POLITECNICO DI TORINO
Repository ISTITUZIONALE

# I treni ad assetto variabile: evoluzione, prestazioni e prospettive.

*Original*
I treni ad assetto variabile: evoluzione, prestazioni e prospettive / DALLA CHIARA, Bruno; Hauser, G.; Elia, A.. - In: INGEGNERIA FERROVIARIA. - ISSN 0020-0956. - STAMPA. - LXIII:7-8(2008), pp. 609-648.

*Availability:*
This version is available at: 11583/2309465 since:

*Publisher:*
CIFI - Collegio Ingegneri Ferroviari Italiani

*Published*
DOI:

*Terms of use:*

This article is made available under terms and conditions as specified in the corresponding bibliographic description in the repository

*Publisher copyright*

(Article begins on next page)

12 October 2024

# I treni ad assetto variabile: evoluzione, prestazioni e prospettive

*Prof. Ing. Bruno Dalla Chiara*(*), *Dott. Ingg. Gerald Hauser*(**), *Alessandro Elia*(***)

**SOMMARIO -** Scopo dell'articolo è fornire uno stato dell'arte obiettivo e possibilmente esaustivo sui progressi e le prospettive della tecnologia ad assetto variabile. Dapprima vengono sommariamente riprese storia ed evoluzione di questa tecnologia, dai primi prototipi dei treni ad assetto variabile negli anni '50 alle più recenti applicazioni. Si analizza quindi il principio di funzionamento della tecnologia dell'assetto variabile, i vantaggi attesi in termini di riduzione del tempo di percorso per i diversi campi di applicazione (regionale / suburbano, interregionale su linea convenzionale, alta velocità su linea rinnovata, alta velocità su linea AV), anche sulla base di alcuni esempi reali.

Sono poi elencate e descritte a livello generale le condizioni di omologazione ed i requisiti dell'infrastruttura ed, in prospettiva, le possibili evoluzioni della Normativa in relazione ai più recenti studi e ricerche su comfort, dinamica del rotabile e cinetosi.

Sono infine indicati gli obiettivi prioritari nei futuri sviluppi della tecnica ad assetto variabile.

## 1. Ragioni, storia, evoluzione

### 1.1. I motivi della tecnica di assetto variabile

Gran parte delle attuali linee ferroviarie europee venne realizzata fra la fine del XIX secolo e l'inizio del successivo. La scelta del tracciato dipendeva principalmente dalla conformazione del territorio e cercava, nel rispetto prioritario di pendenze contenute, di minimizzare sbancamenti e modifiche alla morfologia del terreno, in quanto la movimentazione di grosse quantità di terra rendeva più onerosa ed impegnativa la realizzazione dell'opera.

Vennero pertanto costruite linee che normalmente seguivano la orografia e topografia del terreno; tendevano a circondare i declivi, ad evitare gli ostacoli preesistenti e a seguire il tracciato di vie d'acqua (fiumi, laghi). Per questo i tracciati potevano presentarsi con elevata tortuosità, condizionando, sin dalla fase di progetto, la futura velocità di esercizio.

Tali linee risposero per lungo tempo degnamente alle necessità del traffico. La successiva concorrenza, a partire dalla seconda metà del XX secolo, di altri mezzi di trasporto come ad esempio autoveicoli o aeroplani, con velocità commerciale più elevata e con distanze di trasporto paragonabili o superiori, ha posto l'esigenza di aumentare il raggio d'azione del servizio passeggeri e ridurre i tempi di percorrenza.

Dai primi anni '70 agli anni '90, la maggioranza degli stati europei concepirono piani ferroviari basati su sistemi ad alta velocità; questo garantiva il raggiungimento dell'obiettivo di riduzione dei tempi di percorrenza sulle linee principali.

Sin da principio, si è però evidenziata la difficoltà di contenere a livelli economicamente convenienti i costi di realizzazione delle infrastrutture. In talune circostanze il prolungarsi dei piani di realizzazione ed il lievitare dei costi ha costretto a limitare, talvolta a riconsiderare, alcune delle proposte in via di realizzazione.

In alternativa, a costi molto inferiori e sia pur con benefici più contenuti, è stato messo in luce un concetto di ferrovia basato sul miglioramento delle linee esistenti e sul potenziamento del servizio offerto grazie all'aumento delle prestazioni del materiale rotabile.

In questa ottica, le linee esistenti sono state mantenute come tracciato (salvo piccole correzioni localizzate), ed adeguate ad una velocità di esercizio più elevata con interventi migliorativi sulla robustezza dell'armamento, sulla qualità della posa del binario, sul segnalamento e sulla linea aerea.

Sempre in questa ottica, il materiale rotabile doveva adeguarsi in modo coerente, non solo aumentando la velocità massima di esercizio, la potenza installata, la presta-

(*) Politecnico di Torino, Dipartimento DITIC –Trasporti.
(**) Alstom Ferroviaria, Savigliano.
(***) Firema Trasporti SpA – (1973-2001: Fiat Ferroviaria; 2001-2007: Alstom Transport).

zione di frenatura, ma soprattutto percorrendo, grazie all'assetto variabile, le curve con una velocità sensibilmente superiore (obiettivo: + 25÷30%), mantenendo s'intende la piena sicurezza e offrendo un comfort non deteriorato.

### 1.2. Storia, sviluppi ed applicazioni

Sin da principio, la tecnica dell'assetto variabile fu identificata come uno strumento per aumentare la velocità commerciale. I primi studi e riflessioni risalgono alla fine degli anni '30 del secolo scorso.

Gli studi del secondo dopoguerra furono svolti dapprima dalla SNCF, che nel 1957 iniziò una campagna integrata da misure sperimentali, adattando una carrozza di misura del binario (Voiture Mauzin) mediante un sistema di pendolamento ad asse fisso, al disopra del baricentro della cassa, fino ad una inclinazione di 18°.

Otto anni dopo, nel 1965, entrò in campo anche la Deutsche Bundesbahn, con una attività di ricerca, prototipazione ed applicazione in esercizio che durò circa 10 anni, fino al 1975, per due anni di sviluppo e cinque anni di prova di una automotrice prototipo, derivata dalla serie 624, con attuazione pneumatica attiva, su 12 treni di automotrici 624 e di un rotabile con attuazione idraulica, inserito in uno dei treni durante i tre anni di esercizio. Il comando era pilotato da un doppio sensore di curva (accelerometro laterale sul carrello e giroscopio longitudinale in cassa).

A partire dal 1975, peraltro, in DB la ricerca fu sospesa, per riprendere più di un decennio dopo con la sperimentazione di tecnologie straniere ("Pendolino" e Talgo).

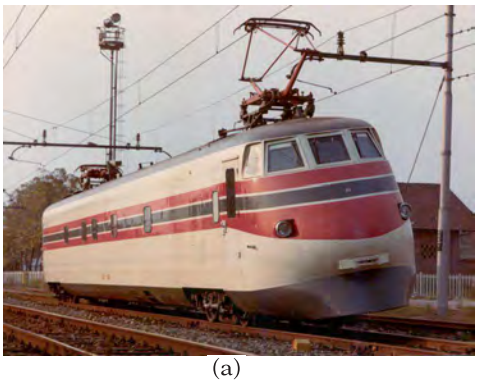
All'inizio degli anni '70, quasi contemporaneamente ma con diversi approcci e una diversa gradualità di sviluppo, iniziarono attività sia teoriche che applicative in Gran Bretagna, per iniziativa delle British Rail, in Italia, grazie ad una collaborazione coordinata tra le *Ferrovie dello Stato* e la Fiat Ferroviaria, in Svizzera ed in Svezia soprattutto per iniziativa preponderante dell'industria (SIG ed ASEA).

In Gran Bretagna, le British Rail costruirono nel 1972, dopo lunghi studi teorici, un rotabile ad inclinazione attiva, l'APTE («Advanced Passenger Train-Experimental»), che fu seguito da tre altri prototipi. Fu iniziato anche un servizio commerciale, che fu però presto abbandonato per alcune problematiche emerse, anche sull'assetto variabile. Verosimilmente la causa di questo apparente insuccesso, accompagnato però da un importante ritorno di esperienze in numerosi campi della tecnica ferroviaria, fu dovuto al livello estremamente ambizioso degli obiettivi posti, ed all'ampiezza del campo di investigazione considerato, che andava dalla captazione, allo sviluppo di tecnologie di trazione innovative, all'uso di materiali compositi, a nuovi concetti e materiali nella frenatura ferroviaria, a sperimentazione su carrelli di nuova concezione.

In Italia, grazie alla stretta collaborazione tra le *Ferrovie dello Stato*, sotto la spinta tecnica ed organizzativa dell'ing. Camposano, e la Divisione Ferroviaria della Fiat, segnatamente del Direttore ing. Di Majo e del Direttore Tecnico ing. Santanera, fu iniziato un progetto di ampio respiro che, partendo da una maquette ad assetto variabile installata su una automotrice con carrelli adattati alle elevate accelerazioni laterali in curva, portò allo sviluppo di un concetto di nuovo carrello motore leggero e poco aggressivo, di una sospensione laterale secondaria attiva di tipo pneumatico, di un comando di assetto cassa di tipo idraulico, basato su un giroscopio longitudinale sul carrello anteriore e su accelerometri laterali installati uno su ciascun carrello[1].

Fu costruito nel 1973 il primo elettrotreno ad assetto variabile, a cassa singola, ad attuazione elettroidraulica, con inclinazione a pendini al disopra della sospensione secondaria, doppio sensore ("rate gyro" longitudinale ed accelerometri laterali) e sospensione laterale attiva. Al prototipo, denominato Y0160 (fig.1a) fece seguito il primo treno di serie, l'Etr401 (fig. 1b) assieme ad un secondo esemplare per le Ferrovie Spagnole.

All'inizio degli anni '70 iniziò la sperimentazione in Svizzera, grazie alla collaborazione tra le Ferrovie Federali Svizzere e la ditta SIG di Neuhausen, focalizzata sulla applicazione dell'assetto variabile a carrozze rimorchiate: un'attuazione elettromeccanica applicata a carrozze tipo EW III, un'attuazione idraulica, applicata a carrelli SIG Y28 MQS, con attuatore trasversale e cinematismo a rulli al disopra della sospensione secondaria, con un sistema di ricentratura



(a)

(b) *[Fonte: Alstom]*

Fig. 1 – Il prototipo Fiat Y0160, ed il primo treno di serie per *FS*, Etr 401.

[1] Nel giugno 2007, presso il comune di Savigliano (Cuneo) - "Città del Pendolino" - è stata attribuita la cittadinanza onoraria al professor Franco Di Majo, già docente di costruzione in materiale ferroviario al Politecnico di Torino, ed all'ingegner Oreste Santanera, ex Direttore Tecnico della Divisione ferroviaria Fiat e Fiat Savigliano, poi Alstom Ferroviaria.

*[Fonti: SBB ed Alstom]*

Fig. 2 – Treno di prova SBB (1975) e carrello con assetto cassa idraulico.

della sospensione secondaria, su un treno di quattro carrozze messo in prova nel 1975 (fig. 2).

I risultati furono positivi, sia in termini di prestazioni che di affidabilità, ma non portarono a esperienze di esercizio significative.

Nello stesso periodo, in Svezia, grazie alla collaborazione tra le Ferrovie Svedesi (SJ) e la ASEA, fu costruito un prototipo, l'X15, che sarà il precursore dell' X2000.

In Giappone il primo sistema di assetto variabile, di tipo passivo, fu costruito e provato nel 1971. Questo episodio porterà nei decenni successivi allo sviluppo di sistemi di assetto variabile su scartamento metrico, dapprima passivi, poi semi attivi, e finalmente attivi.

Il progetto Talgo Pendular, sviluppato negli anni '60, fu provato in linea nel 1974, e, dopo lunghe sperimentazioni, messo in esercizio commerciale all'inizio degli anni '80.

Il Talgo Pendular, oltre che in Spagna, fu acquisito anche (1993) da DB, per treni notte, negli Stati Uniti (1994) per la Seattle – Portland, e in Canada (1995) per la Seattle - Vancouver.

Dai primi anni '80 iniziarono le applicazioni dell'assetto variabile in regolare servizio commerciale, tra cui lo LRC canadese, che entrò in servizio nel 1982.

Fu a partire dalla seconda metà degli anni '80 che ripresero vigore le ricerche teoriche e sperimentali sull'assetto variabile, con le applicazioni di serie. Le Amministrazioni ferroviarie costituirono di nuovo l'elemento traente: le *Ferrovie dello Stato* italiane, che dal 1983 sperimentavano il Pendolino Etr401 per le sue prestazioni di alta velocità, e la Deutsche BundesBahn, che sperimentò lo stesso treno negli anni '87-'88 per aumentare la velocità in curva.

Le *Ferrovie dello Stato* iniziarono un esercizio numericamente significativo di treni ad assetto variabile: 15 treni a 8 elementi Etr450 (fig. 3), che conservavano le stesse caratteristiche meccaniche e di assetto cassa del precedente Etr401, ma fruivano di una moderna trazione a chopper.

Subito dopo, a seguito delle positive prove svolte dall'Etr 401 in Germania in collaborazione con la DB, fu messo in cantiere il progetto del VT610 (fig. 3), primo Pendolino Diesel, costruito in consorzio tra Fiat Ferroviaria e l'industria tedesca, che entrò in servizio con 20 treni a due unità nel 1992 e, dopo più di 15 anni, costituisce tuttora uno dei maggiori successi commerciali e di immagine della tecnologia dell'assetto variabile.

Le applicazioni in esercizio dell'assetto variabile creb-

*[Fonte: Alstom]* *[Fonte: DB AG]*

Fig. 3 – I "Pendolini" in esercizio commerciale: l"ETR 450 e il VT 610 (DB).

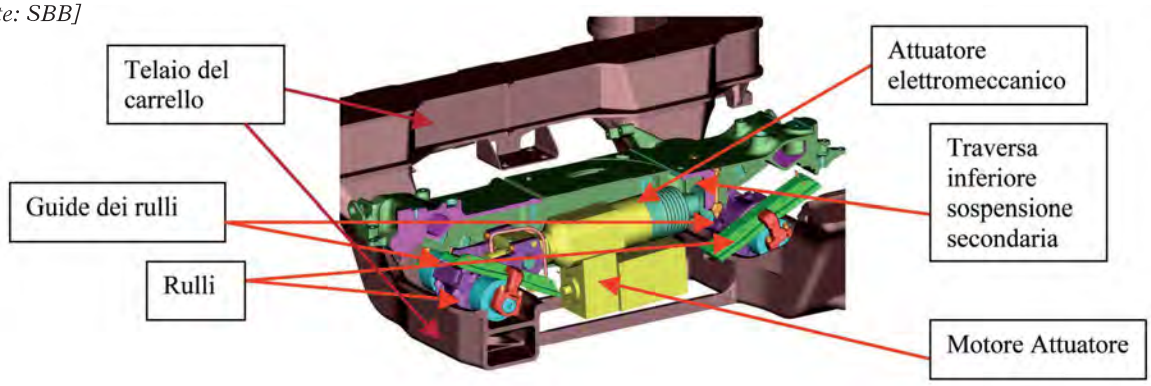
*[Fonte: Alstom]* *[Fonte: Cisalpino SpA]*

Fig. 4 – Etr 460 *TRENITALIA* E Etr470 Cisalpino.

bero a ritmo sostenuto: in Svezia, sulla Stoccolma – Goteborg entrarono in esercizio, a partire dai primi anni '90, 42 treni X2000, ad attuazione idraulica; la DB AG, sulla scia dei 20 treni Pendolini VT610, acquistò nel 1997 dall'industria tedesca 50 treni VT611 e 83 treni VT612, seguiti nel 1999 da 20 treni diesel VT 605, costruiti dalla Siemens.

Nel frattempo, nascevano in Italia i "Pendolini di terza generazione" (fig. 4), che furono acquistati tra il 1995 ed il 1998: 25 treni monotensione tipo Etr 460 (10 treni) ed Etr 480 (15 treni), 9 treni bicorrente per servizio Italia-Svizzera dalla società Cisalpino, seguiti nel 1998 da 43 elettrotreni a 5 o 7 casse tipo ICE-T (ancora Pendolini Fiat, ancora in consorzio con l'industria tedesca), cui seguirono ulteriori 28 treni tipo ICE-T ( ICT2), a partire dal 2003.

*[Fonte: SBB]*




*[Fonte: Alstom]*

Fig. 5 – L'assetto variabile attivo elettromeccanico di concezione SIG (Alstom): i treni ICN per SBB, i Virgin Trains per la West Coast Main Line.

Contemporaneamente le Ferrovie Finlandesi, Spagnole, Portoghesi e Slovene acquisirono anch'esse materiale rotabile tipo Pendolino di terza generazione: VR dal 1995 con 2 treni (SM220), seguiti da altri 8, RENFE con 10 treni da 3 elementi, CP con 10 treni da 6 elementi, SZ con 3 treni da 2 elementi.

All'inizio degli anni '90 si colloca la ripresa di interesse su nuove soluzioni di assetto variabile, in Svizzera ed in Francia: le attività di ricerca della SIG furono riprese con un nuovo concetto di assetto passivo, il Neiko, applicato assieme al sistema di sterzatura degli assi in curva attivo meccanico denominato Navigator, ed una soluzione di assetto cassa attivo, denominata "Swing".

Nel 1996, sulla base del concetto Swing, SBB ordinò 24 treni ICN a Fiat SIG, ad attuazione elettromeccanica (fig. 5), che furono seguiti da altri 24 a partire dai primi anni 2000.

In Francia, tra SNCF ed Alstom, dopo l'adattamento di un TGV PSE a "Demonstrateur" delle attuazioni idraulica ed elettromeccanica, fu progettato da Fiat Ferroviaria, provato e messo in servizio un X-TER "pendulaire" a due casse.

Nel 1996, il consorzio Bombardier – Alstom si assicurò la fornitura dei treni "American Flyer", per il corridoio Washington – New York. Il sistema di assetto cassa era Bombardier, i carrelli e l'interfaccia verso cassa erano Alstom.

Dal 1998, Virgin Trains ordinò ad Alstom e a Fiat SIG, poi Alstom Schienenfahrzeuge, 53 treni per la West Coast Mail Line Londra – Glasgow (fig. 5) e 44 rotabili Class 221 da Bormbardier, ed infine la Norvegia altri 16 treni ancora di Bombardier.

Un'interessante espansione della tecnologia dell'assetto variabile verso l'estremo Oriente è avvenuta a partire dal 1998, con la messa in servizio a titolo sperimentale di un treno X2000 sulla rete di Hong Kong.

Le più recenti acquisizioni riguardano, per la famiglia Pendolino di Alstom, le Ferrovie della Cekia (CD), *TRENITALIA* (12 treni della serie dei Nuovi Pendolini Etr600) ed il Cisalpino (14 Nuovi Pendolini Etr610, fig. 6), per la tecnologia Bombardier 8 treni tipo VT 612 per la Croazia.

Fra le più recenti acquisizioni, vogliamo ricordare i 6 treni, di derivazione VR / SM3, ordinati ad Alstom dalle Ferrovie Russe, e le 440 carrozze Talgo 250 recentemente acquistate dalle Ferrovie Spagnole.

Un quadro riassuntivo delle più significative applicazioni in esercizio dell'assetto variabile è riportato in forma tabellare in fig. 7.

In Appendice 1 sono riportate, in forma più estesa, le principali caratteristiche progettuali e di impiego di alcuni treni ad assetto variabile, e le esperienze giapponesi, per ferrovie nazionali a scartamento metrico 1973, nel 1989, e nel periodo tra il 1992 e il 1996.

