

POLITECNICO DI TORINO

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

Vibrazioni e rumori tipici di veicoli elettrificati



Relatori

Prof. Enrico Galvagno
Prof. Mauro Velardocchia
Ing. Gianluca Mari

Candidato

Domenico Magri

Aprile 2021



Indice

1	Introduzione	1
2	Analisi del comfort vibrazionale di un autoveicolo	2
2.1	Modellazione per analisi comfort	3
2.1.1	Filtraggio dovuto al passo	6
2.1.2	Calcolo dei minimi e dei massimi della risposta in frequenza	7
2.1.3	Caratterizzazione della strada	8
2.1.4	Risposta del veicolo ad un profilo stradale definito in modo random	14
2.1.5	Stima dei parametri incogniti dei veicoli reali	15
2.2	Analisi sperimentale del comfort vibrazionale di un autoveicolo	17
2.2.1	Specifiche tecniche dei veicoli utilizzati	17
2.2.2	Sistema di acquisizione dati	18
2.2.3	Posizionamento dei sensori	21
2.2.4	Metodologia di analisi dei dati sperimentali	23
2.2.5	Identificazione della rugosità delle strade	26
2.2.6	Validazione del modello a quattro gradi di libertà per analisi comfort	30
2.2.7	Validazione formule per il calcolo dei massimi e dei minimi della risposta in frequenza	36
2.2.8	Effetto del passo sulla risposta in frequenza calcolata con il modello	40
2.2.9	Effetto della velocità sulla risposta in frequenza calcolata con il modello	41
2.2.10	Effetto della rigidità e del coefficiente di smorzamento sulla risposta in frequenza calcolata con il modello	43
2.2.11	Analisi equilibramento del motore per i veicoli a combustione interna	46
2.2.12	Confronto tra i risultati sperimentali	53
3	Analisi del comfort acustico di un autoveicolo	63
3.1	Cenni di psicoacustica	65
3.1.1	Articulation index	66
3.1.2	Loudness	67
3.1.3	Roughness	69
3.1.4	Sharpness	70
3.1.5	Tonality	70
3.2	Metodologia di analisi dei dati sperimentali	71
3.2.1	Analisi con il software TestLab	71
3.3	Analisi delle grandezze psicoacustiche	73
3.3.1	Articulation index	73
3.3.2	Loudness	78
3.3.3	Roughness	84

3.3.4	Sharpness	90
3.3.5	Tonality	95
3.4	Spettrogrammi audio.....	101
4	Conclusioni	103
5	Bibliografia.....	104
	Ringraziamenti.....	105

Lista delle figure

Figura 2.1 - Curve di ponderazione della sensibilità umana alle vibrazioni [1]	2
Figura 2.2 - Sistemi di riferimento normativa ISO 2631-1-1997 [1]	3
Figura 2.3 - Modello a quattro gradi di libertà	3
Figura 2.4 - Risposte in frequenza delle accelerazioni dei quattro gradi di libertà	6
Figura 2.5 - Calcolo delle frequenze dei picchi della PSD del modello	8
Figura 2.6 - Grafico per determinare il tipo di strada normativa ISO 8608	12
Figura 2.7 - PSD nel dominio temporale diversi profili stradali random e diverse velocità a parità di strada (tipo E).....	14
Figura 2.8 - PSD risposta del veicolo ad un ingresso random stradale	15
Figura 2.9 - PSD del veicolo reale a 40 km/h calcolata con il modello matematico	17
Figura 2.10 - Immagini dei veicoli utilizzati	18
Figura 2.11 - Passaggio dal dominio analogico al dominio digitale [6]	19
Figura 2.12 - Disturbi sul segnale nel dominio della frequenza	20
Figura 2.13 - Posizionamento dei sensori nei veicoli [4].....	22
Figura 2.14 - Sistemi di riferimento e orientamento degli assi dei sensori [1]	22
Figura 2.15 - Torcia Kistler Correvit S-Motion 2055° [4]	23
Figura 2.16 - Accelerazioni in funzione del tempo CE City Car (4 Cyl) asfalto 40 km/h	23
Figura 2.17 - Spettrogramma CE City Car (4 Cyl) asfalto 40 km/h	24
Figura 2.18 - Trasformata di Fourier CE City Car (4 Cyl) asfalto 40 km/h	24
Figura 2.19 - Confronto PSD riferita all'accelerazione per diversi sensori a 40 km/h	25
Figura 2.20 - Confronto PSD riferita all'accelerazione convertita in dB/Hz per diversi sensori asfalto 40 km/h	26
Figura 2.21 - Confronto PSD della strada tra modello e dati sperimentali CE City Car (4 Cyl) asfalto 5 km/h.....	27
Figura 2.22 - Confronto H tra modello e dati sperimentali CE City Car (4 Cyl) asfalto 5 km/h	28
Figura 2.23 - PSD nel dominio spaziale riferita allo spostamento calcolata con il modello asfalto 5 km/h	28
Figura 2.24 - Confronto PSD della strada tra modello e dati sperimentali diversi veicoli ciottolato 5 km/h	29
Figura 2.25 - Confronto H tra modello e dati sperimentali CE City Car (4 Cyl) ciottolato 5 km/h.....	29
Figura 2.26 - PSD nel dominio spaziale riferita allo spostamento calcolata con il modello ciottolato 5 km/h.....	30
Figura 2.27 - Confronto tra modello e dati sperimentali CE City Car (4 Cyl) asfalto 20 km/h.....	31
Figura 2.28 - Confronto tra modello e dati sperimentali CE City Car (4 Cyl) asfalto 40 km/h.....	31
Figura 2.29 - Confronto tra modello e dati sperimentali E City Car asfalto 5 km/h	32
Figura 2.30 - Confronto tra modello e dati sperimentali E City Car asfalto 20 km/h	32
Figura 2.31 - Confronto tra modello e dati sperimentali E City Car asfalto 40 km/h	33
Figura 2.32 - Confronto tra modello e dati sperimentali CE City Car (3 Cyl) asfalto 5 km/h.....	33
Figura 2.33 - Confronto tra modello e dati sperimentali CE City Car (3 Cyl) asfalto 20 km/h.....	34
Figura 2.34 - Confronto tra modello e dati sperimentali CE City Car (3 Cyl) asfalto 40 km/h.....	34
Figura 2.35 - Confronto tra modello e dati sperimentali E Quadricycle asfalto 5 km/h	35

Figura 2.36 - Confronto tra modello e dati sperimentali E Quadricycle asfalto 20 km/h	35
Figura 2.37 - Confronto tra modello e dati sperimentali E Quadricycle asfalto 40 km/h	36
Figura 2.38 - CE City Car (3 Cyl) asfalto 20 km/h	37
Figura 2.39 - CE City Car (3 Cyl) asfalto 30 km/h	37
Figura 2.40 - CE City Car (3 Cyl) asfalto 40 km/h	38
Figura 2.41 - Effetto della variazione del passo sulla risposta in frequenza teorica CE City Car (4 Cyl) asfalto 40 km/h	40
Figura 2.42 - Confronto risposta in frequenza calcolata con il modello per i diversi veicoli su asfalto a 40 km/h	41
Figura 2.43 - Effetto della velocità sulla risposta in frequenza teorica	43
Figura 2.44 - Effetto della variazione della rigidezza k_s delle molle sulla risposta in frequenza teorica asfalto 40 km/h	44
Figura 2.45 - Effetto della variazione della rigidezza k_s delle molle sulla risposta in frequenza teorica asfalto 100 km/h	45
Figura 2.46 - Effetto della variazione del coefficiente di smorzamento delle sospensioni c_s sulla risposta in frequenza teorica asfalto 40 km/h	46
Figura 2.47 - Effetto della variazione del coefficiente di smorzamento delle sospensioni c_s sulla risposta in frequenza teorica asfalto 100 km/h	46
Figura 2.48 - Configurazione del motore a 4 cilindri in linea [8]	47
Figura 2.49 - Frequenze degli ordini del motore CE City Car (4 Cyl) su asfalto a 5 km/h	49
Figura 2.50 - Configurazione del motore a 3 cilindri in linea [8]	49
Figura 2.51 - Frequenze degli ordini del motore CE City Car (3 Cyl) su asfalto a 5 km/h	51
Figura 2.52 - Confronto PSD del sensore volante x per i veicoli termici su asfalto a 5 km/h	52
Figura 2.53 - Confronto PSD tra diversi sensori in direzione verticale CE City Car (4 Cyl) su asfalto a 10 km/h	53
Figura 2.54 - Confronto PSD tra diversi sensori in direzione verticale CE City Car (4 Cyl) su asfalto a 20 km/h	53
Figura 2.55 - Confronto PSD tra diversi sensori in direzione verticale CE City Car (4 Cyl) su asfalto a 40 km/h	54
Figura 2.56 - Confronto della PSD a diverse velocità sensore seat z E City Car su asfalto	55
Figura 2.57 - Confronto PSD per diverse strade CE City Car (4 Cyl) a 5 km/h sensore seat z	56
Figura 2.58 - Confronto PSD per diverse strade CE City Car (4 Cyl) a 40 km/h sensore seat z	57
Figura 2.59 - Confronto PSD per diverse strade CE City Car (4 Cyl) a 5 km/h sensore volante x	58
Figura 2.60 - Confronto PSD per diverse strade CE City Car (4 Cyl) a 40 km/h sensore volante x	58
Figura 2.61 - Confronto PSD per diverse strade CE City Car (4 Cyl) a 5 km/h sensore feet z	59
Figura 2.62 - Confronto PSD per diverse strade CE City Car (4 Cyl) a 40 km/h sensore feet z	59
Figura 2.63 - Confronto tra veicoli con passo simile su asfalto a 40 km/h per il sensore seat z	60
Figura 2.64 - Confronto tra veicoli a combustione interna con passi diversi	61
Figura 2.65 - Confronto tra veicoli elettrici con passi diversi	61
Figura 3.1 - Curve isofoniche [10] Figura 3.2 - Area di udibilità nel diagramma di Fletcher-Munson [10]	64
Figura 3.3 - Curve di ponderazione della sensazione sonora	64
Figura 3.4 - Rappresentazione grafica dell'articulation index [11]	66
Figura 3.5 - Intelligibilità delle frasi in funzione dell'articulation index [11]	66
Figura 3.6 - Diagramma di Fletcher-Munson [10]	67
Figura 3.7 - Diagramma per il calcolo della Loudness secondo la ISO 532-1 [11]	69
Figura 3.8 - Modello di mascheramento temporale dei suoni [11]	70
Figura 3.9 - Sezione Time Data Selection su TestLab	71

Figura 3.10 - Sezione Time Data Processing su TestLab.....	72
Figura 3.11 - Sezione Sound Diagnosis su TestLab	72
Figura 3.12 - Confronto AI tra cuffia sx e cuffia dx CE City Car (4 Cyl) su diverse strade.....	73
Figura 3.13 - Confronto AI tra cuffia sx e cuffia dx E City Car su diverse strade	74
Figura 3.14 - Confronto AI tra cuffia sx e cuffia dx CE City Car (3 Cyl) su diverse strade.....	75
Figura 3.15 - Confronto AI tra cuffia sx e cuffia dx E Quadricycle su diverse strade	76
Figura 3.16 - Confronto AI cuffia sx su asfalto per diversi veicoli a diverse velocità.....	77
Figura 3.17 - Confronto AI cuffia sx su ciottolato per diversi veicoli a diverse velocità	77
Figura 3.18 - Confronto loudness tra cuffia sx e cuffia dx CE City Car (4 Cyl) su diverse strade	79
Figura 3.19 - Confronto loudness tra cuffia sx e cuffia dx E City Car su diverse strade.....	80
Figura 3.20 - Confronto loudness tra cuffia sx e cuffia dx CE City Car (3 Cyl) su diverse strade	81
Figura 3.21 - Confronto loudness tra cuffia sx e cuffia dx E Quadricycle su diverse strade	82
Figura 3.22 - Confronto loudness cuffia sx per diversi veicoli su asfalto	83
Figura 3.23 - Confronto loudness cuffia sx per diversi veicoli su asfalto	83
Figura 3.24 - Confronto roughness tra cuffia sx e cuffia dx CE City Car (4 Cyl) su diverse strade	85
Figura 3.25 - Confronto roughness tra cuffia sx e cuffia dx E City Car su diverse strade.....	86
Figura 3.26 - Confronto roughness tra cuffia sx e cuffia dx CE City Car (3 Cyl) su diverse strade	87
Figura 3.27 - Confronto roughness tra cuffia sx e cuffia dx E Quadricycle su diverse strade	88
Figura 3.28 - Confronto roughness cuffia dx per diversi veicoli su asfalto	89
Figura 3.29 - Confronto sharpness tra cuffia sx e cuffia dx CE City Car (4 Cyl) su diverse strade	90
Figura 3.30 - Confronto sharpness tra cuffia sx e cuffia dx E City Car su diverse strade	91
Figura 3.31 - Confronto sharpness tra cuffia sx e cuffia dx CE City Car (3 Cyl) su diverse strade	92
Figura 3.32 - Confronto sharpness tra cuffia sx e cuffia dx E Quadricycle su diverse strade.....	93
Figura 3.33 - Confronto sharpness cuffia dx per diversi veicoli su asfalto.....	94
Figura 3.34 - Confronto sharpness cuffia dx per diversi veicoli su ciottolato	94
Figura 3.35 - Confronto tonality tra cuffia sx e dx CE City Car (4 Cyl) su diverse strade.....	96
Figura 3.36 - Confronto tonality tra cuffia sx e dx E City Car su diverse strade	97
Figura 3.37 - Confronto tonality tra cuffia sx e dx CE City Car (3 Cyl) su diverse strade.....	98
Figura 3.38 - Confronto tonality tra cuffia sx e dx E Quadricycle su diverse strade	99
Figura 3.39 - Confronto tonality cuffia sx per diversi veicoli su asfalto	100
Figura 3.40 - CE City Car (4 Cyl) asfalto 40 km/h	101
Figura 3.41 - E Quadricycle asfalto 40 km/h	101

Lista delle tabelle

Tabella 2.1 - Simboli ed unità di misura di grandezze tipiche dello studio delle vibrazioni ISO 8608 [2].....	9
Tabella 2.2 - Parametri delle strade.....	13
Tabella 2.3 - Stima dei parametri incogniti dei veicoli reali	16
Tabella 2.4 - Specifiche tecniche dei veicoli.....	18
Tabella 2.5 - Identificazione delle strade	30
Tabella 2.6 - Confronto tra le frequenze dei picchi teorici e calcolate CE City Car (3 Cyl) asfalto 30 km/h.....	38
Tabella 2.7 - Confronto tra le frequenze dei picchi sperimentali e calcolate CE City Car (3 Cyl) asfalto 30 km/h.....	39
Tabella 2.8 - Confronto errori sul calcolo del primo picco minimo a diverse velocità	39
Tabella 2.9 - Forze e coppie risultanti dei motori a combustione interna	51
Tabella 3.1 - Valori delle curve di ponderazione [10]	65
Tabella 3.2 - AI CE City Car (4 Cyl).....	73
Tabella 3.3 - AI E City Car	74
Tabella 3.4 - AI CE City Car (3 Cyl).....	75

Tabella 3.5 - AI E Quadricycle	75
Tabella 3.6 - Confronto AI cuffia sx tra i diversi veicoli	76
Tabella 3.7 - Confronto AI cuffia dx tra i diversi veicoli	77
Tabella 3.8 - Loudness CE City Cac (4 Cyl)	78
Tabella 3.9 - Loudness E City Car	79
Tabella 3.10 - Loudness CE City Car (3 Cyl)	80
Tabella 3.11 - Loudness E Quadricycle.....	81
Tabella 3.12 - Confronto loudness cuffia sx tra diversi veicoli	82
Tabella 3.13 - Confronto loudness cuffia dx tra diversi veicoli	83
Tabella 3.14 - Roughness CE City Car (4 Cyl)	84
Tabella 3.15 - Roughness E City Car	85
Tabella 3.16 - Roughness CE City Car (3 Cyl)	86
Tabella 3.17 - Roughness E Quadricycle	87
Tabella 3.18 - Confronto roughness cuffia sx tra diversi veicoli.....	88
Tabella 3.19 - Confronto roughness cuffia dx tra diversi veicoli	89
Tabella 3.20 - Sharpness CE City Car (4 Cyl)	90
Tabella 3.21 - Sharpness E City Car	91
Tabella 3.22 - Sharpness CE City Car (3 Cyl)	91
Tabella 3.23 - Sharpness E Quadricycle	92
Tabella 3.24 - Confronto sharpness cuffia sx tra diversi veicoli	93
Tabella 3.25 - Confronto sharpness cuffia dx tra diversi veicoli.....	94
Tabella 3.26 - Tonality CE City Car (4 Cyl)	95
Tabella 3.27 - Tonality E City Car	96
Tabella 3.28 - Tonality CE City Car (3 Cyl)	97
Tabella 3.29 - Tonality E Quadricycle.....	98
Tabella 3.30 - Confronto tonality cuffia sx tra diversi veicoli.....	99
Tabella 3.31 - Confronto tonality cuffia dx tra diversi veicoli	100

1 Introduzione

Il presente progetto di tesi si pone diversi obiettivi, tutti finalizzati alla valutazione del comfort percepito dai passeggeri all'interno dell'abitacolo di diversi veicoli, sia dal punto di vista vibrazionale che acustico, guidati a velocità costante su due tipi di pavimentazione: asfalto e ciottolato.

I veicoli in esame appartengono tutti al segmento A e si differenziano tra loro per il tipo di propulsore, in quanto due sono elettrici e due a combustione interna, e per il fatto che due veicoli sono omologati per due persone e gli altri per quattro persone.

I veicoli sopracitati sono stati testati con diverse prove a velocità costante, da un minimo di 5 km/h ad un massimo di 40 km/h, utilizzando la stessa marcia poiché un eventuale cambio di marcia avrebbe aggiunto una variabile che, però, non è di interesse in questa analisi.

La parte iniziale della tesi riguarda l'esposizione di un modello matematico noto dalla bibliografia con il quale si studiano le vibrazioni dei sistemi meccanici. Questo modello è stato successivamente validato mettendolo a confronto con i dati sperimentali misurati sui veicoli reali, che sono stati equipaggiati con vari sensori in grado di rilevare i segnali accelerometrici ed inviarli ad un sistema di acquisizione dati. Le misure accelerometriche ottenute sono state raggruppate all'interno di un file Matlab per ciascuna prova.

I segnali vibrazionali provenienti dagli accelerometri sono stati processati ed analizzati attraverso degli appositi script prodotti su Matlab.

Le tracce audio, invece, sono state analizzate utilizzando il software TestLab per estrarne i principali parametri psicoacustici.

I due software sono in grado di eseguire le stesse funzioni sia per le vibrazioni che per l'acustica; la scelta è ricaduta su Matlab per la parte vibrazionale per un motivo formativo, in quanto la produzione di un codice per ottenere un risultato implica la comprensione di ogni parametro che vi rientra. Per quanto riguarda il calcolo dei parametri psicoacustici, è stato scelto TestLab poiché l'implementazione dei codici per il calcolo delle grandezze psicoacustiche su Matlab, per quanto possibile, sarebbe molto complessa e soggetta a possibili errori, nonché dispendiosa in termini di tempo.

Con queste misure si ha l'obiettivo di valutare il comfort percepito dai passeggeri.

Sono stati creati gli stessi script per tutti i veicoli in modo da poter fare un confronto anche tra di essi. La frequenza di campionamento impostata nel sistema di acquisizione è, per tutte le prove di tutti i veicoli, di 4096 Hz, eccetto che per le prove audio, per le quali è stata scelta una frequenza di campionamento di 102,4 Hz.

2 Analisi del comfort vibrazionale di un autoveicolo

In questo capitolo verrà affrontata l'analisi del comfort di un veicolo dal punto di vista delle vibrazioni. Il punto di partenza è un modello a quattro gradi di libertà, adatto a scopi didattici e per questo semplificato in quanto i modelli più accurati possono contare su un numero maggiore di gradi di libertà. Si vedrà tuttavia che, almeno nelle condizioni delle prove analizzate, il modello a quattro gradi di libertà riesce a descrivere in modo molto vicino alla realtà le prestazioni in termini di comfort dei veicoli provati.

A valle della descrizione del modello si passa alla fase sperimentale in cui vengono presentati i veicoli, il sistema di acquisizione dati, il posizionamento dei sensori e la metodologia di analisi dei dati sperimentali. Dopo questa fase il modello viene validato e viene eseguita una sensibilità ai parametri del modello che incidono sul comfort come il passo, la velocità e le caratteristiche delle sospensioni. Segue un'analisi dell'equilibramento dei due motori a combustione interna a disposizione e di come le diverse configurazioni vadano ad incidere sulle vibrazioni. Il capitolo inerente all'analisi comfort vibrazionale si chiude con un confronto tra diversi risultati sperimentali per osservare l'effetto di diverse variabili come i sensori, la velocità, la strada e il modello di veicolo.

È interessante osservare come i risultati ottenuti studiando le vibrazioni presenti nell'abitacolo vadano ad impattare sul comfort percepito dai passeggeri e per questo ci si affida ad una apposita normativa, la BS ISO 2631-1-1997 [1]. In questa normativa è possibile reperire tutte le informazioni necessarie allo scopo; ne vengono comunque riportate alcune riguardanti le curve di ponderazione, che esprimono la sensibilità umana in funzione della frequenza, potendo identificare il range di frequenze di interesse per lo studio delle vibrazioni tra 0 e 50 Hz. La sensibilità massima del corpo umano alle vibrazioni è tra 4 e 10 Hz, nel range corrispondente alle masse non sospese, ma è elevata anche nel range delle masse sospese, a circa 0.5-2 Hz.

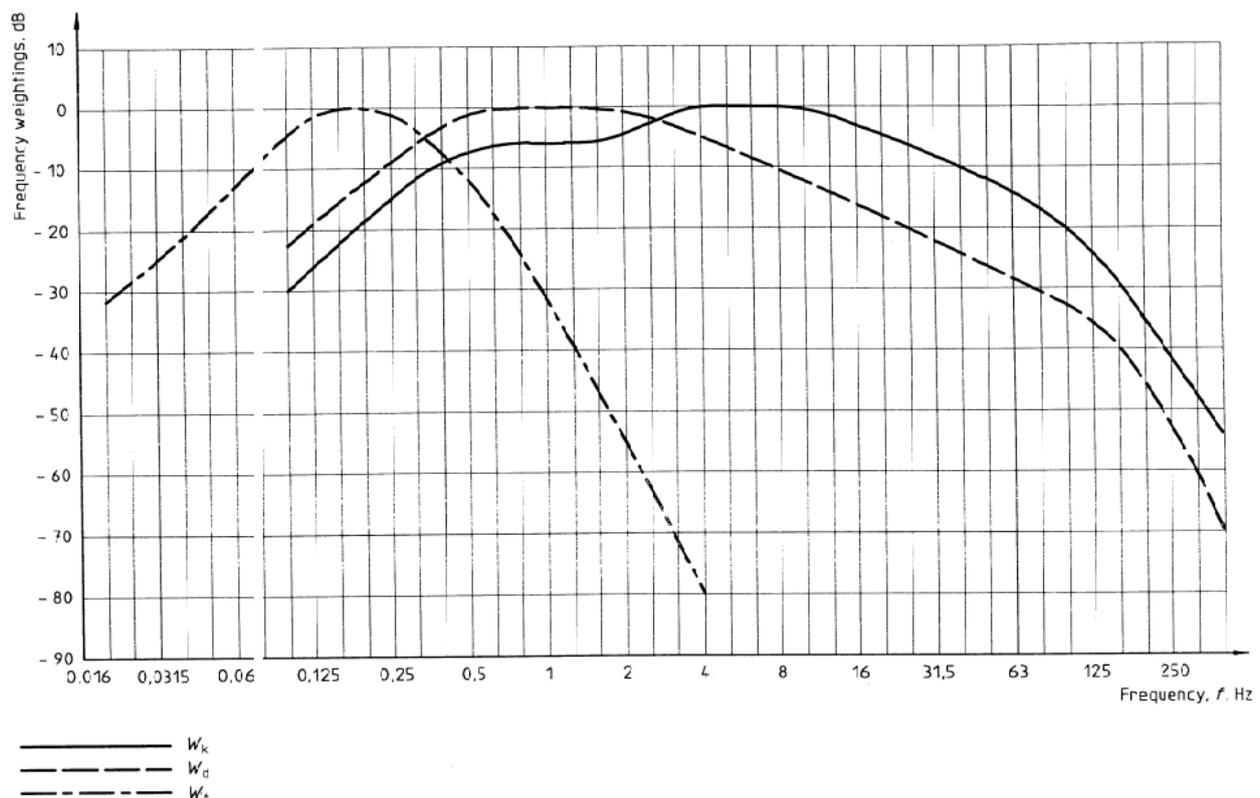


Figura 2.1 - Curve di ponderazione della sensibilità umana alle vibrazioni [1]

La curva di ponderazione di interesse per la valutazione del comfort vibrazionale è la W_k , la quale è riferita all'asse verticale, z , che si può osservare in figura (2.2). Le curve di ponderazione W_d e W_f riguardano rispettivamente la sensibilità alle vibrazioni nelle direzioni x,y e la sensazione di nausea che viene causata dalle vibrazioni in un certo range di frequenze.

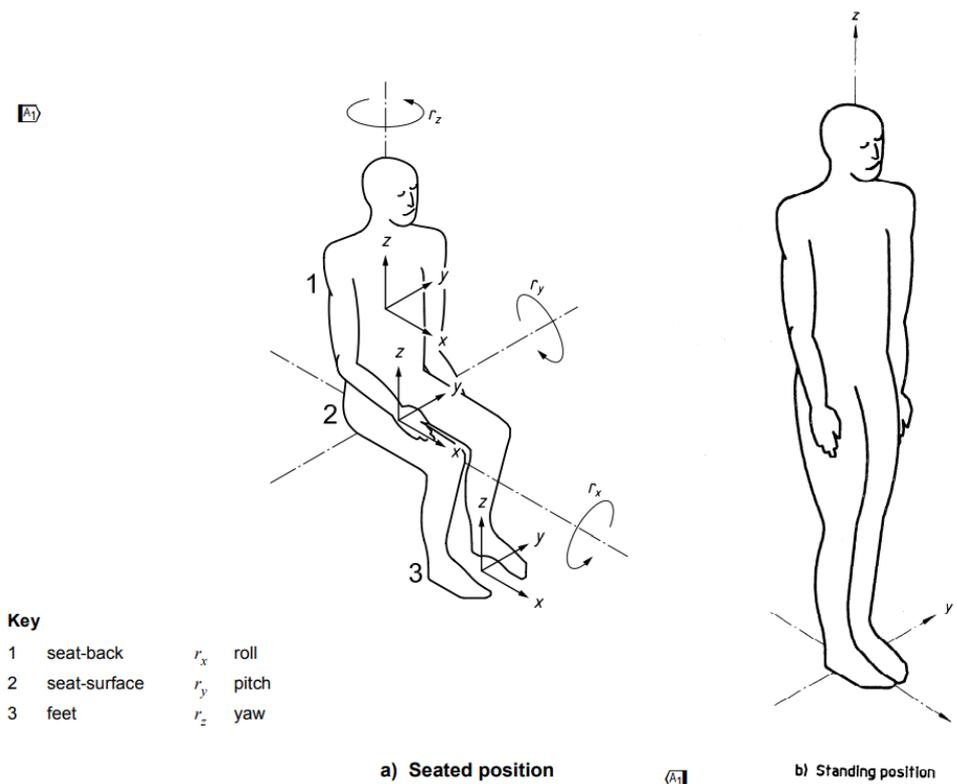


Figura 2.2 - Sistemi di riferimento normativa ISO 2631-1-1997 [1]

Per ulteriori informazioni e approfondimenti in merito si può consultare la [1].

2.1 Modellazione per analisi comfort

Il veicolo reale può essere schematizzato servendosi di un modello a 4 GDL (gradi di libertà) lineare come quello in figura (2.3).

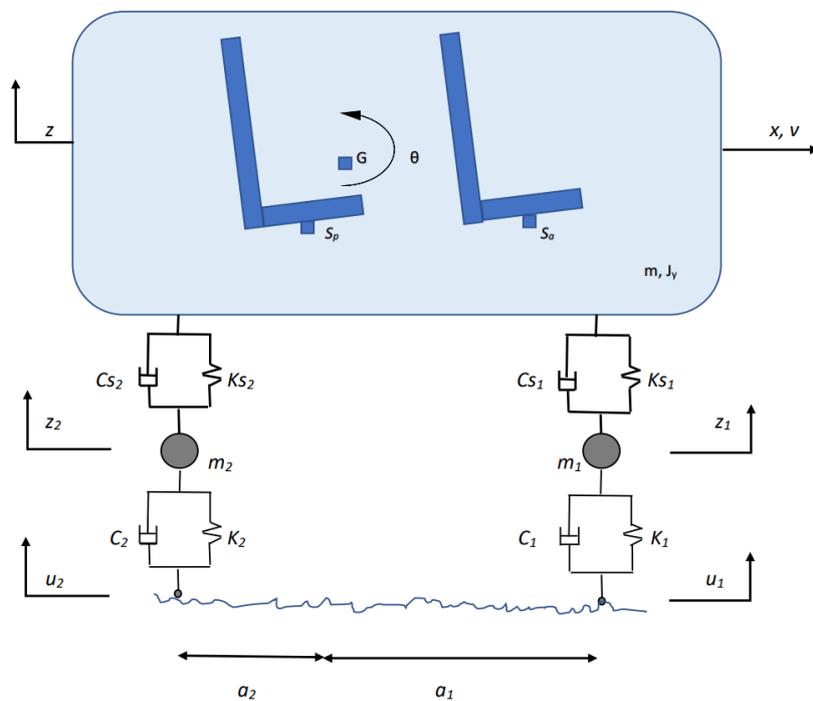


Figura 2.3 - Modello a quattro gradi di libertà

I gradi di libertà considerati sono i seguenti:

- z =spostamento verticale del baricentro G della massa sospesa
- θ =angolo di beccheggio
- z_1, z_2 =spostamento verticale delle masse non sospese

Gli ingressi nel sistema dinamico sono:

- u_1 =ruote anteriori
- u_2 =ruote posteriori

Gli ingressi eccitano il sistema in due punti distinti: punto di contatto delle ruote anteriori e posteriori con la strada. Il concetto di fondo è che lo stesso ingresso che passa sotto le ruote anteriori dopo un certo tempo passa sotto quelle posteriori, quindi l'eccitazione delle ruote posteriori è la stessa ma arriva con un certo ritardo.

Le ipotesi semplificative del modello sono: no rollio, no imbardata, contatto puntiforme con la strada. Dai diagrammi di corpo libero si ricavano le 4 equazioni di equilibrio del sistema e si esprimono in forma matriciale (formula 2.1).

Queste matrici, risolvendo l'autoproblema, consentono di ricavare gli autovalori e gli autovettori con i quali si calcolano i modi di vibrare del sistema e si ha la possibilità di rappresentare le forme modali. Il passaggio di maggiore interesse per lo studio che si sta conducendo, però, è quello che riguarda il calcolo della risposta in frequenza del veicolo in modulo e fase in funzione del profilo stradale [2].

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ & J_y & 0 & 0 \\ & & m_1 & 0 \\ \text{simm} & & & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{s1} + c_{s2} & c_{s1}a_1 - c_{s2}a_2 & -c_{s1} & -c_{s2} \\ & c_{s1}a_1^2 + c_{s2}a_2^2 & -c_{s1}a_1 & c_{s2}a_2 \\ & & c_1 + c_{s1} & 0 \\ \text{simm} & & & c_2 + c_{s2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{z} \\ \dot{\theta} \\ \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{Bmatrix} + \\
 & + \begin{bmatrix} k_{s1} + k_{s2} & k_{s1}a_1 - k_{s2}a_2 & -k_{s1} & -k_{s2} \\ & k_{s1}a_1^2 + k_{s2}a_2^2 & -k_{s1}a_1 & k_{s2}a_2 \\ & & k_1 + k_{s1} & 0 \\ \text{simm} & & & k_2 + k_{s2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z \\ \theta \\ z_1 \\ z_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_1u_1 + c_1\dot{u}_1 \\ k_2u_2 + c_2\dot{u}_2 \end{Bmatrix} \quad (2.1)
 \end{aligned}$$

Le equazioni si possono compattare nella forma:

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ k_1 & 0 \\ 0 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ c_1 & 0 \\ 0 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{u}_2 \end{Bmatrix} = K_u u + C_u \dot{u} \quad (2.2)$$

Gli input dati dal profilo stradale sono i seguenti:

$$u_1(t) = u_0 e^{j\omega t} \quad (2.3)$$

$$u_2(t) = u_1(t - \tau(v)) \quad (2.4)$$

Dalle equazioni si nota che lo spostamento applicato alle ruote posteriori è lo stesso ma opportunamente sfasato di un ritardo $\tau(v)$, per tenere conto del tempo necessario al profilo stradale per giungere all'assale posteriore.

$$\tau = \frac{L}{v} \quad (2.5)$$

Il ritardo τ è proporzionale al passo del veicolo ed inversamente proporzionale alla sua velocità. Dato che la frequenza angolare temporale è espressa come

$$\omega = \frac{2\pi v}{\lambda} \quad (2.6)$$

si può esprimere lo spostamento verticale della strada in questo modo:

$$u(t) = \begin{Bmatrix} u_1(t) \\ u_2(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_0 \\ u_0 \\ e^{\frac{j2\pi L}{\lambda}} \end{Bmatrix} e^{\frac{j2\pi vt}{\lambda}} = \bar{u} e^{j\omega t} \quad (2.7)$$

La soluzione analitica che porta a compiere il calcolo della funzione di risposta in frequenza del veicolo (H) prevede diversi passaggi. [2]

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = K_u u + C_u \dot{u} \quad (2.8)$$

$$u = \bar{u} e^{j\omega t} \quad (2.9)$$

$$\dot{u} = j\omega \bar{u} e^{j\omega t} \quad (2.10)$$

$$-M\omega^2 q_0 e^{j\omega t} + Cj\omega q_0 e^{j\omega t} + Kq_0 e^{j\omega t} = (K_u \bar{u} e^{j\omega t} + C_u j\omega \bar{u} e^{j\omega t}) \quad (2.11)$$

$$(-\omega^2 M + j\omega C + K)q_0 e^{j\omega t} = (K_u + C_u j\omega) \bar{u} e^{j\omega t} \quad (2.12)$$

$$q_0(\omega) = (-\omega^2 M + j\omega C + K)^{-1} (K_u + C_u j\omega) \bar{u} \quad (2.13)$$

$$\ddot{q}_0 = -\omega^2 q_0 = -\omega^2 (-\omega^2 M + j\omega C + K)^{-1} (K_u + C_u j\omega) \bar{u} \quad (2.14)$$

$$\{\ddot{q}_0\} = [-\omega^2 (-\omega^2 M + j\omega C + K)^{-1} (K_u + C_u j\omega)] \{\bar{u}\} \quad (2.15)$$

$$\{\ddot{q}_0\} = \begin{Bmatrix} \ddot{z}_G \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \end{Bmatrix} = [T(\omega)] \begin{Bmatrix} 1 \\ e^{-j\omega\tau} \end{Bmatrix} u_0 \quad (2.16)$$

In figura (2.4) vengono riportati i diagrammi relativi alle risposte in frequenza dei quattro gradi di libertà considerati nel caso in cui l'eccitazione avvenga in modo asincrono sui due assi, con un ritardo τ tra l'eccitazione dell'asse anteriore e l'eccitazione dell'asse posteriore. Queste curve dipendono dalla velocità del veicolo, per effetto del ritardo τ che nel caso considerato vale 103.9 ms.

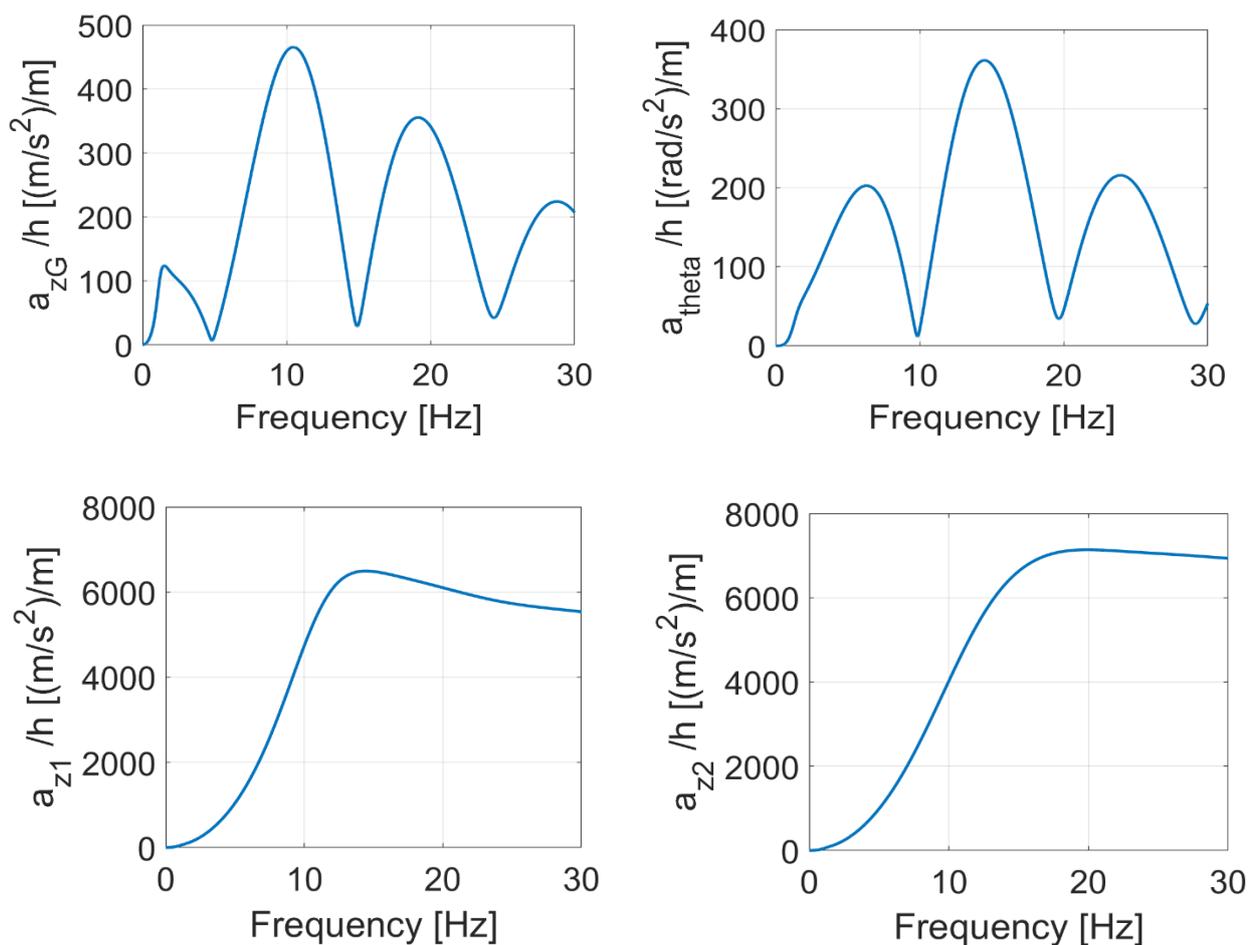


Figura 2.4 - Risposte in frequenza delle accelerazioni dei quattro gradi di libertà

2.1.1 Filtraggio dovuto al passo

I picchi che costituiscono i minimi della curva, nella figura (2.4), rappresentano il filtraggio dovuto al passo. Il fatto che ci siano questi minimi è legato a delle condizioni di eccitazione per cui l'accelerazione verticale è minima, ovvero gli input sono sfasati. Utilizzando il passo L reale si nota che i minimi coincidono come frequenze. La fasatura dei picchi è strettamente correlata al passo e alla velocità del veicolo, quindi al ritardo τ , il quale determina lo sfasamento degli ingressi.

Per l'eccitazione sui due assi con ritardo si ha, tipicamente, un minimo dell'accelerazione verticale, un massimo del beccheggio e viceversa, come si vede nella figura (2.4).

Capire, fisicamente, a cosa corrispondono queste condizioni fa capire il modo in cui sono legati tra loro gli input. Basti pensare ad un'eccitazione sinusoidale con una certa frequenza: entra nelle ruote anteriori e con un certo ritardo in quelle posteriori.

La condizione per avere un massimo della risposta dell'accelerazione verticale e un minimo del beccheggio è che le sinusoidi debbano essere in fase, quindi entrambe le ruote, in tal caso, si trovano su un massimo o un minimo, nello stesso punto della sinusoidale; ciò significa che ci deve essere un numero intero di periodi tra le sinusoidi.

Per trovare i minimi della curva dell'accelerazione verticale le ruote devono essere in controfase.

Queste condizioni sono rigorose solo se si assume un veicolo con tutti i parametri perfettamente simmetrici e il baricentro collocato in mezzeria. Utilizzando dei parametri reali le frequenze a cui si trovano i massimi e i minimi sono leggermente spostate, come si vedrà, ovvero sfasate di un piccolo angolo aggiuntivo rispetto alla condizione di pura fase/controfase.

Conviene passare attraverso la fasatura in angolo, poiché ragionando in angolo si conosce il valore che deve assumere tra le due sinusoidi.

2.1.2 Calcolo dei minimi e dei massimi della risposta in frequenza

La condizione di massimo della curva dell'accelerazione verticale (sinusoidi in fase) è:

$$\text{Angolo} = 2\pi + 2k\pi \quad (2.17)$$

La condizione di minimo della curva dell'accelerazione verticale (sinusoidi in controfase) è:

$$\text{Angolo} = \pi + 2k\pi \quad (2.18)$$

Traducendo in termini spaziali si può dire che all'interno del passo del veicolo L ci sta un numero intero di lunghezze d'onda λ in modo da avere entrambe le ruote in una posizione di massimo o di minimo contemporaneamente. Bisogna quindi imporre la condizione $L=k\lambda$, dove k è un numero intero, e cercare la lunghezza d'onda che la soddisfi.

A livello analitico si possono calcolare le frequenze alle quali si avranno i picchi massimi e minimi, noti:

$$\tau = \frac{L}{v} \quad (2.19)$$

$$f = \frac{v}{\lambda} \quad (2.20)$$

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi v}{\lambda} \quad (2.21)$$

$$L = k\lambda \quad (2.22)$$

sostituendo si ottiene:

$$\tau v = k \frac{2\pi v}{\omega} \quad (2.23)$$

$$\omega = \frac{2\pi k}{\tau} \quad (2.24)$$

Imponendo le condizioni di sfasamento per i massimi e i minimi si ottiene:

$$\omega_{massimi} = \frac{2\pi k + 2\pi}{\tau} \quad (2.25)$$

$$\omega_{minimi} = \frac{2\pi k + \pi}{\tau} \quad (2.26)$$

Si possono scrivere come:

$$f_{massimi} = \frac{k+1}{\tau} \text{ [Hz]} \text{ per } 0 \leq k < \infty \quad (2.27)$$

$$f_{minimi} = \frac{2k+1}{2\tau} \text{ [Hz]} \text{ per } 0 \leq k < \infty \quad (2.28)$$

dove k rappresenta il numero progressivo del picco lungo l'asse delle frequenze. È possibile eseguire il calcolo dei picchi anche facendo riferimento al successivo grafico in figura (2.5), con il quale le formule ricavate verranno successivamente validate.

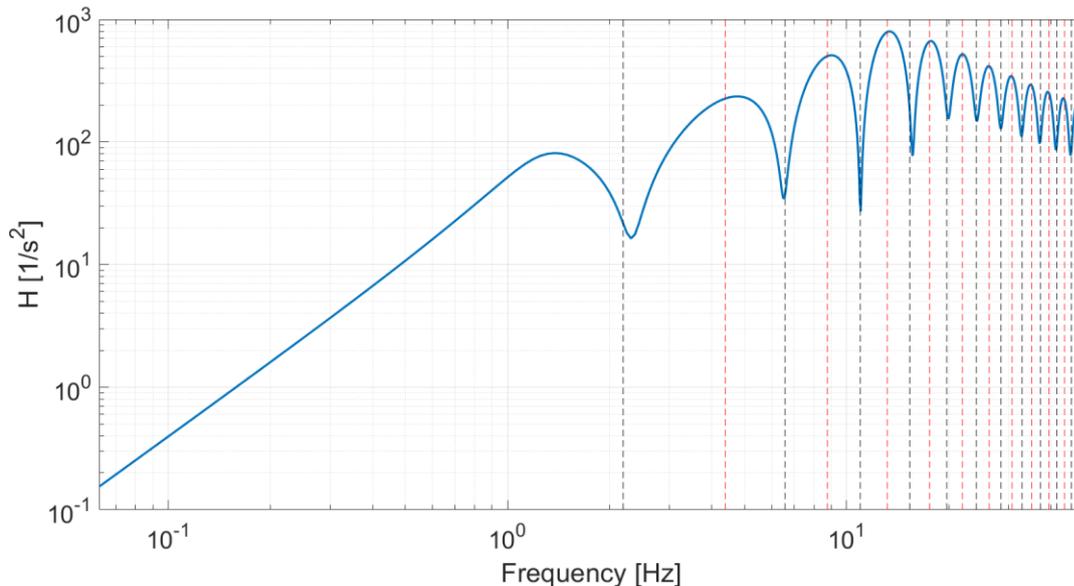


Figura 2.5 - Calcolo delle frequenze dei picchi della PSD del modello

Si conoscono, dai dati di partenza del veicolo, le informazioni relative a: masse, momenti di inerzia, passo, semipasso, rigidzze e coefficienti di smorzamento sia delle sospensioni che delle gomme [2]:

- massa totale= m_{tot} ;
- massa non sospesa anteriore= m_1
- massa non sospesa posteriore= m_2
- massa sospesa= m
- momento d'inerzia= J_y
- passo= L
- semipasso anteriore= a_1
- semipasso posteriore= a_2
- rigidzza delle sospensioni anteriori= ks_1
- rigidzza delle sospensioni posteriori= ks_2
- coefficiente di smorzamento delle sospensioni anteriori= cs_1
- coefficiente di smorzamento delle sospensioni posteriori= cs_2
- rigidzze delle gomme anteriori e posteriori= k_1, k_2
- coefficienti di smorzamento delle gomme anteriori e posteriori= c_1, c_2
- velocità= V

Con questi dati si possono popolare le matrici di massa, smorzamento e rigidzza. Applicando il metodo della recettanza, spiegato nella [2], su Matlab si calcola la funzione di risposta in frequenza H del veicolo.

2.1.3 Caratterizzazione della strada

Per eseguire la caratterizzazione della strada si è reso necessario tradurre le PSD calcolate nel dominio temporale in PSD calcolate nel dominio spaziale. Questo è un passaggio molto delicato ed è stato portato a termine in modo conforme alle linee guida fornite dalla normativa BS ISO 8608:2016 [3], che riguarda le vibrazioni meccaniche associate alla rugosità delle strade e il modo in cui si possono caratterizzare quest'ultime.

Si sono trasformate, per prima cosa, le frequenze dal dominio temporale al dominio spaziale, legate dalle seguenti relazioni [3]:

$$f = n \cdot v \quad (2.29)$$

$$\omega = \Omega \cdot v \quad (2.30)$$

In cui:

- f =frequenza temporale [Hz]
- n =frequenza spaziale [cicli/m]
- ω =frequenza angolare temporale [rad/s]
- Ω =frequenza angolare spaziale [rad/m]
- v =velocità [m/s]

La frequenza spaziale n è il reciproco della lunghezza d'onda λ [m], un parametro che risulterà utile per caratterizzare la strada.

Symbol	Description	Unit
B_e	Frequency resolution	cycles/m
f	Time frequency	Hz
$G_d(\cdot)$	Displacement PSD	m^3
$G_v(\cdot)$	Velocity PSD	m
$G_a(\cdot)$	Acceleration PSD	m^{-1}
$G_1(\cdot)$	PSD of track 1	—
$G_2(\cdot)$	PSD of track 2	—
$G_{12}(\cdot)$	Cross spectrum between tracks 1 and 2	—
l	Wheelbase	m
n	Spatial frequency	cycles/m
t	Time	s
v	Vehicle speed	m/s
γ^2	Coherence function	—
σ^2	Variance	
ω	Angular frequency (= $2\pi f$)	rad/s
Ω	Angular spatial frequency (= $2\pi n$)	rad/m

NOTE The indication (·) means that the parameter of the function can be spatial frequency (n) or angular spatial frequency (Ω).

Tabella 2.1 - Simboli ed unità di misura di grandezze tipiche dello studio delle vibrazioni ISO 8608 [2]

La tabella (2.1) riporta le unità di misura delle principali grandezze coinvolte nello studio delle vibrazioni meccaniche associate alla rugosità della strada. Si può immediatamente notare che la PSD nel dominio spaziale, come è possibile in quello temporale, può essere espressa in termini di spostamento, velocità o accelerazione con le opportune unità di misura.

Le unità di misura delle PSD spaziali possono sembrare incomprensibili, perciò vengono ricavate. Essendo la PSD una densità spettrale di potenza è un'ampiezza², riferendola, in termini di spostamento, alla risoluzione in frequenza spaziale $d\Omega$ si ottiene per definizione [3]:

$$[G_d] = [m^3] = \frac{[m^2]}{\left[\frac{rad}{m}\right]} \quad (2.31)$$

Il concetto di risoluzione in frequenza spaziale è uguale al concetto di risoluzione in frequenza temporale. Ad esempio, una risoluzione in frequenza di 5 Hz vuol dire che viene calcolato, nel dominio delle frequenze, un punto ogni 5 Hz. Nel caso della risoluzione in frequenza spaziale viene calcolato un punto ogni tot. metri, a seconda della velocità di avanzamento.

Si può definire la variabile indipendente spaziale x a velocità costante come:

$$x = V \cdot t \quad (2.32)$$

Le considerazioni che seguono valgono solo a velocità di avanzamento del veicolo costante. Nella normativa [3] la grandezza v non è la derivata nel tempo dello spostamento verticale del profilo stradale z ma la sua derivata parziale rispetto alla coordinata longitudinale x .

$$v = \frac{dz}{dx} \quad (2.33)$$

Questa grandezza v è usata per indicare la PSD della strada espressa in termini di “velocità”: G_v = “velocity PSD”.

La risposta a regime di un sistema dinamico lineare eccitato da una forzante armonica sarà anch’essa armonica con la stessa frequenza della forzante. Ogni segnale periodico può essere scomposto in una somma di contributi armonici calcolabili attraverso la trasformata di Fourier del segnale.

$$z(x) = Z \sin(\Omega x) \quad (2.34)$$

Nell’ipotesi di velocità di avanzamento $V=dx/dt$ costante si ottiene sostituendo l’espressione della coordinata x :

$$z(t) = Z \sin(\Omega V t) = Z \sin(\omega t) \quad (2.35)$$

Dalla precedente si ricava il legame tra la frequenza spaziale angolare Ω [rad/m] e la frequenza temporale angolare ω [rad/s], che vale $\Omega=\omega/V$.

Derivando rispetto al tempo si ricavano le velocità e le accelerazioni:

$$\dot{z} = \frac{dz}{dt} = \omega Z \cos(\omega t) \quad (2.36)$$

$$\ddot{z} = \frac{d^2z}{dt^2} = -\omega^2 Z \sin(\omega t) \quad (2.37)$$

dove Z , (ωZ) e $(\omega^2 Z)$ sono le ampiezze di oscillazione di spostamento velocità e accelerazione. Applicando le suddette equazioni al dominio dello spazio e ricordando che $\Omega=\omega/V$ si scrive:

$$z = Z \sin(\Omega x) \quad (2.38)$$

$$v = \frac{dz}{dx} = \Omega Z \cos(\Omega x) \quad (2.39)$$

Il termine $\Omega \cdot Z$ è l’ampiezza dell’armonica relativa alla velocità; ricordando che la PSD è definita dal quadrato di un’ampiezza riferita alla risoluzione in frequenza si può affermare che:

$$G_v = \frac{Z^2 \Omega^2}{d\Omega} = \frac{Z^2}{d\Omega} \Omega^2 = G_a \Omega^2 \quad (2.40)$$

$$G_v = \frac{\left(\frac{\omega}{V} Z\right)^2}{d\Omega} \quad (2.41)$$

$$[G_v] = \left[\frac{\frac{rad^2}{s^2}}{\frac{m^2}{s^2}} m^3 \right] = [m] \quad (2.42)$$

Nella precedente formula (2.42) per il calcolo dell'unità di misura della PSD spaziale riferita alla velocità (G_v) non è presente, a denominatore, il termine che normalizza rispetto alla risoluzione in frequenza, poiché questo fattore è già incluso nel termine ($Z^2/d\Omega$). Quanto appena affermato è ricavabile dall'equazione della G_d :

$$z = Z \sin(\Omega x) \quad (2.43)$$

$$G_d = \frac{Z^2}{d\Omega} = \left[\frac{m^2}{\frac{rad}{m}} \right] = [m^3] \quad (2.44)$$

È stato dimostrato, dunque, che $\left[\frac{Z^2}{d\Omega} \right] = [m^3]$.

