AIAS 2017 - 846

SIMULAZIONE MULTIBODY DI UN VEICOLO BASCULANTE A 4 RUOTE

F. Bucchi[a], F. Frendo[a], A. Vestri[a], O. Di Tanna[b]

[a]*Università di Pisa - Dipartimento di Ingegneria Civile e Industriale,*
Largo Lucio Lazzarino,56122 Pisa, e-mail: francesco.bucchi@unipi.it
[b]*Piaggio & C. S.p.a. – Viale Rinaldo Piaggio 25, 56025 Pontedera (PI)*

Sommario
In questo articolo si descrivono alcuni modelli modelli multibody di un veicolo basculante a 4 ruote con motori elettrici indipendenti sulle ruote posteriori, sviluppati nell'ambito del progetto europeo RESOLVE (Range of Electric SOlution for L-category VEhicles).
Nei modelli sono state implementate le reali masse ed inerzie del veicolo, le caratteristiche delle sospensioni, del sistema di sterzo e le proprietà costitutive dei pneumatici. Sono state inoltre modellate le azioni esercitate dal pilota sul manubrio e sull'acceleratore/freno attraverso degli opportuni controllori.
Sono state effettuate le simulazioni di alcune manovre di riferimento al fine di ottenere gli andamenti dei carichi sui componenti e le azioni esercitate dal pilota virtuale sul manubrio. È stato inoltre analizzato l'effetto delle forze longitudinali sulla dinamica del veicolo (*torque vectoring*).
I risultati hanno dimostrato la fattibilità del prototipo e la sua somiglianza con un classico motociclo in relazione alle caratteristiche di guida, unitamente ad alcuni interessanti proprietà per la sicurezza attiva, derivanti dall'impiego di due motori indipendenti.

Abstract
In this paper several multibody models of a tilting four wheeler are described. The models were conceived in the framework of the European Project RESOLVE (Range of Electric SOlution for L-category VEhicles).
In the models, the actual masses and inertia of the real vehicle parts were implemented, as well as the suspension and steering system characteristics and the tire to ground actions. The rider was implemented through the actions exerted on the handlebar, computed on the basis of purposely developed controllers. Several simulations were carried out reproducing reference maneuvers in order to get the loads on structural components and the actions of the rider on the handlebar. The effect of the longitudinal forces on vehicle dynamics was also investigated (torque vectoring).
The results confirmed the prototype feasibility and its similarity to conventional two wheelers.

Parole chiave: motocicli, 4 ruote basculante, simulazione multibody, torque vectoring, modi propri, pilota virtuale

1. INTRODUZIONE

Il 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, è da poco entrato nel terzo ed ultimo anno e prevede la realizzazione di due prototipi di veicolo basculante a 4 ruote, ascrivibili alle categorie L2e ed L6. Nell'ambito del progetto, tra i vari compiti del gruppo di ricerca afferente al Dipartimento di Ingegneria Civile e Industriale dell'Università di Pisa vi è quello di sviluppare modelli multibody per la simulazione dinamica e la predizione dei carichi cui sono soggetti durante l'uso i veicoli sviluppati, al fine di supportare la progettazione dei veicoli stessi.

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 a 4 ruote con carreggiata stretta e basculanti, per aumentarne la sicurezza percepita e la maneggevolezza nel traffico, oltreché economici ed efficienti dal punto di vista energetico, in grado quindi di rappresentare un'alternativa concreta per la mobilità personale.
L'architettura multiruota, se la sospensione non introduce modi propri pericolosi [1], 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 [2]. Inoltre, la possibilità di gestire, per uno dei due prototipi, in maniera indipendente la coppia (motrice e frenante) alle ruote posteriori, permette di utilizzare strategie volte a migliorare la maneggevolezza e la stabilità del veicolo (*torque vectoring*) già utilizzate in ambito automobilistico [3] ma ancora inesplorate per questa tipologia di veicolo.
In [4] gli autori hanno già presentato in occasione del Convegno AIAS 2015 la fase preliminare delle loro attività nell'ambito di questo progetto, legate alla determinazione dei modi propri di differenti veicoli basculanti a tre ruote in funzione della velocità di avanzamento del veicolo stesso. Successivamente, le analisi modali sono state effettuate anche per un prototipo di veicolo basculante a 4 ruote ed i risultati sono stati presentati in [5], dove è evidente come i modi propri di questo tipo di veicolo siano molto simili a quelli solitamente riscontrabili nei comuni motocicli a 2 ruote.
In questo articolo, dopo aver descritto la geometria del veicolo, viene richiamata l'analisi dei modi propri dell'intero veicolo e si presenta un modello semplificato volto ad analizzare i modi propri legati ai cinematismi anteriore e posteriore che permettono il basculamento del veicolo e ad individuare i parametri progettuali che permettono la mitigazione di effetti indesiderati. Inoltre, viene descritto il modello multibody di uno dei due prototipi, sviluppato in ambiente MSC Adams.View, e l'implementazione di un pilota virtuale in grado di inseguire un profilo di velocità e di rollio desiderato. Sono state simulate alcune manovre di riferimento al fine di determinare le forze agenti sui componenti strutturali e le azioni imposte dal controllore sul veicolo. È stata inoltre analizzata l'influenza delle forze longitudinali, imposte in maniera indipendente alle ruote posteriori, sulla dinamica del veicolo, sia in termini di angolo di rollio che di imbardata, oltre agli effetti che queste hanno sul pilota virtuale.

