

ANALISI DI STABILITÀ DI VEICOLI BASCULANTI A TRE RUOTE

F. Bucchi, F. Cerù, F. Frendo

Università di Pisa - Dipartimento di Ingegneria Civile ed Industriale, Largo Lucio Lazzarino, 56122 Pisa, e-mail: francesco.bucchi@for.unipi.it, frendo@ing.unipi.it

Sommario

Il Dipartimento di Ingegneria Civile e Industriale dell'Università di Pisa è partner del progetto europeo RESOLVE (Range of Electric SOLUTION for L-category VEHICLES), avente come obiettivo lo sviluppo di motorizzazioni elettriche integrate, scalabili e modulari ad elevata efficienza energetica e costi contenuti da impiegare su una vasta gamma di veicoli di categoria L, comprese nuove formule di veicolo basculanti a tre/quattro ruote.

Nei veicoli a più di due ruote sono presenti gradi di libertà aggiuntivi relativi al cinematismo di basculamento che condizionano la dinamica del veicolo, influenzando i modi propri e essi possono generare instabilità in determinate condizioni di marcia.

In questo articolo viene presentata un'analisi numerica preliminare, in cui vengono studiati i modi propri di alcune architetture di veicoli a tre ruote attualmente in commercio, al fine di evidenziarne le differenze, con particolare riferimento al cinematismo anteriore. I modi propri di maggiore interesse sono quelli che caratterizzano anche i motocicli a 2 ruote, in particolare *capsize*, *weave* e *wobble*, le cui caratteristiche (parte reale ed parte immaginaria dell'autovalore) sono legate alla velocità di avanzamento e alla geometria del cinematismo utilizzato.

Abstract

The Department of Civil and Industrial Engineering of the University of Pisa is involved in the research project named RESOLVE (Range of Electric SOLUTION for L-category VEHICLES), funded by the EC under the Horizon 2020 framework programme, and aimed at developing integrated electrical powertrains, modular and scalable, with high energetic efficiency, high safety requirements and low-cost. These types of powertrains will be used on a new generation of L-category vehicle, including new 3 or 4-wheel tilting vehicles.

With reference to conventional two wheelers, for tilting vehicles having 3 or 4 wheels, additional degrees of freedom, related to the front tilting mechanism and influencing the dynamic behaviour, are present. Instability of some eigen-mode can occur, for given particular conditions.

In the present work a preliminary analysis is presented, in which the stability of different kinematic architectures, derived from vehicles already on the market, is critically compared. The most interesting eigen-modes are those which are typical of standard two wheelers, i.e. *capsize*, *weave* e *wobble*. The dynamic properties of such modes (real and imaginary part of the eigen-value) depend on the particular kinematic scheme and on the forward speed.

Parole chiave: motocicli, veicoli basculanti, analisi di stabilità, *capsize*, *weave*, *wobble*.

1. INTRODUZIONE

Il Dipartimento di Ingegneria Civile e Industriale dell'Università di Pisa partecipa, insieme ad altri 13 partner industriali e universitari, al progetto RESOLVE (Range of Electric Solution for L-category Vehicles), finanziato dalla Commissione Europea nell'ambito dei primi bandi della European Green Vehicles Initiative, parte del programma di ricerca e innovazione Horizon2020 – area trasporti.

Lo scopo del progetto è rendere i veicoli elettrici di categoria L (ELVs – Electric L-Vehicles, ovvero ciclomotori, motocicli, tricicli e quadricicli leggeri) più attraenti per gli utilizzatori di auto in ambito urbano, proponendo formule di veicoli basculanti economici, efficienti dal punto di vista energetico e confortevoli, che rappresentino un'alternativa concreta per la mobilità personale.

Riguardo l'efficienza energetica, il progetto si pone come obiettivo lo sviluppo di motorizzazioni con architettura leggera, modulare e scalabile, in maniera tale da ridurre i costi. Al contempo, al fine di aumentare l'attrattività dei veicoli di categoria L, spesso percepiti come meno sicuri e meno confortevoli rispetto alla autovetture, saranno sviluppate architetture innovative a 4 ruote con carreggiata stretta e basculanti, per aumentarne la maneggevolezza nel traffico. L'architettura multiruota, se la sospensione non introduce modi propri nocivi, può migliorare l'aderenza (soprattutto in termini di valor medio della forza a terra) del veicolo, in particolare in condizioni di fondo irregolare, consentendo migliori prestazioni sia in frenata sia in curva [1].

Il progetto porterà alla realizzazione di due prototipi di veicolo basculante a 4 ruote, ascrivibili alle categorie L2e ed L6e.

L'attività dell'Università di Pisa si prefigge di contribuire alla realizzazione dell'architettura e della cinematica di questi veicoli. Analogamente a quanto già fatto all'interno del progetto SIM (Safety in Motion, VI PQ) [2], saranno effettuate analisi dinamiche di differenti cinematismi di sterzo e di basculamento.

