2/specs/> disponibile il 2022/03/15

[2] Sito web del manuale di Adams Car :

[pac89:file:///V:/MSC.Software/Adams/2019/help/wwhelp/wwhimpl/js/html/wwhelp.htm#href=adams\\_tire/using\\_pacejka\\_89.html](pac89:file:///V:/MSC.Software/Adams/2019/help/wwhelp/wwhimpl/js/html/wwhelp.htm#href=adams_tire/using_pacejka_89.html) disponibile il 2022/05/15

[3] Sito web del manuale di Adams Car:  
[https://help.hexagonmi.com/bundle/adams\\_2021.2/page/adams\\_help/Adams\\_Car\\_Package/tire/tire\\_models\\_contact\\_methods/TOC.3D.Enveloping.Contact.xhtml](https://help.hexagonmi.com/bundle/adams_2021.2/page/adams_help/Adams_Car_Package/tire/tire_models_contact_methods/TOC.3D.Enveloping.Contact.xhtml) disponibile il 2022/10/08

[4] A.J.C. Schmeitz, *A Semi-Empirical Three-Dimensional Model of the Pneumatic Tyre Rolling over Arbitrarily Uneven Road Surfaces*, Tesi Phd, 2004, Delft University of Technology

[5] H.B. Pacejka, *Tyre and Vehicle Dynamics*, 2002, Butterworth-Heinemann, ISBN 0 7506 5141 5.

[6] Pacejka '89 - H.B Pacejka, E. Bakker, and L. Lidner. *A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies*, SAE paper 890087, 1989.

[7] Asperti, Vignati, Braghin *Modelling of the Vertical Dynamics of an Electric Kick Scooter* \_IEEE2021

[8] Sito web del manuale di Adams Car:

[https://help.hexagonmi.com/bundle/adams\\_2021.2/page/adams\\_help/Adams\\_Car\\_Package/tire/tire\\_models\\_pac2002/tire.models.pac2002.xhtml](https://help.hexagonmi.com/bundle/adams_2021.2/page/adams_help/Adams_Car_Package/tire/tire_models_pac2002/tire.models.pac2002.xhtml) disponibile il 2022/10/08