2. DESCRIZIONE DEL VEICOLO

Nel presente paragrafo viene descritto lo schema cinematico di uno dei due prototipi sviluppati; l'altro veicolo è cinematicamente analogo, con alcune differenze per quel che riguarda la non indipendenza della coppia motrice delle ruote posteriori e alcune dimensioni.

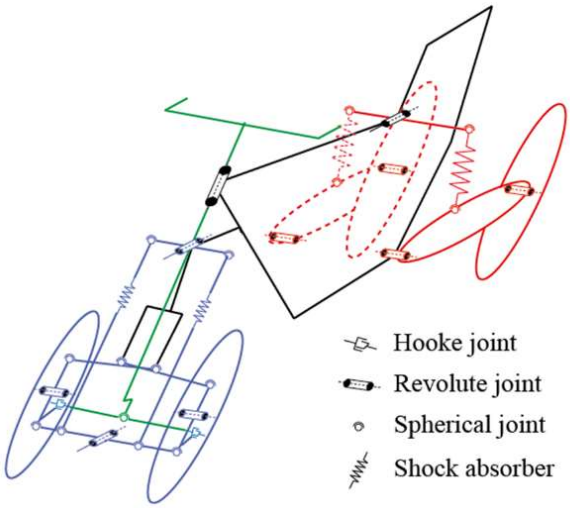

Figura 1. Schema cinematico di un veicolo a 4 ruote basculante.

In Fig. 1 è rappresentato lo schema cinematico del veicolo oggetto dello studio. Il veicolo è costituito da 23 corpi che possono essere raggruppati all'interno di tre sottosistemi:

- sistema telaio (nero);

- sistema di sterzo (verde);
- sistema sospensivo anteriore (blu);
- sistema sospensivo posteriore (rosso).

Il sistema telaio raggruppa, oltre al telaio stesso, tutte le parti connesse ad esso in maniera rigida, ivi incluso il conducente (trattandosi di un motociclo non ad uso sportivo, sono trascurati gli spostamenti relativi conducente-veicolo). Il manubrio è incernierato al telaio attraverso il cannotto di sterzo, come avviene in tutti i motocicli, ma la connessione tra manubrio e gruppi ruota non è diretta ma avviene attraverso i tiranti di sterzo. Il sistema sospensivo anteriore è molto simile ad una sospensione a quadrilateri paralleli (*double wishbone*) utilizzati in alcune vetture sportive a 4 ruote, con la differenza che la sospensione destra è interconnessa alla sospensione sinistra attraverso due puntoni, su cui sono montati i gruppi molla-ammortizzatore, e un bilanciere orizzontale, che permette il rollio libero della sospensione. In maniera analoga, le sospensioni posteriori, composte da due forcelloni identici, sono tra loro interconnesse sempre da due puntoni con gruppi molla-ammortizzatore e da un bilanciere. In corrispondenza di ognuna delle due ruote posteriori è inoltre previsto il montaggio di un motore elettrico, la cui coppia può essere controllata in maniera indipendente.

3. MODI PROPRI DEL VEICOLO E DEI SISTEMI SOSPENSIVI

Come descritto in [5], per poter calcolare i modi propri del veicolo in funzione della velocità, è stato sviluppato un modello a 5 gradi di libertà che considera:

- la velocità longitudinale u e la velocità laterale v di un punto appartenente al veicolo (nella fattispecie la proiezione del baricentro sul piano stradale, lungo il piano medio longitudinale del veicolo);
- la velocità di imbardata r del telaio del veicolo;
- la rotazione relativa tra manubrio e telaio (angolo di sterzo δ);
- l'inclinazione del telaio del veicolo rispetto alla verticale (angolo di rollio φ).

Il modello considera il veicolo composto da corpi rigidi in moto su strada piana e orizzontale, le molle e gli ammortizzatori bloccati (che comunque, dato lo schema cinematico, non impediscono il rollio del veicolo) e le ruote rigide e lenticolari. Il pilota viene considerato a livello di massa e di inerzia come un corpo solidale al telaio che, in questa fase, non agisce sul manubrio (autostabilità).
Sono state ricavate le equazioni dinamiche del sistema, considerando anche la lunghezza di rilassamento dei pneumatici, e sono state linearizzate in corrispondenza di differenti velocità longitudinali nell'intervallo 0-40 m/s.
In Fig. 2 sono mostrati gli andamenti della parte reale e della parte immaginaria degli autovalori del sistema dinamico.

