



## Sicurezza e compatibilità geometrica della via dei tram-treno in ferrovia

*Dott. Ing. Luca RIZZETTO<sup>(\*)</sup>*

### 1. Introduzione

Una possibile risposta alla crescente domanda di mobilità nelle aree urbane e suburbane è costituita dall'interoperabilità del trasporto pubblico locale, in particolare del trasporto a guida vincolata che, per sua natura, consente capacità di trasporto elevate e basso impatto ambientale grazie all'utilizzo di veicoli a trazione elettrica.

Un tipico esempio di sistema trasporto pubblico interoperabile a guida vincolata è il così detto "tram-treno", che realizza l'integrazione fra tranvia e ferrovia, mediante veicoli tranviari opportunamente modificati, come i tram della città tedesca di Karlsruhe, o appositamente progettati, come i veicoli RegioCitadis di Kassel [1], per poter circolare su entrambi i tipi di infrastruttura.

In tal modo diviene possibile collegare direttamente, senza cambi della modalità di trasporto e senza investire nella realizzazione di nuove infrastrutture, il centro cittadino con l'hinterland, sfruttando la rete tranviaria cittadina e le linee ferroviarie suburbane, spesso caratterizzate da una bassa densità di traffico o, in taluni casi, addirittura dismesse [2, 3].

Un veicolo per poter circolare indifferentemente su tranvia e su ferrovia deve però soddisfare sia alle diverse regole di esercizio sia ai differenti requisiti imposti dai due tipi d'infrastruttura, fra i quali di fondamentale importanza risultano quelli legati alla sicurezza ed alla geometria della via [2].

Il presente lavoro intende fornire un quadro esauriente di tutti i possibili ostacoli di natura tecnica che debbono essere superati per consentire ad un veicolo di derivazione tranviaria l'utilizzazione dell'infrastruttura ferroviaria, individuando, per ciascuno di essi, delle possibili soluzioni.

A tal fine, nel seguito, dopo una breve descrizione delle peculiarità del sistema "tram-treno", ne verrà presa in esame una possibile applicazione alla città di Roma, proprio

perché essa richiederebbe la soluzione di tutte le principali questioni tecniche che si frappongono all'integrazione fra tranvia e ferrovia. In particolare Roma, come altre importanti città italiane quali Milano e Torino, presenta una singolare differenza di scartamento di appena 10 mm fra tranvia e ferrovia, che ha suggerito, come si vedrà più avanti, lo studio dello schema di principio di un innovativo dispositivo per scartamento variabile di cui dotare il veicolo.

È da precisare che il riferimento al caso di Roma non va inteso come lo studio di fattibilità di un "tram-treno", ma unicamente come lo spunto per evidenziare ed indagare tutti i possibili ostacoli di natura tecnica da superare per instaurare un sistema di trasporto "tram-treno". Difatti nel presente studio non sono affrontate le problematiche legate all'inserimento di nuove tracce orarie nei nodi ferroviari delle grandi città italiane, pressoché saturi; questione che sembrerebbe consigliare l'introduzione del "tram-treno" anche in Italia come, del resto, è già avvenuto in Germania, in città di medie e piccole dimensioni, caratterizzate dalla presenza di una rete ferroviaria suburbana scarsamente utilizzata.

Prendendo quindi a riferimento il caso di Roma, sono stati individuati i seguenti problemi tecnici da risolvere per l'introduzione di un sistema "tram-treno":

- la differente corrente di alimentazione fra tranvia e ferrovia;
- le diverse regole di esercizio fra sistema tranviario e ferroviario; il primo a densità libera (marcia a vista), il secondo a densità controllata mediante sistemi di segnalamento;
- la minore resistenza strutturale dei veicoli di derivazione tranviaria rispetto al materiale rotabile ferroviario;
- l'accessibilità dei veicoli sia dai marciapiedi cittadini, sia dalle banchine ferroviarie;
- la possibile differenza di scartamento fra tranvia e ferrovia;
- l'interazione ruota-rotaia diversa fra tranvia e ferrovia, a causa della diversità fra l'armamento e la tipologia di tracciato che caratterizzano le linee tranviarie e ferroviarie.

<sup>(\*)</sup> Università degli Studi di Roma "La Sapienza" – Dipartimento di Idraulica, Trasporti e Strade.

## OSSErvATORIO

Al punto 3 sarà fornita una descrizione dei problemi tecnici sopra citati, individuando, per ciascuno di essi, delle possibili soluzioni ed approfondendone quindi tre che rivestono particolare rilievo riguardo alla sicurezza dell'esercizio ed alla compatibilità geometrica della via.

Il primo approfondimento, riportato al punto 4, concerne i problemi di sicurezza che potrebbe comportare la circolazione nella rete ferroviaria di un tram che, marciando a vista nel traffico urbano, richiede maggiori prestazioni di accelerazione/frenatura rispetto ai veicoli ferroviari (maggiore sicurezza attiva) e ciò si traduce in una struttura più leggera e meno resistente agli urti (minore sicurezza passiva). In particolare il presente lavoro intende fornire una comparazione fra la riduzione di sicurezza passiva e l'incremento di sicurezza attiva introdotte dai veicoli "tram-treno" circolanti su ferrovia in promiscuità con il materiale rotabile ferroviario.

In relazione ai vincoli imposti dalla geometria della via, il presente articolo approfondisce due questioni tecniche, la prima legata ad una particolarità propria delle città italiane, la seconda presente ogni qual volta si debba realizzare l'integrazione fra una tranvia urbana e la rete ferroviaria circostante.

La prima, descritta al punto 5, deriva dal fatto che, come accennato, in alcune grandi città italiane è presente una differenza di scartamento fra tranvia (1.445 mm) e ferrovia (1.435 mm) di soli 10 mm, che è troppo esigua per pensare di risolverla con la posa di una terza rotaia, come è avvenuto nella città tedesca di Kassel, e troppo grande per superarla con un profilo di ruota speciale.

Si è quindi studiata una soluzione tecnica innovativa, atta a superare l'ostacolo legato alla possibile diversità di scartamento fra tranvia e ferrovia, consistente in un dispositivo per scartamento variabile concepito per i carrelli a ruote indipendenti dei veicoli tranviari a pianale ribassato.

La seconda questione tecnica, approfondita al punto 6, è legata all'interazione ruota-rotaia diversa fra tranvia, nella quale si utilizzano prevalentemente rotaie con profilo a gola posate senza inclinazione e senza sopraelevazione in curva, e ferrovia, ove l'armamento è costituito da rotaie con profilo Vignole posate con una inclinazione di un 1:20 o di un 1:40 e con sopralzo in curva. Tale difficoltà può essere superata mediante l'adozione di un profilo di ruota speciale adatto sia all'armamento tranviario, sia a quello ferroviario. Una simile soluzione è stata adottata, ad esempio, a Karlsruhe, dove si è utilizzato uno speciale profilo di ruota con bordino stretto, per circolare nelle rotaie tranviarie a gola, ma con cerchione di larghezza ferroviaria (135 mm). In tal modo la faccia interna della ruota, posta al di sopra del livello stradale, può entrare in contatto con la controrotaia ferroviaria, che ha dovuto essere rialzata.

D'altro canto proprio l'esiguità del bordino di questi profili speciali di ruota, adottati per i veicoli "tram-treno",

potrebbe essere causa, in ferrovia, sia di problemi di usura sia, in generale, di una diversa dinamica di marcia rispetto a quella generata dal profilo di una ruota ferroviaria, tenuto anche conto che il tracciato tranviario e quello ferroviario differiscono sia per i raggi di curvatura sia per l'assenza di sopraelevazione nelle curve del primo.

L'approfondimento è, quindi, consistito nello studio di un profilo di ruota "tram-treno", effettuato con l'ausilio di un codice di calcolo per l'analisi di sistemi meccanici multi-corpo; in particolare nell'analisi del suo accoppiamento di forma (interazione geometrica) con le rotaie ferroviarie e della sua influenza sulla dinamica di marcia di un veicolo tranviario in ferrovia, mediante confronto con il comportamento dinamico dello stesso veicolo dotato di un profilo di ruota ferroviario standard.

### 2. Il sistema "tram-treno"

Il sistema tram-treno, realizzando l'integrazione fra la rete tranviaria cittadina ed alcune linee ferroviarie suburbane, presenta numerosi vantaggi sia per gli operatori del trasporto pubblico sia per l'utenza.

Infatti le aziende del trasporto pubblico, utilizzando linee ferroviarie esistenti e quindi senza bisogno di investire in nuove infrastrutture, possono realizzare l'integrazione del trasporto pubblico urbano con quello suburbano e regionale, offrendo un servizio capace di attrarre la domanda poiché privo di cambio di vettore.

Inoltre, l'impiego di materiale rotabile di tipo tranviario, con notevoli prestazioni di frenatura e accelerazione, permette di raggiungere più alte velocità commerciali, che si traducono in una maggiore frequenza del servizio e nella possibilità di introdurre sulle linee ferroviarie suburbane, senza incrementare il tempo di viaggio, un maggior numero di fermate rispetto all'esercizio con il materiale rotabile ferroviario tradizionale.

Ad esempio, un "tram-treno" realizza il collegamento fra la città tedesca di Saarbrücken e quella francese di Sarreguemines in 30 minuti, con 14 fermate, mentre i treni regionali, che percorrevano la medesima linea, nello stesso tempo riuscivano a servire appena 7 stazioni.

Il concetto di "tram-treno" sopra esposto discende dal celebre "modello di Karlsruhe", che si caratterizza essenzialmente:

- dall'utilizzo di veicoli "tram-treno" di derivazione tranviaria;
- dalla condivisione del binario ferroviario fra tali veicoli ed il materiale rotabile ferroviario (esercizio promiscuo).

Nel seguito si farà riferimento sempre a questo concetto di "tram-treno", sviluppatosi, ad esempio, oltre che a Karlsruhe, in altre città tedesche, quali Saarbrücken e Kassel; sebbene vi siano sistemi "tram-treno" impropri, come quelli nelle città britanniche di Manchester (il Me-

## OSSEVATORIO

TABELLA 1  
PRINCIPALI DATI TECNICI DEL PIÙ RECENTE MATERIALE ROTABILE  
TRANVIARIO DELLA CITTÀ DI ROMA

Fiat Ferroviaria (ora Alstom)	Cityway 1	Cityway 2
Rodiggio	Bo-2-2-Bo	2-Bo-Bo-2
Scartamento [mm]	1.445	1.445
Lunghezza [mm]	31.250	33.000
Larghezza [mm]	2.400	2.400
Altezza senza il pantografo [mm]	3.560	3.500
Massa a vuoto [t]	40	41,4
Posti a sedere	54	54
Posti in piedi (4 passeggeri/m <sup>2</sup> )	136	124
Altezza min del pavimento sul p.d.f. [mm]	350 (75%)	350
Altezza max del pavimento sul p.d.f. [mm]	880 (pavimento alto)	390 (sui carrelli)
Alimentazione elettrica	600/750 V c.c.	600 V c.c.
Velocità massima [km/h]	70	70
Diametro delle ruote nuove [mm]	680	680
Diametro minimo delle ruote usurate [mm]	630	630
Larghezza del cerchione [mm]	84	84

trolink) e Croydon ed il collegamento fra le cittadine di Aulnay-sous-Bois e Bondy nella Francia settentrionale, dove linee ferroviarie sono state integralmente convertite e dedicate alla circolazione di materiale rotabile tranviario, oppure nella città tedesca di Zwickau, dove sono le automotrici ferroviarie a penetrare nel centro cittadino dividendo il binario tranviario [4, 5].

### 3. Questioni tecniche da risolvere

#### 3.1. Il materiale rotabile tranviario

Il materiale rotabile più recente della città di Roma è costituito dal veicolo Cityway 1 di Fiat Ferroviaria (ora Alstom), in servizio dal 2000, e dal Cityway 2, in servizio dal 2001. In tabella 1 sono riportati i principali dati tecnici dei due veicoli.

La differenza fondamentale fra le due serie di veicoli sta nel fatto che il Cityway 1 è un tram a pianale parzialmente ribassato (il pavimento ribassato, posto a 350 mm sul piano del ferro, copre circa il 75% della superficie calpestabile dai passeggeri) avente il carrello portante a ruote indipendenti ed il carrello motore tradizionale; mentre il Cityway 2 è un tram a pianale integralmente ribassato, grazie al carrello portante e motore entrambi a ruote indipendenti.