In questo articolo si presenta uno studio preliminare mirato al confronto delle architetture di basculamento e di sterzo di quattro veicoli a tre ruote attualmente in commercio, che nel seguito saranno denominate architettura A, B, C, D. Ai fini della comparazione si è preso a riferimento uno stesso veicolo, sul quale sono stati installati i 4 cinematismi anteriori presenti sui veicoli considerati. Le simulazioni sono mirate al confronto dei modi propri dei quattro veicoli in marcia rettilinea.

In letteratura l'analisi dinamica di veicoli basculanti con più di tre ruote non è frequente, mentre sono presenti alcuni lavori riguardo la dinamica dei veicoli a due ruote [4]–[10]; in base alle ricerche effettuate dagli autori, l'unico articolo in cui si analizzano i modi propri in rettilineo e curva è [3]. Tale lavoro è preso come riferimento per le analisi qui presentate.

Sono stati sviluppati quattro differenti modelli numerici in ambiente *Mathematica*. I veicoli sono modellati attraverso corpi rigidi, senza considerare il moto e la rigidità delle sospensioni né la cedevolezza radiale del pneumatico. Il retrotreno è lo stesso per i vari modelli considerati, così come le caratteristiche inerziali della massa sospesa. L'avantreno è stato modificato di volta in volta a seconda del cinematismo modellato. Il pneumatico è assunto lineare ed i valori di rigidità di deriva e di camber sono tenuti costanti durante la simulazione.

Sono state effettuate varie simulazioni, per vari valori di velocità, considerando i modi propri in rettilineo a velocità costante. I modi di maggiore interesse sono risultati quelli classici dei motocicli, ovvero il *wobble* (oscillazione del manubrio), il *weave* (oscillazione del retrotreno) ed il *capsize* (caduta laterale).

2. VEICOLI E CINEMATISMI ANALIZZATI

Per l'analisi dei modi propri si è partiti da modelli di veicolo a tre ruote attualmente in commercio i cui schemi cinematici sono rappresentati in Fig. 1. Viste le differenti dimensioni e motorizzazioni dei singoli veicoli, il passo, la distribuzione delle masse e le caratteristiche inerziali sono diverse tra un veicolo e l'altro. Al fine di isolare l'effetto del cinematismo sulla dinamica dell'intero veicolo, si è deciso di prendere come riferimento i valori di massa, inerzie e passo di uno dei veicoli e sostituire di volta in volta il cinematismo di sterzo, la cui massa è stata scalata in maniera tale da mantenere circa costante la massa totale del veicolo. Anche la carreggiata anteriore è rimasta costante per i vari cinematismi considerati.

Le principali differenze tra i veicoli risiedono nei cinematismi di basculamento utilizzati. Il cinematismo A (Fig. 1(a)) è composto da un parallelogramma vincolato al telaio per mezzo di due cerniere e formato da due elementi orizzontali (rappresentati in verde) e due verticali (in colore blu). Gli elementi verticali sono dei cilindri cavi che possono ospitare al loro interno i due bracci di sterzo (in colore viola) comprensivi del gruppo molla-ammortizzatore.

L'asse di sterzo (assi attorno a cui ruotano i due bracci di sterzo) risulta inclinato di circa 20° rispetto all'asse verticale. Si specifica, inoltre, che tali assi di sterzo giacciono nel piano passante per gli assi delle due cerniere di ogni braccio verticale. La rotazione di ogni tubo di sterzo viene ottenuta grazie alla rotazione del manubrio il quale è collegato ai due tubi con un altro cinematismo (rappresentato in giallo), giacente sul piano orizzontale, che funge da sistema di sterzo. Il rapporto di trasmissione tra manubrio e tubi di sterzo è 1:1. Ciascuna ruota è collegata al corrispondente tubo di sterzo mediante una sospensione comunemente denominata a braccio spinto (sono visibili in rosso i due biscottini).