## 2. Definizione, caratteristiche principali, prestazioni

### 2.1. La definizione

Il rotabile ferroviario ad assetto variabile, riconosciuto anche come *rotabile tilting*, è caratterizzato dalla possibilità, nella marcia in curva, d'inclinare la cassa verso l'interno della curva stessa, per ridurre l'accelerazione[(2)] percepita dai passeggeri trasportati e consentire, a parità di accelerazione laterale sul passeggero, una maggiore velocità di marcia.

[(2)] La velocità V cambia lungo la curva ad ogni istante la sua direzione grazie alla guida ruota/rotaia; ne deriva un'accelerazione, presente anche nel moto circolare uniforme nel tratto di curva percorso a velocità costante in modulo: tale accelerazione, centripeta, è legata alla velocità angolare ω secondo la relazione $\omega^2 \cdot R$. In base al secondo principio della dinamica, essendo il treno soggetto ad un'accelerazione ci deve essere anche una forza che provoca tale accelerazione, la forza centripeta, con stessa direzione e verso dell'accelerazione centripeta ed intensità $m \cdot V^2 / R$.

*[Fonte: Alstom]*

Fig. 6 - La famiglia del Nuovo Pendolino: l'ETR 600.

| TIPO | NAZIONE | FORNITORE | TECNOLOGIA | MESSA IN SERVIZIO NEL | N. TRENI | ROTABILI / TRENO | PESO / ASSE | AZIONAMENTO | Vmax |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Etr401 | Italia / FS | Fiat Ferroviaria | Pendolino | 1975 | 1 | 4 | 14,5 t | CC / CC Resistori | 250 km/h |
| LRC | Canada / Via Rail | Bombardier/Alcan | Bombardier | 1982 | 13 loco | 100 carrozze | non disp. | Diesel | 160 km/h |
| TRD 594 | Spagna / RENFE | CAF / AdTranz | CAF | 1982 | 16 | 2 | non disp. | Diesel | 160 km/h |
| Etr450 | Italia / FS | Fiat Ferroviaria | Pendolino | 1988 | 15 | 8 | 14 t | CC/CC chopper | 250 km/h |
| X2000 | Svezia / SJ | ASEA, ABB | ASEA | 1990 | 52 | 6 | 18,25 | Loco elettrica | 210 km/h |
| VT 610 | Germania / DB | Fiat / Siemens / ABB | Pendolino | 1992 | 20 | 2 | 14 t | Diesel elettrico | 160 km/h |
| Etr 460 | Italia / FS | Fiat Ferroviaria | Pendolino | 1995 | 10 | 9 | 15,5 t | CC / CA GTO | 250 km/h |
| Etr 470 | Cisalpino | Fiat Ferroviaria | Pendolino | 1996 | 9 | 9 | 15,5 | CC 3 kV, AC 15 kV 16 2/3 / AC GTO | 200 km/h |
| SM 220 SM3 | Finlandia / VR | Fiat/ Transtech ALSTOM | Pendolino | 1996 2003 | 2 8 | 6 | 15,5 t | AC 25 kV 50 Hz / AC GTO | 220 km/h |
| VT 611 | Germania / DB | Adtranz /DWA | Adtranz | 1996 | 50 | 2 | 15 t | Diesel idraulico | 160 km/h |
| VT 612 | Germania / DB | Adtranz /BT | Adtranz | 1996 | 200 | 2 | 15,3 t | Diesel idraulico | 160 km/h |
| Etr 480 | Italia / FS | Fiat Ferroviaria | Pendolino | 1997 | 15 | 9 | 15,5 t | CC 3 kV, AC 25 kV 50 Hz / AC GTO | 250 km/h |
| BM73 | Olanda / NSB | AdTranz / ASEA | ASEA | 1997 | 22 | 4 | non disp. | EMU | 210 km/h |
| Alaris 490 (IC2000) | Spagna / RENFE | Fiat Ferroviaria / GEC Alsthom | Pendolino | 1998 | 10 | 3 | 16 t | CC 3 kV / AC GTO | 220 km/h |
| CP 400 | Portogallo / CP | Fiat Ferroviaria | Pendolino | 1998 | 10 | 6 | 16 t | AC 25 kV 50 Hz / AC GTO | 220 km/h |
| Queensland (METRIC) | Australia/QR | EDI / Hitachi | Hitachi | 1998 | 4 | 6 | non disp. | 2 EMU 2 DMU | 165 |
| SBB ICN | Svizzera / SBB CFF FFS | ADTranz/Fiat SIG ALSTOM | Fiat SIG | 1999 2005 | 44 | 7 | 15,5 t | AC 15 kV 16 2/3 / AC GTO | 200 km/h |
| ICE-T ICT2 | Germania / DB | Siemens / BT / ALSTOM | Pendolino | 1999 2005 | 43 28 | 7 , 5 7 | 16,5 t | AC 15 kV 16 2/3 / AC GTO | 230 km/h |
| ICE-TD | Germania / DB | Siemens / BT | Siemens | 1999 | 20 | 4 | 16,7 t | Diesel elettrico | 200 km/h |
| ACELA | USA/Amtrak | Bombardier/ ALSTOM | Bombardier | 2000 | 20 | 2M+6R | non disp. | EMU | 240 km/h |
| BM93 (Talent) | Olanda / NSB | Bombardier | Bombardier | 2001 | 15 | 2 | non disp. | Diesel | 140 km/h |
| Class 221 | Gran Bretagna / Virgin Trains | Bombardier | Bombardier | 2002 | 44 carrozze | 4 5 | non disp. | diesel (n.d.) | 200 km/h |
| Class 390 | Gran Bretagna / Virgin Trains | Fiat SIG/ALSTOM ALSTOM | Fiat SIG | 2002 | 53 | 9 | 15,5 t | AC 25 kV 50 Hz / AC GTO | 220 km/h |
| SZ 310 | Slovenia / SZ | Fiat Ferroviaria / ALSTOM | Pendolino | 2003 | 3 | 3 | 15,5 t | CC 3 kV / AC GTO | 200 km/h |
| CDT 680 | Cekia / CD | ALSTOM/Siemens | Pendolino | 2005 | 10 | 7 | 16 t | CC 3 kV, AC 15 kV 16 2/3, AC 25 kV 50 Hz / AC GTO | 230 km/h |
| Etr 600 | Italia / TRENITALIA | ALSTOM | Nuovo Pendolino | 2008 | 12 | 7 | 17,0 t | CC 3 kV , AC 25 kV 50 Hz / AC IGBT | 250 km/h |
| Etr610 | Cisalpino | ALSTOM | Nuovo Pendolino | 2008 | 14 | 7 | 17,0 t | CC 3 kV , AC 15 kV 16 2/3 , AC 25 kV 50 Hz / AC IGBT | 250 km/h |
| Talgo Pendular | Spagna / RENFE | Talgo | Talgo | 1980 | 1111 carrozze | variabile | 12 t 14 t | Locomotiva | 160 , 250 km/h |
| Talgo IC Night | Germania / DB | Talgo | Talgo | 1994 | 112 carrozze | variabile | 12 t 14 t | Locomotiva | 140 km/h |
| Talgo 350 | Spagna / RENFE | Talgo / BT | Talgo | 2005 | 552 carrozze | 12 | 14 t (car) 17 t (loco) | Locomotiva | 330 km/h |

Fig. 7 – Tabella riassuntiva.

Questa inclinazione avviene attorno ad un asse longitudinale, fisicamente individuato in base ai meccanismi che vincolano la cassa al carrello, ed è attuata:

- mediante le forze d'inerzia generate nella marcia in curva (assetto variabile "passivo") oppure;
- mediante azioni interne tra cassa e carrello, generate da attuatori servo comandati (assetto variabile "attivo"), in base alla accelerazione laterale non compensata ($a_{nc}$) durante la marcia in curva misurata da appositi sensori sul veicolo.

A parità di accelerazione laterale non compensata ($a_{nc}$) a livello del binario, nulla cambia nella cinematica d'inscrizione del rotabile in curva, nelle forze laterali complessive ruota-rotaia e sala-binario, che dipendono nel loro insieme dalla ($a_{nc}$) stessa, nelle accelerazioni laterali sulle parti non soggette all'inclinazione dell'assetto variabile. Assai poco si modificano, quindi, rispetto ad un rotabile convenzionale, le interazioni rotabile-via, salvo che per i piccoli spostamenti (laterali e verticali) del baricentro complessivo, che influenza marginalmente la ripartizione dei carichi verticali ruota-rotaia, e per le reazioni di carattere transitorio sul binario, dovute alle forze attive di inclinazione. Queste reazioni esterne, in particolare verticali ruota/rotaia, sono in genere trascurabili, data la gradualità di applicazione delle forze attive stesse.

La cinematica della marcia in curva, schematizzata nel piano verticale / trasversale, è illustrata in fig. 8. Sono esaminati tre casi: a) rotabile convenzionale; b) assetto cassa "passivo"; c) assetto cassa "attivo".

Nella parte superiore della figura i tre rotabili sono schematizzati in rettilineo, in assenza di azioni trasversali dovute all'inerzia. I tre rotabili hanno lo stesso schema di sospensione; sul rotabile (b) ad assetto cassa passivo il cinematismo è rappresentato dalle bielle intercettate nel punto (CoR) al disopra del baricentro (CoG) della cassa; sul rotabile (c) ad assetto cassa attivo il cinematismo è rappresentato da rulli e guide, le cui rette normali ai piani di appoggio si intersecano nel punto (CoR) al disotto del baricentro (CoG).

Nella parte inferiore della figura i tre rotabili sono schematizzati in curva, di sopraelevazione ( $\varphi$ ), e sono soggetti alla stessa accelerazione laterale non compensata ($a_{nc}$). La forza peso, la accelerazione orizzontale, la risultante (vettore di colore rosso) è lo stesso nei tre casi, ma la posizione assunta dalla cassa è ben diversa:

- il rotabile convenzionale (a) si inclina verso l'esterno curva di un angolo indicato nel seguito come [$z^*(a_{nc})$], per effetto della flessibilità delle sospensioni;
- il rotabile (b) ad assetto cassa passivo si inclina leggermente (4-5°) verso l'interno curva, per effetto della inclinazione delle bielle di sospensione. Nello schema è rappresentata la soluzione "Neiko", con centro di rotazione (CoR), al disopra del baricentro (CoG), che si sposta verso l'esterno ed è richiamato dalla molla laterale in parallelo alle bielle;
- il rotabile (c) ad assetto cassa attivo si inclina più marcatamente, fino a 8 gradi, verso l'interno curva, sotto l'effetto delle forze attive (nello schema: trasversali, sotto la sospensione secondaria). Il centro di rotazione (CoR) pur al disotto del baricentro (CoG) si sposta verso l'interno curva, ed assicura così il ritorno a zero al cessare delle forze attive.

In fig. 8bis, sono ripetuti, a confronto, i casi 1a) ed 1c). La accelerazione laterale residua ($a_p$) sul passeggero, che nel caso (a) è superiore ad ($a_{nc}$) a causa del termine [$z^*(a_{nc})$], nel caso (c) si riduce rispetto alla stessa ($a_{nc}$) di [$tg\alpha^*g - z^*(a_{nc})$] grazie alla rotazione di assetto [$\alpha$].

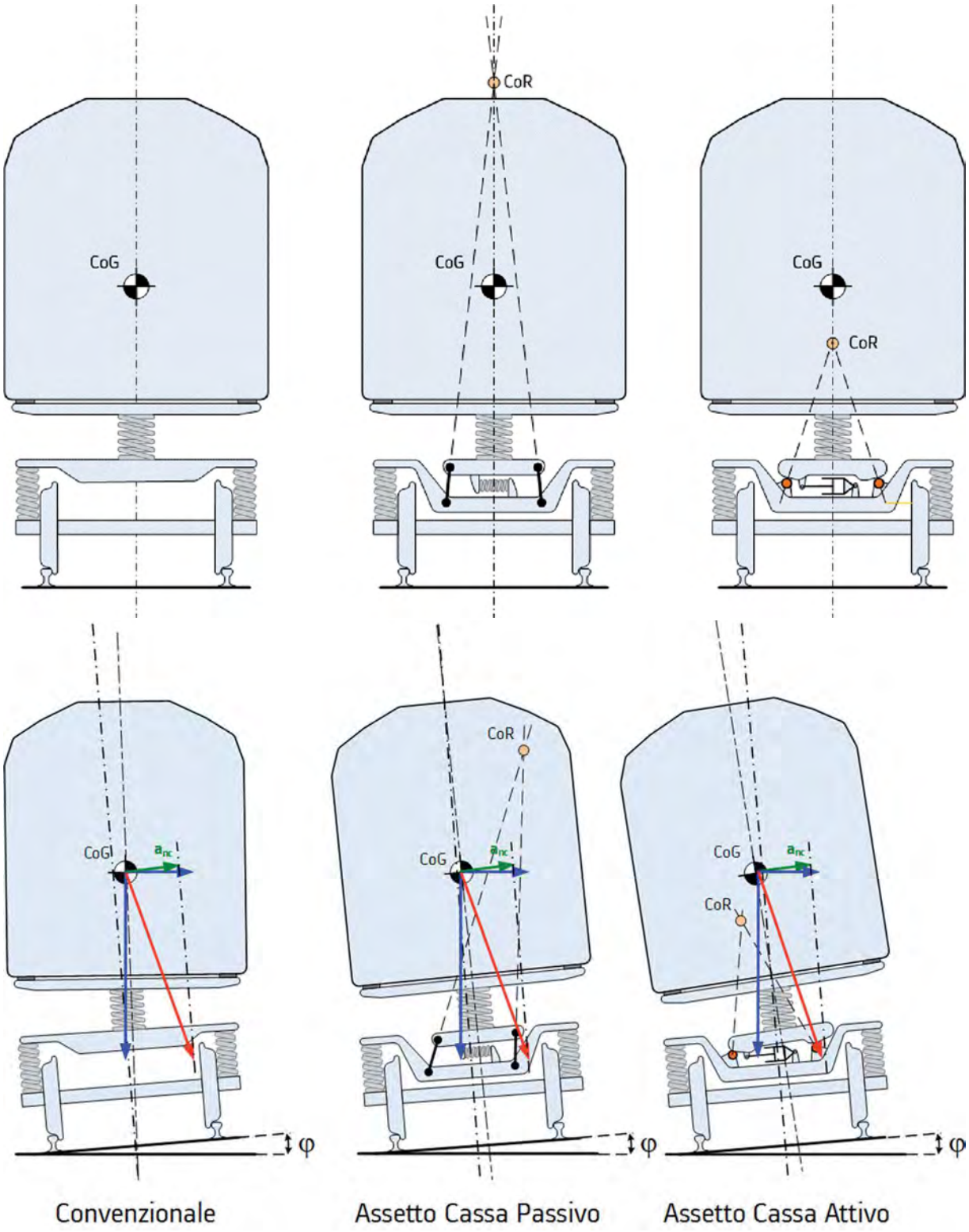
### 2.2. Le caratteristiche principali

In un treno ad assetto variabile, come per tutti i convogli ferroviari costituiti da rotabili accoppiati o articolati fra loro, la cassa è appoggiata in due sezioni, la cui distanza costituisce l'interperno del rotabile. Nei treni articolati, una cassa è collegata all'altra da una cerniera, reale (fig. 9a) o funzionalmente definita da un cinematismo che collega cassa a cassa. Nella maggior parte delle applicazioni, ciascun rotabile è collegato da sistemi di aggancio ai rotabili adiacenti; ciascuna cassa si appoggia su due carrelli ed è collegata a ciascuno di essi mediante un cinematismo, che le consente un grado di libertà alla rotazione in direzione longitudinale, attorno ad un punto, o "centro" di rotazione.

Il centro di rotazione è il punto di vincolo del corpo cassa soggetto alla rotazione di assetto variabile rispetto al rodiggio. Attraverso di esso sono trasmessi il peso proprio e la reazione alle forze d'inerzia in curva. Esso varia la propria posizione al variare dell'angolo di assetto attuato, come nel caso di una guida a rulli (fig. 9b uno schema assimilabile all'ICN), o di un cinematismo ad aste ("bielle"), come visibile in fig. 10a o 10b, per le quali il centro di rotazione percorre un'ampia traiettoria circolare, a partire dalla mezzeria del veicolo, al variare dell'angolo di inclinazione, ed è individuato dal punto di incrocio delle rette d'azione delle bielle stesse, situate o al disopra della sospensione secondaria (fig. 10a) o al disotto della stessa (fig. 10b).

In tutti i casi, per l'assetto cassa sia attivo sia passivo, con centro di rotazione in posizione sia fissa sia variabile a seconda dell'angolo di inclinazione, si tende a mantenere detto centro verso l'interno della curva e possibilmente al disopra del baricentro della cassa, per assicurare che, sotto l'effetto delle forze di richiamo del peso proprio, in assenza di forze attive ("tilting" attivo) o una volta cessato l'effetto delle forze d'inerzia in curva ("tilting" passivo) la cassa ritorni spontaneamente a zero.

Per quanto riguarda la *posizione del cinematismo di comando*, l'attuazione dell'inclinazione di cassa può avvenire tra carrello e base inferiore della sospensione secondaria (si veda lo schema in fig. 10b), o tra la trave oscillante




*[Fonte: Alstom]*

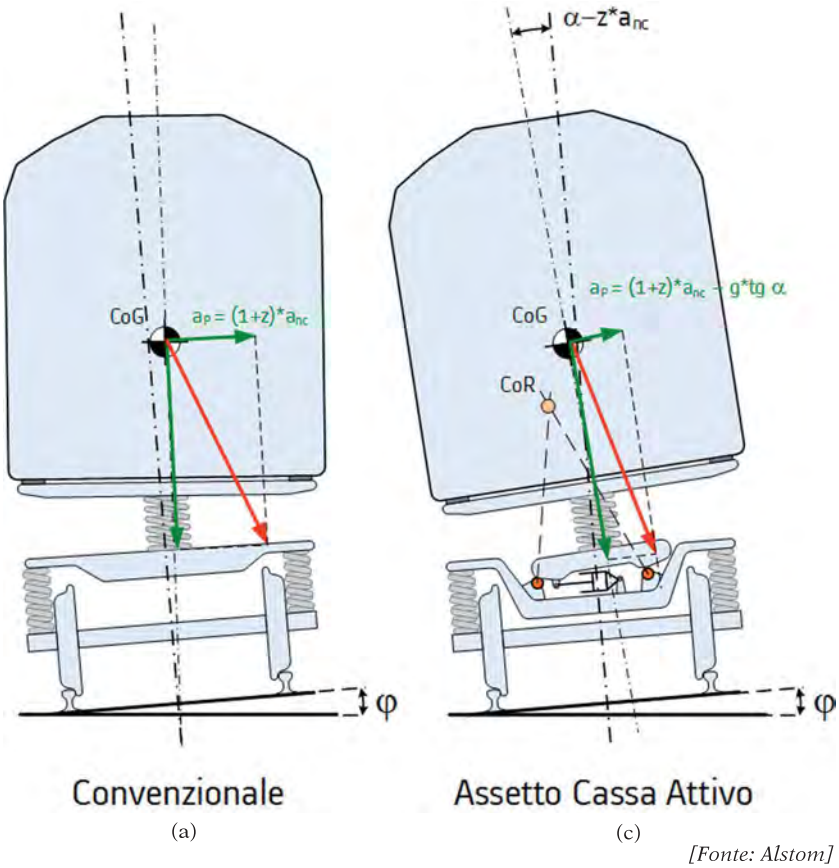
Fig. 8 – La marcia in curva di un rotabile ferroviario.

del carrello e la cassa stessa, ossia al di sopra della sospensione secondaria (fig. 10a).