Nel seguito, allorquando saranno esaminate le principali questioni tecniche da risolvere per rendere interoperabili i rotabili tranviari di Roma sulla rete tranviaria e ferroviaria, si farà riferimento ad entrambi i tipi di veicolo.

Per lo sviluppo del dispositivo per scartamento variabile illustrato al punto 5 ci si riferirà specificatamente al Cityway 2 che, presentando carrello portante e motore entrambi a ruote indipendenti, da un lato segue i più recenti orientamenti nella progettazione dei veicoli tranviari, dall'altro richiede l'individuazione di una soluzione tecnica innovativa per poter circolare sia sui binari tranviari sia su quelli ferroviari, che a Roma presentano una singolare diversità di scartamento.

#### 3.2. Il sistema di trazione dei veicoli

Il problema deriva dalla diversa tensione di alimentazione fra rete tranviaria di Roma (600 V c.c.) e la rete ferroviaria gestita da R.F.I. (3000 V c.c., ad esclusione delle linee ad alta velocità).

L'adozione di veicoli "tram-treno" bitensione costituisce certamente la migliore risposta possibile a questa barriera di natura tecnica, essendo una soluzione ampiamente collaudata (es. a Karlsruhe). Infatti, sebbene aumenti il costo ed il peso dei veicoli, a causa dell'equipaggiamento di trazione supplementare (trasformatori ed inverter) di cui devono essere dotati i veicoli, l'elettronica di potenza consente di realizzare equipaggiamenti di trazione bitensione poco ingombranti e di facile installazione.

Inoltre, il passaggio tra le due tensioni di alimentazione può sia essere telecomandato attraverso un impianto in linea, sia avvenire automaticamente, mediante un dispositivo a bordo che rileva la variazione di tensione dalla linea di contatto, adattando l'alimentazione dei motori e degli ausiliari.

## OSSErvATORIO

Si potrebbe pensare ad una soluzione alternativa, costituita da un veicolo ibrido elettrico/diesel, che sfruttrebbe la trazione elettrica sulla rete tranviaria cittadina e quella diesel sulle linee ferroviarie convenzionali (es. i veicoli "tram-treno" ibridi RegioCitadis progettati per operare sulla rete ferroviaria non elettrificata nell'area suburbana di Kassel).

I veicoli diesel sono però più rumorosi ed inquinanti di quelli elettrici e soprattutto possiedono minori prestazioni di accelerazione/frenatura rispetto a questi ultimi; la qual cosa non permetterebbe di ottenere molti dei vantaggi in genere introdotti dai sistemi "tram-treno", come, ad esempio, la possibilità di inserire fermate intermedie nelle linee ferroviarie regionali senza aumentare il tempo di viaggio.

### 3.3. L'esercizio promiscuo

Un primo problema discende dal fatto che i veicoli "tram-treno" devono essere in grado di marciare a vista nel tratto di tranvia urbana e di rispettare il segnalamento ferroviario nella circolazione promiscua in ferrovia. A tal fine i veicoli di derivazione tranviaria dovrebbero essere dotati di sistemi di segnalamento e sicurezza compatibili con quelli ferroviari, per esempio a livello di ATP - Automatic Train Protection System. In particolare, i rotabili tranviari di Roma, per poter circolare sulla rete ferroviaria italiana, dovrebbero essere equipaggiati con un sistema di bordo in grado di captare e decodificare le correnti di binario per realizzare la ripetizione segnali in macchina ed il controllo della velocità e di un dispositivo che realizzi il controllo della presenza e della vigilanza del guidatore.

Una seconda questione, di natura normativa, riguarda il fatto che mentre l'esercizio tranviario prevede il guidatore unico e solo, in Italia i regolamenti ferroviari, pur ammettendo in taluni casi che l'agente addetto alla condotta dei mezzi di trazione sia unico, non contemplano che egli sia solo. Dunque, per consentire la circolazione dei veicoli tranviari nella rete ferroviaria italiana, sarà necessario modificare i regolamenti ferroviari oppure si dovrà prevedere un secondo agente a bordo dei veicoli tranviari.

### 3.4. La resistenza strutturale dei veicoli

I tram, marciando a vista nel traffico urbano, richiedono sia maggiori prestazioni di accelerazione/frenatura rispetto ai rotabili ferroviari, sia maggiore visibilità per il guidatore e ciò si traduce nel fatto che i veicoli di derivazione tranviaria sono caratterizzati da una struttura più leggera e meno resistente agli urti e da una parte frontale che, a causa dell'ampia superficie vetrata, vede i respingenti posti ad altezza differente rispetto a quelli dei veicoli ferroviari.

Ciò rende impossibile che un veicolo tranviario raggiunga la resistenza a compressione longitudinale di 1500 kN imposta ai rotabili ferroviari (categoria P-II della norma UNI EN 12663, [6]) dagli standard UIC (fiche UIC 617-5, 625-7 e 631 sulla sicurezza passiva).

I veicoli "tram-treno" possono essere classificati nella categoria P-IV della UNI EN 12663, per la quale la norma stabilisce una resistenza minima a compressione al livello dei respingenti pari a 400 kN.

Dunque, il materiale rotabile tranviario di Roma dovrebbe raggiungere la massima resistenza strutturale (senz'altro maggiore di 400 kN e possibilmente almeno pari ai 600 kN dei veicoli "tram-treno" tedeschi e francesi) compatibile con le prestazioni di accelerazione/ frenatura richieste ad un veicolo tranviario.

Ciò potrebbe ottenersi riprogettando la parte frontale del veicolo in base alle specifiche fornite dal progetto europeo Safetram [7], che suggerisce di dotare i tram suburbani di tre zone progressive di assorbimento degli urti:

- una prima zona ad assorbimento elastico, costituita da 2 ammortizzatori idraulici collegati da una traversa elastica;
- una seconda zona ad assorbimento plastico, costituita da 2 respingenti ferroviari ed una struttura a nido d'ape;
- una terza zona a deformazione programmata, costituita da elementi del telaio che durante l'urto si deformano opportunamente.

### 3.5. Accessibilità dei veicoli

I tram di ultima generazione sono in genere a pianale parzialmente o integralmente ribassato, per facilitare l'accesso dei passeggeri dai marciapiedi cittadini. In Italia le banchine delle stazioni ferroviarie hanno generalmente un'altezza sul p.d.f. variabile dai 250 mm ai 600 mm.

Ciò implica che il massimo gap verticale fra il pavimento di un moderno tram a pianale ribassato (es. il Cityway 2 ha un'altezza del pavimento sul p.d.f. pari a 350 mm) e le banchine ferroviarie può essere superiore al massimo valore di 250 mm, consentito dalla norma UNI EN 14752:2006 [8] "Applicazioni ferroviarie - Sistemi di ingresso laterale per il materiale rotabile" o del limite massimo di 200 mm suggerito dal progetto europeo Crossrail [9], in accordo con il COST 335 [10].

Inoltre, la sagoma dei veicoli tranviari è più stretta di quella dei rotabili ferroviari (sono in genere larghi fra i 2.400 mm e i 2.650 mm), quindi anche il gap orizzontale fra tram e banchine ferroviarie può superare il valore massimo di 275 mm, stabilito dalla EN 14752 o i 75 mm suggeriti dal progetto Crossrail, in accordo con il COST 335.

I succitati gap orizzontale e verticale, se superiori a quelli su indicati, possono essere colmati dotando i veicoli di gradini mobili o di rampe retrattili.

## OSSEVATORIO

### 3.6. Scartamento

La differenza di scartamento fra tramvia (1445 mm) e ferrovia (1435 mm) nella città di Roma costituisce praticamente un unicum; è presente solo in alcune delle principali città italiane, quali Milano e Torino, ed è dovuta a ragioni storiche. Ad esempio, anche nella città di Napoli l'originale scartamento tranviario era di 1445 mm e solo negli anni '30 fu portato all'attuale scartamento standard di 1435 mm.

Tale differenza, di appena 10 mm, è troppo piccola per pensare di risolverla posando una terza rotaia lungo le linee tranviarie, per realizzare dei binari a doppio scartamento, come a Kassel, e troppo grande per risolverla con un profilo speciale della ruota.

Per consentire la circolazione dei tram di nuova generazione in ferrovia è quindi necessario dotare tali veicoli di un dispositivo per scartamento variabile, specifico per i carrelli a ruote indipendenti, impiegati sui veicoli tranviari a pianale ribassato.

Visto che in letteratura non si è reperito un tale dispositivo, esso è stato studiato nel presente lavoro e verrà descritto al punto 5.

### 3.7. Interazione ruota-rotaia

Il problema deriva dal fatto che, in genere, le reti tranviarie urbane sono armate con rotaie a gola, posate senza inclinazione, mentre le reti ferroviarie sono armate con rotaie Vignole posate a 1:20 o ad 1:40.

Nel caso di Roma, la rete tranviaria è armata con rotaie dal profilo a gola (Ir2 in rettilineo e Ir3 in curva) secondo la norma UNI 3142 [11], mentre la rete ferroviaria gestita da R.F.I. è armata con rotaie Vignole posate ad 1:20.

Per poter interagire correttamente con i due succitati tipi di rotaie le ruote tranviarie e ferroviarie sono considerevolmente differenti fra loro. In particolare le ruote tranviarie, con cerchioni di tipo UNI 3332 [12], rispetto a quelle ferroviarie risultano:

- di larghezza inferiore (84 mm contro 135 mm);
- di diametro inferiore (680 mm a nuovo, mentre il campo di variazione delle ruote ferroviarie è pari a 700-1.250 mm);
- aventi un bordino più

stretto e basso per adattarsi alla gola delle rotaie tranviarie che, a Roma, è larga appena 31 mm.

A causa delle dimensioni sopra riportate, il problema principale di interazione ruota-rotaia di un veicolo tranviario circolante in ferrovia è costituito dalla distanza fra rotaia e controrotaia di fronte al cuore dei deviatoi ferroviari, che non consente un corretto instradamento della ruota tranviaria.

A ciò si può ovviare studiando un profilo speciale della ruota, analogamente a quanto avvenuto a Karlsruhe (fig. 1), dove è stato sviluppato un cerchione con bordino stretto, per circolare nelle rotaie tranviarie a gola, e di larghezza ferroviaria (135 mm), in modo tale che la parete interna della ruota, posta al di sopra del livello stradale, entri in contatto con la controrotaia ferroviaria, che ha dovuto essere rialzata.

Ad ogni modo, un profilo di tal genere andrebbe sviluppato studiando con estrema attenzione i problemi di usura connessi con l'esiguità del suo bordino, tenuto anche conto che un tale profilo, di stretta derivazione tranviaria, in ferrovia si trova ad affrontare tracciati notevolmente diversi da quelli tranviari oltre che per l'armamento anche per i differenti raggi di curvatura e per la presenza della sopraelevazione nelle curve. Il problema sarà approfondito al punto 6.

### 4. Sicurezza attiva e passiva

Come visto in precedenza, il deficit in sicurezza passiva che i veicoli "tram-treno" presentano rispetto ai rotabili ferroviari, causato da una resistenza agli urti inferiore agli standard ferroviari definiti dalle fiche UIC, può esse-

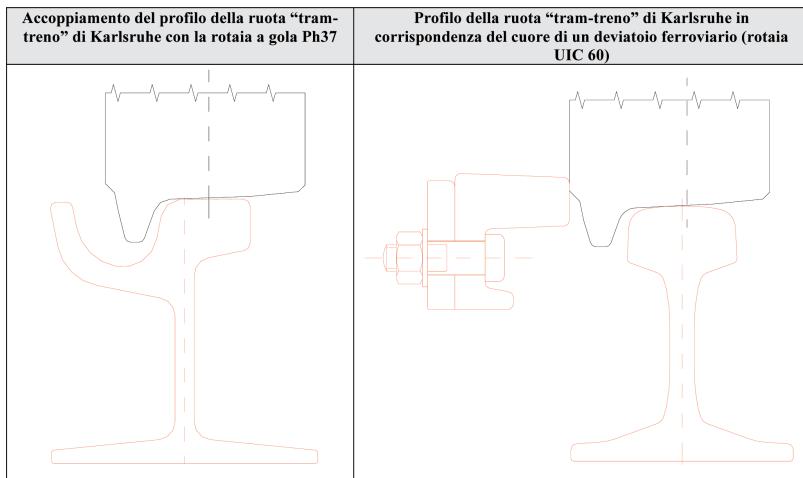


Fig. 1 – Il profilo della ruota "tram-treno" di Karlsruhe accoppiato con una rotaia tranviaria a gola (a sinistra) e con una rotaia ferroviaria in corrispondenza del cuore di un deviatoio.