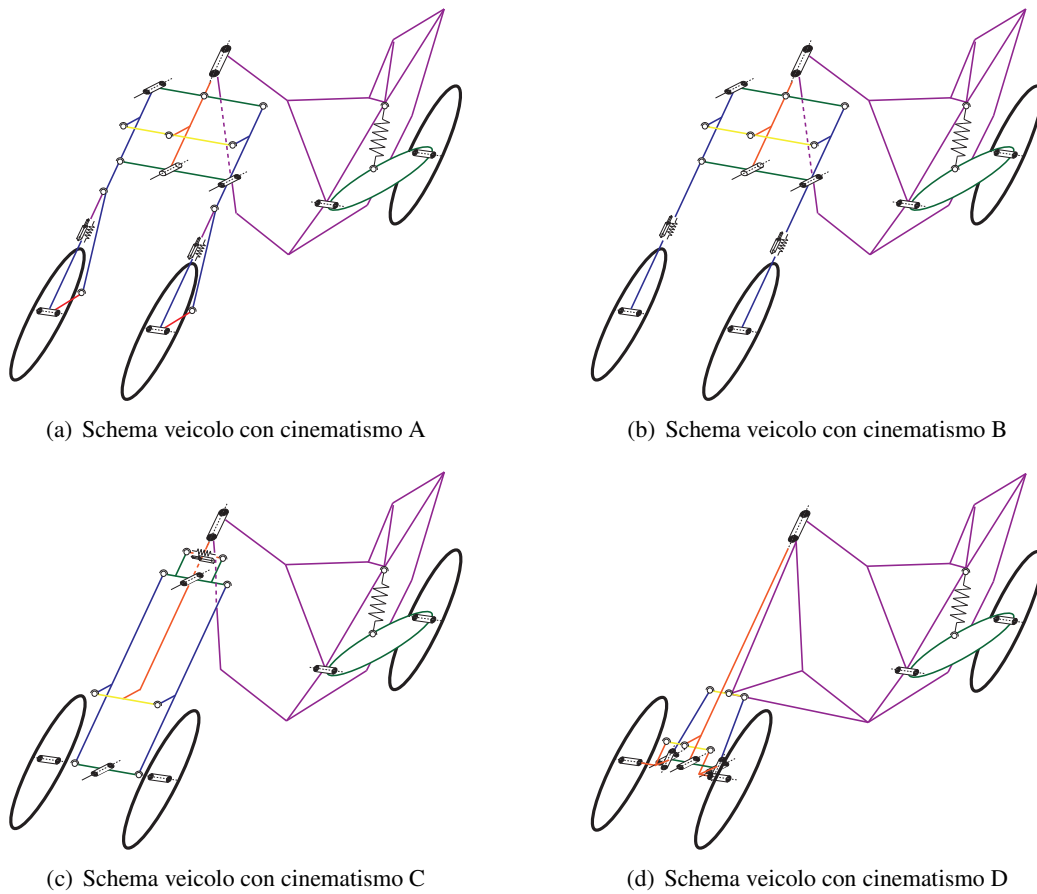


Figura 1: Schema cinematico dei veicoli a tre ruote analizzati.

Il cinematismo B è strutturalmente analogo al cinematismo A, fatta eccezione per alcuni dettagli relativi all'orientazione delle cerniere del parallelogramma, all'inclinazione dell'asse di sterzo che risulta lievemente inferiore e al tipo di sospensione che in questo caso non presenta i biscottini ma una coppia di forcelle, le cui parti inferiori sono solidali al portamozzo.

Il cinematismo C è differente rispetto ai precedenti. L'inclinazione del piano che contiene il cinematismo è pari a circa 10° rispetto alla verticale. Nella parte inferiore si individuano i due elementi orizzontali che sono vincolati al telaio, ciascuno con una cerniera cilindrica. Nella parte superiore si possono osservare altri due elementi orizzontali vincolati al telaio anch'essi con una cerniera comune. Gli elementi orizzontali sono collegati a due a due, attraverso cerniere sferiche, ad un elemento verticale che chiude i due parallelogrammi (destra e sinistra). Sui due bracci orizzontali superiori insiste un unico elemento elastico e smorzante, il cui effetto dipende dalla rotazione e dalla velocità relativa tra i due elementi orizzontali superiori del cinematismo. L'asse di sterzo delle singole ruote anteriori è individuato dalla

retta che congiunge le due cerniere sferiche alle estremità dei bracci verticali. Si tratta quindi di una sospensione a quadrilateri trasversali con rigidità a rollio nulla. La sterzata delle ruote è realizzata attraverso un meccanismo simile a quello già usato nel Piaggio MP3.

Il cinematismo D infine si differenzia in maniera sostanziale dai precedenti. Esso è composto da due elementi inferiori (rappresentati in verde) incernierati al telaio in corrispondenza del piano medio del veicolo. L'asse di sterzo di ciascuna ruota è individuato da un elemento cilindrico vincolato, per mezzo di una cerniera sferica, sia alla barra orizzontale inferiore, sia ad un braccetto di camber connesso al telaio. L'inclinazione dell'asse di sterzo è pari a circa 20° . La sterzata delle ruote è realizzata attraverso un meccanismo simile a quello già usato nel cinematismo A. La particolarità del cinematismo D è il sistema che permette il rollio: i due gruppi elastici-smorzanti (non rappresentati in figura) sono collegati agli elementi inferiori e al telaio e sono di tipo idro/pneumatico. Il circuito idraulico mette in comunicazione e permette il passaggio di olio dalla sospensione destra a quella sinistra e viceversa. Se al veicolo è imposto un rollio puro le escursioni delle due ruote sono uguali e contrarie, per cui la riduzione di volume a disposizione per l'olio da una parte viene compensata dall'aumento di volume dall'altra, rendendo nulla la rigidità a rollio. La rigidità a scuotimento è invece diversa da zero grazie alla compressione di opportune camere pneumatiche.

3. MODELLO MATEMATICO

Al fine di poter effettuare un'analisi preliminare dei cinematismi considerati sono state assunte le seguenti ipotesi:

- corpi rigidi;
- pilota modellato con massa e inerzia solidali alla massa sospesa ed assunto fermo rispetto al telaio durante la simulazione;
- posizione del baricentro globale fissa in un sistema di riferimento solidale al veicolo;
- strada piana e orizzontale, sospensioni infinitamente rigide;
- si trascura il beccheggio (cinematico) dovuto alla rotazione delle ruote attorno all'asse di sterzo che risulta inclinato rispetto alla verticale;
- ruote rigide e lenticolari (spessore nullo);
- scorrimento longitudinale delle ruote nullo: in questo modo, la velocità angolare delle ruote è funzione delle variabili cinematiche.