Da un punto di vista di attuazione, in termini di prontezza, tempestività e gradualità, non vi sono differenze apprezzabili fra le due configurazioni.

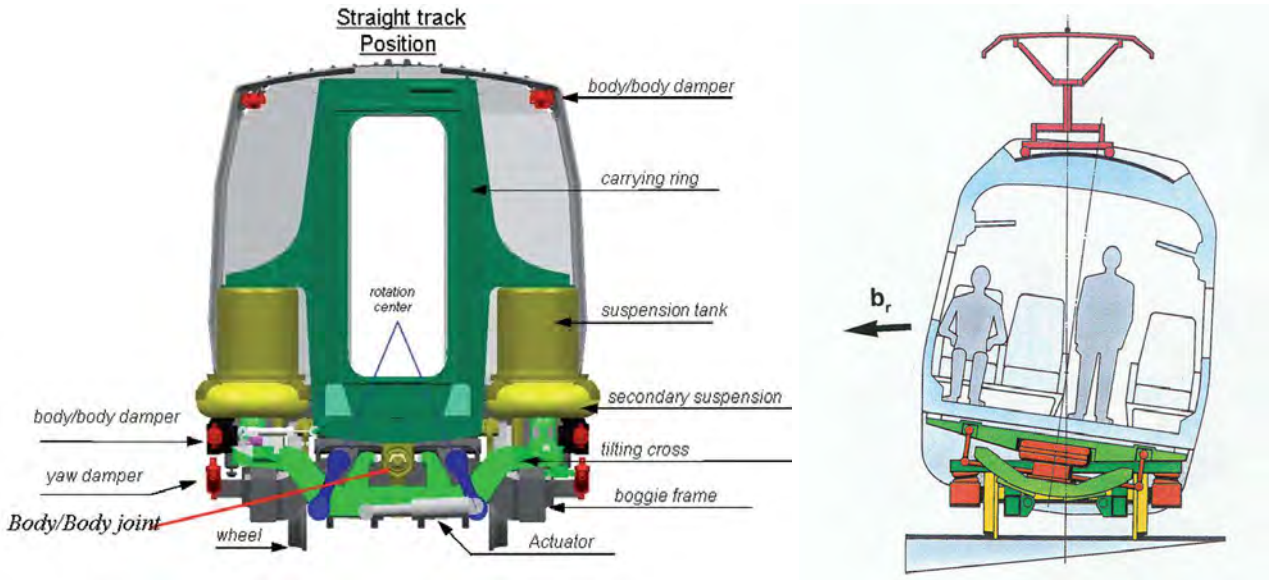
Vi sono invece differenze significative, in termini di complessità della soluzione meccanica, di impiantistica, di consumi, di affidabilità globale di impianto, tra le due soluzioni:

- nel caso di *attuazione sopra la sospensione secondaria* (fig. 10a), la soluzione meccanica è in genere più semplice, soprattutto per il trascinamento cassa-carrello; la sospensione secondaria, in curva, è però soggetta alla piena accelerazione trasversale. E' quindi necessario un sistema attivo di ricentratura della sospensione secondaria (la "Sospensione Laterale Attiva" della famiglia Pendolini) che riduca gli effetti dinamici e quindi le interazioni rotabile - via: l'architettura è più complessa ed ha quindi una minore affidabilità complessiva, maggiori costi sia di primo impianto sia di manutenzione, maggiore consumo di energia;




*[Fonte: Alstom]*

Fig. 8bis - L'accelerazione residua ($a_p$) sul passeggero.

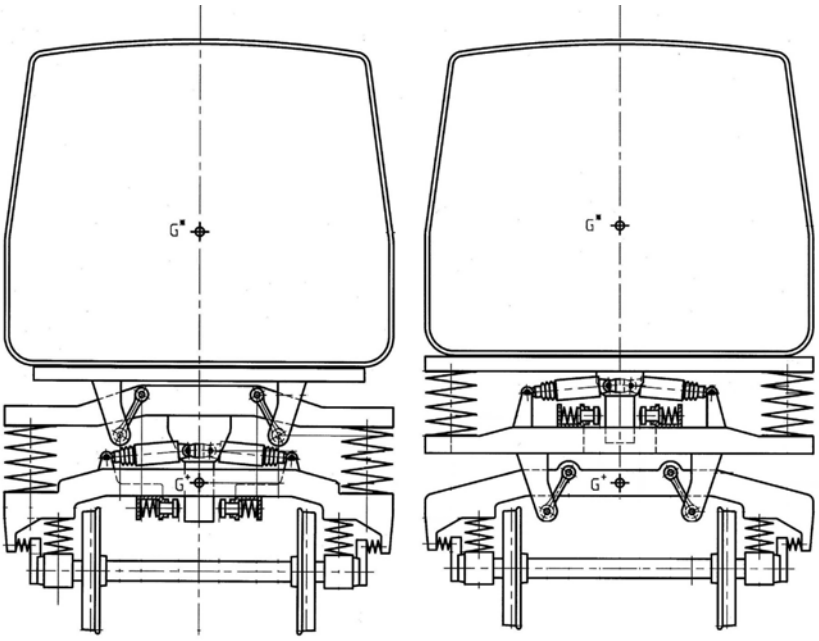



a) Cerniera di appoggio

b) cinematismo a rulli

*[Fonte: Alstom]*

Fig. 9 – Cinematismi di guida del movimento di assetto variabile.



a) Al disopra della sospensione secondaria b) Al disotto della sospensione secondaria

*[Fonte: Alstom]*

Fig. 10 – Cinematismo di guida a bielle.

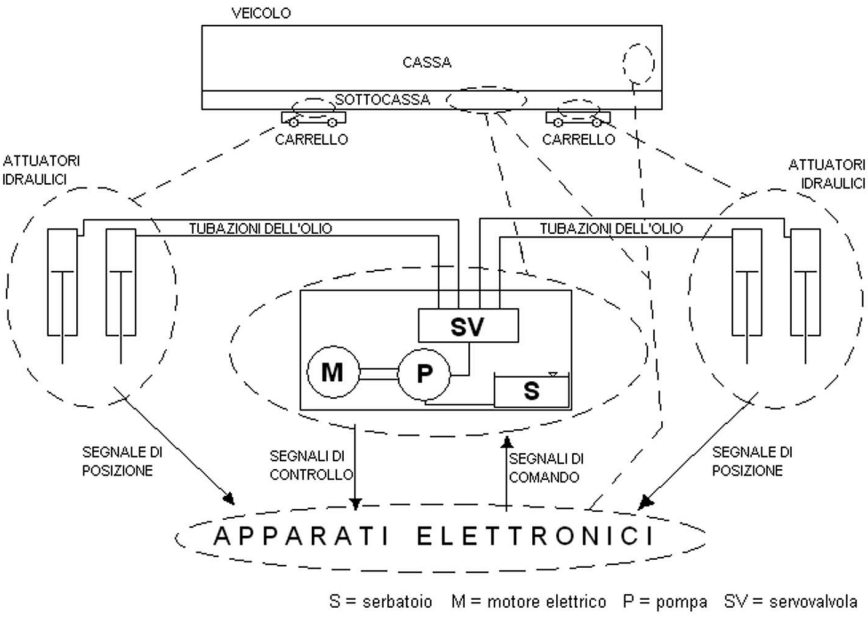
- nel caso di *attuazione sotto la sospensione secondaria* (fig. 10b), non c'è invece necessità di una centratura attiva della sospensione secondaria, l'architettura è più semplice, l'affidabilità intrinseca è maggiore e minori sono i consumi; peraltro possibili mal funzionamenti (ritardi, attuazioni parziali) del sistema di assetto cassa possono aumentare le sollecitazioni dinamiche sulla sospensione laterale, e di conseguenza le forze dinamiche ruota/rotaia e sala - binario.

Nei sistemi attivi, l'inclinazione della cassa è affidata in genere ad *attuatori idraulici* (fig. 11) o ad *attuatori elettromeccanici* (fig. 12 a e b).

Ambedue le soluzioni sono state investigate, anche con prove comparative, sia nei primi esperimenti (SIG negli anni '70), sia più recentemente (Alstom/SNCF negli anni '90), e sono i sistemi di attuazione più largamente applicati: per l'elettro-idraulico tutta la famiglia dei Pendolini, gli X2000, gli American Flyer con assetto cassa Bombardier; per l'elettromeccanico i treni Diesel della DB AG VT 611 e 612, e, più di recente, l'intera famiglia ICN della SBB ed i treni WCML, i cui impianti di assetto cassa sono stati progettati da Fiat SIG.

Ambedue le tecnologie sono mature, ambedue i sistemi presentano pro e contro: l'attuazione elettro-idraulica ha minori costi di primo impianto, maggiore potenza specifica, gli attuatori sono leggeri e poco ingombranti, la potenza di picco più elevata, la affidabilità funzionale è totale (nessun caso di bloccaggio in decine di milioni di chilometri percorsi), ma ha lo svantaggio di un fluido attuatore potenzialmente inquinante e di un costo di manutenzione più elevato, oltre a richiedere avvertenze specifiche nell'utilizzo di pressioni di centinaia di bar.

D'altra parte, il costo di acquisto degli attuatori elettromeccanici, la necessità di una diagnostica anti-bloccaggio specifica, la relativa complessità e l'elevato ingombro dell'attuatore hanno costituito per molti anni, fino alla metà degli anni '90, una forte remora alla applicazione su larga scala. Giocano invece a favore della soluzione elettromeccanica l'altissimo livello di affidabilità e il basso costo di manutenzione dimostrati in esercizio, secondo alcune recenti applicazioni (in particolare ICN e WCML).




[*Fonte: Alstom*]

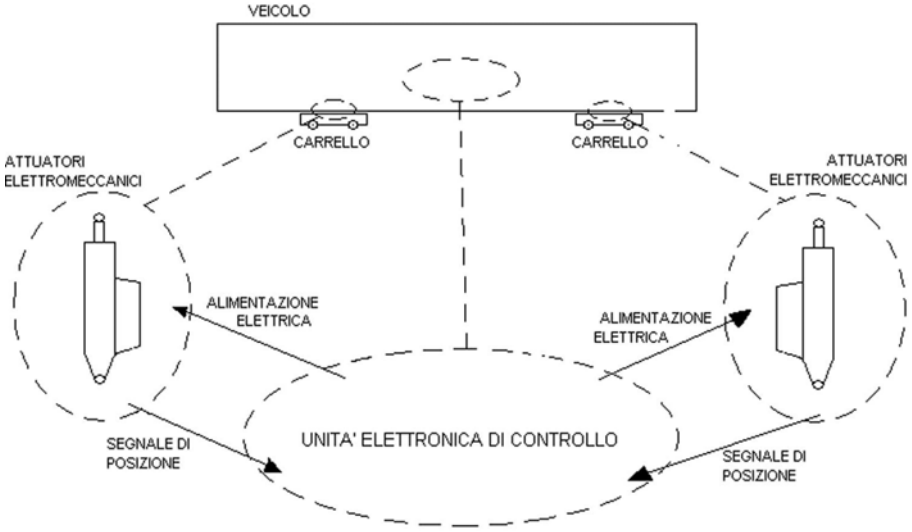
Fig. 11 – Impianto per attuazione elettroidraulica.

Riguardo infine all'*architettura di sistema* di assetto variabile, è possibile evidenziare quanto segue.

A. Per i rotabili ad assetto cassa di tipo passivo, l'architettura del sistema può essere relativamente più semplice. Sono applicati dispositivi puramente meccanici, per la guida del pendolamento, ed eventualmente dispositivi di sterzatura sui carrelli (oltre al ben noto schema del Talgo, un ulteriore esempio è il Navigator della SIG, applicato oltre che al Neiko alla prima serie degli ICN). La diagnostica funzionale, ove esistente, può limitarsi alla sola misura dell'accelerazione residua sui passeggeri e la gestione della diagnostica è integrata nella logica di comando e controllo del treno.

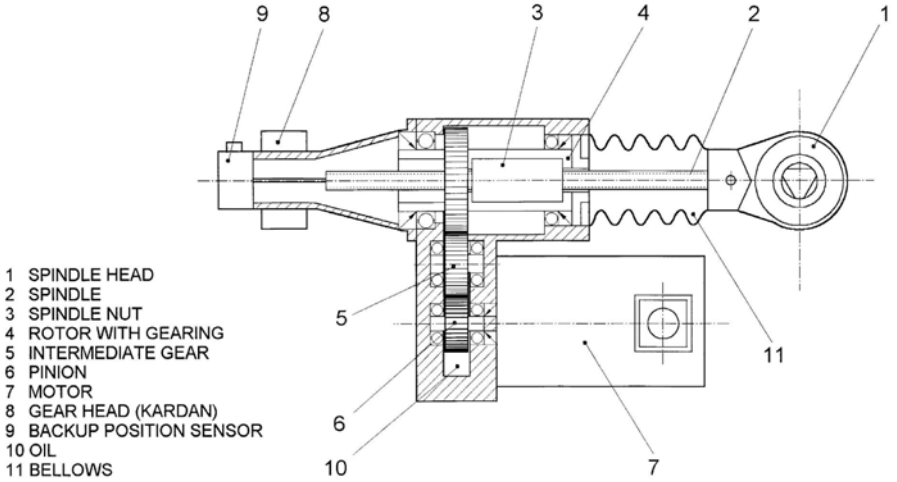
B. Per i rotabili equipaggiati con assetto cassa di tipo attivo, l'architettura del sistema assume una maggiore complessità, in quanto comprende:

- sensori per la misura della geometria del tracciato, delle accelerazioni laterali che agiscono sul rotabile, dell'angolo di assetto cassa attuato;
- impianti attivi per attuare l'inclinazione della cassa in curva, ed eventualmente per ricentrare la sospensione secondaria;
- un regolatore principale per la interazione con il comando treno, la elaborazione dei segnali di comando e la gestione della diagnostica;
- regolatori ausiliari che presidiano e regolano il funzionamento degli impianti attivi.




*[Fonte: Alstom]*

Fig. 12a – Impianto per attuazione elettromeccanica.

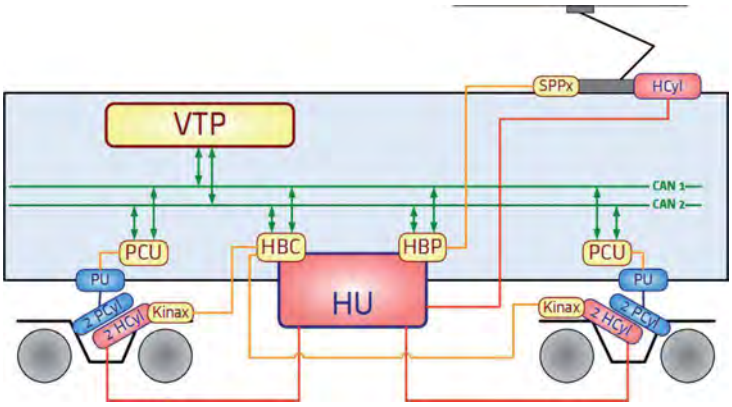



*[Fonte ESW]*

Fig. 12b - Attuatore elettromeccanico (rappresentazione schematica).

Un recente schema di architettura di assetto cassa attivo a livello di rotabile, incluso contro-assetto del pantografo, è riportato a titolo di esempio in fig. 13: l'attuazione dell'assetto sia della cassa sia del pantografo è gestita da un unico processore (VTP) che, attraverso una linea di comunicazione ridondata (CAN1,2) gestisce l'unità (HBC) che comanda l'attuazione dell'assetto cassa, l'unità (HBP) dell'assetto del pantografo, le unità (PCU), una per carrello, della sospensione laterale attiva. L'impianto che genera l'energia di attuazione (HU) è nella fattispecie idraulico, l'unità di comando assetto cassa (HBC) comanda gli attuatori (2HCyl) su ciascun carrello, retroazionati in posizione (Kinax), l'unità di comando assetto pantografo (HBP) comanda l'attuatore (HCyl), retroazionato in posizione (SPPx), mentre le due unità della sospensione laterale attiva (PCU), una per carrello, attraverso gli impianti di regolazione pneumatica (PU) comandano in pressione i cilindri pneumatici (2PCyl).

Questa architettura mostra chiaramente le linee di sviluppo di sistema dell'assetto variabile attivo, messe a punto nell'ultimo decennio: la architettura a "intelligenza distribuita" nella quale ciascun sottosistema è presidiato in




*[Fonte: Alstom]*

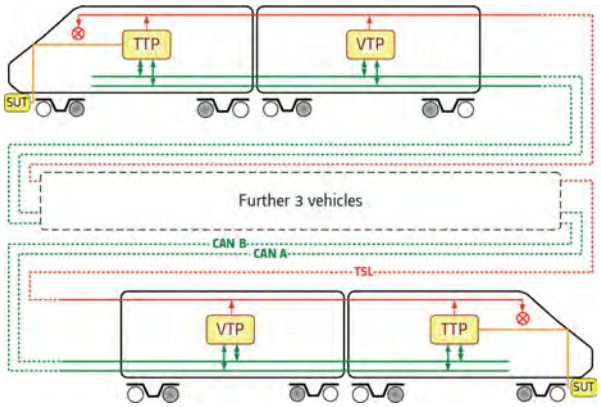
Fig. 13 – Assetto cassa a comando attivo -– Architettura di rotabile.

modo autonomo, e le interazioni con il regolatore principale sono limitate a messaggi funzionali.

Tutti gli impianti sono a loro volta diagnosticati funzionalmente, e le ridondanze necessarie per assicurare i livelli di affidabilità prescritti sono gestite in modo automatico dai regolatori locali sulla base delle informazioni scambiate in tempo reale con il regolatore principale.

Ad esempio: gli organi attuatori di assetto sono corredati di diagnostica propria, che include dispositivi per la misura degli sforzi trasmessi; gli stessi sensori possono essere "auto diagnosticati" a livello locale, ed utilizzati per funzioni differenti, con livelli di priorità e di importanza gerarchicamente specificati e definiti sin dal progetto di architettura.

Uno schema di architettura a livello treno è riportato, sempre a titolo di esempio, in fig. 14. Si tratta, concettualmente, di una generalizzazione dello schema di fig. 13, di cui è esplicitata la architettura del rotabile di testa (SUT = Scatola dei sensori, ridondata), la funzione "master" del Processore di Treno (TTP) dell'assetto variabile, ed è evidenziata la linea di comunicazione dell'assetto variabile di treno (CAN A; CAN B, anch'essa ridondata) e il laccio HW (TSL).




*[Fonte: Alstom]*

Fig. 14 – Assetto cassa a comando attivo – Architettura di treno.

### 2.3. L'aumento della velocità commerciale

La tecnologia dell'assetto variabile consente di aumentare la velocità nella marcia in curva, ossia la accelerazione laterale non compensata ($a_{nc}$)[3], compensandola parzialmente al livello del passeggero grazie alla inclinazione di assetto cassa.

L'aumento di velocità commerciale realizzabile deve essere analizzato caso per caso e può essere molto diverso a seconda delle condizioni di esercizio convenzionale preesistenti.

Il miglioramento è tanto più importante quanto più bassa è l'$a_{nc}$ ammessa nell'esercizio convenzionale e quanto più basse quindi sono le prestazioni in curva richieste al materiale rotabile preesistente. L'aumento di velocità commerciale sarà inoltre tanto più alto quanto più elevata è la percentuale di tratte in curva di raggio, indicativamente al di sotto di 1000-1200 m, come oltre illustrato.