## OSSEVATORIO

TABELLA 2  
CONFRONTO FRA SICUREZZA ATTIVA E PASSIVA DEI VEICOLI IN POSSIBILI SCENARI DI URTO FRONTALE

	Tram			Tram-treno			Automotrice leggera		
M = Massa a vuoto [t]	35			55			129		
F = Resistenza a livello dei respingenti [kN]	200			600			1500		
E <sub>A</sub> = Energia assorbibile dal veicolo a livello dei respingenti [kJ]	168			252			530		
D = Decelerazione media in frenatura d'emergenza [m/s <sup>2</sup> ]	2,73			2,73			1,2		
Vi = Velocità iniziale del veicolo [km/h]	100			100			100		
S = Distanza dall'inizio della frenatura all'ostacolo [m]	140	100	50	140	100	50	140	100	50
Vf = Velocità del veicolo al momento dell'impatto [km/h]	10	54	80	10	54	80	75	83	92
E <sub>C</sub> = Energia cinetica del veicolo al momento dell'impatto [kJ]	126	3948	8726	198	6204	13712	28097	34289	42029
E <sub>A</sub> /E <sub>C</sub> % = rapporto percentuale fra Energia assorbibile e Energia cinetica all'impatto	133	4,3	1,9	127	4,1	1,8	1,9	1,5	1,3

re in parte compensato dalle loro maggiori prestazioni di sicurezza attiva, dovute alle loro notevoli performance in frenatura/accelerazione. Ad esempio, in caso di urto frontale di un veicolo "leggero" con un convoglio ferroviario, supponendo che il veicolo "leggero" inizi a decelerare a partire da una certa distanza di visibilità dall'ostacolo e facendo variare detta distanza, è possibile osservare in tabella 2 come il rapporto fra l'energia cinetica con cui il veicolo arriva all'impatto e l'energia che esso è in grado di assorbire al livello dei respingenti, stimata con un calcolo di massima<sup>(1)</sup>, sia, in tutti i casi esaminati, favorevole al tram e al "tram-treno" rispetto all'automotrice leggera.

I grafici riportati nelle figg. 2 e 3 mostrano la correlazione fra le caratteristiche legate alla sicurezza passiva dei veicoli (carico di tamponamento) con quelle legate alla sicurezza attiva (frenatura di servizio e d'emergenza).

In questi grafici i veicoli "tram-treno" sono paragonati ai tram ed alle automotrici leggere, che sono i rotabili ferroviari più simili ai veicoli di derivazione tranviaria. Per realizzare tali grafici è stato considerato un campione di 7 "tram-treni", 27 tram e 14 automotrici leggere, fra i quali alcuni esempi rappresentativi sono indicati in figura.

I grafici riportati nelle figg. 2 e 3 evidenziano che i veicoli "tram-treno", pur avendo una resistenza strutturale intermedia fra i tram e le automotrici leggere, presentano caratteristiche di sicurezza attiva paragonabili ai migliori tram e di gran lunga superiori alle automotrici leggere.

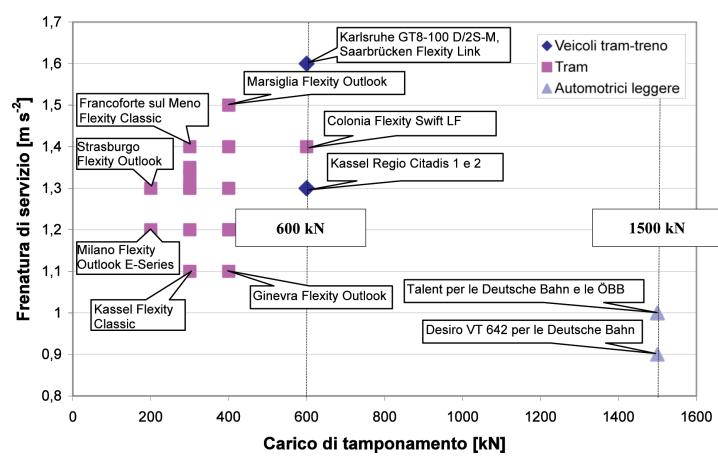


Fig. 2 – Correlazione fra le caratteristiche legate alla sicurezza passiva dei veicoli (carico di tamponamento) e quelle legate alla sicurezza attiva (frenatura di servizio).

<sup>(1)</sup> Per il calcolo sono stati considerati un tram di massa 35 t e resistenza alla compressione a livello dei respingenti di 200 kN, un tram-treno di massa 55 t resistenza di 600 kN ed un'automotrice leggera di massa pari a 129 t e resistenza di 1500 kN. Il calcolo è stato eseguito, per semplicità, a parità di deformazione longitudinale dei tre veicoli (475 mm), sulla base dei valori di assorbimento dell'energia forniti per i primi due veicoli dal progetto europeo Safetram [7] e per l'automotrice leggera prendendo a riferimento il "treno regionale" della norma UNI EN 15227 [13].

## OSSEVATORIO

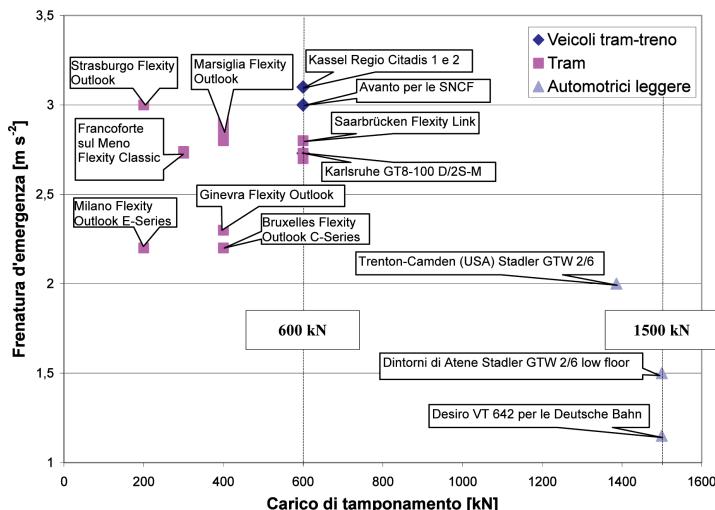


Fig. 3 – Correlazione fra le caratteristiche legate alla sicurezza passiva dei veicoli (carico di tamponamento) e quelle legate alla sicurezza attiva (frenatura d'emergenza).

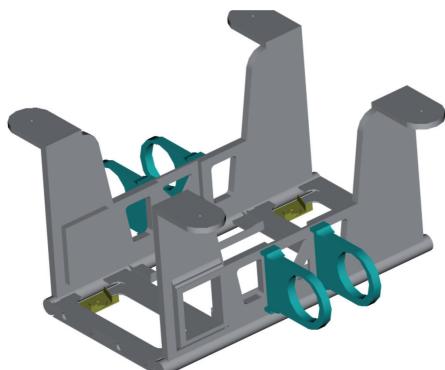


Fig. 4 – Assonometria del telaio del carrello motore del Cityway 2 di Roma.

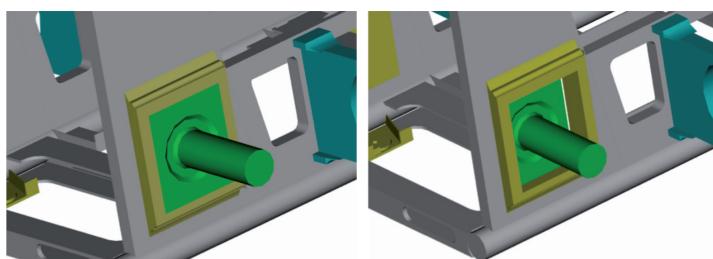


Fig. 5 – Assonometrie della parte del carrello da movimentare per realizzare il cambio di scartamento, nelle due posizioni corrispondenti allo scartamento traniario di 1445 mm (a sinistra) e ferroviario 1435 mm (a destra).

Grazie a tale peculiarità i "tram-treno" potrebbero costituire una tipologia di veicoli a se stante, rispondente a precise specifiche tecniche ancora da definire a livello europeo (si vedano i progetti Crossrail e Libertin).

### 5. Il dispositivo per scartamento variabile

Nel presente punto viene descritto lo schema di principio di un innovativo dispositivo per scartamento variabile, ideato per i carrelli a ruote indipendenti, impiegati sui veicoli tranviari a pianale ribassato. Lo schema di principio del dispositivo è stato sviluppato con riferimento al veicolo Cityway 2, preferito al Cityway 1 poiché è un tram moderno con entrambi i carrelli a ruote indipendenti, ma il dispositivo può essere, in linea generale, adattato a qualsiasi tram a pianale integralmente ribassato ed inoltre può realizzare anche variazioni diverse da quella di 10 mm presente nella città di Roma.

In particolare, lo schema di principio in oggetto si riferisce al carrello motore del Cityway 2, scelto poiché rispetto al carrello portante richiede la soluzione di un maggior numero di problemi tecnici dovuti alla presenza del gruppo riduttore. Infatti, il carrello motore del Cityway 2 è equipaggiato con due motori (destro e sinistro) ciascuno dei quali comanda, per mezzo di doppi giunti cardanici e ruote coniche, la coppia di ruote presente sul suo stesso lato. In fig. 4 è riportata una vista in assonometria del telaio del carrello motore (senza gruppo moto-riduttore) del tram Cityway 2, mentre in fig. 5 sono riportate le assonometrie della parte del carrello da movimentare per realizzare il cambio di scartamento, nelle due posizioni corrispondenti allo scartamento tranviario (1445 mm) e ferroviario (1435 mm). È da notare che, in figura, la differenza fra i due scartamenti, di soli 10 mm, è volutamente non in scala (ingigantita) affinché risulti sufficientemente visibile.

L'elemento principale del dispositivo è il gruppo scorrevole, che è un elemento quadrato, solidale con il fusello sul quale viene calettata la ruota, ed in grado di compiere una traslazione orizzontale movendosi all'interno del telaio del carrello.

Questa traslazione laterale è permessa dalla chiave d'incastro, che, interagendo con un'infrastruttura opportunamente progettata per mezzo del

## OSSERVATORIO

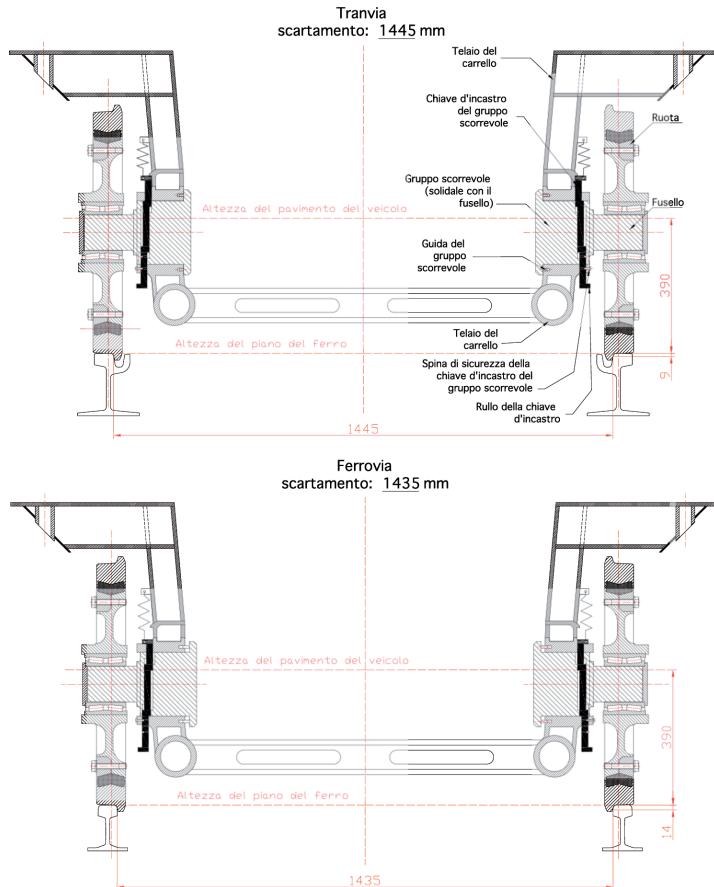


Fig. 6 – Schema di principio del dispositivo per scartamento variabile nelle due posizioni di riposo, corrispondenti allo scartamento tranviario e ferroviario.

suo rullo, è in grado di compiere una traslazione verticale durante la quale sblocca il gruppo scorrevole, permettendogli di compiere la variazione di scartamento, e lo blocca nelle due posizioni estreme corrispondenti allo scartamento tranviario e ferroviario. Come mostrato in fig. 6, la chiave d'incastro viene assicurata nelle due posizioni estreme da una spina di sicurezza (la posizione superiore della chiave d'incastro corrisponde allo scartamento tranviario, quella inferiore allo scartamento ferroviario). È da sottolineare che, grazie alle sue ridotte dimensioni, il dispositivo non interferisce con il gruppo riduttore, anzi il doppio giunto cardanico consente le piccole traslazioni delle ruote durante la variazione di scartamento.