Può essere utile precisare che, per i cinematismi considerati, l'assunzione di sospensioni rigide significa impedire i moti di scuotimento, mentre è consentito il rollio del veicolo.

Sotto queste ipotesi, il numero delle variabili di stato necessarie a descrivere lo stato del modello è pari a 5 e precisamente:

- la velocità longitudinale u e la velocità laterale v di un punto appartenente al veicolo (nella fattispecie il punto di contatto tra la ruota posteriore e la strada);
- la velocità di imbardata r del retrotreno del veicolo;
- la rotazione relativa tra avantreno e retrotreno (angolo di sterzo δ);
- l'inclinazione del telaio del veicolo rispetto alla verticale (angolo di rollio ϕ).

In Fig. 2 è rappresentato uno schema del modello semplificato, con l'indicazione delle variabili di stato considerate. Risulta intuitivo il fatto che con questo modello l'angolo di rotazione del cinematismo anteriore, rispetto ad un asse perpendicolare al piano in cui è contenuto il cinematismo, non è un grado di libertà del sistema, ma diventa una funzione delle altre variabili cinematiche.

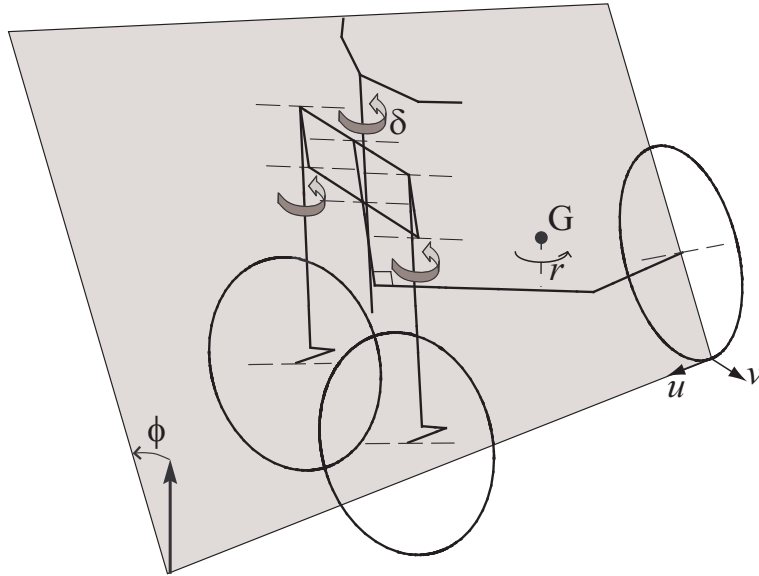


Figura 2: Schema cinematico e variabili di stato [1].

3.1 Equazioni di equilibrio

In funzione delle variabili di stato sopra elencate e delle caratteristiche geometriche ed inerziali dei vari corpi, è possibile scrivere complessivamente 8 equazioni di equilibrio:

- tre equazioni di equilibrio globale alla traslazione;
- tre equazioni di equilibrio globale a momento;
- due equazioni di equilibrio per l'avantreno rispetto alle due rotazioni di sterzo e del grado di libertà associato al rollio del veicolo (per una motocicletta convenzionale sarebbe stata sufficiente l'equazione di equilibrio a momento dell'avantreno rispetto alle asse di sterzo).

3.2 Equazioni costitutive dei pneumatici

La forza laterale dei pneumatici (Eq. 1) è stata descritta attraverso un modello lineare con ritardo di risposta:

$$\frac{d}{u} \dot{F}_y + F_y = C_\alpha \alpha + C_\gamma \gamma \quad (1)$$

dove d è la lunghezza di rilassamento del pneumatico, u la velocità longitudinale del baricentro del veicolo, F_y la forza laterale per un generico pneumatico, C_α e C_γ rispettivamente le rigidità di deriva e di camber e α e γ rispettivamente gli angoli di deriva e di camber di un generico pneumatico. Tale equazione viene scritta per i tre pneumatici dello scooter (nel seguito si useranno i pedici 11 e 12 per le ruote anteriori, rispettivamente sinistra e destra, e il pedice 2 per la ruota posteriore).

Per quanto riguarda la forza longitudinale del pneumatico F_{x2} (si assume trazione posteriore), questa è da considerarsi come un input del modello.

3.3 Equazioni di congruenza

Gli angoli di deriva e di camber possono essere espressi tramite semplici relazioni geometriche [1]. In particolare per gli angoli di camber si ha

$$\begin{aligned} \gamma_{11} &= \gamma_{12} = \arcsin(\cos(\tau + \theta_3) \cos(\phi) \sin(\delta) + \cos(\delta) \sin(\phi)) \\ \gamma_2 &= \phi \end{aligned} \quad (2)$$

dove τ è l'angolo tra l'asse del manubrio e la perpendicolare al piano del cinematismo e θ_3 un angolo, assunto costante, funzione della geometria dell'avantreno.

