

Effetto delle azioni dinamiche tra organi di trazione e repulsione sull'interazione ruota-rotaia di carri merci a due assi

Dott. Ingg. Luciano CANTONE^(*), Daniele NEGRETTI^(*), Vincenzo VULLO^(*)

1. Introduzione

La sicurezza nel trasporto ferroviario rappresenta uno dei principali obiettivi degli operatori di settore. Nella maggior parte dei casi, ciò significa evitare deragliamenti, ma anche rotture dei ganci di trazione, rispettare le distanze di arresto, ed altro ancora. Per quanto concerne lo svio, i principali parametri da considerare sono i seguenti: caratteristiche costruttive ed inerziali del veicolo; carico agente e sua distribuzione lungo il convoglio; configurazione plano-altimetrica del tracciato; condizioni operative di marcia del treno; geometria del contatto tra ruota e rotaia; forze scambiate tra veicoli adiacenti; questo perché, specialmente durante la frenatura in curva di treni merci lunghi, possono insorgere forze laterali che favoriscono lo svio. A tale scopo, è di fondamentale importanza modellare correttamente l'interazione tra le superfici di ruota e rotaia, le forze scambiate tra queste ultime nonché le interazioni dinamiche tra le varie parti del veicolo ferroviario e tra i veicoli adiacenti. Le differenti tipologie di vincolo ruota-rotaia possono essere raggruppate in due categorie principali, la prima denominata "Constraint approach" e la seconda "Elastic approach". Nel primo caso vengono utilizzati vincoli cinematici per imporre il contatto tra le superfici, mentre nel secondo caso ogni sala

presenta tutti e 6 i g.d.l. di un corpo nello spazio e le condizioni di contatto vengono imposte mediante forze esterne derivanti dalla compenetrazione delle superfici. In entrambi i casi, per imporre il vincolo, è necessario conoscere la geometria del contatto, che è funzione dell'orientazione e della posizione relativa tra le superfici della ruota e della rotaia. Per l'identificazione dei punti di contatto possono essere usate differenti metodologie [1]-[2]; tale identificazione può essere condotta sia *on line*, vale a dire durante l'integrazione delle equazioni del moto, sia mediante l'utilizzo di un database precedentemente generato sulla base di dati tecnici disponibili riguardanti ruota e rotaia. Di seguito si fa uso di questo secondo tipo di procedura: una volta definiti i profili della ruota e della rotaia, viene generato un database mediante un software all'uopo sviluppato dagli Autori [3].

Lo scopo del presente lavoro è quello di valutare l'effetto che le forze scambiate tra vagoni adiacenti hanno sul rischio di svio. I risultati vengono ottenuti sviluppando interamente un codice multibody che fa uso di un vincolo elastico tra ruota e rotaia, in cui la geometria di contatto viene valutata mediante un database esterno calcolato una volta fissata la geometria della ruota e della rotaia. Inoltre, l'effetto dell'accoppiamento tra i vagoni è ottenuto imponendo forze esterne nei punti di contatto dei respingenti e nei punti di attacco dei tranti del veicolo su cui si effettua la

simulazione multibody; tali forze vengono preliminarmente calcolate riproducendo la medesima manovra mediante il software *TrainDy* [4]-[5]. È questo un software sviluppato nell'ambito del Dipartimento di Ingegneria Meccanica dell'Università di Roma "Tor Vergata" e certificato dall'UIC, il quale permette di simulare la dinamica longitudinale di un qualsiasi convoglio ferroviario durante una qualsiasi manovra su un generico tracciato plano altimetrico; mediante tale software è possibile quindi valutare le forze di interazione tra i respingenti, considerando le caratteristiche fisiche ed elastiche e geometriche di questi ultimi, nonché la dinamica longitudinale e la conformazione del tracciato. Le forze di interazione reciproca tra i vagoni vengono quindi applicate al modello multibody del veicolo a cui viene imposta la medesima manovra simulata in *TrainDy*. Con la procedura suddetta è possibile valutare, anche se in modo approssimato, l'effetto che le forze d'interazione tra veicoli adiacenti hanno sul rapporto Y/Q, cioè tra la forza laterale e quella verticale agente su ogni ruota. Tale approssimazione è dovuta al fatto che, a tale livello di sviluppo, non si tiene ancora conto del simultaneo accoppiamento tra la dinamica longitudinale (software *TrainDy*) e quella laterale (software per l'analisi multibody).

2. Modellazione del contatto ruota rotaia

Le superfici della ruota e della rotaia sono generate come superfici di rivoluzione e di estrusione dei profili rispettivamente della ruota e della rotaia. I profili che ne definiscono la geometria sono rappresentati mediante segmenti rettilinei ed archi di circonferenza tangenti tra di loro; detta geometria è desumibile dai disegni tecnici dei costruttori.

Al fine di generare il database che descrive il contatto geometrico tra ruota, e rotaia sono stati definiti due sistemi di riferimento solidali, rispet-

(*) Università di Roma "Tor Vergata", Dipartimento di Ingegneria Meccanica.

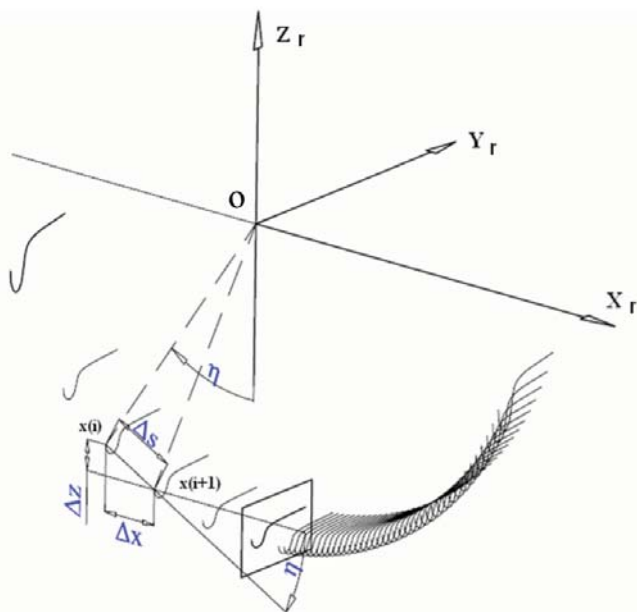


Fig. 1 - Discretizzazione lungo la direzione della rotaia x.

tivamente, alla ruota ed al rotaia. Il primo è definito dalle coordinate $\{x_r, y_r, z_r\}$ ed è posizionato al centro della ruota, mentre il secondo $\{x_b, y_b, z_b\}$ è posizionato in corrispondenza della mezzieria del profilo della rotaia.

Ai fini della determinazione dei punti di contatto [3], la funzione analitica rappresentativa della superficie della ruota (pedice r) è digitalizzata secondo una discretizzazione pesata in modo da ottenere un'equispaziatura dei punti sulla superficie stessa. In altre parole, una volta fissata la spaziatura Δs dell'ascissa curvilinea del profilo, quella lungo la direzione laterale y della ruota vale:

$$\Delta y_r = \frac{\Delta s}{\sqrt{1 + \left(\frac{dz_r}{dy_r}\right)^2}}_{y=y_i}$$

essendo la derivata del profilo ricavabile analiticamente a tratti. Per la discretizzazione lungo x (fig. 1), si procede in maniera analoga considerando un'equispaziatura angolare $\Delta \eta$ dell'angolo η di rivoluzione del profilo della ruota corrispondente alla spaziatura Δs , per cui $\Delta x_r = \Delta s \cdot \cos(\eta)$.

Eseguita la discretizzazione della ruota, per ogni orientazione relativa

di ruota e rotaia, data dalla conoscenza degli angoli d'imbardata (intorno all'asse verticale z, ortogonale al piano del tracciato) e di rollio (intorno all'asse longitudinale x, tangente al tracciato) e per ogni possibile punto di contatto della ruota, si determina, nel caso esista, lo spostamento laterale della ruota che porta in contatto quel punto con il corrispondente punto sulla rotaia. A tale scopo,

le condizioni utilizzate per stabilire se un punto della ruota è di contatto sono le seguenti: i) nel punto di contatto i versori alle superfici devono avere la medesima orientazione, ma verso opposto; ii) in condizione di contatto, le superfici non devono presentare reciproca compenetrazione (ciò corrisponde alle condizioni per

cui il contatto risulta puntiforme, essendo la generazione del database prettamente geometrica); l'area e la forma dell'impronta, caratteristica del contatto elastico, verrà valutata in funzione dei carichi e della geometria delle superfici, durante l'integrazione del moto.

La ricerca dei punti di contatto, facendo uso delle condizioni sopra enunciate, viene condotta fissando un punto della ruota e, quindi, noto il versore normale nel sistema di riferimento (s.d.r.) inerziale della rotaia x_b, y_b, z_b , determinando tutti i punti della rotaia stesso caratterizzati da normali formanti lo stesso angolo α con l'asse verticale z_b (fig. 2), dove α rappresenta l'inclinazione del versore normale alla superficie della ruota, nel punto preso in considerazione rispetto all'asse z_b . Tale procedura è condotta mediante ricerca iterativa sul profilo generatore (posto a $x_b = 0$); questa ricerca avviene mediante una prima discretizzazione grossolana del profilo della rotaia e successivo calcolo iterativo fino al raggiungimento della tolleranza desiderata.