La fig. 7 mostra le posizioni della chiave d'incastro durante la traslazione orizzontale del gruppo scorrevole che realizza la variazione di scartamento.

In fig. 8 viene mostrata la vista laterale di un possibile schema di principio della succitata infrastruttura che, durante le 7 fasi nelle quali si può suddividere la variazione di scartamento, interagendo con il rullo della chiave d'incastro, realizza la traslazione verticale della chiave d'incastro stessa e, movendo lateralmente il gruppo scorrevole e le ruote, momentaneamente scaricate dal peso del veicolo, realizza la variazione di scartamento.

L'infrastruttura, della lunghezza di poche decine di metri, vista la modesta entità della variazione di scartamento da realizzare di appena 10 mm, potrebbe essere costituita da due travi di guida dei rulli, atte a realizzare lo sblocco ed il blocco delle chiavi d'incastro del carrello, poste all'interno ed in posizione rialzata rispetto al binario di corsa nel quale fra le sezioni a scartamento tranviario e ferroviario sia previsto un tratto speciale a scartamento decrescente la cui funzione sia quella di muovere trasversalmente le ruote realizzando la variazione di scartamento.

Va infine sottolineato che la variazione di scartamento, che il veicolo può realizzare solo marciando a velocità ridotta, di circa 30 km/h, può avvenire contemporaneamente al cambio di alimentazione elettrica, al fine di non introdurre un ulteriore prolungamento del tempo di viaggio.

### 6. Interazione ruota-rotaia

Nella presente memoria si è analizzato un profilo speciale di ruota per veicoli "tram-treno", studiandone l'interazione geometrica (accoppiamento di forma) con le rotaie ferroviae e l'influenza sul comportamento della dinamica di marcia, in piena curva, di un veicolo tranviario in ferrovia, in confronto con un profilo di ruota ferroviario standard.

In particolare, utilizzando un codice di calcolo multicropo, è stato realizzato il modello di un veicolo tranviario per studiare il comportamento del suddetto profilo di ruota speciale mediante simulazione della dinamica di marcia in sede ferroviaria e confronto con un profilo ferroviario standard.

Il profilo di ruota "tram-treno" scelto, di seguito indicato come KVV, è simile a quello utilizzato per i veicoli

## OSSEVATORIO

tram-treno di Karlsruhe (serie GT8-100C/2S e GT8-100D/2S-M). Il comportamento di questo profilo è stato paragonato a quello del profilo ORE S1002, adottato dalla maggior parte delle amministrazioni ferroviarie europee.

Il confronto è stato eseguito accoppiando i profili delle ruote con la rotaia UIC 60 posata ad 1:40 (come avviene in Germania).

### 6.1. Il codice di calcolo multicorpo

Un sistema meccanico multicorpo è l'insieme degli elementi meccanici (corpi e vincoli) che, assemblati virtualmente, concorrono alla costruzione del modello che sia in grado di riprodurre un sistema meccanico reale.

Un codice di calcolo multicorpo è un insieme di strumenti (codici di calcolo) adatto alla ricostruzione informatica di sistemi meccanici ed in generale permette di:

- calcolare le forze e le accelerazioni cui è sottoposto;
- descrivere e predire il moto di ogni singolo elemento che compone il sistema meccanico complesso;
- analizzarne il comportamento vibrazionale.

L'insieme ferroviario veicolo-via è un sistema meccanico complesso; pertanto può essere ricostruito, analizzato e modificato come sistema multicorpo.

Il processo di analisi cinematico-dinamica computerizzata per un sistema meccanico, con l'ausilio di un codice di calcolo multicorpo, si può suddividere in 7 fasi:

1. creazione di un modello idealizzato dal meccanismo fisico reale;
2. composizione del modello mediante elementi di base;
3. rappresentazione schematica del modello-meccanismo;
4. scelta del sistema di unità di misura per i parametri di analisi;
5. costruzione del sistema di equazioni D.A.E. (equazioni algebriche differenziali);
6. risoluzione del sistema D.A.E.;
7. osservazione ed interpretazione dei risultati del calcolo.

### 6.2. Il modello del veicolo

Per la simulazione dell'interazione ruota-rotaia si è deciso di costruire il modello di un veicolo di tipo tranviario, con caratteristiche simili ai moderni veicoli "tram-treno". Si tratta quindi di un tram che adotta la "soluzione mista":

- carrello motore "tradizionale" con sale ad assili;
- carrello portante a ruote indipendenti;

garantendo il piano ribassato per il 75% della sua lunghezza.

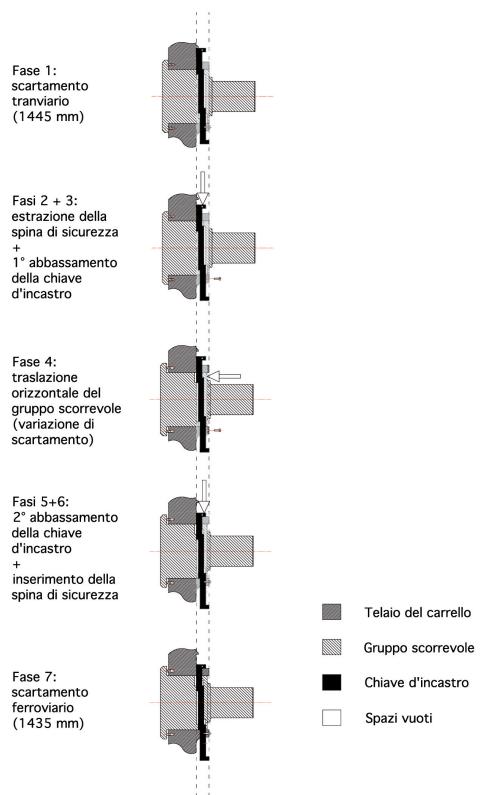


Fig. 7 – Movimenti della chiave d'incastro durante le 7 fasi in cui può essere suddivisa la variazione di scartamento.

Il rotabile risulta composto da 5 moduli: una cassa di testa, una cassa intermedia, una cassa di coda e due intercomunicanti che poggiano sui due carrelli portanti a ruote indipendenti e che collegano la cassa intermedia con le casse di testa e di coda. La configurazione del veicolo è Bo-2-2-Bo: dei 4 carrelli, i due di estremità sono motorizzati sulle singole sale mentre i due centrali sono portanti ed a ruote indipendenti.

Il modello non intende rappresentare alcun veicolo esistente, sebbene per la sua costruzione ci si sia basati in parte su componenti di veicoli esistenti.

In fig. 9 è riportata una rappresentazione "scheletrica" ("wireframe") in tre dimensioni del veicolo nell'ambiente di simulazione multicorpo, mentre in tabella 3 vengono riportate le caratteristiche principali del veicolo modellato.

### 6.3. Analisi geometrica dei profili

L'analisi geometrica ha previsto la determinazione delle seguenti caratteristiche dell'accoppiamento dei due

## OSSEVATORIO

profili in esame (KVV e S1002) con la rotaia ferroviaria UIC60:

- raggi di rotolamento (differenza fra ruota destra e sinistra) delle ruote in funzione della posizione dell'asse rispetto al binario;
- angoli di contatto (differenza fra ruota destra e sinistra) delle ruote in funzione della posizione dell'asse rispetto al binario;
- conicità equivalente  $\gamma^{(2)}$ ;
- distribuzione dei punti di contatto.

Ciò al fine di investigare le possibili conseguenze del particolare accoppiamento fra un profilo di ruota "tram-treno" ed una rotaia ferroviaria sia sul fenomeno dell'usura, sia sulla dinamica di marcia, in particolare dei carrelli portanti a ruote indipendenti.

Infatti, un aspetto di estrema importanza che riguarda gli assili a ruote indipendenti è quello del centreggio durante la marcia in rettilineo. È evidente che mentre per gli assili tradizionali il centreggio può essere garantito dall'effetto bicono, questo risulta impossibile con assili a ruote indipendenti. L'unica possibilità per ottenere il centreggio, utilizzando assili a ruote indipendenti, è quella di sfruttare il cosiddetto richiamo gravitazionale.

In genere i profili sono definiti da due parametri fondamentali: la differenza dei raggi di rotolamento (si noti che l'angolo formato dal diagramma e dall'asse delle ascis-

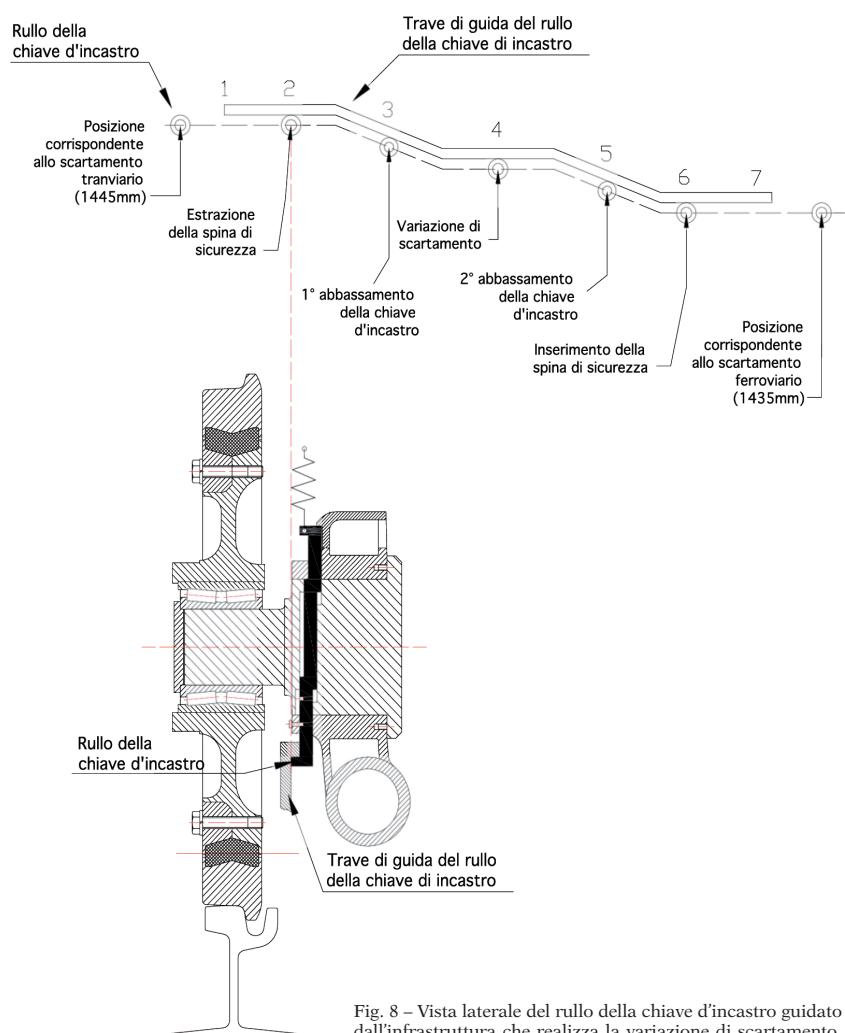


Fig. 8 – Vista laterale del rullo della chiave d'incastro guidato dall'infrastruttura che realizza la variazione di scartamento.

se risulta doppio rispetto al valore della conicità geometrica costruttiva del profilo del cerchio) e degli angoli di contatto delle ruote in funzione della posizione dell'asse rispetto al binario.