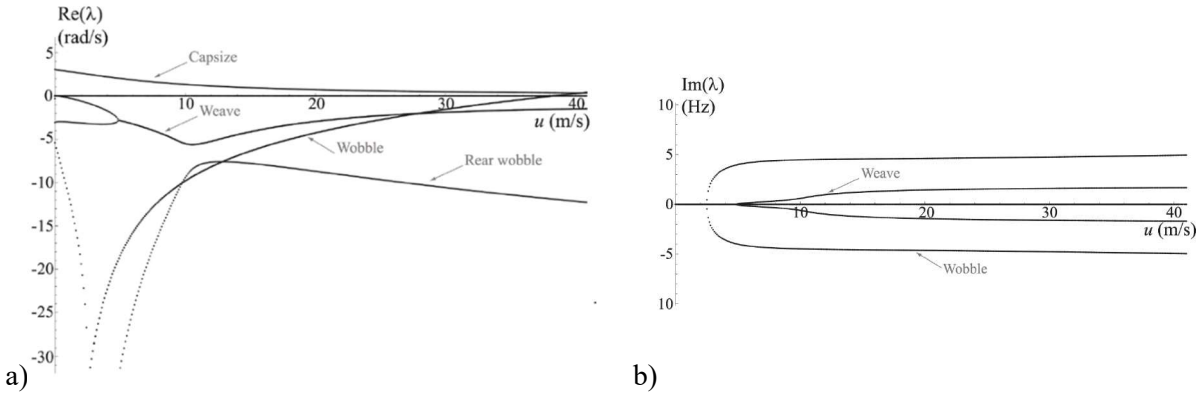

Figura 2. Parte reale (a) e parte immaginaria (b) degli autovalori in funzione della velocità longitudinale del veicolo.

Come avviene nella maggior parte dei motocicli [6], e dei tre ruote basculanti [7], sono individuabili 4 modi propri dell'intero veicolo: *capsize*, *weave, wobble* e *rear wobble*. Il *capsize*, modo non oscillatorio caratterizzato dalla caduta laterale del veicolo, risulta lievemente instabile (parte reale positiva) in tutto l'intervallo di velocità considerato; l'instabilità legata a questo modo non è solitamente preoccupante in

quanto facilmente controllata grazie alle azioni del pilota sul manubrio. Il *weave* (oscillazione in controfase di manubrio e telaio), risulta sempre stabile e non oscillatorio al di sotto di 5 m/s, mentre diviene oscillatorio, ma comunque stabile, al di sopra di 5 m/s con frequenza propria di circa 2 Hz. Similmente, il *wobble,* risulta non oscillante al di sotto di 2.5 m/s e oscillante al di sopra (frequenza propria di poco inferiore a 5 Hz); tale modo proprio risulta stabile fino a circa 38 m/s, velocità al di sopra della quale la parte reale dell'autovalore diviene positiva. Da sottolineare che, nonostante l'analisi sia stata condotta in un intervallo di velocità molto elevato, la velocità massima del veicolo sarà di circa 15 m/s, per cui l'instabilità associata a questo modo alle alte velocità non è preoccupante se si considera il reale intervallo di utilizzo del veicolo. Il *rear wobble* infine risulta molto smorzato (parte reale dell'autovalore molto minore di zero) e per questa ragione non è spesso considerato in letteratura, salvo rari casi [6].

Senza introdurre la deformabilità distribuita dei sottosistemi del veicolo, esistono altri modi propri apprezzabili se si considera l'elasticità delle sospensioni e dei pneumatici. Tali cedevolezze potrebbero essere considerate in un modello di veicolo globale ma, poiché non causano variazioni apprezzabili dei modi propri mostrati in Fig. 2 e poiché i modi propri associati alle sospensioni non sono influenzati dalla dinamica dell'intero veicolo [8], si preferisce presentare uno schema di un generico sistema sospensivo di un veicolo basculante (Fig. 3a). Il modello ad esso associato, mostrato in Fig. 3b, è composto dalle masse non sospesa m della ruota sinistra e della ruota destra, che si assume possano traslare in direzione verticale (coordinata y_1 e y_2), connesse a terra attraverso le molle p che rappresentano la rigidezza dei pneumatici (lo smorzamento dei pneumatici, solitamente molto basso, è trascurato in via cautelativa) e al bilanciere, avente momento di inerzia J_y rispetto al fulcro, attraverso la molla k e lo smorzatore c.

Il modello proposto ha 3 gradi di libertà e, una volta scritte le equazioni dinamiche, è possibile linearizzare il sistema e calcolarne i modi propri associati. Poiché le masse m, la rigidezza k e lo smorzamento c sono imposte da considerazioni relative alla dinamica dell'intero veicolo (es. frequenze proprie di beccheggio e rollio, comfort dei passeggeri, variazione della forza a terra su fondo irregolare ecc.), e la rigidezza dei pneumatici p non può essere variata per ragioni costruttive, l'unico parametro su cui poter intervenire per modificare i modi propri del sistema sospensivo risulta essere il momento di inerzia del bilanciere J_y.

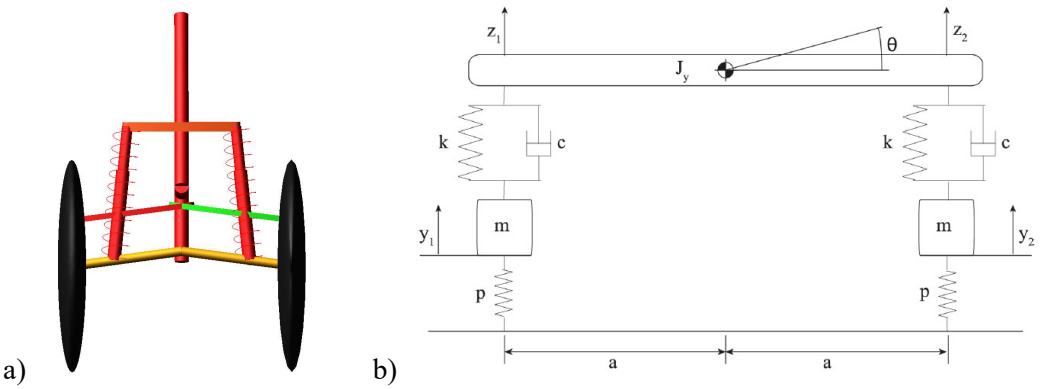

Figura 3. Schema multibody (a) e modello (b) di un sistema sospensivo di un veicolo basculante.