Per la PSD spaziale riferita all'accelerazione si può proseguire il ragionamento facendo un'ulteriore derivata:

$$a = \frac{d^2 z}{dx^2} = -\Omega^2 Z \sin(\Omega x) \quad (2.45)$$

Si ricava analogamente a quanto fatto nel caso della velocità v la PSD nel dominio spaziale riferita all'accelerazione G_a "acceleration PSD", come specificato nella normativa [3], cioè come derivata seconda dello spostamento verticale z rispetto alla coordinata longitudinale x :

$$G_a = \frac{\left(-\frac{\omega^2}{V^2} Z \right)^2}{d\Omega} \quad (2.46)$$

$$[G_a] = \left[\frac{\frac{rad^4}{s^4}}{\frac{m^4}{s^4}} m^3 \right] = [m^{-1}] \quad (2.47)$$

Dai dati sperimentali è possibile calcolare la PSD riferita all'accelerazione nel dominio temporale mediante il metodo di Welch; da questa si ricava la PSD riferita all'accelerazione nel dominio spaziale, dopo aver individuato la relazione che lega le due PSD attraverso la seguente dimostrazione.

$$\ddot{z} = -\omega^2 Z \sin(\omega t) \quad (2.48)$$

$$G_{a,temporale} = \frac{(-\omega^2 Z)^2}{d\omega} = \frac{\omega^4 Z^2}{d\omega} \quad (2.49)$$

$$G_{a,spaziale} = \frac{(-\Omega^2 Z)^2}{d\Omega} = \frac{\left(-\frac{\omega^2}{V^2} Z \right)^2}{d\Omega} = \frac{\omega^4 Z^2}{V^4 d\Omega} \quad (2.50)$$

Eguagliando i termini $\omega^4 Z^2$ delle equazioni (2.49) e (2.50) si ha:

$$G_{a,temporale} d\omega = G_{a,spaziale} d\Omega V^4 \quad (2.51)$$

$$\frac{G_{a,temporale} d\omega}{d\Omega} = G_{a,spaziale} V^4 \quad (2.52)$$

Ricordando $\omega = \Omega V$ si ha:

$$G_{a,spaziale} = \frac{G_{a,temporale}V}{V^4} = \frac{G_{a,temporale}}{V^3} \quad (2.53)$$

Questa espressione risulta molto utile in quanto consente di passare agevolmente dal dominio temporale, tipico delle misure, a quello spaziale tipico della rappresentazione delle strade. Per chiarezza si precisa che per $a_{spaziale}$ si intende $\frac{d^2z}{dx^2}$ mentre per $a_{temporale}$ si intende $\frac{d^2z}{dt^2}$.

Da una verifica dimensionale si ritrovano le unità di misura corrette:

$$[m^{-1}] = \left[\begin{array}{cc} \frac{m^2}{s^4} & 1 \\ \frac{rad}{s} & \frac{m^3}{s^3} \end{array} \right] \quad (2.54)$$

A partire dalla G_a nel dominio spaziale è possibile passare alla G_d nel dominio spaziale mediante le relazioni della normativa [3]:

$$G_a(n) = (2\pi n)^4 \cdot G_d(n) \quad (2.55)$$

$$G_a(\Omega) = \Omega^4 \cdot G_d(\Omega) \quad (2.56)$$

Questa trasformazione risulta utile per poter essere in grado di caratterizzare la strada percorsa durante la prova andando a stimare degli appositi coefficienti presenti sulla normativa, ovvero c e n .

In riferimento al grafico in figura (2.6) si può affermare che se la forzante del sistema dinamico, ovvero l'input stradale, sia la stessa si può ritenere, con relativa certezza, che ci si muove sempre sulla stessa retta.

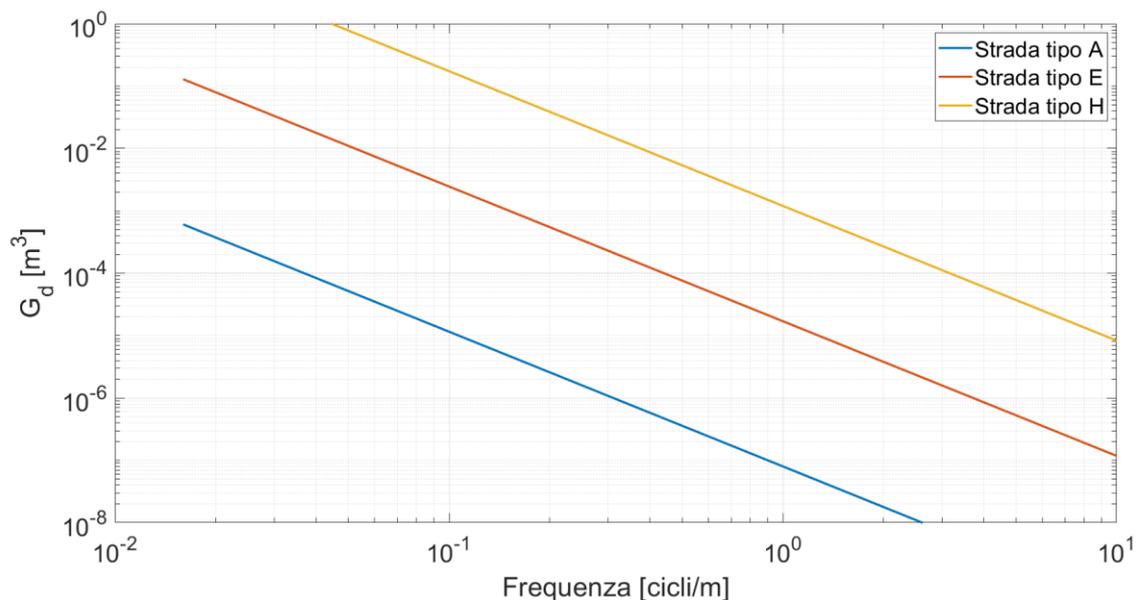


Figura 2.6 - Grafico per determinare il tipo di strada normativa ISO 8608

Una volta identificata la retta che descrive la distribuzione delle frequenze spaziali lungo il profilo stradale si ha la garanzia di muoversi sempre sulla stessa retta. Considerando lo stesso input stradale si può andare a monitorare la caratteristica del sistema meccanico che si sta misurando.

Bisogna calcolare, a questo punto, la Power Spectral Density (PSD) della strada sia nel dominio spaziale che temporale (figura 2.7) con le seguenti relazioni [2]:

$$\bar{S} = c\bar{\omega}^{-n} \quad (2.57)$$

$$S = cv^{n-1}\omega^{-n} \quad (2.58)$$

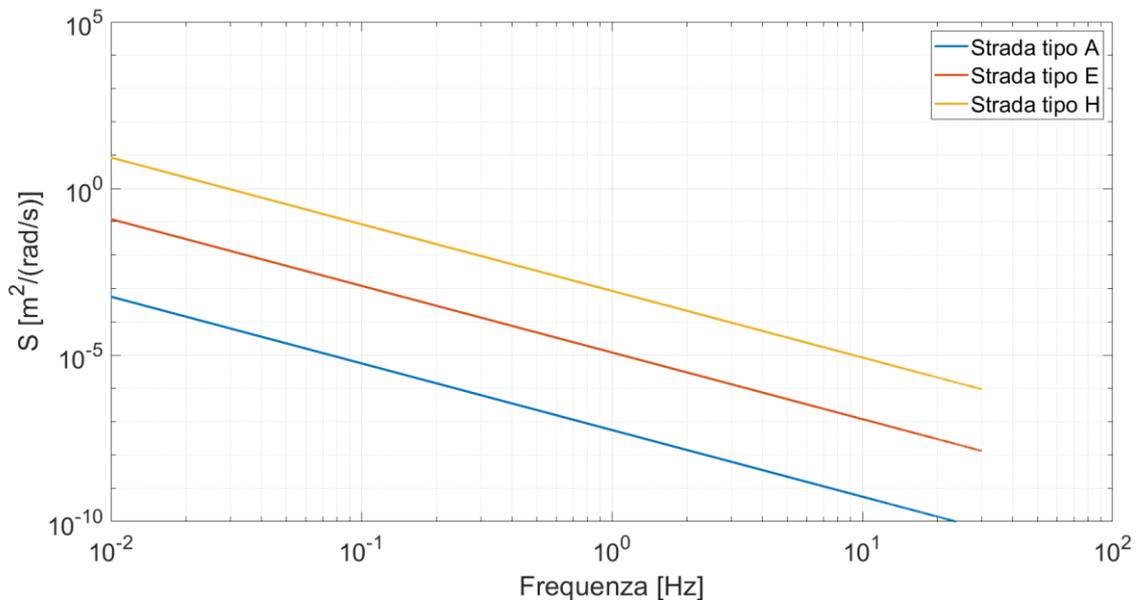
In cui:

- c =parametro della strada [m^3], definisce l'offset della curva
- n =parametro della strada, definisce la pendenza della curva
- $\bar{\omega}$ =frequenza spaziale [cicli/m]
- ω =frequenza [Hz]
- \bar{S} =PSD della strada riferita allo spostamento nel dominio spaziale [m^3]
- S =PSD della strada riferita allo spostamento nel dominio temporale [m^2/Hz]

Il valore del parametro c del modello è impostato in modo diverso a seconda del tipo di strada, in modo conforme alla normativa [3], mentre il parametro n è mantenuto costante. Le strade considerate hanno i seguenti parametri:

	Strada A	Strada E	Strada H
$c [m^3]$	$8 \cdot 10^{-8}$	$1,7 \cdot 10^{-5}$	$1,2 \cdot 10^{-3}$
n	2,16	2,16	2,16

Tabella 2.2 - Parametri delle strade



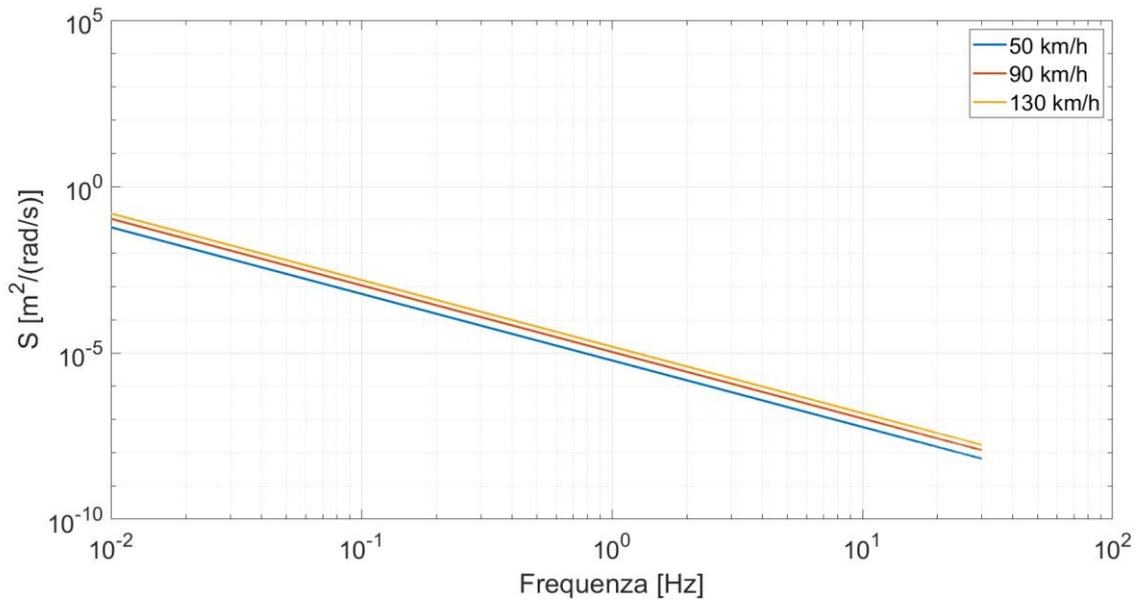


Figura 2.7 - PSD nel dominio temporale diversi profili stradali random e diverse velocità a parità di strada (tipo E)

2.1.4 Risposta del veicolo ad un profilo stradale definito in modo random

Conoscendo la densità di potenza spettrale della strada S e la funzione di risposta in frequenza del veicolo è possibile calcolare la risposta del veicolo all'ingresso random stradale, in funzione della frequenza angolare ω con la relazione [2]:

$$S_r(\omega) = H^2(\omega)S(\omega) \quad (2.59)$$

$S(\omega)$ corrisponde alla G_d temporale $[\text{m}^2/\text{rad/s}]$, mentre S_r è la PSD che può essere valutata direttamente da misure accelerometriche a bordo del veicolo.

Nella figura (2.8) è riportato l'andamento della S_r in funzione della frequenza temporale in scala logaritmica. Si osserva che, al peggiorare della strada, la S_r ha lo stesso andamento traslato verso valori di PSD più alti, quindi il tipo di strada, ovvero il tipo di ingresso, incide sull'offset della curva ma non sulla sua forma, per la quale entrano in gioco altri fattori, come si vedrà più avanti.

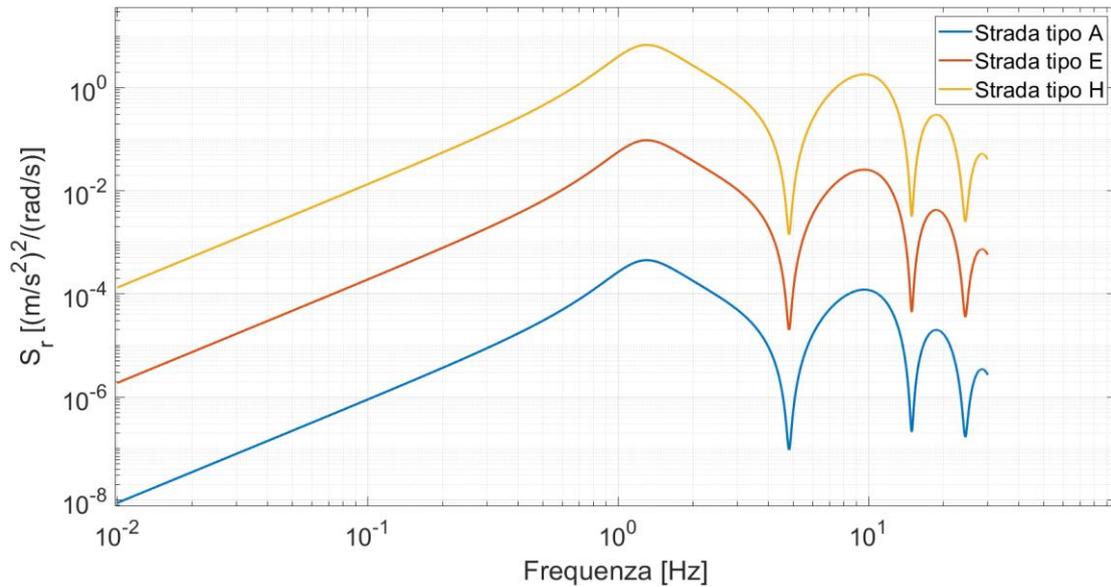


Figura 2.8 - PSD risposta del veicolo ad un ingresso random stradale

Il procedimento sopra esposto è servito per ricavare le curve del modello matematico utilizzando un veicolo di riferimento fittizio ad una velocità costante di 100 km/h. Il passo successivo consiste nell'applicare il modello ai veicoli reali utilizzati nelle prove ed osservare il suo comportamento.

2.1.5 Stima dei parametri incogniti dei veicoli reali

Si deve tenere presente che, nel caso del veicolo reale, l'unico dato noto con certezza è la $S_r(\omega)$, la quale non è altro che la PSD nel dominio temporale, in scala lineare, riferita all'accelerazione che è stata calcolata con il metodo di Welch utilizzando i dati sperimentali relativi all'accelerazione provenienti dai diversi sensori.

Invece, H ed S del veicolo reale sono incognite che si possono stimare ponendo valori ragionevoli di masse, rigidità, smorzamenti e parametri stradali dal caso teorico, come citato in precedenza. Gli unici parametri noti sono la massa totale e il passo L : gli altri parametri sono stati stimati scalando opportunamente i parametri del veicolo di riferimento in rapporto alle masse e al passo del veicolo reale.

Le masse non sospese sono state stimate come 10% della massa totale del veicolo ed è stato aggiunto un fattore correttivo di ± 10 per tenere conto che la massa non sospesa anteriore è leggermente maggiore di quella posteriore in quanto i veicoli sono tutti a trazione anteriore e, di conseguenza, l'asse anteriore ha la massa del differenziale in più rispetto al posteriore.

$$m_1 = \left(m_{tot} \cdot \frac{0.1}{2}\right) + 10 \quad (2.60)$$

$$m_2 = \left(m_{tot} \cdot \frac{0.1}{2}\right) - 10 \quad (2.61)$$

Con queste informazioni si può ricavare il valore della massa sospesa. Il momento di inerzia J_y è ricavato utilizzando scalando la massa ed il passo nel seguente modo:

$$J_y = J_{y,ref} \cdot \frac{m_{tot}}{m_{tot,ref}} \cdot \frac{L}{L_{ref}} \quad (2.62)$$

Dopodiché si scalano gli altri parametri:

$$a_1 = a_{1,ref} \cdot \frac{L}{L_{ref}} \quad (2.63)$$

$$k_s = k_{s,ref} \cdot \frac{m}{m_{ref}} \quad (2.64)$$

I coefficienti di smorzamento degli ammortizzatori sono stati ricavati dallo smorzamento ottimo, calcolato dalla [2]:

$$c_{ott} = \sqrt{m \cdot \frac{k_{s_1} + k_{s_2}}{2} \cdot \frac{(k_1 + k_2 + 2 \cdot (k_{s_1} + k_{s_2}))}{k_1 + k_2}} \quad (2.65)$$

$$c_s = \frac{c_{ott}}{c_{s_1,ref} + c_{s_2,ref}} \cdot \frac{c_{s,ref}}{1.2} \quad (2.66)$$

Anche la relazione (2.66) deriva dalla [2].

I coefficienti di smorzamento delle gomme sono stati mantenuti costanti mentre, trattandosi di veicoli più piccoli rispetto a quello di riferimento, la rigidità degli pneumatici è stata ridotta del 20%. Nella tabella (2.3) sono schematizzati i risultati ottenuti per tutti i veicoli:

	Ref. Vehicle	CE City Car (4Cyl)	E City Car	CE City Car (3Cyl)	E Quadricycle
m_{tot} [kg]	1950	950	1070	935	650
m_1 [kg]	90	57.5	63.5	56.75	42.50
m_2 [kg]	70	37.5	43.5	36.75	22.50
m [kg]	1790	855	963	841.5	585
J_y [kg m ²]	3293	1.28e+03	1.52e+03	1.03e+03	6.91e+02
L [m]	2.885	2.30	2.43	1.87	1.82
a_1 [m]	1.45	1.16	1.22	0.94	0.91
a_2 [m]	1.435	1.14	1.21	0.93	0.91
ks_1 [N/m]	5.82e+04	2.78e+04	3.13e+04	2.74e+04	1.90e+04
ks_2 [N/m]	6.3e+04	3.01e+04	3.39e+04	2.96e+04	2.06e+04
cs_1 [Ns/m]	5.46e+03	2.49e+03	2.83e+03	2.45e+03	1.67e+03
cs_2 [Ns/m]	4.31e+03	3.49e+03	3.86e+03	3.45e+03	2.52e+03
k_1 [N/m]	4.54e+05	3.63e+05	3.63e+05	3.63e+05	3.63e+05
k_2 [N/m]	4.54e+05	3.63e+05	3.63e+05	3.63e+05	3.63e+05
c_1 [Ns/m]	100	100	100	100	100
c_2 [Ns/m]	100	100	100	100	100

Tabella 2.3 - Stima dei parametri incogniti dei veicoli reali

Grazie a questi dati si può calcolare la PSD del veicolo reale con il modello teorico e diagrammarla in funzione della frequenza, ad esempio per il veicolo CE City Car (4Cyl) a 40 km/h (figura 2.9).

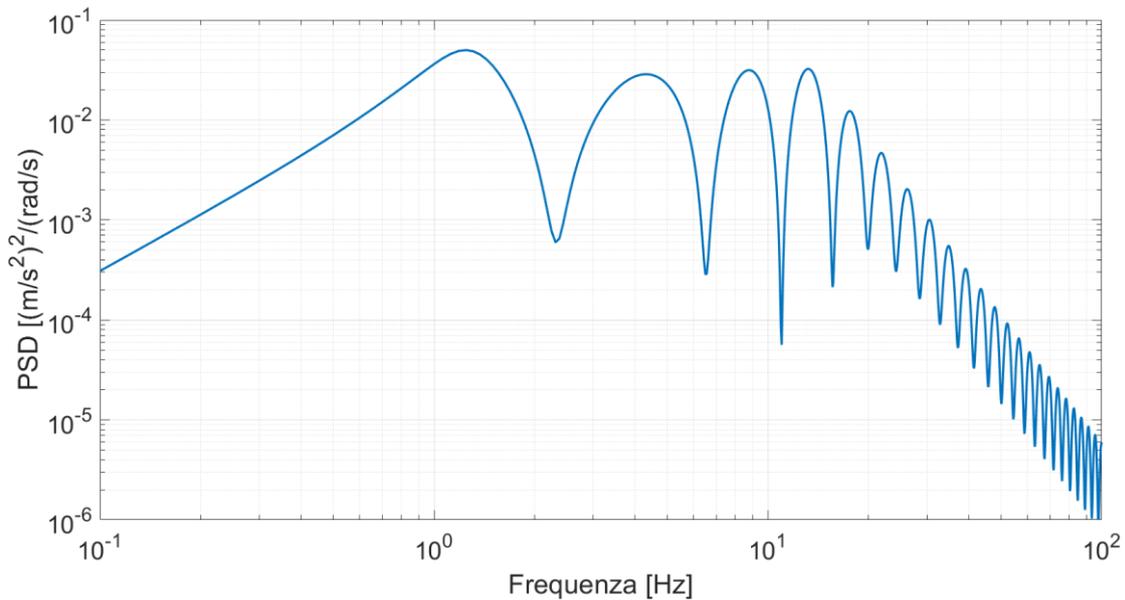


Figura 2.9 - PSD del veicolo reale a 40 km/h calcolata con il modello matematico

2.2 Analisi sperimentale del comfort vibrazionale di un autoveicolo

In questo paragrafo vengono illustrate le varie fasi dell'analisi dei dati sperimentali, partendo dalla descrizione dei veicoli e del sistema di acquisizione utilizzato. Viene posta una particolare attenzione alla metodologia di analisi dei dati e identificazione delle strade percorse.

Le prove sono state svolte a diverse velocità, mantenute costanti durante tutta la durata della prova, su due tipologie di strade: asfalto e ciottolato.

2.2.1 Specifiche tecniche dei veicoli utilizzati

Le prove sono state eseguite su quattro veicoli, tutti appartenenti al segmento delle City Car. Due veicoli sono spinti da un propulsore termico e due da un propulsore puramente elettrico, due veicoli sono a quattro posti e due, invece, possono ospitare soltanto due passeggeri. La tabella (2.4) mostra le principali caratteristiche tecniche dei quattro veicoli [4].

Veicolo	CE City Car (4Cyl)	E City Car	CE City Car (3Cyl)	E Quadricycle
Modello	Fiat 500	Bluecar	Smart Fortwo	Steve
Classe di omologazione	M1	M1	M1	L7e
Layout motore	Anteriore, FWD		Anteriore, FWD	
Carrozzeria	3 porte-berlina	3 porte-berlina	3 porte-berlina	3 porte-berlina
Motore	1.2L 4 cilindri (benzina), 69 CV	Elettrico, 68 CV	1.0L 3 cilindri (benzina), 71 CV	Elettrico, 16 CV
Batteria [V]	12	300-450	12	72
Capacità batteria [kWh]	-	30	-	10.08

Trasmissione	5 marce manuale	Monomarcia	6 marce automatico a doppia frizione	Monomarcia
Passo [m]	2.300	2.430	1.873	1.815
Lunghezza [m]	3.570	3.650	2.695	2.830
Larghezza [m]	1.630	1.700	1.663	1.500
Altezza [m]	1.490	1.610	1.555	1.565
Numero posti	4	4	2	2
Massa [kg]	950	1070	935	650

Tabella 2.4 - Specifiche tecniche dei veicoli



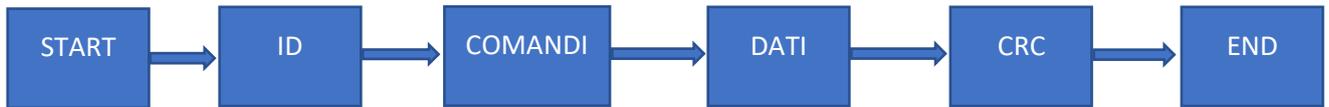
Figura 2.10 - Immagini dei veicoli utilizzati

2.2.2 Sistema di acquisizione dati

Il sistema di acquisizione dati utilizzato durante le prove è uno SCADAS a 16 canali analogici prodotto dalla Siemens. Le uniche grandezze che è possibile estrarre dalla torcia, come misure analogiche, sono la velocità laterale e la velocità longitudinale: combinandole è possibile calcolare l'angolo di assetto e la velocità assoluta.

Le altre grandezze si possono estrarre mediante la rete CAN e altri protocolli di comunicazione [5]. CAN è l'acronimo di Control Area Network e definisce un vero e proprio protocollo di rete di bordo, in cui un singolo doppino che fa da bus collega tra loro tutte le centraline presenti nel sistema, che possono così dialogare tra loro scambiandosi informazioni. Questo tipo di connessione di rete lavora in modalità multimaster-multislave, ovvero le unità connesse al bus (nodi) lavorano o come master, inviando e ricevendo informazioni, o come slave, ricevendo soltanto informazioni e fornendone a richiesta. Il protocollo CAN stabilisce la struttura del pacchetto di informazioni che deve viaggiare lungo la rete secondo i seguenti criteri: inizio del

pacchetto dati, identificatore del messaggio, tipo di messaggio, pacchetto dati trasmessi, codice rilevamento errori, informazioni di chiusura del pacchetto dati.



I sistemi per misure di vibrazioni, come lo SCADAS, hanno integrati i filtri anti-aliasing che applicano un filtro hardware tarato appena al di sotto della frequenza di Nyquist della misura che si deve effettuare, così si è sicuri di non avere aliasing all'interno del segnale. I sistemi di acquisizione più economici, che non nascono per le misure di vibrazioni, non hanno filtri anti-aliasing integrati. È difficile predire in assoluto quale sarà l'informazione misurata, però ci possono essere delle frequenze molto alte che magari derivano da rumori elettromagnetici, cavi che passano nelle vicinanze ecc.

Ci sono tanti motivi per cui ci possono essere delle misure fuori dal range di frequenza di interesse, per questo è molto importante, prima di effettuare la misura, tagliare queste frequenze in modo significativo altrimenti compaiono come alias frequenze e non sono più gestibili.

La protezione anti-aliasing, in un dispositivo SCADAS, è costituita da un filtro analogico seguito da un filtro digitale.

Nella figura (2.11) vengono mostrati i principali passaggi eseguiti da un sistema di acquisizione dati.

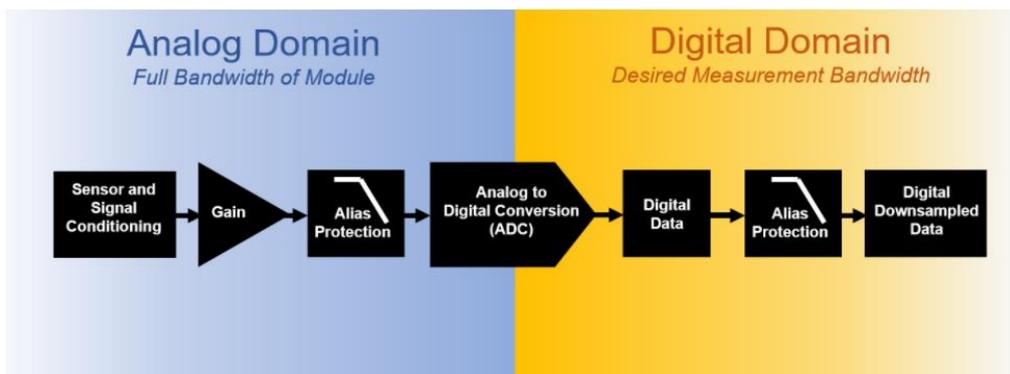


Figura 2.11 - Passaggio dal dominio analogico al dominio digitale [6]

Il diagramma a blocchi mostra il passaggio dal dominio analogico al dominio digitale. Quando un segnale analogico giunge nello SCADAS, viene applicato un filtro analogico tarato sulla frequenza massima del modulo, eseguendo così un sovra campionamento. Questo filtro ha un'attenuazione di 150 dB per ottava per prevenire l'aliasing durante la conversione del segnale da analogico a digitale. La suddetta operazione viene eseguita perché, a livello digitale, non si riesce a coprire con il filtro tutto il range di frequenza: le altissime frequenze, non potendo acquisire a frequenza infinita, non si potrebbero eliminare e per farlo si utilizza il filtro analogico tarato sulla massima frequenza di Nyquist della scheda, tanto si sa già che tutto quel contenuto in frequenza non potrà mai essere analizzato pertanto conviene attenuarlo con un potente filtro hardware (alias protection).

Dopodiché si procede con la conversione analogico/digitale alla frequenza massima di acquisizione, poi si applica un'alias protection digitale tarata sulla effettiva frequenza di acquisizione, infine si esegue il sotto campionamento dei dati.

I filtri anti-aliasing contengono dei componenti attivi e passivi [6]. Gli amplificatori operazionali fanno parte dei componenti attivi. I componenti passivi includono resistenze, induttanze e condensatori. I componenti passivi hanno la funzione di proteggere i componenti attivi da elevate frequenze ed elevati livelli di input.

Il costo elevato dei sistemi di acquisizione per vibrazioni è dovuto al fatto che c'è un convertitore analogico/digitale per ogni canale, condizione necessaria per eseguire il campionamento sincrono. Il vantaggio di questo metodo di campionamento è che, ad ogni istante, le informazioni ottenute sono

perfettamente fasate nel tempo: nelle misure di vibrazioni questo aspetto è importante in quanto la fase è una grandezza di interesse.

Il multiplexer presente nelle schede di acquisizione non per vibrazioni è un dispositivo elettronico che consente di avere un solo convertitore analogico/digitale per più canali; si condivide quindi lo stesso elemento per più canali in quanto è il più costoso: lo svantaggio è che si hanno tutti i segnali leggermente sfasati nel tempo.

Per ulteriori informazioni sui filtri anti-aliasing consultare la [6] e la [7].

2.2.2.1 Disturbi sul segnale

La trasformata di Fourier nella figura (2.12) viene riportata per visualizzare i disturbi provocati dall'inverter che è stato utilizzato per alimentare tutte le attrezzature. Si notano dei picchi man mano che ci si sposta verso le alte frequenze dovuti al fatto che l'inverter, oltre una frequenza di circa 50 Hz, produce un disturbo che si ripete ogni 100 Hz fino alla frequenza di Nyquist.

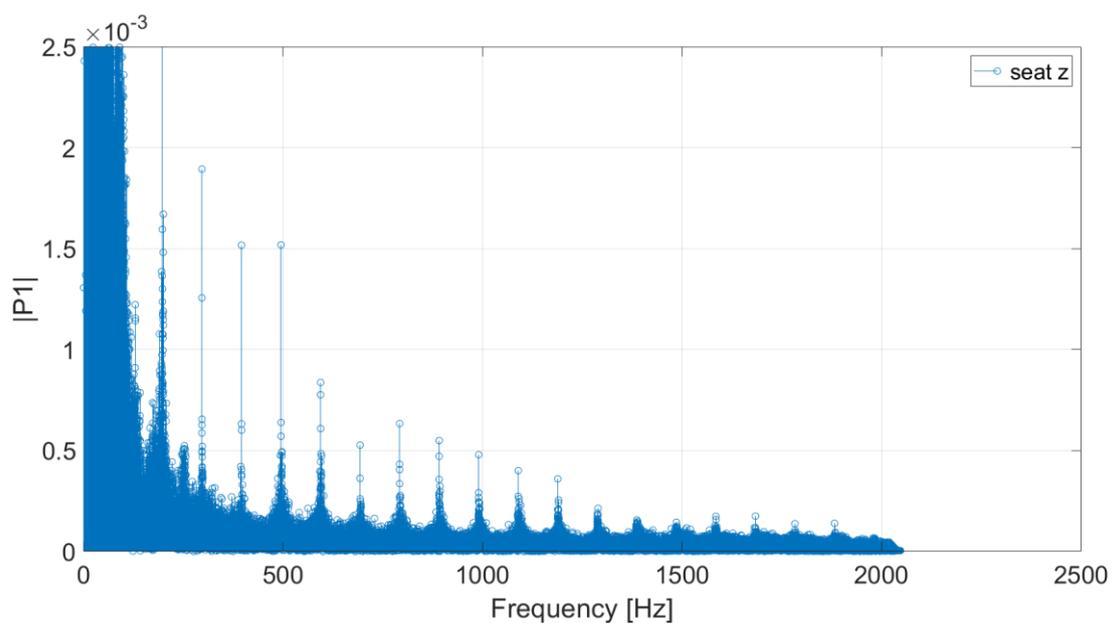


Figura 2.12 - Disturbi sul segnale nel dominio della frequenza

La valutazione del comfort, comunque, viene effettuata nell'intervallo compreso tra 0 e 50 Hz, quindi i disturbi non rientrano nell'intervallo di interesse.

Gli accoppiamenti elettromagnetici su segnali ci possono essere: un inverter che alimenta la strumentazione deve emulare la frequenza di rete (50 Hz), pertanto si crea un disturbo a 50 Hz e armoniche superiori.

I disturbi possono capitare se i cavi di segnale e i cavi di potenza sono vicini oppure i cavi non sono schermati, così le frequenze di alimentazione elettrica entrano dentro le misure. Se si utilizza un inverter per ricostruire le frequenze di rete si ha una frequenza di modulazione della PWM (Pulse Width Modulation), una tecnica usata per modulare il segnale trasportando con un segnale digitale un'informazione analogica, rappresentata dal valor medio del segnale digitale. Se la PWM lavora a 200 Hz ci si aspettano disturbi a 200 Hz e armoniche superiori.

I disturbi che entrano nelle misure non sono facili da identificare e rimuovere, in questo caso è sufficiente considerare solo l'intervallo di interesse per lo studio delle vibrazioni, all'interno del quale non ci sono i suddetti disturbi.

Lo SCADAS a 16 canali ha un'autonomia di circa mezz'ora, quindi è necessario alimentarlo utilizzando un inverter, rendendo inevitabile la presenza dei disturbi. Si può ovviare questo problema utilizzando un dispositivo più evoluto come lo SCADAS XS che può vantare un'autonomia di 4 ore, sufficiente per le prove e per escludere l'ausilio dell'inverter. La torcia funziona in corrente continua quindi si collega direttamente alla batteria e anche il pc ha un'autonomia sufficiente, quindi non sarebbe più necessario l'utilizzo dell'inverter.

In alternativa è possibile utilizzare un filtro passabasso tarando la sua frequenza di cut-off a 50 Hz. Nella pratica si è considerato solo l'intervallo di interesse per le vibrazioni, però si riporta un esempio di come si potrebbe procedere nel caso in cui si decidesse di filtrare ulteriormente il segnale come metodo per eliminare i disturbi. La scelta del filtro è ricaduta su un Butterworth passabasso di tipo digitale, del quale si elencano i vantaggi [7]:

- Non ha ripple nella banda passante e nemmeno nella stopbanda
- Risposta graduale a tutte le frequenze
- Nella banda passante l'output del filtro è circa zero
- Nella zona di transizione l'output scende gradualmente da zero a valori negativi (decrecita monotona)

Per la costruzione del filtro si è resa necessaria l'impostazione di diversi parametri:

- Ordine del filtro=3
- Frequenza di cut-off relativa

L'ordine del filtro è un parametro che consente di attenuare in modo sempre più significativo le frequenze al di sopra della frequenza di cut-off; aumentando l'ordine del filtro aumenta la sua pendenza dalla frequenza di cut-off in avanti.

La frequenza di cut-off relativa viene indicata con ω_n , deve essere un valore compreso tra 0 e 1, ed è definita dalla relazione [6]:

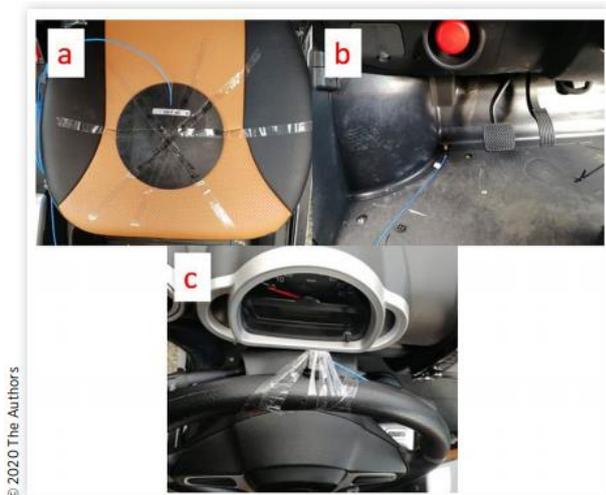
$$\omega_n = \frac{f_{cutoff}}{f_{Nyquist}} = \frac{50}{2048} = 0.024 \quad (2.67)$$

Questo filtro si può applicare per tutte le prove, in tutti i veicoli.

2.2.3 Posizionamento dei sensori

Tutti i veicoli sono stati equipaggiati con accelerometri triassiali collocati il più vicino possibile all'interfaccia con il corpo umano. Sono stati installati, in particolare, i seguenti sensori:

- Accelerometro triassiale PCB ICP Seat pad ISO 10326-1 posizionato sul sedile del guidatore
- Accelerometro triassiale PCB posizionato sul pavimento dove ci sono i piedi del guidatore
- Accelerometro triassiale PCB posizionato sul volante



© 2020 The Authors

Figura 2.13 - Posizionamento dei sensori nei veicoli [4]

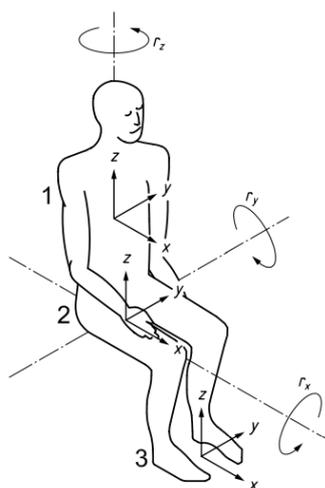


Figura 2.14 - Sistemi di riferimento e orientamento degli assi dei sensori [1]

Gli accelerometri sul sedile e sui piedi hanno l'orientamento locale degli assi x , y e z concorde all'orientamento degli assi del veicolo. Per quanto riguarda il volante il problema del posizionamento è più delicato, in quanto è stata fatta una scelta di compromesso tra la possibilità di bloccare bene il sensore e poter guidare in sicurezza non avendo cavi che ostacolano la corretta rotazione del volante. L'accelerometro è stato montato, pertanto, in modo tale che il suo asse z fosse orientato in modo concorde all'asse $-x$ del veicolo, come in figura, nella parte superiore del volante.

Le misure sono state condotte a velocità costante, per il driver l'indicazione di velocità proveniva dal tachimetro del veicolo; dato che mentre si guida non è facile stare attenti al tachimetro procedendo in sicurezza si è installata una torcia sulla portiera esterna lato passeggero in modo tale che, al termine della prova, si potesse verificare la validità della stessa andando a calcolare gli scostamenti di velocità longitudinale e laterale rispetto al valor medio della prova [4]. Gli scostamenti consentiti sono:

- ± 1 km/h per la velocità longitudinale
- $\pm 0,2$ km/h per la velocità laterale

Se durante una prova si è riusciti a mantenere accettabili queste due condizioni solo in un certo lasso di tempo, in post-processing si è ritagliata la storia temporale in modo da considerare solo l'intervallo in cui le condizioni vengono soddisfatte. Le misure di velocità longitudinale e laterale sono state usate, dunque, per capire se una prova è andata a buon fine. Combinando queste misure si sono ricavati l'angolo di assetto e la velocità assoluta.

Il modello di torcia utilizzato è un Kistler Correvit S-Motion 2055° [4], installato come nella figura (2.15).



Figura 2.15 - Torcia Kistler Correvit S-Motion 2055° [4]

Dall'immagine in figura (2.15) si nota una luce emessa dalla torcia verso l'asfalto: le misure ottenute sono di tipo ottico, infatti la luce viene riflessa dall'asfalto e ritorna alla torcia, permettendole di calcolare le velocità e l'angolo di assetto.

Le misure audio sono state eseguite avvalendosi di un microfono integrato nelle cuffie indossate dal driver. Sono cuffie strumentate che consentono di ascoltare e misurare grazie a due microfoni integrati che permettono di fare misure bi-neurali, in una sorta di modalità stereo.

2.2.4 Metodologia di analisi dei dati sperimentali

In questo paragrafo viene esposta la metodologia di lavoro applicata nell'analisi dei dati sperimentali provenienti dai sensori. Ciò è importante in quanto permette di comprendere i passaggi eseguiti e i grafici che seguiranno la trattazione dell'argomento. Viene utilizzata a titolo esemplificativo la prova su asfalto a 40 km/h della CE City Car (4 Cyl).

I primi grafici che vengono prodotti sono quelli in cui è visibile l'andamento delle accelerazioni dei vari sensori, in tutte le direzioni, in funzione del tempo (figura (2.16)).

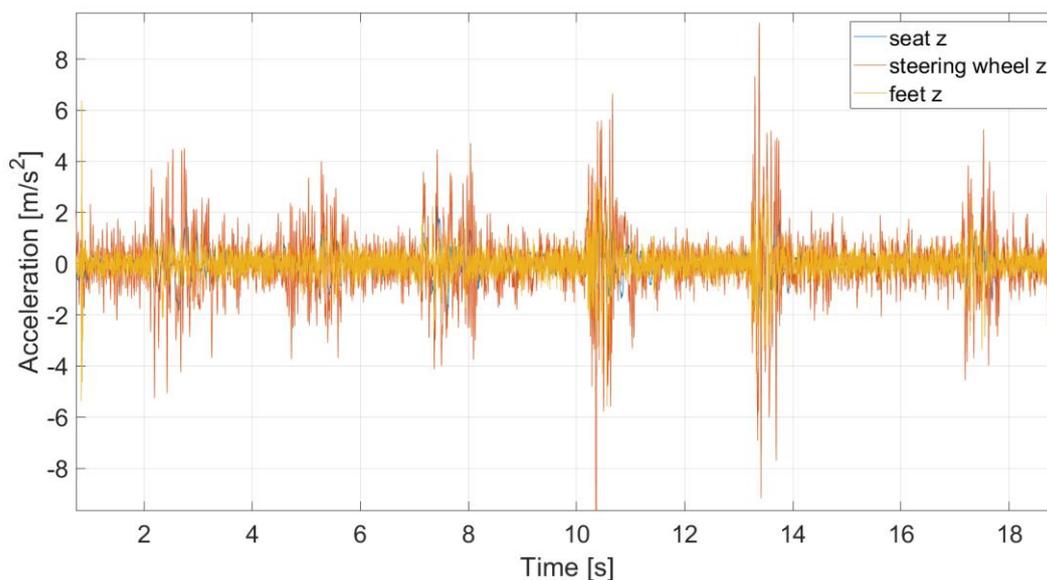


Figura 2.16 - Accelerazioni in funzione del tempo CE City Car (4 Cyl) asfalto 40 km/h

Con questo tipo di grafico si può osservare l'andamento delle accelerazioni su tutta la storia temporale della prova. Si vedono dei pacchetti di vibrazioni ogni tot secondi con dei picchi molto più alti della media: possono essere dovuti alla presenza di qualche ostacolo sulla strada, anche perché sono ad intervalli casuali. Si può andare ad isolare un pezzo di storia temporale in cui non ci sono questi picchi enormi.

Il passo successivo è quello di osservare il contenuto in frequenza del segnale, nel range di interesse per le valutazioni sul comfort, che si attesta tra 0-50 Hz, mediante la creazione di appositi spettrogrammi come quello in figura (2.17).

Dagli spettrogrammi si nota che, essendo prove a velocità costante, le frequenze rimangono costanti al variare del tempo. Questa verifica permette di proseguire l'analisi andando ad esaminare il contenuto in frequenza del segnale mediante le trasformate di Fourier (fft), di cui viene riportato un esempio in figura (2.18).

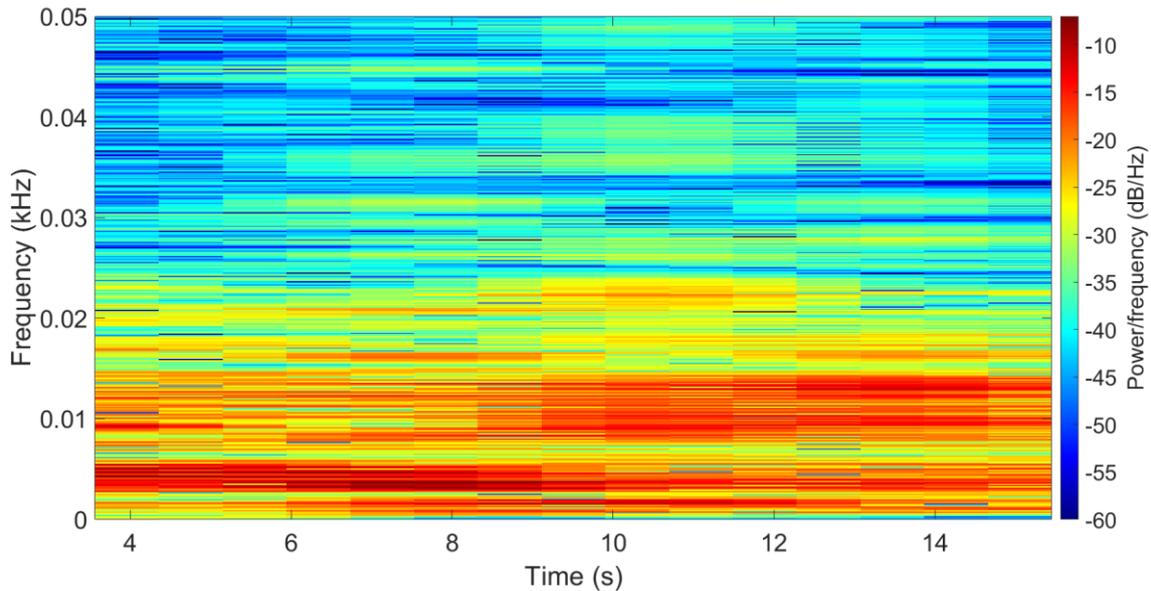


Figura 2.17 - Spettrogramma CE City Car (4 Cyl) asfalto 40 km/h

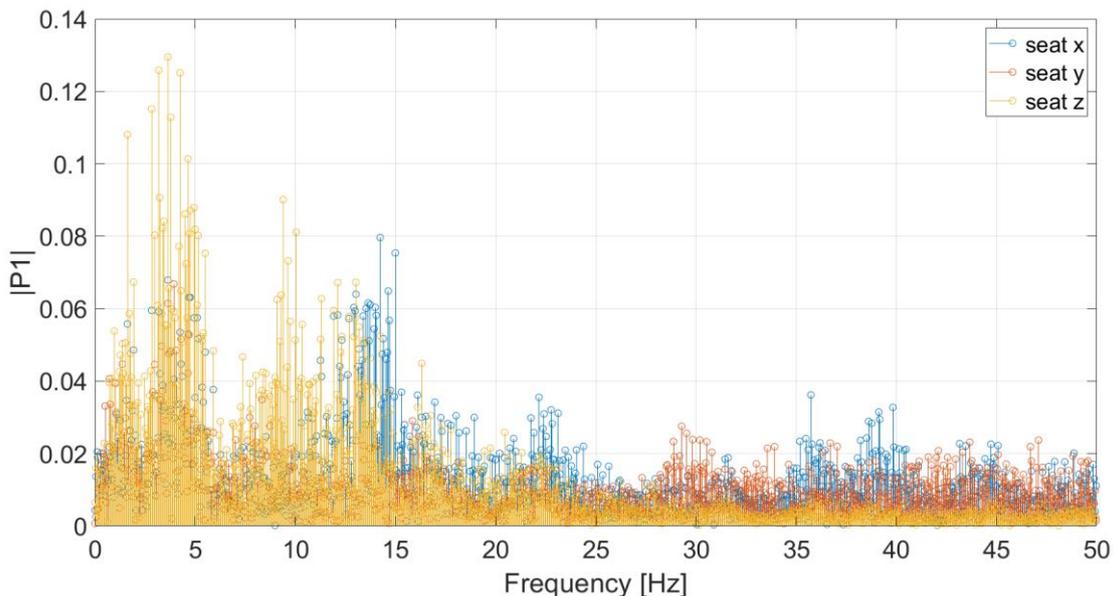


Figura 2.18 - Trasformata di Fourier CE City Car (4 Cyl) asfalto 40 km/h

La fft è un algoritmo che, dato un certo numero di punti nel dominio del tempo, dà lo stesso numero di punti nel dominio delle frequenze. Il limite della trasformata di Fourier è che non si riescono ad eliminare i fenomeni random, se non ricorrendo ad una opportuna finestrazione del segnale applicata prima del calcolo della fft.

Un metodo per effettuare questa operazione di finestrazione del segnale, in modo automatico, è il metodo di Welch, un algoritmo che parte dal presupposto che non si riesce ad ottenere in un colpo solo un risultato perfetto poiché, essendo dati sperimentali, si ha bisogno di mediare il comportamento del segnale ottenuto

su più secondi di simulazione, su un tempo lungo in modo da annullare i fenomeni random. Il comando Matlab per il metodo di Welch prende il nome di “pwelch”, pertanto da qui in avanti verrà chiamato in tal modo.

Pwelch possiede gli stessi input del comando spectrogram: divide il segnale in un certo numero di finestre in funzione del numero di punti; restituisce il segnale con una risoluzione migliore poiché non applica la trasformata di Fourier su tutto e vede il risultato, bensì applica la fft n volte a finestre di segnale, media il contenuto e dà un risultato molto più pulito, mediato, con una risoluzione in frequenza molto elevata rispetto alla semplice applicazione della fft.

A differenza dello spettrogramma, pwelch offre un risultato bidimensionale anziché tridimensionale; pwelch è la media del comportamento del sistema su tutta la storia temporale, mentre lo spettrogramma segue l’andamento temporale del segnale. Il comando pwelch fornisce in output la Power Spectral Density del segnale, in $(m^2/s^4)/Hz$, e il corrispondente contenuto in frequenza in Hz. L’unità di misura di questa PSD deriva dal fatto che:

$$PSD = \frac{A^2}{df} \quad (2.68)$$

dove:

- A=ampiezza
- df=risoluzione in frequenza

Il termine Power indica che, al posto del modulo, c’è un modulo al quadrato, ovvero una ampiezza al quadrato (A^2); il termine Density indica che l’ampiezza al quadrato è normalizzata rispetto alla risoluzione in frequenza dello spettro. La PSD, in questo caso, è riferita all’accelerazione ed è per questo che si parte dalla sua unità di misura (m/s^2) che, elevata al quadrato e divisa per la risoluzione in frequenza, porta ad avere i $(m^2/s^4)/Hz$.

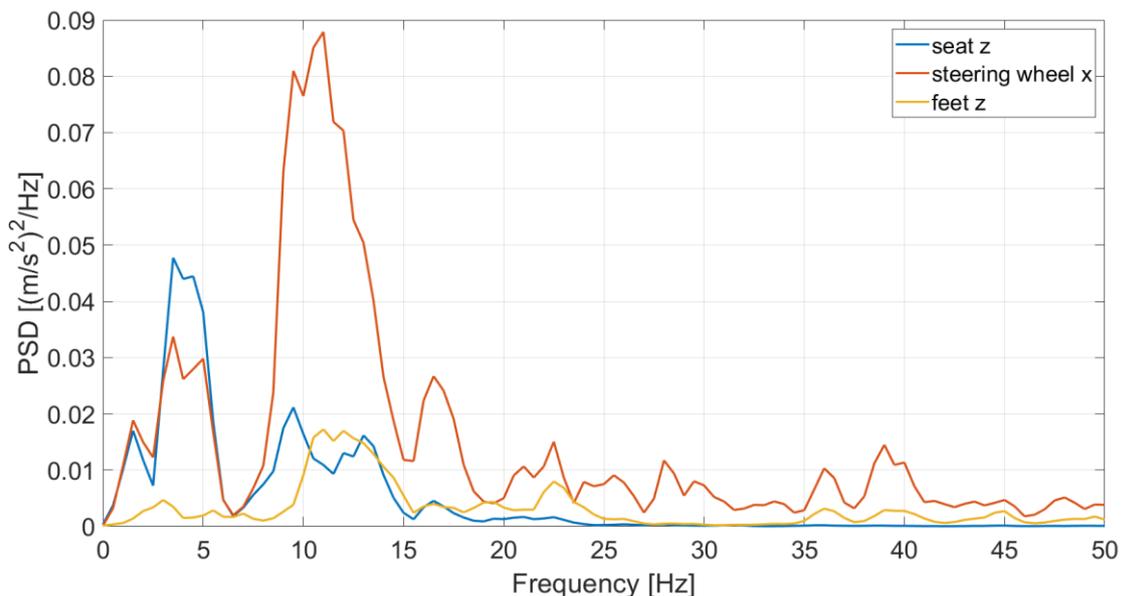


Figura 2.19 - Confronto PSD riferita all’accelerazione per diversi sensori a 40 km/h

La PSD riferita all'accelerazione della figura (2.19) può essere convertita in dB/Hz in modo da renderla confrontabile con i risultati forniti dagli spettrogrammi. Per effettuare questa conversione si è sfruttata la definizione di decibel e si è applicata alla PSD in scala lineare ottenuta dalla pwelch nel seguente modo:

$$PSD_{dB} = 10 \log_{10} PSD \quad (2.69)$$

Ne viene diagrammato un esempio in figura (2.20).