Per un profilo di cerchio di tipo conico (Conico FS), il diagramma di questi parametri risulta rettilineo e facilmente interpretabile sia nella zona della fascia di rotolamento della ruota che in quella del bordino.

Per un profilo non conico, l'andamento di questi due parametri al variare dello spostamento trasversale dell'asse non è rettilineo; pertanto viene tenuto in conto l'angolo della retta interpolante, cioè la cosiddetta conicità equivalente.

<sup>(2)</sup> La conicità equivalente  $\gamma$  è definita come  $\gamma = \frac{r_1 - r_2}{2y}$  dove  $r_1$  e  $r_2$  sono il raggio della ruota sinistra e destra e  $y$  è lo spostamento laterale della sala.

## OSSERVATORIO

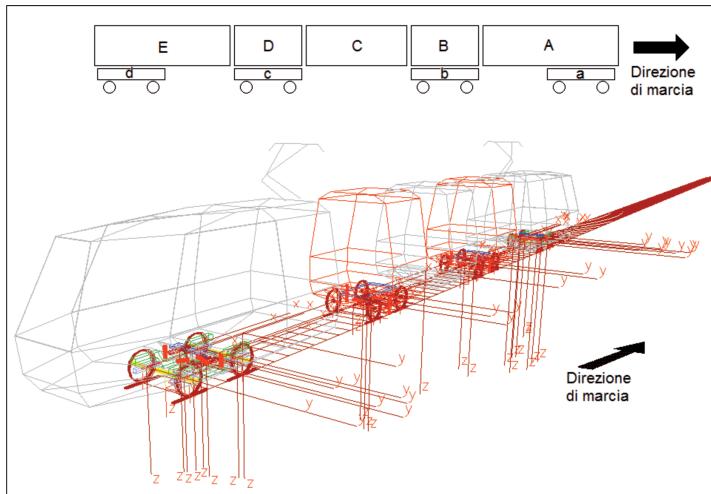


Fig. 9 – Schema della configurazione del rotabile e rappresentazione “scheletrica” (“wiresframe”) in tre dimensioni nell’ambiente di simulazione multicorpo: A: modulo di guida; B: intercomunicante; C: modulo intermedio; D: intercomunicante; E: modulo di guida; a: primo carrello motore a sale montate complete; b: primo carrello portante a ruote indipendenti; c: secondo carrello portante a ruote indipendenti; d: secondo carrello motore a sale montate complete.

Supponendo di utilizzare per assili a ruote indipendenti profili di cerchione di tipo conico, con differenza nulla degli angoli di contatto nell’intorno del circolo di rotolamento, non si ottiene nessuna forza di richiamo gravitazionale verso il centro. Conseguentemente è necessario, in tale caso utilizzare un profilo a conicità variabile (tipo profilo ad usura diffusa, S1002), che può dare una differenza degli angoli di contatto.

Alla luce delle considerazioni sopra esposte risulta quindi evidente l’importanza dell’analisi geometrica del profilo di ruota “tram-treno” KVV, in confronto con il profilo S1002, anche e soprattutto per valutarne la sua influenza sul comportamento di un carrello a ruote indipendenti.

A tal fine, come premessa all’analisi, vengono riportate in tabella 4 le principali caratteristiche geometriche dei due profili di ruota (KVV e S1002), dal cui confronto è già possibile rilevare l’esiguità del bordino del profilo KVV rispetto a quello del S1002 [14].

In fig. 10 viene mostrato l’accoppiamento di forma dei due profili di ruota (KVV e S1002) con la rotaia ferroviaria UIC 60 posata con l’inclinazione di 1/40, come avviene in Germania.

Nelle figg. 11 e 12 vengono quindi riportati, rispettivamente per il profilo KVV e S1002, i grafici ottenuti con il codice di calcolo multicorpo:

TABELLA 3  
CARATTERISTICHE PRINCIPALI DEL VEICOLO  
MODELLATO PER STUDIARE IL COMPORTAMENTO  
DINAMICO DEL PROFIL DI RUOTA “TRAM-TRENO”  
SULLE ROTAIE FERROVIARIE

Principali caratteristiche del veicolo modellato con il codice di calcolo multicorpo	
Rodiggio	Bo-2-2-Bo
Scartamento	1.435 mm
Lunghezza totale	31.250 mm
Larghezza	2.400 mm
Altezza cassa escluso il pantografo	3.560 mm
Peso a vuoto	40 t
Altezza pavimento sul p.d.f.	350 mm (75%)
Altezza pavimento sul p.d.f.	880 mm (zona piano alto)
Passo del carrello	1.750 mm
Diametro delle ruote nuove	740 mm

TABELLA 4  
PRINCIPALI CARATTERISTICHE GEOMETRICHE DEI  
PROFILI DI RUOTA KVV E S1002

Caratteristiche	Profilo della ruota	KVV	S1002
Larghezza del cerchione [mm]		135	135÷140
Distanza fra le facce interne dei cerchioni in corrispondenza del piano del ferro [mm]		1374 (*)	1360
Distanza fra le facce interne dei cerchioni 10 mm al di sotto del circolo nominale di rotolamento [mm]		1378	1360
Distanza fra le facce esterne dei bordini 10 mm sotto al circolo nominale di rotolamento [mm]		1426	1425
Grossozza del bordino nel piano del circolo nominale di rotolamento [mm]		29,5	36
Altezza del bordino [mm]		28	30

(\*) Il valore europeo standard di 1360 mm per il profilo KVV è assunto 9,5 mm sopra il circolo nominale di rotolamento

## OSSEVATORIO

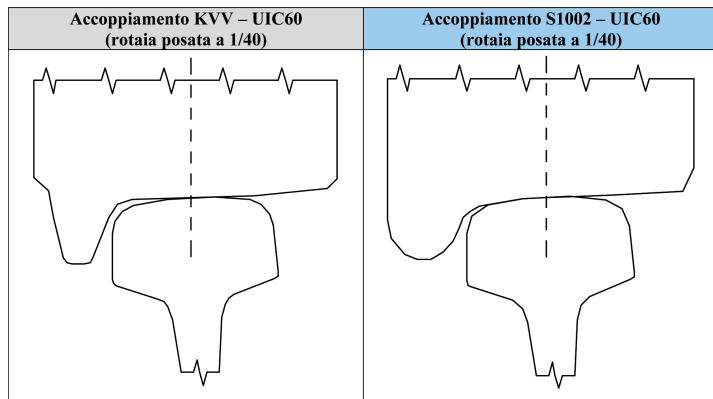


Fig. 10 – Accoppiamento di forma dei due profili di ruota (KVV e S1002) con la rotaia ferroviaria UIC 60 posata a 1/40.

- dei raggi di rotolamento (differenza fra ruota destra e sinistra),
- degli angoli di contatto (differenza fra ruota destra e sinistra),
- e della conicità equivalente

delle ruote in funzione della posizione dell'assile rispetto al binario, unitamente alla distribuzione dei punti di contatto.

Dai grafici sopra riportati si evince che per il profilo KVV (come per il profilo conico) risultano rettilinei i diagrammi della differenza fra i raggi di rotolamento e fra gli angoli di contatto delle ruote in funzione della posizione trasversale dell'assile rispetto al binario.

Di contro per il profilo ad usura diffusa S1002 (profilo a conicità variabile) l'andamento di questi due parametri al variare dello spostamento trasversale dell'assile non è rettilineo (pertanto si tiene in conto l'angolo della retta interpolante, cioè la cosiddetta conicità equivalente).

Ciò implica che utilizzando per assili a ruote indipendenti il profilo KVV, con differenza bassissima degli angoli di contatto nell'intorno del circolo di rotolamento, non si ottiene nessuna forza di richiamo gravitazionale verso il centro, ossia non si realizza l'autocentraggio della sala in rettilineo. Questo fenomeno comporta una maggiore usura della rotaia in rettilineo rispetto ai carrelli "tradizionali". D'altro canto, oltre a presentare un richiamo gravitazionale notevole, il profilo S1002 possiede anche una elevata conicità equivalente, che ad alta velocità può causare fenomeni di instabilità su carrelli ad assili tradizionali.

A differenza del profilo S1002 (che presenta una distribuzione uniforme dei punti di contatto) il profilo KVV presenta due zone ad alta densità dei punti di contatto (la prima in corrispondenza del raggio nominale di rotolamento e la seconda nella zona di contatto fra rotaia e bordino della ruota). Queste alte concentrazioni dei punti di contatto potrebbero causare fenomeni di usura localizzata sul profilo KVV.

### 6.4. Dinamica di marcia in curva

#### 6.4.1. Premessa

Al fine di indagare l'influenza del profilo di ruota KVV sul comportamento di un veicolo "tram-treno" in sede ferroviaria, mediante confronto con il profilo ferroviario standard S1002, sono state eseguite una serie di simulazioni della dinamica di marcia del rotabile in piena curva, nelle quali si sono tenute fisse le caratteristiche costruttive del binario, così come la velocità di lancio assegnata al moto del veicolo. Sono di seguito riportati i parametri fondamentali adottati per le simulazioni:

- profilo della ruota: KVV e S1002;
- raggio di curvatura del tracciato di 20, 50, 100, 150, 200, 250, 400, 600, 800, 1000 m (ogni tracciato è stato costruito con un tratto centrale curvilineo a curvatura costante raccordato a due tratti rettilinei, uno iniziale e uno finale, con classici raccordi ferroviari parabolici);
- sopralzo della curva:  $h=0,16$  m;
- coefficiente d'attrito ruota-rotaia:  $\mu=0,15$ ;
- velocità del veicolo:  $v=10$  m/s;
- durata della simulazione: 40 s.

In fig. 13 è riportato un esempio di definizione del tracciato nell'ambiente di simulazione utilizzato; sulla sinistra è raffigurata la finestra per l'inserimento dei valori relativi ai parametri caratteristici del tracciato e sulla destra una rappresentazione bidimensionale del tracciato (vista dall'alto e curvatura nel piano orizzontale). L'esempio si riferisce al tracciato di prova caratterizzato da un raggio di curvatura di 200 m e da una lunghezza totale di 450 m.

Definite le caratteristiche del veicolo e dei tracciati di prova, sono state quindi analizzate le forze di pseudo-slittamento longitudinali e trasversali che si sviluppano fra ruota e rotaia e gli spostamenti trasversali delle sale dei carrelli motori e portanti, al variare del profilo della ruota e del raggio di curvatura del tracciato.

L'analisi dinamica è stata condotta in condizioni "quasi statiche", ossia estrapolando i valori massimi delle forze e degli spostamenti in piena curva dai grafici che riportano l'andamento nel tempo delle grandezze sopra citate (fig. 14). Non sono stati quindi considerati i transitori in entrata ed in uscita di curva.