Gli angoli di deriva possono invece essere espressi come da letteratura

$$\begin{aligned}\alpha_{11} &\simeq \alpha_{12} \simeq -\delta - \frac{v + rl}{u} \\ \alpha_2 &\simeq -\frac{v}{u}\end{aligned}\quad (3)$$

3.4 Modello di pilota

Al fine di mantenere la traiettoria rettilinea a velocità costante sono stati implementati due semplici controllori per determinare il valore della coppia di sterzo T e la forza di trazione posteriore F_{x2} una volta assegnato il valore della velocità desiderata u_D . In particolare, i due controllori hanno la seguente formulazione:

$$\begin{aligned}T &= k_1 \ddot{\phi} + k_2 \dot{\phi} + k_3 \phi \\ F_{x2} &= c_1(u_D - u)\end{aligned}\quad (4)$$

dove le costanti k_1 , k_2 , k_3 e c_1 sono state determinate per via iterativa tramite alcune simulazioni.

Il controllore della coppia di sterzo T risulta pertanto un controllore PID rispetto alla velocità di rollio $\dot{\phi}$, mentre il controllore della forza longitudinale F_{x2} risulta un semplice controllore proporzionale rispetto alla differenza tra la velocità misurata u e la velocità desiderata u_D .

Per il calcolo dei modi propri, al fine di non considerare l'effetto stabilizzante del pilota virtuale, è stato annullato il contributo del controllore relativo alla coppia di sterzo ed è stata analizzata la dinamica del veicolo con comandi liberi.

Concludendo, il modello semplificato è governato da diciassette equazioni (otto di equilibrio, tre relative al ritardo di risposta delle tre forze laterali e sei equazioni di congruenza) nelle seguenti diciassette incognite: velocità longitudinale $u(t)$, velocità laterale $v(t)$, velocità d'imbardata $r(t)$, angolo di rollio $\phi(t)$, angolo di sterzo $\delta(t)$, i tre carichi verticali $F_{z11}(t)$, $F_{z12}(t)$, $F_{z2}(t)$, le tre forze laterali $F_{y11}(t)$, $F_{y12}(t)$, $F_{y2}(t)$, i tre angoli di deriva $\alpha_{11}(t)$, $\alpha_{12}(t)$, $\alpha_2(t)$ e i tre angoli di camber $\gamma_{11}(t)$, $\gamma_{12}(t)$, $\gamma_2(t)$. Gli input per il modello sono la coppia di sterzo T e la forza motrice posteriore F_{x2} .

4. MODI PROPRI IN RETTILINEO

Una volta operate le opportune sostituzioni nelle equazioni di cui sopra, è possibile linearizzare le equazioni ed esprimere l'equilibrio dinamico del sistema nella forma di stato

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}(u_D)\mathbf{x}\quad (5)$$

dove $\mathbf{A}(u_D)$ è la matrice dinamica del sistema, funzione della velocità di avanzamento obiettivo u_D e $\mathbf{x} = [F_{y11} \ F_{y12} \ F_{y2} \ u \ v \ r \ \dot{\phi} \ \delta \ \phi]$ è il vettore delle variabili di stato.

Per ricavare informazioni riguardo la stabilità del sistema è utile calcolare gli autovalori della matrice dinamica. Tale operazione è effettuata per differenti valori di u_D , per cui è possibile ricavare l'andamento della parte reale e della parte immaginaria dei singoli autovalori in funzione della velocità di avanzamento. È importante notare che il vettore delle variabili di stato non è omogeneo e quindi deve essere effettuato un post-processamento dei risultati in maniera tale da isolare gli autovalori di maggiore interesse dal punto di vista dinamico (*wobble*, *weave* e *capsize*).

In Fig. 3 è mostrata la parte reale e la parte immaginaria degli autovalori di interesse ottenuti per il veicolo con cinematismo A (Fig. 1(a)) preso come riferimento.

La parte reale (Fig. 3(a)) degli autovalori dà informazioni riguardo la stabilità del modo proprio. Si nota che il *capsize* è stabile alle basse velocità, cosa che solitamente non avviene per gli scooter a 2 ruote, mentre diventa di poco instabile a velocità più alte [3]; tale modo non è oscillatorio. Il *wobble* invece è un modo di tipo oscillatorio lungo tutto il dominio di velocità considerate, mentre il *weave* risulta quasi

sempre oscillatorio eccetto che per bassissime velocità (si noti la biforcazione della curva blu in Fig.3(a) per $u_D < 2$ m/s). Alle basse velocità il *weave* risulta instabile, mentre si stabilizza a velocità più elevate. Il contrario avviene per il *wobble* che diventa instabile, in maniera significativa, oltre i 28 m/s.