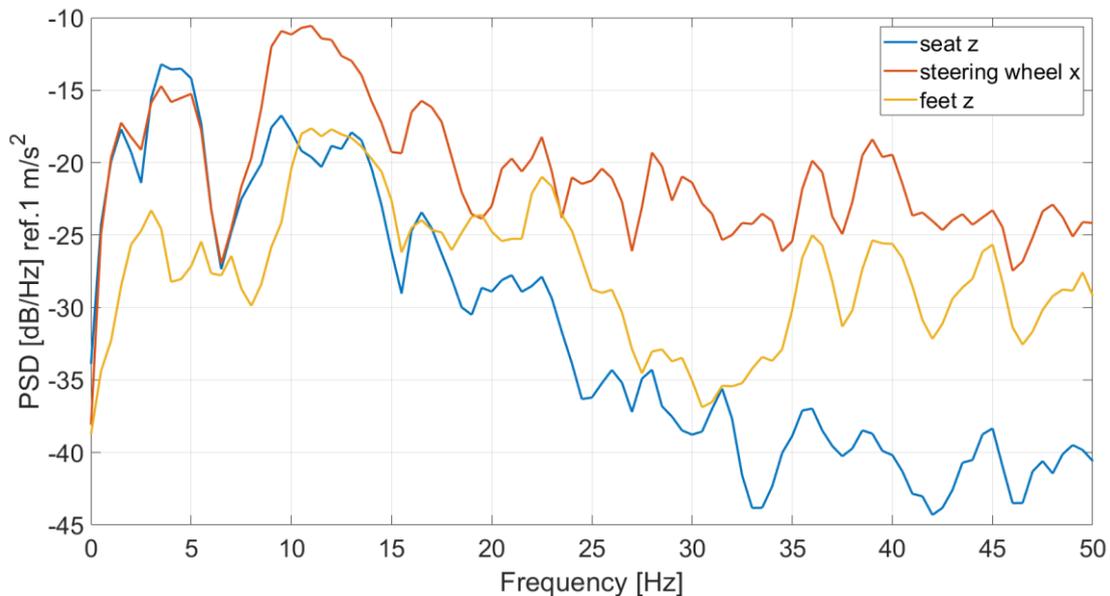


Figura 2.20 - Confronto PSD riferita all'accelerazione convertita in dB/Hz per diversi sensori asfalto 40 km/h

La pwelch va a sostituire, nella trattazione, la fft perché fornisce un risultato simile: il contenuto in frequenza del segnale senza tenere traccia del tempo.

2.2.5 Identificazione della rugosità delle strade

Si è calcolata la PSD sperimentale della strada utilizzando una PSD sperimentale derivante da un accelerometro, in questo caso posizionato sul sedile, e dalla funzione di trasferimento teorica del veicolo H in questo modo:

$$PSD_{road_z} = \frac{P\ddot{S}D_{road_z}}{H_{modello}^2} \left[\frac{m^2}{Hz} \right] \quad (2.70)$$

Nella formula (2.70) si tiene conto del modello di veicolo attraverso la funzione H e si nota nelle figure (2.21) e (2.24) ma a frequenze molto basse si vede che l'effetto del modello di veicolo è molto minore di quanto avviene ad alte frequenze.

Si è poi confrontata con la PSD della strada nel dominio temporale calcolata dal modello con la formula (2.58):

$$S_{modello} = c \cdot V^{n-1} \cdot \omega^{-n} \left[\frac{m^2}{Hz} \right] \quad (2.58)$$

Si è calibrato il parametro identificativo della strada c [m³] facendo un fitting di compromesso tra le curve sperimentali dei diversi veicoli con la curva del modello, nelle figure (2.21) e (2.24), nella zona a basse frequenze poiché la strada, ad una velocità così bassa, eccita le frequenze più basse e non ha un'energia sufficiente ad eccitare quelle più alte, come peraltro si nota dai grafici seguenti. Ad alte frequenze, infatti,

entra in gioco la componente dinamica del veicolo e il modello risulta avere una risposta in frequenza più alta dei dati sperimentali, quindi le alte frequenze non vanno considerate nella caratterizzazione della strada. Il parametro n viene mantenuto costante e pari a 2.16.

Dopo aver calibrato il parametro c si è eseguita una verifica della sua correttezza andando a confrontare la funzione H del modello con H sperimentale osservando che le due curve avessero all'incirca la stessa area sottesa, almeno nella zona a frequenze inferiori a 10 Hz.

Si è diagrammata, infine, la PSD nel dominio spaziale riferita allo spostamento ($G_d [m^3]$) del modello per poter entrare nella tabella della normativa [3] che consente di identificare il tipo di strada (figure (2.23) e (2.26)). Questo aspetto è stato trattato in modo approfondito nel paragrafo (2.1.3).

Nei paragrafi (2.2.5.1) e (2.2.5.2) vengono riportati i grafici ed i risultati ottenuti rispettivamente per asfalto e ciottolato.

2.2.5.1 Asfalto

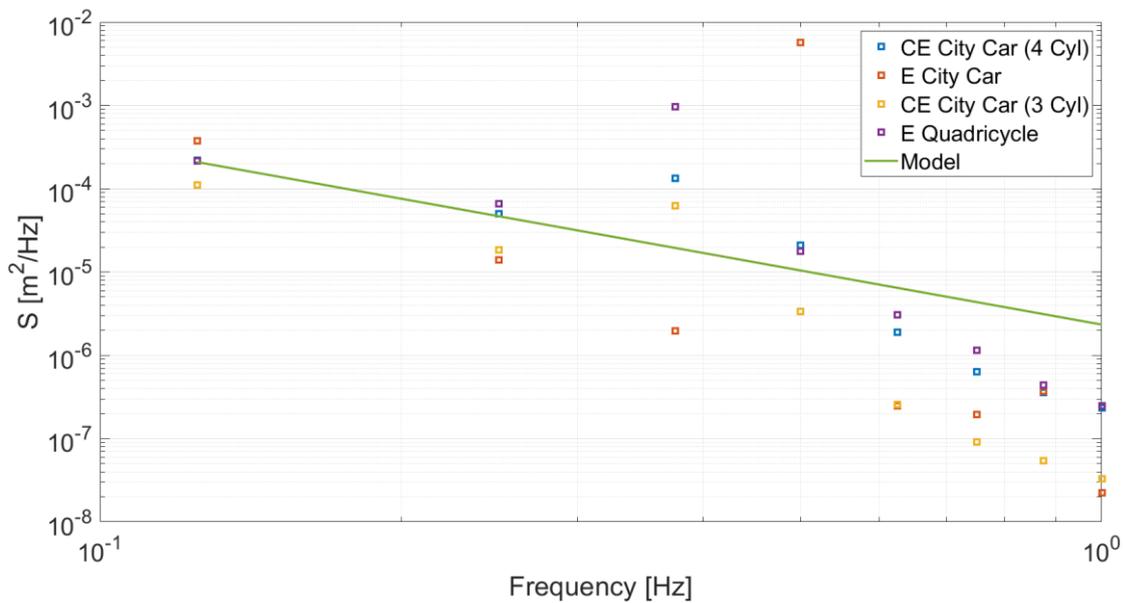


Figura 2.21 - Confronto PSD della strada tra modello e dati sperimentali CE City Car (4 Cyl) asfalto 5 km/h

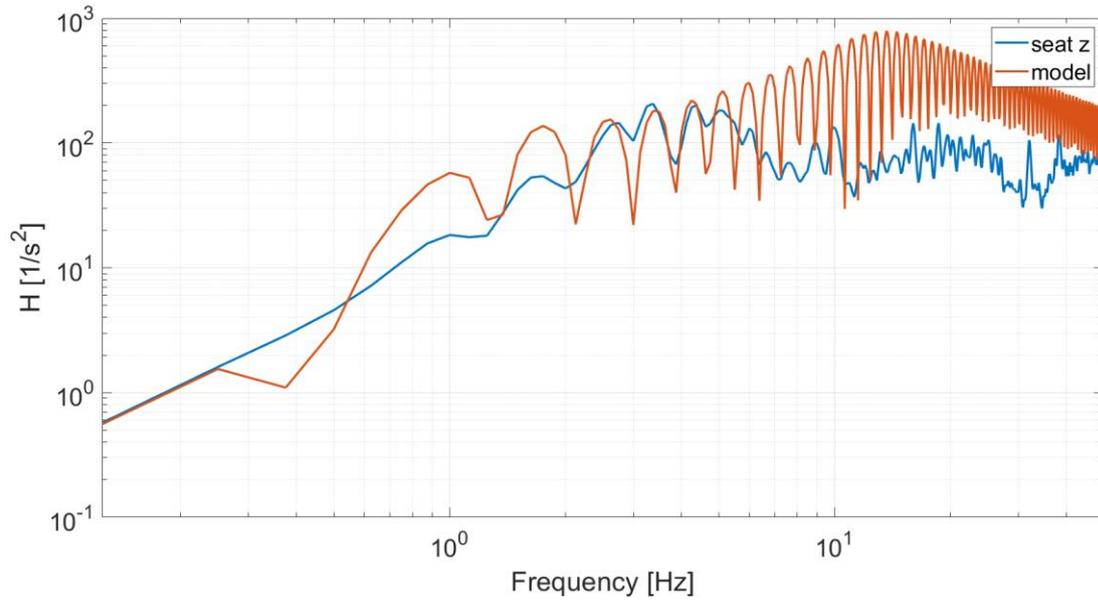


Figura 2.22 - Confronto H tra modello e dati sperimentali CE City Car (4 Cyl) asfalto 5 km/h

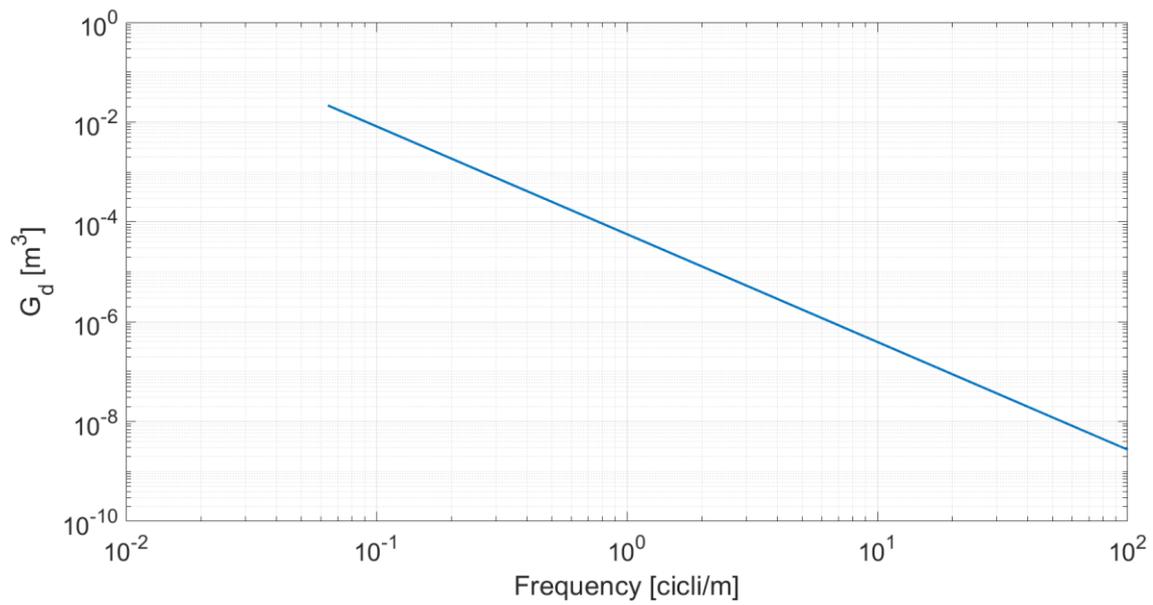


Figura 2.23 - PSD nel dominio spaziale riferita allo spostamento calcolata con il modello asfalto 5 km/h

2.2.5.2 Ciottolato

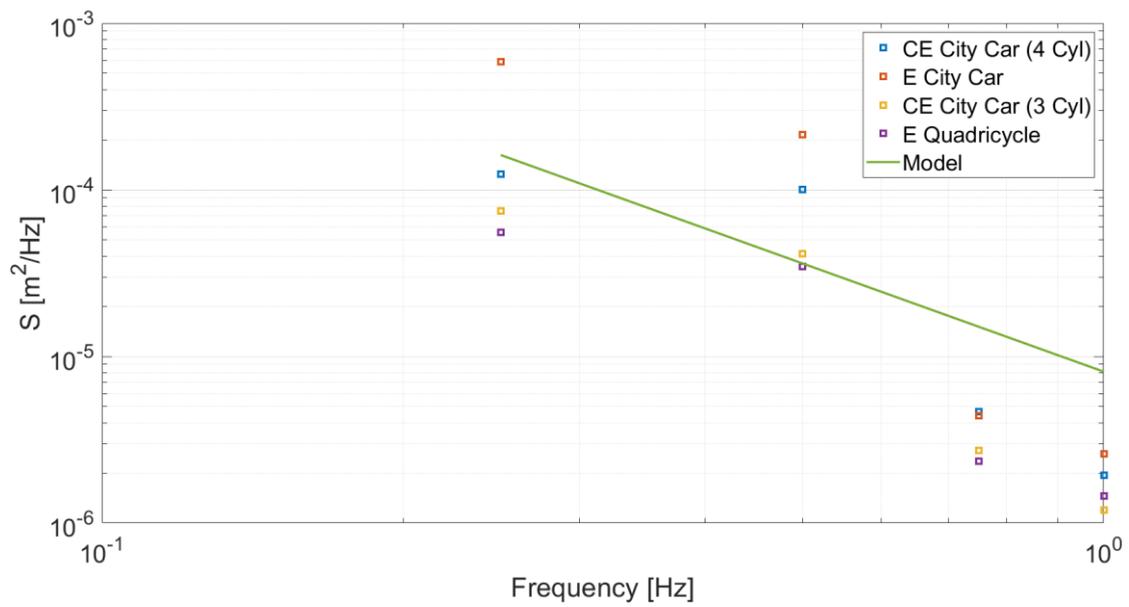


Figura 2.24 - Confronto PSD della strada tra modello e dati sperimentali diversi veicoli ciottolato 5 km/h

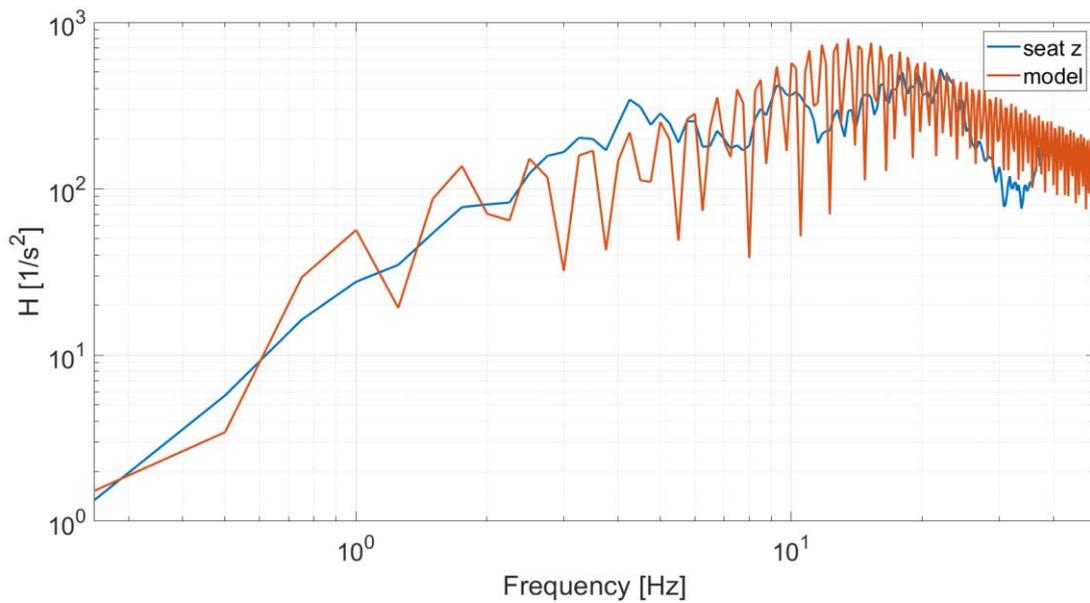


Figura 2.25 - Confronto H tra modello e dati sperimentali CE City Car (4 Cyl) ciottolato 5 km/h

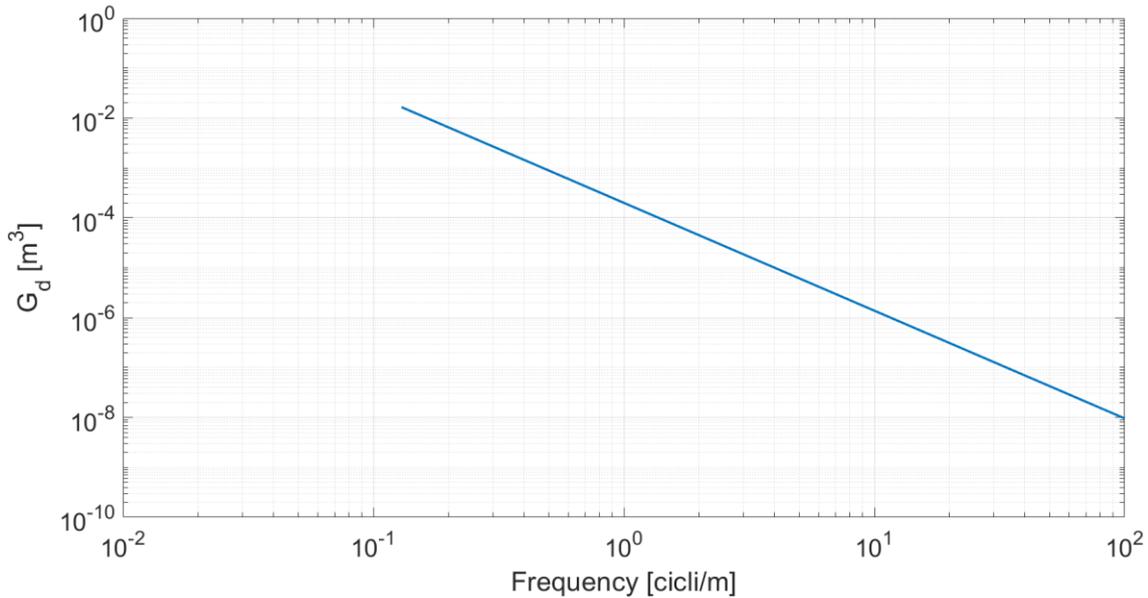


Figura 2.26 - PSD nel dominio spaziale riferita allo spostamento calcolata con il modello ciottolato 5 km/h

I risultati ottenuti sono sintetizzati nella tabella (2.5):

	Asfalto	Ciottolato
c [m ³]	5,7·10 ⁻⁵	2,0·10 ⁻⁴
n	2,16	2,16
Tipo strada	E	G

Tabella 2.5 - Identificazione delle strade

Dai grafici nelle figure (2.21) e (2.24) si nota che la curva sperimentale non è una retta perfetta come il modello, questo perché la durata delle acquisizioni è limitata e dunque non si ha un numero molto elevato di punti; questo aspetto è maggiormente evidente nel caso del ciottolato. La conseguenza è la durata limitata della prova non consente un'identificazione ad elevata precisione della strada, servirebbero acquisizioni più lunghe in modo da mediare di più i risultati ottenuti andando ad annullare la presenza di disturbi sui segnali acquisiti.

2.2.6 Validazione del modello a quattro gradi di libertà per analisi comfort

Il modello a quattro gradi di libertà discusso nel paragrafo (2.1) può essere validato mettendolo a confronto con i dati sperimentali ricavati dalle prove. Per avere un maggior riscontro è opportuno eseguire la validazione del modello su tutti i quattro veicoli a disposizione.

Per ciascun modello selezionato si scelgono tre prove a velocità diverse e si considerano le direzioni verticali dei sensori, che tra l'altro sono quelle di maggiore interesse nelle analisi di comfort. Le prove considerate sono quelle su asfalto a 5, 20 e 40 km/h.

La validazione viene eseguita attraverso dei diagrammi in cui si ha la funzione di risposta in frequenza H in funzione della frequenza nel dominio temporale. L'unità di misura della H è $1/s^2$ ed è utile ricavarla brevemente ricordando la formula (2.59):

$$S_r(\omega) = H^2(\omega) \cdot S(\omega) \quad (2.59)$$

$$H = \sqrt{\frac{S_r}{S}} \quad (2.71)$$

$$[H] = \frac{\sqrt{\frac{\left(\frac{m}{s^2}\right)^2 \frac{rad}{s}}{m^2}}}{\sqrt{\frac{rad}{s}}} = \frac{1}{s^2} \quad (2.72)$$

2.2.6.1 Validazione modello a quattro gradi di libertà su CE City Car (4 Cyl)

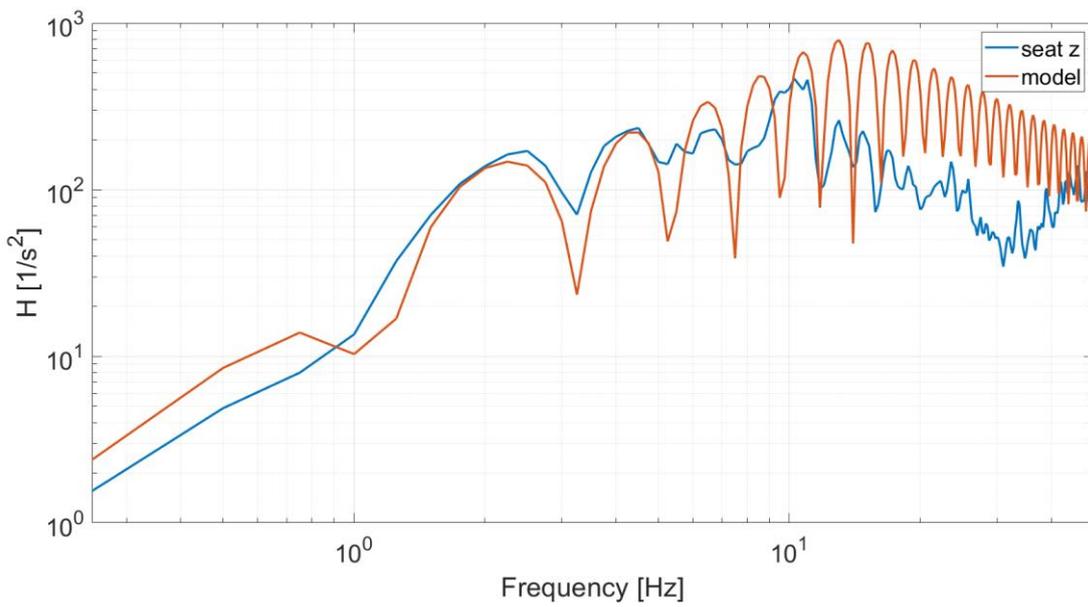


Figura 2.27 - Confronto tra modello e dati sperimentali CE City Car (4 Cyl) asfalto 20 km/h

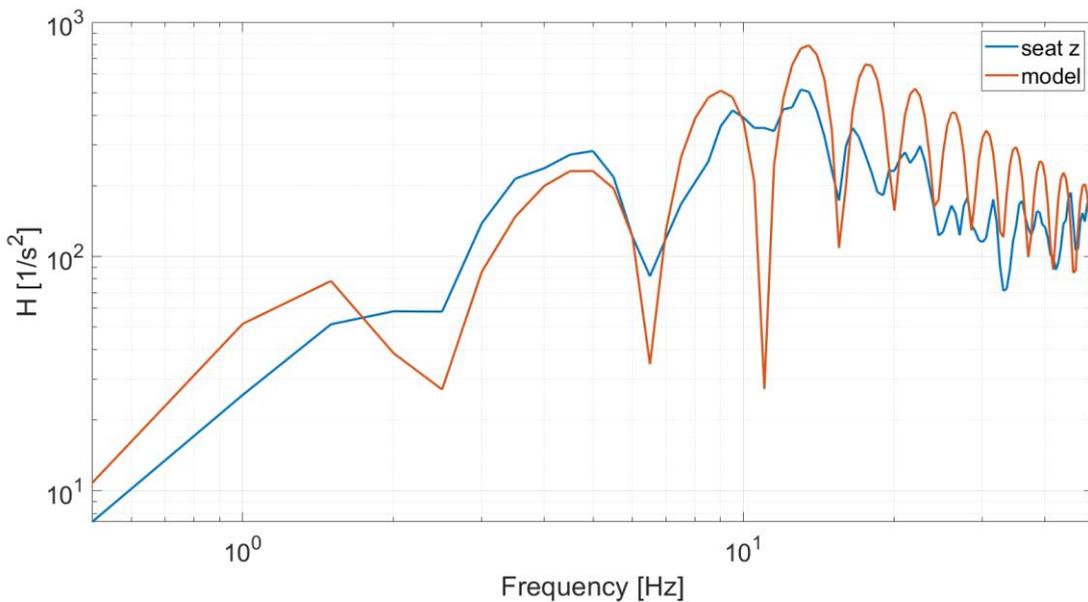


Figura 2.28 - Confronto tra modello e dati sperimentali CE City Car (4 Cyl) asfalto 40 km/h

Come si nota dai grafici, la curva della PSD calcolata con il modello matematico riesce a seguire bene l'andamento delle curve relative ai dati sperimentali, anche per quanto riguarda i picchi della risposta in frequenza del filtraggio dovuto al passo.

Confrontando ciò che avviene alle diverse velocità si può constatare che il modello ricalca meglio l'andamento dei dati sperimentali a velocità più alte. A basse velocità (5 km/h), dunque, è meno affidabile che ad alte velocità, questo perché a velocità basse le frequenze più alte non vengono eccitate e la curva sperimentale ha una PSD più bassa di quella del modello e, inoltre, è molto probabile che il rapporto segnale/rumore sia sfavorevole in quanto le accelerazioni misurate dai sensori sono basse. Questo è ciò che potrebbe essere successo nelle prove a 5 km/h dei vari veicoli, come si può osservare, ad esempio, nella figura (2.29) relativa alla prova della E City Car.

2.2.6.2 Validazione modello a quattro gradi di libertà su E City Car

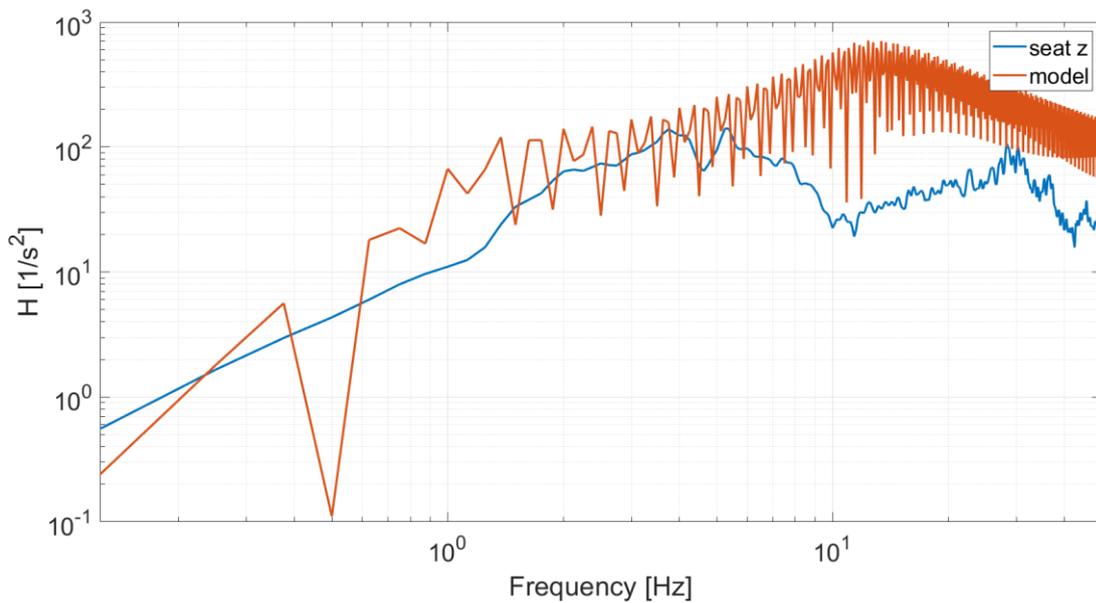


Figura 2.29 - Confronto tra modello e dati sperimentali E City Car asfalto 5 km/h

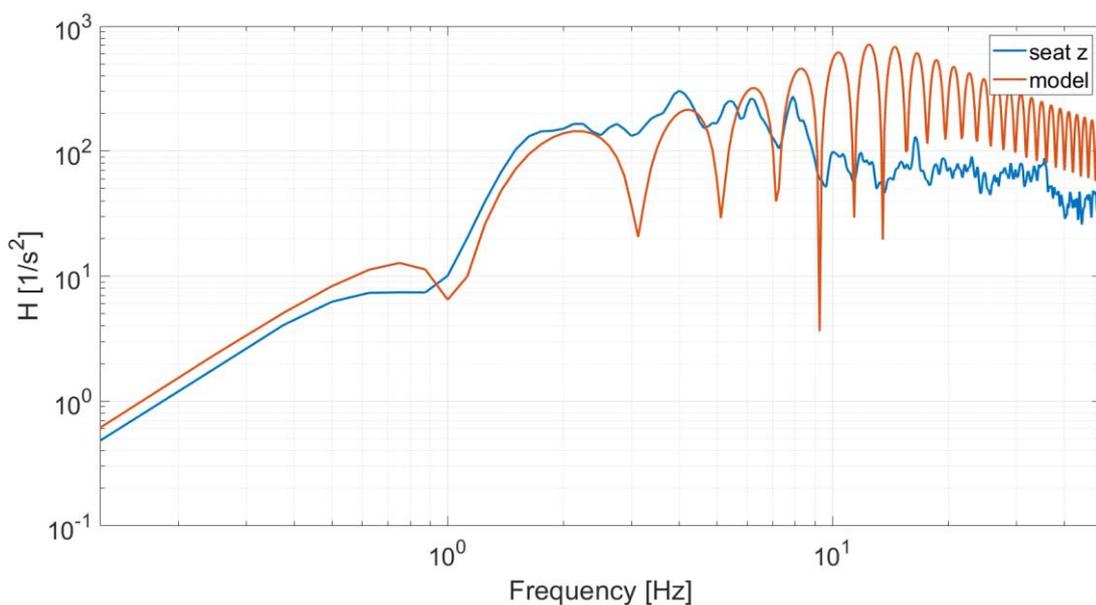


Figura 2.30 - Confronto tra modello e dati sperimentali E City Car asfalto 20 km/h

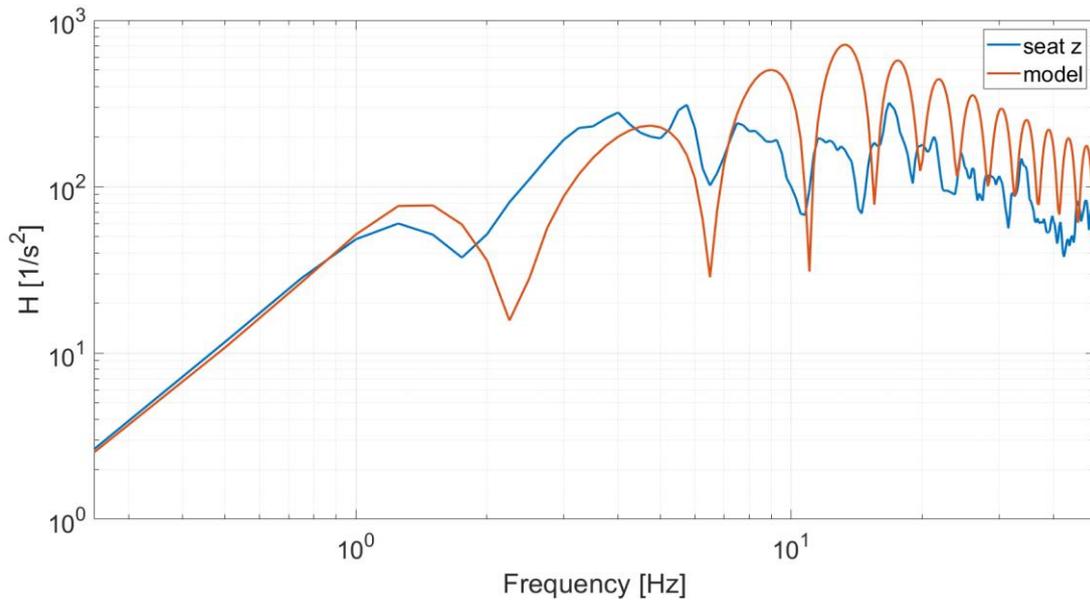


Figura 2.31 - Confronto tra modello e dati sperimentali E City Car asfalto 40 km/h

A parità di strada si nota che nell'intervallo di frequenze relativo alle masse sospese il modello non riesce a seguire benissimo i dati sperimentali, come se il veicolo si muovesse su una strada leggermente diversa. Questo comportamento è dovuto al fatto che la strada è stata identificata per il veicolo CE City Car (4 Cyl) che ha una massa sospesa più leggera del 12 % rispetto alla E City Car.

Inoltre, il modello tende a sottostimare leggermente la risposta in frequenza della E City Car anche nella zona delle masse non sospese e questo dipende dal fatto che quest'ultima abbia delle sospensioni più rigide e con un coefficiente di smorzamento maggiore (Tabella(2.3)) rispetto alla CE City Car (4 Cyl).

2.2.6.3 Validazione modello a quattro gradi di libertà su CE City Car (3 Cyl)

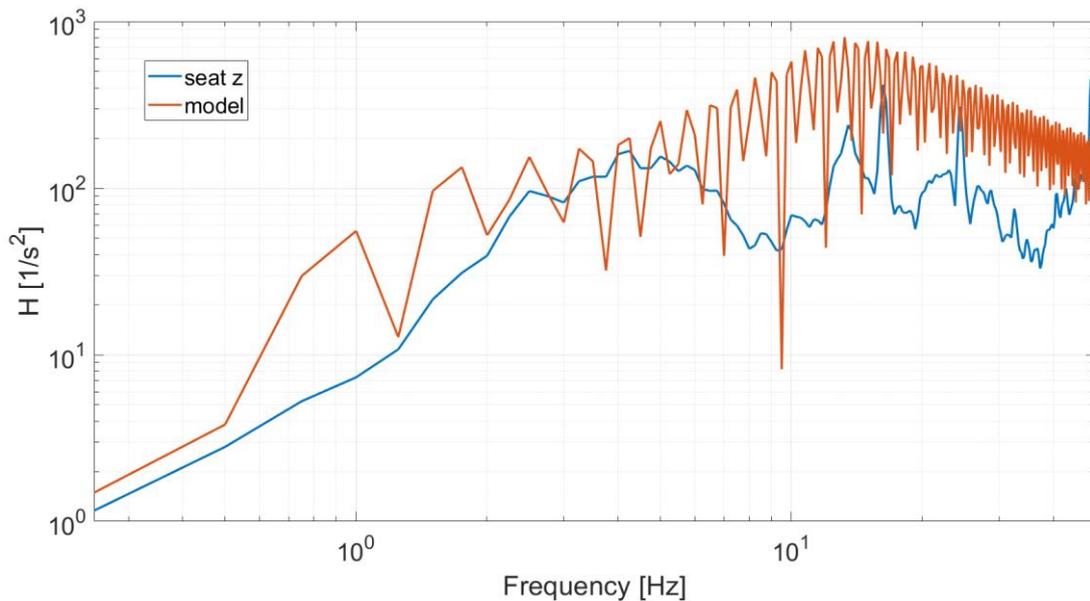


Figura 2.32 - Confronto tra modello e dati sperimentali CE City Car (3 Cyl) asfalto 5 km/h

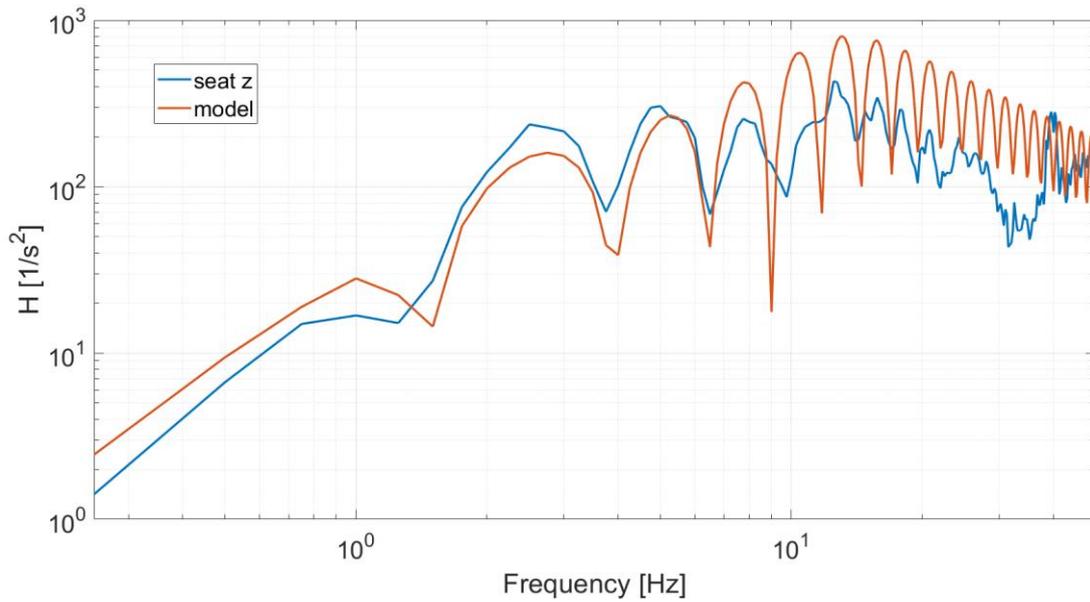


Figura 2.33 - Confronto tra modello e dati sperimentali CE City Car (3 Cyl) asfalto 20 km/h

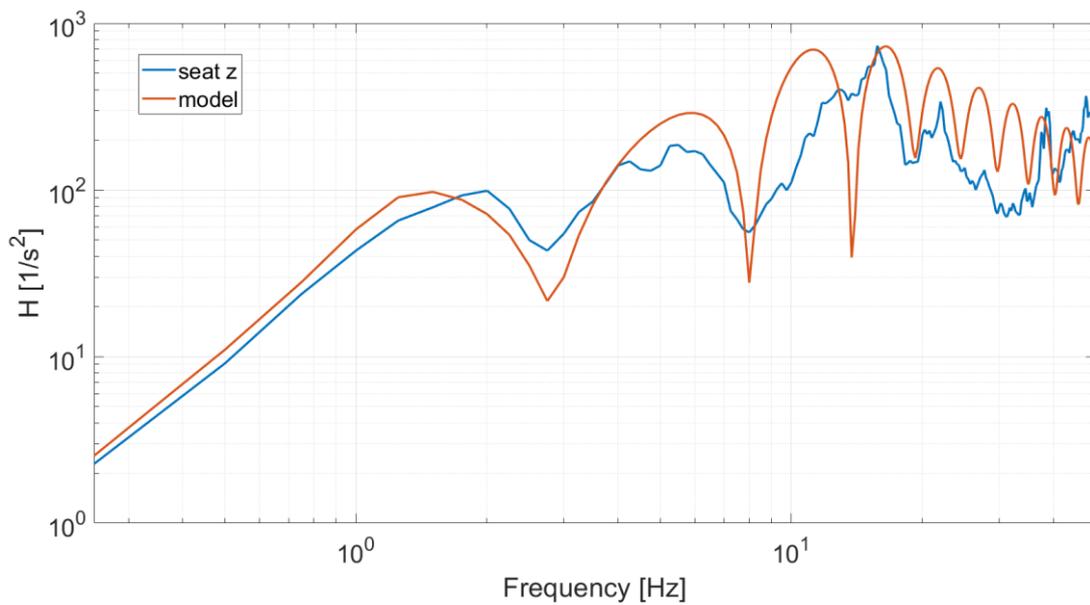


Figura 2.34 - Confronto tra modello e dati sperimentali CE City Car (3 Cyl) asfalto 40 km/h

La CE City Car (3 Cyl) possiede una massa sospesa e delle sospensioni con dei parametri molto simili alla CE City Car (4 Cyl), infatti si vede dai grafici che il modello riesce a seguire i dati sperimentali, alle varie velocità, allo stesso modo in cui avviene per il veicolo a 4 cilindri.

2.2.6.4 Validazione modello a quattro gradi di libertà su E Quadricycle

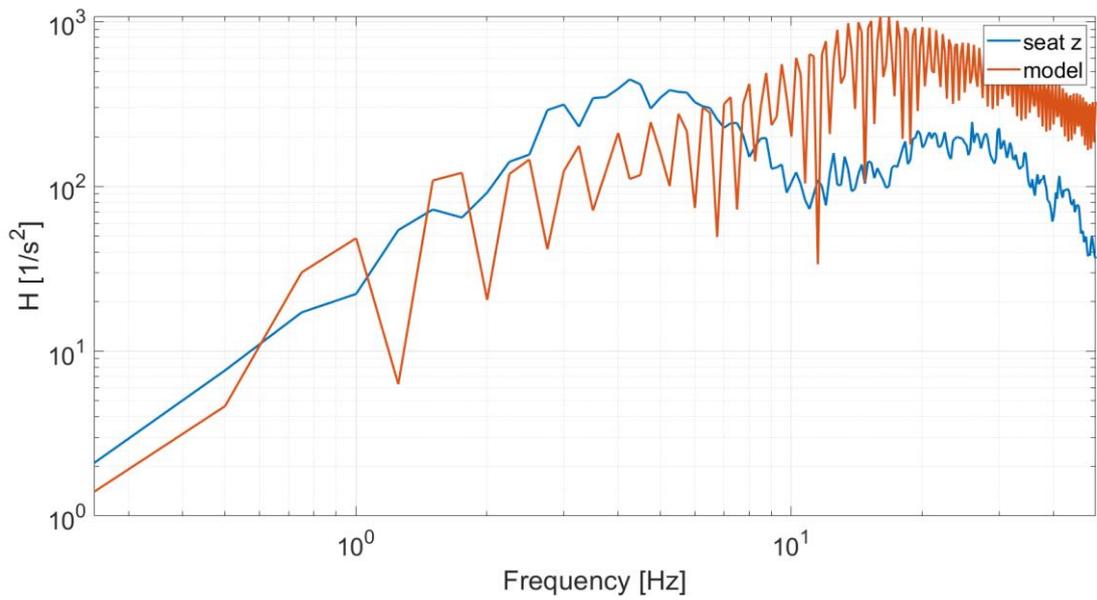


Figura 2.35 - Confronto tra modello e dati sperimentali E Quadricycle asfalto 5 km/h

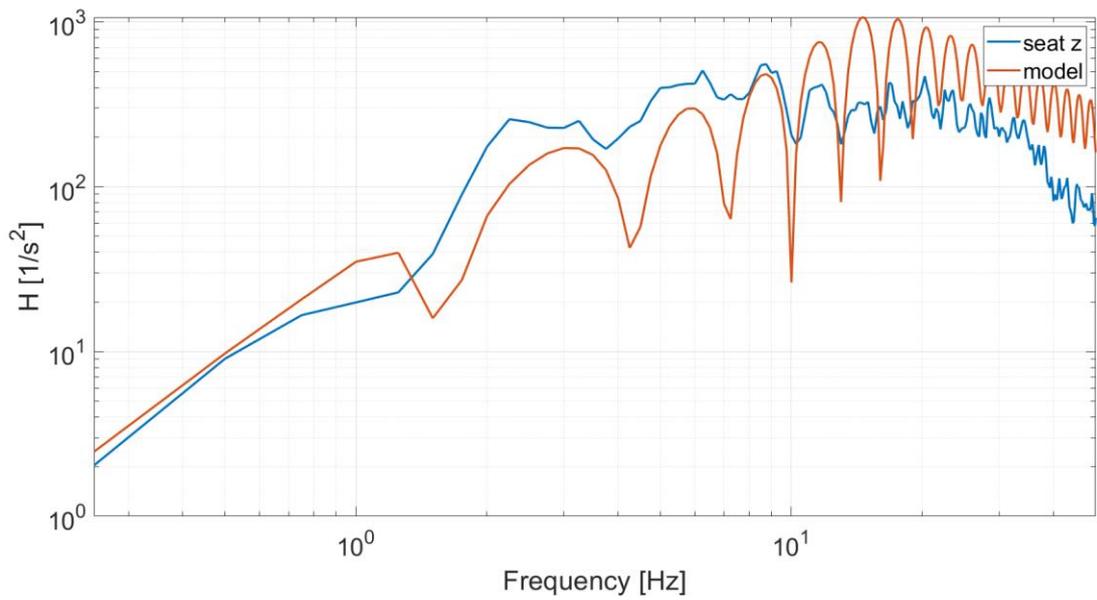


Figura 2.36 - Confronto tra modello e dati sperimentali E Quadricycle asfalto 20 km/h

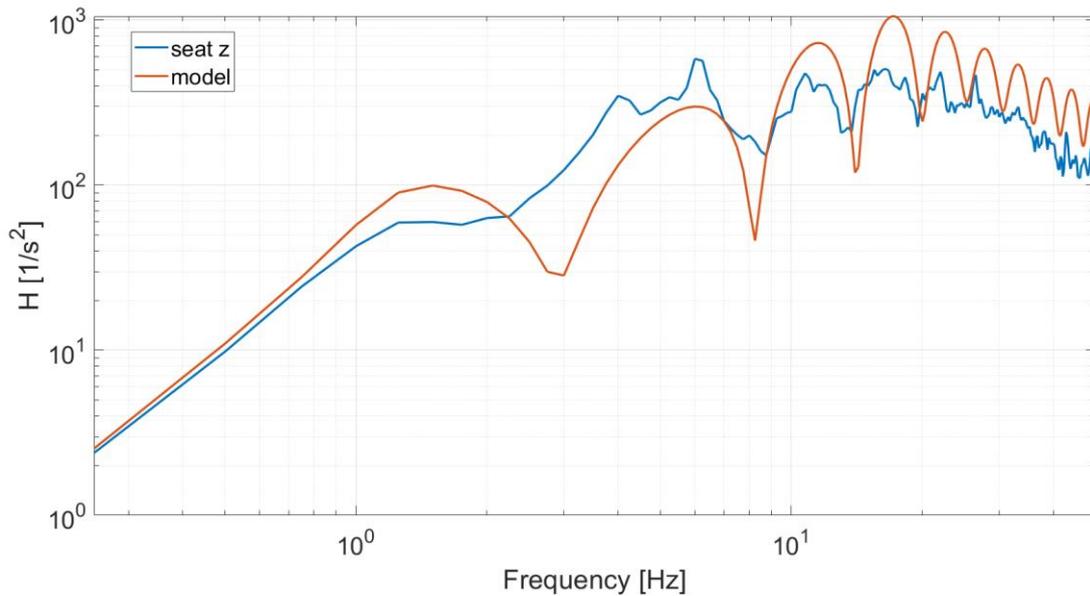


Figura 2.37 - Confronto tra modello e dati sperimentali E Quadricycle asfalto 40 km/h

Osservando i grafici dell'E Quadricycle si nota che, a bassa velocità, il modello tende a sottostimare leggermente la risposta in frequenza dei dati sperimentali, è come se il veicolo procedesse su una strada peggiore di quanto lo sia realmente. Ciò è dovuto al tipo di sospensioni installate nel veicolo, ma anche al fissaggio del sensore e del sedile sulle guide, che è tale da filtrare meno le vibrazioni di quanto previsto dal modello.

In tutti i casi vale l'osservazione secondo la quale si potrebbero migliorare i risultati aggiungendo un grado di libertà che tenga conto della dinamica del sedile. Nonostante il modello sia molto semplice, generalmente, riesce a seguire bene i dati sperimentali in una serie di manovre come quelle analizzate.

2.2.7 Validazione formule per il calcolo dei massimi e dei minimi della risposta in frequenza

Per la validazione delle formule (2.27) e (2.28), che consentono di calcolare le frequenze a cui si hanno i massimi ed i minimi della risposta in frequenza, è stato scelto il veicolo CE City Car (3 Cyl) e le prove su asfalto a 20, 30 e 40 km/h. Nelle figure (2.38), (2.39) e (2.40) la curva blu è relativa ai valori sperimentali provenienti dal sensore posizionato sul sedile, mentre la curva rossa rappresenta il modello teorico.

Le linee verticali nere sono relative alla formula per il calcolo delle frequenze corrispondenti ai minimi e le linee verticali rosse riguardano la formula per il calcolo delle frequenze corrispondenti ai massimi.

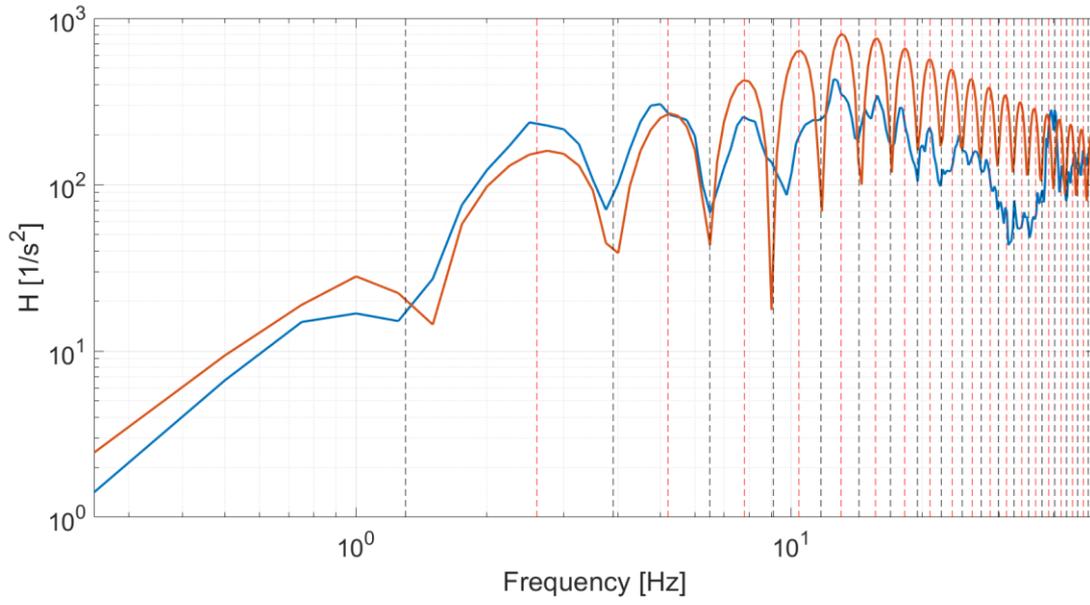


Figura 2.38 - CE City Car (3 Cyl) asfalto 20 km/h

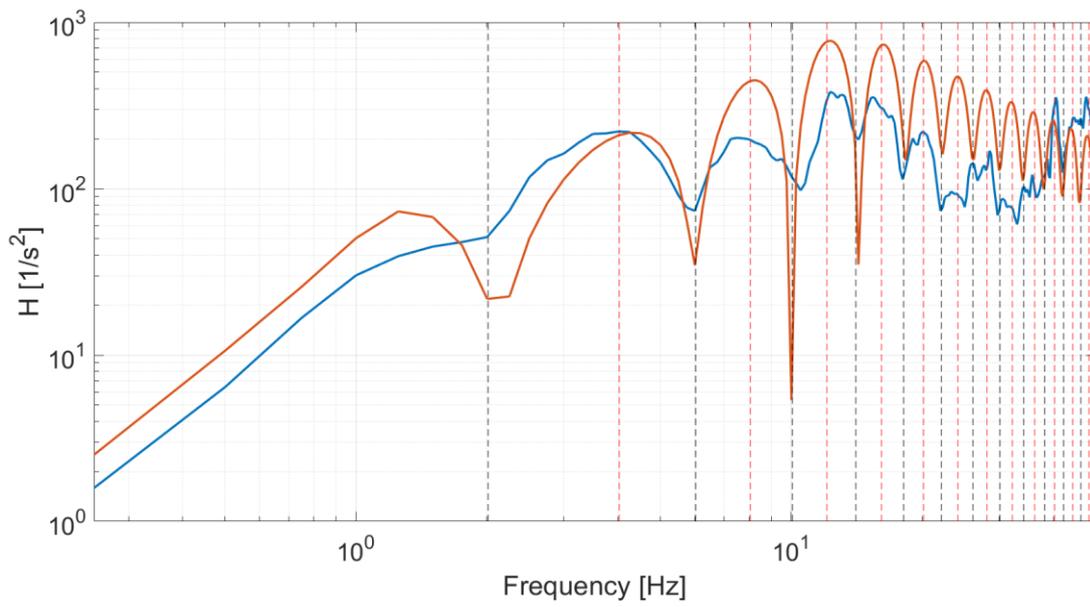


Figura 2.39 - CE City Car (3 Cyl) asfalto 30 km/h

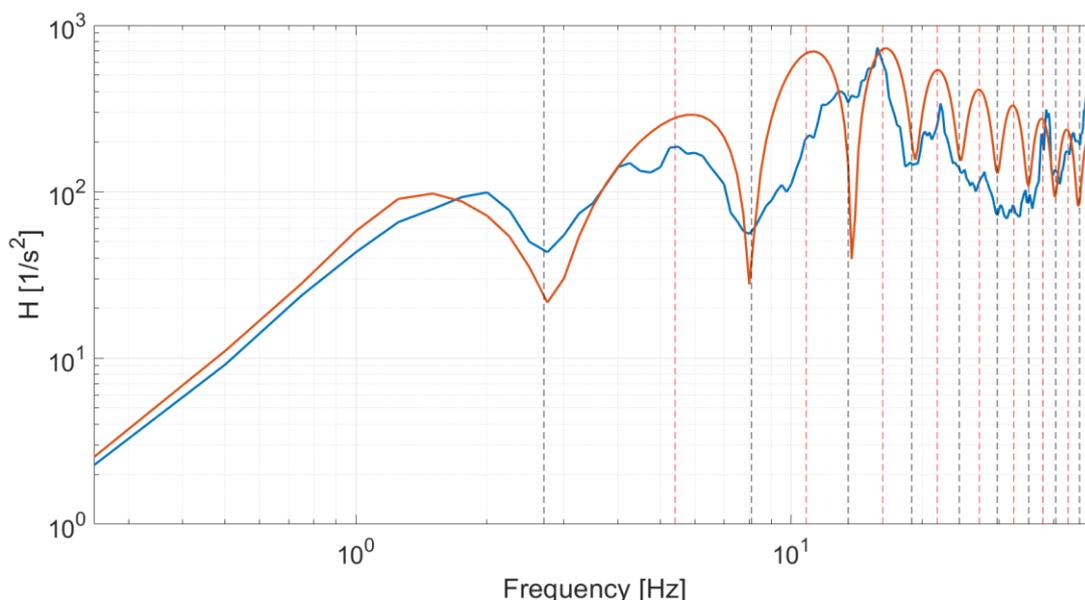


Figura 2.40 - CE City Car (3 Cyl) asfalto 40 km/h

Dai grafici si nota che le formule riescono a calcolare le frequenze alle quali si hanno i picchi minimi e massimi, per il modello, con un errore inferiore all'1% (Tabella (2.6)). L'unico picco per cui si ha un errore un po' più elevato è quello corrispondente al primo minimo e al primo massimo della curva.