Per l'analisi sono stati scelti il primo carrello motore e il primo carrello portante perché sono i più importanti per studiare l'iscrizione in curva del veicolo ed, inoltre, tale scelta ha consentito di studiare l'influenza del profi-

## OSSERVATORIO

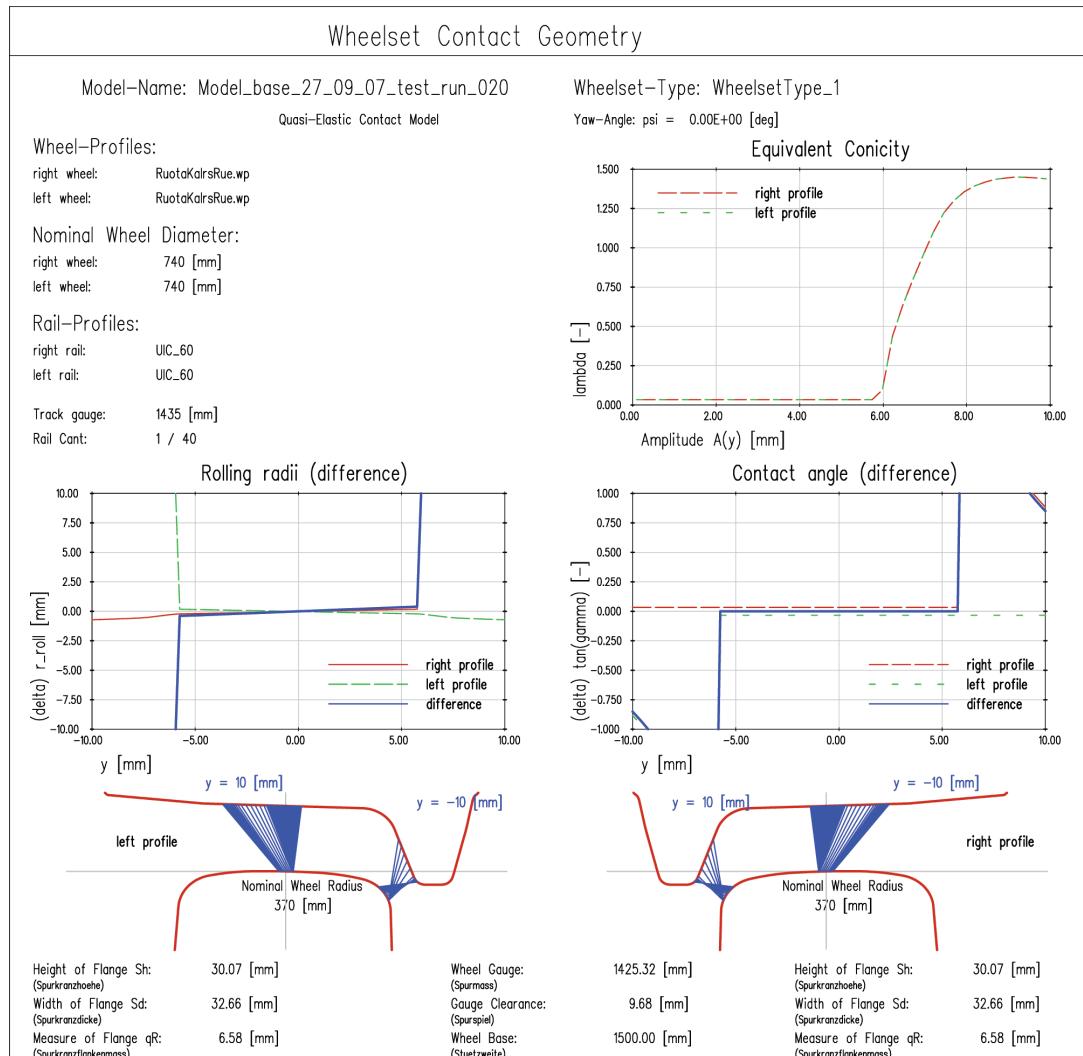


Fig. 11 – Caratteristiche dell'accoppiamento di forma fra il profilo di ruota KVV (diametro della ruota pari a 740 mm) e la rotaia UIC 60 (posa a 1/40).

lo KVV, in confronto con il profilo S1002, sia su un carrello "tradizionale" con assili che su un carrello a ruote indipendenti.

### 6.4.2. Risultanti longitudinali delle forze di pseudo-slittamento

Nelle figg. da 15 a 17 sono riportati dei grafici riassuntivi ottenuti estraendo i valori massimi delle forze di pseudo-slittamento longitudinale Tx in piena curva (condizioni "quasi statiche") dagli andamenti nel tempo delle Tx stesse

e riportando tali valori in funzione del raggio di curvatura. I grafici delle figg. 15 e 16 riportano, rispettivamente per il profilo S1002 e KVV, l'andamento, al variare del raggio di curvatura del tracciato, del valore massimo in "piena curva" delle forze di pseudo-slittamento longitudinale Tx sulle quattro ruote del primo carrello motore (ad assili).

I grafici evidenziano, nel caso del profilo KVV l'assenza di un raggio di curva per il quale le risultanti longitudinali delle forze di pseudo-slittamento sulla sala anteriore invertono la loro azione, mentre tale effetto è presente

## OSSEVATORIO

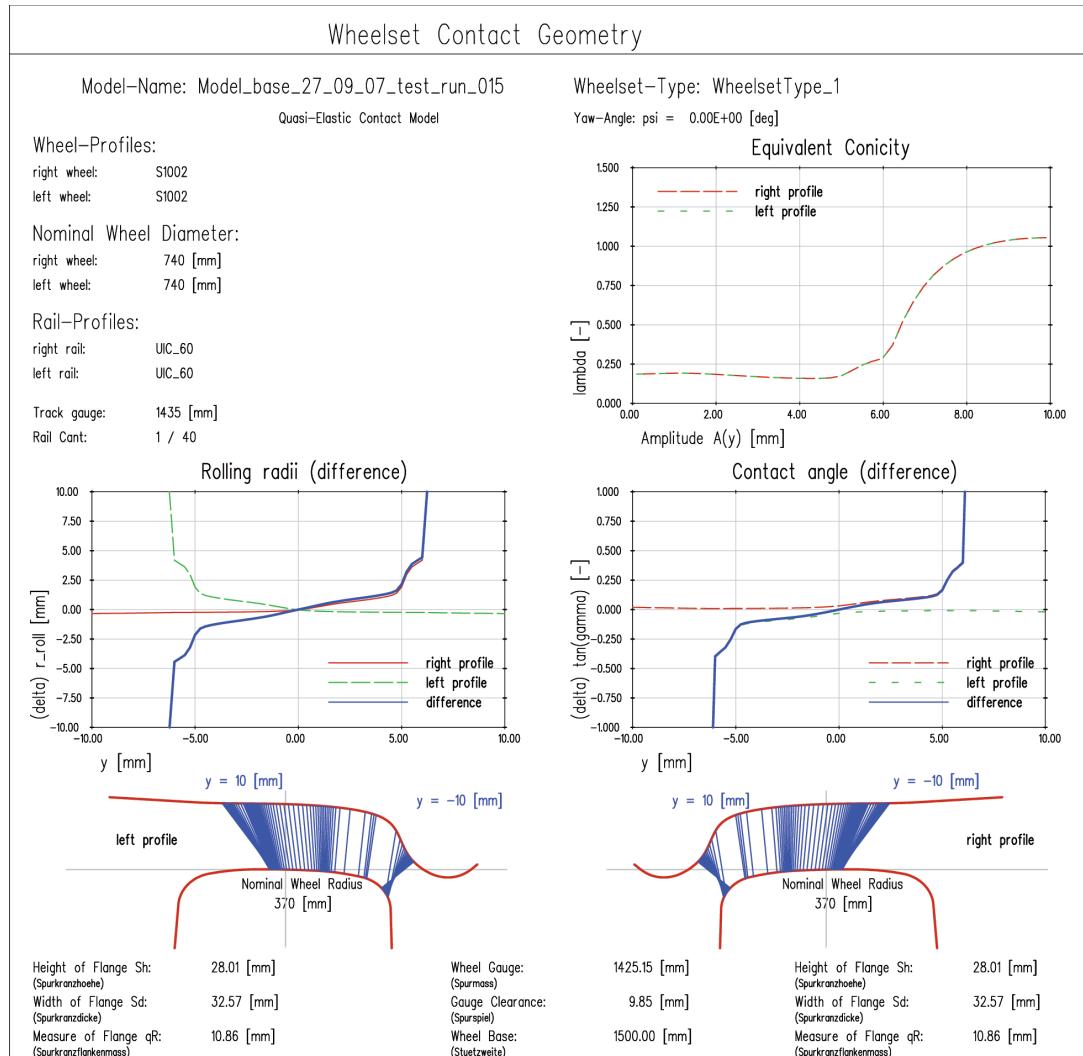


Fig. 12 – Caratteristiche dell'accoppiamento di forma fra il profilo di ruota S1002 (diametro della ruota pari a 740 mm) e la rotaia UIC 60 (posa a 1/40).

nel caso della adozione del profilo S1002 (raggio di curva pari a 220m). I grafici relativi al primo carrello portante (a ruote indipendenti), realizzati rispettivamente impiegando il profilo S1002 e successivamente il profilo KVV, sono fra loro del tutto analoghi (in fig. 17 viene riportato, a titolo di esempio, solo quello relativo all'utilizzo del profilo KVV) e confermano che, indipendentemente dal profilo della ruota, la differenza fondamentale nel comportamento tra una sala a ruote indipendenti ed una sala con ruote calettate rigidamente ad un assile, in assenza di forze mo-

trici e frenanti, risiede nel fatto che per la prima l'interazione tra ruota e rotaia può avvenire solo in senso trasversale [15, 16], mentre nel caso di un assile tradizionale l'interazione tra ruota e rotaia può avvenire sia in senso longitudinale sia in senso trasversale (sono presenti pseudo-slittamenti longitudinali e trasversali).

### 6.4.3. Risultanti trasversali delle forze di pseudo-slittamento

Analogamente a quanto effettuato per l'analisi delle for-

## OSSEVATORIO

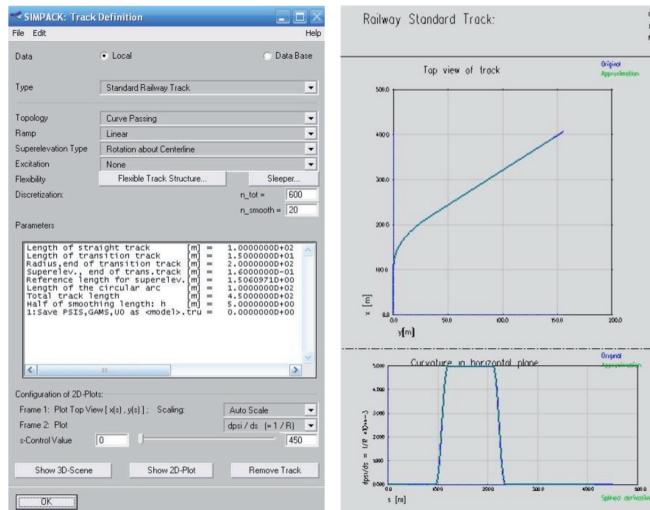


Fig. 13 – Esempio di definizione del tracciato nell'ambiente di simulazione SIMPACK®.

ze risultanti longitudinali  $T_x$ , sono stati realizzati dei grafici riassuntivi (figg. 18 e 19) delle risultanti trasversali del-

fatta per il verso della forza agente sulla ruota sinistra della prima sala opposto nei due casi. Nei grafici è altresì ri-

le forze di pseudo-slittamento in funzione del raggio di curva sulle sale del carrello motore. I diagrammi sono ottenuti estrapolando dai risultati delle simulazioni agli MBS (variazioni temporali) i valori massimi relativi alla marcia in curva piena (condizioni "quasi statiche"). Si noti che non sono stati riportati gli analoghi diagrammi relativi al carrello portante poiché risultano quasi identici. Infatti il sistema di vincolo che congiunge carrello motore e carrello portante non trasferisce momenti flettenti (presenza di ralla per il carrello motore e cerniera verticale per la connessione tra modulo di guida e intercomunicante): carrello motore e carrello portante, sebbene costruiti con diverse architetture risultano, nel piano orizzontale, cinematicamente isolati.

Tali grafici mostrano che, sia nel caso del primo carrello motore sia in quello del primo carrello portante, l'intensità delle forze trasversali risulta più elevata per il profilo KVV, mentre l'andamento delle stesse al variare del raggio di curvatura non presenta particolari differenze fra i due profili di ruota, eccezion

### Testrun 034: KVV, $R = 250$ m

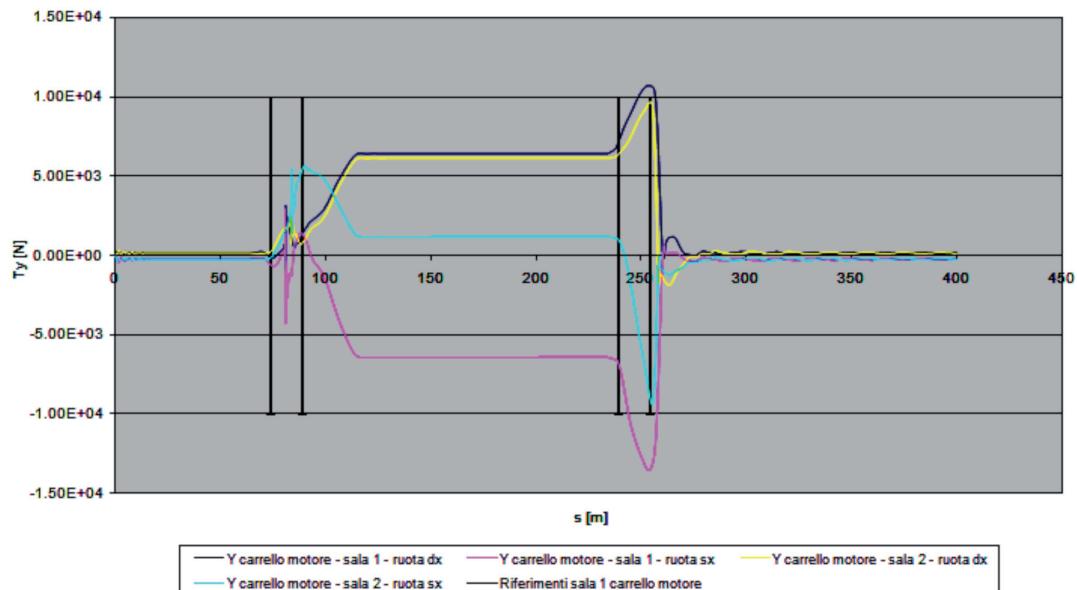


Fig. 14 – Esempio di risultato di simulazione multicorpo per analisi quasi statica (steady-state analysis): variazione temporale della risultante trasversale ( $T_y$ ) delle forze di pseudo slittamento.