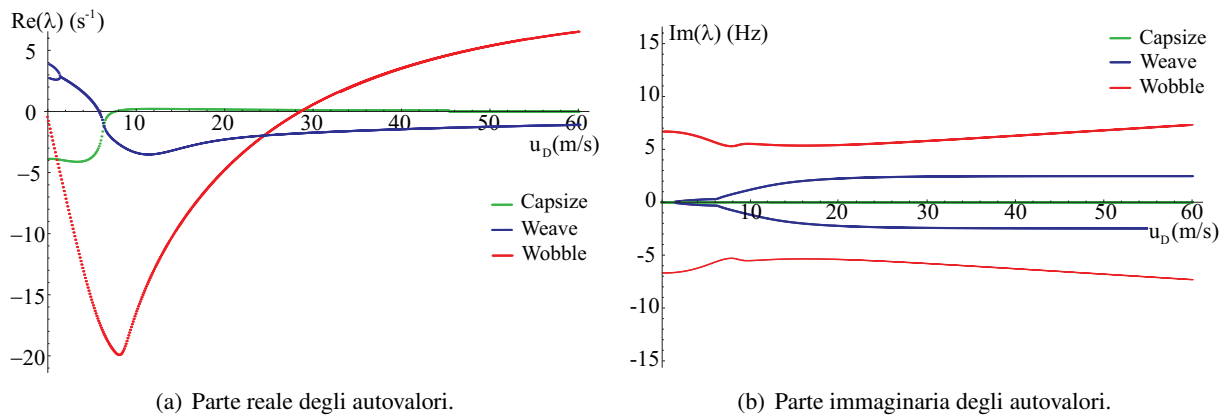


Figura 3: Autovalori veicolo con cinematismo A).

Riguardo le frequenze proprie si nota che quella del *weave* non supera mai 3 Hz, mentre quella del *wobble* rimane pressoché costante tra 5 Hz e 7 Hz lungo tutto il dominio della velocità. È interessante osservare che il *wobble* è un modo che può essere eccitato facilmente dalla rotazione delle ruote (in particolare nel caso esse presentino un'equilibratura non ottimale). In tale caso, considerando che il raggio ruota r è circa 0.25 m, la frequenza f_F dell'eventuale forzante è

$$f_F = \frac{u_D}{2\pi r} = 0.64u_D \quad (6)$$

Per valori di velocità compresi tra 8 e 11 m/s, la frequenza della forzante è compresa tra 5 e 7 Hz, cioè molto prossima alla frequenza propria del modo di *wobble*. In Fig. 3 si nota che il picco di smorzamento del *wobble* si ha in corrispondenza di $u_D \simeq 8$ m/s, appunto per evitare la risonanza del sistema. Per valori di velocità più elevati invece lo smorzamento diminuisce, fino a rendere il modo instabile, ma la frequenza della forzante è assai più grande della frequenza propria del sistema.

In Fig. 4-6 è mostrato il confronto dei modi propri per le quattro architetture presentate. Si può notare che il profilo dei modi è molto simile per le varie configurazioni analizzate e le differenze maggiori sono legate al modo di *wobble*, sia in termini di smorzamento (parte reale dell'autovalore) che di frequenza propria (parte immaginaria dell'autovalore). In particolare in Fig. 4 si nota che i due cinematismi A e B, ai fini di questa analisi, sono sostanzialmente equivalenti. Questo perché, avendo considerato le sospensioni bloccate, la presenza dei biscottini nell'architettura a) non ha alcuna influenza sulla cinematica della sospensione. Inoltre, l'assenza della rigidità delle sospensioni e di quella dei pneumatici non rende possibile evidenziare eventuali modi propri del cinematismo, per cui un'analisi più approfondita risulta necessaria in futuro.

Da notare inoltre che le variazioni dei modi sono legate, più che all'architettura del cinematismo, all'inerzia dell'avantreno e all'architettura dello sterzo. In particolare, con riferimento al cinematismo A, è stata effettuata un'analisi di sensibilità ai parametri variando i valori di avancorsa e inclinazione del cinematismo di sterzo rispetto alla verticale in maniera indipendente. In Fig. 7 è mostrata la parte reale degli autovalori.

La variazione dell'avancorsa influenza sensibilmente la dinamica del veicolo (Fig. 7(a)). In particolare raddoppiando il valore dell'avancorsa si nota che il modo di *wobble* risulta più smorzato alle alte velocità e meno smorzato alle basse velocità, mentre il *capsize* risulta smorzato in tutto il range di velocità considerate. Dimezzando l'avancorsa si ha l'effetto opposto; in particolare si nota che il *capsize* diventa instabile per tutti i valori di velocità.

L'effetto dell'inclinazione dell'asse di sterzo (Fig. 7(b)) è simile: al diminuire dell'angolo, la stabilità diminuisce, mentre cresce al crescere dell'angolo. Anche in questo caso per valori di inclinazione bassi, il modo di *capsize* diventa instabile.