Numero picco	Frequenza minimi teorica [Hz]	Frequenza minimi calcolata [Hz]	Δ_{minimi} [%]	Frequenza massimi teorica [Hz]	Frequenza massimi calcolata [Hz]	Δ_{massimi} [%]
1	2,00	2,01	+0,5	4,25	4,02	-5,4
2	6,00	6,03	+0,5	8,25	8,04	-2,5
3	10,00	10,04	+0,4	12,25	12,07	-1,5
4	14,25	14,06	-1,1	16,25	16,09	-1,0
5	18,25	18,08	-0,9	20,25	20,11	-0,07
6	22,25	22,10	-0,7	24,00	24,13	+0,5
7	26,25	26,12	-0,5	28,00	28,15	+0,5
8	30,00	30,13	+0,4	32,00	32,17	+0,5
9	34,00	34,15	+0,4	36,00	36,19	+0,5
10	38,00	38,16	+0,4	40,00	40,21	+0,5
11	42,00	42,19	+0,4	43,75	44,24	+1,1
12	46,00	46,20	+0,4	47,75	48,26	+1,0
13	49,75	50,22	+0,9	-	-	-

Tabella 2.6 - Confronto tra le frequenze dei picchi teorici e calcolate CE City Car (3 Cyl) asfalto 30 km/h

La situazione cambia nel caso della curva sperimentale, infatti le formule calcolano le frequenze a cui sono presenti i picchi con un margine di errore superiore, come evidenziato nella tabella (2.7). Andando verso frequenze più alte diventa più difficile distinguere i picchi della risposta in frequenza sperimentale, pertanto quei punti non sono stati considerati.

Numero picco	Frequenza minimi sperimentale [Hz]	Frequenza minimi calcolata [Hz]	Δ_{minimi} [%]	Frequenza massimi sperimentale [Hz]	Frequenza massimi calcolata [Hz]	Δ_{massimi} [%]
1	2,00	2,01	+0,5	4,25	4,02	-5,4
2	6,00	6,03	+0,5	8,25	8,04	-2,5
3	10,50	10,04	-4,4	12,25	12,07	-1,5
4	14,25	14,06	-1,1	15,50	16,09	+3,8
5	18,00	18,08	+0,4	20,00	20,11	+0,5
6	22,00	22,10	+0,45	24,00	24,13	+0,5
7	26,75	26,12	-2,3	28,5	28,15	-2,2
8	29,75	30,13	+1,2	-	32,17	-
9	35,25	34,15	+0,4	35,75	36,19	+1,2
10	-	38,16	-	-	40,21	+0,5
11	-	42,19	-	-	44,24	+1,1
12	-	46,20	-	-	48,26	+1,0
13	-	50,22	-	-	-	-

Tabella 2.7 - Confronto tra le frequenze dei picchi sperimentali e calcolate CE City Car (3 Cyl) asfalto 30 km/h

Nella tabella (2.8) vengono confrontati gli errori sul primo picco alle diverse velocità del veicolo considerato:

Prova	Frequenza minimi teorica [Hz]	Frequenza minimi calcolata [Hz]	Δ_{minimi} [%]
Asfalto 20 km/h	1,5	1,29	-14
Asfalto 30 km/h	2,00	2,01	+0,5
Asfalto 40 km/h	2,75	2,70	-1,8

Tabella 2.8 - Confronto errori sul calcolo del primo picco minimo a diverse velocità

Dai risultati in tabella (2.8) si osserva che, per il primo picco, a velocità più basse la formula sottostima la frequenza a cui si ha il primo picco della curva

Ricordando la formula per il calcolo dei minimi (2.28) e la formula (2.19) del ritardo τ :

$$f_{\text{minimi}} = \frac{2k + 1}{2\tau} \text{ [Hz]} \text{ per } 0 \leq k < \infty \quad (2.28)$$

$$\tau = \frac{L}{v} \quad (2.19)$$

Si nota che la frequenza a cui si trovano i picchi è dipendente in modo diretto dalla velocità, infatti più la velocità aumenta più la frequenza di picco aumenta, perché τ diminuisce. Per il primo picco, in cui $k=0$, il numeratore della formula è il minimo possibile e quindi l'errore nel calcolo della frequenza viene amplificato. Man mano che il numero progressivo del picco aumenta k aumenta e il numeratore diventa sempre più preponderante, andando a ridurre l'errore tra la frequenza calcolata e la frequenza effettiva rendendolo trascurabile. Si può aggiungere, inoltre, che alle basse frequenze è più evidente l'effetto dello sfasamento, quindi è più evidente l'effetto dell'assunzione iniziale in cui si sono considerati degli sfasamenti puri. Il risultato può essere affinato aggiungendo alla condizione di sfasamento un piccolo parametro di taratura che modifica lo sfasamento per tenere conto dell'asimmetria dei parametri del veicolo.

Si può affermare in conclusione che le formule per il calcolo delle frequenze corrispondenti ai minimi e massimi della risposta in frequenza sono più affidabili per una risposta in frequenza calcolata con il modello matematico piuttosto che sperimentale e per velocità non di molto inferiori a 30 km/h.

2.2.8 Effetto del passo sulla risposta in frequenza calcolata con il modello

Nei grafici seguenti, in figura (2.41), viene mantenuta costante la velocità e il passo viene variato di $\pm 10\%$. Il passo, così come la velocità, è direttamente responsabile del ritardo τ e quindi ha un effetto diretto sulla posizione dei picchi delle curve della risposta in frequenza del veicolo. Nello specifico, si osserva che un aumento del passo porta ad avere picchi a frequenze più basse e viceversa: è coerente con quanto affermato dalla relazione $\tau=L/v$.

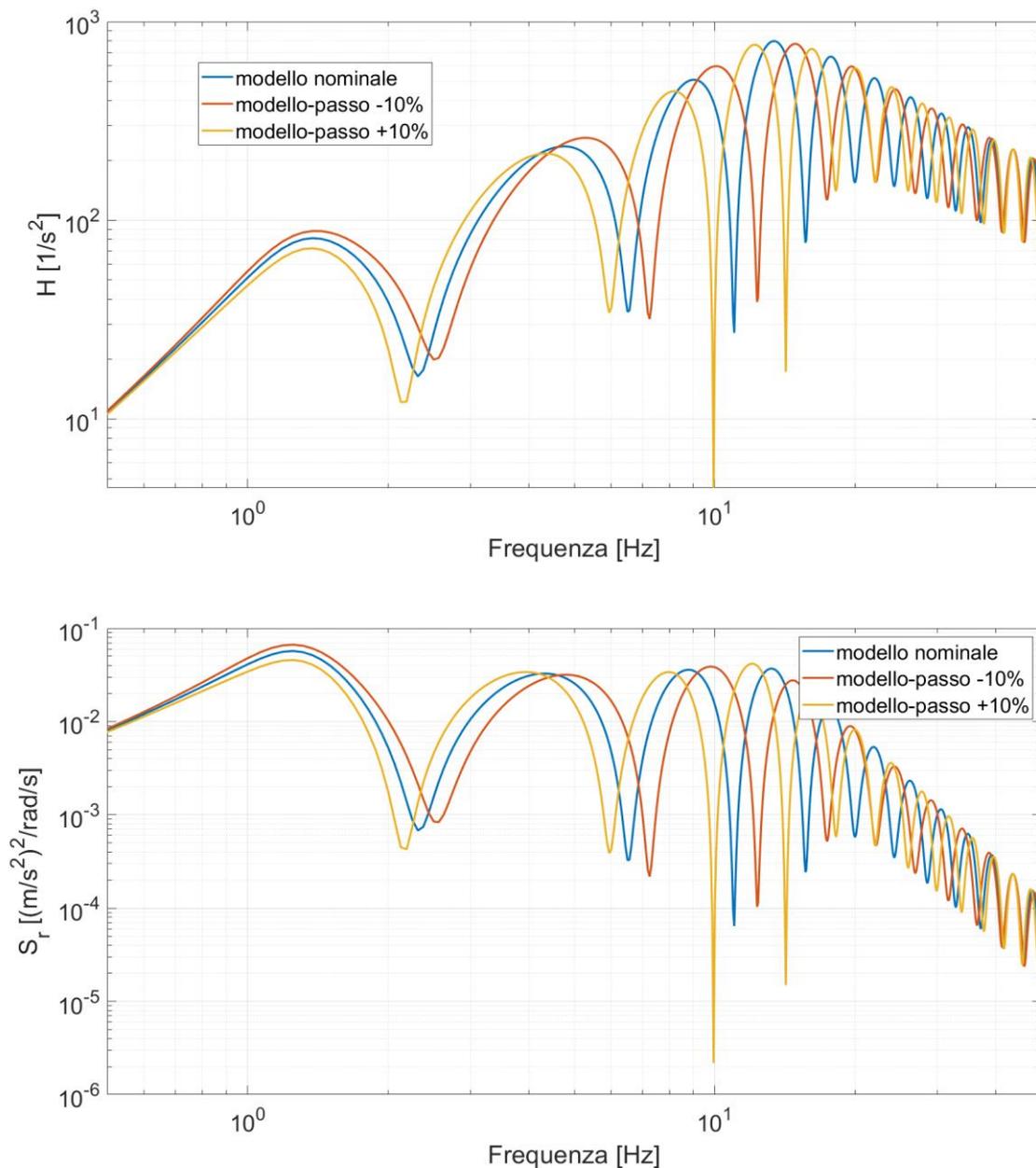


Figura 2.41 - Effetto della variazione del passo sulla risposta in frequenza teorica CE City Car (4 Cyl) asfalto 40 km/h

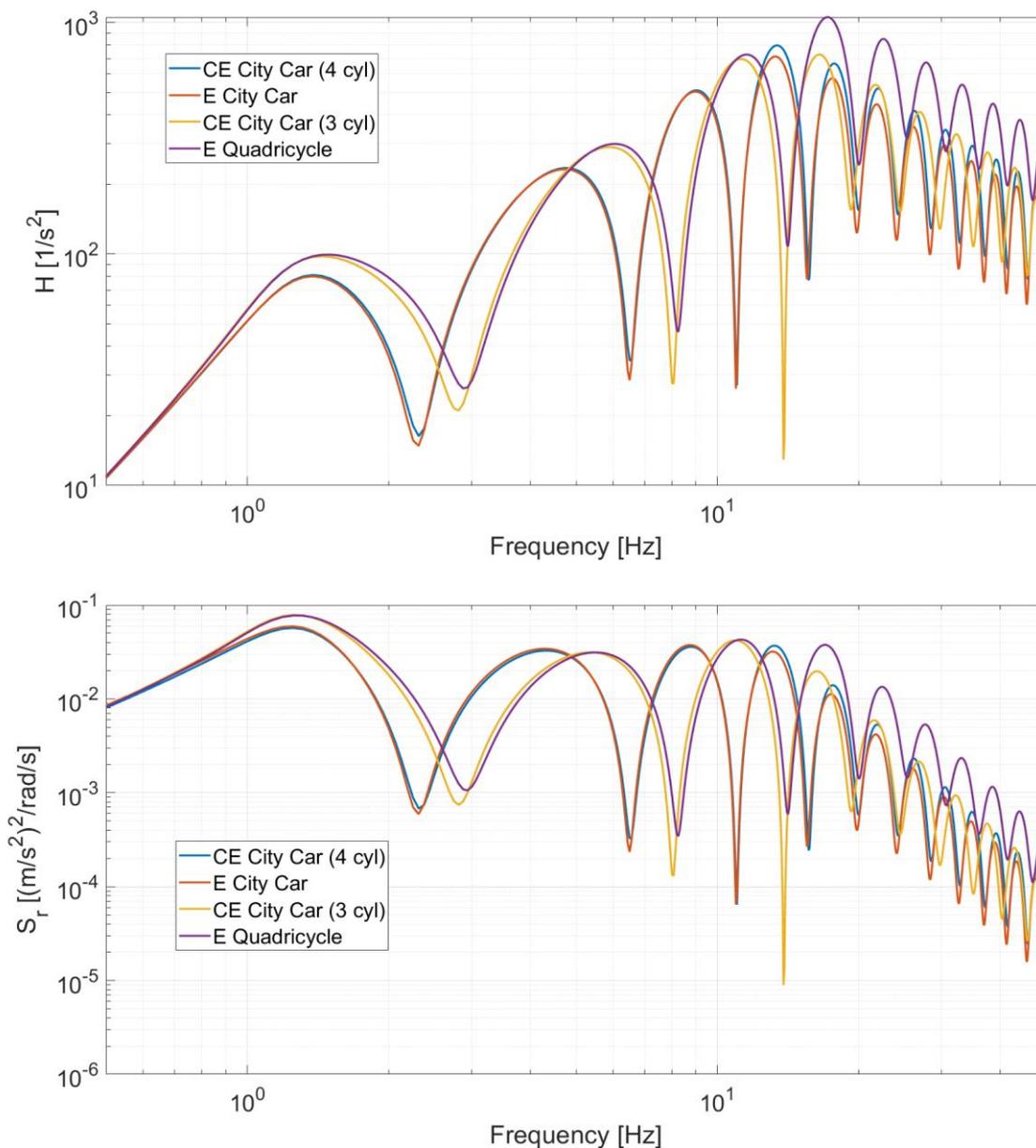


Figura 2.42 - Confronto risposta in frequenza calcolata con il modello per i diversi veicoli su asfalto a 40 km/h

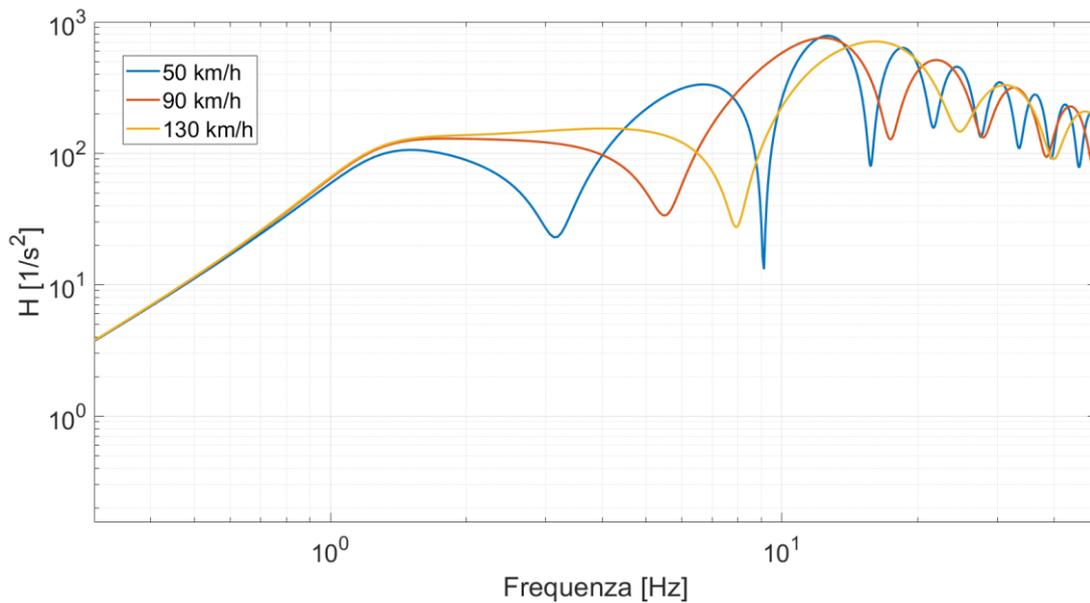
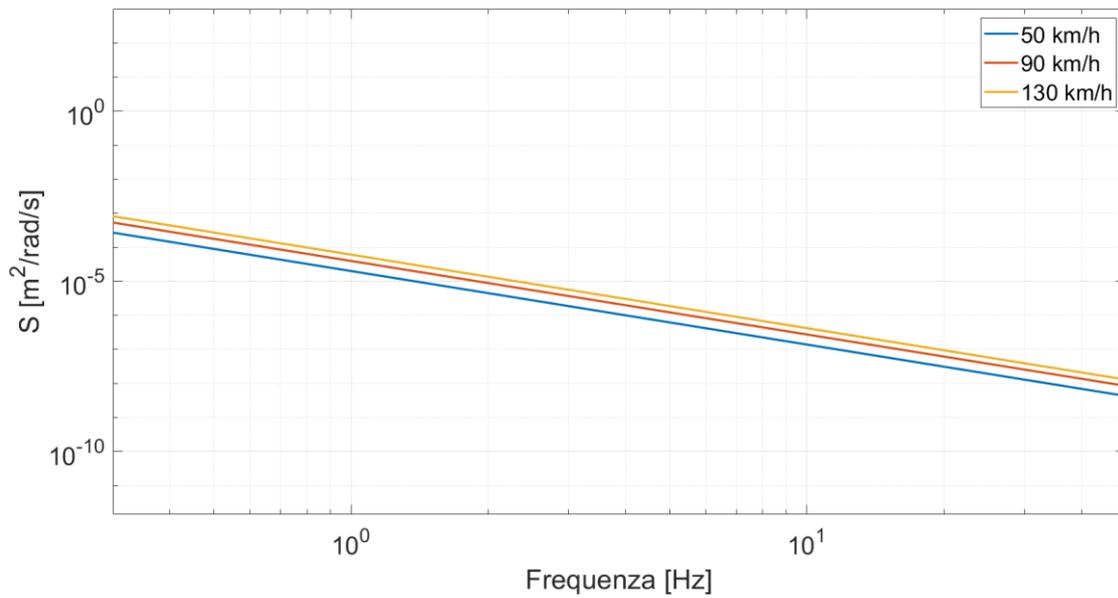
Dalla figura (2.42), si può notare l'effetto del passo sui picchi della PSD teorica dei quattro veicoli. I veicoli dotati di 4 posti, avendo un passo più lungo e simile, hanno i picchi che si trovano a frequenze più basse, mentre i veicoli a 2 posti, con passo più corto, hanno i picchi del filtraggio dovuto al passo ritardati a frequenze più alte: questo è concorde con le formule (2.27) e (2.28), in cui un passo più corto comporta un ritardo minore e, di conseguenza, una frequenza di picco maggiore. L'aumento del passo comporta un miglioramento del comfort a basse frequenze, ovvero nella zona delle masse sospese.

2.2.9 Effetto della velocità sulla risposta in frequenza calcolata con il modello

Con i prossimi grafici, in figura (2.43), si vuole mostrare l'effetto della velocità sui picchi della risposta in frequenza del veicolo confrontando una velocità urbana, una extra-urbana e una autostradale. Il sistema dinamico è il medesimo, infatti le curve della risposta in frequenza, a diverse velocità, hanno lo stesso involucro. Ciò che varia, invece, è la posizione dei picchi: questo perché la velocità ha un effetto sul ritardo τ di eccitazione degli ingressi, che si ripercuote sulle frequenze alle quali si trovano i picchi delle curve. Si vede

che, più la velocità aumenta, più i picchi si spostano a frequenze maggiori e, inoltre, la distanza tra due picchi consecutivi aumenta. Dal primo grafico in figura (2.43) si nota che la stessa strada, a velocità diverse, comporta delle eccitazioni diverse. A parità di frequenza, ad una velocità più alta si ha un contenuto maggiore. Questa è la causa principale delle differenze delle PSD calcolate a velocità diverse, infatti in questo caso il veicolo è lo stesso ma cambiano le eccitazioni date dalla strada. A tal proposito è utile ricordare la relazione (2.59):

$$S_r(\omega) = H^2(\omega)S(\omega) \quad (2.59)$$



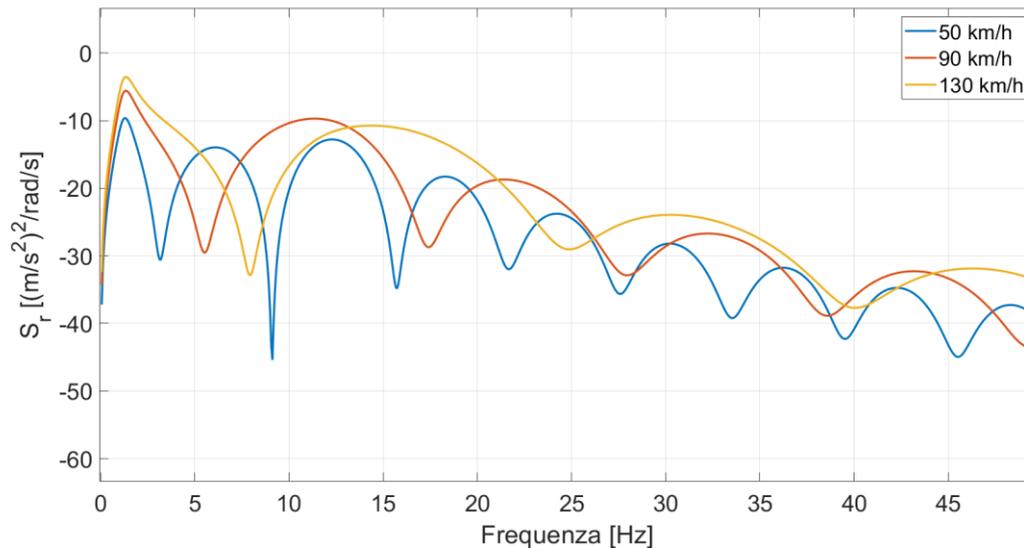


Figura 2.43 - Effetto della velocità sulla risposta in frequenza teorica

2.2.10 Effetto della rigidità e del coefficiente di smorzamento sulla risposta in frequenza calcolata con il modello

I prossimi grafici, in figura (2.44), (2.45), (2.46) e (2.47), hanno lo scopo di mostrare come cambia la risposta del veicolo al variare della rigidità k_s delle molle e del coefficiente di smorzamento c_s degli ammortizzatori; per avere dei risultati tangibili, questi due parametri sono stati variati, uno alla volta, del $\pm 50\%$.

L'effetto della variazione della rigidità delle molle è visibile a basse frequenze, nella zona corrispondente alle masse sospese e, seppur in modo meno evidente, anche nella zona delle masse non sospese: diminuendo k_s il filtraggio della sospensione è più efficace e la risposta in frequenza è più bassa, con un miglioramento del comfort vibrazionale. Nella zona delle masse sospese si ha una elevata sensibilità del corpo umano (figura 2.1), quindi la riduzione di rigidità delle sospensioni ha un effetto tangibile sulla percezione di comfort da parte dei passeggeri. Aumentando la velocità, come in figura (2.45), si nota che il miglioramento del comfort dovuto alla riduzione della rigidità delle sospensioni si estende per un range di frequenze maggiore.

Nel grafico in cui si varia il coefficiente di smorzamento c_s succede che nella zona a frequenze più basse, al ridursi di c_s la risposta in frequenza aumenta; a frequenze più alte, nella zona delle masse non sospese, succede il contrario: la risposta in frequenza del veicolo si riduce con un c_s più basso. Quindi la riduzione del coefficiente di smorzamento ha un effetto positivo per le alte frequenze e per le masse non sospese ma si paga in termini di vibrazioni delle masse sospese, quindi l'effetto sul comfort è meno evidente rispetto a quanto avviene per la rigidità delle sospensioni.

Emerge anche, in entrambi i grafici, che al variare dei parametri delle sospensioni i picchi delle curve rimangono sempre alle stesse frequenze, dunque le sospensioni non hanno nessun effetto su questo aspetto, influenzato solo dal passo e dalla velocità.

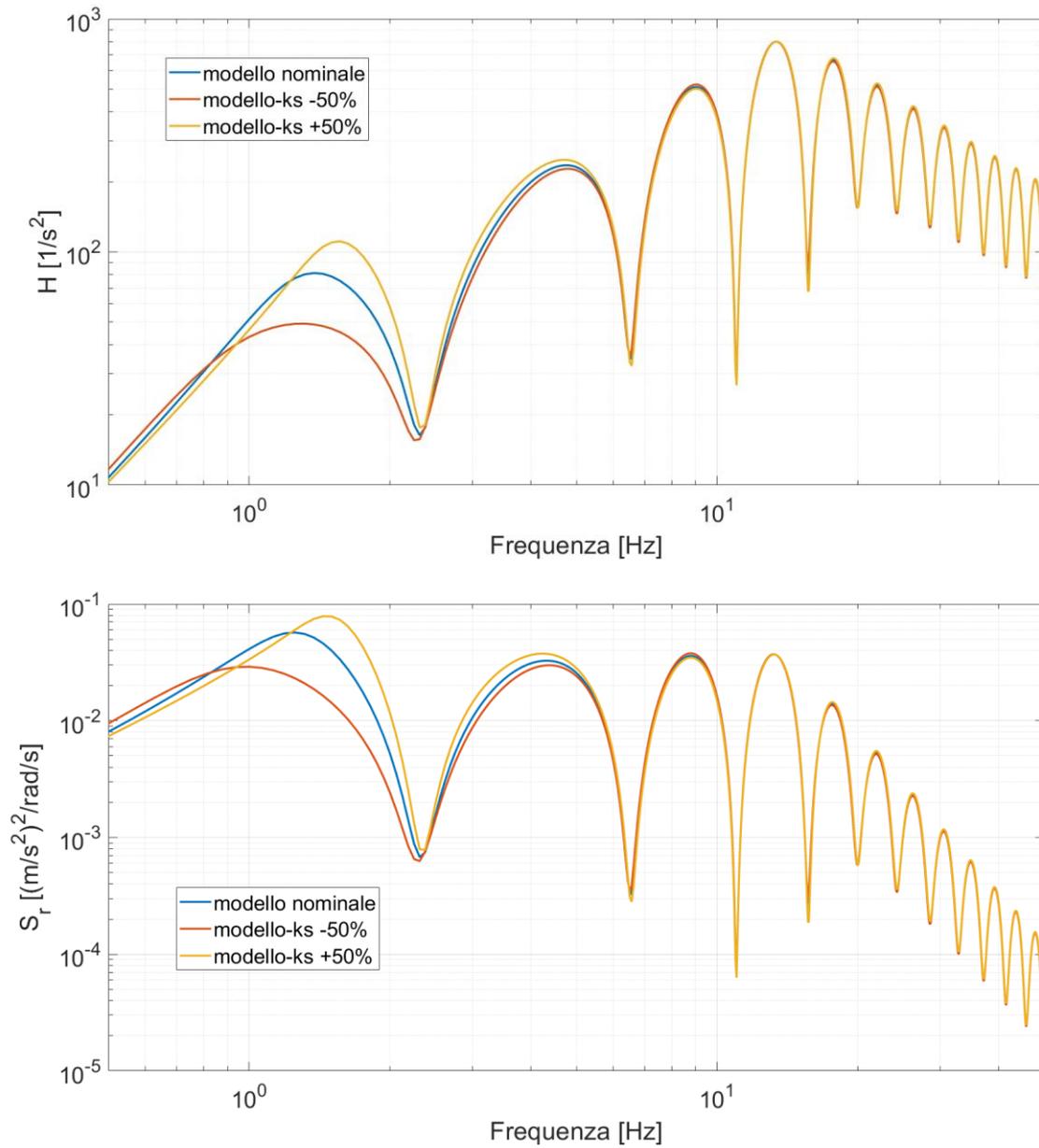


Figura 2.44 - Effetto della variazione della rigidità k_s delle molle sulla risposta in frequenza teorica asfalto 40 km/h

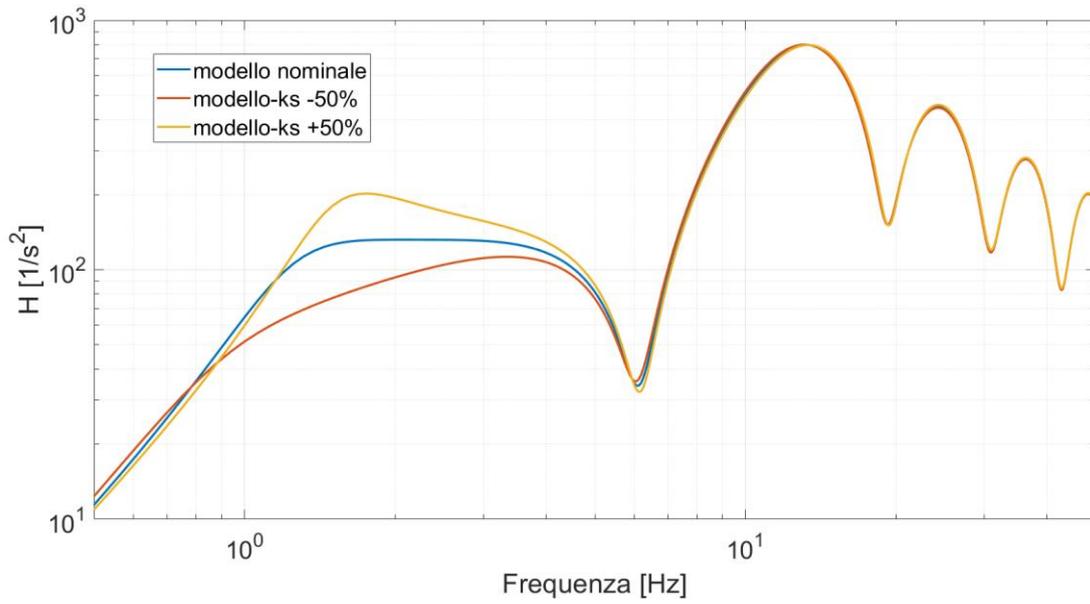
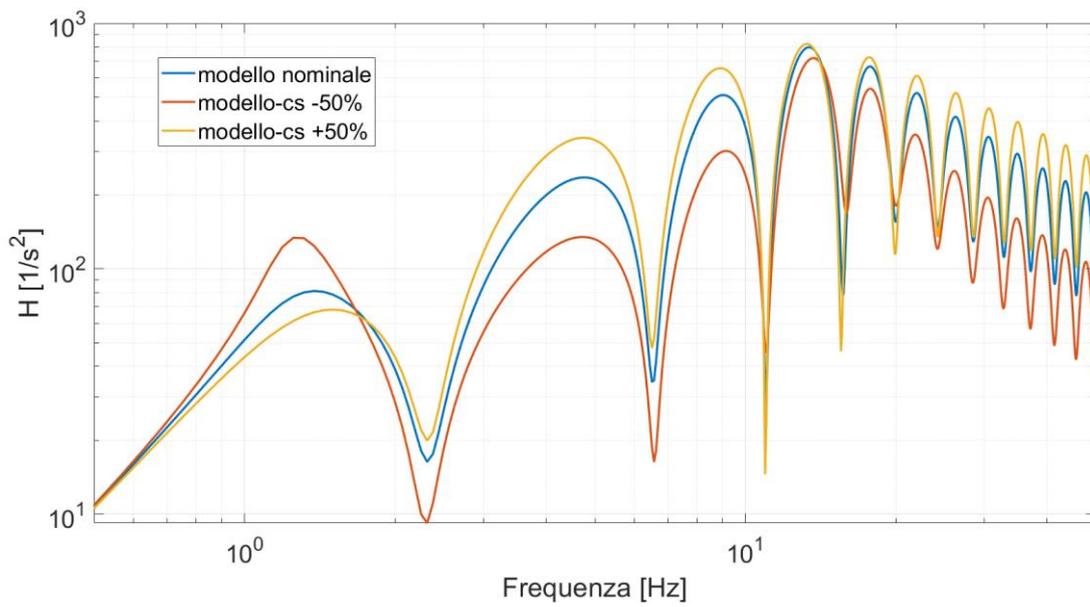


Figura 2.45 - Effetto della variazione della rigidezza k_s delle molle sulla risposta in frequenza teorica asfalto 100 km/h



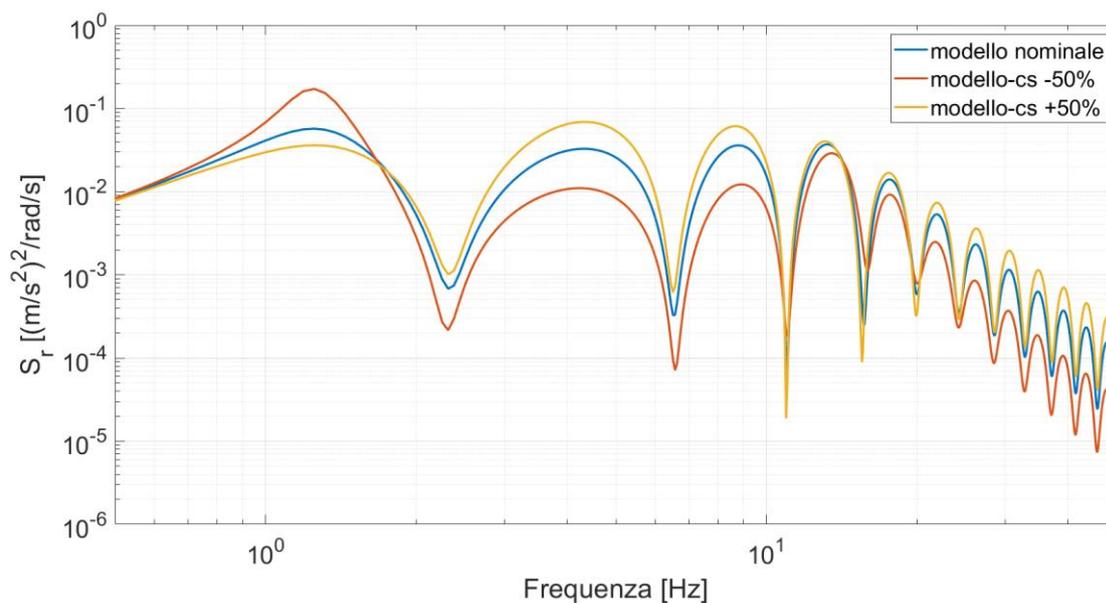


Figura 2.46 - Effetto della variazione del coefficiente di smorzamento delle sospensioni c_s sulla risposta in frequenza teorica asfalto 40 km/h

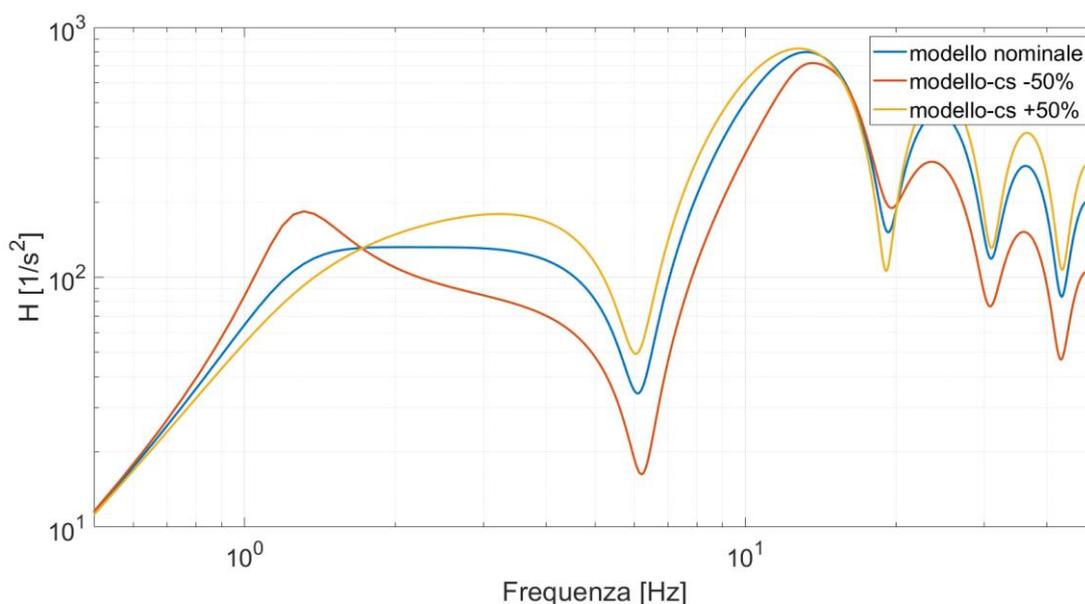


Figura 2.47 - Effetto della variazione del coefficiente di smorzamento delle sospensioni c_s sulla risposta in frequenza teorica asfalto 100 km/h

2.2.11 Analisi equilibramento del motore per i veicoli a combustione interna

Viene eseguita una breve analisi dell'equilibramento dei motori a combustione interna che sono stati utilizzati nelle prove sperimentali, ovvero un motore a 4 cilindri ed uno a 3 cilindri, entrambi ad accensione comandata. L'obiettivo è osservare le differenze in termini di vibrazioni dovute alle differenti configurazioni.

2.2.11.1 Equilibramento motore a 4 cilindri in linea

Il motore a 4 cilindri in linea considerato si presenta con una configurazione di questo tipo (figura 2.48):

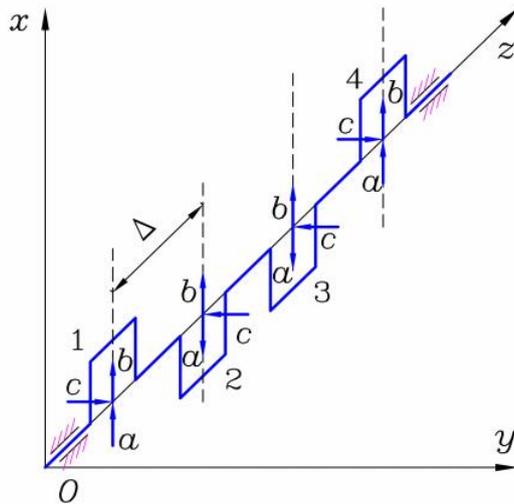


Figura 2.48 - Configurazione del motore a 4 cilindri in linea [8]

È necessario definire le forze di inerzia dovute al moto alternativo dello stantuffo e degli organi ad esso collegati:

$$F \cong -m_{alt}\omega^2 r(\cos\theta + \lambda\cos 2\theta) \quad (2.73)$$

in cui m_{alt} rappresenta la somma delle masse alterne (stantuffo, spinotto, segmenti, piede di biella) e, inoltre, $\lambda = \frac{r}{l} = \frac{\text{manovella}}{\text{biella}}$.

Nello schema in figura (2.48) la direzione x corrisponde all'asse di scorrimento dei pistoni e quindi all'asse verticale z del veicolo, per questo motivo si vede bene nelle misure dell'accelerazione verticale.

Si possono scrivere le componenti della forza lungo l'asse x e l'asse y come [8]:

$$|F'_x| = \left[(m_r + m_p)\omega^2 r \cos\theta + \left(\frac{m_r l_1}{l} + m_p \right) \omega^2 r \lambda \cos 2\theta \right] \quad (2.74)$$

$$|F'_y| = \frac{m_r l_2}{l} \omega^2 r \sin\theta \quad (2.75)$$

dove

- m_r =massa della biella
- m_p =massa del pistone
- l_1, l_2 =semi lunghezze della biella

Scrivendo le equazioni in forma compatta si ottiene:

$$F'_x = (a \cos\theta + b \cos 2\theta) \quad (2.76)$$

$$F'_y = c \sin\theta \quad (2.77)$$

coefficienti a e c fanno riferimento alle forze del primo ordine, mentre il coefficiente b si riferisce alle forze del secondo ordine.

Le forze d'inerzia del primo ordine possono essere schematizzate con le seguenti equazioni [8]:

$$Manovella_1 = Manovella_4 = \begin{cases} (F'_x)_{1,4}^I = a \cos\theta \\ (F'_y)_{1,4}^I = c \sin\theta \end{cases} \quad (2.78)$$

$$Manovella_2 = Manovella_3 = \begin{cases} (F'_x)_{2,3}^I = a \cos(\theta + \pi) = -a \cos\theta \\ (F'_y)_{2,3}^I = c \sin(\theta + \pi) = -c \sin\theta \end{cases} \quad (2.79)$$

Le forze d'inerzia del secondo ordine sono date da [8]:

$$(F'_x)_{1,2,3,4}^{II} = b \cos 2\theta \quad (2.80)$$

Riferendosi alla figura (2.48) si esegue l'equilibrio delle forze sia del primo che del secondo ordine, in direzione x e y:

$$Ris_{F_x}^I = a \cos\theta - a \cos\theta - a \cos\theta + a \cos\theta = 0 \quad (2.81)$$

$$Ris_{F_y}^I = c \sin\theta - c \sin\theta - c \sin\theta + c \sin\theta = 0 \quad (2.82)$$

$$Ris_{F_x}^{II} = b \cos 2\theta + b \cos 2\theta + b \cos 2\theta + b \cos 2\theta \neq 0 \quad (2.83)$$

Si può scrivere l'equilibrio delle coppie d'inerzia rispetto al punto di simmetria dell'albero:

$$Ris_{M_x}^I = \frac{3}{2} \Delta c \sin\theta - \frac{\Delta}{2} c \sin\theta + \frac{\Delta}{2} c \sin\theta - \frac{3}{2} \Delta c \sin\theta = 0 \quad (2.84)$$

$$Ris_{M_y}^I = \frac{3}{2} \Delta a \cos\theta - \frac{\Delta}{2} a \cos\theta + \frac{\Delta}{2} a \cos\theta - \frac{3}{2} \Delta a \cos\theta = 0 \quad (2.85)$$

$$Ris_{M_y}^{II} = \frac{3}{2} \Delta b \cos 2\theta + \frac{\Delta}{2} b \cos 2\theta - \frac{\Delta}{2} b \cos 2\theta - \frac{3}{2} \Delta b \cos 2\theta = 0 \quad (2.86)$$

Dall'equilibrio delle forze e delle coppie si ricava che la risultante delle forze di inerzia del primo ordine è nulla, mentre la risultante delle forze di inerzia del secondo ordine è diversa da zero; questo è il motivo per cui si ha un picco prevalente della PSD in corrispondenza del secondo ordine del motore, ad una frequenza di 32 Hz (figura (2.49)). Nella stessa figura, intorno ai 10 Hz, si può osservare un picco dovuto a un mezzo ordine legato al controllo del motore che lavora ogni due giri dell'albero motore, essendo un motore a 4 tempi.

La risultante delle coppie d'inerzia è nulla sia per il primo che per il secondo ordine.

Conoscendo le frequenze alle quali sono presenti i picchi della PSD è possibile ricavare la velocità di rotazione del motore sfruttando la relazione [8]:

$$f = n \frac{i}{m} \quad (2.87)$$

in cui:

- n=velocità di rotazione in giri/s
- i= numero di cilindri

- $m=2$ per i motori a 4 tempi

Il calcolo della velocità del motore ed il grafico riportato in figura (2.49) sono inerenti alla prova su asfalto a 5 km/h.

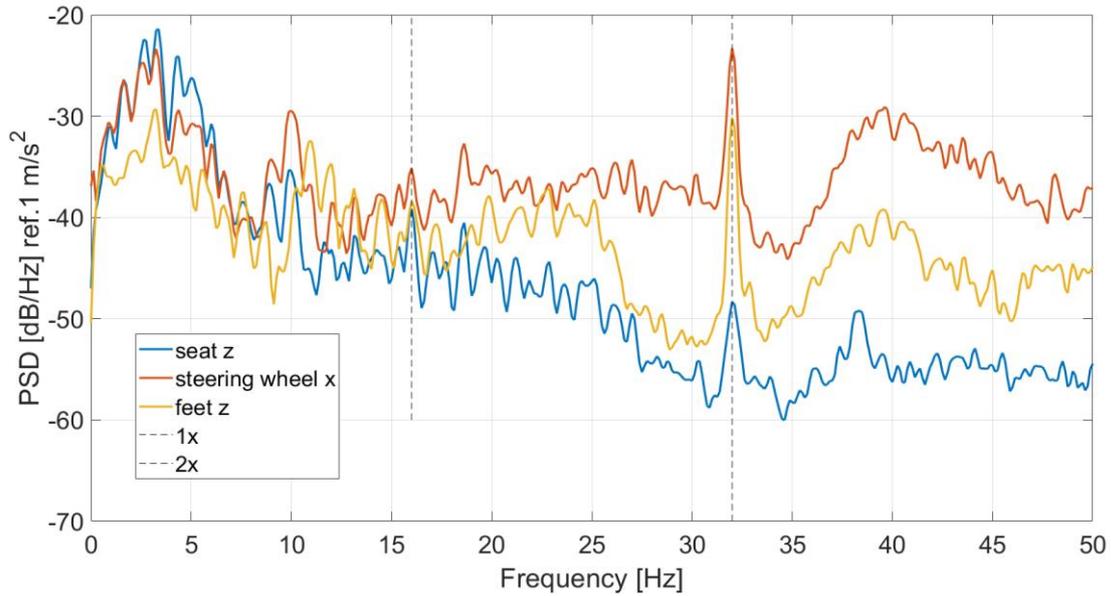


Figura 2.49 - Frequenze degli ordini del motore CE City Car (4 Cyl) su asfalto a 5 km/h

2.2.11.2 Equilibramento motore a 3 cilindri in linea

Il motore a 3 cilindri in linea si presenta con una configurazione di questo tipo (figura 2.50):

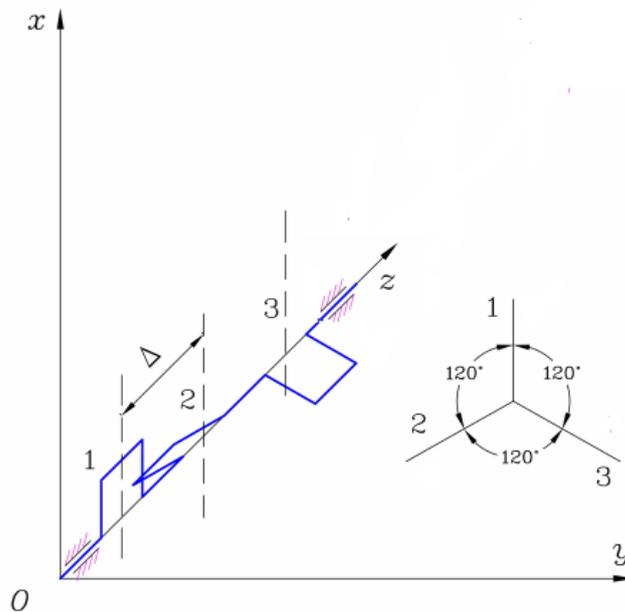


Figura 2.50 - Configurazione del motore a 3 cilindri in linea [8]

Eseguendo dei calcoli analoghi al caso precedente e tenendo conto del diverso sfasamento delle manovelle (in questo caso $2/3 \pi$) è possibile ricavare le risultanti delle forze e delle coppie d'inerzia. Vengono di seguito schematizzate le forze d'inerzia del primo ordine che agiscono sulle tre manovelle [8]:

$$Manovella_1 = \begin{cases} (F'_x)_1^I = a \cos\theta \\ (F'_y)_1^I = c \sin\theta \end{cases} \quad (2.88)$$

$$Manovella_2 = \begin{cases} (F'_x)_2^I = a \cos\left(\theta + \frac{2}{3}\pi\right) = a \left(-\frac{1}{2} \cos\theta - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin\theta\right) \\ (F'_y)_2^I = c \sin\left(\theta + \frac{2}{3}\pi\right) = c \left(-\frac{1}{2} \sin\theta + \frac{\sqrt{3}}{2} \cos\theta\right) \end{cases} \quad (2.89)$$

$$Manovella_3 = \begin{cases} (F'_x)_3^I = a \cos\left(\theta + \frac{4}{3}\pi\right) = a \left(-\frac{1}{2} \cos\theta + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin\theta\right) \\ (F'_y)_3^I = c \sin\left(\theta + \frac{4}{3}\pi\right) = c \left(-\frac{1}{2} \sin\theta - \frac{\sqrt{3}}{2} \cos\theta\right) \end{cases} \quad (2.90)$$

Le forze d'inerzia del secondo ordine sono espresse dalle seguenti equazioni [8]:

$$Manovella_1 = (F'_x)_1^{II} = b \cos 2\theta \quad (2.91)$$

$$Manovella_2 = (F'_x)_2^{II} = b \cos\left(2\theta + \frac{4}{3}\pi\right) = b \left(-\frac{1}{2} \cos 2\theta + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2\theta\right) \quad (2.92)$$

$$Manovella_3 = (F'_x)_3^{II} = b \cos\left(2\theta + \frac{8}{3}\pi\right) = b \left(-\frac{1}{2} \cos 2\theta - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2\theta\right) \quad (2.93)$$

Definite tutte le forze che entrano in gioco si possono scrivere le equazioni di equilibrio delle forze e delle coppie, calcolate rispetto al polo 0 della figura (2.50).

$$Ris_{F_x}^I = a \cos\theta + a \left(-\frac{1}{2} \cos\theta - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin\theta\right) + a \left(-\frac{1}{2} \cos\theta + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin\theta\right) = 0 \quad (2.94)$$

$$Ris_{F_y}^I = c \sin\theta + c \left(-\frac{1}{2} \sin\theta + \frac{\sqrt{3}}{2} \cos\theta\right) + c \left(-\frac{1}{2} \sin\theta - \frac{\sqrt{3}}{2} \cos\theta\right) = 0 \quad (2.95)$$

$$Ris_{F_x}^{II} = b \cos 2\theta + b \left(-\frac{1}{2} \cos 2\theta + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2\theta\right) + b \left(-\frac{1}{2} \cos 2\theta - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2\theta\right) = 0 \quad (2.96)$$

$$\begin{aligned} Ris_{M_x}^I &= \frac{\Delta}{2} c \sin\theta - \frac{3}{2} \Delta c \left(-\frac{1}{2} \sin\theta + \frac{\sqrt{3}}{2} \cos\theta\right) + \frac{5}{2} \Delta c \left(-\frac{1}{2} \sin\theta - \frac{\sqrt{3}}{2} \cos\theta\right) \\ &= -2\sqrt{3} \Delta c \cos\theta \neq 0 \end{aligned} \quad (2.97)$$

$$\begin{aligned}
 Ris_{M_y}^I &= \frac{\Delta}{2} a \cos\theta - \frac{3}{2} \Delta a \left(-\frac{1}{2} \cos\theta - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin\theta \right) + \frac{5}{2} \Delta a \left(-\frac{1}{2} \cos\theta + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin\theta \right) \\
 &= 2\sqrt{3} \Delta a \sin\theta \neq 0
 \end{aligned}
 \tag{2.98}$$

$$\begin{aligned}
 Ris_{M_y}^{II} &= \frac{\Delta}{2} b \cos 2\theta + \frac{3}{2} \Delta b \left(-\frac{1}{2} \cos 2\theta + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2\theta \right) + \frac{5}{2} \Delta b \left(-\frac{1}{2} \cos 2\theta - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2\theta \right) \\
 &= -\frac{3}{2} \Delta b \cos 2\theta - \sqrt{3} \Delta b \sin 2\theta \neq 0
 \end{aligned}
 \tag{2.99}$$

Dalle equazioni di equilibrio si vede che le forze del primo e del secondo ordine sono equilibrate, mentre le coppie no. Il disequilibrio delle coppie d'inerzia provoca delle vibrazioni di entità superiore a quelle dovute allo squilibrio delle forze d'inerzia; questo aspetto è visibile nella figura (2.51).

Analogamente a quanto effettuato per il motore a 4 cilindri viene riportato un grafico, in figura (2.51), in cui vengono evidenziate le frequenze corrispondenti agli ordini del motore.