In Fig. 4 sono mostrate le frequenze proprie e il rapporto di smorzamento dei 3 modi propri ottenuti dalla linearizzazione del sistema dinamico. Un modo proprio (tratto blu in Fig. 4) risulta indipendente dal momento di inerzia J_y ed è associato all'oscillazioni in fase delle due masse non sospese. È facile verificare che, poiché nell'oscillazione in fase delle masse non sospese $y_1 = y_2$, non si ha rotazione del bilanciere, l'inerzia di quest'ultimo non ha influenza su questo modo. Più interessante risulta l'andamento del modo proprio (tratto verde in Fig. 4) associato all'oscillazione in controfase delle masse non sospese e alla rotazione del bilanciere; la frequenza di questo modo risulta poco influenzata dal momento di inerzia J_y, mentre il rapporto di smorzamento passa da 0 a circa 0.15 al crescere di J_y. È interessante notare che, per piccoli valori di J_y, questo modo risulta non smorzato e questo può causare instabilità dovuta ai sobbalzi delle ruote anteriore, specie se si considera che la frequenza propria del modo (circa 17 Hz) è nell'intervallo delle frequenze eccitanti derivanti dall'irregolarità del fondo

stradale. Per questa ragione, un opportuno valore di J_y, nell'esempio superiore a 0.5 kgm^2 può essere d'aiuto per mitigare questo fenomeno, ovviamente non presente nei motocicli a 2 ruote. Da considerare infine che, all'aumentare di J_y, il terzo modo proprio (tratto rosso in Fig. 4), associato alla rotazione del bilanciere con masse non sospese pressoché ferme, passa da sovrasmorzato a oscillatorio, rimanendo però sempre (nell'intervallo considerato) sufficientemente smorzato.

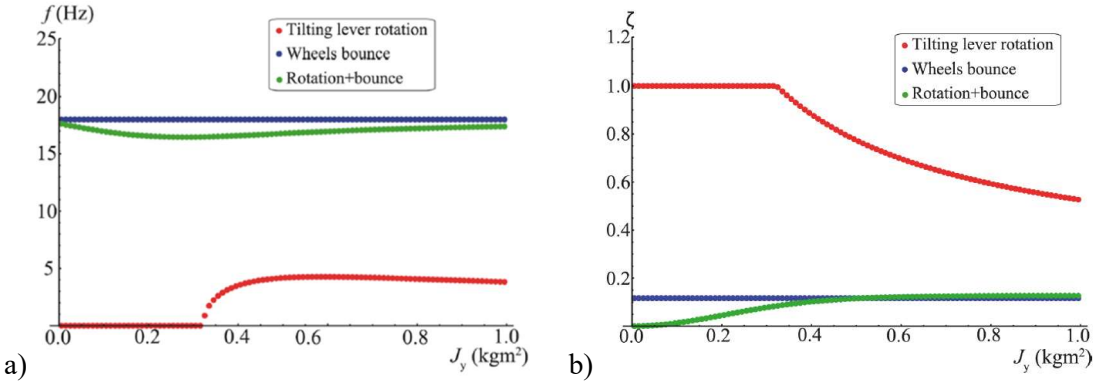

Figura 4. Frequenza propria (a) e rapporto di smorzamento dei modi propri del sistema sospensivo in funzione del momento di inerzia del bilanciere.

4. MODELLO MULTIBODY DEL VEICOLO

Al fine di simulare alcune manovre di riferimento per il veicolo (ad es. *steering pad*, slalom, *lane change*, frenata con aderenza variabile ecc.) è stato sviluppato un modello multibody in ambiente MSC.Adams View. Il modello è composto dal telaio e dal pilota, solidali tra loro e modellati attraverso le proprietà di massa ed inerzia ricavati dal software cad, e dai sistemi sospensivi anteriore e posteriore, rappresentati in Fig. 5, cui sono connessi i pneumatici (non rappresentati).

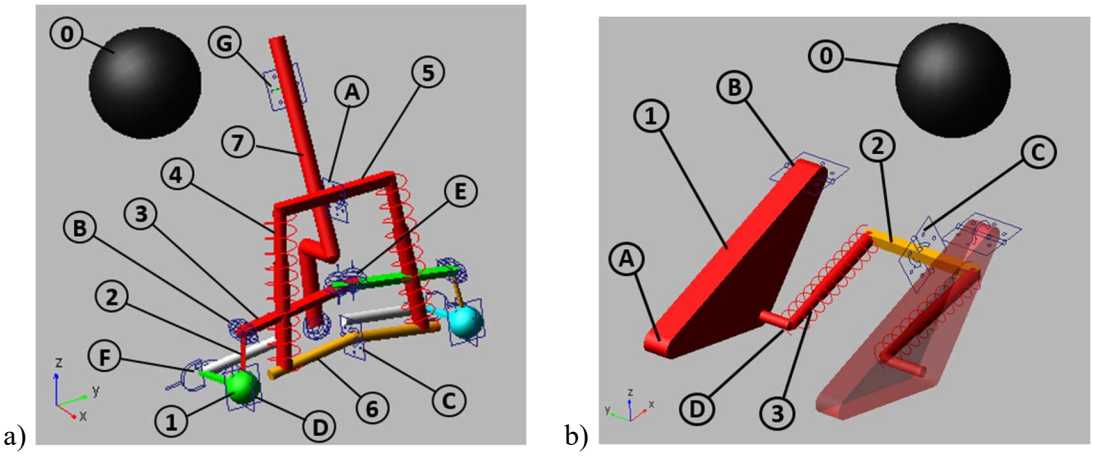

Figura 5. Sistema sospensivo anteriore (a) e posteriore (b).