## OSSEVATORIO

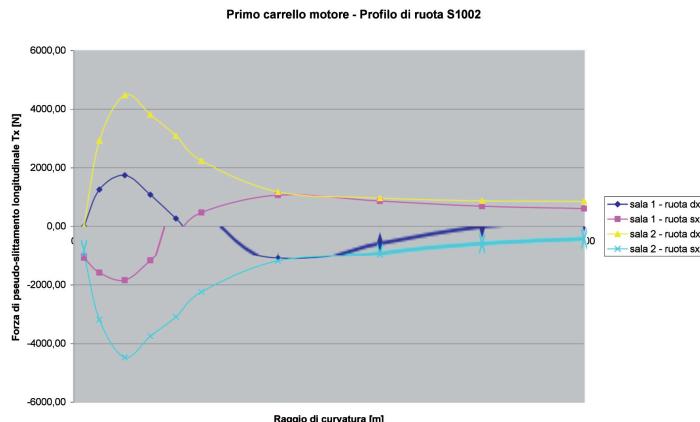


Fig. 15 – Andamenti in funzione del raggio di curvatura del tracciato delle forze di pseudo-slittamento longitudinale TX sulle quattro ruote del primo carrello motore - Profilo S1002.

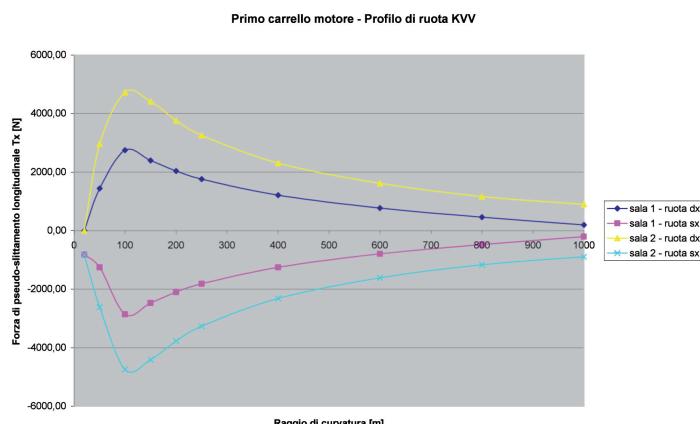


Fig. 16 – Andamenti in funzione del raggio di curvatura del tracciato delle forze di pseudo-slittamento longitudinale TX sulle quattro ruote del primo carrello motore - Profilo KVV.

portato l'andamento dell'accelerazione non compensata ( $a_{nc}$ ) in funzione del raggio di curvatura del tracciato; infatti, poiché nelle simulazioni effettuate si sono tenuti costanti la velocità del veicolo ed il sopralzo, l'accelerazione non compensata dipende solo dal raggio di curva.

### 6.4.4. Spostamenti trasversali del veicolo

Nelle figg. 20 e 21 sono riportati dei grafici riassuntivi, ottenuti estrapolando i valori massimi degli spostamenti trasversali Y dei centri delle sale in piena curva (condizioni "quasi statiche") dagli andamenti nel tempo delle Y relativamente centri delle quattro sale in esame (le due del primo carrello motore ad assili e le due del carrello portante a ruote indipendenti) e riportando la va-

riazione di tali valori al variare del raggio di curvatura del tracciato. I grafici evidenziano che all'aumentare del raggio di curvatura mentre con il profilo S1002 il carrello motore tende a centrarsi sul binario, con il profilo KVV questo fenomeno non avviene e il carrello motore si dispone all'esterno della curva. Il carrello portante si dispone sempre all'interno della curva, in modo più accentuato per il profilo KVV.

### 6.4.5. Premesse per lo studio della dinamica di marcia sul deviatoio ferroviario

Un possibile sviluppo dello studio consiste nell'analisi del comportamento dinamico del profilo di ruota "tram-treno" in corrispondenza dei punti singolari della via, in particolar modo dei deviatoi ferroviari, nell'affrontare i quali, vista l'esiguità del bordino, tale profilo potrebbe presentare notevoli differenze rispetto al profilo di una ruota ferroviaria.

Ciò dovrà comportare lo studio su deviatoi semplici, in deviata ed in corretto tracciato, nonché sulle intersezioni e sui deviatoi inglesi, che presentano cuori doppi in corrispondenza dei quali aumenta notevolmente lo spazio non guidato o nocivo.

Si è quindi condotto uno studio preliminare e qualitativo del passaggio di una ruota "tram-treno" in corrispondenza delle sezioni caratteristiche di un deviatoio ferroviario, prendendo come riferimento, per il momento, uno scambio semplice S.60UNI/400/0,074 d [17] e studiando su di esso il passaggio in deviata di una sala con profili delle ruote "tram-treno".

In fig. 22 è riportata una rappresentazione schematica (vista dall'alto) e la nomenclatura essenziale del deviatoio.

In fig. 23 sono evidenziate le sezioni caratteristiche del deviatoio analizzate, al fine di rilevare possibili criticità, considerando una sala che transita sul deviatoio in deviata, muovendosi dalla punta reale aghi verso la punta matematica del cuore. Sono altresì evidenziate le sezioni che l'analisi condotta ha evidenziato come critiche nel passaggio di una ruota "tram-treno" con profilo KVV su un deviatoio ferroviario.

Vengono di seguito riportati i risultati ottenuti dall'analisi qualitativa delle sezioni caratteristiche del deviatoio indicate in figura 23 [18, 19].

## OSSERVATORIO

**Sezione A-A:** la sezione del contraffreno è una UNI 60; la rotaia è verticale (prima del deviatoio la rotaia passa dall'inclinazione di 1/20 a quella di 1/40 per diventare finalmente verticale); non si rilevano possibili criticità.

**Sezione B-B:** è la punta reale aghi; qui compare l'ago, ma la ruota poggia ancora sul contraffreno, non compaiono fenomeni significativi fino a che non si giunge alla 3<sup>o</sup>-4<sup>o</sup> traversa successiva, dove la ruota poggia contemporaneamente su ago e contraffreno, con conseguenti urti e moti anomali, che provocano usura (fenomeni tipici del deviatoio); si rileva come criticità il possibile sormonto della ruota dovuto alla forma rastremata del bordino della ruota "tram-treno".

**Sezione C-C:** è la zona del contatto funghi; la ruota ora poggia interamente sull'ago; compaiono i puntoni distanziatori (cornetti); possono comparire

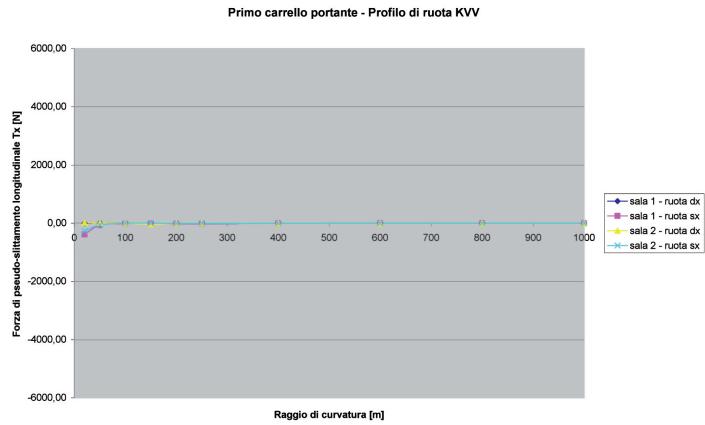


Fig. 17 – Andamenti in funzione del raggio di curvatura del tracciato delle forze di pseudo-slitamento longitudinale TX sulle quattro ruote del primo carrello portante - Profilo di ruota KVV.

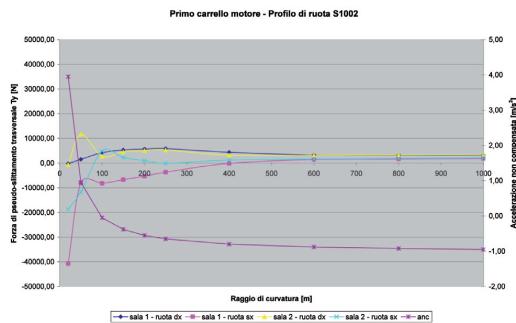


Fig. 18 – Variazione in funzione del raggio di curvatura del tracciato delle forze trasversali Ty sulle quattro ruote del primo carrello motore - Profilo ruota S1002.

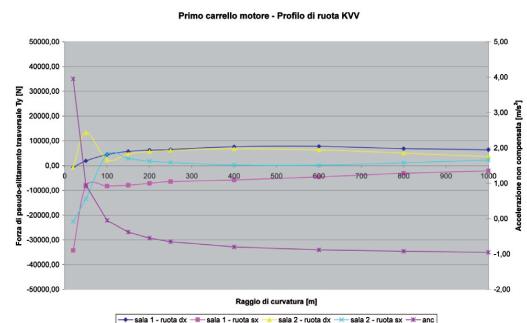


Fig. 19 – Andamenti in funzione del raggio di curvatura del tracciato delle forze trasversali Ty sulle quattro ruote del primo carrello motore - Profili KVV.

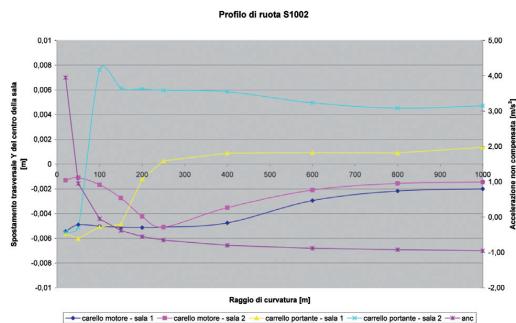


Fig. 20 – Andamenti in funzione del raggio di curvatura del tracciato degli spostamenti trasversali dei centri delle sale (sala 1 anteriore e sala 2 posteriore) del primo carrello motore e del primo carrello portante - Profilo S1002.

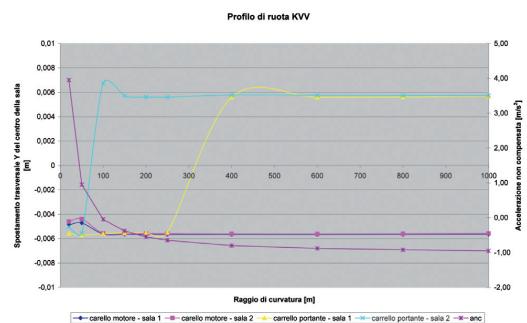


Fig. 21 – Andamenti in funzione del raggio di curvatura del tracciato degli spostamenti trasversali dei centri delle sale (sala 1 anteriore e sala 2 posteriore) del primo carrello motore e del primo carrello portante - Profilo KVV.

## OSSERVATORIO

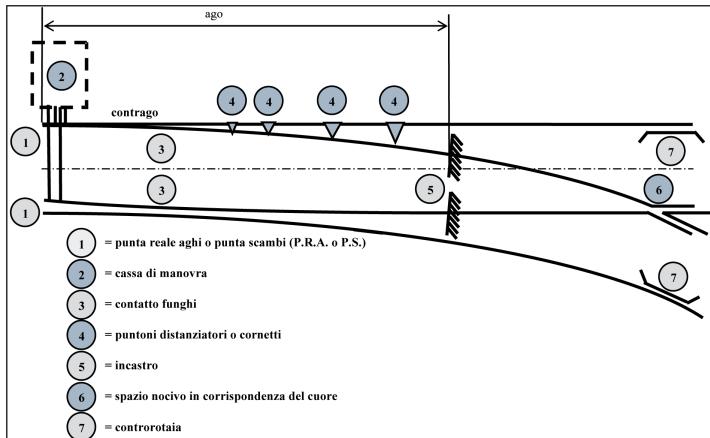


Fig. 22 – Rappresentazione schematica (vista dall'alto) e nomenclatura essenziale del deviatoio.