Si tenga inoltre presente che le velocità massime ammesse nella marcia in curva non dipendono solo dalla $a_{nc}$, ma anche da alcune altre grandezze cinematiche in fase di raccordo di ingresso e di uscita dalla curva stessa: il *jerk* laterale, la *velocità di rotazione* e (talvolta) la *accelerazione verticale* massime ammissibili. Eventuali limitazioni in queste grandezze, oltre che la presenza di irregolarità di tracciato (discontinuità di curvatura, scambi in curva) possono ridurre in modo significativo, a causa di tratte a velocità limitata imposta, il guadagno complessivo ottenibile.

A titolo di esempio, si riportano le normative indicate da RFI nella Prefazione Generale all'Orario di Servizio ed i limiti fissati per attribuire a ciascuna linea ferroviaria convenzionale i ranghi ammissibili di velocità:

| Rango della linea | Velocità max | $a_{nc}$ massima | Jerk Max | Velocità di rotazione Max |
|---|---|---|---|---|
| A | ≤ 140 km/h | ≤ 0,6 m/s$^2$ | ≤ 0,25 m/s$^3$ | ≤ 0,036 rad/s |
| B | ≤ 160 km/h | ≤ 0,8 m/s$^2$ | ≤ 0,35 m/s$^3$ | ≤ 0,038 rad/s |
| C | ≤ 200 km/h | ≤ 1 m/s$^2$ | ≤ 0,40 m/s$^3$ | ≤ 0,040 rad/s |

[3] Un secondo contributo può provenire da un incremento della velocità massima di esercizio, che, consentendo di incrementare la velocità anche in rettilineo, migliora ulteriormente la velocità commerciale.

Questo contributo è in genere abbastanza modesto e dipende soprattutto dall'aumento di velocità massima consentito, caso per caso, dalla infrastruttura, e dalle prestazioni attuali del materiale rotabile convenzionale preso a confronto.

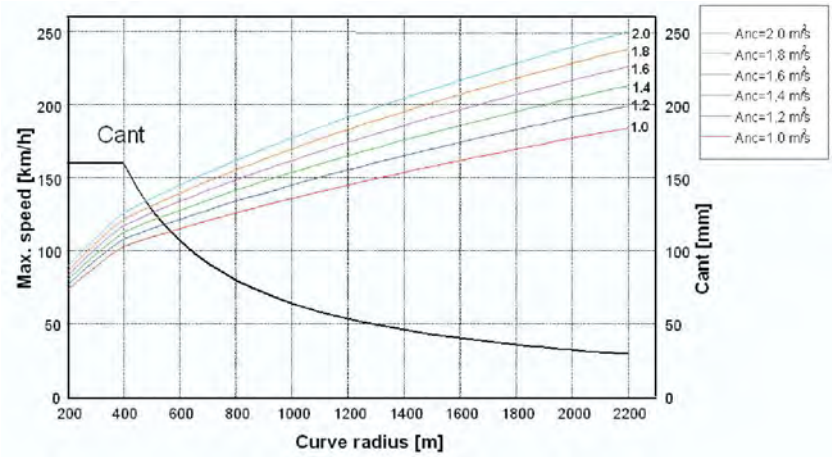



Fig. 15 – Velocità in curva in funzione del raggio, alla sopraelevazione massima ammessa per diverse accelerazioni non compensate.

La successiva definizione del rango di velocità per i treni ad assetto variabile, sempre in RFI, è avvenuta in modo analogo, utilizzando gli stessi parametri:

| Rango della linea | Velocità max | $a_{nc}$ massima | Jerk Max | Velocità di rotazione Max |
|---|---|---|---|---|
| P | ≤ 250 km/h | ≤ 1,8 m/s$^2$ | ≤ 0,60 m/s$^3$ | ≤ 0,044 rad/s |

Esaminiamo ora da un punto di vista teorico il massimo aumento di velocità ottenibile, grazie all'assetto variabile, nella marcia in curva.

Da un punto di vista puramente cinematico: aumentando la velocità $v$ [m/s] nella marcia in una curva di scartamento $B$ e sopraelevazione $D_T$ (in [mm] o [m]), e raggio $R$ [m], l'accelerazione laterale non compensata ($a_{nc}=a_{nc}$, in [m/s$^2$]) è definita, rispetto alla accelerazione di gravità $g$ [m/s$^2$] dalla nota formula

$$a_{nc} = \frac{v^2}{R} - g\frac{D_T}{B}$$

L'andamento della velocità massima in curva, espressa in [km/h], in funzione continua del raggio $R$ della curva stessa e parametrica della $a_{nc}$=Anc ammissibile, è riportato in fig. 15.

Si noti che il grafico di fig. 15 è valido solo per le sopraelevazioni massime ivi indicate. Se dette sopraelevazioni si riducessero, i grafici velocità – raggio si abbasserebbero, ma le differenze percentuali tra i grafici aumenterebbero in modo importante. Si veda, ad esempio, la fig. 16, costruita per una variazione di $a_{nc}$ da 0,66 m/s$^2$ ($I_C$=100 mm) a 2,0 m/s$^2$ ($I_T$=300 mm).

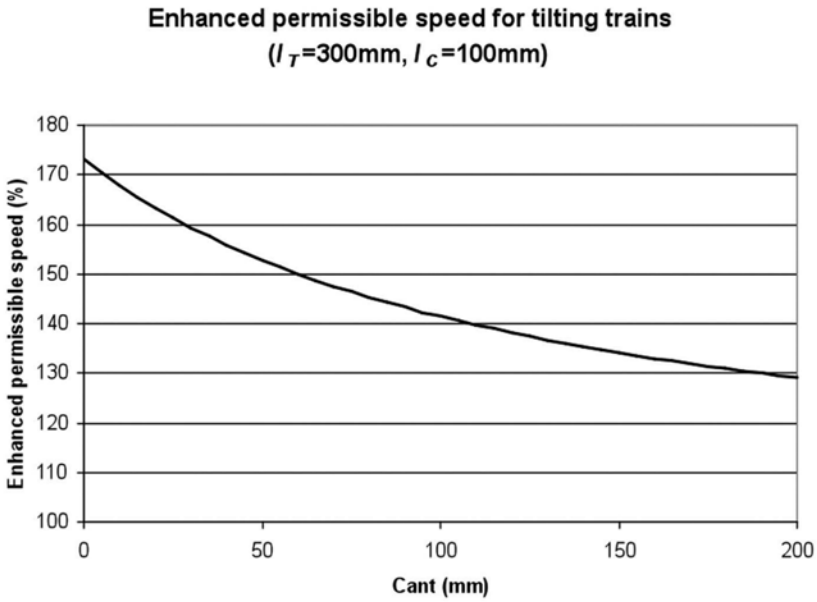
In realtà, l'accelerazione laterale sui passeggeri ($a_p$) è incrementata, rispetto alla $a_{nc}$, di un fattore $(1+z)$, in cui $z$ (ovvero $S$=souplesse) è dovuto al rollio passivo verso l'esterno curva causato dalla deformazione delle sospensioni del rotabile, ed è pari al rapporto tra questo rollio passivo e la $a_{nc}$, espressa anch'essa in angolo in rapporto a g:

$$a_p = (1+z)\cdot\left(\frac{v^2}{R} - g\frac{D}{B}\right)$$

Il comando di assetto cassa compensa, mediante la rotazione della cassa ($\alpha$), parte della accelerazione percepita $a_p$, in modo da poter aumentare la velocità $v$, mantenendo o addirittura riducendo la stessa accelerazione laterale $A_{LP}$. sui passeggeri:

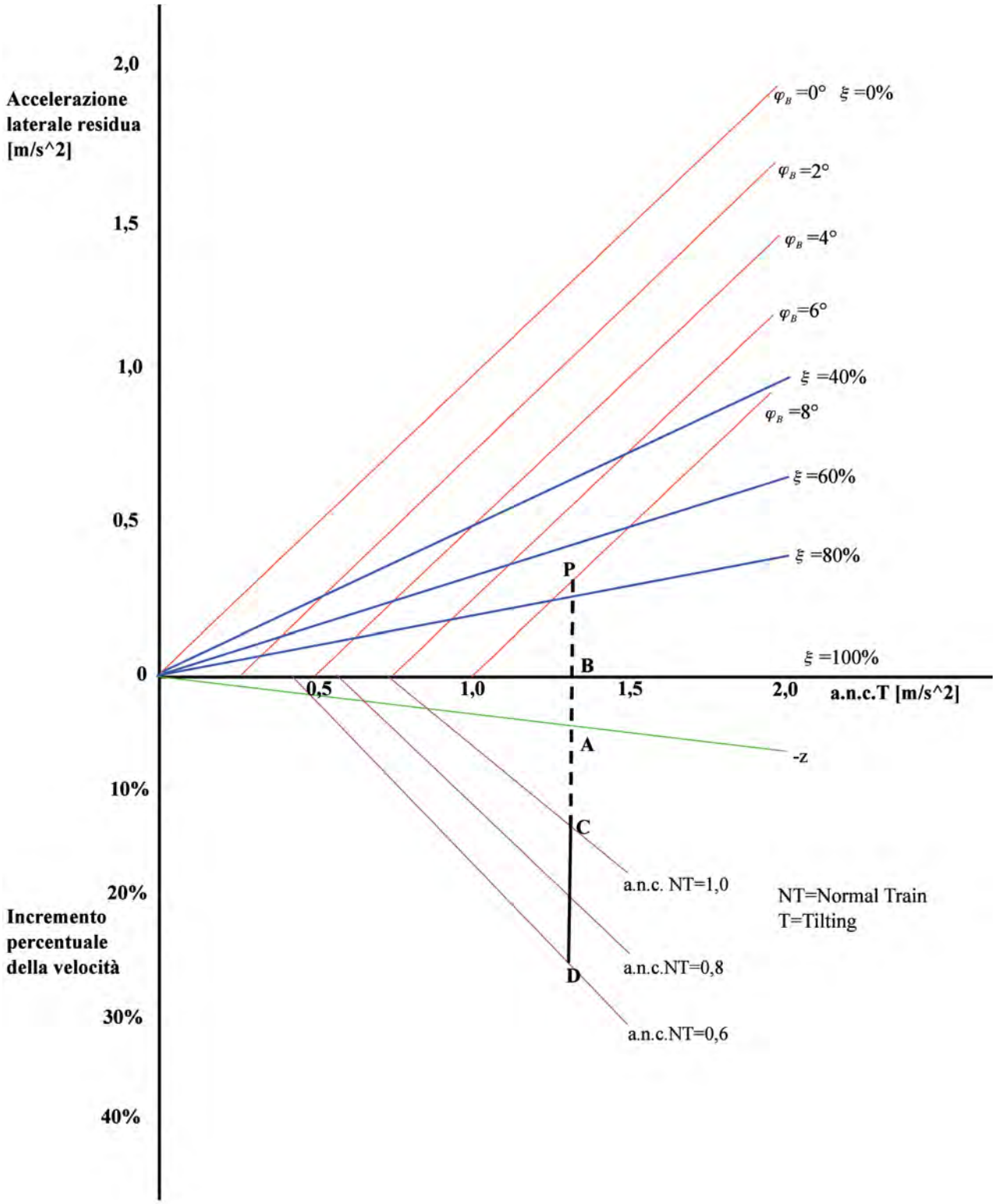
$$a_p = (1+z)\cdot\left(\frac{v^2}{R} - g\frac{D}{B}\right) - g\cdot tg\alpha$$

L'incremento teorico di velocità in curva dipende, quindi, da diversi fattori, di cui alcuni dipendenti dal rotabile ($\alpha$, $z$, $a_{nc}$), altri dall'esercente ($a_p$, $a_{nc}$, $a_{nc}$NT).




*[Fonte: Report UIC 2004]*

Fig. 16 – Guadagno % della velocità in curva rispetto alla sopraelevazione massima ammessa.




*[Fonte: Alstom - Politecnico di Torino]*

Fig. 17 – Guadagno % della velocità in curva in funzione dalla $a_{nc}$ ammessa per i treni Tilting, della $a_{nc}$ di rango convenzionale di riferimento dell'angolo di assetto cassa.

Una valutazione grafica dell'incremento teorico di velocità in curva è riportato alla fig. 17.

Nel *quadrante superiore* è diagrammata la accelerazione laterale residua sul passeggero (a meno della souplesse $z$ assunta pari a 0), in funzione della a.n.c.T=$a_{nc\varphi}$ Sono tracciate le rette a parità di angolo di inclinazione di assetto $\varphi_B$(a 45°, parallele alla retta $\varphi_b=0$ bisettrice del quadrante superiore stesso). Sono anche tracciate le rette, tutte passanti per l'origine, che indicano la percentuale di compensazione $\xi$ applicata, a partire dalla bisettrice del quadrante che corrisponde ad "Accelerazione laterale residua" = $a_{nc}$, ossia a $\xi$=0.

La effettiva "Accelerazione laterale residua" sul passeggero è valutata, sulla verticale, a partire dalla retta inclinata di -$z$ (in verde in fig. 17).

Nel *quadrante inferiore* è riportato, sempre in funzione di $a_{nc}$, l'incremento percentuale di velocità in curva. Sono tracciate le semirette che indicano, sempre in funzione della $a_{nc}$, l'incremento percentuale di velocità mantenendo costante, al variare della $a_{nc}$, la accelerazione laterale ammessa per i treni convenzionali ($a_{nc}$NT, NT= Non Tilting), che hanno origine ciascuna sull'asse orizzontale (incremento zero) nel punto $a_{nc}$NT = $a_{nc}$.

L'utilizzo del grafico è il seguente:

- assegnando in modo indipendente nel diagramma superiore due variabili, tutte le altre sono calcolate di conseguenza. Siano ad esempio dati: la massima a.n.c.T = $a_{nc}$ ammessa per l'esercizio tilting (punto A sulla ascissa del grafico), e l'angolo massimo di inclinazione ($\varphi_B=8°$), appartenente alla retta corrispondente. E' così individuato, nel diagramma superiore, il punto P. La accelerazione laterale residua è quantificata dal segmento verticale AP, rispetto alla retta inclinata di $z$, la percentuale di compensazione $\xi$ vale poco meno dell'80% ;
- assegnando ora la a.n.c.NT (ad es.: 0,6 m/s$^2$), sul diagramma inferiore, incrociando la retta verticale della $a_{nc}$ ammessa con la semiretta della $a_{nc}$NT ammessa, si ricava l'incremento percentuale della velocità di percorso della curva (segmento BC).

Una valutazione sintetica dei guadagni percentuali teorici può anche essere ricavato dalla *formula di* HORAK (tratta da Horak P.J., su "Il nuovo treno con motrici Diesel della serie 612, report non datato"):

$$V = \sqrt{\frac{(D + I + B \cdot tg\alpha_B)}{11{,}8} R}$$

in cui: $I$ è l'insufficienza di sopraelevazione corrispondente al rango considerato, D è la sopraelevazione, V è espresso in [km/h], e $\alpha_B$ l'angolo di inclinazione della cassa rispetto al piano del ferro[4].

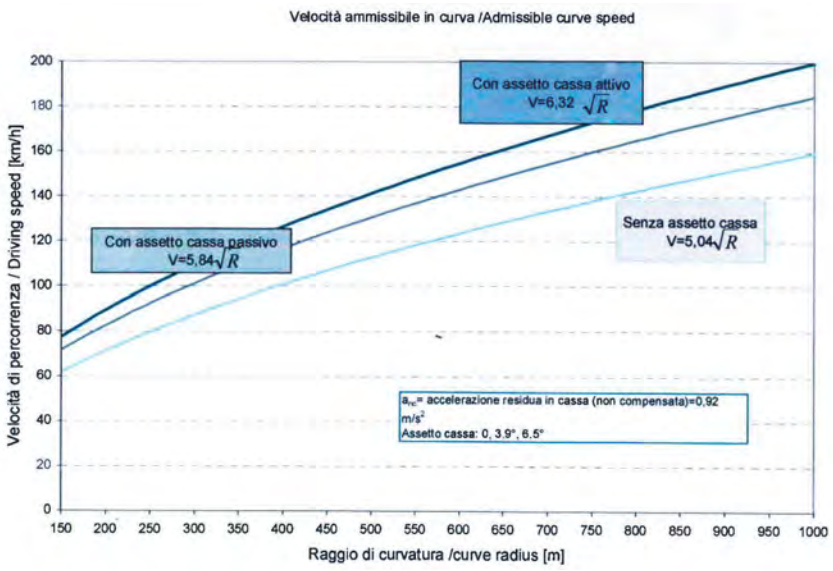
In un caso particolarmente significativo (massima sopraelevazione costante 0,16 m, accelerazione residua sul passeggero 0,92 m/s$^2$, essendo $\alpha_B$ rispettivamente 3,9° per il tilting passivo, e 6,5° per il tilting attivo), si calcolano (fig. 18) aumenti di velocità rispettivamente del 16% (tilting passivo rispetto a treno convenzionale) e del 25% (tilting attivo rispetto a treno convenzionale), in tutto il campo dei raggi di curva considerati.

In conclusione, il guadagno di velocità nella marcia in curva realizzato mediante la tecnica dell'assetto variabile si è rivelato sin dai primi studi (cui le formule sopra riportate fanno riferimento) estremamente interessante, dell'ordine del 25-30%:

- sia nel campo delle *curve strette* (250 – 400 m), incrementando la velocità di percorso da 100 a 125 km/h;
- sia nel campo delle *curve medie* (400 – 600 m), incrementando la velocità di percorso da 120 a 150 km/h;
- sia nelle curve *medio-larghe* (600-1000 m), incrementando la velocità di percorso da 160 a 200 km/h.

Anche nell'ottica della tipologia delle linee esercite, i treni ad assetto variabile possono ridurre in modo significativo i tempi di percorrenza:

(4) Si noti che, a parità di D, l'incremento relativo di V è indipendente da R.




*[Fonte: Politecnico di Torino]*

Fig. 18 – Grafico esemplificativo delle velocità di percorso in curva per Tilting attivo e passivo, a confronto con un treno convenzionale.

- sulle linee regionali, permettono di incrementare la velocità in curva fino al 25-30%, con velocità massime di esercizio di 160 km/ora o superiori;
- sulle linee interregionali consentono, in particolare su tratte tortuose, aumenti di velocità fino al 25-30%, e su tratte in linea retta velocità massime di 200 km/h o superiori;
- sulle linee di nuova concezione possono essere immessi senza penalizzare l'esercizio dei treni veloci, pur non offrendo, in questa applicazione, aumenti della velocità commerciale.

Questi risultati evidenziano molto chiaramente il primo campo rivelatosi di maggiore interesse per l'applicazione dell'assetto variabile: le linee regionali e interregionali, con orografia tortuosa, curve strette, pur con qualità della posa compatibile con la maggiore velocità richiesta. E' il caso, ad esempio, delle linee regionali DB AG (Baviera) e delle linee delle SZ (Ferrovie Slovene), su cui i treni VT610 e Etr310 (rispettivamente diesel e elettrico ) esercisco no da anni un servizio con elevate riduzioni dei tempi di percorrenza e grande soddisfazione degli esercenti e degli utenti finali.

Gli stessi vantaggi possono essere ottenuti nel campo delle curve medio-larghe, nelle quali la velocità massima richiesta è attorno ai 200 km/h: è il caso delle linee interregionali della DB AG (le cosiddette "Altbaustrecken"), di VR (Ferrovie Finlandesi) e della WCML (*West Coast Main Line*).

Per le curve di raggio più ampio, il limite del vantaggio ottenibile risiede nella velocità massima di esercizio, che non consente più aumenti significativi di accelerazione laterale non compensata, di conseguenza guadagni interessanti di velocità di percorso, a meno che naturalmente non sia anche aumentata la velocità massima di esercizio.

La necessità di una elevata velocità massima di esercizio può, peraltro, ridurre la capacità di inscriversi, con interazioni contenute, nelle curve strette o medie, ossia influire negativamente sull'aumento di velocità ammissibile nella marcia in curva.