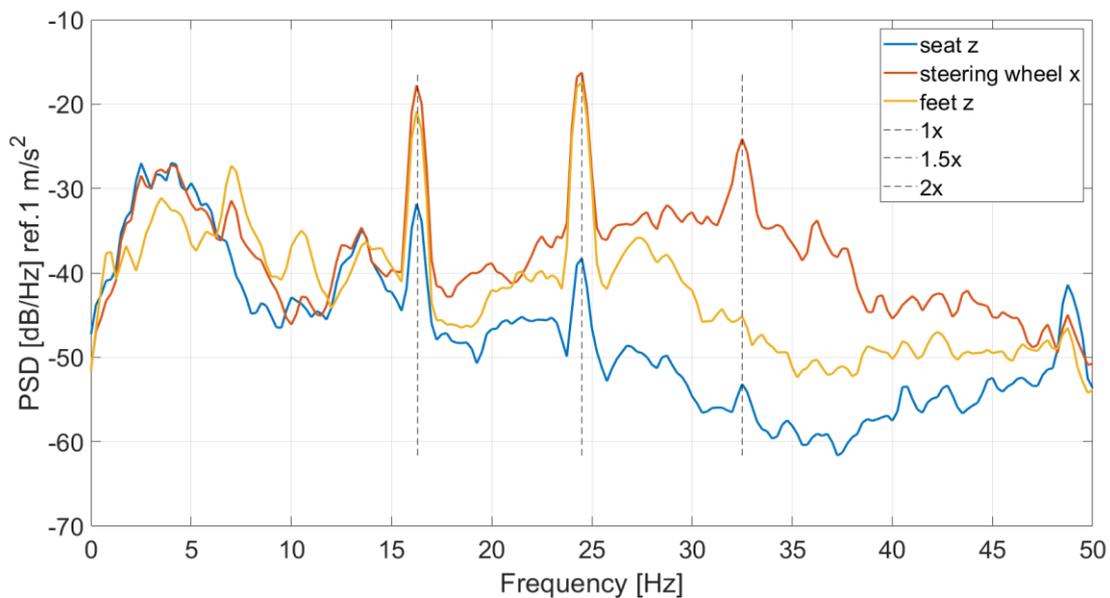


Figura 2.51 - Frequenze degli ordini del motore CE City Car (3 Cyl) su asfalto a 5 km/h

In sintesi, la situazione è la seguente:

	4 Cyl	3 Cyl
Sfasamento manovelle [°]	180	120
Ordine di accensione	1-3-4-2	1-2-3
Disposizione cilindri	in linea	in linea
Ris. $F_{inerzia}$ 1°ordine	= 0	= 0
Ris. $F_{inerzia}$ 2°ordine	≠ 0	= 0
Ris. Coppie 1°ordine	= 0	≠ 0
Ris. Coppie 2°ordine	= 0	≠ 0
Rotazione motore [rpm]	960	980
Ordine frequenza di accensione	2	1,5

Tabella 2.9 - Forze e coppie risultanti dei motori a combustione interna

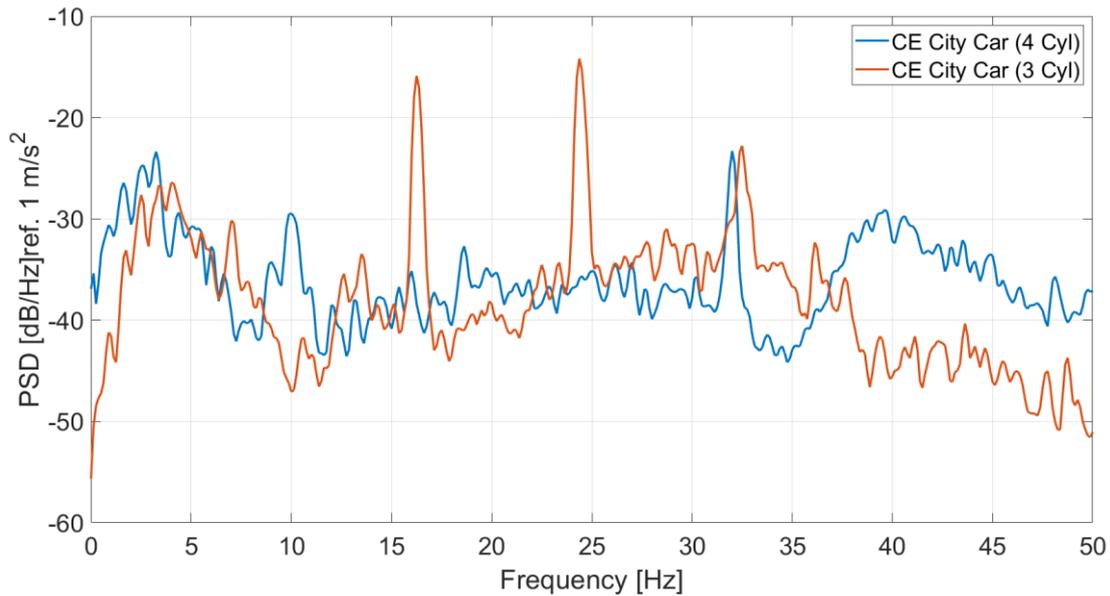


Figura 2.52 - Confronto PSD del sensore volante x per i veicoli termici su asfalto a 5 km/h

I picchi rossi della PSD presenti nella figura (2.52) corrispondono agli ordini 1, 1,5 e 2 del motore a 3 cilindri e i primi due sono molto più elevati rispetto al motore a 4 cilindri a causa dello squilibrio delle coppie d'inerzia caratteristico del motore a 3 cilindri. Il picco della curva blu, relativa al motore a 4 cilindri, che si trova alla frequenza di 32 Hz è causato dallo squilibrio delle forze d'inerzia del secondo ordine tipico di un motore a 4 cilindri in linea. Si nota anche, dal grafico, che lo squilibrio delle coppie d'inerzia provoca delle vibrazioni di entità superiore allo squilibrio delle forze d'inerzia.

Il motore a 3 cilindri ha una velocità di rotazione leggermente superiore a quella del motore a 4 cilindri, infatti si vede che il suo picco del secondo ordine è leggermente traslato verso una frequenza più alta, a circa 33 Hz. Per quanto riguarda il comfort si vede che la CE City Car (4 Cyl) ha una PSD superiore nella zona delle frequenze di risonanza delle masse sospese. Il picco della PSD indicativo delle masse non sospese, a circa 10 Hz, è anticipato nel caso del veicolo a 3 cilindri in quanto le sue masse non sospese sono più leggere e la rigidità delle molle delle sospensioni è più bassa.

Ad alte frequenze la trasmissibilità delle vibrazioni è nettamente peggiore per il veicolo a 4 cilindri.

2.2.12 Confronto tra i risultati sperimentali

2.2.12.1 Confronto tra diversi sensori

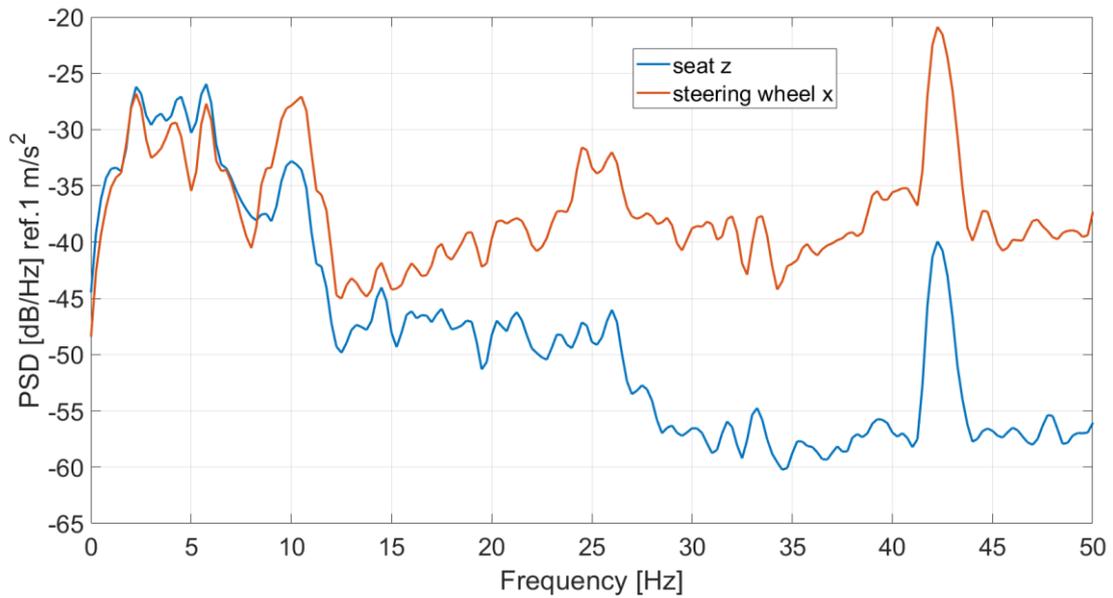


Figura 2.53 - Confronto PSD tra diversi sensori in direzione verticale CE City Car (4 Cyl) su asfalto a 10 km/h

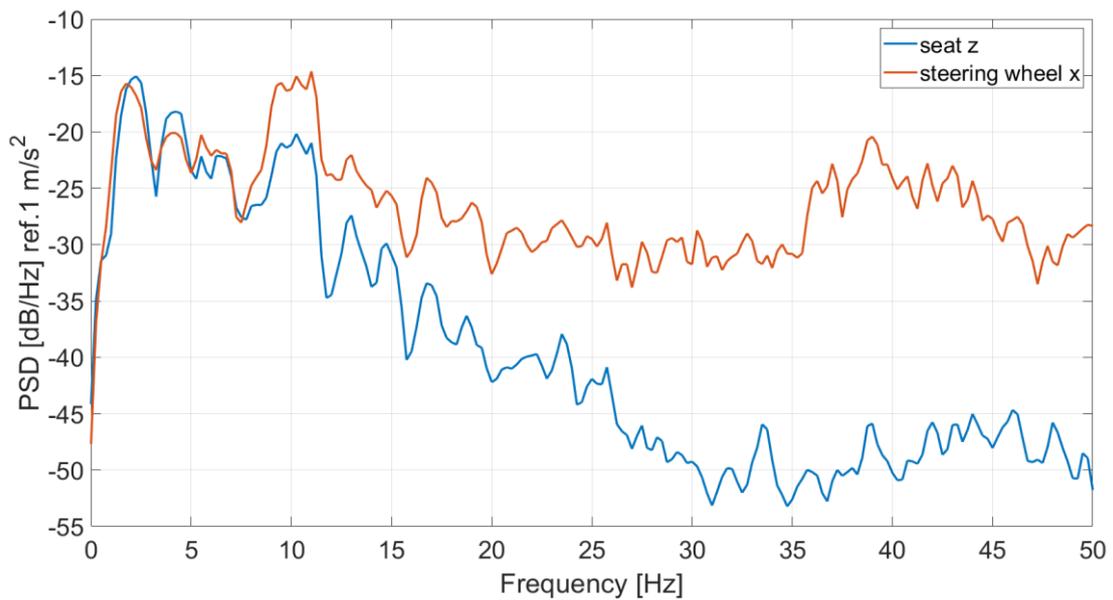


Figura 2.54 - Confronto PSD tra diversi sensori in direzione verticale CE City Car (4 Cyl) su asfalto a 20 km/h

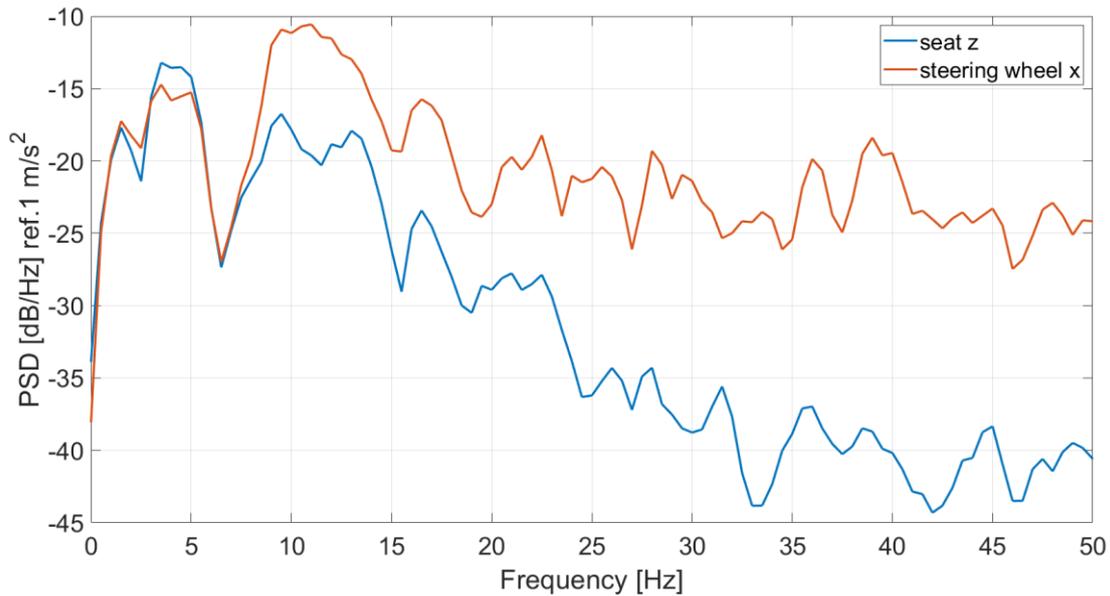


Figura 2.55 - Confronto PSD tra diversi sensori in direzione verticale CE City Car (4 Cyl) su asfalto a 40 km/h

I grafici nelle figure (2.53), (2.54) e (2.55) hanno l'obiettivo di confrontare le vibrazioni misurate da due diversi sensori, in direzione verticale, nel range di interesse per le vibrazioni, compreso tra 0 e 50 Hz. Per questo tipo di confronto è stata scelta la CE City Car (4 Cyl) e sono stati diagrammati gli andamenti delle PSD a tre diverse velocità: 10, 20 e 40 km/h. A tutte le velocità considerate si possono notare le medesime differenze, dal punto di vista concettuale, tra il sedile ed il volante: le basse frequenze, fino a circa 5 Hz, sono caratteristiche dei moti di cassa come scuotimento verticale, rollio, beccheggio della massa sospesa.

La differenza tra il sedile e il volante inizia ad esserci a circa 10 Hz, che corrisponde alle frequenze tipiche delle masse non sospese. Le masse non sospese vibrano a frequenze più alte rispetto alla massa sospesa in quanto sono più leggere.

Man mano che la frequenza aumenta la differenza tra la PSD del sedile e quella del volante aumenta sempre di più: il motivo è che il sedile filtra le vibrazioni provenienti dalla strada e dal propulsore mentre il volante è direttamente collegato al differenziale, quindi sia alle sospensioni che al motore.

Più la velocità aumenta, più aumenta la differenza tra la PSD del volante e la PSD del sedile nella zona delle masse non sospese, quindi un aumento della forzante in ingresso al sistema accentua la differenza di vibrazioni misurate dai due sensori in quanto la PSD, tra le diverse velocità, aumenta più nel volante che nel sedile.

I picchi che si trovano alle frequenze di circa 40 Hz, nella prova a 10 km/h, sono dovuti, come spiegato nel paragrafo (2.2.11), alle frequenze legate agli ordini del motore. Nelle prove a 20 e 40 km/h queste frequenze del secondo ordine, calcolabili dalla formula (2.87), superano i 50 Hz e quindi non rientrano nella banda di frequenze percepibili, infatti sui grafici non si notano dei picchi accentuati come nel caso della prova a 10 km/h.

2.2.12.2 Confronto tra diverse velocità

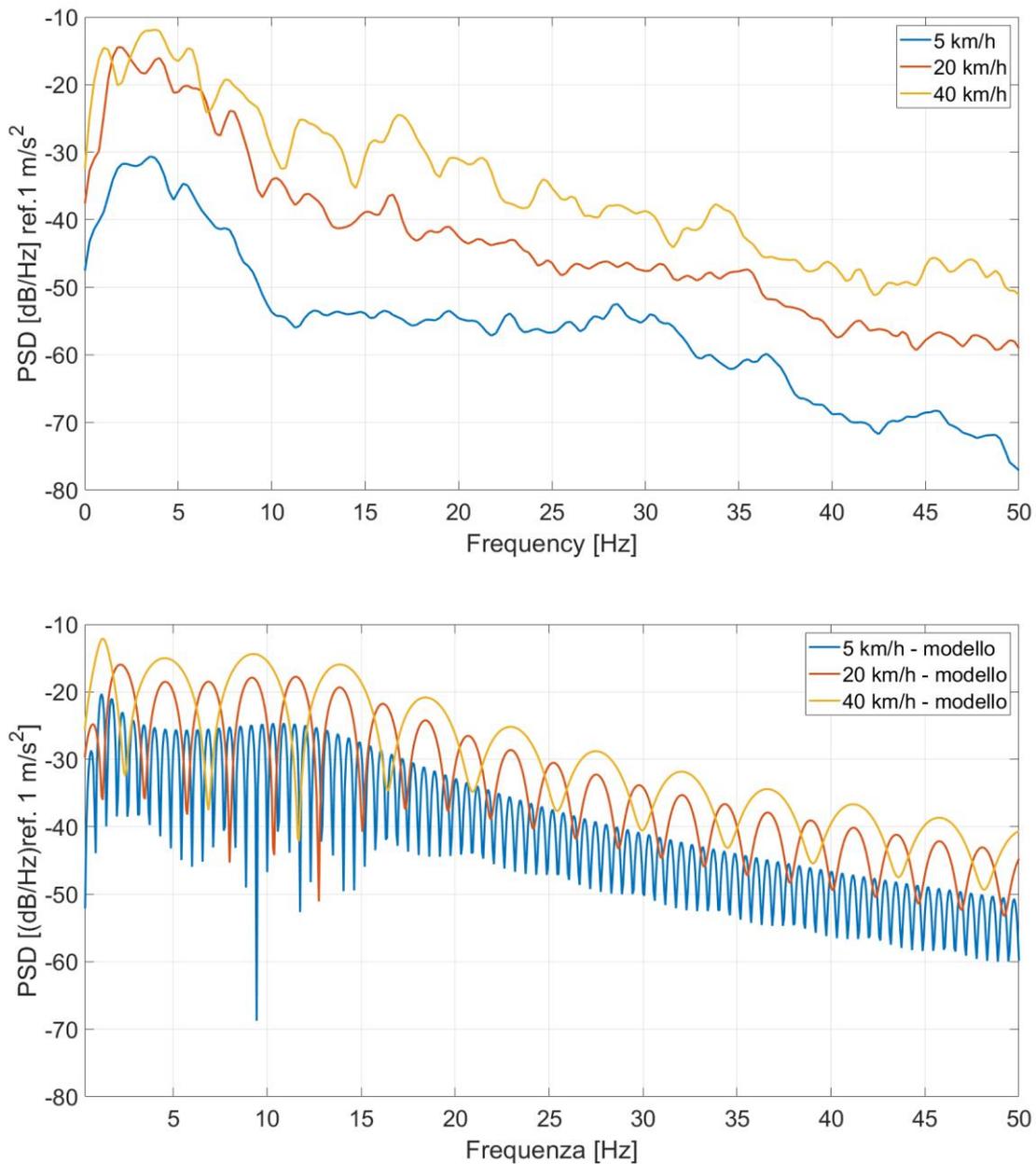


Figura 2.56 - Confronto della PSD a diverse velocità sensore seat z E City Car su asfalto

Il confronto tra diverse velocità viene riportato per la E City Car, anche se per le altre vetture i risultati ottenuti sono analoghi. Dal grafico si osserva che all'aumentare della velocità l'andamento della PSD rimane mediamente lo stesso ma viene traslato verso l'alto, questo perché una velocità maggiore crea un'eccitazione maggiore all'ingresso del sistema dinamico. A basse frequenze la differenza è più evidente tra la prova a 5 km/h e la prova a 20 km/h mentre procedendo verso frequenze più elevate la differenza tra le curve è più netta, pur mantenendo lo stesso andamento.

L'effetto della velocità è anche quello di traslare i picchi della PSD provocati dal filtraggio dovuto al passo; nei grafici dei dati sperimentali questo aspetto non è molto evidente ma lo si può apprezzare meglio nella figura (2.43) del paragrafo (2.2.9), nella quale viene diagrammata la risposta in frequenza teorica a diverse velocità. Le differenze che si riscontrano tra le velocità sono analoghe per tutti i sensori, per questo viene riportato solo il grafico relativo al sedile. Si nota che il modello riesce a seguire abbastanza bene l'andamento dei dati sperimentali.

2.2.12.3 Confronto tra diverse strade

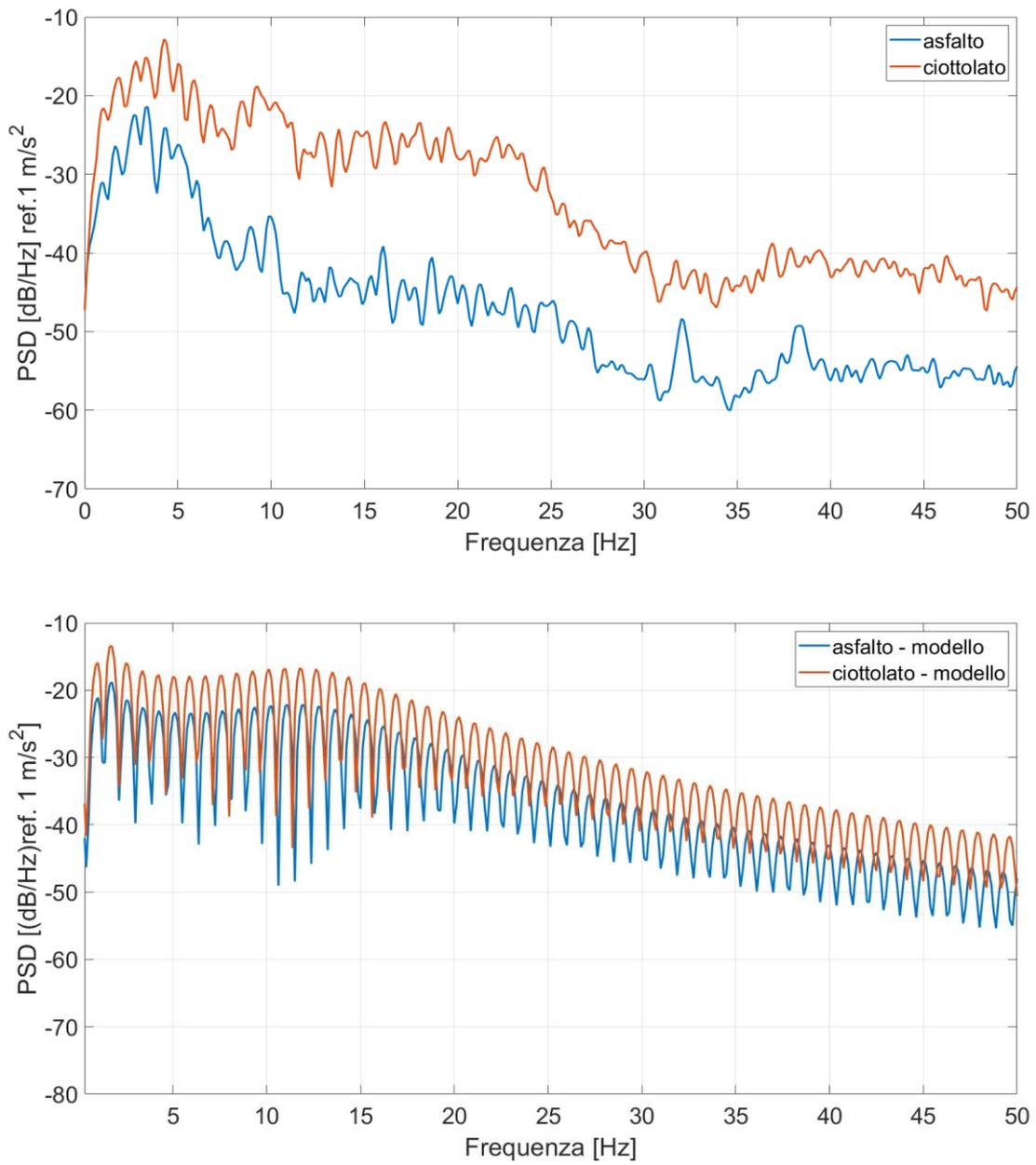


Figura 2.57 - Confronto PSD per diverse strade CE City Car (4 Cyl) a 5 km/h sensore seat z

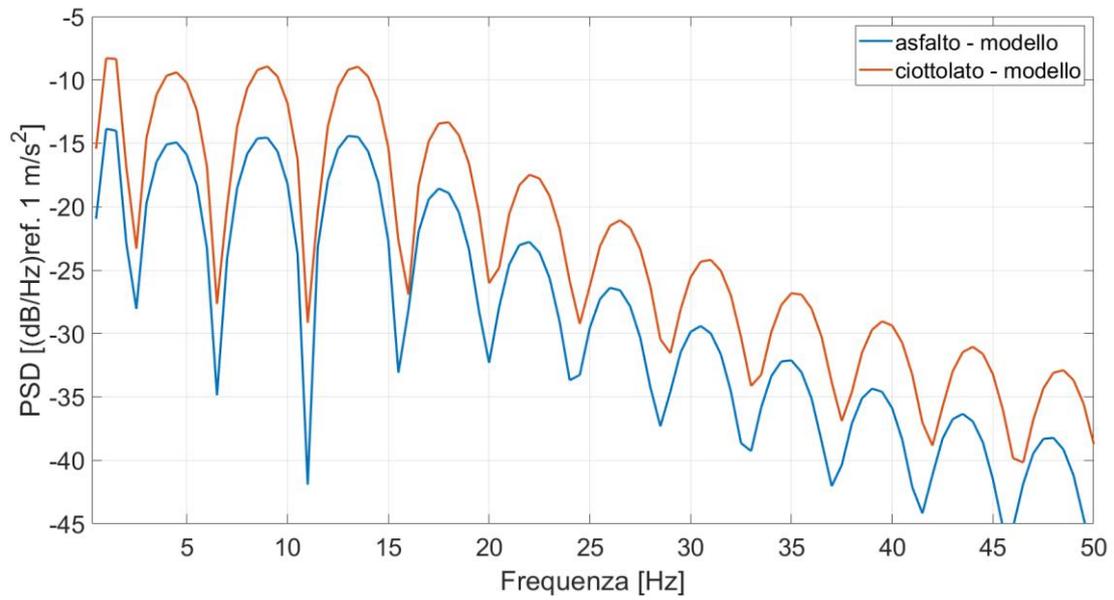
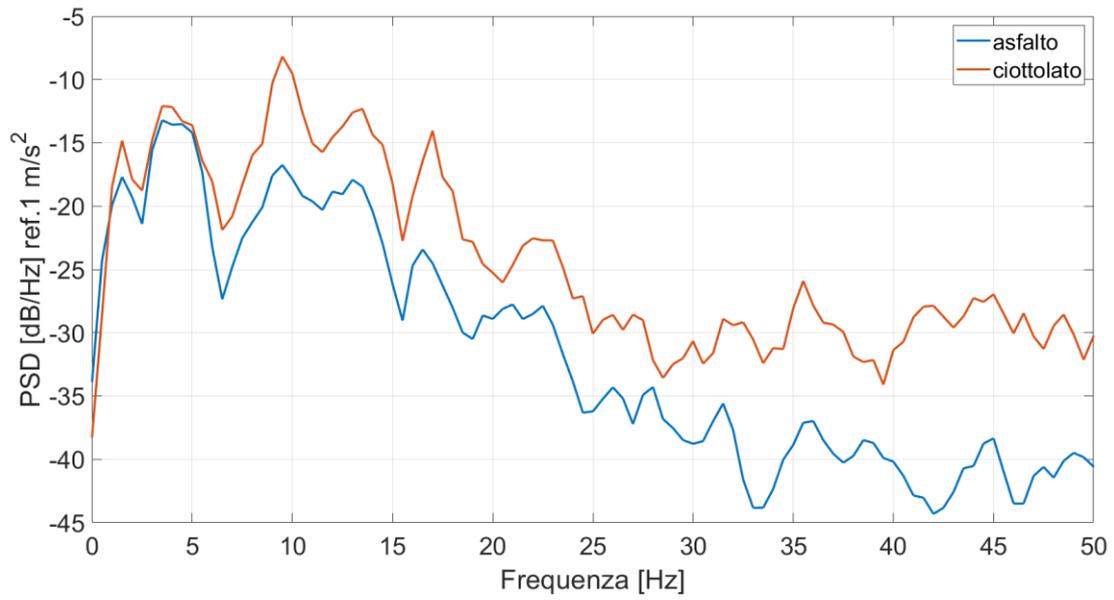


Figura 2.58 - Confronto PSD per diverse strade CE City Car (4 Cyl) a 40 km/h sensore seat z

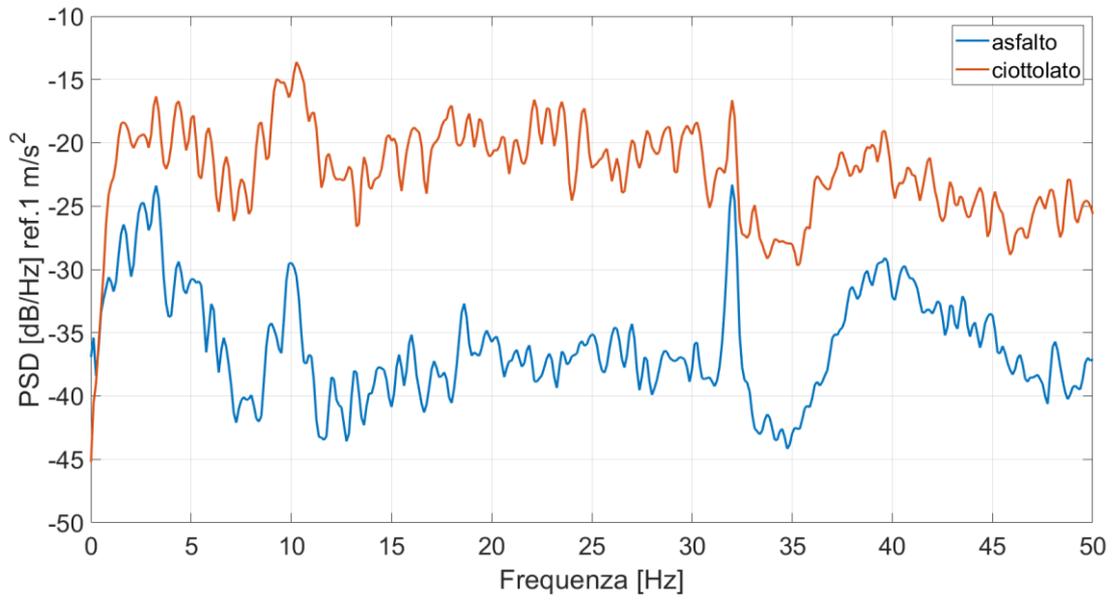


Figura 2.59 - Confronto PSD per diverse strade CE City Car (4 Cyl) a 5 km/h sensore volante x

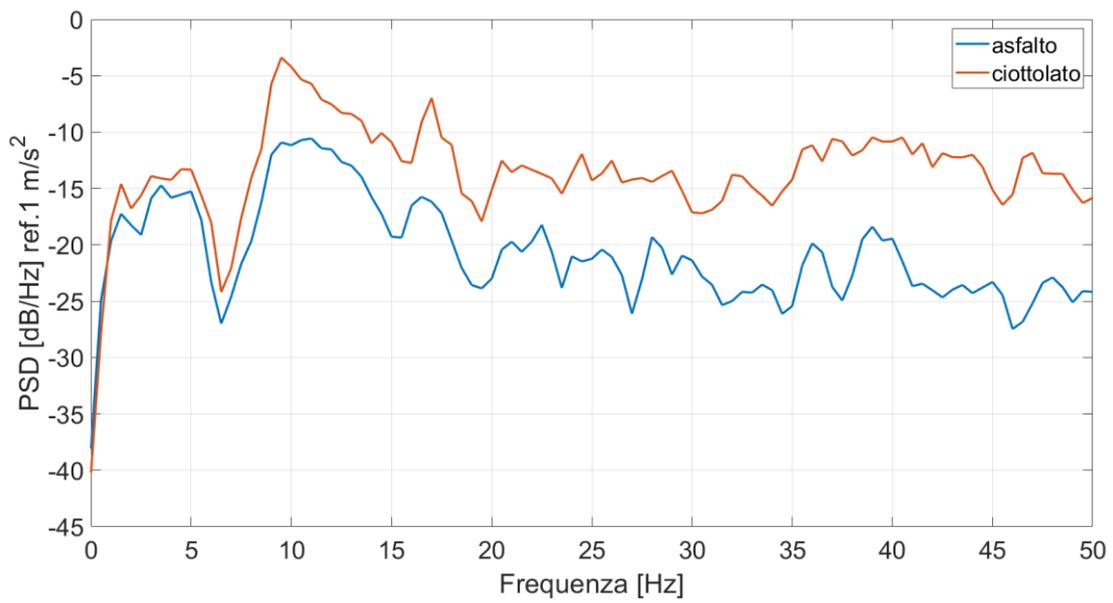


Figura 2.60 - Confronto PSD per diverse strade CE City Car (4 Cyl) a 40 km/h sensore volante x

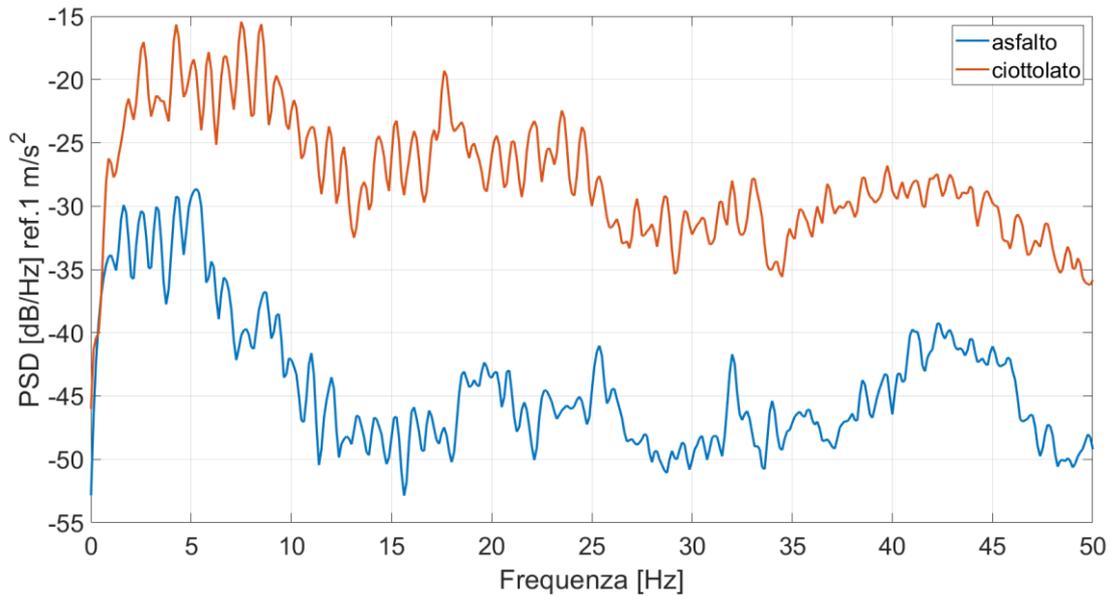


Figura 2.61 - Confronto PSD per diverse strade CE City Car (4 Cyl) a 5 km/h sensore feet z

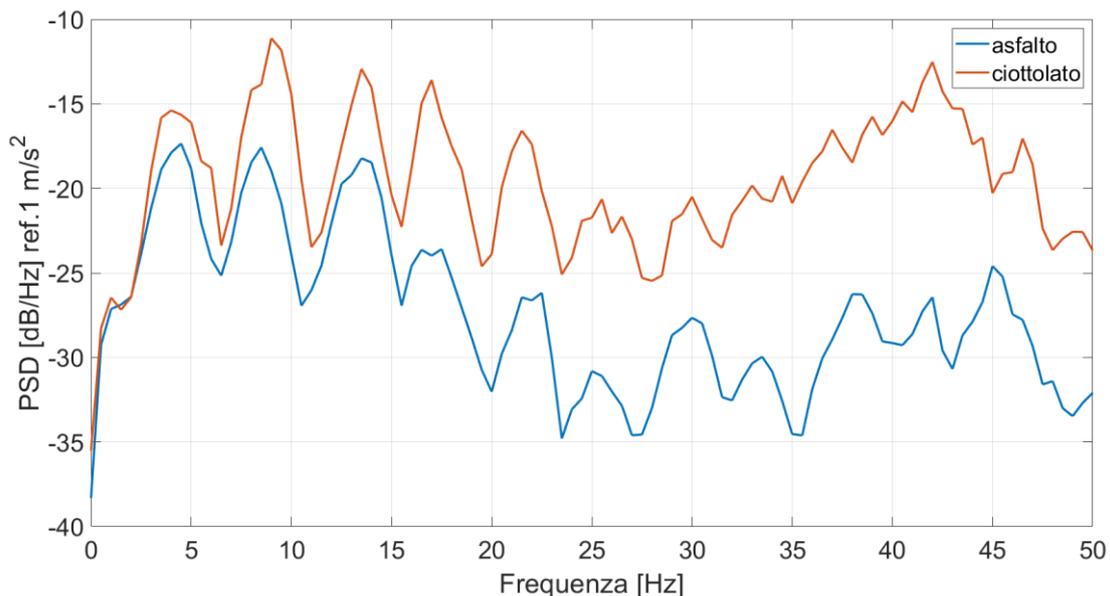


Figura 2.62 - Confronto PSD per diverse strade CE City Car (4 Cyl) a 40 km/h sensore feet z

Dai grafici si osserva che gli andamenti della PSD sono gli stessi sia per le prove su asfalto che su ciottolato. La differenza è che, come prevedibile, la PSD relativa al ciottolato è traslata verso l'alto, in quanto questo tipo di pavimentazione accentua la forzante in ingresso al sistema dinamico, comportando un'eccitazione maggiore.

Si nota anche che nelle prove a bassa velocità (5 km/h) la differenza tra asfalto e ciottolato emerge in modo netto anche nell'intervallo di frequenze tipiche delle masse sospese, mentre nelle prove a velocità più elevata (40 km/h) la differenza tra le strade si inizia a vedere nel range delle masse non sospese. Ciò significa che più aumenta la velocità più diminuisce la distinzione tra le vibrazioni della massa sospesa tra asfalto e ciottolato. Questo discorso vale per tutti i veicoli testati e per tutti i sensori. Ad entrambe le velocità considerate si nota che il modello riesce a seguire bene l'andamento delle curve sperimentali.

2.2.12.4 Confronto tra diversi veicoli

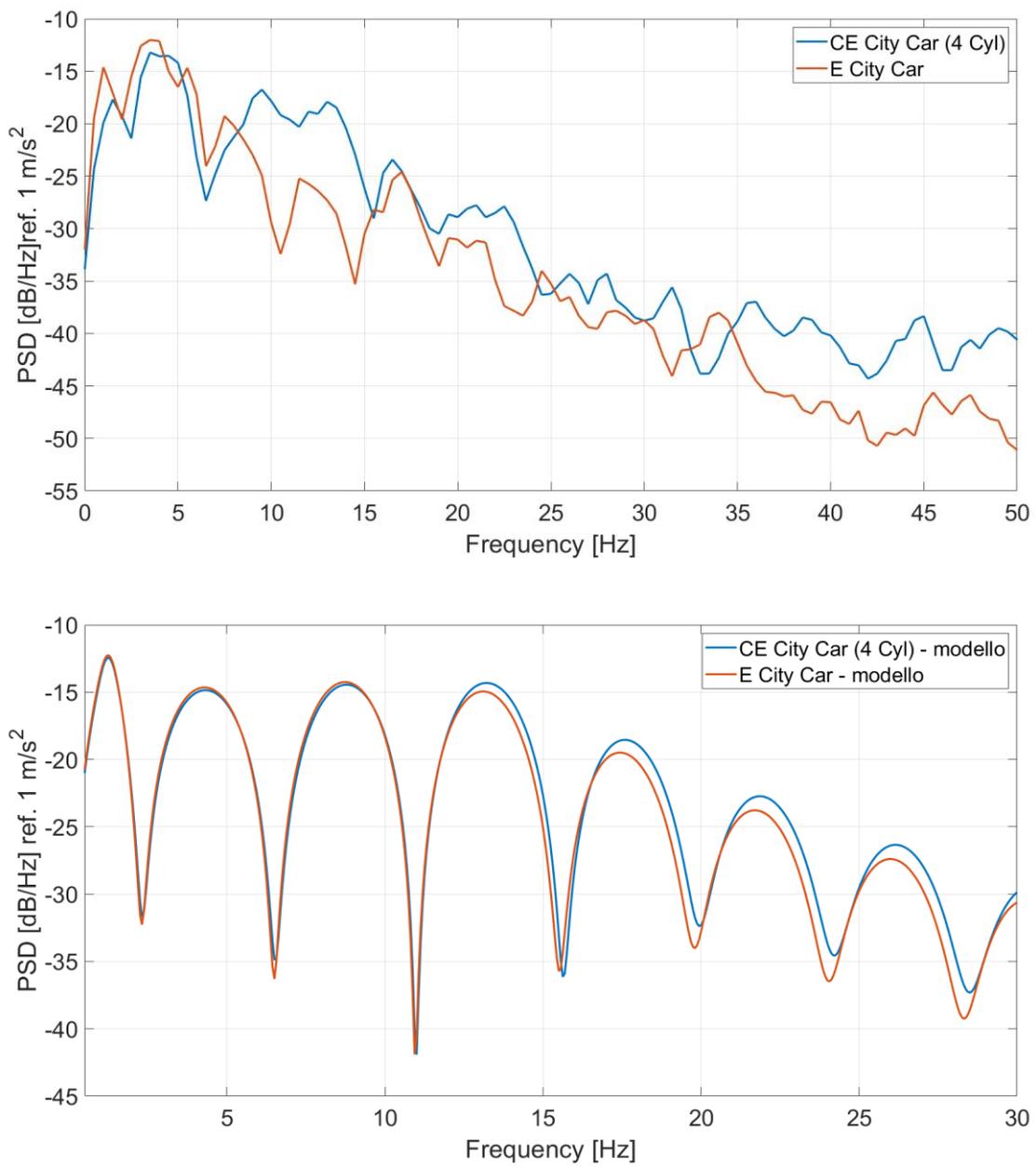


Figura 2.63 - Confronto tra veicoli con passo simile su asfalto a 40 km/h per il sensore seat z

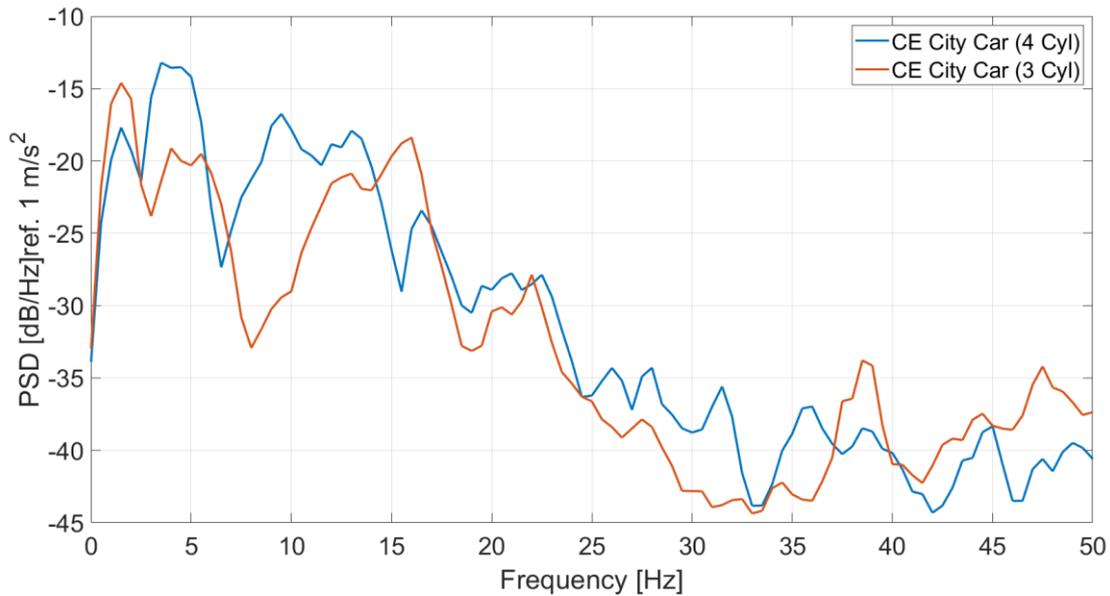


Figura 2.64 - Confronto tra veicoli a combustione interna con passi diversi

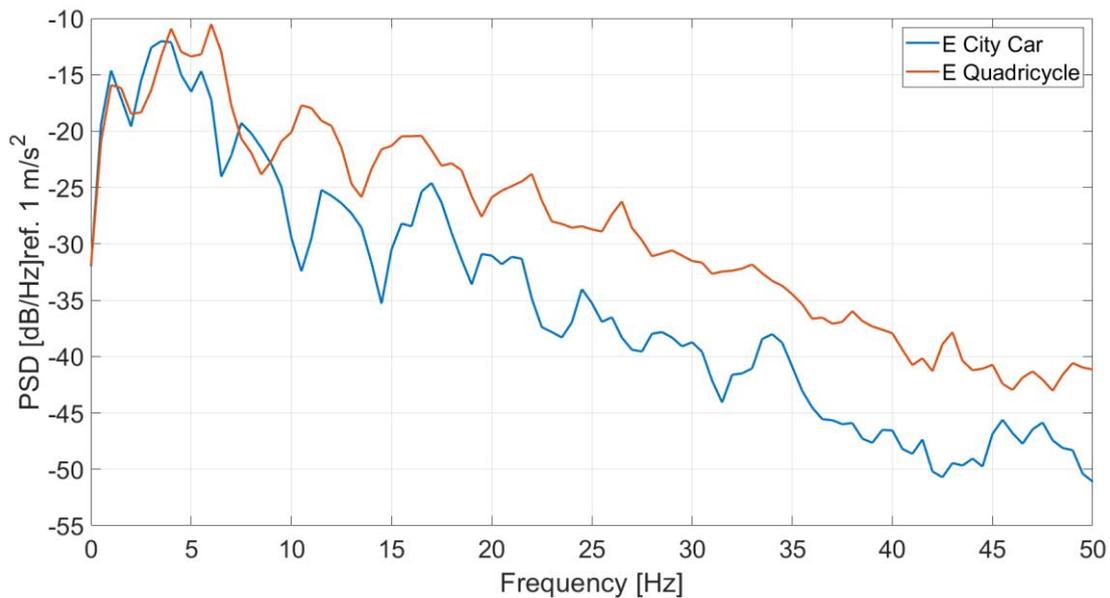


Figura 2.65 - Confronto tra veicoli elettrici con passi diversi

Dai risultati sperimentali si è potuto constatare che gli andamenti della PSD sono gli stessi per tutti i veicoli e analoghi per ogni sensore. È stato scelto come esempio, per osservare le differenze tra i diversi veicoli, il sensore posto sul sedile. Come già affermato nel paragrafo (2.2.8), la risposta in frequenza dei veicoli è influenzata dal fenomeno del filtraggio dovuto al passo, dunque i veicoli con un passo inferiore, ovvero la CE City Car (3 Cyl) e l'E Quadricycle hanno i picchi della risposta in frequenza spostati verso frequenze più alte rispetto ai veicoli con passo più lungo, in modo concorde a quanto constatato nel confronto teorico tra i veicoli.

Il confronto tra i veicoli a quattro posti mostra che il sedile della E City Car riesce a filtrare meglio le vibrazioni dovute alle masse non sospese, mentre per le masse sospese la CE City Car (4 Cyl) ha una PSD leggermente più bassa. L'altra differenza evidente tra i due veicoli emerge a frequenze superiori a circa 35 Hz, in cui le vibrazioni associate al motore a combustione interna superano quelle dovute al motore elettrico.

Il confronto tra i veicoli a combustione interna conferma quanto commentato nel paragrafo (2.2.11) in cui è stato analizzato l'equilibramento dei due motori, infatti nell'intervallo di frequenze in cui si trovano gli ordini

del motore (sopra i 30 Hz), il veicolo a 3 cilindri presenta dei picchi più marcati a causa del disequilibrio dei momenti sia del primo che del secondo ordine, oltre al fatto che questi sono leggermente traslati verso frequenze più alte poiché il motore gira ad una velocità maggiore.

Nel range di frequenze corrispondente alle masse non sospese si nota che il sedile del veicolo a 3 cilindri filtra in modo più efficace le vibrazioni.

Infine, confrontando tra di loro i due veicoli elettrici si nota che, a parte le masse non sospese, la E City Car presenta delle vibrazioni più basse per tutto l'intervallo di frequenze di interesse per le analisi comfort; questo è indice del fatto che le sospensioni e la struttura della E City Car riescono ad assorbire meglio le vibrazioni che provengono da tutte le sorgenti, tra cui la strada e il motore.

3 Analisi del comfort acustico di un autoveicolo

Prima di procedere con lo studio delle emissioni acustiche prodotte dai veicoli si richiamano alcune definizioni utili allo scopo. Il rumore è prodotto dalle vibrazioni di un corpo che si trasmettono nel mezzo elastico circostante. Le onde sonore si propagano alla velocità del suono, tipica del mezzo di propagazione, raggiungono ed eccitano il timpano dell'orecchio. Le onde sonore possono essere piane o sferiche. Un'onda piana si propaga in un'unica direzione mentre un'onda sferica si propaga in tutte le direzioni a partire da una sorgente puntiforme [9].

La regione dello spazio in cui si propagano le onde sonore emesse dalla sorgente prende il nome di campo sonoro. Si possono definire diverse grandezze legate allo studio delle onde acustiche, tra cui: pressione sonora, potenza sonora, intensità sonora.

La pressione sonora è caratterizzata mediante il suo valore efficace [9]:

$$p_e = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt} \quad [Pa] \quad (3.1)$$

Il livello di pressione sonora pone a confronto la pressione efficace con la pressione sonora di riferimento, che rappresenta la minima pressione sonora udibile ad una frequenza di 1 kHz. Il valore della pressione sonora di riferimento è fissato a 20 μ Pa; il livello di pressione sonora è dato da [9]:

$$L_p = 20 \log_{10} \left(\frac{p_e^2}{p_0^2} \right) = 10 \log_{10} \left(\frac{p_e}{p_0} \right) \quad [dB] \quad (3.2)$$

L_p è compreso tra 0 dB (soglia minima dell'udito) e 120 dB (soglia del dolore) ed è misurabile mediante un comune microfono.

La potenza sonora è l'energia sonora totale emessa dalla sorgente nell'unità di tempo. Analogamente a quanto descritto in precedenza, il livello di potenza sonora è dato da [9]:

$$L_P = 10 \log_{10} \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad [dB] \quad (3.3)$$

L'intensità sonora è definita come l'energia sonora che attraversa, nell'unità di tempo, l'unità di area disposta perpendicolarmente alla direzione di propagazione dell'onda in un punto del campo [9].

$$I = \frac{p_e^2}{\rho a} \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (3.4)$$

dove ρ è la densità del mezzo di propagazione e a è la velocità del suono.

Il livello di intensità sonora si esprime come [9]:

$$L_I = 10 \log_{10} \left(\frac{I}{I_0} \right) \quad [dB] \quad (3.5)$$

L'orecchio umano è sensibile non solo alla pressione sonora ma anche alla frequenza, infatti riesce a percepire le frequenze nell'intervallo compreso tra 20 Hz e 20 kHz. Nel grafico di Fletcher-Munson seguente sono presenti delle linee isolivello che congiungono i punti con uguale sensazione sonora per l'orecchio umano, misurata in phon.

Le curve isofoniche rappresentano il livello di pressione sonora che deve avere un suono per dare la stessa sensazione alle varie frequenze [10].

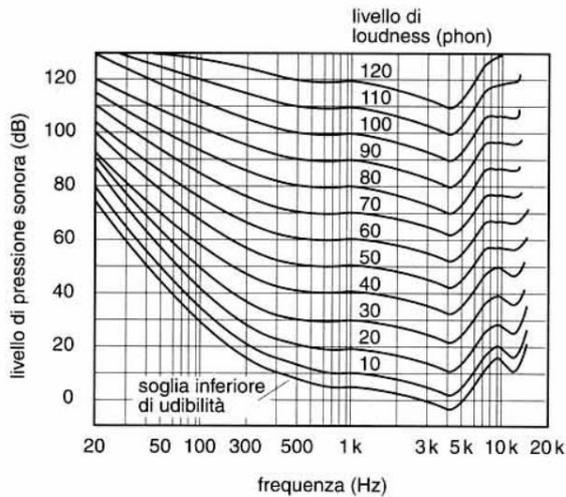


Figura 3.1 - Curve isofoniche [10]

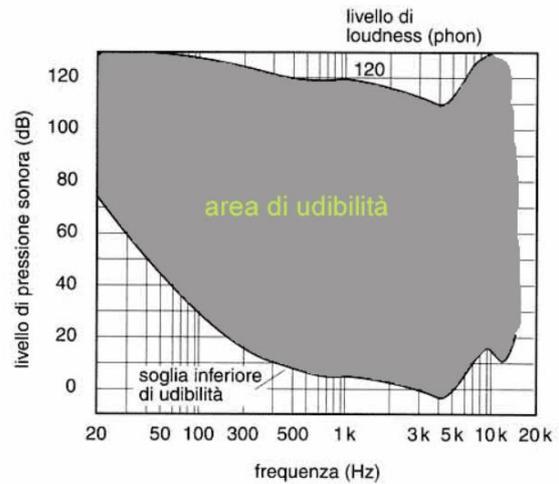


Figura 3.2 - Area di udibilità nel diagramma di Fletcher-Munson [10]

La sensazione sonora è funzione della pressione e della frequenza sonora. Le curve isofoniche hanno tutte una forma molto simile, con picco di udibilità intorno ai 4 kHz, ma si può notare come al crescere della frequenza la risposta del sistema uditivo si appiattisce. Per tenere conto degli effettivi livelli di pressione percepiti dall'orecchio umano vengono applicati degli appositi filtri; i principali sono A, B, C, D [10].