A questo punto si calcola il possibile punto di contatto sulla superficie della rotaia imponendo la coinciden-

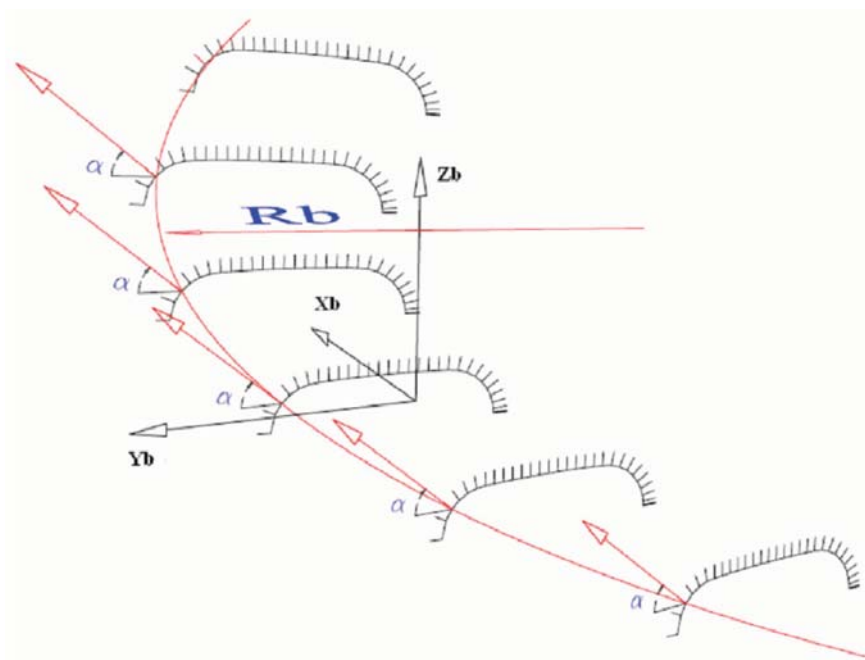


Fig. 2 - Discretizzazione della rotaia.

za della coordinata x_r nel riferimento della rotaia. Il punto così determinato risulterà effettivamente di contatto, ai soli fini della generazione del database tra la singola ruota e la rotaia, a seguito della verifica di assenza di compenetrazione tra le superfici in gioco. L'effettivo angolo di rollio tra sala e rotaia verrà quindi determinato durante l'integrazione numerica della dinamica del veicolo, in funzione della geometria della sala e della rotaia (scartamento, profili, ...). Per verificare la condizione di assenza di compenetrazione tra le superfici, vengono espressi i punti della superficie della ruota nel s.d.r. inerziale della rotaia x_b, y_b, z_b , in modo da portare il punto appartenente alla ruota a coincidere con il corrispondente punto sulla rotaia; essendo i punti di ruota e rotaia espressi rispetto ad un unico s.d.r., per garantire che non vi sia compenetrazione basta assicurare che la quota z_b dei punti della ruota sia maggiore di quella dei punti della rotaia.

Il database di contatto è ricavato per ben precise orientazioni relative di ruota e rotaia. Durante il calcolo, le orientazioni relative sono diverse da quelle per cui è stato ricavato il database: nasce, quindi, l'esigenza di interpolare i dati in esso presenti. La maggiore difficoltà di questo processo d'interpolazione consiste nel fatto che le curve di cui si dispone sono discontinue a tratti, per cui risulta inaccurata la classica interpolazione lineare. La fig. 3 mostra un esempio

del risultato dell'interpolazione adottata, che porta ad una variazione "continua" tra le curve del database.

In pratica, fissato lo spostamento laterale (y) e l'orientazione relativa (ψ angolo di imbardata e ϑ angolo di rollio) come mostrato in fig. 4, si determinano le quattro curve (quattro perché trattasi di un'interpolazione effettuata su due variabili), del database di contatto per cui $\psi_i < \psi < \psi_s$ e $\vartheta_i < \vartheta < \vartheta_s$. Fissato l'angolo d'imbardata relativa ψ_i , si ottiene una nuova curva corrispondente al desiderato angolo di rollio ϑ a partire da quelle con lo stesso angolo di imbardata ψ_i e diversi angoli di rollio ϑ_i e ϑ_s . Questa curva ψ_i, ϑ

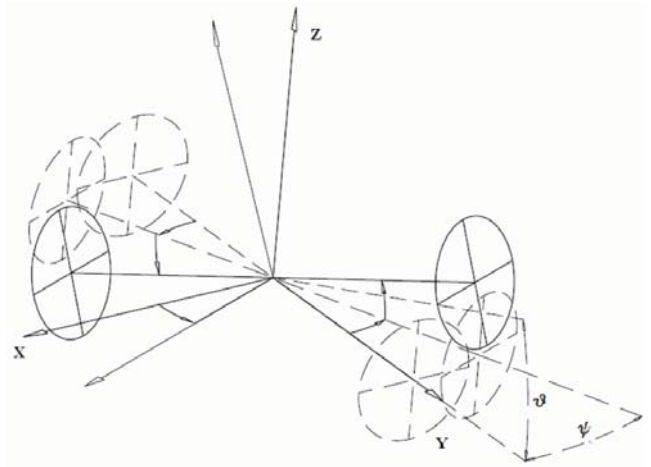


Fig. 4 - Angoli di rollio ϑ e di imbardata ψ della sala rispetto al piano del tracciato.

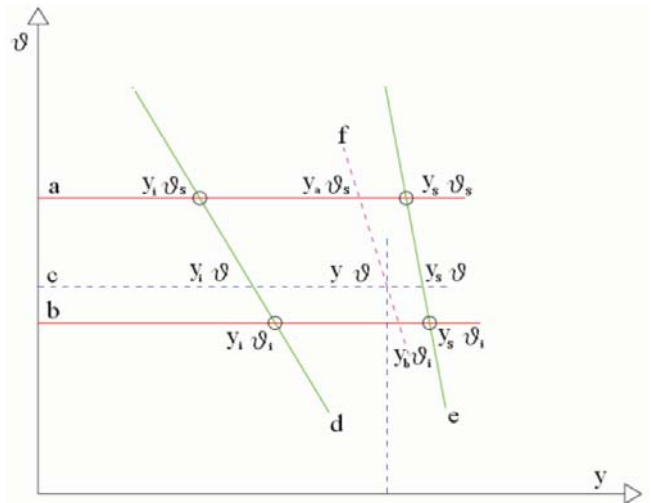


Fig. 5 - Piano d'interpolazione.

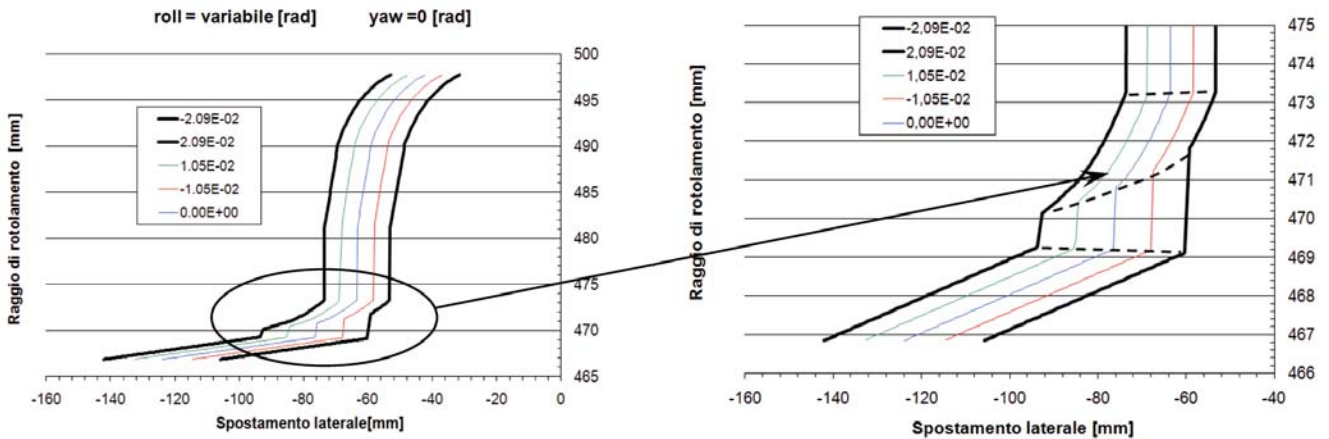


Fig. 3 - Curve interpolate (tratto sottile) e presenti nel database di contatto (tratto spesso).