Da qui nasce una riflessione, riguardo alle qualità meccaniche che devono caratterizzare i carrelli del treno ad assetto variabile, per consentire l'aumento di velocità in curva: peso per asse e masse non sospese e semplicemente sospese di livello contenuto, eccellente inscrivibilità in curva, elevata velocità massima, capacità di contenere, mediante dispositivi adattativi o attivi, la riduzione di comfort vibratorio laterale dovuta all'aumento di velocità in curva.

Queste considerazioni sintetiche evidenziano che la tecnologia dell'assetto variabile non investe solo il campo specifico della attuazione dell'assetto cassa, ma anche le caratteristiche meccaniche del treno e dei carrelli in particolare.

La difficoltà di sviluppare un prodotto a largo spettro di utilizzo, in termini di tracciato e di velocità di esercizio, richiede, ove possibile, la "specializzazione" caso per caso delle caratteristiche del rodiggio, e la oculata scelta del miglior compromesso tra velocità massima di esercizio, caratteristiche di inscrivibilità in curva, comfort su qualità di posa del binario non sempre ottimali.

Un altro aspetto, che fa sì che ciascuna applicazione della tecnica dell'assetto variabile debba ritenersi un caso a sé stante è il fatto che si deve verificare, in ciascun caso applicativo concreto, se gli aumenti teorici di velocità commerciale siano effettivamente realizzabili nel caso pratico. In dettaglio:

- per quanto attiene al *traffico*, se la situazione attuale e di obiettivo del traffico consentono di inserire senza compromettere la capacità di trasporto della linea treni di velocità media più elevata;
- per quanto attiene la *qualità di posa del binario*, quanto occorre, sia come intervento straordinario che come innalzamento degli standard manutentivi periodici, per ottenere qualità di posa stabilmente compatibili;
- per quanto attiene gli impianti e le *opere di armamento*, se le infrastrutture (ponti in muratura, ecc.) sono compatibili con la sollecitazione laterale esercitata sulla via, se il segnalamento è adeguato, se la linea aerea è compatibile.

Il costo complessivo della operazione, e non il solo delta di costo del materiale rotabile, deve essere tenuto in conto e posto in relazione con il valore sociale e monetario del miglior servizio offerto.

I miglioramenti reali ottenibili non sono perciò quantificabili in termini assoluti e possono variare caso per caso anche di ordini di grandezza.

Un esempio pratico: già solo a causa delle differenti accelerazioni laterali non compensate per i treni convenzionali fa sì che il guadagno di velocità in curva possa variare dal 30% (caso DB, su linee tradizionali in cui la $a_{nc}NT$ era limitata a 0,65 m/s²) a meno del 10% (caso SNCF, sempre su linee tradizionali principali, in cui la $a_{nc}NT$ vale 1,2 m/s²).

## 3. Requisiti del rotabile e della infrastruttura

### 3.1. Generalità

I treni ad assetto variabile, come tutti i treni convenzionali, devono circolare sulle reti ferroviarie nel pieno rispetto di tutte le regole e normative esistenti.

D'altra parte, i requisiti minimi di qualità della infrastruttura devono essere osservati e mantenuti per garantire la circolabilità dei treni ad assetto variabile.

Si tratta quindi di una azione equilibrata, che deve utilizzare ambedue le leve sopra indicate per ottimizzare la qualità del servizio e minimizzare i costi di vita del prodotto.

I treni ad assetto variabile, grazie alla tecnica di inclinazione della cassa, possono percorrere le curve a velocità ed accelerazione laterale non compensata superiori rispetto ai treni convenzionali. Questo richiede, in primo luogo, una particolare attenzione alle prestazioni dinamiche (stabilità, interazione con il binario, comfort, qualità di marcia) e al pieno rispetto di tutte le normative afferenti alla *sicurezza* rispetto alle forze di binario, la qualità di marcia, il comfort vibratorio e quello associato ai movimenti dell'assetto cassa.

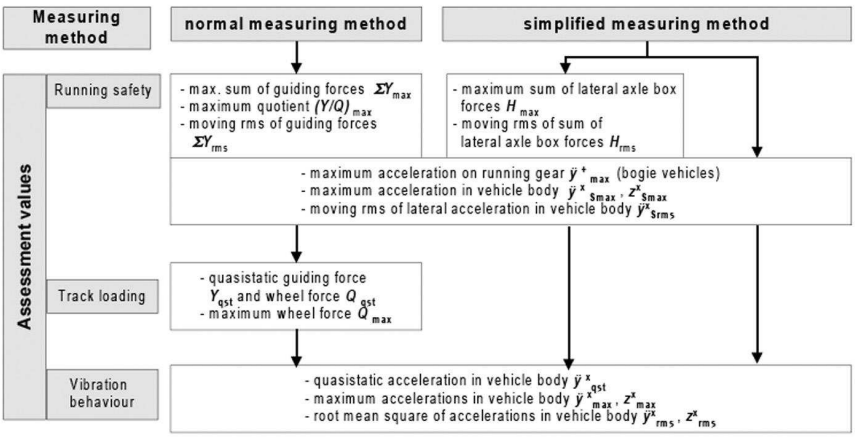



Fig. 19 - EN.14363 – Metodi di misura e grandezze di valutazione.

E' importante sottolineare che è bensì vero che tutte le regole valide per i treni convenzionali devono essere e sono applicate anche ai treni ad assetto variabile, ma alcune di queste regole possono trovarsi in situazione di margine minore per le particolarità dei treni ad assetto variabile, o richiedere modalità di applicazione specifiche, per includere le particolarità di funzionamento o le condizioni di utilizzo dell'assetto variabile.

In particolare, riguardo ai *requisiti del rotabile*:

- le *forze ruota-rotaia e sala-binario:*
  - in fase di raccordo di curva, dovute a possibili transitori di forze attive che, se pure interne al rotabile, a causa delle inerzie delle parti manovrate possono generare azioni indesiderate a livello ruota-rotaia;
  - in piena curva, che, a causa delle maggiori $a_{nc}$, assumono valori complessivi trasversali sala-binario mediamente più elevati e, a causa della presenza delle irregolarità di posa (percorse a velocità più levate), con picchi dinamici anch'essi più elevati;
- il *ribaltamento*: i margini di sicurezza si riducono per il maggior scarico della fila interna delle ruote del rotabile, dovuto alla maggiore $a_{nc}$;
- la *spinta del vento laterale*: a causa dell'aumento di velocità in curva, sono consentite velocità di raffica e di vento medio inferiori rispetto a quanto ammesso per treni convenzionali sulla stessa tratta di linea;

Il *comfort* dei passeggeri:

- nei moti a bassa frequenza sui raccordi di ingresso curva, e sulle transizioni curva-controcurva;
- nel comportamento transitorio (picchi di accelerazione) sulle irregolarità localizzate in curva.

Per quanto attiene ai *requisiti minimi della infrastruttura*, gli argomenti prioritari sono i seguenti.

Le *regole di calcolo della sagoma limite*: devono essere ricostruite in modo rigoroso e coerente, ed applicate in modo conservativo alle condizioni di funzionamento del rotabile ad assetto variabile, per tener conto:

- sia della maggiore $a_{nc}$ (che condiziona le formule utilizzate, in particolare il termine di rastremazione verso l'alto del profilo ammesso nelle sezioni trasversali);
- sia degli effettivi movimenti della cassa del rotabile dovuti all'assetto variabile;
- sia dell'effetto di eventuali avarie dell'assetto cassa nel definire le azioni di mitigazione per recuperare in tempi accettabilmente limitati qualsiasi situazione di fuori sagoma.

L' *usura* ed la *fatica* delle rotaie: a causa della diversa distribuzione delle forze di interazione ruota-rotaia e dell'aumento di velocità in curva, potrebbero in linea di principio aumentare, seppure sia improbabile grazie all'alleggerimento della massa del rotabile (ad esempio, cassa in alluminio).

Le *regole di tracciato e di qualità di posa*: devono essere interpretate in relazione alla loro motivazione originale, con le opportune varianti che devono essere stabilite, ove necessario, per consentire la marcia a velocità aumentata in curva.

### 3.2. Le forze di binario

La normativa vigente per le forze di binario e la qualità di marcia è sostanzialmente invariata rispetto ai tempi dei primi sviluppi dell'assetto variabile: solo le regole di applicazione sono state via via meglio specificate e dettagliate.

La Fiche UIC 518, con la quale si presidia sicurezza e qualità di marcia, è evoluta nella Norma Europea prEN 14363, che include anche la Norma ERRI B55, e le prove di caratterizzazione statiche (X- Factor, souplesse, ...).

La logica e la struttura delle prove di omologazione, relative alla sicurezza rispetto alle forze di interazione rotabile – via e alla qualità di marcia, l'elenco dei punti di misura, e delle grandezze di influenza, estratte dalla tav. 6 della prEN 14363 sono riportati in fig. 19.

| Nr | Reference point of measurement | Direction | Symbol | Unit | Remarks |
|---|---|---|---|---|---|
| **Forces between wheel and rail** | | | | | |
| 1 | Guiding force *Y* | | | | |
| 1.1 | Wheelset 1 or 2, right wheel | lateral | $Y_{11}$, $Y_{21}$ | kN | |
| 1.2 | Wheelset 1 or 2, left wheel | lateral | $Y_{12}$, $Y_{22}$ | kN | |
| 1.3 | Wheelset 3 or 4, right wheel | lateral | $Y_{31}$, $Y_{41}$ | kN | |
| 1.4 | Wheelset 3 or 4, left wheel | lateral | $Y_{32}$, $Y_{42}$ | kN | |
| 2 | Wheel force *Q* | | | | |
| 2.1 | Wheelset 1 or 2, right wheel | vertical | $Q_{11}$, $Q_{21}$ | kN | |
| 2.2 | Wheelset 1 or 2, left wheel | vertical | $Q_{12}$, $Q_{22}$ | kN | |
| 2.3 | Wheelset 3 or 4, right wheel | vertical | $Q_{31}$, $Q_{41}$ | kN | |
| 2.4 | Wheelset 3 or 4, left wheel | vertical | $Q_{32}$, $Q_{42}$ | kN | |
| **Forces at bogie** | | | | | |
| 3 | lateral axle-box force *H* | | | | |
| 3.1 | Wheelset 1 or 2, right suspension | lateral | $H_{11}$, $H_{21}$ | kN | lateral axle-box forces may |
| 3.2 | Wheelset 1 or 2, left suspension | lateral | $H_{12}$, $H_{22}$ | kN | by measured for each side |
| 3.3 | Sum of Wheelset 1 or 2 | lateral | $H_1$, $H_2$ | kN | or as sum per wheelset |

Fig. 20 –EN 14363 – Punti di misura e grandezze di influenza.

Le grandezze significative richieste dalla prEN 14363, e la tabella dei valori limiti ammessi (*fonte: UIC 518)* sono riportate nella fig. 20.

I valori limiti ammissibili, riportati nella fig. 21, sono evidentemente gli stessi sia per i rotabili convenzionali che per quelli ad assetto variabile.

Nella valutazione delle forze di binario e della qualità di marcia, *le avarie dell'assetto cassa* sono valutate in genere in modo deterministico, sulla base di prove specifiche svolte non di rado durante l'omologazione stessa. Il rispetto dei limiti di sicurezza deve essere verificato in tutte le combinazioni di avaria realisticamente plausibili, per tutte le grandezze soggette a valutazione, con adeguato margine per coprire situazioni peggiorative identificate nelle specifiche e non riproducibili nell'ambito della prova svolta.

### 3.3. La stabilità al ribaltamento e al vento laterale

L'aumento della forza centrifuga comporta ovviamente la crescita del momento ribaltante verso l'esterno della curva. L'equazione quasi-statica di momento del veicolo fornisce [129]:

$$md_G a_{NC} = \Delta Qs \Rightarrow \frac{\Delta Q}{Q_0} = \frac{2d_G a_{NC}}{sg}$$

La relazione precedente è stata ricavata come rapporto tra scarico verticale della ruota interna in curva e corrispondente carico in rettilineo in quanto le norme indicano proprio il limite massimo di questo rapporto come strumento per la verifica al ribaltamento. I valori limite prescritti dalle varie amministrazioni ferroviarie sono compresi tra 0,7 e 0,9.

Si precisa come nelle verifiche al ribaltamento si deve tenere in considerazione anche l'azione dell'eventuale vento laterale.

La stabilità al vento laterale riguarda in generale tutti i rotabili, in particolare quelli ad alta velocità, ma in particolare anche i rotabili ad assetto variabile per quanto attiene all'aumentata velocità in curva, essendo in genere trascurabili le variazioni di effetto aerodinamico legate all'angolo di assetto. Molte ricerche sono in corso sull'argomento e differenti metodi sono stati suggeriti dai diversi ricercatori. Agli effetti della sicurezza di marcia, non è interessato lo svio, ma il ribaltamento. Il modello comunemente più usato [129] è quello del "Vettore Intercettato" (fig. 22 bis), calcolato per un semi-veicolo sulla base dell'equilibrio fra le forze verticali di massa agenti su ciascuna componente (massa doppiamente sospesa della semi-cassa, massa semplicemente sospesa del carrello, masse non sospese del carrello) e le corrispondenti forze laterali, sia dovute alla $a_{nc}$ in curva, sia alle azioni aerodinamiche del vento, agenti essenzialmente sulla semi-cassa nel centro geometrico della superficie - in genere laterale - interessata dalla raffica. La posizione dell'intersezione tra la forza inclinata risultante e il piano del ferro definisce la rispondenza ai criteri di sicurezza generalmente accettati. Si considera accettabile la situazione in cui il punto d'intersezione dista dal punto di contatto della ruota carica più del 10% dello scartamento tra i contatti (quota che vale, nello scartamento normale, 1500 mm).

Sia in caso di simulazione dinamica che in una prova in linea, le forze verticali sono filtrate passa-basso su 1,5 Hz.

La Direttiva Europea per l'Interoperabilità del 2006 [131] sull'infrastruttura riporta le curve caratteristiche della velocità del vento laterale massima ammissibile (fig. 22ter), in relazione alla velocità del rotabile, assumendo come parametro l'accelerazione laterale non compensata (a riprova che l'assetto variabile non è focalizzato nella trattazione: le curve sono per $a_{nc}$ =0,5 e 1 m/s²).

### 3.4. Il comfort dei passeggeri

La Fiche UIC 513 (comfort vibratorio) è confluita, includendo alcuni aspetti dell'analisi del comfort dei passeggeri nei raccordi di curva, nella Norma Europea EN 12299.

Alcuni punti normativi sono tuttora in corso di definizione, in particolare la combinazione di comfort vibrato-

$\Sigma Y$, $Y/Q$ for normal measuring method and

$H$, $\ddot{z}_s^*$ for simplified measuring method with measurement of lateral axle-box forces

$\ddot{y}^*$, $\ddot{y}_s^*$, $\ddot{z}_s^*$ for simplified measuring method on bogie vehicles without measurement of lateral axle-box forces

$\ddot{y}_s^*$, $\ddot{z}_s^*$, $\ddot{y}_s$ for simplified measuring method on non-bogied vehicles

| N° | Assessment quantities | Filtering (prior to processing): cut-off frequencies | Statistical processing by section | | Statistical processing by test zone | | | Coef. k |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | Method of calculation | Percentile to be used | Grouping of data | | | |
| | | | | | Tangent track | Large-radius curves | Small-radius curves | |
| 1 | $(\Sigma Y)_{2m}$ wheelsets 1 and 2 | ≥20 Hz (1) | Sliding mean: - over 2 m, | $F_1$ = 0,15% $F_2$ = 99,85% | For each wheelset, total of: $\lvert xi(F_1)\rvert$ and $Xi(F_2)$ | For each wheelset, total of: - on right $xi(F_2)$ - on left $\lvert xi(F_1)\rvert$ | | 3 |
| 2 | $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{2m}$ leading wheelset | ≥20 Hz (1) | - sampling interval 0,5 m | $F_1$ = 0,15% $F_2$ = 99,85% | - | For the external wheel in the curve, total of: - on right $xi(F_2)$ - on left $\lvert xi(F_1)\rvert$ | | 3 |
| 3 | $\ddot{y}_s^{+}$ (4) (5) wheelsets 1 and 2 | 10 Hz (1) | - | $F_1$ = 0,15% $F_2$ = 99,85% | For each wheelset, total of: $\lvert xi(F_1)\rvert$ and $xi(F_2)$ | For each wheelset, total of: - on right $xi(F_2)$ - on left $\lvert xi(F_1)\rvert$ | | 3 |
| 4 | $\ddot{y}_s^{*}$ (4) ends I and II | 6 Hz (1) | - | $F_1$ = 0,15% $F_2$ = 99,85% | For each end, total of: $\lvert xi(F_1)\rvert$ and $xi(F_2)$ | For each end total of: - on right $xi(F_2)$ - on left $\lvert xi(F_1)\rvert$ | | 3 |
| 5 | Q wheels 1, 2, 3, 4 | 20 Hz (1) | - | $F_2$ = 99,85% | xi(F2) total of wheels 1 to 4 | xi(F2) total of external wheels in curve | | 2,2 |
| 6 | $Y_{qst}$ wheels 1, 2, 3, 4 | ≥20 Hz (1) | - | $F_0$ = 50% | - | - | For each wheelset, total of: - on right $xi(F_2)$ - on left $\lvert xi(F_1)\rvert$ for the external wheel in the curve | 0 |
| 7 | $Q_{qst}$ wheels 1, 2, 3, 4 | ≥20 Hz (1) | - | $F_0$ = 50% | - | - | $xi(F_0)$, total for the external wheel in the curve | 0 |
| 8 | $\ddot{y}_q^*$ and $\ddot{z}_q^*$ ends I and II | 0,4 - 10 Hz (2) | - | $F_1$ = 0,15% $F_2$ = 99,85% | For each quantity and each end, total of $\lvert xi(F_1)\rvert$ and $xi(F)_2$ | | | 2,2 |
| | | | | r.m.s. values $s\ddot{y}_q^*$ and $s\ddot{z}_q^*$ | For each quantity and each end, r.m.s. values | | | 2,2 |
| 9 | $\ddot{y}_{qst}^*$ ends I and II | ≥20 Hz (1) | - | $F_0$ = 50% | - | For each end, total of: - on right $xi(F_0)$ - on left $\lvert xiF_{(0)}\rvert$ | | 0 |
| 10 | ΣY wheelsets 1 and 2 | $f_0$ ±2 Hz (2)(3) | - | - | Sliding r.m.s value calculated over a length of 100 m at 10 m increments. | | - | - |

(1) Low-pass filter at -3 dB, gradient ≥24 dB/octave, tolerance of ±0,5 dB up to the cut-off frequency, ±1 dB beyond that value.

(2) Band-pass filter at -3 dB, gradient ≥24 dB/octave, tolerance of ±0,5 dB within the band, ±1 dB outside the band.

(3) $f_0$ is the instability frequency.

(4) This statistical processing is applied for a future extension of approval when using a simplified measuring method.

(5) Only for bogie vehicles.

Fig. 21 – Tabella dei valori limiti ammissibili secondo UIC 518.

rio, comfort sulle irregolarità localizzate e comfort nei raccordi di transizione, e la valutazione dell'effetto della cinetosi o "motion sickness". Alcuni degli sviluppi tecnici in corso di realizzazione, di cui si tratta nell'ultimo paragrafo, sono specificamente legati a questo aspetto.

Per quanto riguarda la valutazione del comfort dei tre-

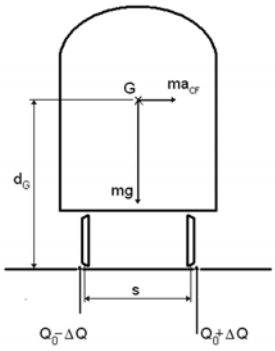



Fig. 22 – Verifica rispetto al ribaltamento.