Considerando solo metà sospensione anteriore (Fig. 5a), questa è composta dai due bracci n°3 e n°6, incernierati al telaio rispettivamente mediante una cerniera sferica e una cerniera piana, dal fusello n° 2 incernierato mediante una cerniera piana e una cilindrica ai due bracci, dal portamozzo n°1, che può ruotare attorno all'asse del fusello e che è connesso, mediante il tirante di sterzo n°2, al manubrio n°7, incernierato al telaio n°0 mediante la cerniera piana G. Sul braccio inferiore della sospensione è collegato, mediante cerniera sferica, il gruppo molla-ammortizzatore n°4, connesso all'altro estremo al bilanciere n°5, incernierato al telaio attraverso la cerniera piana A.
La sospensione posteriore (Fig. 5b) è invece costituita dal forcellone oscillante n°1, connesso al telaio n°0 mediante la cerniera piana B e al gruppo molla-ammortizzatore posteriore n°3 mediante la cerniera sferica D; anche in questo caso, l'altra estremità del gruppo molla-ammortizzatore è collegata al bilanciere 2 mediante la cerniera piana obliqua C.

Le caratteristiche non lineari delle molle e degli ammortizzatori sono state importate sotto forma di *spline* a partire da rilievi sperimentali sui componenti selezionati. I pneumatici sono stati modellati attraverso il modello non lineare PAC-MC [9] che, oltre a tener conto della forma toroidale del pneumatico per determinare l'impronta di contatto, calcola le forze a terra a partire da carico verticale, scorrimenti longitudinali, angoli di deriva e di camber e ritardo di risposta dei pneumatici.
Al fine di effettuare le manovre desiderate, è stato sviluppato un controllore sulla velocità e sull'angolo di rollio del veicolo, già utilizzato anche su motocicli a 2 e 3 ruote [2]. In particolare, per quanto riguarda l'angolo di rollio, è stata imposta la seguente legge alla derivata dell'angolo di sterzo $\dot{\delta}$

$$\dot{\delta}(t) = k_1\ddot{\varphi}(t) + k_2\dot{\varphi}(t) + k_3(\varphi_t(t) - \varphi(t)) \tag{1}$$

che risulta essere un controllore PID calcolato rispetto alla velocità di rollio $\dot{\varphi}(t)$, dove i parametri k_1, k_2 e k_3 sono stati determinanti durante la fase di messa a punto del modello e $\varphi_t(t)$ è l'espressione del profilo di rollio desiderato in funzione del tempo.
Il controllore sulla velocità di avanzamento longitudinale $u(t)$ agisce invece sulla coppia motrice alle ruote posteriori $C_{21}(t)$ e $C_{22}(t)$ (rispettivamente sinistra e destra)

$$C_{21}(t) = \int_0^{\bar{t}} k_4\big(u_t(t) - u(t)\big)\,\mathrm{d}t + k_5\big(u_t(t) - u(t)\big) + C_0(t) \tag{2}$$

$$C_{22}(t) = \int_0^{\bar{t}} k_4\big(u_t(t) - u(t)\big)\,\mathrm{d}t + k_5\big(u_t(t) - u(t)\big) - C_0(t) \tag{3}$$

risulta di tipo proporzionale-integrale ed è calcolato considerando ad ogni istante la velocità di avanzamento $u(t)$ e la velocità di riferimento desiderata $u_t(t)$. Interessante notare che può essere aggiunto e sottratto il termine $C_0(t)$ alle due ruote senza che, in condizioni di aderenza sufficiente, si abbiano conseguenze sulla dinamica longitudinale del veicolo. Come vedremo nel seguito, il termine $C_0(t)$ ha però effetto sull'angolo di rollio e di imbardata del veicolo.

5. SIMULAZIONE DELLE MANOVRE

Al fine di determinare i carichi agenti sui componenti strutturali e al fine di confrontare il comportamento dinamico del presente veicolo con quello dei classici motocicli, sono state simulate varie manovre. In questo articolo si riportano, a titolo di esempio, le manovre di *steering pad* e *slalom*.
Per quanto riguarda la manovra di *steering pad* è stato imposto un profilo di rollio obiettivo $\varphi_t(t)$ pari a 0° nella fase iniziale ($t < 12$ s), seguito poi da una rampa che fa crescere $\varphi_t(t)$ fino a 30° in 0.5 s. Parallelamente, la velocità obiettivo è stata imposta costante e pari a 20 km/h nei primi 15 s, per poi crescere gradualmente fino a 50 km/h nei successivi 30 s (durante i quali il veicolo è rollato).
In Fig. 6a è riportato l'andamento della velocità longitudinale $u(t)$ misurata all'altezza del baricentro del veicolo e di quella obiettivo $u_t(t)$ per la manovra di steering pad. La corrispondenza tra i due segnali è buona a testimonianza della bontà del controllore implementato. Allo stesso modo, in Fig. 6b è mostrato il grafico dell'andamento dell'angolo di rollio misurato $\varphi(t)$ e di quello obiettivo $\varphi_t(t)$. Anche in questo caso i segnali sono molto simili, con un lieve ritardo dell'angolo di rollio nella fase iniziale ed una leggera sovraelongazione una volta che l'angolo di rollio obiettivo arriva a regime. Successivamente l'errore tra le due grandezze si mantiene costante e pari a circa 1°, valore ritenuto accettabile.