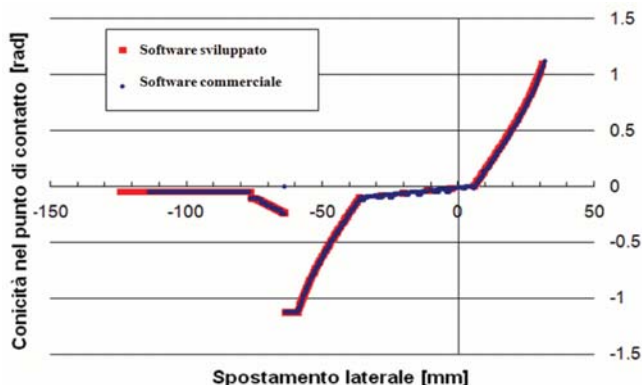


Fig. 6 - Variazione della conicità nel punto di contatto. nel s.d.r. della ruota, in funzione dello spostamento relativo lungo y_b .

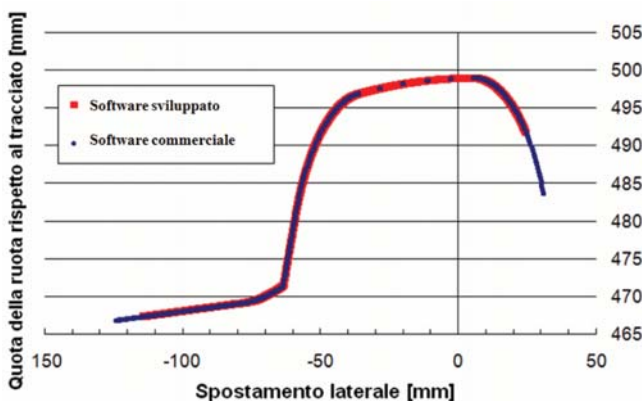


Fig. 7 - Variazione di quota della ruota nel s.d.r. del tracciato in funzione dello spostamento relativo lungo y_b .

(fig. 5) è ottenuta per punti interpolando linearmente la grandezza d'interesse (raggio di rotolamento, conicità, ...) nei punti y_a, θ_s e y_b, θ_i che si riferiscono a diversi angoli di rollio (rette a e b). La grandezza d'interesse (raggio di rotolamento, conicità, ...) nei punti y_a, θ_s e y_b, θ_i si ricava mediante le polinomiali del database. I punti y_a, θ_s e y_b, θ_i sono ricavati mediante semplici relazioni di proporzionalità, rispetto al punto y, θ .

Il precedente procedimento si ripete anche per l'angolo d'imbardata ψ_s , determinando così la curva ψ, θ . La curva ψ, θ si ottiene successivamente interpolando linearmente le precedenti due curve. Si noti che detto processo d'interpolazione consente di ottenere, per una generica coppia di valori ψ, θ , risultati praticamente identici a quelli ottenibili mediante calcolo diretto con l'algoritmo di ricerca dei punti di contatto, precedentemente descritto.

Il modello realizzato per la ricerca del punto

di contatto e, quindi, il database, unitamente con il relativo processo d'interpolazione, sono stati verificati confrontando gli andamenti di alcuni parametri geometrici con quelli calcolati mediante un codice commerciale. Nelle figg. 6 e 7 viene mostrato il soddisfacente confronto in termini di conicità e variazione di quota della ruota, effettuato fissando pari a zero gli angoli di rollio e di imbardata e facendo variare lo spostamento laterale relativo, in direzione ortogonale a quella di estrusione della rotaia. Detto spostamento laterale relativo è pari alla proiezione, in direzione y_b , dello spostamento del sdr della ruota $\{x_r, y_r, z_r\}$.

3. Il modello multibody

I corpi del modello multibody di veicolo ferroviario che è stato sviluppato sono caratterizzati da 6 g.d.l.; tali corpi, ipotizzati rigidi, possono essere vincolati tra di loro mediante vincoli rigidi e/o elastici e possono essere soggetti a forze o momenti esterni. La tabella 1 riassume le diverse modalità introdotte per modellare le interazioni tra i vari corpi. La posizione spaziale di ognuno di essi è definita mediante le 3 coordinate cartesiane $[r_1, r_2, r_3]$, mentre la loro orientazione è definita dai quattro parametri di Eulero $[p_0, p_1, p_2, p_3]$; onde evitare indeterminazioni derivanti dalle singolarità delle funzioni trigonometriche, è imposta la seguente condizione di vincolo: $p_0^2 + p_1^2 + p_2^2 + p_3^2 = 1$. Il sistema di equazioni differenziali da risolvere viene scritto imponendo le equazioni di equilibrio e le equazioni di vincolo su ogni corpo. Inoltre, le violazioni dei vincoli cinematici vengono stabilizzate mediante la formulazione di Baumgarte [6].

Il codice multibody così realizzato è stato verificato confrontando i risultati in termini di spostamenti dei centri di massa e di reazioni vincolari in alcune composizioni cinematiche riprodotte mediante un codice commerciale. Viene qui riportato uno dei test di validazione riguardante un sistema che simula un cinematismo complesso caratterizzato da tre corpi

TABELLA 1

ELEMENTI D'INTERAZIONE TRA I CORPI INTRODOTTI NEL MODELLO MULTIBODY

Vincoli cinematici	Elementi elastici	Forze esterne
Cerniera	Molla smorzatore orientabile nello spazio	Forze e momenti esterni costanti nel tempo applicati in un generico punto del corpo nel riferimento locale o inerziale
Accoppiamento cilindrico	Elemento bushing con molla e smorzatore	Forze e momenti esterni variabili nel tempo, mediante lettura da file, applicati in un generico punto del corpo nel riferimento locale o inerziale
Accoppiamento sferico	Elemento bushing con molla ed attrito dinamico	Forza gravitazionale
Accoppiamento sferico su guida	Vincolo elastico tra ruota e rotaia	
Vincolo rigido ruota rotaia		

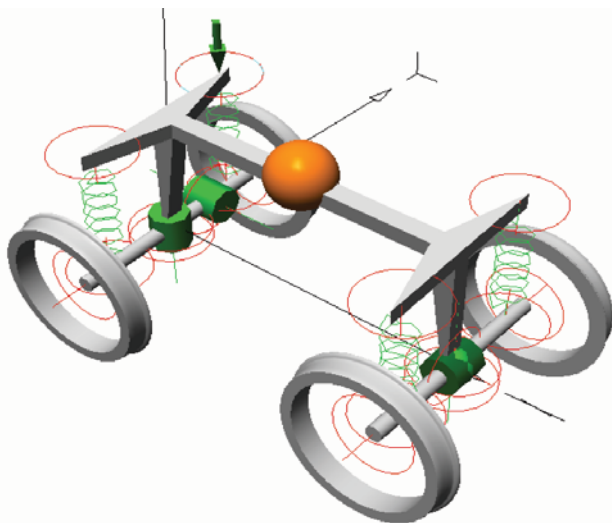


Fig. 8 - Cinematismo utilizzato per la verifica multibody.

collegati tra loro mediante vincoli cinematici ed elementi elastici (fig. 8).

I tre corpi in gioco sono le due sale ed il telaio che le collega mediante un sistema di sospensioni. Il telaio del carrello è collegato alla prima sala, quella vicina all'origine del sistema di riferimento, mediante un accoppiamento cilindrico, il cui asse è verticale; è invece collegato alla seconda sala mediante un accoppiamento sferico su una guida verticale. A loro volta, le sale sono collegate al riferimento inerziale mediante cerniere ed, infine, il telaio del carrello è soggetto ad una forza verticale esterna costante, espressa nel sistema di riferimento del corpo. La dinamica del sistema è eccitata sia dalla forza esterna applicata sia dalla forza gravitazionale agente su ogni corpo; le posizioni iniziali dei corpi sono tali

tenuti con il modello realizzato e quelli ricavati con il software commerciale: i due risultati numerici sono in pieno accordo.

4. Il vincolo sala-rotaia

Il vincolo elastico tra la sala (elemento multibody) e la rotaia viene gestito mediante la combinazione di due formulazioni: una basata sulla teoria di Hertz, con isteresi di contatto [7]-[8], e l'altra che considera un modello di contatto tra la sala e la rotaia di tipo elastico viscoso [9]-[10]. La necessità di utilizzare una combinazione tra le due formulazioni di contatto elastico deriva dal fatto che la teoria di Hertz con isteresi di contatto è specializzata per il caso d'impatto, in cui si considera la velocità iniziale d'urto come riferimento per

da essere in equilibrio in assenza di forze esterne applicate. La struttura così realizzata non ha alcun riscontro nella pratica comune, ma è stata pensata solamente come verifica numerica del codice multibody sviluppato.

Nella fig. 9 vengono confrontati i risultati, concernenti la posizione del baricentro del carrello, ot-

tenuti con il modello realizzato e quelli ricavati con il software commerciale: i due risultati numerici sono in pieno accordo.