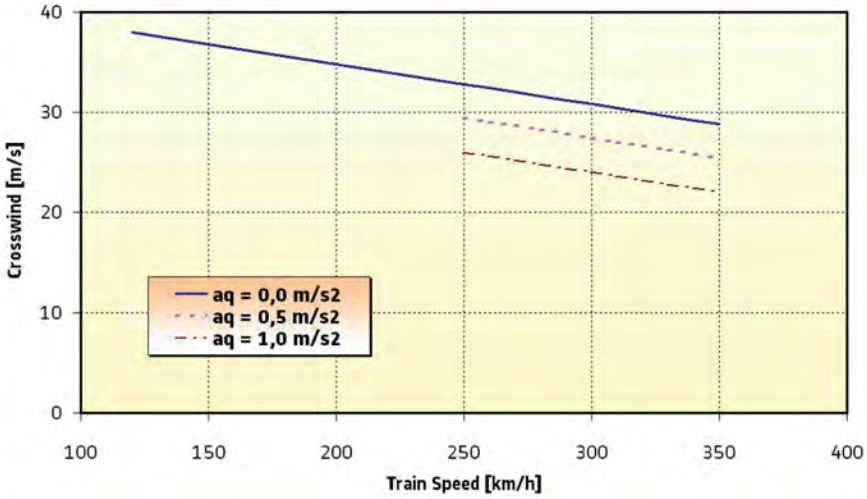



Fig. 22ter - Velocità ammissibili per il vento laterale.

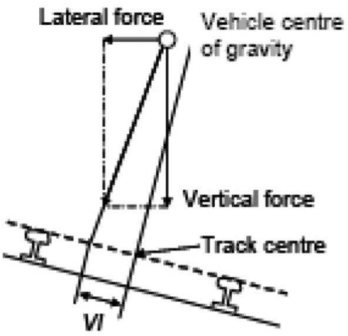



Fig. 22bis - Calcolo del ribaltamento.

ni ad assetto variabile, attualmente sono utilizzati, sulla base della ENV 12299, *tre metodi indipendenti*, legati rispettivamente:

- al *comfort vibratorio* (ricavato dalla Fiche UIC 513), come riportato nella prima e nella terza formula e tabella sottostante (fig. 23):

$$N_{VA} = 4\times\left(a^{w_b}_{ZP95}\right) + 2\times\sqrt{\left(a^{w_d}_{YA95}\right)^2 + \left(a^{w_b}_{ZA95}\right)^2} + 4\times\left(a^{w_c}_{XD95}\right)$$

$$N_{VD} = 3\times\sqrt{16x\left(a^{w_d}_{XP50}\right)^2 + 4x\left(a^{w_d}_{YP50}\right)^2 + \left(a^{w_b}_{ZP50}\right)^2} + 5x\, a^{Wd}_{YP95}$$

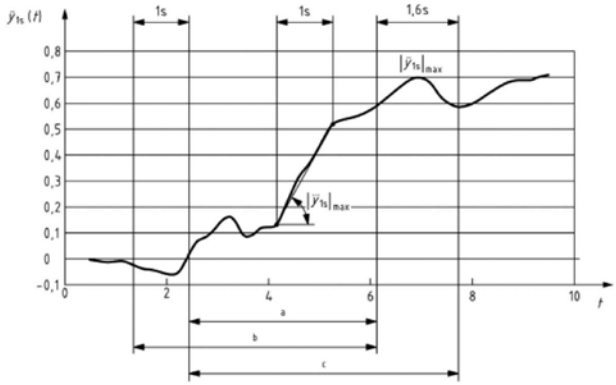
$$N_{MV} = 6\times\sqrt{\left(a^{w_d}_{XP95}\right)^2 + \left(a^{w_d}_{YP95}\right)^2 + \left(a^{w_b}_{ZP95}\right)^2}$$

La scala in unità di misura per il comfort per $N_{MV}$, $N_{VA}$, $N_{VD}$ è la seguente:

| | |
|---|---|
| N < 1 | molto confortevole |
| 1 <= N <2 | confortevole |
| 2 <= N <4 | medio |
| 4 <= N <5 | scomodo |
| N > 5 | molto scomodo |

Fig. 23 – Formule e valori di riferimento del comfort vibratorio [Fiche UIC 515, EN12299].

- al *comfort percepito in fase di raccordo di curva* (fig. 24), per il quale non sono attualmente indicati valori di riferimento;




$$P_{CT} = (A.\ddot{y} + B.\ddot{y} - C) + D.\dot{\vartheta}^E$$

| Posizione | A | B | C | D | E |
|---|---|---|---|---|---|
| In piedi | 2,80 | 2,03 | 11,1 | 0,185 | 2,283 |
| Seduti | 0,88 | 0,95 | 5,9 | 0,120 | 1,626 |

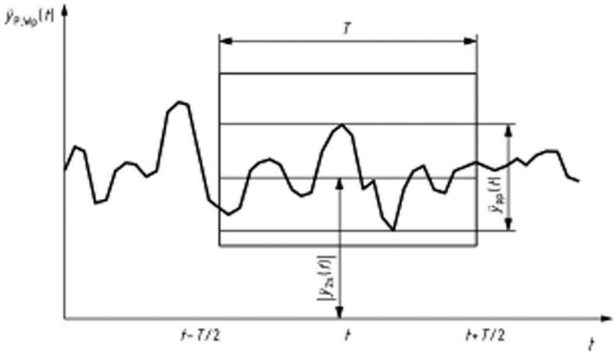
Fig. 24 – Formule del comfort in fase di raccordo [EN12299].

- al *comfort sulle irregolarità localizzate*, per cui è prescritto di non superare nella analisi del suo andamento temporale il valore zero (fig. 25).

Sempre per la normativa sul comfort: attualmente, sulla base di recenti studi condotti direttamente da UIC, e dalla stessa UIC con Università specializzate ed alcune industrie costruttrici, nell'ambito del progetto finanziato FACT, si sta tentando la costruzione di un *parametro di sintesi*, legato all'accelerazione laterale ed influenzato dalla dinamica della compensazione introdotta dall'assetto variabile:

$$N_{ac} = 0.094*N_{VA} + 0.60*\ddot{Y} + 0.11*\dot{\theta} + 0.37*\ddot{Y}$$

Rimane infine aperto il problema della quantificazione dell'effetto della cinetosi e della sua correlazione con le grandezze cinematiche della marcia del rotabile ad assetto variabile.




$$P_{DE} = a.\ddot{y}_p + b.\ddot{y}_m - c$$

| Posizione | A | B | C |
|---|---|---|---|
| In piedi | 1.63 | 2.65 | 37.0 |
| Seduti | 0.83 | 1.28 | 21.7 |

Fig. 25 – Determinazione del comfort sulle irregolarità localizzate [EN 12299].

Recenti prove sono state svolte sia dalla UIC, principalmente focalizzata sul comfort complessivo, sia dal Consorzio FACT.

Le condizioni della prova, svolte sulla rete delle Ferrovie Slovene (SZ) con un treno laboratorio con tecnologia "Pendolino") (fig. 26) sono riportate in fig. 27.

Queste ricerche, pur in presenza di campioni statisticamente significativi, hanno prodotto elevate dispersioni (fig. 29) quindi risultati non correlabili in modo convincente. L'unico effetto sicuramente percepito è quello della *cumulazione* e della *progressività* del fenomeno, mentre compaiono chiari segni coerenti sulla *reversibilità* del fenomeno stesso, in contrasto con la regola di "fatica cumulativa" che sta alla base della ISO 2631 (fig. 28).

La ricerca è tutt'ora in corso, sono stati messi a punto modelli predittivi legati al conflitto sensoriale (si veda un esempio di correlazione fra risultati sperimentali e predittivi nella stessa figura). Questa attività è stata svolta in collaborazione fra Alstom e l'Università di Perugia.

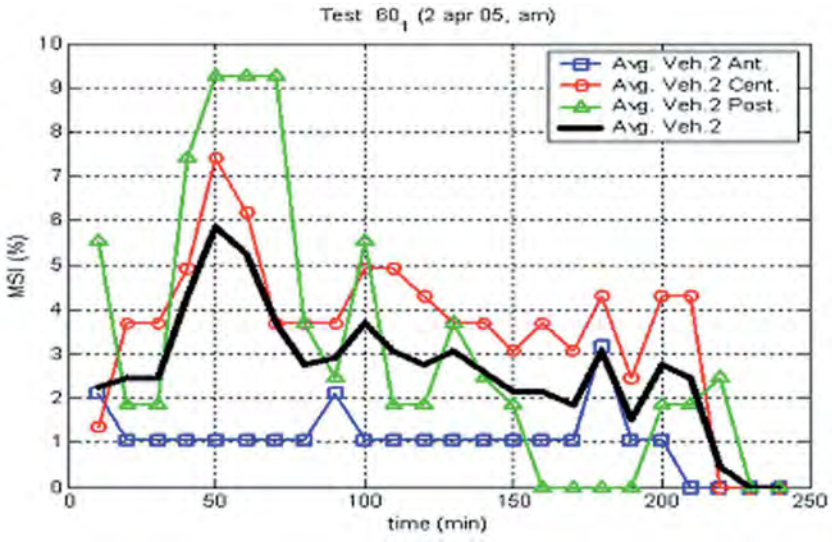
In fig. 29 sono riportati gli andamenti sperimentali, all'aumentare del tempo di esposizione in prova, degli indici di cinetosi (MSI) nel punto "posizione 1" in fig. 30, a paragone con il valore calcolato (linea blu) e del punto 2 di fig. 30, diagonalmente opposto nel comparto dello stesso rotabile (linea rossa). Si noti, comunque, la elevata dispersione degli indici registrati (zona tratteggiata), quindi la poco significativa rappresentatività del valor medio diagrammato.

*[Fonte UIC]*

Fig. 26 – Il treno di prova UIC e "FACT".

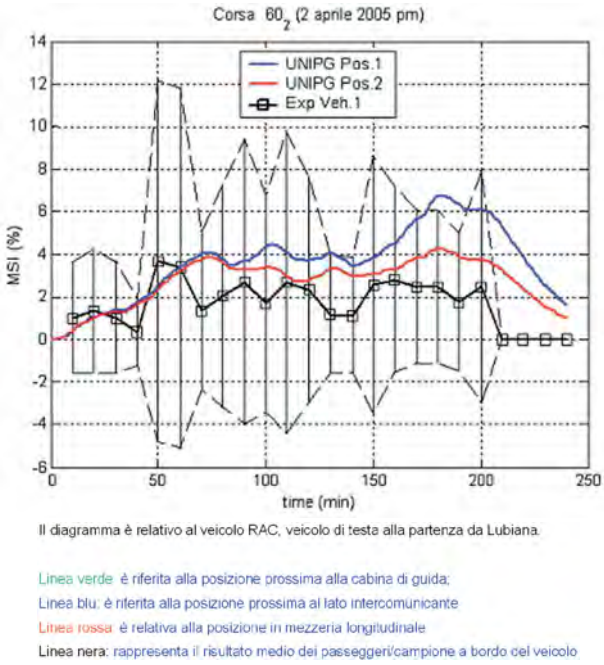
| Condizione | Max insufficienza di soprelevazione [mm] ($a_{nc}$ [m/s$^2$]) | Percentuale di compensazione nominale | Note |
|---|---|---|---|
| 1 | 270 (1.8) | 80% | Massima insufficienza di soprelevazione (accelerazione non compensata) ammessa dalle SZ |
| 2 | 270 (1.8) | 60% | |
| 3 | 270 (1.8) | 100% | |
| 4 | 270 (1.8) | 40% | |
| 5 | 270 (1.8) | 60% | |
| | | 80% | |
| 6 | 153 (1.0) | 0% | Insufficienza di soprelevazione (accelerazione non compensata) per Intercity convenzionale |

Fig. 27 – Condizioni di prova "FACT" su rete SZ.




*[Fonte: Università Perugia]*

Fig. 28 – Andamento sperimentale dell'indice di cinetosi (MSI) in funzione del tempo di esposizione in prova.




*[Fonte: Università Perugia]*

Fig. 29 – Confronto fra modello predittivo e risultato sperimentale.

Anche l'effetto della percentuale di compensazione, variata in modo parametrico delle prove, non ha potuto esser valutato in modo persuasivo, vista l'elevata dispersione del risultato sperimentale (fig. 30); appare, peraltro, abbastanza significativa la tendenza del grafico, che dimostra un miglior effetto delle alte percentuali di compensazione.

Non appare, tuttavia, individuabile una percentuale ottimale di compensazione.

### 3.5. La sagoma limite

La Fiche UIC 505, che regola il rispetto della sagoma limite, è stata aggiornata sin dall'inizio dell'esercizio dell'assetto variabile, in modo coerente ed esaustivo, per tener conto essenzialmente della marcia ad elevata accelerazione laterale non compensata. Qualche aggiustamento successivo è avvenuto per tener conto delle particolari situazioni di avaria, per gestire il transitorio di riduzione di velocità.

Nel calcolo della sagoma limite, si deve tener conto della posizione più invasiva che il profilo può assumere rispetto alla sagoma di riferimento (fig. 31).

Il profilo di riduzione viene calcolato tenendo conto dello spostamento laterale effettivo del rotabile, e del contributo, legato alla souplesse, della maggiore accelerazione laterale non compensata, tenendo conto del contenuto originale delle regole di calcolo a suo tempo fissate: in altre parole, l'aumento della $a_{nc}$ rispetto al massimo ammesso nei rotabili convenzionali viene portato integralmente a carico della sagoma limite del rotabile.

Il calcolo viene, ovviamente, ripetuto anche per marcia a rango convenzionale, sia in presenza che in assenza di assetto variabile.

### 3.6. L'usura e la fatica delle rotaie

Ci si potrebbe in linea di principio attendere un effetto di danneggiamento superiore, per usura o per fatica al rotolamento, dovuto al transito in curva, a velocità aumentata, dei rotabili ad assetto variabile. Dalle considerazioni che si riportano nel seguito, questo sospetto risulta, peraltro, abbastanza sovrastimato.

L'usura della ruota e della rotaia è di tipo abrasivo e dipende, secondo le due teorie più accreditate, o dall'energia dissipata al contatto (teoria uni-dimensionale di Mc Even ed Harvey, 1985), o dalla combinazione di pressione di contatto e velocità relativa di scorrimento (modello bidimensionale, Archard, 1953).

A partire dagli anni '80, sulla base di studi svolti nell'Illinois Institute of Technology e ripresi dal Comitato ERRI B176, in particolare nel Report 1, fu costruita una relazione mono-dimensionale, ora largamente condivisa ed applicata anche nei codici multi-corpo di simulazione dinamica, sulla base del Numero di Usura ("Wear Num-

ber", $W$), definito in proporzione ($W_k$) al prodotto ($T\ \gamma$) della forza d'attrito tangenziale ($T$) e del microscorrimento ($\gamma$), all'area di contatto ($A$), secondo una costante ($K$) che assume due diversi valori, in due diversi campi di usura ("leggera" e "grave") a seconda del valore del microscorrimento ($\gamma$):

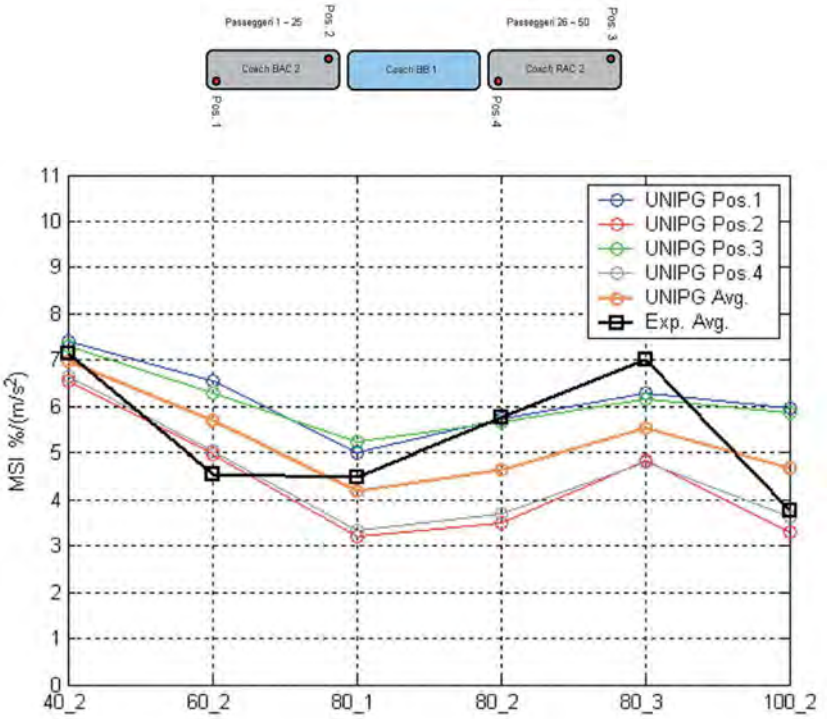
$$W = W_k*[(T\ \gamma)/A] + K$$

E' chiaro che, trattandosi di un fenomeno fortemente non lineare, fortemente crescente al crescere del microscorrimento, è necessario applicare per i carrelli dei rotabili ad assetto variabile le stesse buone avvertenze progettative già in uso per i carrelli circolanti su curve strette: riduzione degli angoli d'attacco, in particolare per il primo asse anteriore senso marcia, e, ove consentito, una efficace e ben localizzata lubrificazione del fianco del bordino.

L'aumento di $a_{nc}$ nella marcia in curva, portando in genere ad un aumento della spinta d'asse soprattutto sul solo secondo asse del carrello, e, sull'asse anteriore, ad una riduzione della forza d'attrito sulla ruota interna (dovuta allo scaricamento verticale della stessa), e ad una riduzione significativa dell'angolo d'attacco (ossia del $\gamma$), che tende a mantenere, o a crescere di ben poco, il ($T\ \gamma$) sul fianco del bordino. Non c'è quindi da attendersi, purché si rispettino adeguati criteri di scelta e dimensionamento dei parametri influenzanti la inscrivibilità in curva, un deterioramento del comportamento all'usura dei carrelli ad assetto variabile rispetto a quelli convenzionali.

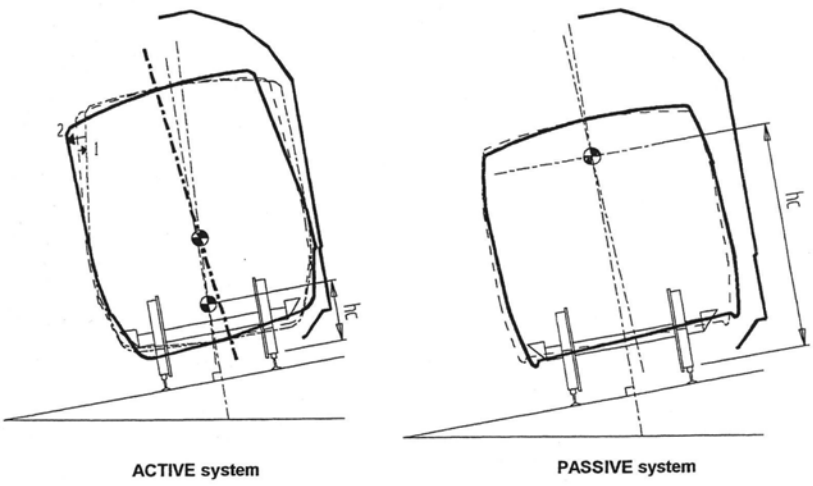
Secondo recenti studi, risalenti a 3-4 anni fa, la fatica di rotolamento è anch'essa associabile a ($T\ \gamma$). Il fenomeno tende a manifestarsi nel campo di $T\ \gamma$ compreso tra 15 e 175 N, con un massimo attorno a 65 N.