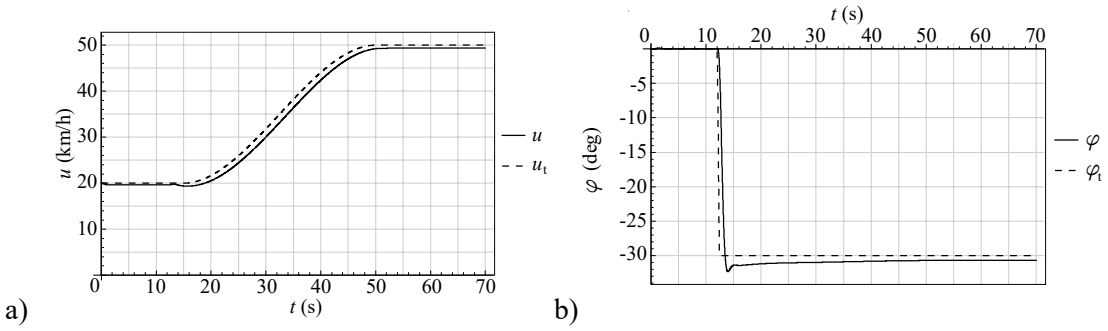

Figura 6. Velocità (a) e angolo di rollio (b) misurati e obiettivo durante la manovra di steering pad.

Interessante notare, in Fig. 7, anche l'andamento dell'angolo manubrio δ durante i primi istanti della manovra di steering pad. Si nota come inizialmente, per 12.0 s < t < 12.7 s, si ha un leggero controsterzo, seguito poi da un'inversione del segno del angolo manubrio che si porta, a regime, nell'intorno di 15°. Questo comportamento è tipico per un veicolo basculante per il quale, al fine di indurre l'ingresso in curva del veicolo, è necessario sterzare dalla parte opposta rispetto a quella della curva da affrontare, in modo che la forza centrifuga induca il rollio del veicolo dalla parte della curva stessa, così come avviene per un motociclo.

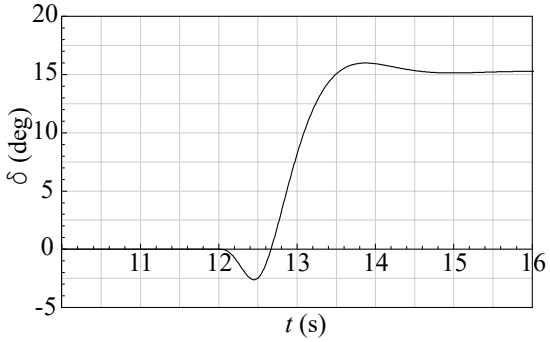

Figura 7. Angolo di sterzo durante l'ingresso e la prima fase della manovra di steering pad.

In Fig. 8 è mostrato inoltre l'andamento dell'angolo manubrio nella fase successiva della manovra, dove la velocità del veicolo aumenta lentamente e l'angolo di rollio rimane costante. In questa fase, l'angolo di sterzo necessario a mantenere il veicolo in equilibrio diminuisce, poiché aumenta il raggio R della traiettoria percorsa.

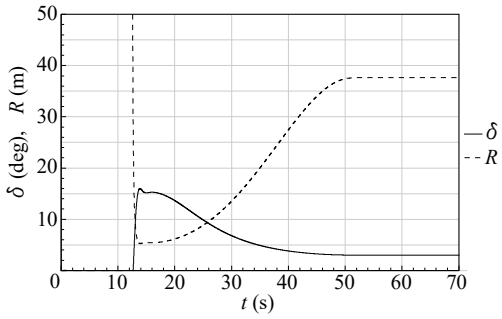

Figura 8. Angolo di sterzo e raggio della traiettoria durante la manovra di steering pad.

Per quanto riguarda il comportamento dei pneumatici, in Fig. 9 è mostrato l'andamento dell'angolo di deriva e di camber per le ruote sinistre del veicolo (andamenti analoghi si ottengono anche per le ruote destre). Gli angoli di deriva sono assumono valori molto bassi durante tutta la manovra, mentre gli angoli di camber risultano molto elevati (uguale all'angolo di rollio per le ruote posteriori). Questo tipo di comportamento è del tutto analogo a quello che si ottiene nei classici veicoli basculanti.