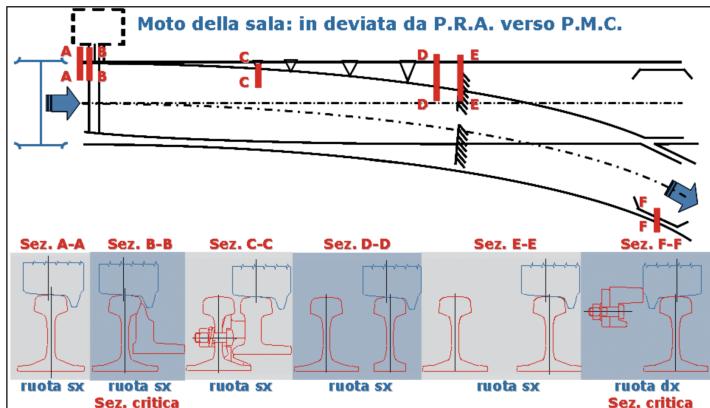


Fig. 23 – Sezioni caratteristiche del deviatoio con l'indicazione delle sezioni critiche per il passaggio di una ruota "tram-treno".

tutti i moti anomali tipici della marcia su deviatoio (forze Q e Y variabili, traiettoria policentrica, serpeggio, etc.).

**Sezione D-D:** si hanno ancora ago e contrago, ma ora entrambi hanno il fungo UNI 60; la suola dell'ago, per motivi di ingombro, è circa la metà di quella del contrago; possono comparire tutti i moti anomali tipici della marcia su deviatoio (forze Q e Y variabili, traiettoria policentrica, serpeggio, etc.).

**Sezione E-E:** è l'incastro o sezione terminale dell'ago; qui si hanno due UNI 60 perfettamente identiche; la marcia è identica a quella sul binario normale.

**Sezione F-F:** è la punta matematica del cuore; in corrispondenza del cuore la guida è assicurata dalla controrotaia; la scanalatura sulla faccia interna del cerchione "tram-treno" ne permette l'interazione con la controrotaia;

taia; va però analizzata la possibilità di giochi (usura, stato manutentivo) con conseguente perdita della funzione di guida della controrotaia stessa.

L'analisi ha quindi evidenziato come critiche le seguenti sezioni, su cui si prevede di condurre le successive simulazioni della dinamica di marcia di una ruota "tram-treno".

**Sezione B-B:** la criticità riscontrata è il possibile sormonto della ruota, anche se la forma rastremata del bordino, comportando un alto angolo di inclinazione  $\beta^{(3)}$  del bordino, implica un alto coefficiente di svio e, quindi, maggior sicurezza contro lo svio. In fig. 24 viene riportata la possibile sequenza di sormonto del profilo di ruota "tram-treno".

**Sezione F-F:** è la punta matematica del cuore; in corrispondenza della quale la criticità riscontrata è la possibile perdita della funzione di guida della controrotaia (fig. 25).

### 7. Conclusioni e possibili sviluppi

#### 7.1. Sicurezza attiva e passiva

Vista l'impossibilità di garantire, per i veicoli tram-treno circolanti in ferrovia, il livello di sicurezza passiva (resistenza agli urti) definito dagli standard ferroviari (carico di tamponamento pari a 1500 kN – fiche UIC), si deve aumentarne la sicurezza attiva.

Va quindi valutato quantitativamente come un incremento di sicurezza attiva per i veicoli tram-treno (dovuto alle loro notevoli prestazioni di frenatura/accelerazione ed all'introduzione di sistemi di protezione della marcia dei treni) possa influire sul rischio per i passeggeri quando tali veicoli circolano in ferrovia.

Il principio da seguire è quello che il rischio per i passeggeri di un sistema "tram-treno" non sia superiore a quello presente in qualunque punto della rete ferroviaria.

<sup>(3)</sup> L'espressione del coefficiente di svio Y/Q in funzione dell'angolo  $\beta$  e del coefficiente d'attrito  $\mu$  fra ruota-rotaia è fornita dalla formula del Pochet: 
$$Y/Q = \frac{\tan\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \tan\beta}$$

## OSSEVATORIO

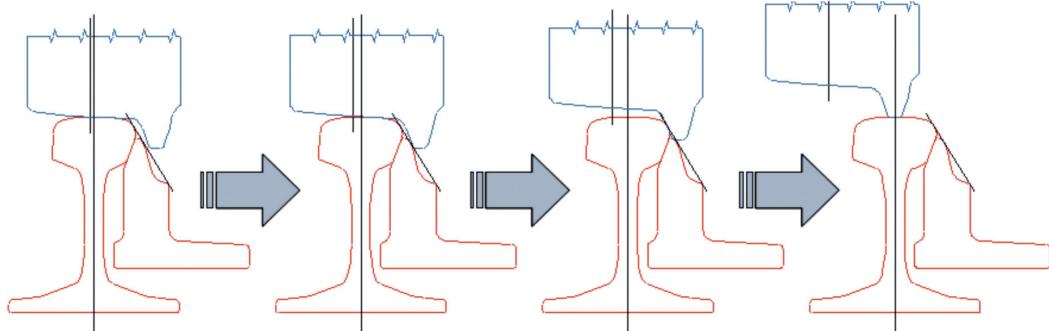


Fig. 24 – Sequenza di sormonto di una ruota “tram-treno” in corrispondenza della punta reale aghi di un deviatoio ferroviario.

### 7.2. Compatibilità geometrica della via

Si sono individuate le possibili soluzioni a tutti i problemi tecnici da risolvere per l'introduzione di un sistema “tram-treno” (es. nella città di Roma).

In particolare è stato elaborato lo schema di principio di un dispositivo per scartamento variabile per veicoli tranviari a pianale integralmente ribassato (carrelli a ruote indipendenti).

Si è analizzato un profilo speciale di ruota per veicoli “tram-treno”, studiandone l'interazione geometrica (accoppiamento di forma) con le rotaie ferroviarie e l'influenza sul comportamento della dinamica di marcia, in piena curva, di un veicolo tranviario in ferrovia, in confronto con un profilo di ruota ferroviario standard.

Lo studio dell'accoppiamento di forma ha evidenziato come, a differenza del profilo S1002, il profilo KVV presenta due zone ad alta concentrazione dei punti di contatto, che possono causare forte usura localizzata.

Inoltre l'utilizzo per assili a ruote indipendenti del profilo KVV, che presenta una differenza bassissima degli angoli di contatto nell'intorno del circolo di rotolamento, non consente di ottenere alcuna forza di richiamo gravitazionale verso il centro, ossia non si realizza l'autocentraggio della sala in rettifilo. Questo fenomeno comporta una maggiore usura della rotaia in rettifilo rispetto ai carrelli “tradizionali”.

Lo studio del comportamento dinamico sulle curve ferroviarie ha che in generale l'adozione del profilo KVV implica un diverso comportamento di entrambi i tipi di carrello (tradizionale e a ruote indipendenti) rispetto ai carrelli equipaggiati col profilo di ruota ferroviario S1002, che merita un'indagine più approfondita.

Infine, un possibile sviluppo dello studio consiste nell'analisi del comportamento dinamico del profilo di ruota “tram-treno” in corrispondenza dei punti singolari della via, in particolar modo dei deviatoi ferroviari, nell'affrontare i quali tale profilo, vista l'esiguità del bordino, potrebbe presentare notevoli differenze rispetto al profilo di una ruota ferroviaria.

Si è quindi condotto uno studio preliminare e qualitativo del passaggio di una ruota “tram-treno” in corrispondenza delle sezioni caratteristiche di un deviatoio ferroviario, che ha permesso di individuare le sezioni critiche su cui concentrare le successive simulazioni.

### BIBLIOGRAFIA

- [1] H. HONDIUS, “*Roll out in Salzgitter: Regio CITADIS für die Region Kassel vorgestellt*”, Stadtverkehr, 09/2004.
- [2] M.R. BUGARIN, M. NOVALES, A. ORRO, “*Un nuovo concetto nel trasporto urbano: il tram-treno*”, Ingegneria Ferroviaria, 10/2001.
- [3] UITP, LGHT RAIL COMMITTEE, “*Track sharing*” (working document), Montpellier, 2001.
- [4] S. VIGANÒ, “*Integrazione fra ferrovia e tranvia: il ‘sistema Zwickau’*”, Trasporti e Trazione, n. 2, 2002.
- [5] J. WOLF, “*Das Zwickauer Modell*”, Stadtverkehr, n. 7-8, 1998.

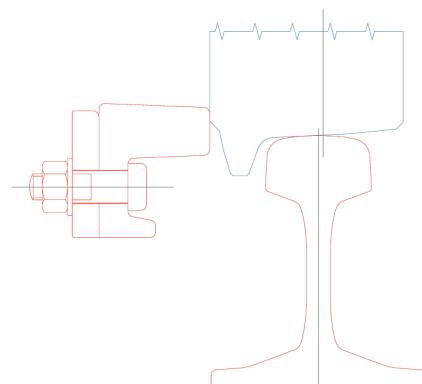


Fig. 25 – Ruota “tram-treno” in corrispondenza del cuore di un deviatoio ferroviario.

## OSSEVATORIO

- [6] UNI EN 12663, Applicazioni ferroviarie, "Requisiti strutturali delle casse dei veicoli ferroviari", 2002.
- [7] SAFETRAM PROJECT "PASSIVE SAFETY OF TRAMWAYS FOR EUROPE", *Mid-Term Report*, 31/01/2003.
- [8] UNI EN 14752, Applicazioni ferroviarie, "Sistemi di ingresso laterale per il materiale rotabile", 2006.
- [9] CROSSRAIL PROJECT "INTEGRATING LOCAL AND REGIONAL RAIL, INCL. CROSS-BORDER ASPECTS", Deliverable 5, "Rolling stock functional requirements specification" (Volume A), 04/04/2001, version 1.
- [10] COST 335, "Passengers' Accessibility of Heavy Rail Systems", Final Report of the Action, 1999.
- [11] UNI 3142, "Rotaie a gola di acciaio per linee tranviarie, Profili, dimensioni, Qualità, Prescrizioni e prove", 1996.
- [12] UNI 3332, "Carrozze motrici tranviarie urbane - Cerchioni delle ruote", 1961.
- [13] UNI EN 15227, Applicazioni ferroviarie, "Requisiti di sicurezza passiva per le strutture della cassa dei veicoli ferroviari", 2008.
- [14] S. VIGANÒ, "Considerazioni di fattibilità di un metrotam bitensione 600 V / 3000 V per Milano", Trasporti e Trazione, 1994.
- [15] R. FRULLINI, C. CASINI, G. TACCI, "Simulazione del comportamento di marcia di un veicolo ferroviario a ruote indipendenti. Verifica con risultati sperimentali", Ingegneria Ferroviaria, 01/1984.
- [16] SIMON IWNICKI ET AL., "Handbook of Railway Vehicle", CRC Taylor & Francis, 2006.
- [17] FERROVIE DELLO STATO SPA, *Disegno FS 9711: Scambio semplice S.60UNI/400/0,074 d*, Settembre 2000.
- [18] R. TROISI, "Il deviatoio ferroviario esaminato sotto il profilo teorico e sperimentale", Università degli Studi di Roma "La Sapienza", Tesi di dottorato di ricerca in Infrastrutture e Trasporti, curriculum Ingegneria Ferroviaria - XIX ciclo", 2006.
- [19] P. BERNABEI, R. CHELI, G. KAJON, F. NAPOLEONI, M. TESTA, A. VENTURA, "Deviatoi innovativi con cuore a punta mobile", Ingegneria Ferroviaria, 06/1993.

## NORD-LOCK<sup>®</sup> Bolt securing system

### Il Sistema Antisvitamento di Sicurezza

- Resistenza contro lo svitamento dovuto a vibrazioni
- Precarico controllabile
- Riutilizzabili



SIGMA-3 S.r.l. • Tel: +39.011.34.99.668 • Fax: +39.011.34.99.543  
info@nord-lock.it • www.nord-lock.it

## VALORE AGGIUNTO