Nella fig. 9 vengono confrontati i risultati, concernenti la posizione del baricentro del carrello, ottenuti con il modello realizzato e quelli ricavati con il software commerciale: i due risultati numerici sono in pieno accordo.

formulazione di Polach [11]-[12]; tali forze sono applicate alla sala nei punti di contatto, determinati mediante la lettura del database di contatto ruota/rotaia in funzione della posizione e dell'orientazione della sala rispetto al tracciato. La determinazione delle forze normali viene effettuata considerando la compenetrazione tra le superfici, definita come prodotto scalare tra la normale alle superfici ed il vettore individuato dalle posizioni assolute nello spazio dei punti di contatto appartenenti alla superficie della ruota e della rotaia. La reazione vincolare N normale alla superficie nel punto di contatto è data dalla seguente somma della reazione elastica F_h e di quella viscosa smorzante F_d :

$$N = F_h + F_d = (-k_n |\delta|^\gamma - F_{damp} \cdot \frac{\text{sign } \dot{\delta} - 1}{2}) \cdot \frac{\text{sign}(\delta) - 1}{2} \quad (1)$$

con:

$$F_{damp} = \min(-k_v |\dot{\delta}|; k_h |\dot{\delta}|^\gamma \frac{3(1-e^2)}{4}) \quad (2)$$

dove k_h è la costante calcolata dalla teoria di Hertz, funzione della geometria di contatto e dei materiali, δ è la compenetrazione tra le superfici, è la velocità di compenetrazione (positiva quando si ha un allontanamento relativo tra le superfici), γ è la costante derivante dalla teoria di Hertz (in questo caso $\gamma = 3/2$; vedasi [13] e [14]), k_v è il coefficiente di smorzamento caratteristico dei materiali in contatto (si è posto $k_v = 104$ Ns/m) ed e è il coefficiente di restituzione.

Il contributo elastico viene determinato mediante la teoria di Hertz una volta che si conosca la compenetrazione tra le superfici e la geometria di contatto (raggi di curvatura letti dal database). Il valore della forza è pari al minimo tra la forza dovuta al coefficiente di smorzamento e la forza viscosa calcolata mediante il coefficiente di restituzione.

5. Validazione del veicolo ferroviario

Nei precedenti paragrafi sono stati brevemente illustrati il modello di

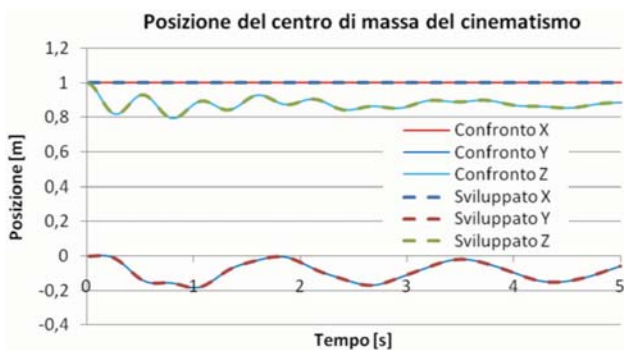


Fig. 9 - Spostamento nelle tre direzioni X, Y e Z del centro di massa del cinematismo.

modulare la reazione elastica in funzione della velocità attuale, mentre nell'approccio elasto-viscoso la forza viscosa risulta indipendente dalla forza elastica. Determinate le forze normali alla superficie, si valutano le forze di attrito mediante la

calcolo dei punti di contatto tra ruota e rotaia, il modello multibody 3D, con le possibili condizioni di vincolo utilizzabili, ed il modello di vincolo elastico all'interfaccia ruota/rotaia: allo stato attuale di sviluppo, non è ancora considerato l'effetto sulla dinamica del veicolo della deformabilità verticale e trasversale del tracciato. Utilizzando questi tre modelli numerici, è possibile simulare la dinamica 3D del veicolo ferroviario, su un generico tracciato plano-altimetrico, considerando, quindi, tutti gli effetti inerziali agenti sui corpi costituenti il veicolo stesso. In questo paragrafo, si mostrano alcuni risultati di validazione ottenuti utilizzando contemporaneamente i precedenti tre modelli numerici.

Per prima cosa si mostra la verifica della dinamica della sola sala, dotata di ruota a profilo conico, confrontandone la lunghezza d'onda delle oscillazioni in rettilineo con quella ottenuta mediante la sotto riportata soluzione analitica di Klingel e Boedecker [15]. Indicando con $R_0 = 0.43$ m il raggio di rotolamento a riposo, con $\lambda_{eq} = 0.05$ la conicità equivalente e con $b_0 = 0.75$ m metà della distanza tra i punti di contatto, la lunghezza d'onda delle oscillazioni, calcolata mediante la seguente relazione [15]:

$$L_w = 2\pi \sqrt{\frac{b_0 R_0}{\lambda_{eq}}}, \quad (3)$$

risulta pari a 15.9 m, mentre effettuando il calcolo con il codice sviluppato si ottiene un'ampiezza di 16,0 m; ne consegue un ottimo accordo con il dato teorico.

La dinamica del veicolo ferroviario viene invece verificata considerando un veicolo ad assili ed uno a

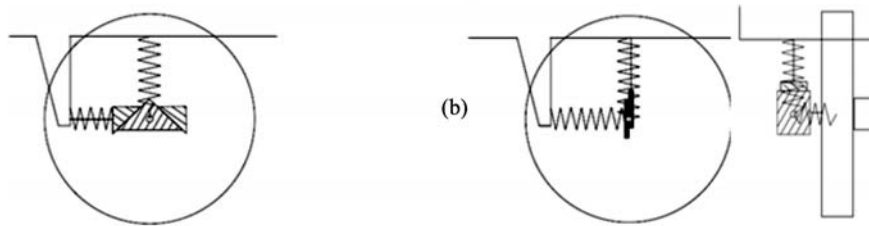


Fig. 11 - Sospensione ad attrito (a) schema reale, (b) modello

carrelli. Le caratteristiche elastiche e geometriche di tali veicoli sono riportate in [16] e [17]. Il veicolo ad assili (fig. 10) è caratterizzato da sospensioni con attrito, che espletano una forza di contatto il cui valore, come mostrato in fig. 11, dipende dal carico agente sulla ruota.

La forza di attrito esercita la funzione di smorzatore delle vibrazioni laterali e verticali della cassa. Gli elementi elastici di collegamento tra cassa e sale sono i cosiddetti *bushing* con attrito: in tali elementi sono presenti tre molle tra di loro ortogonali, le cui direzioni coincidono con gli assi coordinati della cassa e le cui caratteristiche sono mutuamente svincolate. L'elemento *bushing* consente di scegliere un coefficiente di attrito diverso per ognuno dei tre assi coordinati e di definire una differente forza elastica di riferimento per il calcolo delle forze d'attrito. Con tale approccio è possibile caratterizzare la sospensione reale schematicamente rappresentata in fig. 11 (a) mediante il modello mostrato in fig. 11 (b), considerando diversi coefficienti di attrito lungo gli assi y e z , in accordo con le differenti inclinazioni delle superfici d'attrito evidenziate nella stessa fig. 11 (a); ed assumendo, come in [16], un coefficiente di attrito nullo

per spostamenti in direzione x .

Indicando con Q_i il contributo della forza generalizzata dovuto all'elemento *bushing* con attrito e con F_{ij} il vettore $[x, y, z]$ contenente le reazioni elastiche e di attrito che si esercitano sui corpi nei punti di applicazione di tale elemento, è possibile scrivere la seguente equazione:

$$\{Q_i\}^{(0)} = \left\{ \begin{matrix} \{F_{ij}\}^{(0)} \\ 2[G^T]_i^0 [\tilde{s}^{(i)}] [A^T]_i^0 \{F_{ij}\}^{(0)} \end{matrix} \right\} \quad (4)$$

dove $[A^T]_i^0$ e $[G^T]_i^0$

sono le matrici di trasformazione tra i riferimenti dei corpi e

$$[\tilde{s}^{(i)}]$$

è la matrice antisimmetrica del vettore che identifica il punto di applicazione dell'elemento elastico nel riferimento del corpo.

La componente d'attrito della forza F_{ij} presenta una discontinuità nel cambio di segno della velocità di strisciamento tra le superfici ad attrito. Per ovvi motivi d'integrazione, è necessario definire una "smoothing function", data dalla (7), in modo da raccordare il valore nullo della forza di attrito corrispondente a velocità nulla con quello massimo che si ipotizza di raggiungere ad una data velocità (velocità limite), definita in input tra le caratteristiche dell'elemento elastico; al riguardo, le simulazioni mostrate nel seguito utilizzano una velocità limite di 0.1 m/s.