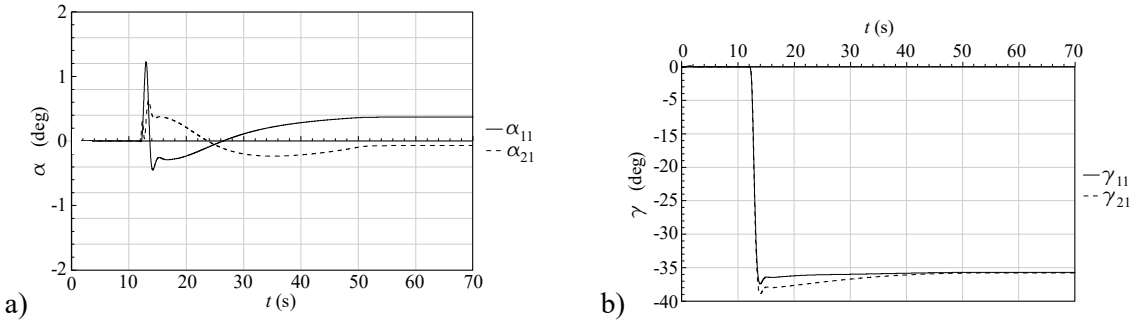

Figura 9. Angolo di deriva (a) e di camber (b) delle ruote anteriore e posteriore sinistra durante la manovra di steering pad.

Infine, in Fig. 10 è mostrato l'andamento dell'angolo manubrio e dell'angolo di rollio durante la manovra di slalom. Anche in questo caso, gli andamenti sono paragonabili a quelli normalmente riscontrati per i classici veicoli basculanti, dove le due grandezze risultano in controfase.

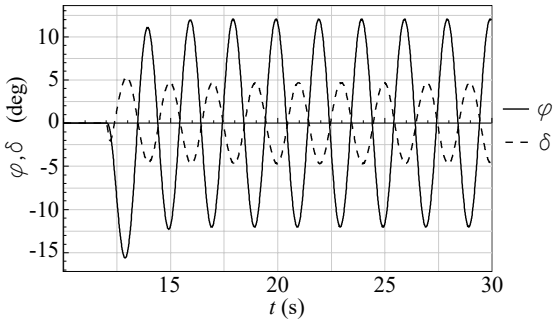

Figura 10. Angolo di rollio e di sterzo durante la manovra di slalom.

6. INFLUENZA DELLE FORZE LONGITUDINALI SULLA DINAMICA LATERALE

La presenza di due ruote motrici al posteriore, eventualmente collegate a due motori elettrici indipendenti o mediante un differenziale attivo, permette di ottenere, in condizioni di aderenza sufficiente, differenti forze longitudinali. Infatti, come rappresentato schematicamente in Fig. 11, differenti forze possono essere applicate nei punti P_{21} e P_{22}, che nel caso di ruota rigida e lenticolare corrispondono con i punti di contatto tra ruota e strada.
Nell'esempio in figura le due forze sono uguali e contrarie, tali da produrre una risultante longitudinale nulla e un momento imbardante N lungo l'asse perpendicolare al suolo pari a

$$N = Xt_2$$

dove $X = |X_{21}| = |X_{22}|$ e t_2 è la carreggiata posteriore.

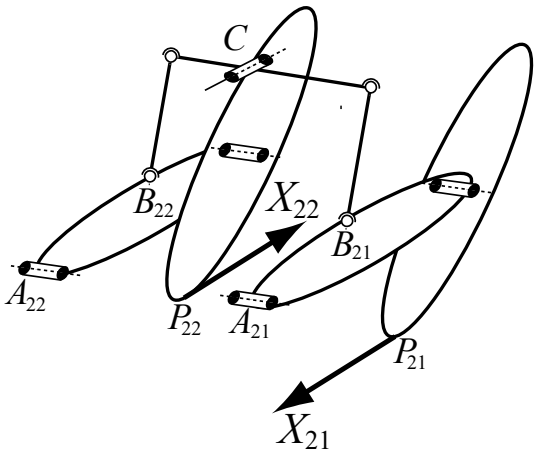

Figura 11. Schema semplificato del sistema sospensivo posteriore con rappresentazione delle forze longitudinali.

Tali forze longitudinali però, in questo tipo di veicoli, hanno una forte influenza anche sul rollio del veicolo. Al fine di comprenderne il motivo, in Fig. 10 i gruppi molla ammortizzatore sono stati sostituiti con delle aste incomprimibili.
Infatti, le forze X_{21} e X_{22} generano un momento rispettivamente attorno alle cerniere dei forcelloni A_{21} e A_{22} e, affinché, in condizioni stazionarie, l'equilibrio a rotazione dei forcelloni attorno a dette cerniere possa essere garantito, è necessaria una opportuna reazione delle aste in corrispondenza delle cerniere sferiche in prossimità dei punti B_{21} e B_{22}. Allo stesso tempo, dovrà essere soddisfatto anche l'equilibrio

del bilanciere attorno alla cerniera *C*, e per questa ragione, in condizioni stazionarie, il bilanciere andrà a posizionarsi in maniera tale che questo sia soddisfatto, determinando pertanto un differente angolo di rollio del veicolo (in caso di sospensioni rigide infatti, l'angolo di rotazione del bilanciere e l'angolo di rollio del veicolo sono legati cinematicamente).
Ad una simile conclusione si può arrivare anche considerando l'elasticità delle sospensioni, a patto di conoscere il legame costitutivo forza-spostamento delle stesse.
A titolo di esempio, in Fig. 12 si riportano i risultati di una manovra condotta per mettere in evidenza l'influenza di differenti forze longitudinali sulla dinamica del veicolo. Per $t < 30$ s il veicolo sta percorrendo una traiettoria circolare con angolo di rollio di circa -30° e angolo di sterzo pari a circa 8°. In corrispondenza di $t = 30$ s viene applicata una coppia positiva alla ruota posteriore interna ed una negativa alla ruota posteriore esterna, tali da generare una coppia di forze longitudinali a terra di segno opposto (Fig. 12a); al contempo, il controllore agente sul manubrio viene disattivato e l'angolo di sterzo viene mantenuto costante. In Fig. 12b è rappresentato l'angolo di rollio del veicolo che, in poco più di 1 s, passa da -30° a 0°.