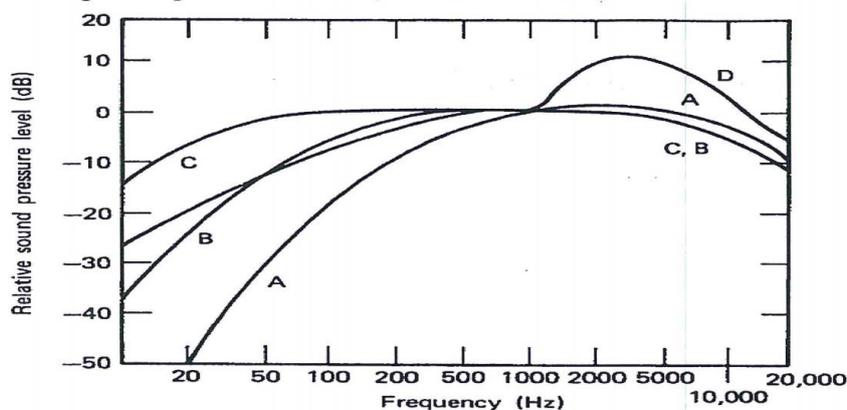


Figura 3.3 - Curve di ponderazione della sensazione sonora

Per raggiungere una buona approssimazione della risposta umana occorre inoltre compensare il fatto che l'orecchio sente meglio le alte frequenze rispetto alle basse. Questa operazione, detta di ponderazione, viene eseguita tramite il diagramma di Fletcher-Munson, andando cioè a vedere a quale curva isofonica appartiene una determinata coppia frequenza-livello di pressione. Per facilitare l'operazione è sufficiente avere a disposizione un diagramma di Fletcher-Munson ribaltato (figura (3.3)), che ci consente di stabilire quale valore sommare ai livelli di pressione ottenuti alle varie frequenze per ottenere l'effettiva sensazione umana. Come già affermato in precedenza, le curve isofoniche sono simili tra loro ma variano al variare del livello. A tale riguardo esistono la curva A (per livelli sotto i 60 dB), la curva B (tra 60 e 80 dB), la curva C (oltre 80) e la curva D, che si usa per rumori molto forti come quelli degli aerei. Le misure assumono, di conseguenza, le unità di misura dBA, dBB, ecc. a seconda della curva di ponderazione utilizzata [10]. Tra le varie curve di ponderazione, nella pratica, si utilizza quasi sempre la curva A. Il motivo di tale affermazione risiede nel fatto che la curva A risulta in media quella meglio correlata con la risposta soggettiva umana a rumori generici a

larga banda; questo fatto, unito alla facilità di misurazione fonometrica in dBA, ha portato all'adozione della curva A in numerose normative di settore. La curva A, tuttavia, si presta ad alcune critiche, tra cui [10]:

- vi sono altre scale più raffinate per la valutazione della sensazione sonora
- le curve isofoniche sono state costruite utilizzando dei toni puri, mentre la curva A viene utilizzata per valutare i rumori a larga banda
- la curva A non fornisce una valutazione adeguata qualora il rumore presenti forti componenti tonali o impulsive
- il disturbo da rumore a bassa frequenza viene sottostimato utilizzando un singolo numero in dBA

La curva A si può definire come un filtro nel dominio della frequenza dato da una precisa espressione matematica. Nella seguente tabella (3.1) vengono riportati i valori delle curve di ponderazione A, B, C e D [10].

frequenza	curva A (dB)	curva B (dB)	curva C (dB)	curva D (dB)
10	-70,4	-38,2	-14,3	-26,5
12,5	-63,4	-33,2	-11,2	-24,5
16	-56,7	-28,5	-8,5	-22,5
20	-50,5	-24,2	-6,2	-20,5
25	-44,7	-20,4	-4,4	-18,5
31,5	-39,4	-17,1	-3	-16,5
40	-34,6	-14,2	-2	-14,5
50	-30,2	-11,6	-1,3	-12,5
63	-26,2	-9,3	-0,8	-11
80	-22,5	-7,4	-0,5	-9
100	-19,1	-5,6	-0,3	-7,5
125	-16,1	-4,2	-0,2	-6
160	-13,4	-3	-0,1	-4,5
200	-10,9	-2	0	-3
250	-8,6	-1,3	0	-2
315	-6,6	-0,8	0	-1
400	-4,8	-0,5	0	-0,5
500	-3,2	-0,3	0	0
630	-1,9	-0,1	0	0
800	-0,8	0	0	0
1000	0	0	0	0
1250	0,6	0	0	2
1600	1	0	-0,1	5,5
2000	1,2	-0,1	-0,2	8
2500	1,3	-0,2	-0,3	10
3150	1,2	-0,4	-0,5	11
4000	1	-0,7	-0,8	11
5000	0,5	-1,2	-1,3	10
6300	-0,1	-1,9	-2	8,5
8000	-1,1	-2,9	-3	6
10000	-2,5	-4,3	-4,4	3
12500	-4,3	-6,1	-6,2	0
16000	-6,6	-8,4	-8,5	-4
20000	-9,3	-11,1	-11,2	-7,5

Tabella 3.1 - Valori delle curve di ponderazione [10]

3.1 Cenni di psicoacustica

Nella psicoacustica moderna il primo approccio consiste nel produrre degli stimoli acustici con l'ausilio di sofisticate tecniche digitali e algoritmi per l'elaborazione dei segnali. Successivamente i segnali vengono presentati ai soggetti attraverso delle cuffie o degli altoparlanti. In seguito, i soggetti devono giudicare le caratteristiche dei suoni ascoltati come il tono, il volume, ecc [11].

Con queste procedure, nel corso del tempo, sono stati modellati diversi parametri psicoacustici e i relativi metodi di misura. I principali parametri psicoacustici che vengono analizzati sono: articulation index, loudness, sharpness, roughness, tonalità.

[11] Solitamente, durante lo studio della psicoacustica, viene definito un suono ottimale per uno specifico prodotto che costituisce l'obiettivo da raggiungere per gli ingegneri del suono, i quali hanno il compito di agire sulle caratteristiche sonore del prodotto per ottenere delle prestazioni acustiche che si avvicinano il più possibile all'obiettivo prefissato. Ci sono diverse caratteristiche del segnale che possono influenzare la valutazione acustica dell'ambiente nel quale viene emesso come quelle fisiche e psicoacustiche.

Per quanto riguarda la valutazione del paesaggio sonoro, il primo passo è eseguire delle registrazioni binaurali, analizzare i suoni e ottenere i parametri psicoacustici insieme ai livelli di pressione.

Successivamente i suoni vengono presentati ad un campione di soggetti che esprimono valutazioni soggettive e vengono ricercate delle possibili correlazioni tra le valutazioni espresse ed i parametri psicoacustici. Come già accennato nell'introduzione, i parametri psicoacustici sono stati calcolati servendosi del software TestLab, così come gli spettrogrammi audio.

3.1.1 Articulation index

[11] L'articulation index è un parametro originariamente sviluppato con l'obiettivo di assicurare la riservatezza delle conversazioni, che si può definire come l'impossibilità di introdursi in un discorso riconoscendo le parole pronunciate da altri soggetti in un'area in cui è presente un rumore di fondo. In questo caso il rumore di fondo riesce ad assicurare un buon livello di riservatezza. La misura dell'interferenza causata dal rumore di fondo che maschera il discorso può essere calcolata ponderando lo spettro del rumore, espresso in bande di 1/3 di ottava, in accordo con la sua importanza nella comprensione delle parole. L'articulation index è derivato da questo spettro ponderato e si può descrivere graficamente come in figura (3.4).

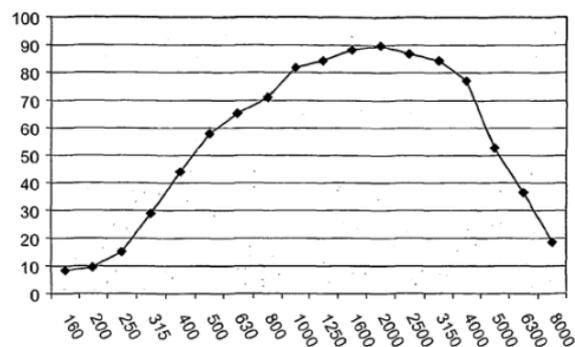


Figura 3.4 - Rappresentazione grafica dell'articulation index [11]

Questo indice può essere correlato alla percentuale di sillabe comprese. Per una riservatezza completa è necessario un articulation index non superiore a 0.05, mentre per discorsi non confidenziali si può accettare un AI di 0.1. Nella figura (3.5) viene rappresentata l'intelligibilità delle frasi in funzione dell'articulation index.

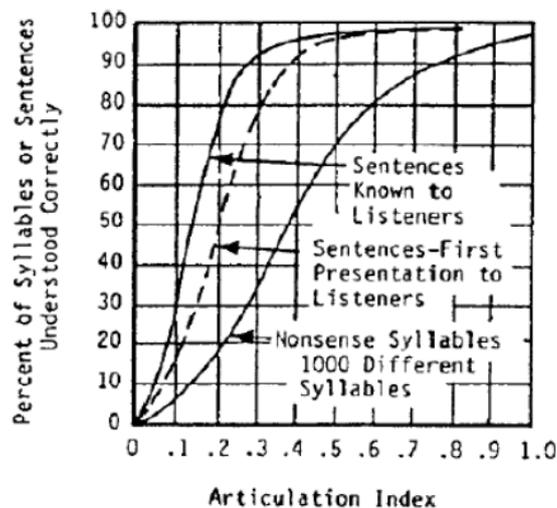


Figura 3.5 - Intelligibilità delle frasi in funzione dell'articulation index [11]

Una valutazione quantitativa dell'intelligibilità di un discorso consiste nel calcolo della percentuale di discorso correttamente percepita e registrata. Un articulation index del 100% significa che l'intero discorso è

perfettamente comprensibile mentre un articulation index dello 0% comporta che nessuna parola del discorso viene compresa [11].

L'articulation index viene normalmente calcolato dalle bande di 1/3 di ottava in un intervallo di frequenze centrali compreso tra 200 Hz e 4000 Hz, anche se talvolta viene utilizzata una frequenza centrale massima di 6300 Hz. Il livello di ciascuna banda (dBA) viene ponderato seguendo i seguenti criteri [11]:

- se il livello ponderato con il filtro A della banda si trova tra il limite inferiore e superiore allora il valore sarà un valore lineare compreso tra 0 e 1 per quella determinata banda
- se il livello è al di sopra del limite superiore l'indice vale 0 per quella determinata banda
- se il livello è al di sotto del limite inferiore l'indice vale 1 per quella determinata banda
- si moltiplicano i valori ottenuti per i coefficienti di ponderazione (tabella) e si somma il tutto per ottenere l'articulation index in percentuale

In campo automobilistico l'articulation index è un indicatore della qualità del rumore che giunge all'interno dell'abitacolo, che permette di quantificare il disturbo causato da un determinato rumore su una conversazione che avviene all'interno del veicolo.

3.1.2 Loudness

[11] La loudness è un parametro che esprime la sensazione uditiva del volume di un suono, correlata alla percezione del suo contenuto energetico. Il criterio di valutazione introdotto da H. Fletcher è basato su un confronto binario tra toni puri, con un tono di riferimento ad una frequenza fissata a 1000 Hz. È importante osservare che affermare che due suoni abbiano la stessa intensità è diverso da affermare che essi abbiano la stessa loudness; infatti, dal momento che la sensibilità dell'orecchio umano varia con la frequenza è utile diagrammare le curve isofoniche che mostrano la variazione della sensibilità alle diverse frequenze, come nel diagramma di Fletcher-Munson riportato in figura (3.6).

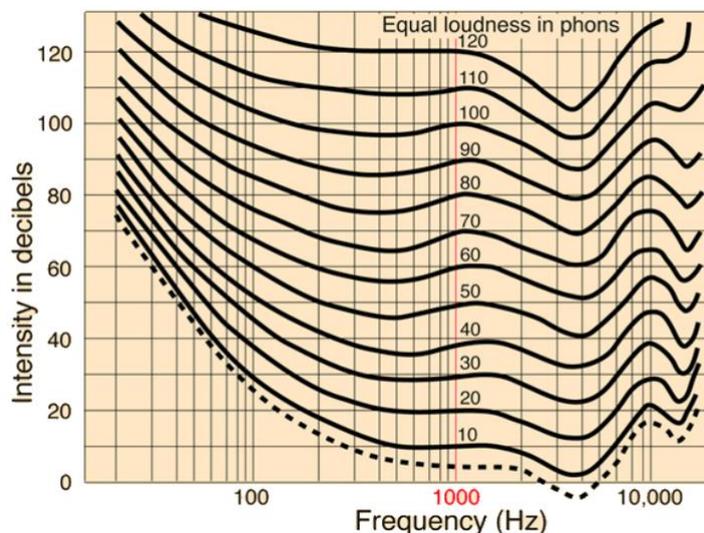


Figura 3.6 - Diagramma di Fletcher-Munson [10]

[11] L'unità di misura della loudness è il phon. Ogni curva isofonica viene riferita all'intensità a 1000 Hz: ad esempio, un suono che ha un'intensità di 60 dB a 1000 Hz ha una loudness pari a 60 phons. Questo criterio si basa sul fatto che, a 1000 Hz, il livello di pressione sonora oggettivo L, in dB, coincide con il livello soggettivo P, in phon. Le curve isofoniche sono state ricavate mediante delle prove di ascolto, quindi sono sperimentali. I risultati ottenuti dai test acustici vengono poi inseriti in un audiogramma, il cui aspetto dipende dalle condizioni alle quali è avvenuto l'ascolto. L'utilizzo del phon come unità di misura della loudness è sicuramente un miglioramento rispetto all'utilizzo del decibel, che è una scala oggettiva. Il phon, tuttavia,

non esprime una misura direttamente proporzionale alla loudness, come è evidente nel diagramma di Fletcher. Per esprimere la loudness in scala lineare è stato creato il sone. Si suppone che l'intervallo di sensazione uditiva standard prodotto dalla musica di un'orchestra sia compreso tra 40 e 100 phons, al limite inferiore di questo intervallo si assegna arbitrariamente il valore di 1 sone, 50 phons corrispondono a 2 sones, 60 phons a 4 sones ecc.

La relazione che consente di correlare la loudness P espressa in phon con la loudness S espressa in sone è definita dalla normativa ISO-131 [11]:

$$S = 2^{\frac{(P-40)}{10}} \text{ [sone]} \quad (3.6)$$

Di conseguenza, la relazione inversa è:

$$P = 40 + 10 \log_2(S) \text{ [phon]} \quad (3.7)$$

Si può notare che la dipendenza della loudness dal livello di pressione è esponenziale; dalla formula si vede come un sone rappresenti la loudness di un tono puro alla frequenza di 1000 Hz e al livello di pressione acustica di 40 dB.

[11] Per la loudness bisogna considerare un fattore molto importante: l'effetto di mascheramento, ovvero l'effetto per il quale due o più suoni prodotti insieme si disturbano reciprocamente. Il caso più evidente è quello in cui suoni forti coprono suoni deboli, ma anche l'ascolto di un suono forte può essere disturbato dalla presenza di uno meno intenso. In ogni caso il suono disturbatore viene chiamato suono mascherante e quello disturbato suono mascherato. Dal punto di vista psicoacustico l'effetto di mascheramento consiste nell'innalzamento della soglia di udibilità (diminuzione di sensibilità) a scapito del suono mascherato e si misura dal numero di dB di cui si deve aumentare la sua intensità perché esso, sempre in presenza del suono mascherante, torni ad essere udibile. Se, per esempio, un suono è coperto da un altro più forte ed è necessario aumentarne l'intensità di 10 dB perché torni ad essere udibile, si dice che esso subisce un mascheramento di 10 dB. Il fenomeno tende a manifestarsi con regolarità alle diverse intensità e, scelta a piacere una coppia di suoni, si può constatare che, aumentata l'intensità del suono mascherante di un certo numero di dB, il numero di dB del quale è necessario aumentare l'intensità del suono mascherato perché esso torni ad essere udibile è uguale o, comunque, poco diverso.

È importante anche la relazione reciproca di altezza tra frequenze superiori e inferiori: i toni di frequenza inferiore mascherano più facilmente i toni di frequenza superiore di quanto non accada nel rapporto inverso. L'effetto di mascheramento, ad ogni modo, diminuisce con l'allargarsi dell'intervallo tra la frequenza mascherante e quella mascherata, mentre è più sensibile se l'intervallo è contenuto all'interno di una delle bande critiche. Il massimo dell'effetto si verifica quando i due toni hanno la stessa frequenza. Nel caso, poi, in cui il mascheramento venga effettuato da un rumore, l'effetto mascherante è dato prevalentemente da una ristretta banda di questo, banda la cui ampiezza sta in un determinato rapporto con la banda critica di pertinenza.

A valle di queste considerazioni si deduce che la valutazione della loudness di suoni complessi è tutt'altro che banale. La normativa ISO 532-1 propone due procedure: il metodo A di Stevens e il metodo B di Zwicker. Il metodo di Stevens è basato su due ipotesi [11]:

- le componenti spettrali che rientrano nella stessa banda critica vengono sommate in potenza rispetto allo stesso livello soggettivo; sommare dunque due contributi con la stessa potenza porta ad un aumento di 3 phons della sensazione uditiva
- le componenti spettrali che ricadono in diverse bande critiche sono sommate direttamente in termini di loudness, quindi si somma S .

Il procedimento è costituito da tre fasi principali [11]: inizialmente si suddivide e si analizza lo spettro in bande d'ottava o di 1/3 di ottava poi, per ogni banda k, si determina la loudness S_k graficamente e, infine, si sommano i contributi forniti dalle varie bande tenendo conto dell'effetto di mascheramento, sfruttando la formula (3.8).

La formula indicata dalla normativa per il calcolo della loudness di suoni complessi è la seguente:

$$S = S_{max} + F \left(\sum_{k=1}^N S_k - S_{max} \right) \text{ [sone]} \quad (3.8)$$

Dove:

- S =loudness del suono complesso
- S_{max} =massimo valore tra gli N contributi S_k
- F =fattore pari a 0.15 per le bande a 1/3 di ottava e pari a 0.30 per le bande d'ottava
- S_k =loudness di ciascuna banda

Si può trasformare la loudness ottenuta in phon mediante la formula (3.7).

La normativa ISO 532-1 fornisce anche un grafico utile per il calcolo della loudness che viene riportato in figura (3.7).

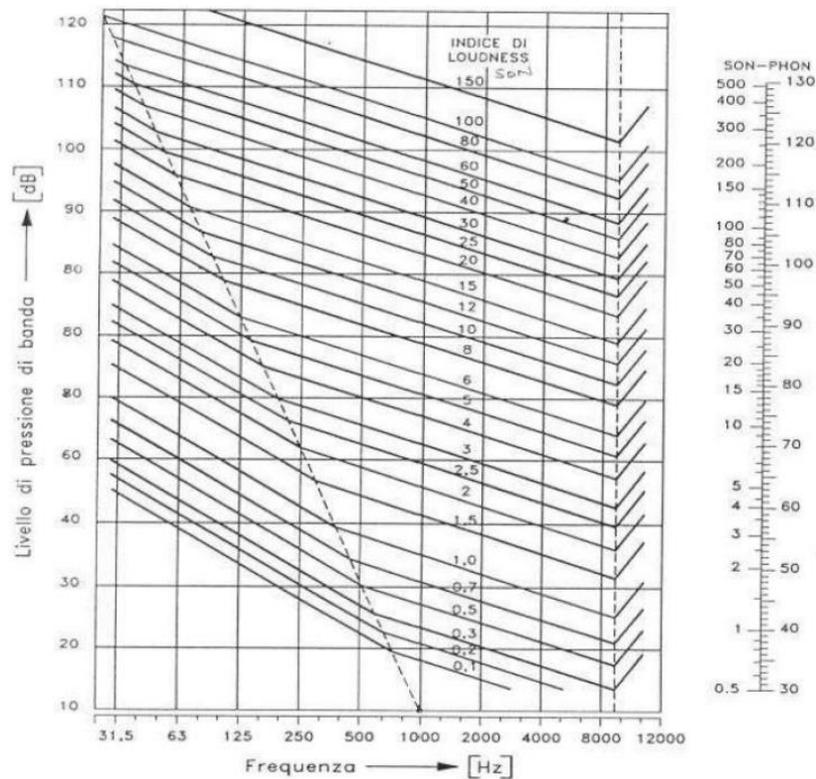


Figura 3.7 - Diagramma per il calcolo della Loudness secondo la ISO 532-1 [11]

3.1.3 Roughness

La roughness è una sensazione di ruvidità dell'udito che viene creata dalle modifiche relativamente rapide prodotte dalle frequenze di modulazione nella regione tra circa 15 e 300 Hz [11]. Essa raggiunge il suo massimo vicino a frequenze di modulazione di 70 Hz e diminuisce a frequenze più elevate di modulazione.

L'unità di misura della roughness è l'asper (dal latino "ruvido"). In sostanza, la roughness può essere descritta dal modello di mascheramento temporale dei suoni [11]. Questa procedura è illustrata nella figura (3.8):

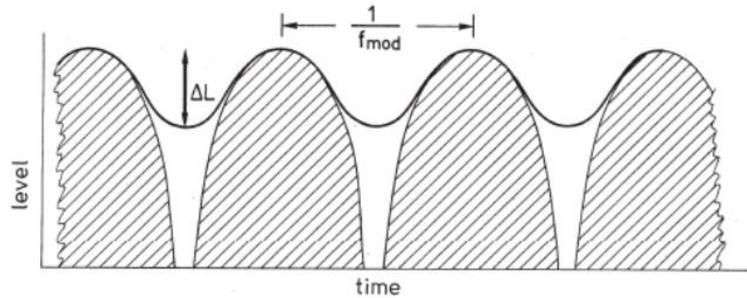


Figura 3.8 - Modello di mascheramento temporale dei suoni [11]

Le aree tratteggiate mostrano la variazione temporale di un suono, modulata in ampiezza da un grado di modulazione di circa il 100%, con il livello visualizzato come funzione del tempo. Teoricamente i punti più bassi tra i picchi raggiungono il minimo intorno a $-\infty$ sulla scala dei decibel [11]. Nelle applicazioni pratiche, tuttavia, il livello minimo è controllato dalla dinamica del sistema uditivo. Ad esempio la profondità di modulazione del modello di mascheramento temporale, ΔL , raggiunge valori molto più piccoli a causa degli effetti di post-mascheramento, rappresentato dal decadimento dell'eccitazione psicoacustica del sistema uditivo. Questa variazione limitata del livello è rappresentata dalla curva continua e la distanza temporale dei picchi è inversamente proporzionale alla modulazione in frequenza.

In linea di principio, la roughness R di un suono può essere descritta dal prodotto della profondità di modulazione ΔL del modello di mascheramento temporale e dalla frequenza di modulazione f_{mod} [11]:

$$R \approx \Delta L \cdot f_{mod} \quad (3.9)$$

Poiché questo prodotto è espresso in dB/s, risulta che la sensazione dell'udito per il parametro roughness è proporzionale alla velocità di variazione del modello di mascheramento temporale.

3.1.4 Sharpness

La sharpness è una grandezza psicoacustica che indica la nitidezza di un suono e può essere considerata come una misura del colore del tono. Se la giusta quantità di sharpness è aggiunta ad un suono, ad esempio di un autoveicolo, questo gli conferirà un carattere di maggior potenza. Tuttavia, troppa sharpness renderà un suono aggressivo [11].

La sharpness è la sensazione causata dalle alte frequenze di un rumore. L'unità di misura è l'acum, che deriva dal latino e significa acutezza. Il valore di 1 acum è attribuito ad un rumore in banda stretta di 1 kHz della larghezza di 150 Hz e del valore di 60 dB. Per i rumori a banda stretta, la nitidezza aumenta al crescere della frequenza centrale e aumenta di un fattore due per un incremento del livello da 30 a 90 dB [11].

La sharpness può essere ridotta aggiungendo delle componenti in bassa frequenza. Si deve tenere presente, tuttavia, che l'aggiunta di componenti in bassa frequenza aumenta anche la sensazione sonora totale, ovvero la loudness. Nondimeno, se la sensazione sonora del suono originale non è troppo alta, la riduzione della sharpness e, quindi, dell'aggressività può sovracompensare l'aumento della sensazione sonora con i suoi effetti sulla qualità del suono complessiva [11].

3.1.5 Tonality

La tonalità è una metrica il cui scopo è la valutazione della possibile presenza di toni all'interno dello spettro di un suono. A tal proposito bisogna notare che, in uno spettro acustico, la massima sensazione tonale viene fornita da un tono ad una frequenza di 700 Hz. Di conseguenza è logico pensare che la tonalità sia rappresentata come una funzione dipendente dalla frequenza ma, al contrario, il contributo tonale è

applicabile anche ai rumori in banda stretta; in questi casi più la banda è stretta, più il rumore sembra tonale. La tonalità, come metrica, può essere ricavata con diversi metodi tra cui [12]:

- Rapporto tono/rumore (ECMA-74)
- Rapporto di prominenza (ECMA-74)
- DIN 45681
- Metodo di Aures/Terhardt

I metodi della ECMA-74 vengono applicati solo ai toni puri, il metodo di Aures/Terhardt non fornisce informazioni sullo spettro ma solo sulle componenti tonali della loudness in funzione del tempo. Richiede, inoltre, un'elevata risoluzione temporale. Invece i primi tre metodi richiedono un'elevata risoluzione in frequenza che si traduce in una bassa risoluzione temporale.

Un tono sinusoidale alla frequenza di 1 kHz a 60 dB corrisponde ad una tonalità di 1 t.u. (tonality unit) [13]. Per ulteriori informazioni sulla tonalità è possibile consultare la [12] e la [13].

3.2 Metodologia di analisi dei dati sperimentali

In questo paragrafo viene spiegata brevemente la procedura di calcolo che è stata svolta con il software TestLab con i principali passaggi che hanno portato all'ottenimento delle grandezze psicoacustiche e degli spettrogrammi audio.

3.2.1 Analisi con il software TestLab

Dopo aver caricato su TestLab i dati sperimentali derivanti dalle acquisizioni sono stati selezionati i canali corrispondenti alle misure acustiche; un canale è dedicato alla cuffia sinistra ed uno alla cuffia destra. Selezionandoli si può osservare, sulla destra della figura (3.9), l'andamento della pressione acustica in funzione del tempo.

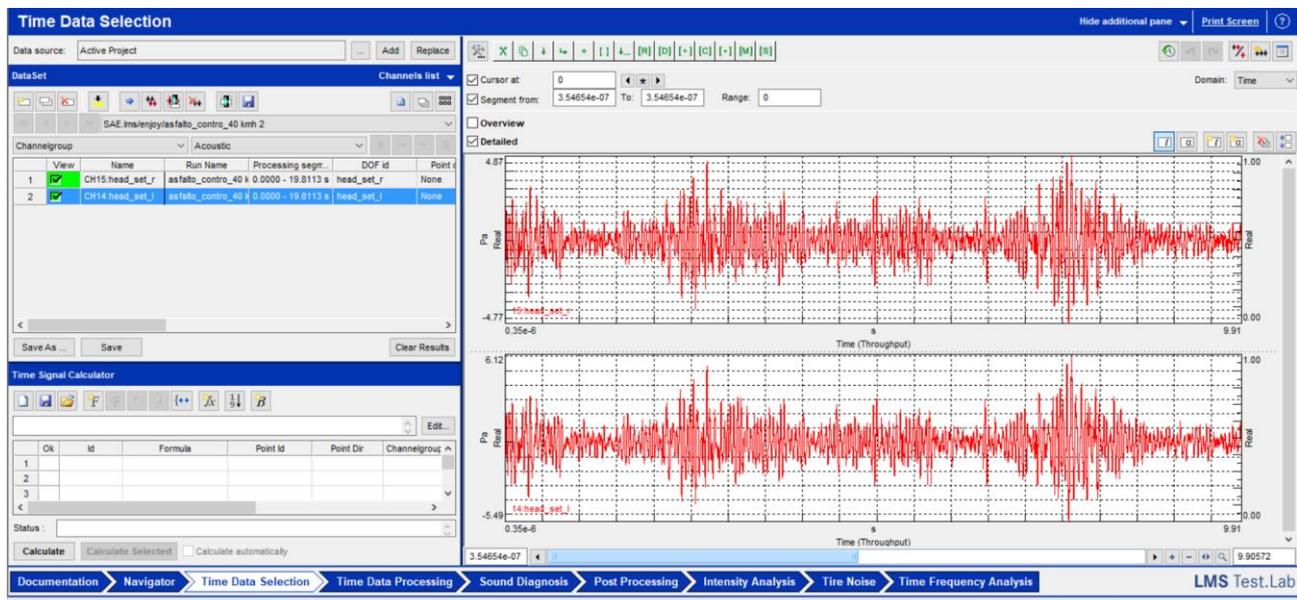


Figura 3.9 - Sezione Time Data Selection su TestLab

Gli spettrogrammi sono stati ottenuti nella sezione Time Data Processing selezionando i canali di interesse e impostando i parametri di acquisizione con i seguenti valori:

- frequenza di campionamento=102,4 kHz
- risoluzione in frequenza=0,5 Hz
- incremento=0,5 s

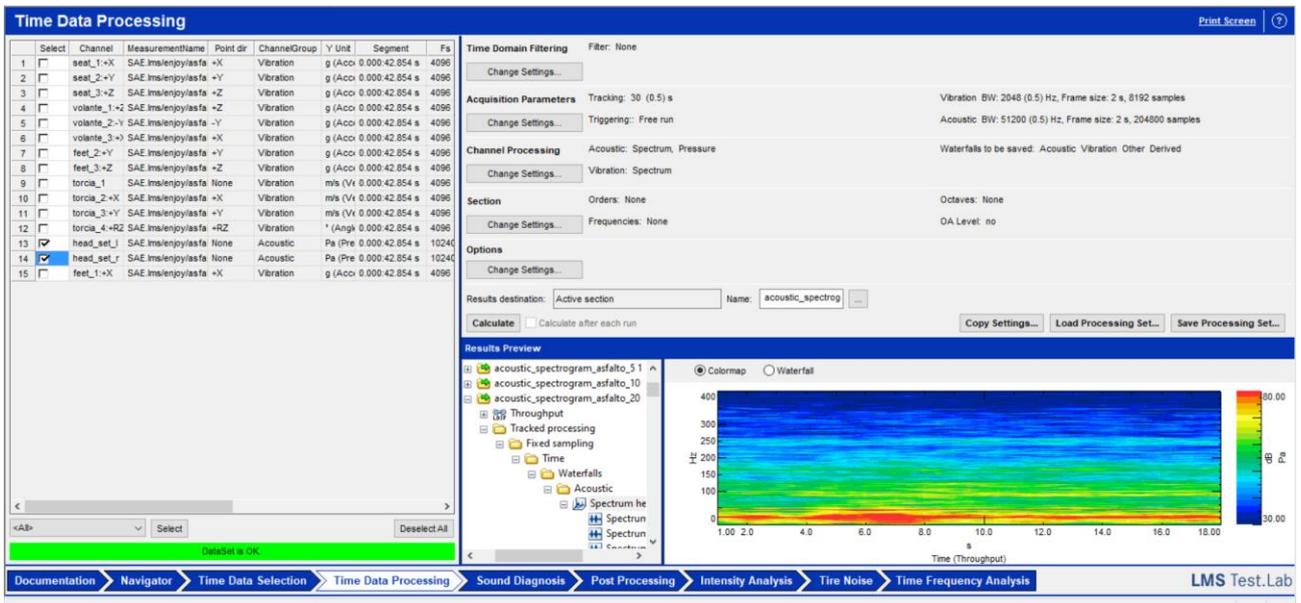


Figura 3.10 - Sezione Time Data Processing su TestLab

Sono stati in seguito ricavati i parametri psicoacustici nella sezione Sound Diagnosis. Dopo aver ascoltato la traccia della prova in esame caricata nella playlist si è scelto l'intervallo di tempo migliore nel quale eseguire la diagnosi acustica. Si è deciso di analizzare il segnale senza applicare alcun filtro.

Nella finestra "Metrics" è possibile selezionare le grandezze psicoacustiche da includere nella diagnosi; i risultati vengono salvati e sono consultabili nella finestra "Display", grazie alla quale si possono creare diversi tipi di diagrammi per visualizzare graficamente i risultati ottenuti (figura 3.11).

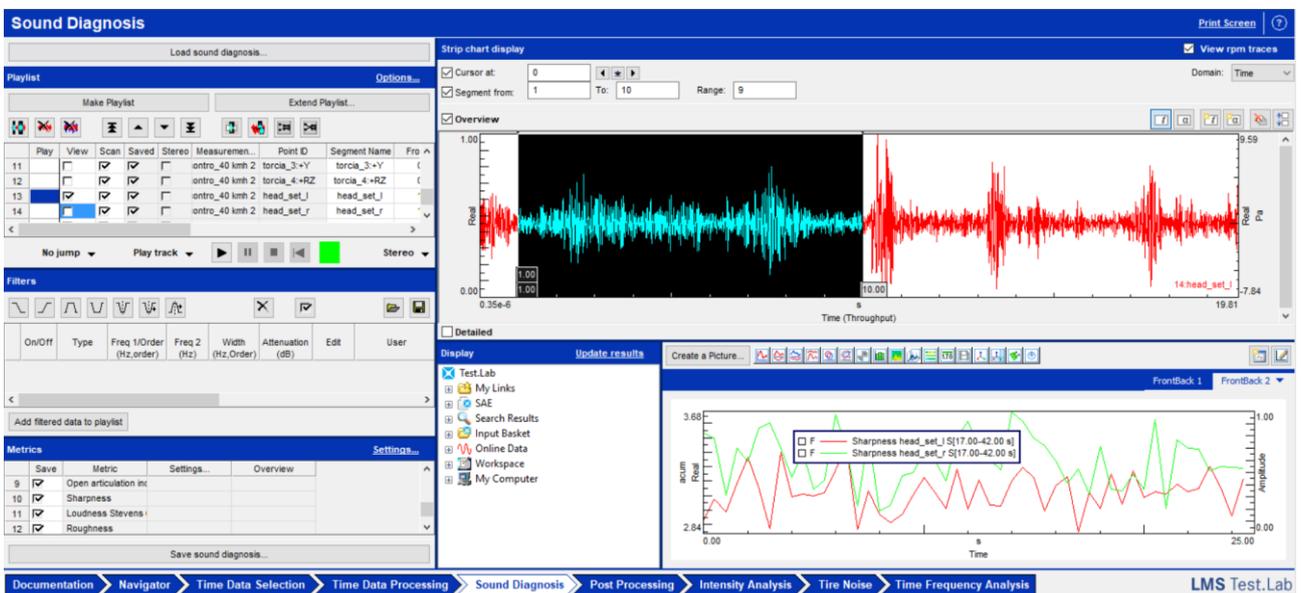


Figura 3.11 - Sezione Sound Diagnosis su TestLab

Non avendo un modello matematico da validare è stata eseguita un'analisi a livello comparativo tra i dati sperimentali raccolti nelle varie prove. Dato che le prove sono state svolte a velocità costante si è scelto di calcolare, sempre tramite TestLab, il valore medio per ogni prova di ogni grandezza psicoacustica ed eseguire il confronto tra i valori medi di ogni veicolo.

3.3 Analisi delle grandezze psicoacustiche

In questo paragrafo vengono esposti i principali risultati ottenuti per tutte le grandezze psicoacustiche considerate. Viene trattata ciascuna grandezza, una alla volta, partendo dalle tabelle che riportano i valori medi calcolati su tutta la storia temporale, seguite dai grafici necessari per i vari confronti e alcuni commenti. Ogni grandezza è stata analizzata in tutti i veicoli a disposizione.

3.3.1 Articulation index

3.3.1.1 CE City Car (4 Cyl)

Prova	AI _{cuffia sx} [%]	AI _{cuffia dx} [%]	Δ _{cuffie} [%]	Δ _{asfalto-ciottolato} [%]
Asfalto 5 km/h	97,49	97,97	0,49	+3,80
Asfalto 10 km/h	98,10	98,74	0,65	+3,18
Asfalto 20 km/h	96,43	96,46	0,03	+46,80
Asfalto 30 km/h	94,74	94,20	0,57	+34,94
Asfalto 40 km/h	91,23	90,39	0,92	+35,66
Ciottolato 5 km/h	93,79	95,70	1,99	-3,80
Ciottolato 10 km/h	94,98	95,33	0,37	-3,18
Ciottolato 20 km/h	51,30	59,42	13,67	-46,80
Ciottolato 30 km/h	61,63	70,04	12,00	-34,94
Ciottolato 40 km/h	58,69	64,65	9,2	-35,66

Tabella 3.2 - AI CE City Car (4 Cyl)

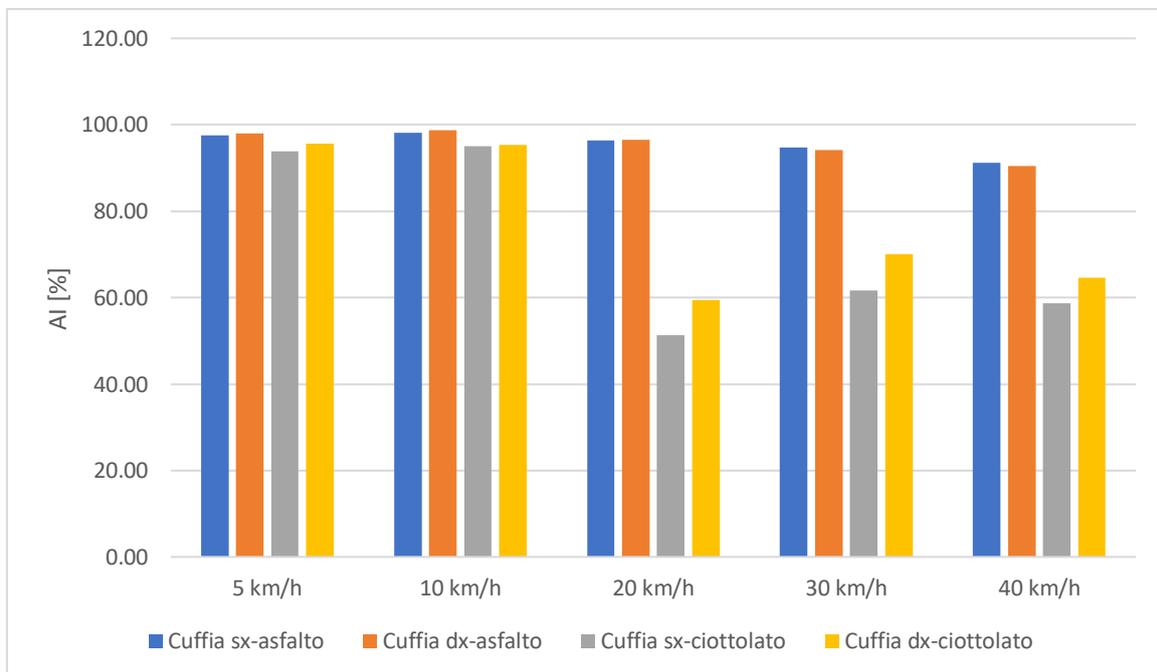


Figura 3.12 - Confronto AI tra cuffia sx e cuffia dx CE City Car (4 Cyl) su diverse strade

3.3.1.2 E City Car

Prova	AI _{cuffia sx} [%]	AI _{cuffia dx} [%]	Δ _{cuffie} [%]	Δ _{asfalto-ciottolato} [%]
Asfalto 5 km/h	98,37	98,75	0,38	+0,06
Asfalto 10 km/h	97,50	98,28	0,79	+7,98
Asfalto 20 km/h	93,80	94,57	0,81	+10,67
Asfalto 30 km/h	92,11	92,65	0,58	+17,67
Asfalto 40 km/h	84,67	84,96	0,34	+33,31
Ciottolato 5 km/h	98,31	98,76	0,46	-0,06
Ciottolato 10 km/h	89,72	91,82	2,29	-7,98
Ciottolato 20 km/h	83,79	89,37	6,24	-10,67
Ciottolato 30 km/h	75,83	82,31	7,87	-17,67
Ciottolato 40 km/h	56,46	63,83	11,55	-33,31

Tabella 3.3 - AI E City Car

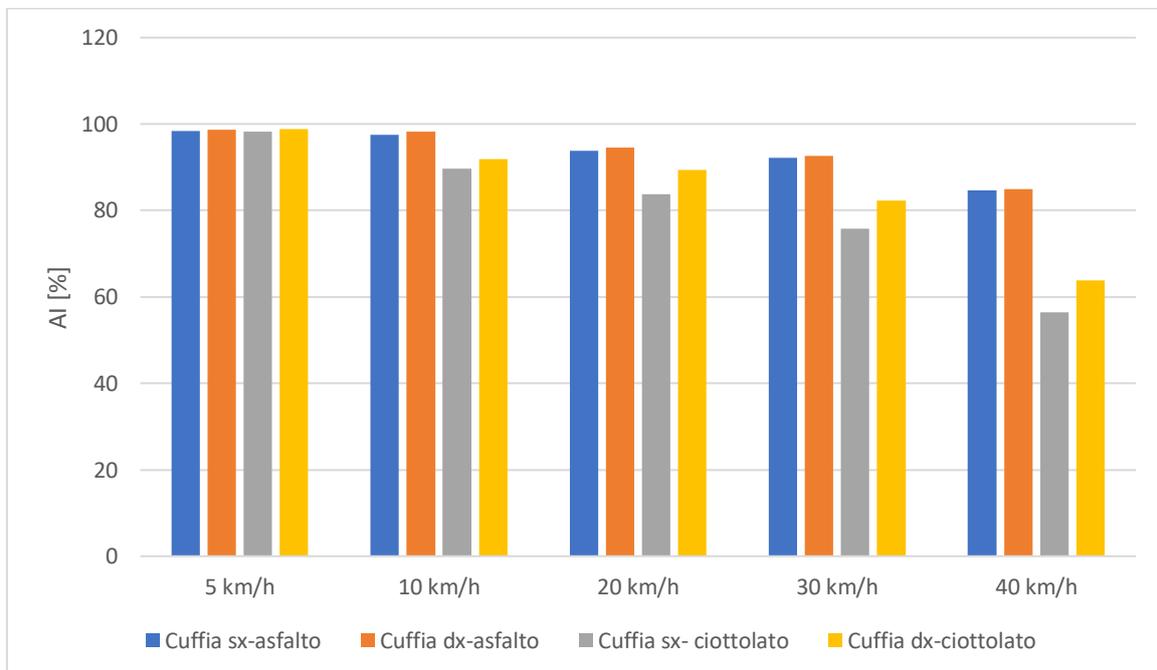


Figura 3.13 - Confronto AI tra cuffia sx e cuffia dx E City Car su diverse strade

3.3.1.3 CE City Car (3 Cyl)

Prova	AI _{cuffia sx} [%]	AI _{cuffia dx} [%]	Δ _{cuffie} [%]	Δ _{asfalto-ciottolato} [%]
Asfalto 5 km/h	97,06	97,58	0,53	+9,97
Asfalto 10 km/h	95,84	96,41	0,59	+9,44
Asfalto 20 km/h	93,87	92,71	1,24	+16,33
Asfalto 30 km/h	91,20	90,00	1,32	+10,49
Asfalto 40 km/h	81,35	81,04	0,38	+24,61
Ciottolato 5 km/h	87,38	87,84	0,52	-9,97
Ciottolato 10 km/h	86,79	85,20	1,83	-9,44
Ciottolato 20 km/h	78,54	75,12	4,35	-16,33
Ciottolato 30 km/h	81,63	80,20	1,75	-10,49

Ciottolato 40 km/h	61,33	55,98	8,72	-24,61
--------------------	-------	-------	------	--------

Tabella 3.4 - AI CE City Car (3 Cyl)

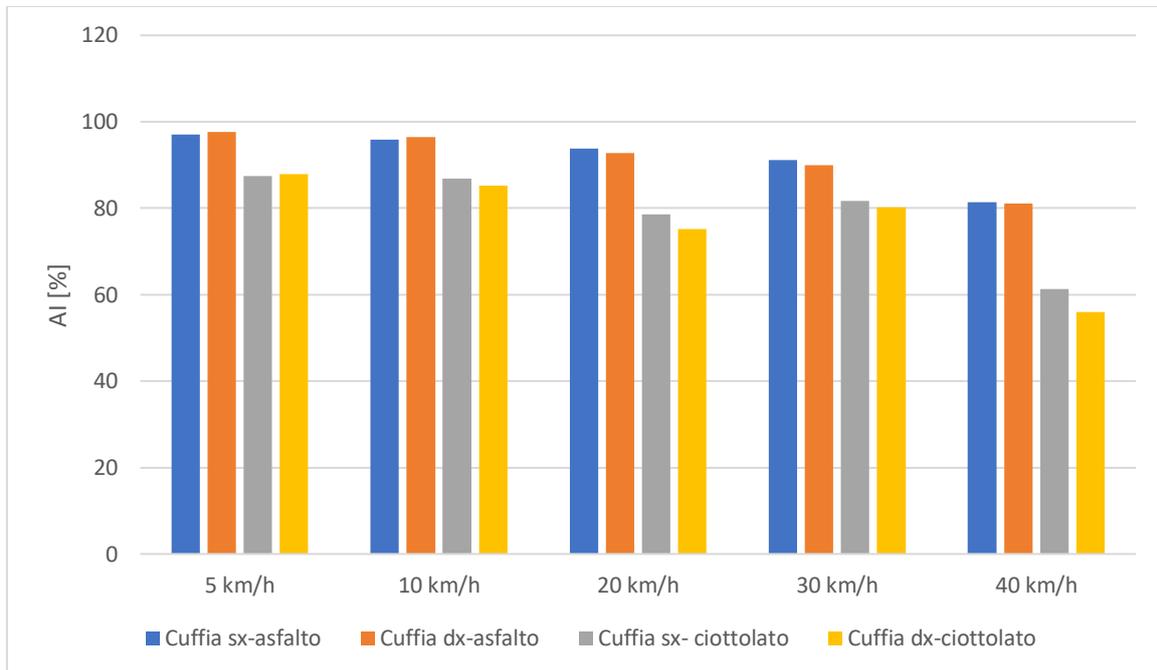


Figura 3.14 - Confronto AI tra cuffia sx e cuffia dx CE City Car (3 Cyl) su diverse strade

3.3.1.4 E Quadricycle

Prova	AI _{cuffia sx} [%]	AI _{cuffia dx} [%]	Δ_{cuffie} [%]	$\Delta_{asfalto-ciottolato}$ [%]
Asfalto 5 km/h	97,71	96,97	0,76	+9,34
Asfalto 10 km/h	93,60	92,55	1,12	+18,42
Asfalto 20 km/h	91,83	90,89	1,02	+44,57
Asfalto 30 km/h	78,29	76,55	2,22	+35,93
Asfalto 40 km/h	62,78	60,31	3,93	+38,64
Ciottolato 5 km/h	88,58	86,67	2,16	-9,34
Ciottolato 10 km/h	76,36	73,79	3,37	-18,42
Ciottolato 20 km/h	50,90	46,46	8,72	-44,57
Ciottolato 30 km/h	50,16	48,75	2,81	-35,93
Ciottolato 40 km/h	38,52	35,70	7,32	-38,64

Tabella 3.5 - AI E Quadricycle

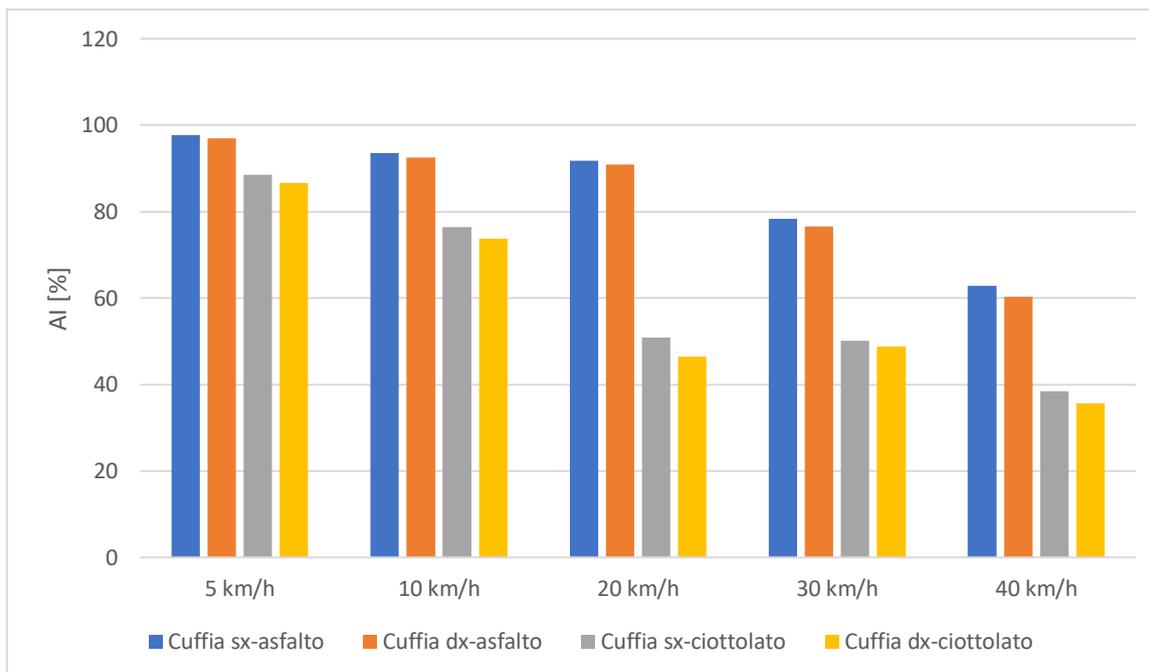


Figura 3.15 - Confronto AI tra cuffia sx e cuffia dx E Quadricycle su diverse strade

3.3.1.5 Confronto articulation index tra i veicoli

Prova	AI _{sx} [%] CE City Car (4 Cyl)	AI _{sx} [%] E City Car	AI _{sx} [%] CE City Car (3 Cyl)	AI _{sx} [%] E Quadricycle
Asfalto 5 km/h	97,49	98,37	97,06	97,71
Asfalto 10 km/h	98,10	97,50	95,84	93,60
Asfalto 20 km/h	96,43	93,80	93,87	91,83
Asfalto 30 km/h	94,74	92,11	91,20	78,29
Asfalto 40 km/h	91,23	84,67	81,35	62,78
Ciottolato 5 km/h	93,79	98,31	87,38	88,58
Ciottolato 10 km/h	94,98	89,72	86,79	76,36
Ciottolato 20 km/h	51,30	83,79	78,54	50,90
Ciottolato 30 km/h	61,63	75,83	81,63	50,16
Ciottolato 40 km/h	58,69	56,46	61,33	38,52

Tabella 3.6 - Confronto AI cuffia sx tra i diversi veicoli

Prova	AI _{dx} [%] CE City Car (4 Cyl)	AI _{dx} [%] E City Car	AI _{dx} [%] CE City Car (3 Cyl)	AI _{dx} [%] E Quadricycle
Asfalto 5 km/h	97,97	98,75	97,58	96,97
Asfalto 10 km/h	98,74	98,28	96,41	92,55
Asfalto 20 km/h	96,46	94,57	92,71	90,89
Asfalto 30 km/h	94,20	92,65	90,00	76,55
Asfalto 40 km/h	90,39	84,96	81,04	60,31

Ciottolato 5 km/h	95,70	98,76	87,84	86,67
Ciottolato 10 km/h	95,33	91,82	85,20	73,79
Ciottolato 20 km/h	59,42	89,37	75,12	46,46
Ciottolato 30 km/h	70,04	82,31	80,20	48,75
Ciottolato 40 km/h	64,65	63,83	55,98	35,70

Tabella 3.7 - Confronto AI cuffia dx tra i diversi veicoli

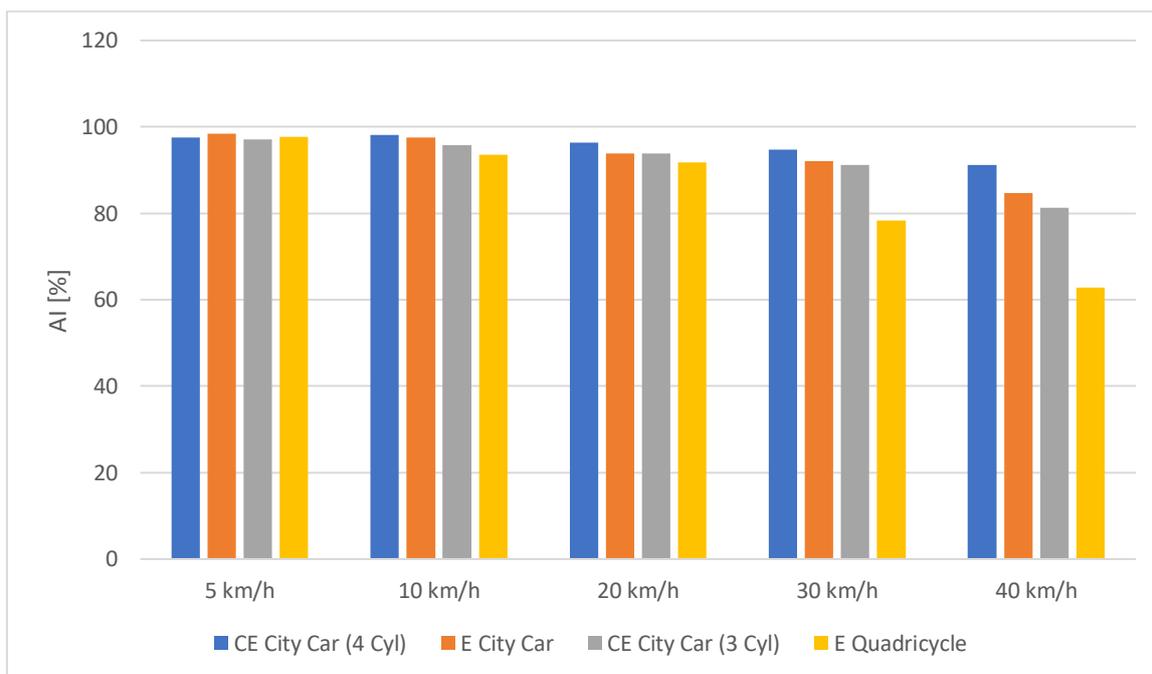


Figura 3.16 - Confronto AI cuffia sx su asfalto per diversi veicoli a diverse velocità

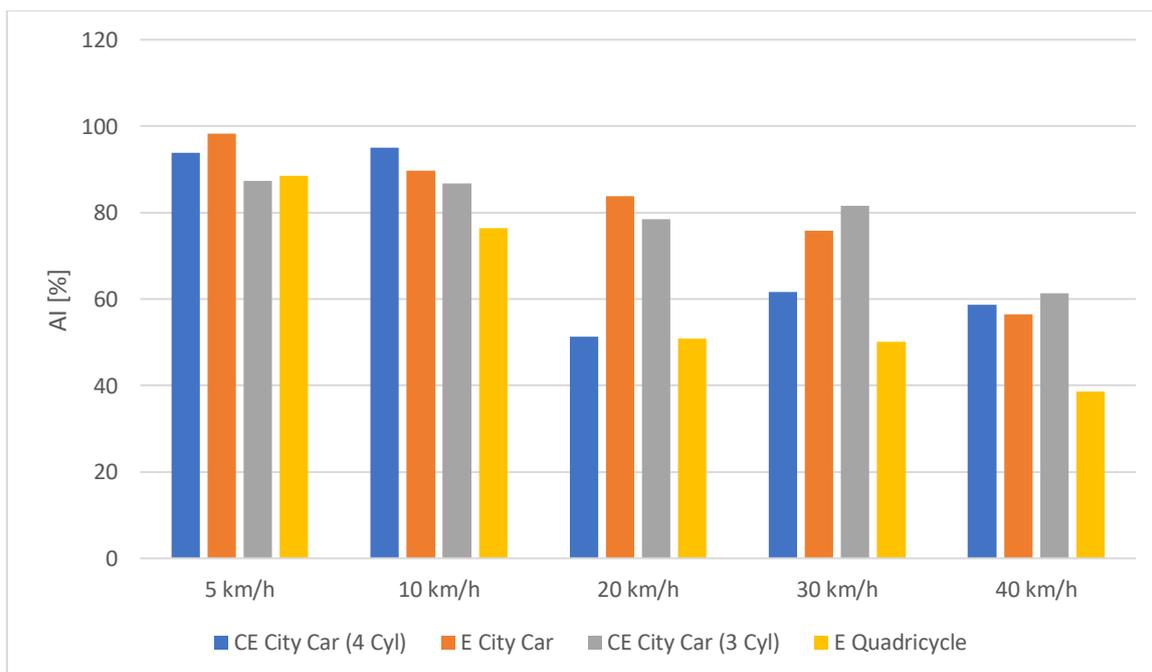


Figura 3.17 - Confronto AI cuffia sx su ciottolato per diversi veicoli a diverse velocità

L'articulation index è legato alla percentuale di sillabe comprese in un discorso che avviene in un'area dove è presente un rumore di fondo. Da questa definizione si deduce che più l'AI è elevato maggiore è la percentuale di sillabe che si riescono a comprendere. Dai confronti si osserva, come prevedibile, che nelle prove a velocità maggiore l'articulation index tende a diminuire, in modo più evidente nelle prove a 40 km/h. Ciò è dovuto al fatto che, globalmente, alle velocità maggiori i rumori dovuti al rotolamento degli pneumatici, i rumori aerodinamici, i rumori dovuti al motore termico (ove presente), i rumori dovuti all'eccitazione delle sospensioni da parte delle asperità della strada vengono amplificati. Tutto ciò si può osservare in modo più netto sull'E Quadricycle, nel quale si assiste, su asfalto, ad un abbassamento dell'articulation index dal 65% al 44%: questo significa che è il veicolo, tra quelli confrontati, con il peggior isolamento acustico dell'abitacolo.