La componente di forza dovuta esclusivamente all'elemento elastico è

$$\{F_{ij-el}\}^{(i)},$$

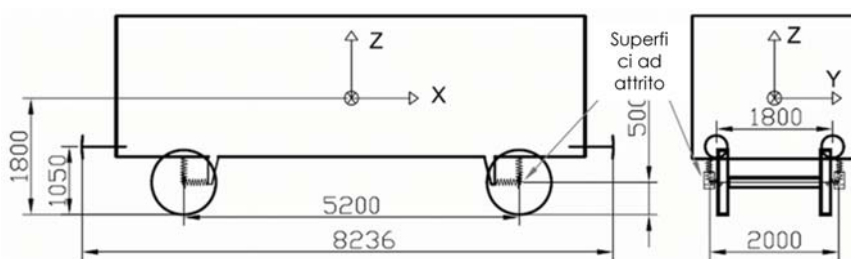


Fig. 10 - Veicolo ad assili con sospensioni ad attrito

CONVEGNI E CONGRESSI

mentre la risultante delle forze elastiche e di attrito è

$$\{F_{ij}\}^{(0)}$$

Si avrà così:

$$\{F_{ij}\}^{(0)} = [A]_i^0 \{F_{ij_el}\}^{(i)} + F_{ij_el}^{(i)}(j) \times \{\mu\} \times \{smf\} \quad (5)$$

$$\{F_{ij_el}\}^{(i)} = [K]^{(i)} \{d_{ij}\}^{(i)} \quad (6)$$

$$\{smf\} = \sin \frac{\dot{d}_{ij}^{(i)}}{V_{lim}} \quad (7)$$

dove

$$\{d_{ij}\}^{(i)}$$

è la distanza tra i punti di applicazione dell'elemento elastico, espressa nel riferimento del corpo i ,

$$\{\dot{d}_{ij}\}^{(i)}$$

è la derivata temporale della precedente quantità, V_{lim} è la velocità limite,

$$[K]^{(i)}$$

è la matrice di rigidità caratteristica dell'elemento bushing,

$$F_{ij_el}^{(i)}(j)$$

è la forza elastica di riferimento mediante la quale si calcola la forza di attrito (j può assumere i valori 1, 2, 3 corrispondenti alle forze elastiche lungo gli assi coordinati x, y, z) ed, infine,

$$\{\mu\}$$

è il vettore contenente i coefficienti di attrito lungo gli assi (x, y, z).

La dinamica dell'intero veicolo viene verificata confrontando i risultati con quelli riportati in [16] e [17]; in particolare, vengono confrontati i risultati in termini di spostamenti laterali della sala anteriore e della cassa sul tracciato percorso ad una velocità di 22.5 m/s, in presenza di un difetto corrispondente ad uno spostamento laterale di 5 mm distribuito con variazione lineare su una lunghezza di 0.1 m, mantenendo costante lo scartamento.

In fig. 12 sono confrontati i risultati qui ottenuti (linea blu) con quelli

calcolati mediante i principali software commerciali [17], quali Vampire, Nucars, Gensys, Simpack, Adams Rail. Come è evidente, detti risultati sono in buon accordo e le differenze tra i vari modelli, peraltro poco significative, possono essere dovute alla differente modellazione della sospensione con attrito (in particolare alle caratteristiche della "smoothing function") ed alla forma dei profili, dato che il modello qui descritto utilizza una serie di rette e circonferenze, mentre in altri simulatori il profilo è definito da funzioni polinomiali.

Il modello sviluppato viene inoltre validato considerando un veicolo a carrelli che percorra una curva [17], con un tracciato composto da 50 m di rettilineo, 30 m di tratto parabolico, 50 m di curva piena con 9 cm di sopraelevazione e 150 m di raggio, 30 m di tratto parabolico ed un tratto rettilineo finale. Nel tratto parabolico in uscita è presente un difetto localizzato che non viene preso in considerazione nel codice sviluppato; ciò significa che i risultati ottenuti con il modello qui descritto andranno confrontati con i corrispondenti riportati in [17], prima della fine della curva piena.

Elementi di tipo bushing lineari e torsionali (con caratteristiche elastiche e

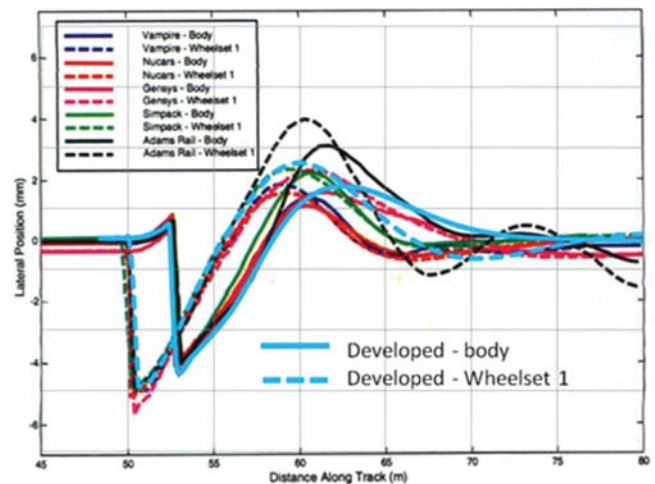


Fig. 12 - Spostamento laterale della sala anteriore del veicolo a due assili durante la percorrenza del tracciato con difetto: confronto dei risultati numerici con quelli ottenuti mediante altri software commerciali.

smorzanti) sono utilizzati per modellare la sospensione secondaria, la barra di trazione e quella di rollio, mentre la sospensione primaria viene modellata mediante elementi bushing di tipo lineare; i fine corsa sono modellati mediante caratteristiche elastiche non lineari, definite mediante una serie di punti.

La fig. 13 mostra lo spostamento laterale della sala del carrello anteriore calcolato con diversi software commerciali e con il modello sviluppato. L'accordo tra i risultati ottenuti può essere considerato soddisfacente, anche perché le differenze che si notano nella prima zona di transizione

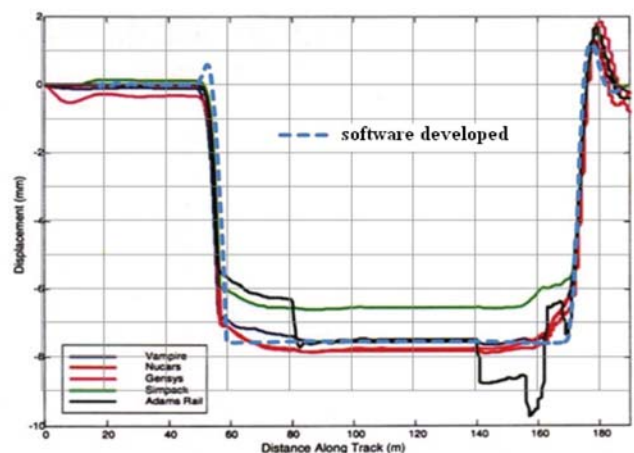


Fig. 13 - Spostamento laterale della sala anteriore del veicolo a carrelli durante la percorrenza della curva: confronto dei risultati numerici con quelli ottenuti mediante altri software commerciali.

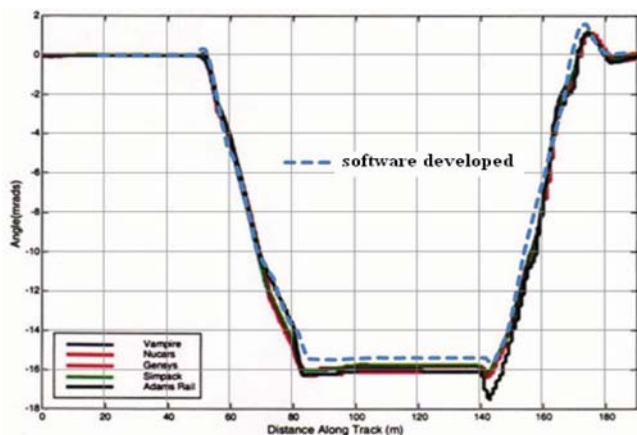


Fig. 14 - Angolo di imbardata della sala anteriore del veicolo a carrelli durante la percorrenza della curva: confronto dei risultati numerici con quelli ottenuti mediante altri software commerciali.

sono da ritenere poco significative. La fig. 14 mostra l'angolo d'imbardata della stessa sala; tale angolo corrisponde all'angolo di attacco della ruota rispetto alla rotaia e viene misurato come orientazione relativa nel piano del tracciato dell'asse della sala rispetto alla retta ortogonale alla direzione di estrusione delle rotaia. Anche in questo caso, si riscontra un buon accordo tra i risultati ottenuti con il modello sviluppato e quelli riportati in letteratura e ricavati utilizzando software commerciali.

I risultati qui mostrati costituiscono la validazione del lavoro svolto per quanto riguarda sia il codice multibody sia l'analisi geometrica del contatto (mediante utilizzo del database precalcolato) e consentono di affermare la correttezza del complessivo modello di calcolo sviluppato.

6. Dinamica laterale durante la frenatura

Nei precedenti paragrafi sono state mostrate alcune prove di validazione del modello sviluppato. In questo paragrafo, dopo una breve descrizione del modello di contatto tra i respingenti utilizzato nel simulatore *TrainDy* [18], vengono descritte alcune prove dinamiche sulla frenatura di un convoglio ferroviario in curva e su uno scambio.

La fig. 15 (a) mostra il s.d.r. iner-

ziale Σ e quello locale associato al generico vagone V. Durante l'integrazione delle equazioni di governo della dinamica longitudinale del treno, quando i respingenti, supposti a calotta sferica, sono in contatto e sono compressi delle quantità e , la posizione dei punti di contatto viene determinata imponendo le

due seguenti condizioni: *i*) norma del vettore pari alla somma dei raggi delle calotte dei respingenti; *ii*) equilibrio delle forze di compressione dei respingenti secondo la direzione del contatto (vale a dire, ancora secondo la retta d'azione del vettore). Sviluppando analiticamente le precedenti condizioni, si perviene ad un'equazione non lineare in θ , a seconda di come si è impostato il calcolo, la quale consente di determinare le compressioni dei due respingenti e la posizione dei punti di contatto nei sistemi di riferimento relativi ai due vagoni. Note ad ogni istante le posizioni dei punti di contatto, è possibile determinare le velocità di strisciamento dei profili e , quindi, la componente laterale di forza dovuta all'attrito tra i respingenti in contatto, essendo trascurata quella verticale.