Un altro fattore importante è il *carico normale al contatto ruota – rotaia*, che si incrementa, sulla rotaia esterna, in relazione all'aumento di $a_{nc}$ nella marcia in curva dei rotabili ad assetto variabile. Essendovi sostanzialmente tre tipi di fenomeno (fatica superficiale, fatica sub-superficiale, fatica su difetti di materiale in profondità al corpo rotaia) le sole avvertenze di progetto generalmente utilizzate per contenere il carico verticale sulla rotaia esterna (basso peso per asse, baricentro del veicolo relativamente basso, limitata spostabilità laterale delle sospensioni), gli effetti dinamici (contenimento delle masse non sospese, adeguata flessibilità delle guide boccole, ammortizzatori antiserpeggio a basso "asintoto") e l'angolo d'attacco (ossia il $\gamma$) non sono di per sé sufficienti a garantire contro la




*[Fonte: Università Perugia]*

Fig. 30 – Diagramma complessivo degli indici di cinetosi in relazione alla percentuale di compensazione adottata.




*[Fonte: Politecnico di Torino]*

Fig. 31 – Sagoma limite – Definizione del profilo del rotabile.

| GRANDEZZA | U. M. | CEN | TSI | EUROPA | NOTE |
|---|---|---|---|---|---|
| Sopraelevazione | mm | 180 | 180 | 139 ÷ 180 | |
| Gradiente di Sopraelevazione | mm/mm | 1/400 | 1/400 | non spec. | |
| | | | | | Per rotabili convenzionali |
| Insufficienza di Sopraelevazione | mm | 168 | 165 | 100 - 180 | a 200 km/h |
| Velocità di Variazione della Sopraelevazione | mm/s | 60 | non spec. | 35 ÷ 85 | |
| Velocità di Variazione della Insufficienza di Sopraelevazione | mm/s | 90 | non spec. | 30 ÷ 92 | |
| | | | | | con Assetto Variabile |
| Insufficienza di Sopraelevazione | mm | 306 (*) | non spec | 182 ÷ 300 | (*) secondo prEN 13803-1 |
| Velocità di Variazione della Sopraelevazione | mm/s | 75 (*) | non spec | 43 ÷ 95 | (*) secondo prEN 13803-1 |
| Velocità di Variazione della Insufficienza di Sopraelevazione | mm/s | 150 (*) | non spec | 50 ÷ 150 (**) | (*) secondo prEN 13803-1 (**) DB, SNCF: nessun limite |

Fig 32 – Regole di tracciato dei raccordi e delle curve.

fatica al rotolamento, ma caso per caso un'attenta analisi e monitoraggio dello stato superficiale e della forma delle superfici attive di ruote e rotaie deve essere garantita ed applicata in modo sistematico a intervalli adeguatamente ravvicinati.

### 3.7. Il tracciato e la qualità del binario

Qualche notizia, infine, sulle regole di tracciato e sulla qualità di posa, espressa sia dalle tolleranze di esercizio che dai valori efficaci (rms) delle irregolarità di posa su tratte di binario di lunghezza predefinite.

Le regole di tracciato variano, in linea di principio, da Amministrazione ad Amministrazione. Sono state precedentemente riportate, a titolo di esempio, le regole utilizzate da RFI per la definizione dei ranghi di velocità.

| Valori picco - picco | Livellamento verticale | | Allineamento trasversale | |
|---|---|---|---|---|
| | $QN_1$ (mm) | $QN_2$ (mm) | $QN_1$ (mm) | $QN_2$ (mm) |
| V ≤ 80 km/h | 12 | 16 | 12 | 14 |
| 80 < V ≤ 120 km/h | 8 | 12 | 8 | 10 |
| 120 < V ≤160 km/h | 6 | 10 | 6 | 8 |
| 160 < V ≤ 200 km/h | 5 | 9 | 5 | 7 |
| 200 < V ≤ 300 km/h | 4 | 8 | 4 | 6 |
| V > 300 km/h | Non specificato | | | |

| Deviazione standard | Livellamento verticale | | Allineamento trasversale | |
|---|---|---|---|---|
| | $QN_1$ (mm) | $QN_2$ (mm) | $QN_1$ (mm) | $QN_2$ (mm) |
| V ≤ 80 km/h | 2,3 | 2,6 | 1,5 | 1,8 |
| 80 < V ≤ 120 km/h | 1,8 | 2,1 | 1,2 | 1,5 |
| 120 < V ≤160 km/h | 1,4 | 1,7 | 1,0 | 1,3 |
| 160 < V ≤ 200 km/h | 1,2 | 1,5 | 0,8 | 1,1 |
| 200 < V ≤ 300 km/h | 1,0 | 1,3 | 0,7 | 1,0 |
| V > 300 km/h | Non specificato | | | |

Fig 33 – Indici di qualità del binario secondo fiche UIC 518.

**III.1 DEVIAZIONE STANDARD DI ALLINEAMENTO, LIVELLO LONGITUDINALE E LIVELLO TRASVERSALE**

| | V ≤ 80 km/h km/h | 80 <V ≤ 120 km/h | 120 <V≤ 160 km/h | 160 <V≤ 200 km/h | 200 <V≤ 300 km/h |
|---|---|---|---|---|---|
| 1° livello di qualità | $\sigma_A \leq 1{,}5$<br>$\sigma_L \leq 2{,}3$<br>$\sigma_{XL} \leq 1{,}5$ | $\sigma_A \leq 1{,}2$<br>$\sigma_L \leq 1{,}8$<br>$\sigma_{XL} \leq 1{,}2$ | $\sigma_A \leq 1{,}0$<br>$\sigma_L \leq 1{,}4$<br>$\sigma_{XL} \leq 1{,}0$ | $\sigma_A \leq 0{,}8$<br>$\sigma_L \leq 1{,}2$<br>$\sigma_{XL} \leq 0{,}8$ | $\sigma_A \leq 0{,}7$<br>$\sigma_L \leq 1{,}0$<br>$\sigma_{XL} \leq 0{,}7$ |
| 2° livello di qualità | $1{,}5 < \sigma_A \leq 1{,}8$<br>$2{,}3 < \sigma_L \leq 2{,}6$<br>$1{,}5 < \sigma_{XL} \leq 1{,}8$ | $1{,}2 < \sigma_A \leq 1{,}5$<br>$1{,}8 < \sigma_L \leq 2{,}1$<br>$1{,}2 < \sigma_{XL} \leq 1{,}5$ | $1{,}0 < \sigma_A \leq 1{,}3$<br>$1{,}4 < \sigma_L \leq 1{,}7$<br>$1{,}0 < \sigma_{XL} \leq 1{,}3$ | $0{,}8 < \sigma_A \leq 1{,}1$<br>$1{,}2 < \sigma_L \leq 1{,}5$<br>$0{,}8 < \sigma_{XL} \leq 1{,}1$ | $0{,}7 < \sigma_A \leq 1{,}0$<br>$1{,}0 < \sigma_L \leq 1{,}3$<br>$0{,}7 < \sigma_{XL} \leq 1{,}0$ |

Fig. 33bis – Livelli di qualità geometrica correnti secondo Disposizione RFI 18/2004. Linee di sviluppo e prospettive.

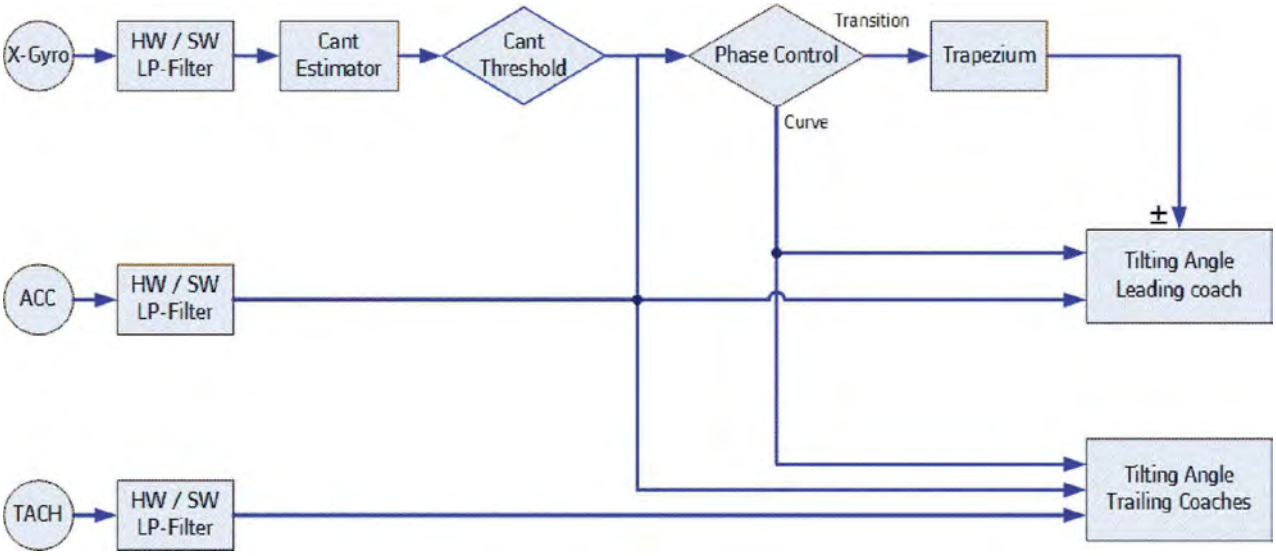
Si riporta, in fig. 32, una tabella riepilogativa dei valori CEN, TSI e dell'ambito di variazione prescritto da alcune Amministrazioni Ferroviarie europee (Repubblica Ceca, Francia, Germania, Italia, Norvegia, Spagna, Svezia e Gran Bretagna).

Si noti che le variazioni da Amministrazione ad Amministrazione sono importanti, soprattutto per la *Insufficienza di Sopraelevazione* (equivalente alla $a_{nc}$), che definisce, in pratica, il margine di aumento ottenibile per la velocità commerciale. Si noti inoltre gli aumenti dei limiti ammessi per le variazioni di insufficienza di sopraelevazione e di sopraelevazione sono stati "tarati" non coinvolgendo tematiche di sicurezza, in modo da essere coerenti con l'aumento di insufficienza di sopraelevazione.

Esistono invece altre limitazioni sulla geometria del binario, che riguardano le variazioni brusche di curvatura e le irregolarità localizzate in curva, che non possono essere compensate grazie alle qualità di prestazione del rodiggio o all'assetto variabile: queste limitazioni, qualora numerose, porterebbero ad una penalizzazione del margine di aumento ottenibile.

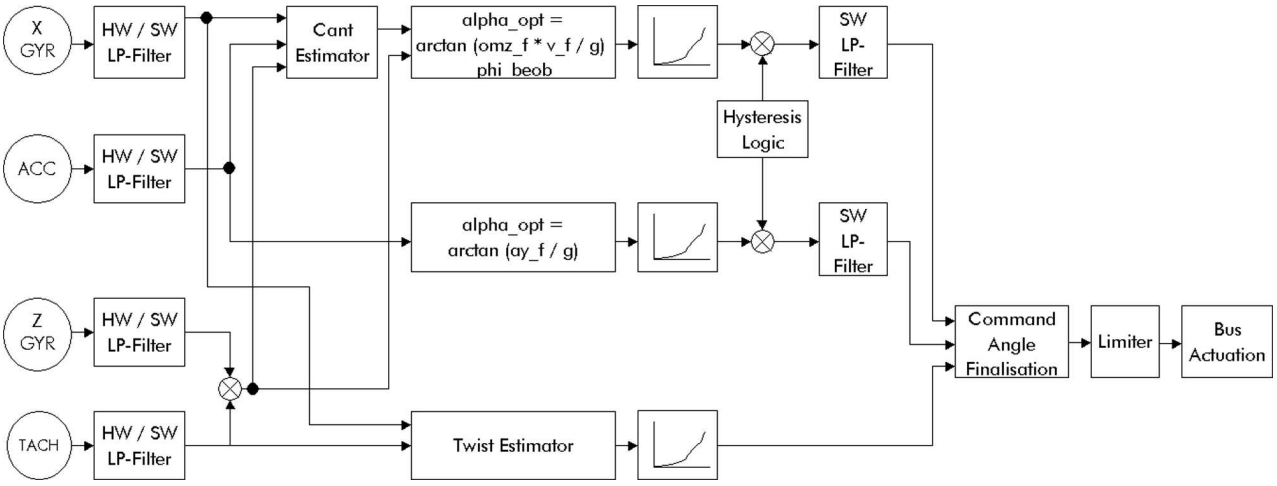
La *qualità di posa del binario*, ossia il livello in ampiezza e la distribuzione in lunghezza d'onda delle irregolarità, può influenzare in modo importante il comportamento dinamico e le forze d'interazione scambiate con il binario dal rotabile ad assetto variabile.

E' chiaro che il rotabile ad assetto variabile dovrà essere in grado di adattarsi a percorrere curve a velocità maggiorata rispetto a quella corrispondente allo standard di qualità della posa, per essere economicamente "appetibile" nel bilancio complessivo costi – benefici.



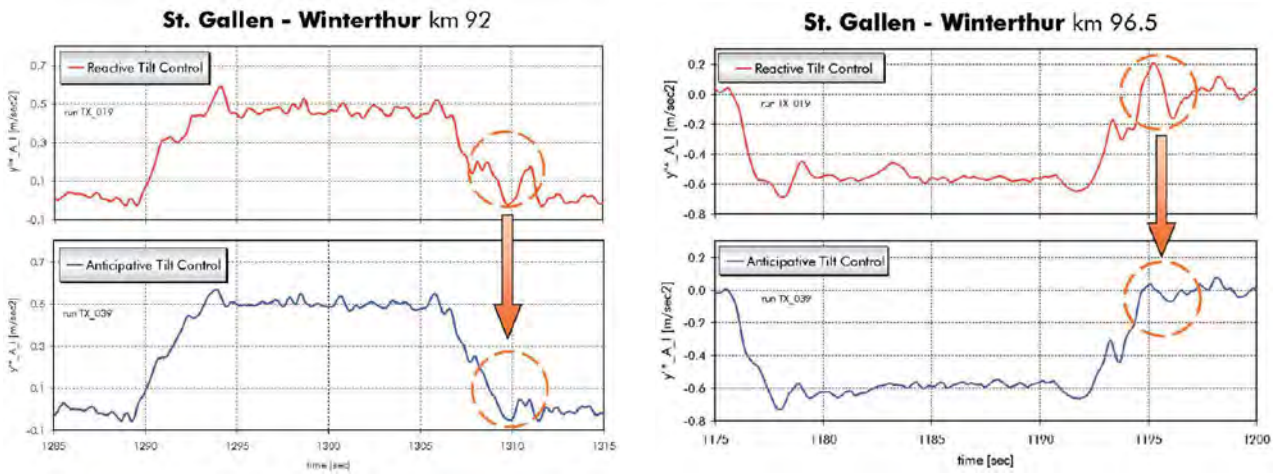

*[Fonte: Alstom]*

Fig. 34 - Algoritmo per la regolazione a comando reattivo agli albori del pendolino: l'Etr450.




*[Fonte: Alstom]*

Fig. 35 – Algoritmo per la regolazione a comando reattivo: ICN / WCML / ETR600.




*[Fonte: Alstom]*

Fig. 36 – Esempi di attuazione a comando reattivo e anticipativo.

La qualità di posa del binario è definita per le irregolarità di allineamento e livellamento, i valori massimi ammissibili sono definiti come irregolarità isolate (valori picco-picco) e valori oscillatori medi (rms su tratte di lunghezza predefinita)

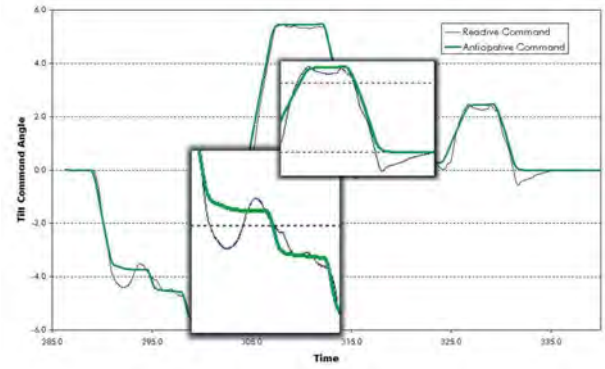
Mancano tuttora, in campo normativo, classificazioni valide a livello europeo per la qualità di posa. Riportiamo in fig. 33, *a puro titolo di esempio*, i valori picco-picco ed rms prescritti per la qualificazione della linea di prova sulla base della Fiche UIC 518.

In campo italiano, sono invece valide le regole fissate, sin dal 2004, dalla Disposizione n. 18 del 30 Aprile 2004 ("Standard di qualità geometrica del binario con velocità fino a 300 km/h"), di cui riportiamo nel seguito (fig. 33bis) uno stralcio particolarmente significativo, relativo ai livelli di qualità geometrica correnti, espressi in deviazioni standard delle irregolarità stesse, per i livelli di qualità 1° (Normale esercizio) e 2° (Osservazione ed intervento sulla base della velocità di evoluzione del difetto).

## 4. Linee di sviluppo e prospettive

Da quanto descritto nel primo capitolo, ed anche tenendo conto delle linee evolutive in atto, i campi di applicazione dell'assetto cassa attivo e di quello passivo sono sostanzialmente differenti: solo il comando attivo, e l'inclinazione spinta fino ad 8° può offrire i vantaggi in termini di aumento di velocità commerciale che giustificano i maggiori costi di investimento e di utilizzo del mezzo di trasporto.

a) Il treno di prova ICN




b) Risultati comparativi: il comando di assetto

*[Fonte: Alstom]*

Fig. 37 – Sperimentazione del prototipo di comando anticipativo.

Sull'applicazione e lo sviluppo della tecnologia di assetto variabile a comando attivo si concentrano quindi le maggiori attività di sviluppo.

La prima e più importante caratteristica dell'assetto variabile è di offrire un esercizio su linea convenzionale che realizzi in modo affidabile consistenti aumenti della velocità commerciale.

La *affidabilità* del sistema di assetto variabile è, quindi, di gran lunga la caratteristica percepita come la più significativa da parte sia dell'esercente che del cliente finale. Da qui deriva la necessità di un'architettura il più possibile semplice ma ben integrata con gli altri sistemi per il controllo del treno e ridondata nei suoi componenti più importanti o intrinsecamente meno performanti, con una diagnostica con elevati indici di veridicità, orientata alla identificazione delle cause dei guasti, ed ove possibile di tipo predittivo.

Un'altra linea di ricerca fondamentale è il *miglioramento del comando dell'attuazione*, che può essere di tipo

reattivo, ossia basato sul rilievo del tracciato mediante sensori montati sui carrelli, o di tipo anticipativo, basato sulle caratteristiche del tracciato, memorizzate, che consente un'attuazione definita ed ottimizzata curva per curva in base alla posizione sulla linea, determinata indipendentemente da installazioni fisse (boe o altro), in base ai sensori reattivi.

La architettura dei sensori per il comando reattivo si è evoluta passando da un sistema a doppio sensore (giroscopio al rollio e accelerometro, fig. 34), a doppio giroscopio (rollio e serpeggio) ed accelerometro (fig. 35).

Soprattutto il passaggio alla configurazione a doppio giroscopio ha migliorato le prestazioni dell'attuazione, in particolare sul primo e secondo veicolo senso marcia, ... riducendo il "tilt lag", ossia il ritardo di attuazione sulla prima ed in parte sulla seconda cassa, da circa 0.75" a circa 0,5".