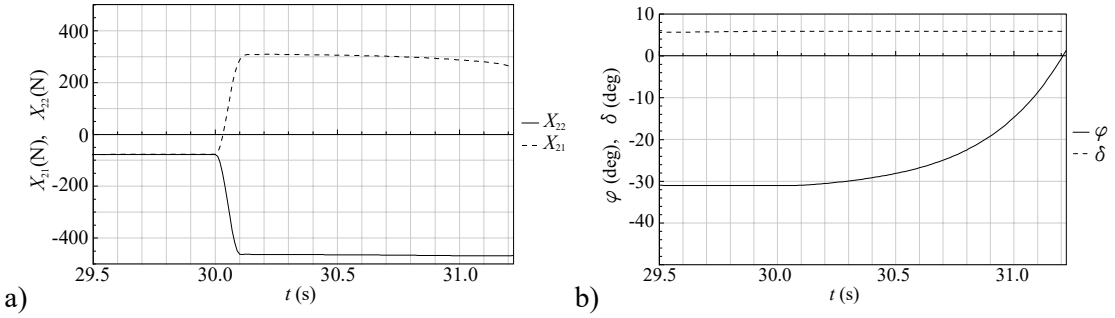

Figura 12. .Forze longitudinali alle ruote posteriori (a) e angolo di rollio e di sterzo (b) durante la manovra di simulata.

Si verifica pertanto che, senza alcuna azione di correzione da parte del pilota sul manubrio, il veicolo è in grado di rialzarsi sotto l'azione della coppia di forze longitudinali.
Tale effetto è ad oggi oggetto di analisi e può portare alla possibilità di controllare l'angolo di rollio del veicolo attraverso logiche di sicurezza attiva o di ausilio alla guida.

7. CONCLUSIONI

Nell'ambito del progetto RESOLVE sono stati sviluppati vari modelli per la simulazione multibody di prototipi di veicoli basculanti innovativi a quattro ruote. I prototipi saranno equipaggiati con motori elettrici e verranno realizzati e testati nel corso dei prossimi mesi.
I modelli analitici hanno permesso di valutare i modi propri del veicolo e di alcuni sottosistemi, evidenziando i punti in comune con i veicoli a due o tre ruote basculanti già presenti sul mercato ed identificando alcune peculiarità che possono risultare critiche.
È stato inoltre sviluppato un modello multibody che ha permesso di simulare alcune manovre dinamiche, sempre al fine di confrontare il comportamento dinamico del veicolo con altri veicoli basculanti e di determinare i carichi agenti sui vari componenti.
Infine, è stata presa in considerazione la possibilità di interferire sul rollio del veicolo mediante differenti forze longitudinali sulle ruote posteriori, facilmente ottenibili con motori elettrici indipendenti. Tale caratteristica, ancora oggetto di analisi, può aprire le porte all'applicazione di logiche ispirate al torque vectoring e può permettere il controllo attivo del rollio del veicolo.

8. RINGRAZIAMENTI

European Commission

This project has received funding from the European Union's Horizon 2020 research and innovation programme under Grant Agreement No. 653511.

EGVI European Green Vehicles Initiative

BIBLIOGRAFIA

[1] A. Sponziello, F. Frendo, M. Guiggiani, R. Rossi, "Mass Damper Application to the Front Suspension of a Tilting Three Wheeler", *SAE Technical Paper*, No. 2010-32-0108 (2010).

[2] F. Bartaloni, O. Di Tanna, F. Frendo, M. Guiggiani, M. Parenti, A. Sponziello, "Dynamic analysis of a novel three wheeled tilting vehicle" in Poster Presentation at IAVSD 20th Symposium, Berkeley, California, (2007).

[3] L. De Novellis, A. Sorniotti, P .Gruber, "Optimal wheel torque distribution for a four-wheel-drive fully electric vehicle", *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems 6,* no. 2013-01-0673: 128-136, (2013).

[4] F. Bucchi, F. Cerù, F. Frendo, "Analisi dinamica di veicoli basculanti a tre ruote" in 46° Convegno Nazionale AIAS, Messina, Italia, (2015).

[5] F. Bucchi, F. Cerù, F. Frendo, "Stability analysis of a novel four-wheeled motorcycle in straight running", *Meccanica*, 52(11-12): 2603-2613, (2017):

[6] V. Cossalter, "Motorcycle dynamics", Lulu.com, (2002).

[7] A Sponziello, F. Frendo, M .Guiggiani, "Stability analysis of a three-wheeled motorcycle", *SAE International Journal of Engines 1*, no. 2008-32-0062: 1396-1401, (2008).

[8] A. Campani, "Analisi multibody di veicoli basculanti a quattro ruote", Tesi di Laurea – Università di Pisa, (2015).

[9] H. B. Pacejka, "Tyre and vehicle dynamics", Oxford: Butterworth-Heinemann, (2002).