Le forze di contatto tra i respingenti nonché le forze di trazione al gancio (calcolate mediante *TrainDy*) vengono utilizzate per caricare il mo-

dello multibody schematizzato in fig. 10: in questo modo è possibile valutare l'effetto che le forze scambiate tra i veicoli adiacenti, durante una frenatura, hanno sul rapporto Y/Q tra la forza laterale e quella verticale agente su ogni ruota.

In fig. 16 sono riportate le forze agenti sul veicolo con la relativa simbologia che verrà utilizzata nella trattazione che segue. Le forze agenti sui respingenti e sui tiranti sono espresse nel riferimento $\{X_v; Y_v; Z_v\}$ solidale alla cassa del veicolo, mentre le forze agenti in direzione verticale (Q) e laterale (Y) su ogni ruota vengono espresse nel riferimento del tracciato definito dalla terna $\{X_t; Y_t; Z_t\}$; dove Z_t è ortogonale al piano del tracciato e X_v tangente alla direzione di estrusione della rotaia.

Si prospettano qui i risultati di una prima analisi effettuata considerando un treno di 30 veicoli, composto da 1 locomotiva e da 29 vagoni a due assili, muniti di freni a ceppi aventi caratteristiche uguali a quelle del veicolo ad assili oggetto della precedente validazione.

Tale analisi consiste in una frenatura di emergenza in regime P, durante la percorrenza di una curva verso destra a partire da 108 km/h (30 m/s). Più precisamente, il tracciato si compone di un tratto rettilineo di 112 m, uno parabolico di 50 m, che raccorda il tratto rettilineo con una curva di 500 m di raggio e 300 m di lunghezza, caratterizzata da una sopraelevazione di 9 cm, ed un successivo tratto parabolico, lungo 50 m ed uguale al precedente, che immette nell'ultimo tratto rettilineo. L'analisi riguardante il rapporto Y/Q viene effettuata con

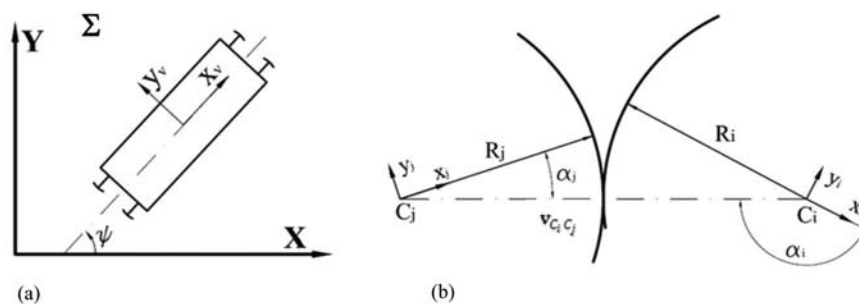


Fig. 15 - (a) Sistemi di riferimento e (b) principali quote necessarie per il calcolo.

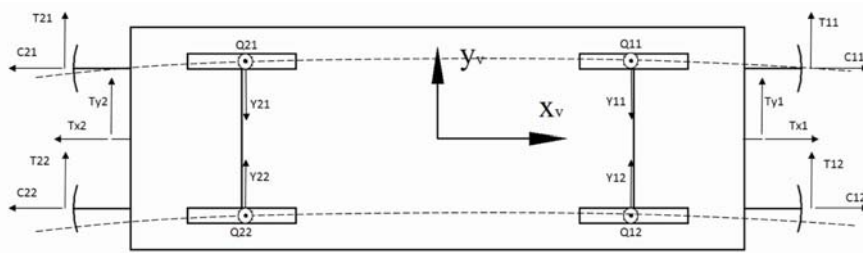


Fig. 16 - Riferimenti utilizzati per la definizione delle forze agenti sul veicolo.

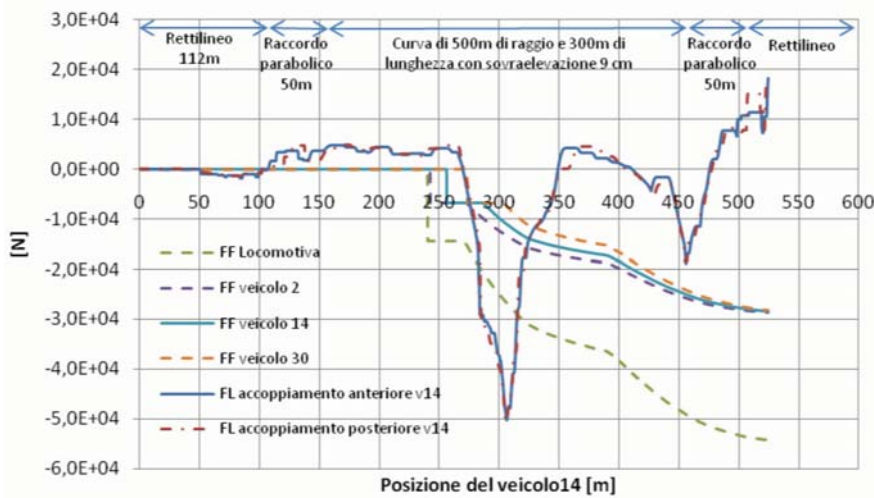


Fig. 17 -Forze longitudinali sul veicolo 14 (anteriori e posteriori).

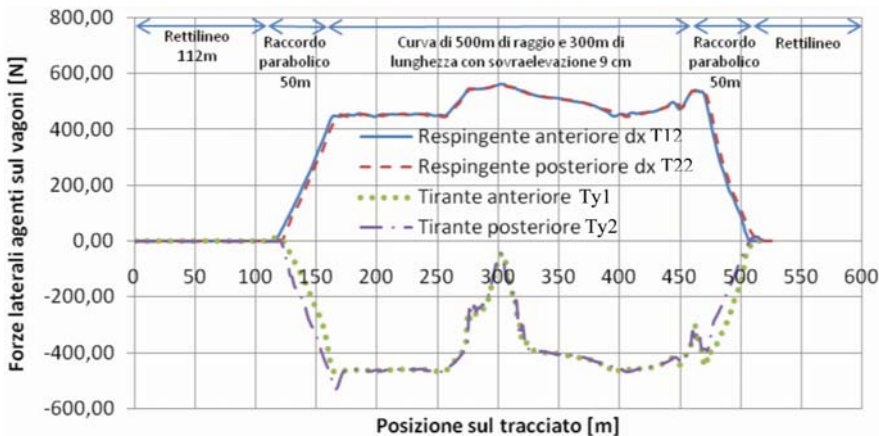


Fig. 18 - Forze laterali sul veicolo 14 dovute al contatto con i respingenti di destra ed alla trazione del tirante.

riferimento alla ruota in appoggio della sala anteriore (Y11/Q11 si veda fig. 16), la più sollecitata, appartenente al veicolo soggetto alle maggiori forze longitudinali di compressione calcolate su 10 m e valutate mediante *TrainDy*. La fig. 17 mostra le forze longitudinali (FL), calcolate come differenza tra le forze totali di com-

pressione e quelle di trazione al gancio, e le forze frenanti (FF) agenti sul veicolo 14; esse rappresentano le maggiori forze di compressione riscontrate tra tutti i vagoni del treno. Nel medesimo grafico sono riportate anche le forze frenanti relative ai veicoli di testa e di coda per evidenziare le cause dell'innesco delle forze longi-

tudinali dovute al ritardo della frenatura tra i veicoli. Inoltre, si può notare il particolare andamento delle forze frenanti, che presentano un punto di cuspidè dopo il "primo tempo" di frenatura, dovuto sia alla dinamica longitudinale sia al fatto che esse sono state espresse non in funzione del tempo, ma dell'ascissa curvilinea.

La fig. 18 riporta le forze laterali agenti sul veicolo 14 dovute all'interazione con i veicoli adiacenti, non considerando la presenza di attrito tra i respingenti: tali forze aumentano al diminuire del raggio della curva, a causa dell'orientazione relativa tra i veicoli. Com'è possibile notare anche dai risultati riportati, in presenza di trazione al gancio di collegamento (valori positivi delle forze longitudinali) possono nascere forze di interazione tra i respingenti (posti in interno curva) a causa dell'angolo relativo tra i veicoli imposto dal tracciato.

Durante il calcolo delle grandezze che definiscono la dinamica longitudinale, sono memorizzati i valori delle forze agenti sul veicolo, dovute ai respingenti ed ai tiranti, ed i relativi punti di applicazione; inoltre, sono memorizzate le forze frenanti complessive agenti sullo stesso veicolo. Queste informazioni vengono utilizzate per sollecitare il modello multibody del veicolo in esame e calcolarne quindi il comportamento dinamico durante la percorrenza della curva.