Passando al confronto tra le strade, a parità di veicolo e velocità l'articulation index è più elevato su asfalto, come prevedibile. La differenza tra asfalto e ciottolato si accentua man mano che aumenta la velocità della prova, in quanto i ciottoli provocano delle eccitazioni sempre più marcate sulle sospensioni, con rumori che sono responsabili dell'abbassamento dell'articulation index. Si osserva anche che tra la cuffia sinistra e la cuffia destra l'articulation index non è uguale ma è sempre maggiore per la cuffia destra: ciò indica che nella cuffia sinistra arriva un rumore maggiore dall'esterno che rende i discorsi meno comprensibili e che la testa umana agisce come un filtro per questo rumore, anche se dipende sempre dall'orientazione del punto di misura rispetto alla sorgente.

3.3.2 Loudness

3.3.2.1 CE City Car (4 Cyl)

Prova	S _{cuffia sx} [sone]	S _{cuffia dx} [sone]	Δ_{cuffie} [%]	$\Delta_{asfalto-ciottolato}$ [%]
Asfalto 5 km/h	7,24	7,22	0,28	-46,57
Asfalto 10 km/h	8,83	8,07	8,61	-42,24
Asfalto 20 km/h	11,19	10,62	5,09	-67,68
Asfalto 30 km/h	11,19	13,02	14,05	-70,31
Asfalto 40 km/h	16,58	15,94	3,86	-59,77
Ciottolato 5 km/h	13,55	12,49	7,83	+46,57
Ciottolato 10 km/h	15,29	14,65	4,19	+42,24
Ciottolato 20 km/h	34,62	30,91	10,72	+67,68
Ciottolato 30 km/h	37,70	35,29	6,39	+70,31
Ciottolato 40 km/h	41,21	40,87	0,83	+59,77

Tabella 3.8 - Loudness CE City Car (4 Cyl)

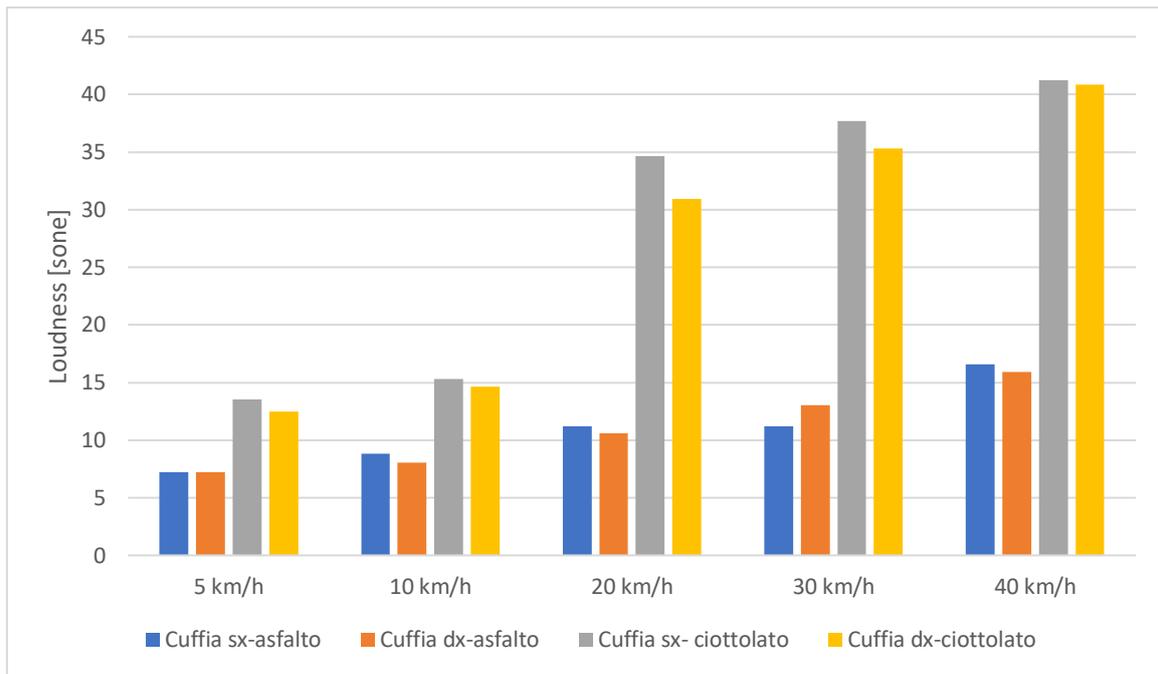


Figura 3.18 - Confronto loudness tra cuffia sx e cuffia dx CE City Car (4 Cyl) su diverse strade

3.3.2.2 E City Car

Prova	S _{cuffia sx} [sone]	S _{cuffia dx} [sone]	Δ _{cuffie} [%]	Δ _{asfalto-ciottolato} [%]
Asfalto 5 km/h	6,21	6,48	4,17	-6,00
Asfalto 10 km/h	8,04	7,99	0,62	-48,98
Asfalto 20 km/h	14,94	13,49	9,71	-49,25
Asfalto 30 km/h	16,40	15,14	7,68	-52,00
Asfalto 40 km/h	21,08	20,21	4,13	-59,72
Ciottolato 5 km/h	6,75	6,64	1,63	+6,00
Ciottolato 10 km/h	15,76	13,90	11,80	+48,98
Ciottolato 20 km/h	29,44	26,95	8,46	+49,25
Ciottolato 30 km/h	34,17	32,14	5,94	+52,00
Ciottolato 40 km/h	52,33	48,72	6,90	+59,72

Tabella 3.9 - Loudness E City Car

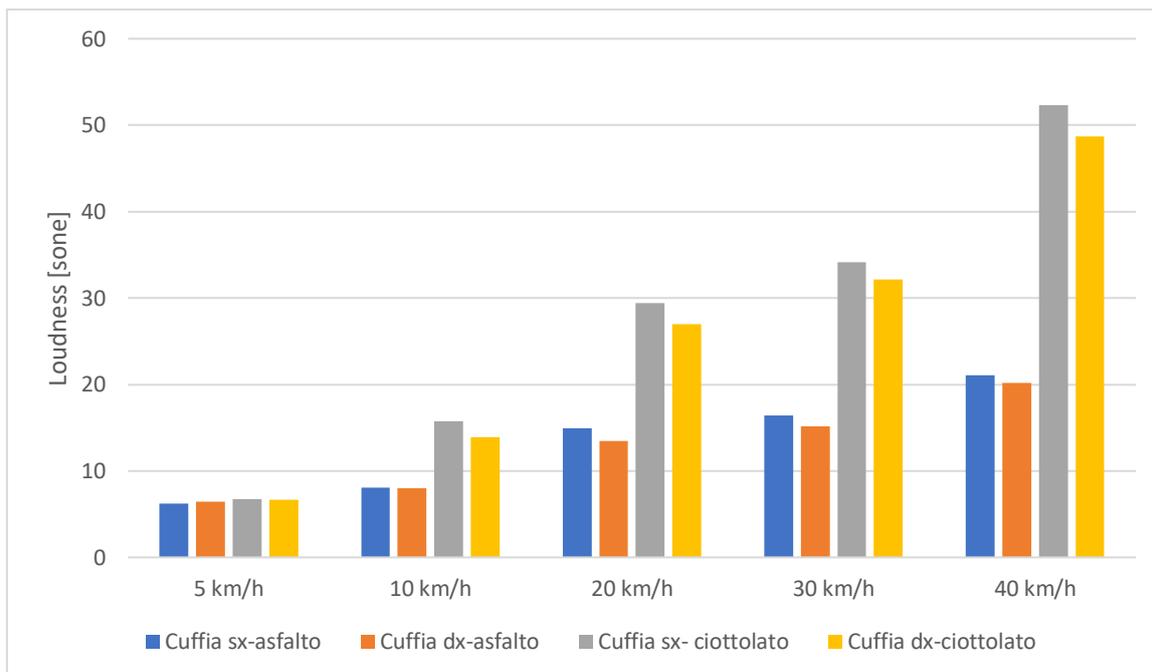


Figura 3.19 - Confronto loudness tra cuffia sx e cuffia dx E City Car su diverse strade

3.3.2.3 CE City Car (3 Cyl)

Prova	$S_{\text{cuffia sx}}$ [sone]	$S_{\text{cuffia dx}}$ [sone]	Δ_{cuffie} [%]	$\Delta_{\text{asfalto-ciottolato}}$ [%]
Asfalto 5 km/h	9,03	7,97	11,74	-32,91
Asfalto 10 km/h	9,92	9,26	6,65	-38,73
Asfalto 20 km/h	13,43	13,13	2,23	-48,45
Asfalto 30 km/h	19,37	19,54	0,87	-9,14
Asfalto 40 km/h	20,11	19,33	3,88	-55,17
Ciottolato 5 km/h	13,46	12,77	5,13	+32,91
Ciottolato 10 km/h	16,19	15,60	3,64	+38,73
Ciottolato 20 km/h	26,05	25,32	2,80	+48,45
Ciottolato 30 km/h	21,32	20,13	5,58	+9,14
Ciottolato 40 km/h	44,86	41,33	7,87	+55,17

Tabella 3.10 - Loudness CE City Car (3 Cyl)

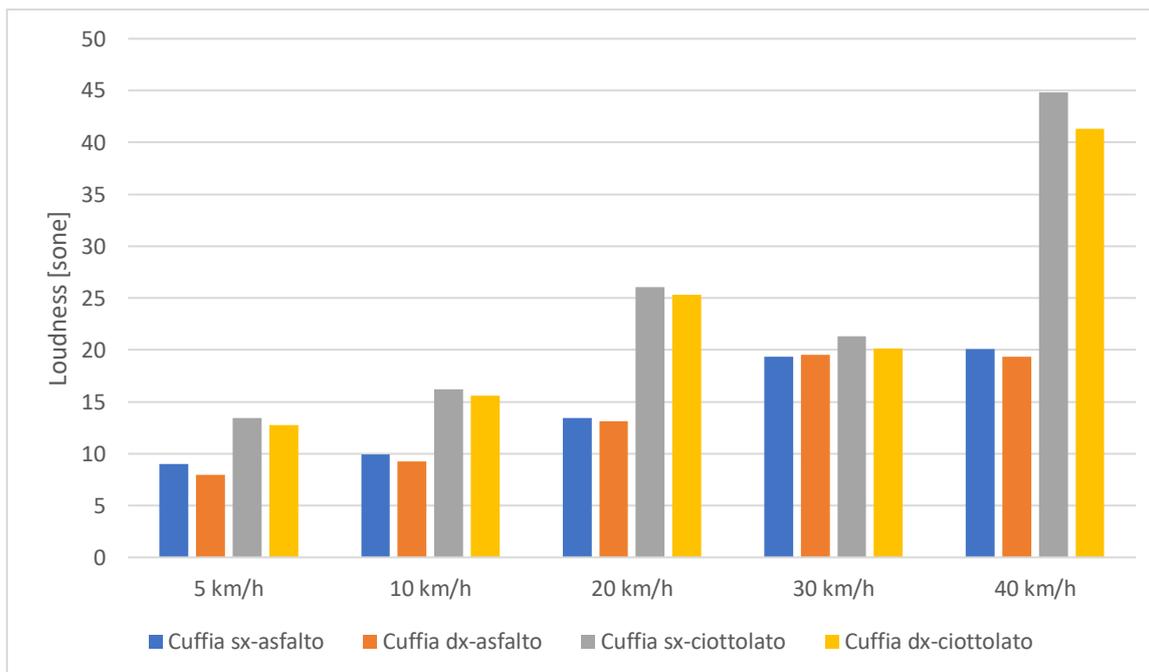


Figura 3.20 - Confronto loudness tra cuffia sx e cuffia dx CE City Car (3 Cyl) su diverse strade

3.3.2.4 E Quadricycle

Prova	S _{cuffia sx} [sone]	S _{cuffia dx} [sone]	Δ _{cuffie} [%]	Δ _{asfalto-ciottolato} [%]
Asfalto 5 km/h	7,81	8,27	5,56	-57,67
Asfalto 10 km/h	15,23	14,71	3,41	-41,78
Asfalto 20 km/h	13,93	13,46	3,37	-65,56
Asfalto 30 km/h	17,47	16,73	4,24	-58,98
Asfalto 40 km/h	24,14	23,67	1,95	-54,04
Ciottolato 5 km/h	18,45	18,23	1,19	+57,67
Ciottolato 10 km/h	26,16	25,97	0,73	+41,78
Ciottolato 20 km/h	40,45	39,19	3,11	+65,56
Ciottolato 30 km/h	42,59	40,89	3,99	+58,98
Ciottolato 40 km/h	52,53	50,73	3,43	+54,04

Tabella 3.11 - Loudness E Quadricycle

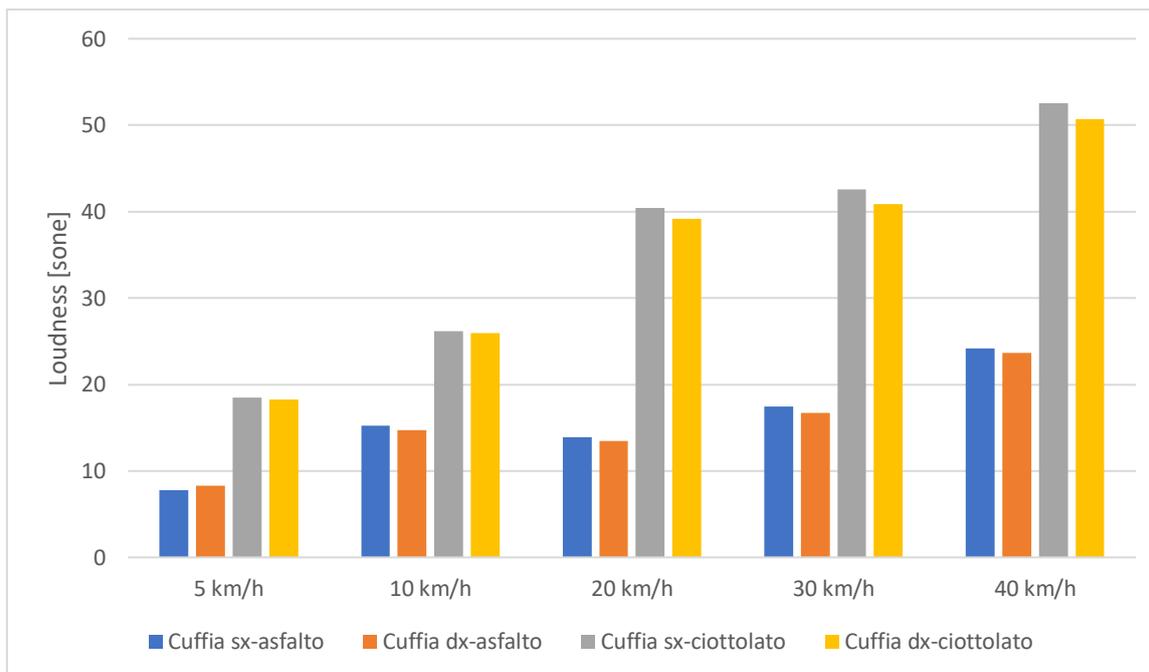


Figura 3.21 - Confronto loudness tra cuffia sx e cuffia dx E Quadricycle su diverse strade

3.3.2.5 Confronto loudness tra i veicoli

Prova	S _{sx} [sone] CE City Car (4 Cyl)	S _{sx} [sone] E City Car	S _{sx} [sone] CE City Car (3 Cyl)	S _{sx} [sone] E Quadricycle
Asfalto 5 km/h	7,24	6,21	9,03	7,81
Asfalto 10 km/h	8,83	8,04	9,92	15,23
Asfalto 20 km/h	11,19	14,94	13,43	13,93
Asfalto 30 km/h	11,19	16,40	19,37	17,47
Asfalto 40 km/h	16,58	21,08	20,11	24,14
Ciottolato 5 km/h	13,55	6,75	13,46	18,45
Ciottolato 10 km/h	15,29	15,76	16,19	26,16
Ciottolato 20 km/h	34,62	29,44	26,05	40,45
Ciottolato 30 km/h	37,70	34,17	21,32	42,59
Ciottolato 40 km/h	41,21	52,33	44,86	52,53

Tabella 3.12 - Confronto loudness cuffia sx tra diversi veicoli

Prova	S _{dx} [sone] CE City Car (4 Cyl)	S _{dx} [sone] E City Car	S _{dx} [sone] CE City Car (3 Cyl)	S _{dx} [sone] E Quadricycle
Asfalto 5 km/h	7,22	6,48	7,97	8,27
Asfalto 10 km/h	8,07	7,99	9,26	14,71
Asfalto 20 km/h	10,62	13,49	13,13	13,46
Asfalto 30 km/h	13,02	15,14	19,54	16,73
Asfalto 40 km/h	15,94	20,21	19,33	23,67

Ciottolato 5 km/h	12,49	6,64	12,77	18,23
Ciottolato 10 km/h	14,65	13,90	15,60	25,97
Ciottolato 20 km/h	30,91	26,95	25,32	39,19
Ciottolato 30 km/h	35,29	32,14	20,13	40,89
Ciottolato 40 km/h	40,87	48,72	41,33	50,73

Tabella 3.13 - Confronto loudness cuffia dx tra diversi veicoli

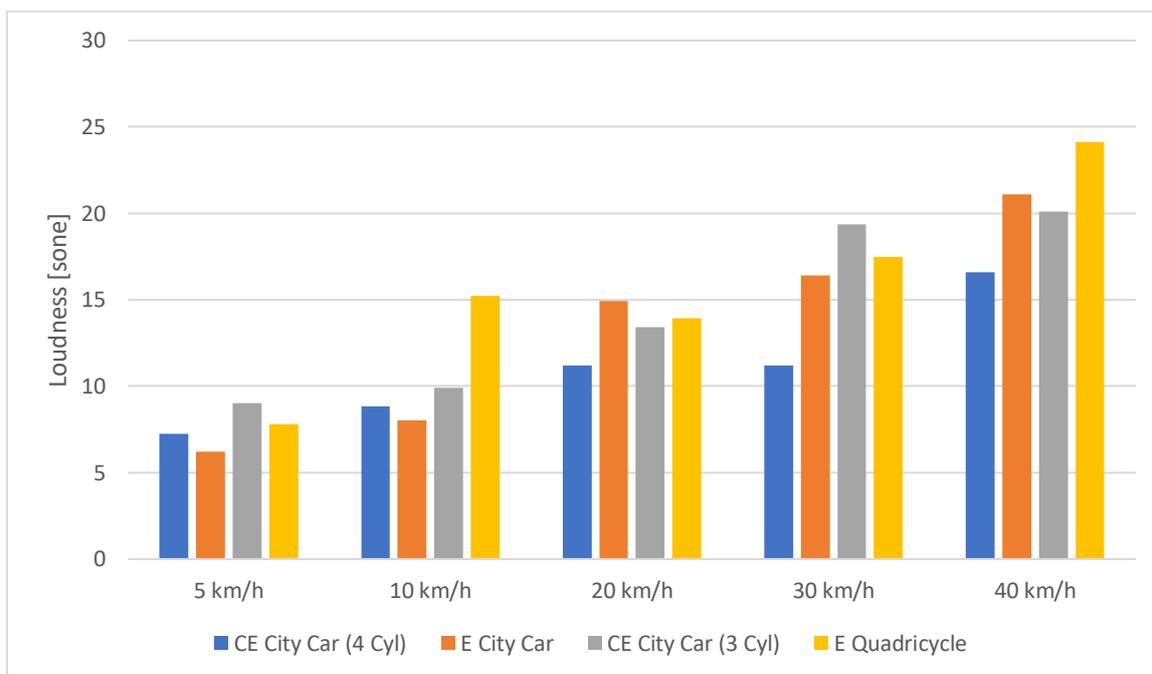


Figura 3.22 - Confronto loudness cuffia sx per diversi veicoli su asfalto

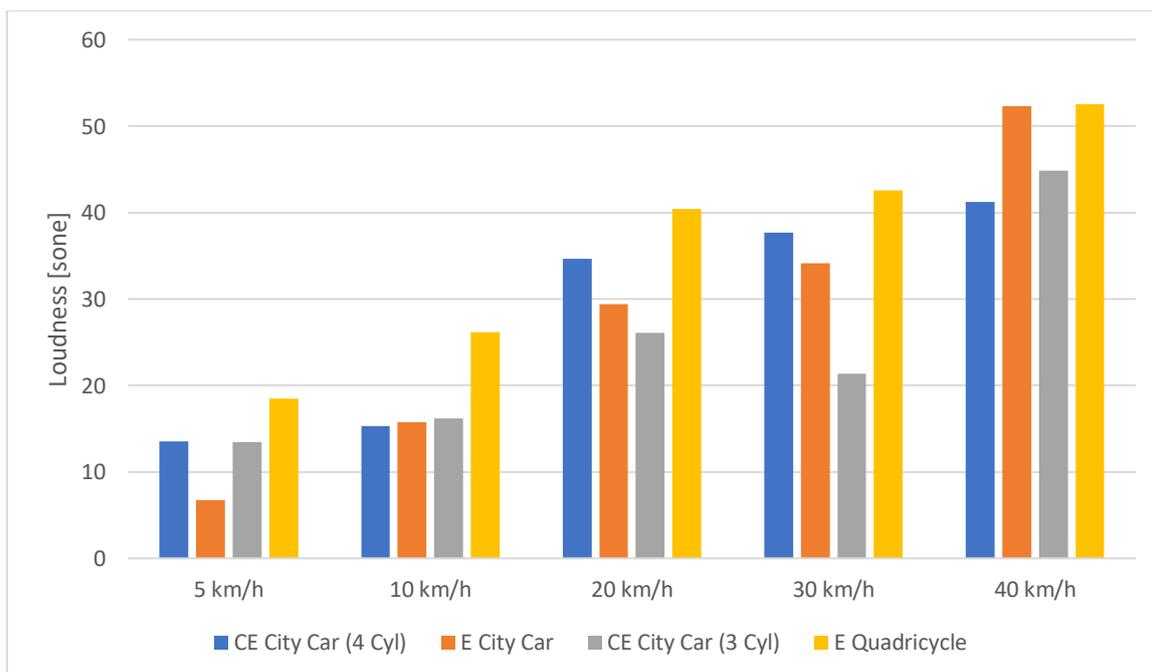


Figura 3.23 - Confronto loudness cuffia sx per diversi veicoli su asfalto

La loudness è un parametro che esprime la sensazione uditiva del volume di un rumore ed è correlata con il suo contenuto energetico. Da questa definizione si può affermare che, in un veicolo, più il volume del rumore percepito è elevato più la loudness aumenta. All'aumentare della velocità, come ci si aspetta, aumenta anche la rumorosità percepita all'interno del veicolo, in quanto aumentano i rumori tipici dovuti all'aerodinamica, al rotolamento degli pneumatici, all'eccitazione delle sospensioni e al motore termico. Dai confronti tra i veicoli, su asfalto, si nota che il veicolo con la loudness maggiore è l'E Quadricycle; questo risultato è concorde con quanto constatato in precedenza per l'articulation index. Per quanto riguarda i veicoli di serie, quello con la loudness più elevata è la CE City Car (3 Cyl): questo è dovuto all'insieme di tutti i fattori sopracitati. Il veicolo con il miglior isolamento acustico dell'abitacolo, dai risultati delle prove, è la CE City Car (4 Cyl) che, sebbene abbia la rumorosità dovuta al motore termico che la pone teoricamente in svantaggio sulla E City Car, riesce a mantenere una loudness leggermente più bassa in tutte le prove.

Come già affermato per l'articulation index, il confronto tra asfalto e ciottolato porta ad avere una loudness più bassa sull'asfalto in tutte le prove, a parità di veicolo e velocità e la cuffia sinistra presenta dei valori più elevati di loudness.

3.3.3 Roughness

3.3.3.1 CE City Car (4 Cyl)

Prova	$R_{\text{cuffia sx}}$ [asper]·10 ⁻³	$R_{\text{cuffia dx}}$ [asper]·10 ⁻³	Δ_{cuffie} [%]	$\Delta_{\text{asfalto-ciottolato}}$ [%]
Asfalto 5 km/h	122,6	136,3	10,05	-29,86
Asfalto 10 km/h	141,5	137,0	3,18	-50,26
Asfalto 20 km/h	486,9	141,8	70,88	-70,91
Asfalto 30 km/h	151,8	145,3	42,82	-83,65
Asfalto 40 km/h	217,5	184,2	15,31	-68,89
Ciottolato 5 km/h	174,8	128,5	26,49	+29,86
Ciottolato 10 km/h	284,5	148,5	47,80	+50,26
Ciottolato 20 km/h	1673,7	1571,9	6,08	+70,91
Ciottolato 30 km/h	928,7	504,9	45,63	+83,65
Ciottolato 40 km/h	699,2	455,5	34,85	+68,89

Tabella 3.14 - Roughness CE City Car (4 Cyl)

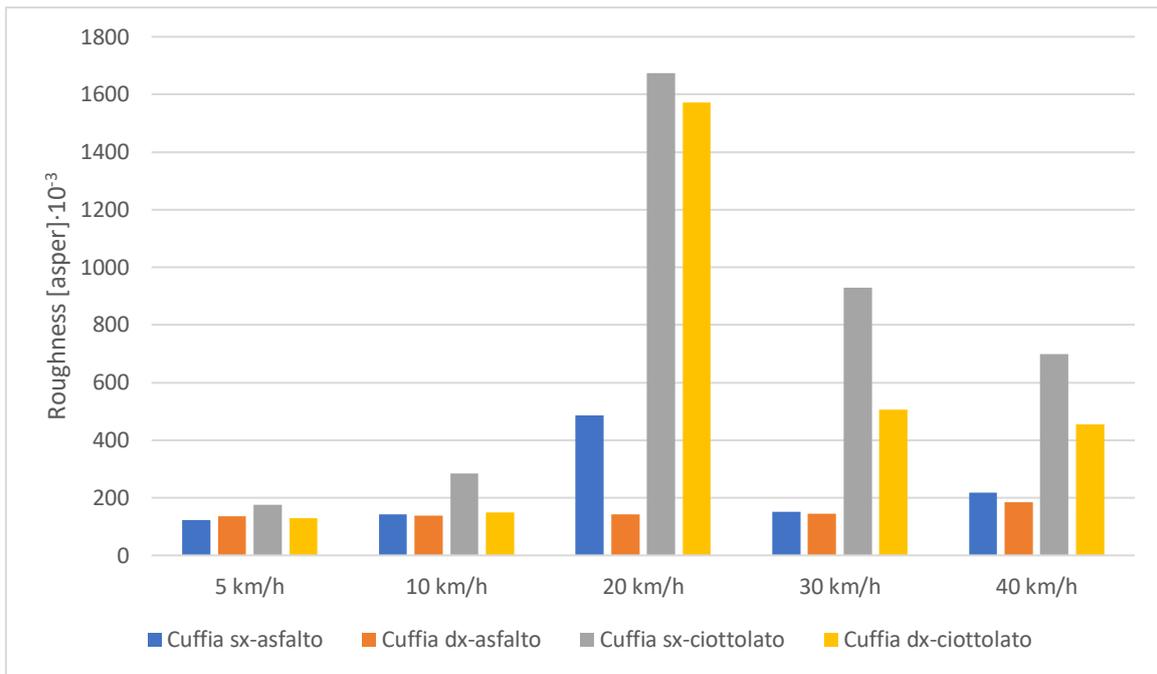


Figura 3.24 - Confronto roughness tra cuffia sx e cuffia dx CE City Car (4 Cyl) su diverse strade

3.3.3.2 E City Car

Prova	$R_{\text{cuffia sx}}$ [asper]·10 ⁻³	$R_{\text{cuffia dx}}$ [asper]·10 ⁻³	Δ_{cuffie} [%]	$\Delta_{\text{asfalto-ciottolato}}$ [%]
Asfalto 5 km/h	148,7	145,5	2,15	-1,59
Asfalto 10 km/h	161,3	143,2	11,22	-82,54
Asfalto 20 km/h	199,4	181,1	9,18	-75,18
Asfalto 30 km/h	458,2	211,5	61,65	-62,36
Asfalto 40 km/h	311,4	230,1	26,11	-52,56
Ciottolato 5 km/h	151,1	116,2	23,10	+1,59
Ciottolato 10 km/h	924,0	353,4	61,75	+82,54
Ciottolato 20 km/h	803,5	301,6	62,46	+75,18
Ciottolato 30 km/h	1399,4	615,3	56,03	+62,36
Ciottolato 40 km/h	656,4	445,3	32,16	+52,56

Tabella 3.15 - Roughness E City Car

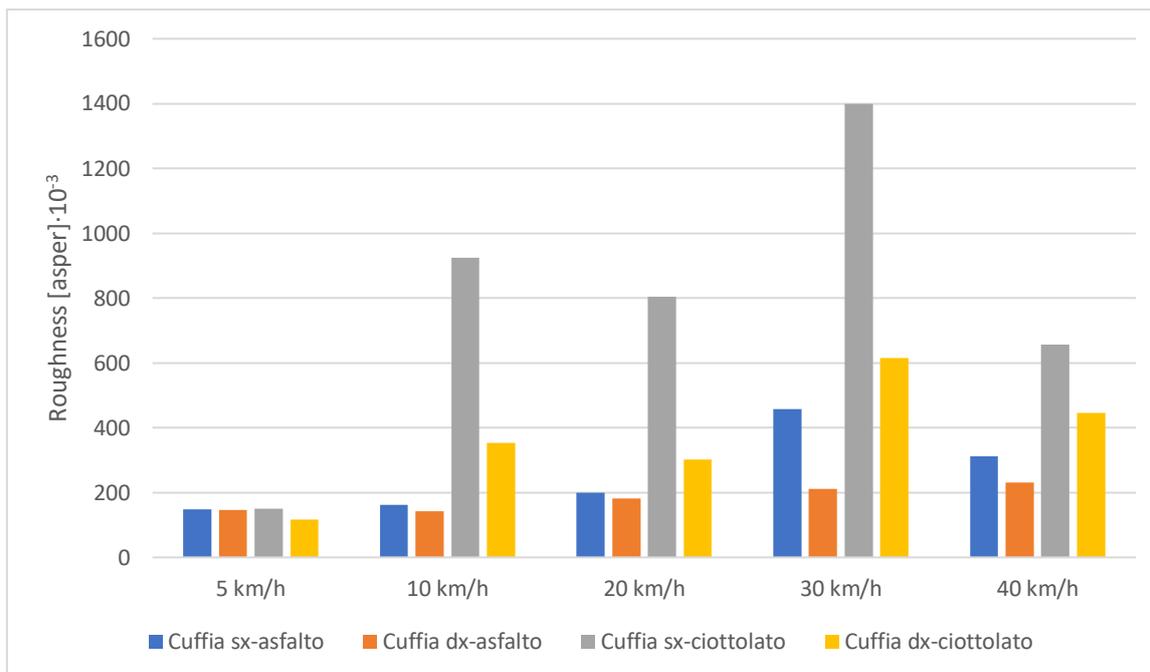


Figura 3.25 - Confronto roughness tra cuffia sx e cuffia dx E City Car su diverse strade

3.3.3.3 CE City Car (3 Cyl)

Prova	$R_{\text{cuffia sx}}$ [asper]·10 ⁻³	$R_{\text{cuffia dx}}$ [asper]·10 ⁻³	Δ_{cuffie} [%]	$\Delta_{\text{asfalto-ciottolato}}$ [%]
Asfalto 5 km/h	123,8	147,1	15,84	-10,35
Asfalto 10 km/h	130,3	149,8	13,02	-24,51
Asfalto 20 km/h	168,6	206,3	18,27	-32,91
Asfalto 30 km/h	169,6	206,9	18,02	-34,77
Asfalto 40 km/h	237,3	273,9	13,36	-55,81
Ciottolato 5 km/h	138,1	142,7	3,22	+10,35
Ciottolato 10 km/h	172,6	164,2	4,87	+24,51
Ciottolato 20 km/h	251,3	252,4	0,44	+32,91
Ciottolato 30 km/h	260,0	264,9	1,85	+34,77
Ciottolato 40 km/h	537,0	1077,7	50,17	+55,81

Tabella 3.16 - Roughness CE City Car (3 Cyl)

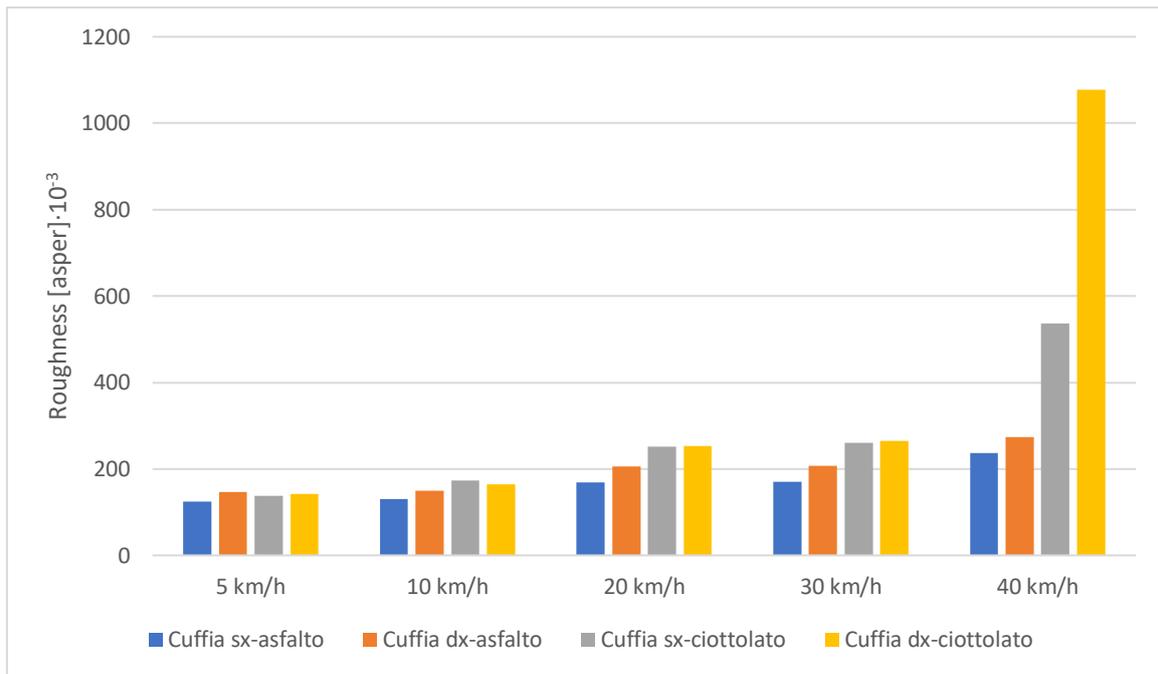


Figura 3.26 - Confronto roughness tra cuffia sx e cuffia dx CE City Car (3 Cyl) su diverse strade

3.3.3.4 E Quadricycle

Prova	$R_{\text{cuffia sx}}$ [asper]·10 ⁻³	$R_{\text{cuffia dx}}$ [asper]·10 ⁻³	Δ_{cuffie} [%]	$\Delta_{\text{asfalto-ciottolato}}$ [%]
Asfalto 5 km/h	102,7	121,7	15,61	-63,45
Asfalto 10 km/h	215,6	216,0	0,19	-50,78
Asfalto 20 km/h	162,0	172,3	5,98	-78,30
Asfalto 30 km/h	389,6	388,8	0,21	+23,15
Asfalto 40 km/h	412,7	516,1	20,03	-3,01
Ciottolato 5 km/h	281,0	305,9	8,14	+63,45
Ciottolato 10 km/h	438,0	516,5	15,20	+50,78
Ciottolato 20 km/h	746,6	767,3	2,70	+78,30
Ciottolato 30 km/h	299,4	364,4	17,84	-23,15
Ciottolato 40 km/h	425,5	403,8	5,10	+3,01

Tabella 3.17 - Roughness E Quadricycle

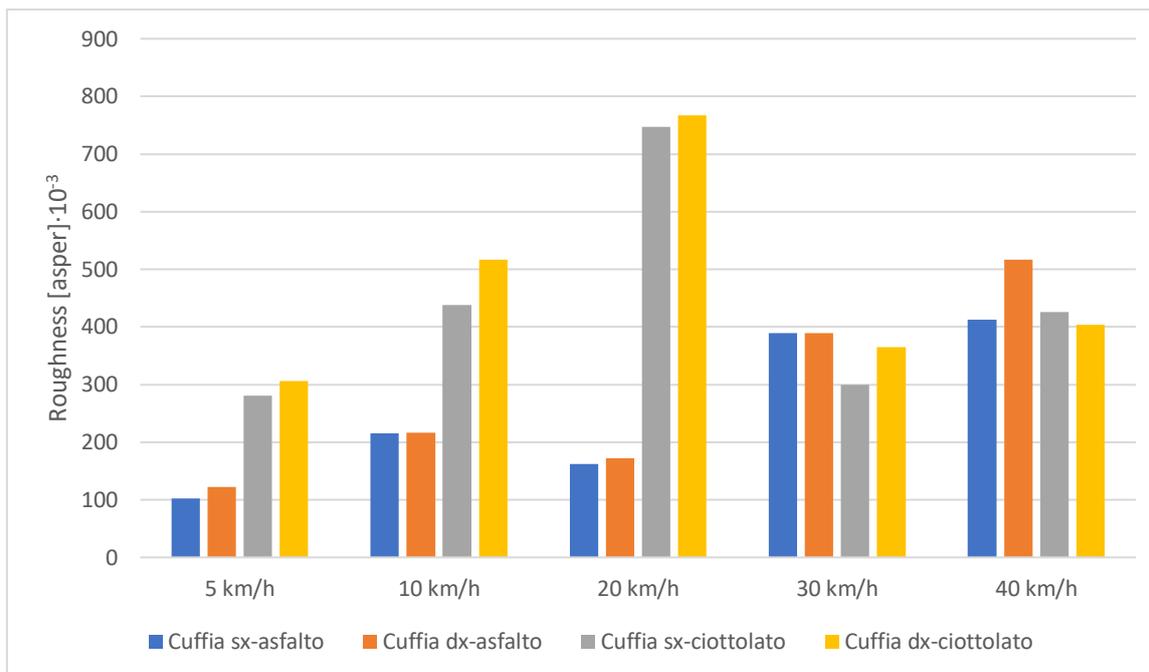


Figura 3.27 - Confronto roughness tra cuffia sx e cuffia dx E Quadricycle su diverse strade

3.3.3.5 Confronto roughness tra i veicoli

Prova	R_{sx} [asper]·10 ⁻³ CE City Car (4 Cyl)	R_{sx} [asper]·10 ⁻³ E City Car	R_{sx} [asper]·10 ⁻³ CE City Car (3 Cyl)	R_{sx} [asper]·10 ⁻³ E Quadricycle
Asfalto 5 km/h	122,6	148,7	123,8	102,7
Asfalto 10 km/h	141,5	161,3	130,3	215,6
Asfalto 20 km/h	486,9	199,4	168,6	162,0
Asfalto 30 km/h	151,8	458,2	169,6	389,6
Asfalto 40 km/h	217,5	311,4	237,3	412,7
Ciottolato 5 km/h	174,8	151,1	138,1	281,0
Ciottolato 10 km/h	284,5	924,0	172,6	438,0
Ciottolato 20 km/h	1673,7	803,5	251,3	746,6
Ciottolato 30 km/h	928,7	1399,4	260,0	299,4
Ciottolato 40 km/h	699,2	656,4	537,0	425,5

Tabella 3.18 - Confronto roughness cuffia sx tra diversi veicoli

Prova	R_{dx} [asper]·10 ⁻³ CE City Car (4 Cyl)	R_{dx} [asper]·10 ⁻³ E City Car	R_{dx} [asper]·10 ⁻³ CE City Car (3 Cyl)	R_{dx} [asper]·10 ⁻³ E Quadricycle
Asfalto 5 km/h	136,3	145,5	147,1	121,7
Asfalto 10 km/h	137,0	143,2	149,8	216,0
Asfalto 20 km/h	141,8	181,1	206,3	172,3
Asfalto 30 km/h	145,3	211,5	206,9	388,8
Asfalto 40 km/h	184,2	230,1	273,9	516,1

Ciottolato 5 km/h	128,5	116,2	142,7	305,9
Ciottolato 10 km/h	148,5	353,4	164,2	516,5
Ciottolato 20 km/h	1571,9	301,6	252,4	767,3
Ciottolato 30 km/h	504,9	615,3	264,9	364,4
Ciottolato 40 km/h	455,5	445,3	1077,7	403,8

Tabella 3.19 - Confronto roughness cuffia dx tra diversi veicoli

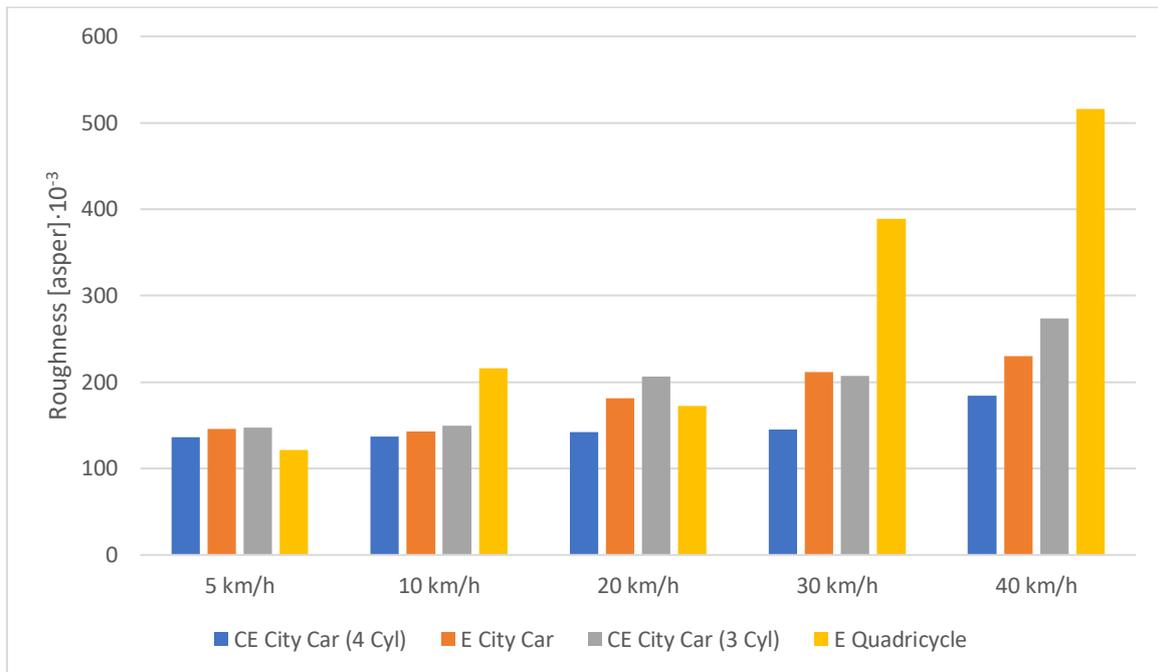


Figura 3.28 - Confronto roughness cuffia dx per diversi veicoli su asfalto

La roughness, come definito nel paragrafo 3.1.3, è una metrica che coglie degli aspetti del rumore indipendentemente dalla sorgente che lo ha generato, in particolare la modulazione in ampiezza del rumore con una frequenza di modulazione compresa tra 15 e 300 Hz (figura (3.8)) [11]. Le prove effettuate sono tutte a velocità costanti molto basse e i propulsori a disposizione sono poco potenti, con gli scarichi silenziati, quindi i valori di roughness misurati sono influenzati da altri fattori e non fanno emergere la differenza tra i tipi di motori.

Dal confronto tra i diversi veicoli, su asfalto si vede che i veicoli elettrici ottengono una roughness superiore alla CE City Car (4 Cyl) in quasi tutte le prove. Invece, nel caso della CE City Car (3 Cyl) si osserva che la sua roughness è superiore, o al limite uguale, a quella della E City Car in tutte le prove tranne in quella a 30 km/h. Confrontando le due tipologie di strade si vede che in quasi tutte le prove il ciottolato ha una roughness superiore all'asfalto: i ciottoli forniscono un contributo che evidentemente accresce questo parametro. Si nota inoltre che, all'aumentare della velocità, si registrano valori di roughness leggermente superiori. L'aumento della roughness con la velocità è più evidente per l'E Quadricycle che, essendo un quadriciclo, ha un isolamento acustico dell'abitacolo peggiore rispetto agli altri veicoli.

Per poter osservare delle differenze in termini di roughness imputabili al propulsore bisognerebbe eseguire delle prove con veicoli dotati di motori molto più potenti testati in prove a massimo carico (WOT).