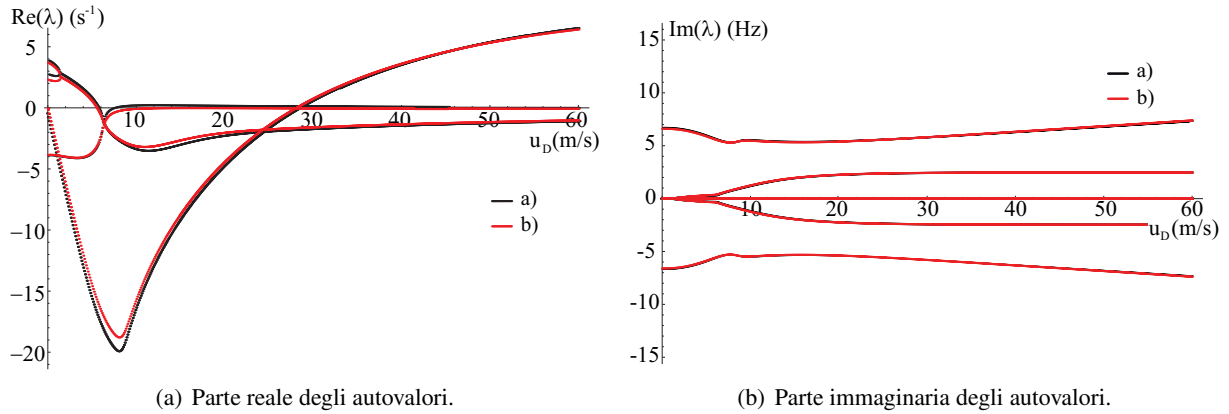


Figura 4: Confronto autovalori cinematico A e cinematico B.

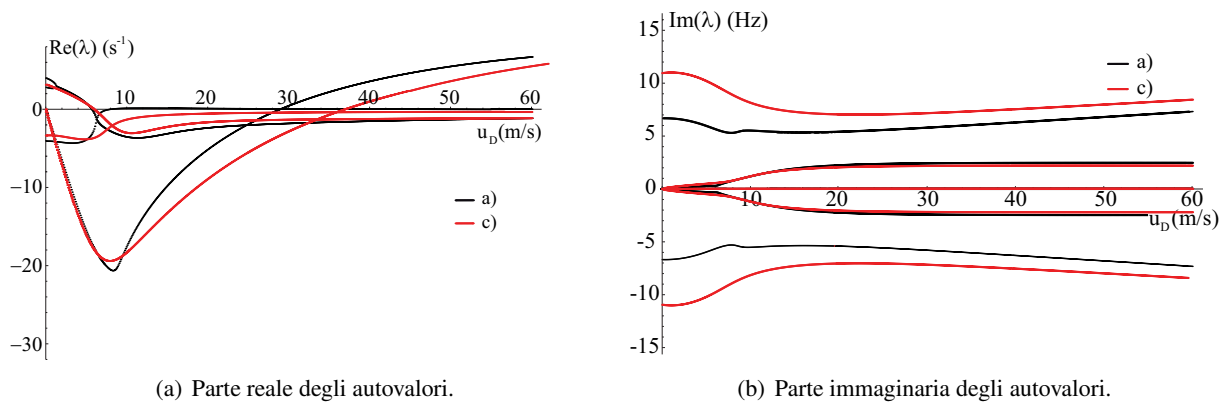


Figura 5: Confronto autovalori cinematico A e cinematico C).

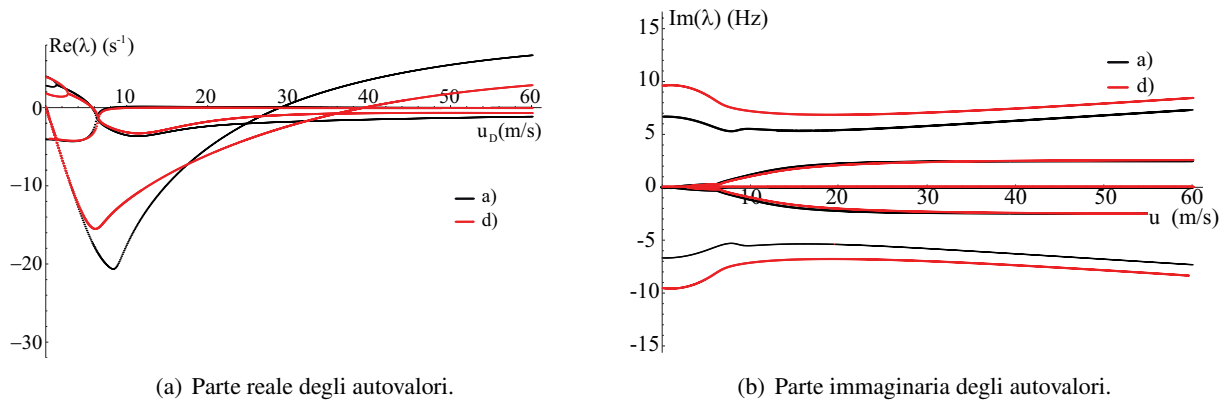


Figura 6: Confronto autovalori cinematico A e cinematico D.