In fig. 19 sono mostrate le forze laterali, calcolate mediante l'analisi dinamica longitudinale, dovute esclusivamente all'attrito tra le calotte sferiche dei respingenti, per due valori parametrici del coefficiente di attrito f , pari a 0.30 e 0.15; confrontando i valori massimi raggiunti (figg. 16 e 17), si desume come le forze laterali dovute al solo attrito tra le teste dei respingenti siano molto maggiori rispetto a quelle dovute alla componente laterale delle forze di contatto scambiate tra i respingenti medesimi. Inoltre, la fig. 19 mostra che le forze di attrito nascono durante la percorrenza dei tratti parabolici, a causa delle velocità angolari relative tra i vagoni adiacenti.

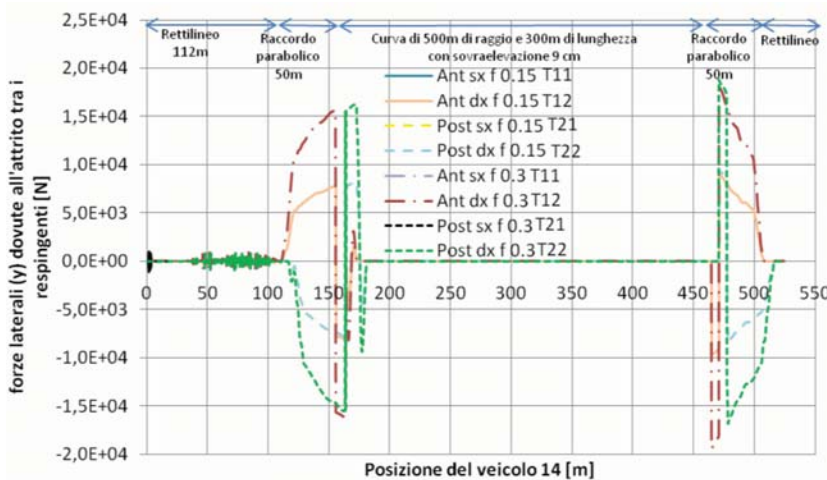


Fig. 19 - Forze laterali dovute all'attrito tra i respingenti.

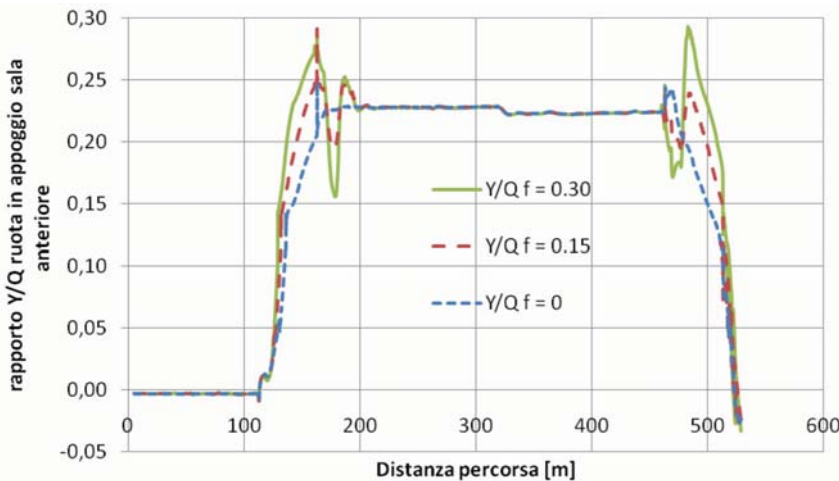


Fig. 20 - Andamento del rapporto Y11/Q11 per la ruota in appoggio della sala anteriore e per differenti valori del coefficiente di attrito tra i respingenti.

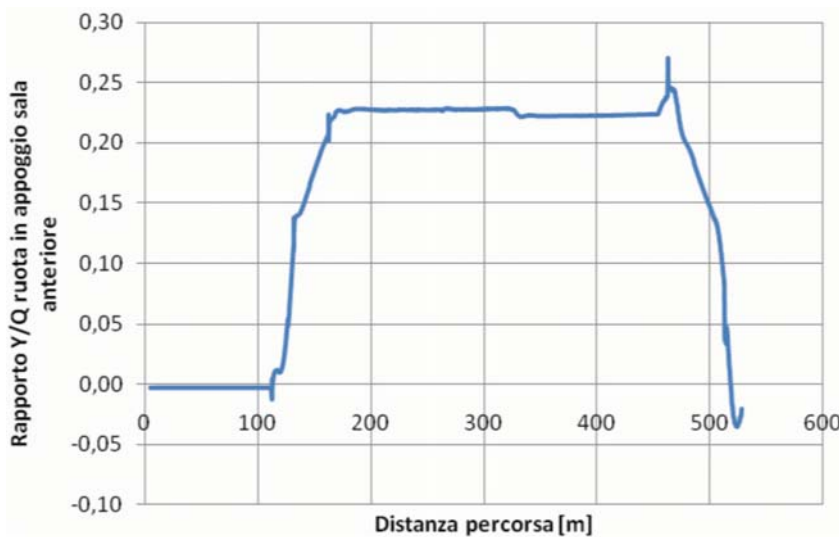


Fig. 21 - Andamento del rapporto Y11/Q11 per la ruota in appoggio della sala anteriore in assenza di contatto tra i respingenti.

Dalle simulazioni multibody effettuate risulta che la sala maggiormente sollecitata è quella anteriore; difatti, sulla ruota in appoggio di quest'ultima, avviene il contatto di bordino, a differenza di quanto si verifichi per la sala posteriore, e ciò si riscontra per tutti e tre i valori del coefficiente d'attrito ($f = 0; 0.15; 0.30$). In fig. 20 viene mostrato l'andamento del rapporto Y/Q inerente alla ruota in appoggio della sala anteriore del veicolo 14 (Y_{11}/Q_{11}), per i suddetti diversi valori del coefficiente di attrito tra i respingenti: le variazioni più significative tra i valori del rapporto Y/Q si verificano in prossimità del tratto di raccordo parabolico, ove si riscontra un aumento di circa il 25%, con un coefficiente d'attrito tra i respingenti pari a 0.30 rispetto al caso in cui esso è nullo. Il rapporto Y/Q è valutato considerando le forze agenti sulla singola ruota espresse nel riferimento del tracciato $[X_i; Y_i; Z_i]$ precedentemente definito.

Al fine di evidenziare l'influenza che le forze longitudinali scambiate tra il veicolo esaminato e quelli adiacenti esercitano sul rapporto Y/Q , la fig. 21 riporta l'andamento di quest'ultimo inerente alla ruota in appoggio della sala anteriore, nel caso in cui al veicolo siano imposte le sole forze frenanti. Confrontando i risultati riportati in fig. 20 con quelli mostrati in fig. 21 risulta evidente come la dinamica longitudinale, con le rispettive forze laterali dovute all'attrito tra i respingenti, abbia una grande influenza sul rischio di svio.

Nella seconda analisi che qui si presenta viene effettuato uno studio parametrico sul comportamento dinamico del veicolo a due assi, precedentemente considerato, analizzando il suo comportamento dinamico durante la percorrenza di una scambio ad una velocità di 30 km/h e variando il raggio della curva e le forze longitudinali di compressione, che in questo caso vengono mantenute costanti ad ogni simulazione. Lo scopo dell'analisi è di ricavare andamenti che mettano in relazione il rischio di svio (rapporto Y/Q) con le forze di compressione e con il raggio delle

curve caratterizzanti lo scambio. La scelta di utilizzare forze di compressione costanti è motivata dalla necessità di svincolare i risultati dall'influenza che ha sul rischio di svio la posizione dove si registra il massimo delle forze longitudinali (durante una normale frenatura). Tale procedura è medesima conforme con quella riportata nel report ERRI B 12/RP 58 [19].

Il convoglio in esame è costituito da 5 veicoli: due locomotive Re-460T, una in testa ed una in coda, e tre vagoni a due assili, con sospensioni ad attrito, come quelli utilizzati nella precedente analisi. La compressione del convoglio viene imposta utilizzando una frenatura elettrodinamica per la locomotiva in testa ed una trazione per quella in coda; variando la percentuale di applicazione della forza frenante e di trazione è possibile imporre il valore desiderato di forza longitudinale di compressione. Il veicolo analizzato è quello centrale; su

questo, mediante il codice *TrainDy*, sono state valutate le forze scambiate con i veicoli adiacenti durante la percorrenza dello scambio.

Il tracciato è caratterizzato da due curve in successione: la prima verso destra e la seconda verso sinistra con assenza di tratti parabolici di raccordo o rettilinei tra le due curve in modo da considerare le condizioni più gravose.

L'analisi, di cui si riportano i risultati, non è finalizzata alla determinazione delle condizioni limite per cui si verifica lo svio; essa ha invece lo scopo di valutare l'entità della variazione del rischio di svio per il veicolo (espresso in termini del rapporto Y/Q) al variare dei parametri sopra elencati.