3.3.4 Sharpness

3.3.4.1 CE City Car (4 Cyl)

Prova	S _{cuffia sx} [acum]	S _{cuffia dx} [acum]	Δ _{cuffie} [%]	Δ _{asfalto-ciottolato} [%]
Asfalto 5 km/h	0,97	1,04	6,73	+3,09
Asfalto 10 km/h	0,84	0,94	10,63	+20,21
Asfalto 20 km/h	0,88	1,01	12,87	-41,33
Asfalto 30 km/h	0,74	0,80	7,50	-21,27
Asfalto 40 km/h	0,78	0,83	6,02	-16,13
Ciottolato 5 km/h	0,94	0,97	3,09	-3,09
Ciottolato 10 km/h	0,75	0,78	3,85	-20,21
Ciottolato 20 km/h	1,50	1,31	12,67	+41,33
Ciottolato 30 km/h	0,94	0,82	12,77	+21,27
Ciottolato 40 km/h	0,93	0,79	15,05	+16,13

Tabella 3.20 - Sharpness CE City Car (4 Cyl)

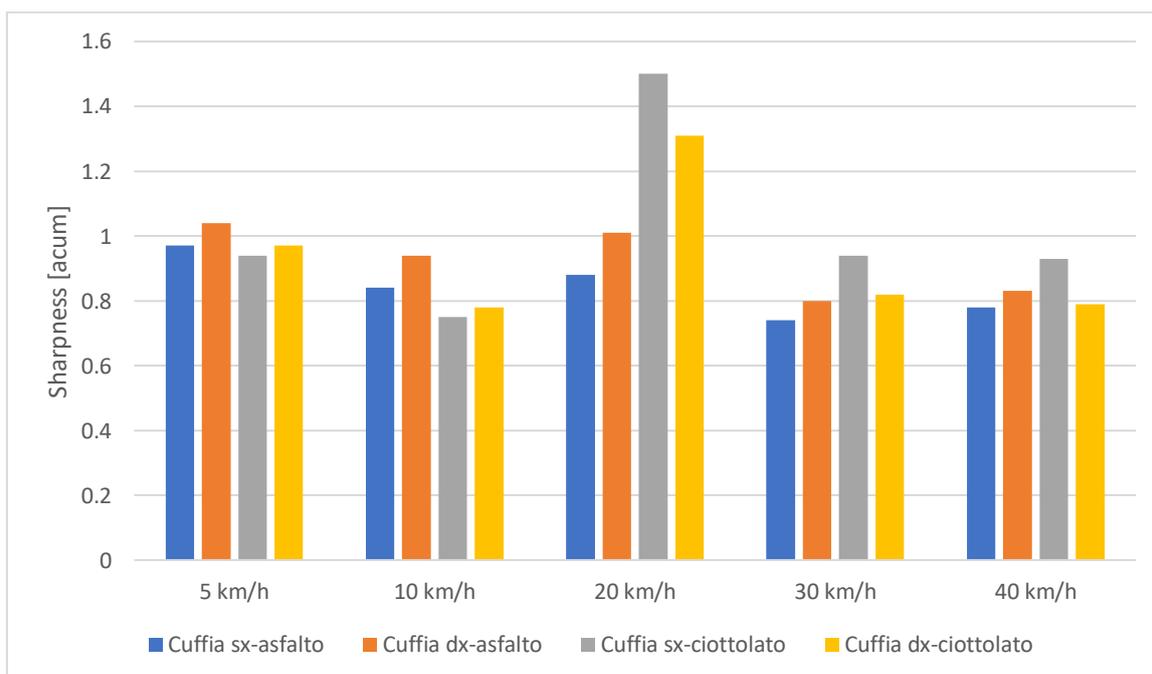


Figura 3.29 - Confronto sharpness tra cuffia sx e cuffia dx CE City Car (4 Cyl) su diverse strade

3.3.4.2 E City Car

Prova	S _{cuffia sx} [acum]	S _{cuffia dx} [acum]	Δ _{cuffie} [%]	Δ _{asfalto-ciottolato} [%]
Asfalto 5 km/h	1,18	1,23	10,57	+9,32
Asfalto 10 km/h	0,96	1,05	8,57	+30,2
Asfalto 20 km/h	0,75	0,86	12,79	+10,67
Asfalto 30 km/h	0,81	0,85	4,71	+11,11
Asfalto 40 km/h	0,80	0,87	8,05	+18,75

Ciottolato 5 km/h	1,07	1,14	6,14	-9,32
Ciottolato 10 km/h	1,37	1,26	8,03	-30,2
Ciottolato 20 km/h	0,67	0,63	5,97	-10,67
Ciottolato 30 km/h	0,72	0,62	13,88	-11,11
Ciottolato 40 km/h	0,65	0,63	3,08	-18,75

Tabella 3.21 - Sharpness E City Car

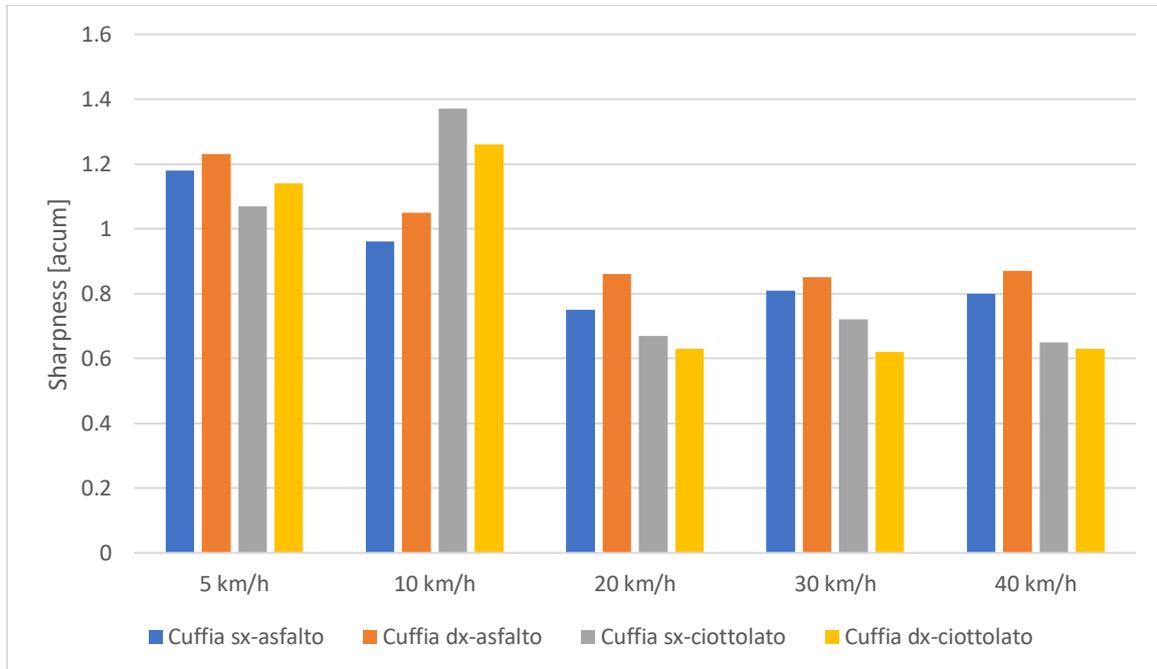


Figura 3.30 - Confronto sharpness tra cuffia sx e cuffia dx E City Car su diverse strade

3.3.4.3 CE City Car (3 Cyl)

Prova	S _{cuffia sx} [acum]	S _{cuffia dx} [acum]	Δ _{cuffie} [%]	Δ _{asfalto-ciottolato} [%]
Asfalto 5 km/h	1,08	1,20	10,00	-28,00
Asfalto 10 km/h	1,12	1,21	7,44	-12,50
Asfalto 20 km/h	0,83	0,89	6,74	-8,79
Asfalto 30 km/h	0,70	0,73	4,11	-33,33
Asfalto 40 km/h	1,04	1,01	2,88	+26,92
Ciottolato 5 km/h	1,50	1,41	6,00	+28,00
Ciottolato 10 km/h	1,28	1,23	3,91	+12,50
Ciottolato 20 km/h	0,91	0,91	0,00	+8,79
Ciottolato 30 km/h	1,05	1,03	1,90	+33,33
Ciottolato 40 km/h	0,76	0,85	10,59	-26,92

Tabella 3.22 - Sharpness CE City Car (3 Cyl)

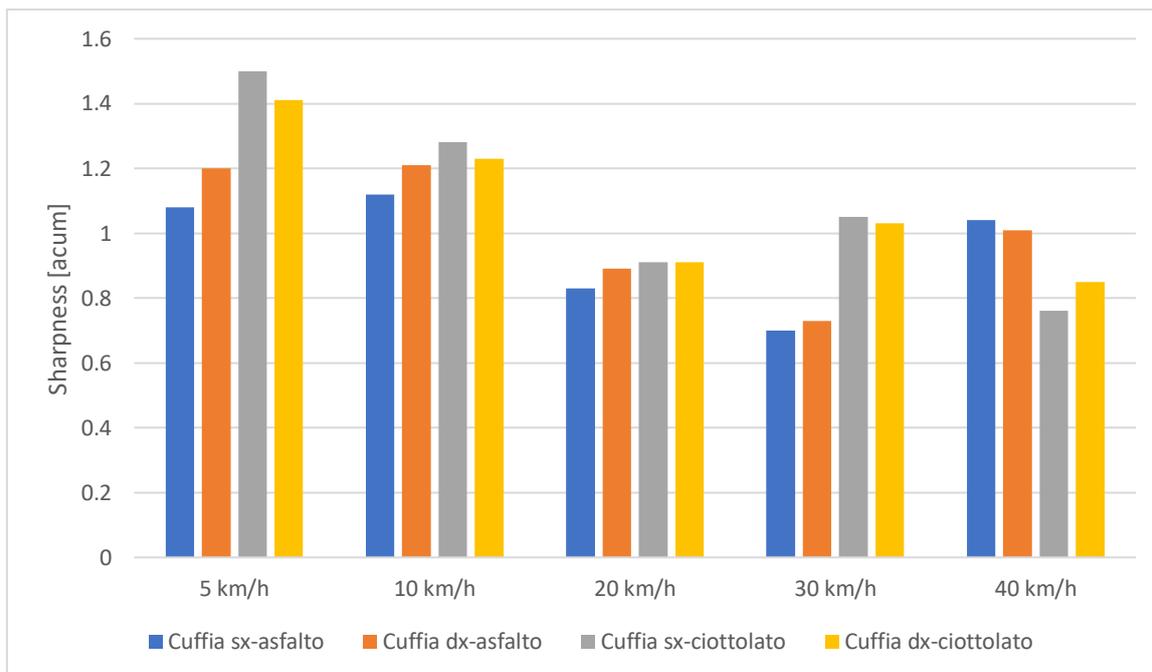


Figura 3.31 - Confronto sharpness tra cuffia sx e cuffia dx CE City Car (3 Cyl) su diverse strade

3.3.4.4 E Quadricycle

Prova	S _{cuffia sx} [acum]	S _{cuffia dx} [acum]	Δ _{cuffie} [%]	Δ _{asfalto-ciottolato} [%]
Asfalto 5 km/h	1,02	1,05	2,86	+11,76
Asfalto 10 km/h	0,83	0,93	10,75	-6,74
Asfalto 20 km/h	0,99	1,06	6,60	-5,71
Asfalto 30 km/h	1,05	1,17	10,25	+16,19
Asfalto 40 km/h	1,10	1,20	8,33	+19,09
Ciottolato 5 km/h	0,90	0,98	8,16	-11,76
Ciottolato 10 km/h	0,89	0,95	6,32	+6,74
Ciottolato 20 km/h	1,05	1,20	12,5	+5,71
Ciottolato 30 km/h	0,88	0,96	8,33	-16,19
Ciottolato 40 km/h	0,89	0,97	8,25	-19,09

Tabella 3.23 - Sharpness E Quadricycle

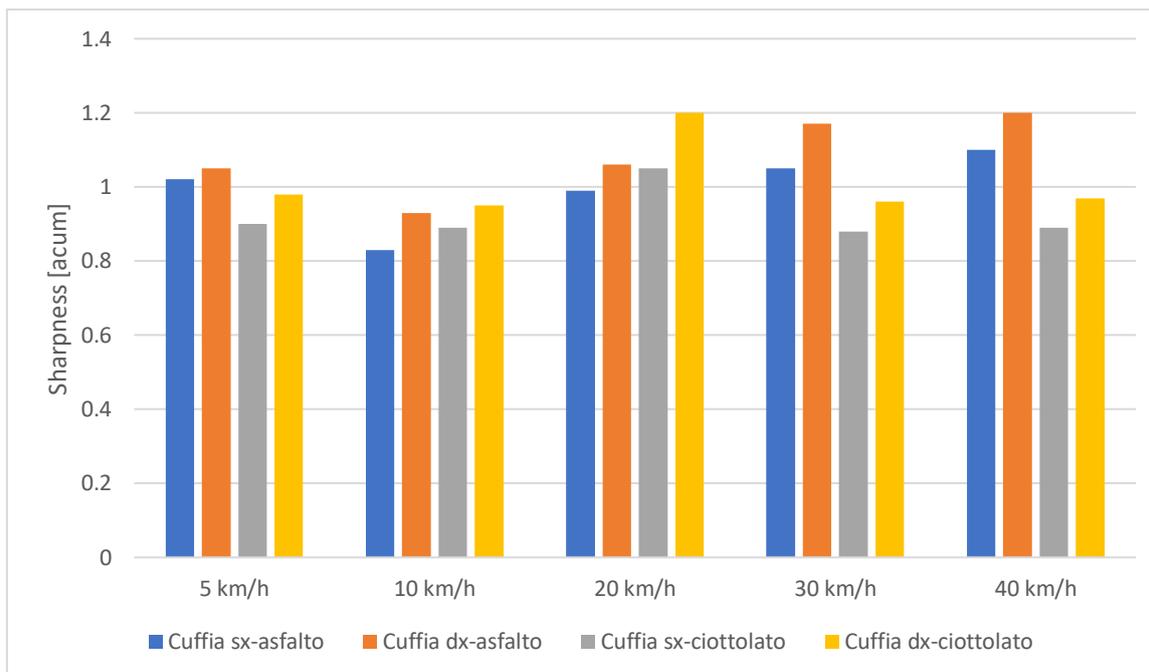


Figura 3.32 - Confronto sharpness tra cuffia sx e cuffia dx E Quadricycle su diverse strade

3.3.4.5 Confronto sharpness tra i veicoli

Prova	S_{sx} [acum] CE City Car (4 Cyl)	S_{sx} [acum] E City Car	S_{sx} [acum] CE City Car (3 Cyl)	S_{sx} [acum] E Quadricycle
Asfalto 5 km/h	0,97	1,18	1,08	1,02
Asfalto 10 km/h	0,84	0,96	1,12	0,83
Asfalto 20 km/h	0,88	0,75	0,83	0,99
Asfalto 30 km/h	0,74	0,81	0,70	1,05
Asfalto 40 km/h	0,78	0,80	1,04	1,10
Ciottolato 5 km/h	0,94	1,07	1,50	0,90
Ciottolato 10 km/h	0,75	1,37	1,28	0,89
Ciottolato 20 km/h	1,50	0,67	0,91	1,05
Ciottolato 30 km/h	0,94	0,72	1,05	0,88
Ciottolato 40 km/h	0,93	0,65	0,76	0,89

Tabella 3.24 - Confronto sharpness cuffia sx tra diversi veicoli

Prova	S_{dx} [acum] CE City Car (4 Cyl)	S_{dx} [acum] E City Car	S_{dx} [acum] CE City Car (3 Cyl)	S_{dx} [acum] E Quadricycle
Asfalto 5 km/h	1,04	1,23	1,20	1,05
Asfalto 10 km/h	0,94	1,05	1,21	0,93
Asfalto 20 km/h	1,01	0,86	0,89	1,06
Asfalto 30 km/h	0,80	0,85	0,73	1,17
Asfalto 40 km/h	0,83	0,87	1,01	1,20

Ciottolato 5 km/h	0,97	1,14	1,41	0,98
Ciottolato 10 km/h	0,78	1,26	1,23	0,95
Ciottolato 20 km/h	1,31	0,63	0,91	1,20
Ciottolato 30 km/h	0,82	0,62	1,03	0,96
Ciottolato 40 km/h	0,79	0,63	0,85	0,97

Tabella 3.25 - Confronto sharpness cuffia dx tra diversi veicoli

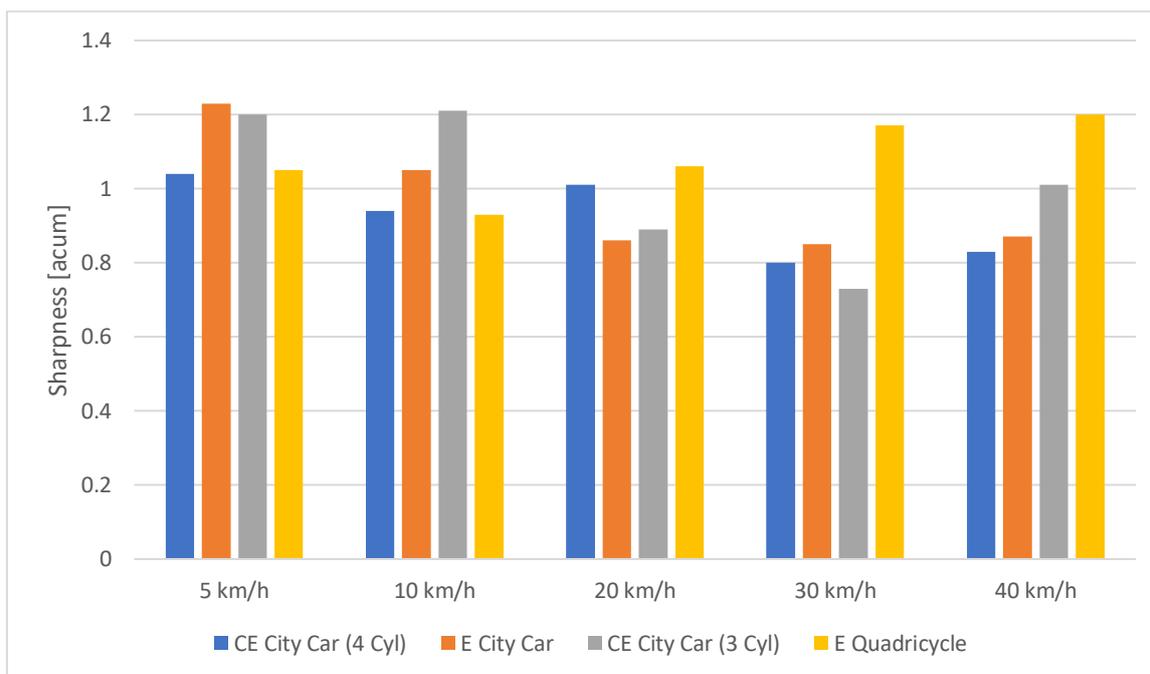


Figura 3.33 - Confronto sharpness cuffia dx per diversi veicoli su asfalto

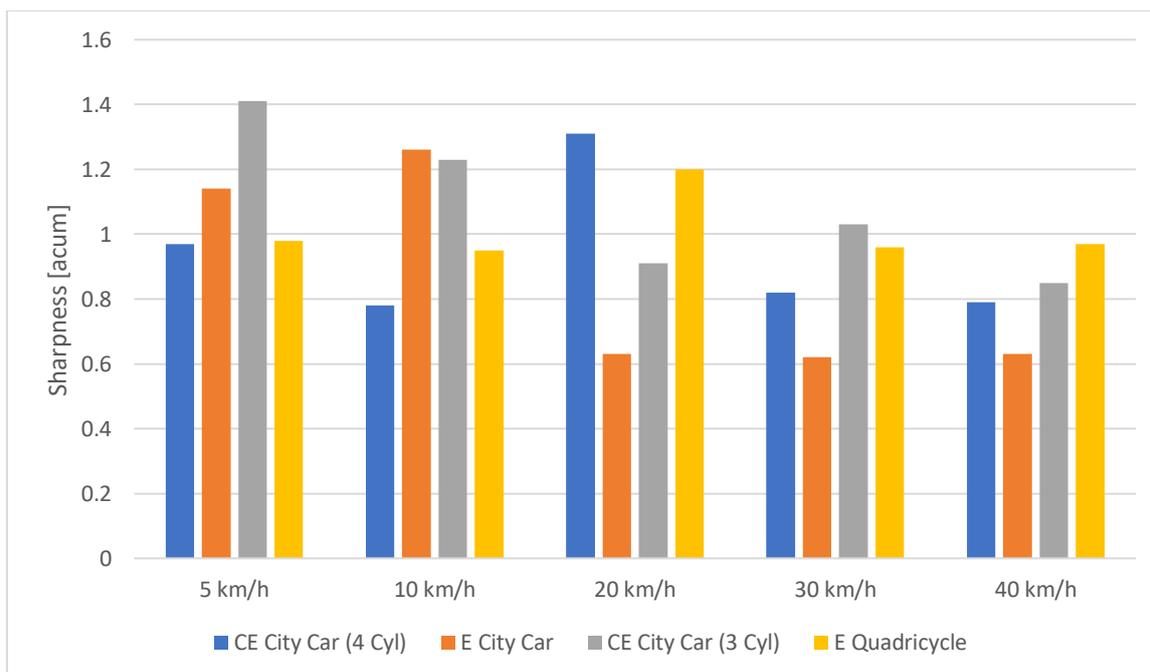


Figura 3.34 - Confronto sharpness cuffia dx per diversi veicoli su ciottolato

La sharpness è una metrica che indica la nitidezza di un suono, è indicativa della sua aggressività. La sharpness è causata dalle alte frequenze presenti in un rumore [11].

I rumori tipici dei veicoli elettrici sono caratterizzati da frequenze più elevate rispetto a quelle dei motori termici, dunque ci si attende che la sharpness sia maggiore nei veicoli elettrici. Dai confronti tra i diversi veicoli si nota che, effettivamente, nella maggior parte dei casi i veicoli elettrici presentano una sharpness leggermente maggiore.

All'aumentare della velocità la sharpness tende a diminuire per tutti i veicoli. Nelle prove sul ciottolato è meno evidente l'influenza della velocità sulla sharpness. Per quanto riguarda il confronto tra le strade, a parità di veicolo e di velocità, non si osserva un andamento ben definito della sharpness. In tutti i veicoli la cuffia destra presenta una sharpness più elevata della cuffia sinistra.

Questo parametro è abbastanza indipendente dalle prove e non varia in modo significativo né al variare della strada né al variare del veicolo.

3.3.5 Tonality

3.3.5.1 CE City Car (4 Cyl)

Prova	$T_{\text{cuffia sx}}$ [t.u.]·10 ⁻³	$T_{\text{cuffia dx}}$ [t.u.]·10 ⁻³	Δ_{cuffie} [%]	$\Delta_{\text{asfalto-ciottolato}}$ [%]
Asfalto 5 km/h	33,4	46,1	27,54	+71,56
Asfalto 10 km/h	35,4	20,7	41,53	+80,79
Asfalto 20 km/h	18,5	12,0	35,14	+44,32
Asfalto 30 km/h	5,3	15,7	66,24	-15,87
Asfalto 40 km/h	18,0	18,8	4,26	+51,11
Ciottolato 5 km/h	9,5	10,0	5,00	-71,56
Ciottolato 10 km/h	6,8	12,7	46,46	-80,79
Ciottolato 20 km/h	10,3	5,2	49,51	-44,32
Ciottolato 30 km/h	6,3	5,0	20,63	+15,87
Ciottolato 40 km/h	8,8	12,9	31,78	-51,11

Tabella 3.26 - Tonality CE City Car (4 Cyl)

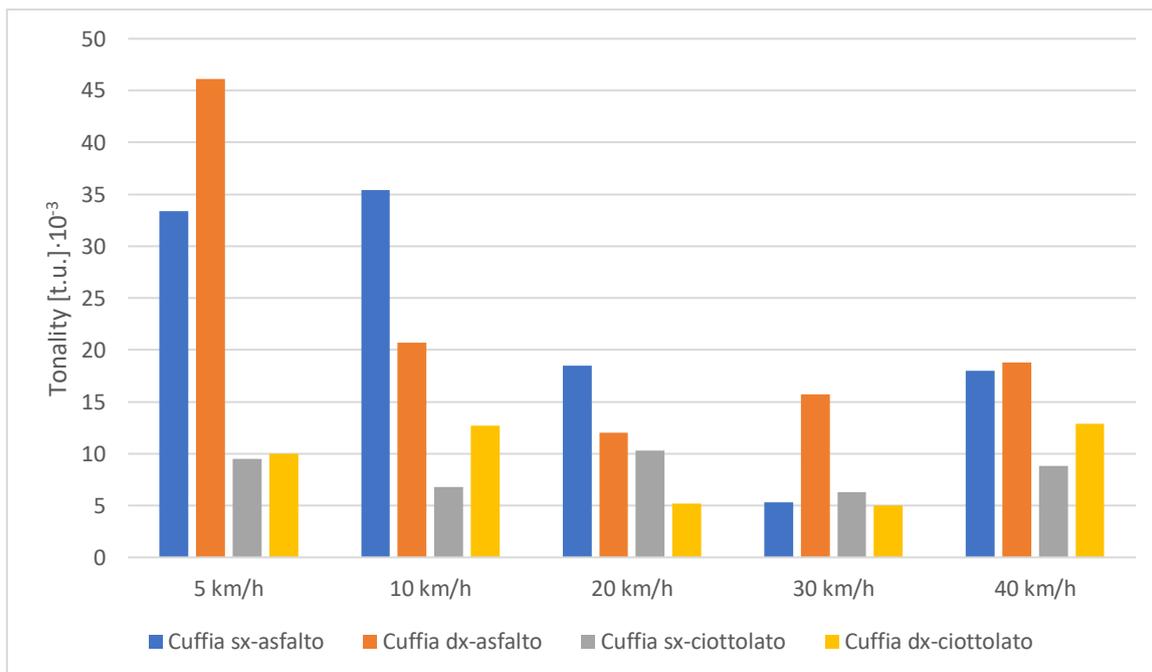


Figura 3.35 - Confronto tonality tra cuffia sx e dx CE City Car (4 Cyl) su diverse strade

3.3.5.2 E City Car

Prova	$T_{\text{cuffia sx}}$ [t.u.]·10 ⁻³	$T_{\text{cuffia dx}}$ [t.u.]·10 ⁻³	Δ_{cuffie} [%]	$\Delta_{\text{asfalto-ciottolato}}$ [%]
Asfalto 5 km/h	36,5	152,1	76,00	+43,32
Asfalto 10 km/h	22,2	62,7	64,59	+404,22
Asfalto 20 km/h	34,4	35,5	3,10	+213,27
Asfalto 30 km/h	16,9	27,6	38,76	+202,45
Asfalto 40 km/h	23,7	20,5	13,50	+158,85
Ciottolato 5 km/h	25,3	24,4	3,56	-43,32
Ciottolato 10 km/h	4,4	8,8	50,00	-404,22
Ciottolato 20 km/h	11,0	14,4	23,61	-213,27
Ciottolato 30 km/h	5,6	5,5	1,79	-202,45
Ciottolato 40 km/h	9,2	4,7	48,91	-158,85

Tabella 3.27 - Tonality E City Car

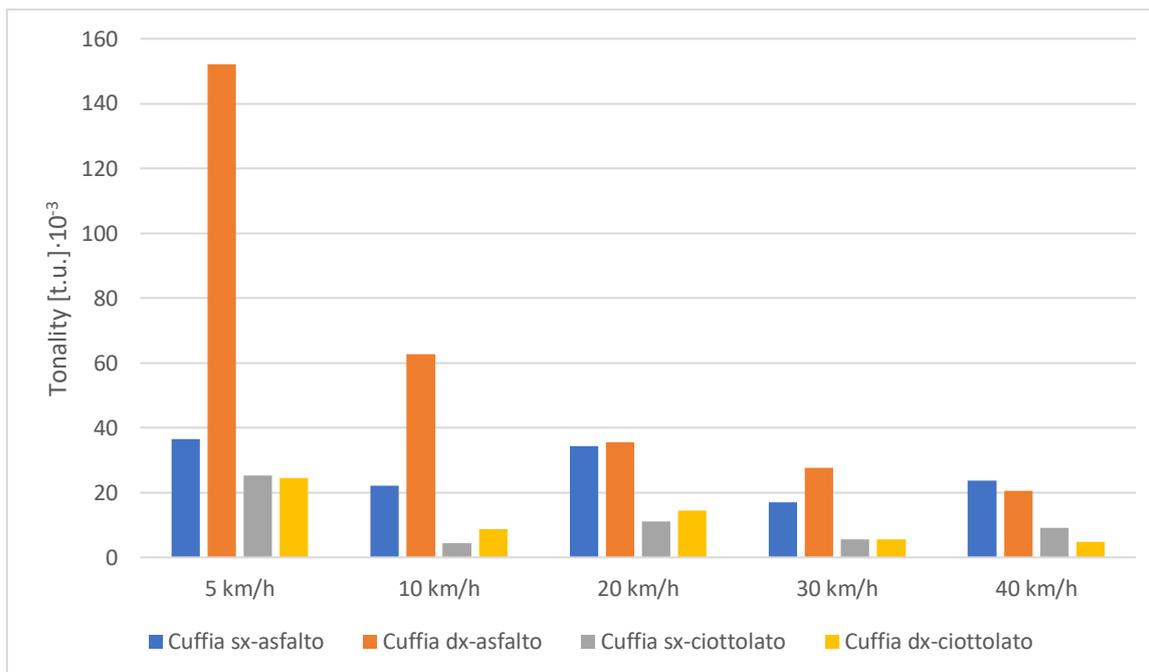


Figura 3.36 - Confronto tonality tra cuffia sx e dx E City Car su diverse strade

3.3.5.3 CE City Car (3 Cyl)

Prova	$T_{\text{cuffia sx}}$ [t.u.]·10 ⁻³	$T_{\text{cuffia dx}}$ [t.u.]·10 ⁻³	Δ_{cuffie} [%]	$\Delta_{\text{asfalto-ciottolato}}$ [%]
Asfalto 5 km/h	24,6	15,0	39,02	-78,19
Asfalto 10 km/h	18,3	11,8	35,52	-69,26
Asfalto 20 km/h	17,8	69,3	74,31	+20,61
Asfalto 30 km/h	14,3	49,5	71,11	-5,41
Asfalto 40 km/h	31,5	44,4	29,05	+92,06
Ciottolato 5 km/h	112,8	92,1	18,35	+78,19
Ciottolato 10 km/h	59,6	66,8	10,78	+69,26
Ciottolato 20 km/h	14,7	33,7	56,38	-20,61
Ciottolato 30 km/h	15,1	13,3	11,92	+5,41
Ciottolato 40 km/h	2,5	11,5	78,26	-92,06

Tabella 3.28 - Tonality CE City Car (3 Cyl)

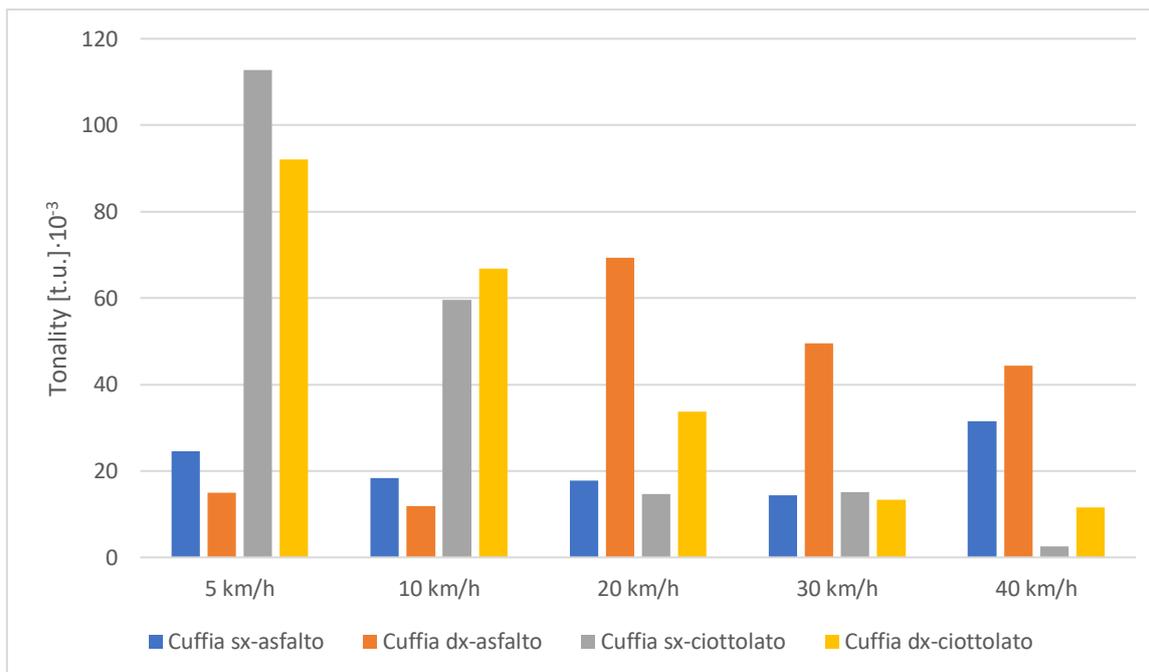


Figura 3.37 - Confronto tonality tra cuffia sx e dx CE City Car (3 Cyl) su diverse strade

3.3.5.4 E Quadricycle

Prova	$T_{\text{cuffia sx}} [t.u.] \cdot 10^{-3}$	$T_{\text{cuffia dx}} [t.u.] \cdot 10^{-3}$	$\Delta_{\text{cuffie}} [\%]$	$\Delta_{\text{asfalto-ciottolato}} [\%]$
Asfalto 5 km/h	35,9	75,8	52,64	+84,68
Asfalto 10 km/h	103,8	70,1	32,47	+92,68
Asfalto 20 km/h	79,1	46,6	41,09	+25,35
Asfalto 30 km/h	73,3	50,3	31,38	+89,09
Asfalto 40 km/h	38,1	39,9	4,51	+74,80
Ciottolato 5 km/h	5,5	6,8	19,12	-84,68
Ciottolato 10 km/h	7,6	7,7	1,30	-92,68
Ciottolato 20 km/h	5,3	2,8	47,17	-25,35
Ciottolato 30 km/h	8,0	3,1	61,25	-89,09
Ciottolato 40 km/h	9,6	6,6	31,25	-74,80

Tabella 3.29 - Tonality E Quadricycle

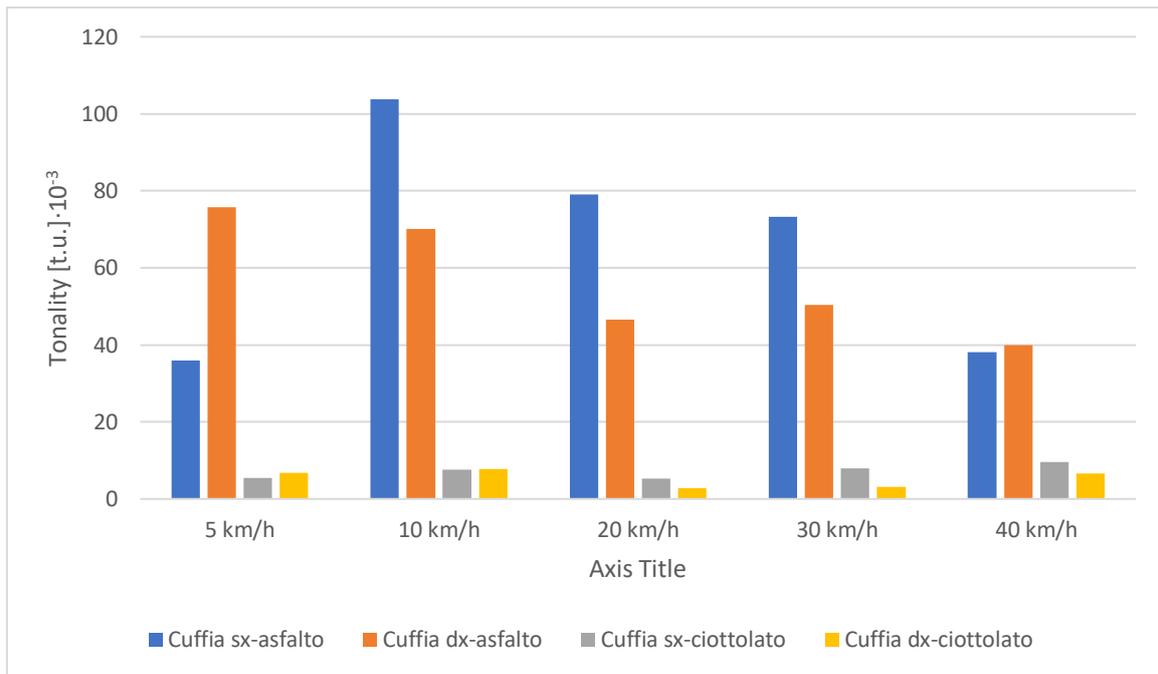


Figura 3.38 - Confronto tonality tra cuffia sx e dx E Quadricycle su diverse strade

3.3.5.5 Confronto tonality tra i veicoli

Prova	$T_{sx} [t.u.] \cdot 10^{-3}$ CE City Car (4 Cyl)	$T_{sx} [t.u.] \cdot 10^{-3}$ E City Car	$T_{sx} [t.u.] \cdot 10^{-3}$ CE City Car (3 Cyl)	$T_{sx} [t.u.] \cdot 10^{-3}$ E Quadricycle
Asfalto 5 km/h	33,4	36,5	24,6	35,9
Asfalto 10 km/h	35,4	22,2	18,3	103,8
Asfalto 20 km/h	18,5	34,4	17,8	79,1
Asfalto 30 km/h	5,3	16,9	14,3	73,3
Asfalto 40 km/h	18,0	23,7	31,5	38,1
Ciottolato 5 km/h	9,5	25,3	112,8	5,5
Ciottolato 10 km/h	6,8	4,4	59,6	7,6
Ciottolato 20 km/h	10,3	11,0	14,7	5,3
Ciottolato 30 km/h	6,3	5,6	15,1	8,0
Ciottolato 40 km/h	8,8	9,2	2,5	9,6

Tabella 3.30 - Confronto tonality cuffia sx tra diversi veicoli

Prova	$T_{dx} [t.u.] \cdot 10^{-3}$ CE City Car (4 Cyl)	$T_{dx} [t.u.] \cdot 10^{-3}$ E City Car	$T_{dx} [t.u.] \cdot 10^{-3}$ CE City Car (3 Cyl)	$T_{dx} [t.u.] \cdot 10^{-3}$ E Quadricycle
Asfalto 5 km/h	46,1	152,1	15,0	75,8
Asfalto 10 km/h	20,7	62,7	11,8	70,1
Asfalto 20 km/h	12,0	35,5	69,3	46,6
Asfalto 30 km/h	15,7	27,6	49,5	50,3
Asfalto 40 km/h	18,8	20,5	44,4	39,9

Ciottolato 5 km/h	10,0	24,4	92,1	6,8
Ciottolato 10 km/h	12,7	8,8	66,8	7,7
Ciottolato 20 km/h	5,2	14,4	33,7	2,8
Ciottolato 30 km/h	5,0	5,5	13,3	3,1
Ciottolato 40 km/h	12,9	4,7	11,5	6,6

Tabella 3.31 - Confronto tonality cuffia dx tra diversi veicoli

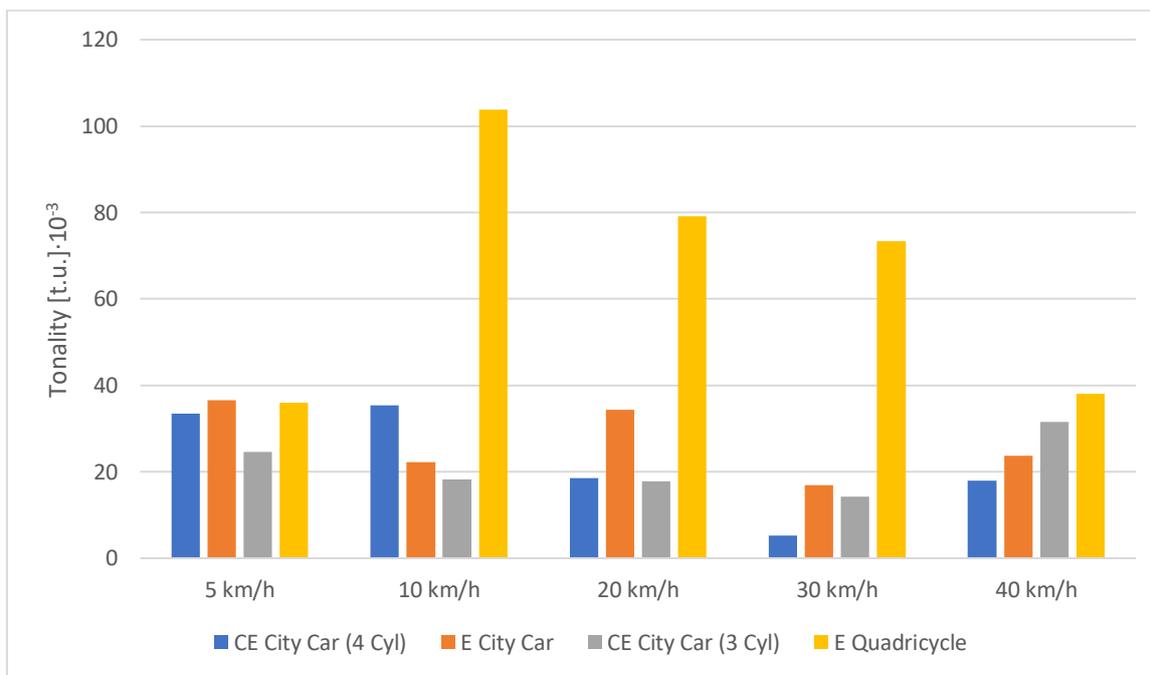


Figura 3.39 - Confronto tonality cuffia sx per diversi veicoli su asfalto

Dal confronto della tonalità dei diversi veicoli emerge la differenza tra i diversi tipi di propulsori, infatti i veicoli equipaggiati con il motore elettrico hanno mediamente una tonalità superiore a quelli dotati di un motore a combustione interna. Le frequenze che caratterizzano il rumore di un motore elettrico sono più elevate e hanno una banda più stretta, dunque contengono dei toni maggiori. Osservando ciò che varia al variare della velocità si nota che la tonalità, nei veicoli a combustione interna, tende a diminuire aumentando la velocità fino a raggiungere un minimo a 30 km/h per poi tornare a crescere.

Nei veicoli elettrici non emerge questo tipo di andamento, anche se i valori più alti si registrano alle velocità più basse; sul ciottolato questo comportamento è evidente soprattutto per la E City Car.

Più in generale, dai confronti effettuati a parità di veicolo e di velocità, si vede che nella maggior parte dei casi le prove su asfalto sono caratterizzate da una tonalità maggiore rispetto a quelle su ciottolato.

La differenza di tonalità tra le cuffie è molto più marcata alle velocità più basse per decrescere via via che aumenta la velocità.

Si nota dai grafici che l'E Quadricycle ha una tonalità nettamente maggiore rispetto a tutti gli altri veicoli e questo si può riscontrare chiaramente durante l'ascolto delle prove audio, in cui si sente un sibilo molto evidente nel caso del quadriciclo che, essendo molto più economico rispetto ai veicoli di serie, non ha un isolamento acustico dell'abitacolo curato e nella prova a 40 km/h è già al limite delle sue prestazioni, mentre gli altri veicoli potrebbero arrivare a velocità molto più elevate.

3.4 Spettrogrammi audio

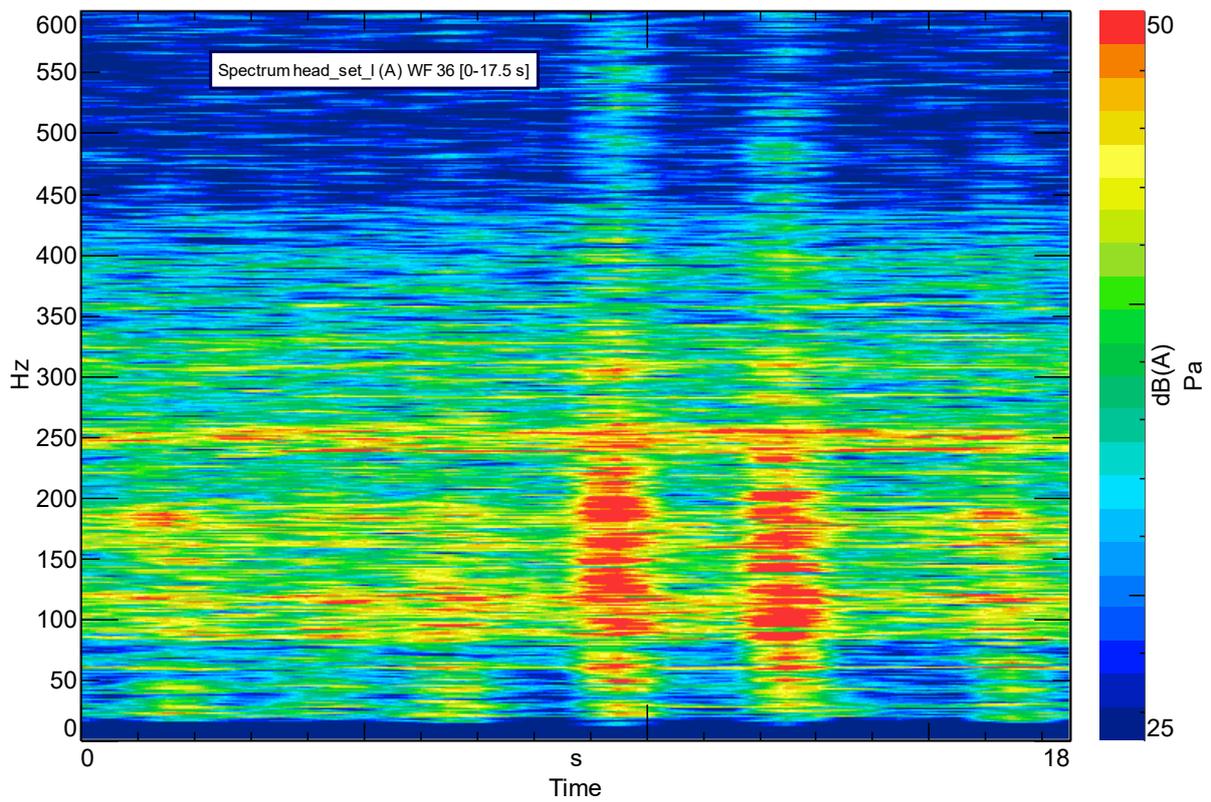


Figura 3.40 - CE City Car (4 Cyl) asfalto 40 km/h

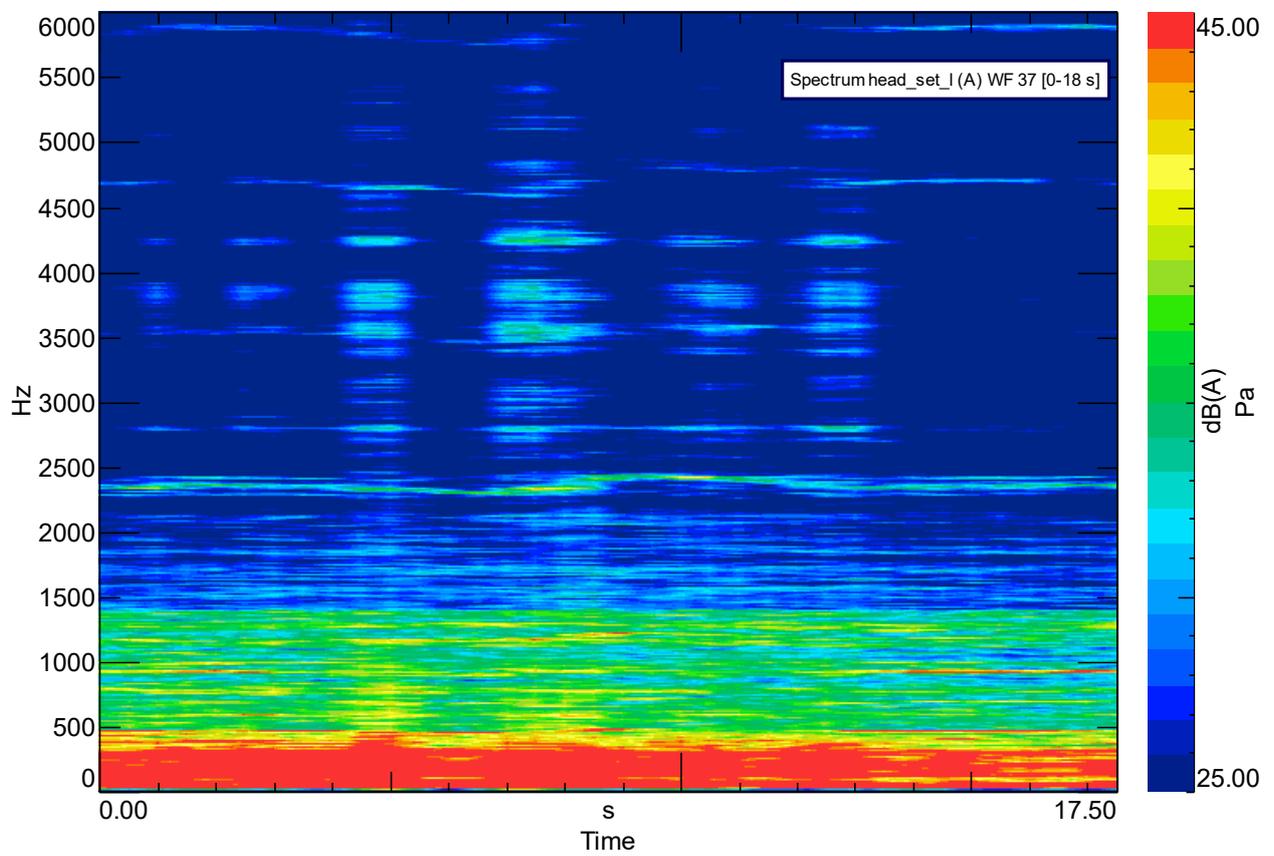


Figura 3.41 - E Quadricycle asfalto 40 km/h

Come già descritto nel paragrafo (3.2), nella sezione Time Data Processing di TestLab sono stati calcolati gli spettrogrammi audio relativi a tutte le prove considerate. Gli spettrogrammi sono delle mappe tridimensionali in cui viene rappresentato il tempo sull'asse x, la frequenza sull'asse z e, in questo caso, il livello di pressione sonora in dB(A) sull'asse y, mediante una scala di colori che esprime la diversa intensità del livello di pressione nelle varie zone della mappa.

Con uno spettrogramma è possibile studiare il segnale acustico osservando l'evoluzione della frequenza nel tempo e il livello di pressione sonora associato. È stato applicato un filtro di tipo A per avere un'idea più realistica di ciò che l'orecchio umano sente durante la prova.

Le prove sono state svolte a velocità costante, infatti dagli spettrogrammi si osservano delle linee orizzontali le quali indicano che la frequenza rimane costante al variare nel tempo. Se le prove fossero in accelerazione si assisterebbe ad un aumento delle frequenze con il passare del tempo e sugli spettrogrammi si vedrebbero delle linee oblique. Nella figura (3.40), tra 9 e 13 secondi, si osserva la presenza di due fenomeni impulsivi che provocano una risposta del sistema dinamico in tutto il suo spettro di frequenze.

Nella figura (3.41) è riportato lo spettrogramma della prova su asfalto a 40 km/h dell'E Quadricycle: come affermato in precedenza, dall'ascolto della corrispondente registrazione audio si può percepire la presenza di un sibilo che comporta un elevato parametro di tonalità (figura (3.39)). Nello spettrogramma si può osservare la presenza di questo sibilo ad una frequenza di circa 2400 Hz, ovvero nella zona dello spettro di frequenze in cui l'orecchio umano è più sensibile. La tonalità può essere presente anche a frequenze più basse ma la sua percezione dipende dalla curva isofonica nella quale ci si trova. Si può avere un riscontro di quanto affermato sulla sensibilità umana al rumore nel diagramma di Fletcher-Munson in figura (3.6). In questa prova l'E Quadricycle presenta dei valori elevati di sharpness rispetto agli altri veicoli, infatti nello spettrogramma si osserva la presenza di una banda di frequenze elevate, tra 500 e 1500 Hz.

Le frequenze più basse sono legate a tutte le sorgenti di rumore ma è impossibile distinguerle tra di loro; forniscono un livello di pressione elevato ma a frequenze più basse, quindi non è detto che questi rumori provochino una sensazione maggiore di quelli ad alte frequenze.

4 Conclusioni

L'obiettivo di questo progetto di tesi era la valutazione del comfort di autoveicoli apparentemente simili tra loro, in quanto appartengono allo stesso segmento, ma molto diversi dal punto di vista del propulsore. Lo studio è stato suddiviso in due macroaree e in entrambe sono emerse, in modo più o meno evidente, le differenze tra i veicoli.

Nella parte inerente alle vibrazioni si è raggiunto l'obiettivo di validare i modelli matematici semplificati già noti nello stato dell'arte attraverso l'utilizzo dei dati sperimentali e, fatto ciò, è stato possibile effettuare un confronto tra i vari veicoli a disposizione. La validazione dei modelli matematici è tanto importante quanto utile, poiché consente di affidarsi in sicurezza a delle equazioni che permettono il confronto tra veicoli diversi, o semplicemente tra variabili diverse a parità di veicolo, osservando delle curve che hanno un andamento più netto, più pulito rispetto ad una curva sperimentale che, per quanto si cerchi di rendere ottimali le condizioni della prova, è sempre affetta da un minimo di disturbo e rende più complicato il confronto che si intende eseguire. Si è consapevoli che il modello a quattro gradi di libertà è un modello semplificato che non è sufficiente a descrivere in modo completo la dinamica di un veicolo ma si è dimostrato che, in determinate situazioni, è riuscito a mettere in evidenza dei fenomeni particolari come quelli analizzati nel corso della tesi. Le principali differenze sono dovute al passo, alle sospensioni e al tipo di propulsore di cui sono dotati i veicoli: queste variabili hanno un peso molto rilevante sulle loro prestazioni in termini di comfort.

Per quanto riguarda la parte di acustica, allo stato dell'arte attuale non si hanno dei modelli matematici a disposizione da validare ed utilizzare per confrontare diversi veicoli in diverse situazioni. L'obiettivo di questa analisi, pertanto, era quello di calcolare il valore medio in ogni prova dei principali parametri psicoacustici dei diversi veicoli e confrontarli tra di loro, cercando di cogliere le differenze in termini di comfort acustico. Come constatato, alcuni parametri si prestano meglio di altri allo scopo ma, comunque, si è riusciti ad eseguire un confronto tra i rumori che vengono percepiti dai passeggeri all'interno degli abitacoli e farsi un'idea di come gli indici vadano ad impattare sul comfort acustico. Le principali differenze acustiche riscontrate tra i veicoli sono osservabili con gli indici articulation index e loudness, che valutano la rumorosità del veicolo nel suo complesso, mentre le differenze tra i propulsori sono state più difficili da cogliere in quanto le prove analizzate erano tutte a velocità costanti molto basse rispetto al range di lavoro di un'automobile: andrebbero analizzate misure microfoniche a velocità maggiore e durante prove di accelerazione a vari pedali acceleratore per cogliere a pieno le differenze tra i vari sistemi di propulsione.

Il campo della psicoacustica ha degli enormi margini di miglioramento che, in un futuro prossimo, attraverso una proficua attività di ricerca, porterà all'ottenimento di appositi modelli matematici che, una volta validati, porteranno ad avere degli strumenti in grado di eseguire dei confronti tra veicoli diversi in condizioni diverse senza la necessità di utilizzare i dati sperimentali, come avviene già nel caso delle vibrazioni. In campo acustico questo è ancora più importante, in quanto le misure sonore sono molto più sensibili al rumore rispetto alle misure accelerometriche.

5 Bibliografia

- [1] BSI Standards Publication, BS ISO 2631-1:1997: "Mechanical vibration and shock— Evaluation of human exposure to whole-body vibration- Part 1: General Requirements", 1997.
- [2] E. Galvagno, M. Velardocchia, "Meccanica del veicolo – Esercitazioni", CLUT (2017)
- [3] BSI Standards Publication, BS ISO 8608:2016: "Mechanical vibration — Road surface profiles — Reporting of measured data", 2016.
- [4] Vella, A.D., Vigliani, A., Tota, A., and Lisitano, D., "Experimental Ride Comfort Analysis of an Electric Light Vehicle in Urban Scenario", SAE Technical Paper 2020-01-1086, 2020.
- [5] <https://www.carpedia.it/sistema-elettronico/nozioni-reti-can-2080/>.
- [6] <https://community.sw.siemens.com/s/article/data-acquisition-anti-aliasing-filters>.
- [7] National Instruments Corporation, "Data Acquisition and Signal Conditioning Course Manual", 2003.
- [8] A. Vigliani, "Lectures on Mechanical Systems Dynamics, engine balance".
- [9] G. Cellai, S. Secchi, "Fondamenti di acustica".
- [10] R. Fanton, "Appunti di fisica ambientale, parte I, acustica", 2014.
- [11] ARPA Piemonte, "Introduzione alla psicoacustica e ai possibili campi di impiego nell'acustica ambientale, Analisi delle Migliori Pratiche e Tecnologie Disponibili nei Settori della Misurazione e Registrazione del Rumore e in quello della Psicoacustica", 2013.
- [12] HEAD Acoustics, "Using the new psychoacoustics analyses- Tonality (Hearing Model)", Application Note, 2018.
- [13] A. Langmann -Siemens, "Online- Seminar-Psychoakustik 2 – Transiente Vorgänge, tonale Komponenten und Modulation", 2018.

Ringraziamenti

Il mio ringraziamento, in generale, va a tutte le persone che ho incontrato nel mio percorso e che hanno contribuito in maniera diretta o indiretta al raggiungimento di questo traguardo.

Innanzitutto vorrei ringraziare il Prof. Enrico Galvagno che mi ha dato l'opportunità di svolgere questo lavoro e che, con la sua disponibilità e la sua pazienza, mi ha trasmesso le conoscenze necessarie per affrontare con interesse questo argomento. Ringrazio anche l'Ing. Gianluca Mari per tutti i consigli e il tempo che mi ha dedicato, l'Ing. Domenico Lisitano per il supporto tecnico che non ha esitato a fornirmi per il software Testlab.

Il mio ringraziamento più grande va alla mia famiglia, in particolare ai miei genitori che mi hanno sempre supportato economicamente e moralmente, fornendomi quella forza d'animo che mi ha tenuto focalizzato sull'obiettivo, a mia sorella Daniela, ad Alessia, che è sempre stata al mio fianco credendo in me e accettando dei compromessi come in pochi avrebbero fatto: a voi va la mia eterna gratitudine in quanto, senza il vostro supporto, tutto ciò non sarebbe stato possibile.

Ringrazio gli amici di sempre che, seppur indirettamente, hanno dato il loro indispensabile contributo umano. Ringrazio anche tutti gli amici che hanno condiviso con me questo percorso universitario così denso di emozioni trasmettendomi la voglia di non mollare mai.

È anche grazie a tutte queste persone che il raggiungimento di questo importante traguardo è stato possibile.