5. CONCLUSIONI

Nel presente lavoro è stata presentata una analisi relativa alla stabilità di veicoli basculanti a 3 ruote, aventi diverse architetture cinematiche con due ruote anteriori. Per tale scopo sono stati sviluppati dei modelli matematici parametrici dei veicoli. L'analisi è stata focalizzata sull'effetto dell'architettura anteriore sulla stabilità. Pertanto, sono stati considerati veicoli a parità di retrotreno e di dati geometrici ed inerziali globali.

L'analisi lineare, sebbene limitata al campo di validità delle ipotesi assunte, in particolare al fatto di aver trascurato il moto e la rigidità delle sospensioni e la deformabilità radiale dei pneumatici, ha permesso di valutare l'effetto dei diversi cinematicismi sulla stabilità. Il modo proprio che risente maggiormente dell'architettura dell'avantreno è risultato essere il modo di *wobble* che interessa prevalentemente

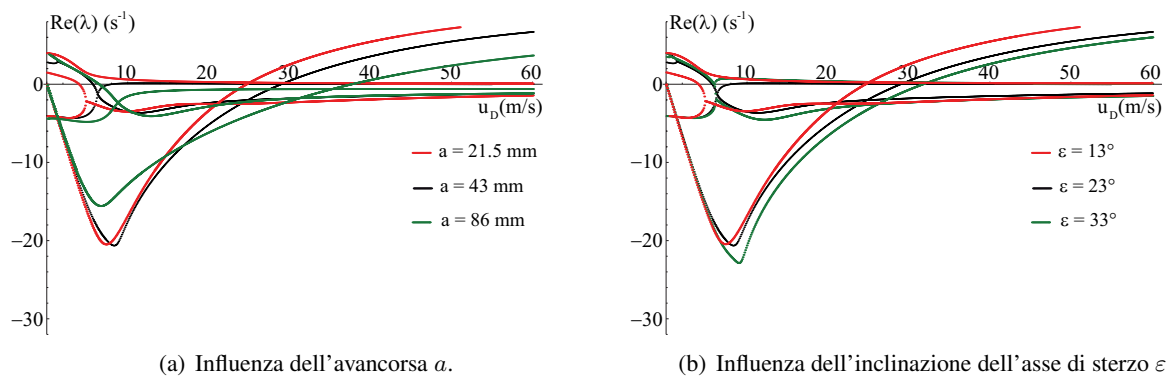


Figura 7: Confronto autovalori al variare dei parametri dello sterzo - Cinematismo A.

l'anteriore.

È stata inoltre condotta un'analisi di sensibilità ai parametri cinematici dello sterzo (avancorsa e angolo di inclinazione dell'asse di sterzo).

L'attività rientra all'interno di un progetto finanziato dalla CE nell'ambito del programma quadro Horizon 2020. In futuro lo studio sarà ampliato, considerando architetture di veicoli con 4 ruote e rimuovendo alcune delle ipotesi assunte.

6. ACKNOWLEDGEMENT

The project leading to this application has received funding from the European Union's Horizon 2020 research and innovation programme under grant agreement No 653511.

BIBLIOGRAFIA

- [1] A. Sponziello, "Analisi dinamica di veicoli. Studio di uno scooter basculante a tre ruote. Revisione critica dell'handling diagram.", *Tesi di dottorato, Università di Pisa*, (2008).
- [2] R. Bartolozzi, F. Frendo, M. Guiggiani, "Comparison Between Experimental and Numerical Handling Tests for a Three-Wheeled Motorcycle.", *SAE International Journal of Engines*, 1(1), 1389-1395 (2009).
- [3] A. Sponziello, F. Frendo, M. Guiggiani, Stability analysis of a three-wheeled motorcycle., *SAE International Journal of Engines*, 1(1), 1396-1401 (2008).
- [4] R.S. Sharp, C.J. Jones, "Straight-running stability of single-track vehicles", *IEEE Electromagnetic Compatibility Symposium Record Zeitlinger*, 334-342 (1978).
- [5] R.S. Sharp, S. Evangelou, D.J.N. Limebeer, "Advances in the modelling of motorcycle dynamics", *Multibody System Dynamics*, 12(3), 251-283 (2004).
- [6] R.S. Sharp, D.J.N. Limebeer, "A Motorcycle Model for Stability and Control Analysis", *Multibody System Dynamics*, 6(2), 123-142 (2001).
- [7] D.J.N. Limebeer, R.S. Sharp, S. Evangelou, "The stability of motorcycles under acceleration and braking", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 215(9), 1095-1110 (2001).
- [8] R.S. Sharp, "Stability, control and steering responses of motorcycles", *Vehicle System Dynamics*, 35(4-5), 291-318 (2001).
- [9] V. Cossalter, R. Lot, F. Maggio, "The modal analysis of a motorcycle in straight running and on a curve", *Meccanica*, 39, 1-16 (2004).
- [10] F. Frendo, A. Sisi, M. Guiggiani, S. Di Piazza, Analysis of motorcycle models for the evaluation of the handling performances, *Vehicle System Dynamics*, 44(1), 181-191 (2007).