Per l'analisi è stato considerato un valore dell'attrito tra le calotte sferiche dei respingenti pari a 0.2; ed i respingenti utilizzati sono di tipo Miner; ana-

loghi a quelli impiegati nella precedente analisi.

In tabella 2 sono riportati i valori dei parametri utilizzati per l'analisi nonché il rapporto Y/Q corrispondente alle varie combinazioni. Tale rapporto è valutato su tutte e quattro le ruote e viene riportato il valore massimo raggiunto, indipendentemente dalla ruota. Affinché si determini lo svio di una ruota, come generalmente affermato in letteratura [19], è necessario percorrere una certa distanza in condizioni critiche; tali condizioni sono in questo caso descritte dal rapporto Y/Q. Per tale motivo, i valori ottenuti mediante l'analisi multibody sono stati mediati su una distanza di 2m in modo da considerare valori significativi di tale rapporto.

Il valore evidenziato in rosso in tabella 2 rappresenta una condizione limite dato che, durante la simulazione, si determina lo svio del veicolo. Dall'a-

TABELLA 2
VALORI DEL RAPPORTO Y/Q IN FUNZIONE DELLE FORZE LONGITUDINALI E DEL RAGGIO DELLA CURVA

		Raggio delle curve [m]			
		Y/Q	100m	200m	300m
FL [kN]	30kN	0.748	0.675	0.648	
	90kN	0.835	0.717	0.717	
	150kN	0.874	0.804	0.770	

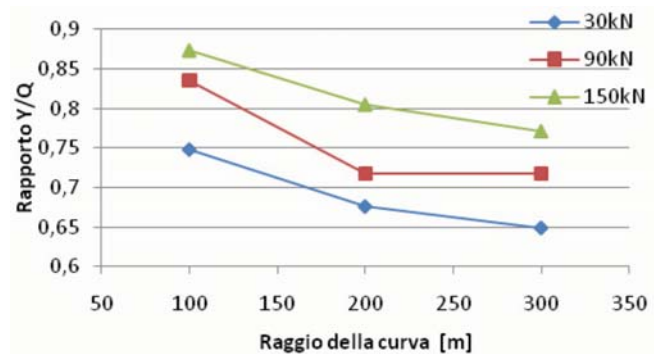


Fig. 22 - Andamento del rapporto Y/Q in funzione delle forze di compressione e del raggio della curva.

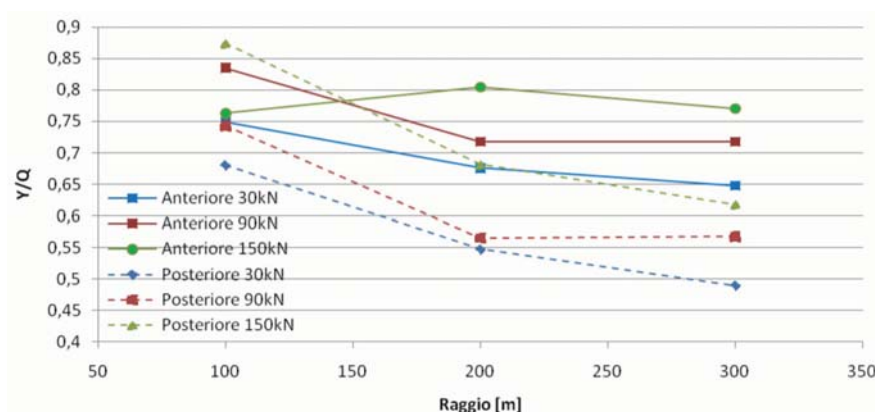


Fig. 23 - Andamento del valore massimo del rapporto Y/Q per la sala anteriore e posteriore in funzione del raggio delle curve e della forza di compressione.

nalisi effettuata risulta evidente come al diminuire del raggio delle curve ed all'aumentare delle forze longitudinali di compressione si abbia un sensibile aumento del parametro Y/Q; in particolare è possibile notare come le forze longitudinali contribuiscano in misura superiore al 16% sul rischio di svio.

In fig. 23 sono riportati gli andamenti del valore massimo del parametro Y/Q (mediato su 2 m) valutato separatamente per la sala anteriore e per quella posteriore. Dai risultati ottenuti si nota come, nella maggior parte dei casi, la sala anteriore risulta maggiormente sollecitata rispetto a

quella posteriore; tali differenze tendono a ridursi al diminuire del raggio della curva; in particolare, per la situazione più critica (100 m di raggio e 150 kN di compressione), la sala posteriore risulta più sollecitata di quella anteriore.

7. Conclusioni

Il lavoro illustra i primi risultati di un modello attualmente in fase di sviluppo per il calcolo del rischio di svio,

considerando anche l'effetto della dinamica longitudinale del treno su quella laterale. Si descrivono le principali caratteristiche del modello multibody del veicolo ferroviario, insieme con gli aspetti salienti del calcolo dei parametri geometrici dei punti di contatto tra le superfici di ruota e rotaia e con le più significative peculiarità del vincolo elastico tra le medesime. Oltre alle validazioni, condotte con riferimento sia a codici commerciali sia a risultati pubblicati nella letteratura scientifica, il lavoro presenta

due tipici esempi di applicazione del modello complessivo, che contempla il calcolo della dinamica longitudinale del treno e quella laterale del veicolo. I risultati delle simulazioni effettuate evidenziano il significativo contributo dell'interazione tra veicoli adiacenti sul rischio di svio. L'obiettivo a medio periodo della presente attività di ricerca è quello di realizzare un simulatore integrato di calcolo, mediante cui prevedere, con ridotto onere computazionale, le condizioni critiche per il possibile svio dei treni.

BIBLIOGRAFIA

- [1] A.A. SHABANA, K.E. ZAAZAA, H. SUGUYAMA, "Railroad Vehicle Dynamics A computational approach", CRC Press, Taylor & Francis Group, New York, 2007.
- [2] J. POMBO, J. AMBRÓSIO, M. SILVA, "A new wheel-rail contact model for railway dynamics", Vehicle System Dynamics, 45/2, 165 – 189, 2007.
- [3] L. CANTONE, D. NEGRETTI, F. VIVIO, V. VULLO, "A simplified model of wheel-rail contact geometry", Congresso Internazionale Conjunto XXI Ingegraf – XVII ADM, 10-12 June 2009.
- [4] L. CANTONE, L. MÜLLER, D. NEGRETTI, V. VULLO, "TrainDy, new UIC simulator for longitudinal dynamics of trains", CompRail 2008, 15-17 Settembre, 2008.
- [5] L. CANTONE, E. CRESCENTINI, R. VERZICCO, V. VULLO, "A numerical model for the analysis of unsteady train braking and releasing manoeuvres", Proc. IMechE, Part F: J. Rail and Rapid Transit, 2009, 223 (F3), 305-317. DOI 10.1243/09544097JRRT240.
- [6] F. CHELI, E. PENNISTRÌ, "Cinematica e Dinamica dei Sistemi Multibody", Casa editrice Ambrosiana, 2006.
- [7] H.M. LANKARANI, P.E. NIKRAVESH, "A contact force model with hysteresis damping for impact analysis of multibody systems", AMSE J. Mech. Des. 112, 369–376 (1990).
- [8] H.M. LANKARANI, P.E. NIKRAVESH, "Continuous contact force models for impact analysis in multibody systems", Non-linear Dyn. 5, 193–207 (1994).
- [9] M. MALVEZZI, E. MELI, S. PAPINI, L. PUGI, M. RINCHI, "A railway vehicle multibody model for real – time applications", Vehicle System Dynamics, 46/12, 1083 – 1105, 2008.
- [10] J. AUCIELLO, S. FALOMI, M. MALVEZZI, E. MELI, P. TONI, "Determination of wheel/rail contact points in the simulation of a railway vehicle dynamics", Springer Science+Business Media B.V 2008.
- [11] O. POLACH, "A fast wheel-rail forces calculation computer code", Vehicle System Dynamic Supplement, 33, 1999, 728-739.
- [12] O. POLACH, "Influence of Locomotive Tractive Effort on the Forces Between Wheel and Rail", Vehicle System Dynamic Supplement, 35, 2001, 7-22.
- [13] S. TIMOSHENKO, J.N. GOODIER, "Theory of Elasticity", McGraw-Hill Book Company, New York, 1951.
- [14] R.C. JUVINALL, "Stress, Strain and Strength", Mc Graw-Hill Book Company, New York, 1967.
- [15] E. ANDERSSON, M. BERG AND S. STICHEL, "Rail Vehicle Dynamics, Fundamentals and Guidelines", 1998, (Stockholm, Sweden: Royal Institute of Technology (KTH)).
- [16] S. IWNICK, "Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation", Vehicle System Dynamics, 30/3-4, 295 - 313, 1998.
- [17] S. IWNICK, "The Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation", Taylor & Francis, ISSN 0042-4114.
- [18] L. CANTONE, D. NEGRETTI, "Modellazione dinamica disaccoppiata dei respingenti ferroviari", AIAS XXXVIII, 2009.
- [19] Report ERRI B 12/RP 69, European Rail Reserch Institute, UTRECHT, October 1998.