La regolazione di tipo anticipativo, basata su precedenti studi Alstom, è stata messa a punto ed industrializzata negli anni 2004 – 2006, sulla architettura del treno ICN delle Ferrovie Federali Svizzere, e sperimentata a più riprese sia in forma prototipale (fig. 36-37) che in un'applicazione basata sulla architettura dell'Etr600.

I vantaggi del comando anticipativi sono evidenti, sia nella gradualità del segnale di comando, sia nella riduzione delle componenti dinamiche in fase di attuazione.

Grazie al sistema anticipativi è inoltre possibile calibrare curva per curva la percentuale di compensazione, in modo da ottimizzare il comfort vibratorio globale e, una volta che i metodi predittivi della cinetosi saranno messi a punto, minimizzare gli effetti di questo fenomeno.

Per quello che riguarda la *architettura della attuazione*, le due tecnologie attualmente disponibili, elettro-idraulico ed elettromeccanico, sono allo stato di fatto equivalenti, dal punto di vista del costo totale di vita: più economico in termini di costo d'acquisto, l'elettro-idraulico sconta una maggior spesa di manutenzione periodica e la necessità di un fluido operatore non agevole da gestire.

Anche in questo campo, studi di semplificazione della architettura - riduzione di componenti e crescita del livello delle ridondanze (Elettroidraulico) - e ricerca di una maggior economicità e semplicità del sistema d'attuazione stesso (Elettromeccanico) sono attualmente in corso.

In conclusione, pur provenendo da lontano, la tecnologia dell'assetto variabile, anche grazie alla sua integrabilità nei moderni sistemi di logica treno, continua a fare progressi importanti nei diversi campi: sensoristica, ridondanze, architettura dell'attuazione, gestione localizzata dei sottosistemi, logica e gestione del comando di attuazione. Rimane sempre molto viva la sensibilità sia del Costruttore che dell'Esercente sulle caratteristiche prestazionali dei carrelli, e sull'integrazione tra assetto cassa, dinamica del rotabile, interazione rotabile-via, e prestazione in termini di comfort complessivo.

Continua, nel frattempo, lo *sviluppo dei prodotti* da parte delle Industrie Costruttrici, con particolare attività da parte di Caf, di Talgo e di Alstom.

Continuano e si sviluppano anche le *ricerche di base* patrocinate da UIC e dalle Ferrovie Europee, per mettere in comune i ritorni di esperienze, monitorare i comportamenti in esercizio, mettere a punto ed affinare le Normative inerenti.

Continuano anche le discussioni di alto livello bilaterali - ad esempio, tra Francia e Germania - sull'applicabilità della tecnologia dell'assetto variabile e sui ritorni di esperienza.

Un tipico esempio, molto positivo, di collaborazione fra l'Industria e le Amministrazioni Ferroviarie è stato da una parte il lavoro interno svolto da UIC nell'ambito della ricerca sul comfort vibratorio complessivo dei treni ad assetto variabile, con prove svolte prevalentemente in Italia, e del gruppo di lavoro UIC/esercenti/Industria che si è svolto fra il 2002 e il 2005.

E' anche molto importante che la ricerca di base ed industriale, supportata sia a livello nazionale che anche in campo CEE, sulla base di collaborazioni multilaterali tra industria, Reti Nazionali, Esercenti, continui a svilupparsi ed a produrre quei risultati che hanno sinora consentito un costante progresso nelle prestazioni, nel comfort percepito e nel contenimento dei costi di vita del prodotto.

## BIBLIOGRAFIA

*Per esigenze di sintesi la bibliografia ha subito contrazioni rispetto al formato canonico.*


[1] TERRASSE – JOLY, *"Une nouvelle voiture dite «pendulaire» destinée aux très grandes vitesses"*, Revue générale des chemins de fer, Novembre 1957.

[2] SCHMÜCKER – KIRCHLEICHNER, *"Beitrag zur Steigerung der spezifischen Höchstgeschwindigkeit im Gleisbogen"*, Glasers Annalen 1969 Heft 1.

[3] TERRASSE – JOLY, *"Circulation en courbe des voitures ferroviaires à caisse inclinable"*, Revue générale des chemins de fer, Mai 1970.

[4] KOTTENHAHN, *"Der gegenwärtige Entwicklungsstand der gleisbogenabhängigen Wagenkastensteuerung"*, ETR 1972, H. 3.

[5] SPÖHRER – *"Die gleisbogenabhängigen Wagenkastensteuerung als Entwicklungsprojekt"*, Eisenbahntechnische Rundschau, März 1972.

[6] PORTEFAIX – *"L'inclinaison des caisses des véhicules – Problèmes et perspectives"*, Revue générale des chemins de fer, Juin 1972.

[7] LACK, SCHAFFNER, MEYER, DIEFENHARDT, *"Der Suisse-Express-Wagen mit Querneige-Einrichtung der SBB"*, Glaser Annalen, 1973 H. 1.

[8] SANTANERA, *"FS and RENFE try out tilt-body prototype trains"*, Railway Gazette International, March 2004.

[9] CAMPOSANO, *"Italy's Pendolino: a successful experiment"*, International Railway Journal, June 1979.

[10] CAMPOSANO, Velocità economica ottimale per le nuove linee viaggiatori ad alta velocità – Ingegneria Ferroviaria Maggio 1975.

[11] DI MAJO, *"Sviluppo della tecnica dei veicoli ad assetto variabile"*, Ingegneria Ferroviaria, Giugno 1975.

[12] DI MAJO, "Lauftechnische Erfahrungen mit dem Triebwagenzug Etr401 (Pendolino) der Italienischen Staatsbahnen", Leichtbau 1/80.

[13] *"Tilting Talgos will cut RENFE schedules from May"*, Railway Gazette International, February 1980.

[14] *"Basic Design philosophy of the Advanced Passenger Train"*, Rail Engineering International, April-June 1980.

[15] BALAIRON DE LA POZA, CERECEDA GARCIA, *"El Talgo Pendular"*, Revista AIT n. 51, mazo-abril 1983.

[16] TORAN TOMAS, *"El Sistema Talgo de pendulacion natural"*, Revista AIT nr. 51, marzo-abril 1983.

[17] FORD, *"Sweden – first practical tilting trains?"*, Modern Railways, January 1984.

[18] POLLARD, *"Passenger tolerance high speed curving"*, Railway Gazette International, November 1984.

[19] KONAYAGI, *"Ride Quality evaluation of pendulum car"*, Quarterly Report, Vol.26, nr.3, 1985.

[20] Pelayo MARTINEZ REGIDOR, *"Pendulation naturelle ou basculement forcé"*, Rail International nr. 1 1985.

[21] DE ORIOL y LOPEZ MONTENEGRO, *"Der Talgo Pendular"*, Elektrische Bahnen 83 (1985), nr. 6 und 7.

[22] ORE Question S 1037 – Rp 1, September 1985.

[23] MESSERSCHMIDT, *"Die neuen Elektrotriebzüge 450/500 der FS"*, Eisenbahntechnische Rundschau 1986 Heft 4.

[24] BINNEWIES, *"Body-Tilt Passenger Coaches"*, Rail International, March 1987.

[25] ALEXANDERSSON, *"Enwicklung von Hochgeschwindigkeitszügen in Schweden"*, Rail International, 1987 February.

[26] MARKLUND, *"Das schwedische Hochgeschwindigkeitsprojekt – eine Kurzinformation"*, Elektrische Bahnen, 1987 Heft 5.

[27] KOTTENHAHN, *"Schneller fahren auf vorhandenen Strecken: die gleisbogenabhängigen Wagenkastensteuerung"*, ETR 36 (1987), H.11 (November).

[28] LUNDGREN, *"Der hochgeschwindigkeitszug der Schwedischen Staatsbahnen"*, Glasers Annalen, 1987 Heft 11-12.

[29] MESSERSCHMIDT, *"Der neue Triebzug der Italienischen Staatsbahnen, Baureihe ETR 450, für den Hochgeschwindigkeitverkehr – eine Fortentwiclung des Pendolino"*, ZEV-Glas. Ann. 112 (1988) Nr. 5 – Mai.

[30] CARDINI, CASINI, CAVAGNARO, PIRO, *"Die Fahrzeuge der FS für den Hochgeschwindigkeitverkehr der 90er-Jahre"*, Rail International, 1988 October.

[31] NILSSON, PARKER, *"New high speed trains for Swedish Railways"*, Railway Technology International, 1988.

[32] TORAN, *"Talgo Pendular"*, ETR 1989, H1/2.

[33] BIANCHI, LOSA et al., *"Dall'ETR401 all'ETR450"*, La Tecnica Professionale 5/89.

[34] KOTTENHAHN, *"Schlussfolgerungen aus den DB-Streckenversuchen mit dem elektrischen Triebzug "Pendolino" der FS"*, Elektrische Bahnen 87 (1989) H. 7.

[35] Seminar on Tilting Body trains – ImechE, December 1989.

[36] LOSA, ELIA, *"Tilting body systems and the Fiat-Pendolino"*, Railway Technology International 1990.

[37] LUNDGREN, SANDBERG, PERSSON, KARLSSON, *"Elektrischer Schnelltriebwagen X 2 der Schwedischen Staatsbahnen (SJ)"*, Elektrische Bahnen 88 (1990) Nr. 7.

[38] MASSE, HÉRISSÉ, *"Le Pendulaire: est-ce possible?"*, La Vie du Rail N. 2269, 15-21 Novembre 1990.

[39] MATSUDA, *"Development of an active tilt-body diesel MU"*, Railway Technology International, 1991.

[40] VOHLA, ENDLICHER, LUGNER, *"Theoretische Untersuchungen zur gleisbogenabhängigen Wagenkastensteuerung"*, Glasers Annalen 1991.

[41] CAVELTY, *"Pendolino Probefahrten in der Schweiz"*, Schweizer Eisenbahn Revue 3/1991.

[42] KOTTENHAHN, *"Tilting expands DB portfolio"*, Railway Gazette International, May 1991.

[43] *"Tilting back in favour"*, Railway Gazette International, May 1991.

[44] ALEXANDERSSON, *"X 2 – Der schwedische HGZ mit gleisbogenabhängigen Wagenkastenneigung"*, Rail International, May 1991.

[45] WAKO, *"Major Speed-up planned on Japan's narrow gauge"*, Railway Gazette International, June 1991.

[46] FISCHER, MAIER, *"Der neue dieselelektrische Triebzug der Baureihe VT 610 der Deutschen Bundesbahn mit gleisbogenabhängigen Wagenkastensteuerung"*, ZEV – Glas. Ann. 115 (1991) nr. 7/8 Juli / August.

[47] HARSY, SCHNEIDER, *"Der Neigunskompensator "SIGNEIKO" als innovative Zusatzausrüstung der Drehgestelle aus dem Drehgestell-baukastensystem der SIG"*, Schweizer Eisenbahn Revue Nr. 7-8, 1991.

[48] *"Versuchsfahrten mit dem SIG_Niegungskompensator und mit dem schwedischem Triebzug X2000"*, Schweizer Eisenbah Revue 9/1991.

[49] HÄFNER, *"Der VT 610 – ein schneller Triebzug für bogen-*

*reichen Strecken"*, ETR 40, (1991) Heft 10, Oktober.

[50] KOTTENHEHN, LANG: *"Der elektrische Triebzug X 2000 der SJ und die Versuche im deutschem Streckennetz"*, ETR 1991, H10.

[51] KAESS, PETERS, *"Schneller fahren im Gleisbogen durch Vergrösserung der Überhöhung und des Überhöhungsfehlerbetrages? "*, Eisenbahningenieur 1991, Heft 10.

[52] SCHNEIDER: *"NEIKO" und "NAVIGATOR", neue lauftechnische entwicklungen in der Schweiz"*, Glasers Annalen 1992, Heft 8/9.

[53] WEIGELT, HÄFNER, MEYER, DEFFNER, *"Mit Takt und Tempo"*, Die Deutsche Bahn 1992.

[54] Tilt Train technology: a State of Art Survey, US Dept of Transportation", Federal Road Administration May, 1992.

[55] High Speed Tilt Train Technology, US Dept. of Transportation, Federal Road Administartion, Final report, May 1992.

[56] KOTTENHAHN, *"Gleisbogenabhängige Wagenkastensteuerung"*, Eisenbahningenieur 1992.

[57] LOSA, Gst-Technik von Fiat und technische Besondernisse des ETR 450 – Vortrag vor den Deutschen Verkehrswissenschaftlichen Gesellschaft e. V. in Nürnberg, Oktober 1992.

[58] KRENZER, *"Die Konzeption der Finnischen Staatsbahnen für den Einsatz von Neigezügen"*, Vortrag vor den Deutschen Verkehrswissenschaftlichen Gesellschaft e. V. in Nürnberg, Oktober 1992.

[59] WAKO, *"Speed-up of narrow gauge Railway"*, RTRI, Vol. 33, No. 4, Nov. 92.

[60] DE ORIOL, *"Talgo to build 300 km/h prototype"*, International Railway Journal, December 1992.

[61] Beschleunigung des Regional- und Fernverkehr durch Neigezüge mit Gleisbogenabhängiger Wagenkastensteuerung – Schriftenreihe der Deutschen Verkehrswissenschaftlichen Gesellschaft e.V. 1993- B 157.

[62] KOTTENHAHN, "NeiTech Systeme in Vergleich", ETR 1993, H1/2.

[63] KOTTENHAHN: *"Der Diesel-Triebzug VT 610, der Deutsche* Pendolino*"*, Schweizer Eisenbahn-Revue 1993 Heft 1 / 2.

[64] OKAMOTO: Development of new Carbody Tilt Systems for Speed-up in curving – JRE – February 1993.

[65] KRENZER, *"Pendolini und Lokomotive 2000 für die Finnische Staatsbahnen"*, Schweizer Eisenbahn Revue 4/1993

[66] WEIGELT, HÄFNER, *"Neitech-Zug VT610"*, Eisenbahn Technische Rundschau 7/8 1993.

[67] WEISS, *"Züge mit Wagenkastenneigung, Etappen einer technischen Entwicklung"*, Schweizer Eisenbahn Revue 1993, Heft 9.

[68] KUNOSHITA, *"Series 8000 Limited Express EMU"*, Japanese Railway Engineering No. 125 September 1993.

[69] FARINI, FUGA, MANIGRASSO, *"The aims and the control structure of the Italian Poli-Current Pendolino"*, The European Power Electronics Association 1993.

[70] LOSA, ELIA, ELSAWI, *"Die neue Generation der Pendolino – Die Elektrozüge ETR 460 FS, ETR 470 SBB/FS, und Sm200 VR"*, Eisenbahn Technische Rundschau 43 (1994) Heft 3 – März.

[71] HOCHBRUCK, *"Neitech – Systeme für den Fernverkehr"*, Eisenbahningenieur 45 (1994) 7.

[72] *"Systemwechsel für den Stellantrieb bei der Neigetechnik?"*, Eisenbahn Revue International 9-10 1994.

[73] AKSELSSON, BURRSTRÖM, *"Life Cycle Cost procurement of Swedish State Railway's High Speed Train X2000"*, Journal of Rail and Rapid Transit, 1994.

[74] SILLEN, *"Operating experience gained with the X 2000 High Speed tilting train during trials on AmTrack's NorthEast Corridor"*, Rail Engineering International Edition 1994.

[75] SERIGSTAD, POTTER, "Tilting Trains and computer simulation in Norway", Rail Engineering International Edition 1995 Number 1.

[76] *"Der erste Versuchszug für die schweize Neigetechnik fährt"*, Schweizer Eisenbahn Revue 1-2/1995.

[77] DUCHEMIN, *"Sur les traces de l'American Flyer"*, Le Rail, Fevrier 1995.

[78] KURZ, *"Inter-City-Night, der Nachtzug der Deutsche Bahn"*, Eisenbahn-Revue International, 3-4/1995.

[79] *"Tilting Trains: a mature technology"*, Modern railways, March 1995.

[80] *"SIG develops tilt bogies for Bahn 2000 bid"*, Passenger Rail May/June 1995.

[81] KURZ, *"Inter-City T Konzeption für die elektrischen Fernverkehrs-Triebwagen mit Neigetechnik der Deutsche Bahn"*, Eisenbahn-Revue International, 7-8/95.

[82] PARNIGONI, *"Entwicklungen und Erfahrungen im Bereich der Neigetechnik"*, Rail International, August/September 1995.

[83] STAUTMEISTER, *"Einsatz von NEITECH-Züge auf der Sachsenmagistrale"*, Eisenbahningenieur – 9/1995.

[84] *"Auszüge aus dem SBB-Pflichtenheft für Bahn 2000 Neigezüge"*, Schweizer Eisenbahn-Revue 10/1995.

[85] *"The Pendolino: tilting all over Europe"*, European railway Review, November 1995.

[86] TINWORT, *"The pros and the cons of tilting trains"*, International railway Journal - December 2005.

[87] *"FIAT dominates tilting trains market"*, International Railway Journal – December 1995.

[88] HEINISCH, *"DB's tilting fleet will be Europe's largest"*, International railway Journal, December 1995.

[89] ANDERSSON, BAHR, NILSTRAM, *"Allowing higher speed on existing tracks – design considerations of the X2000 train for Swedish State Railways"*, Journal of Rail and Rapid Transit, 1995.

[90] FERCHLAND, *"Aktive Nei-Tech Systemen bei der Deutschen Bahn"*, Eisenbahningenieur 1/1996.

[91] ARANILLAS, *"Su basculación y una concepción dinγ–mica caracterizan a los IC2000"*, Líneas n. 127, 19/4/1996.

[92] DOWNS, *"American Flyer"*, Le rail 1996.

[93] KOTTENHEHN, STOCKMANN, "Die Versuche mit dem neuen Elektrischen UnterflurNeiTech Drehgestell der AdTranz mit einem modifizierten VT 610 auf dem Streckennetz der DB AG", Eisenbahn Techische Rundschau 1996.

[94] READ, *"Tilting talgo tested in USA"*, International railway Journal, July 1996.

[95] MÉNARD: *"Train Pendulaire: la France peut-elle rattraper son retard?"*, L'Usine Nouvelle n. 2557 – 11(7/1996.

[96] *"First US-High Speed Trains to run in 1999"*, International Railway Journal, September 1996.

[97] FORD, *"West Coast franchise banks on tilt benefits"*, Modern Rail Road, November 1996.

[98] KAKINUMA, *"The success of Sapporo – Hakodate Line"*, Rail International – November 1996.

[99] STANGL, *"High Speed rail comes to the North-East Corridor"*, Railway Gazette International, November 1996.

[100] *"Talbot tilt system prepares for trials"*, Passenger Rail Management, December 1996.

[101] KURZ, *"Neue Diesel-Schnelltriebwagen 605 mit Neigetechnik für den fernverkehr der Deutschen Bahn"*, Eisenbahn Revue International 1/1997.

[102] HUBER, *"Laufwerke neuester Generation mit aktiver Neigetechnik"*, Glasers Annalen, 1997 Heft 2/3.

[103] KOSKINEN, *"Tilting Trains put a new slant on high-speed rail operation"*, European Railway Review March 1997.

[104] *"SNCF embraces tilt"*, Passenger rail March 1997.

[105] *"X2000: Sweden's tilting train"*, Modern railways March 1987.

[106] *"Cisalpino Pendolino nach Zürich und Stuttgart"*, Eisenbahn revue 3/1997.

[107] *"Keen interest in Virgin's tilting trains"*, Modern Railways, April 1997.

[108] *"Tilt nausea is bad business"*, Railway Gazette International, April 1997.

[109] BOLTEN, *"Der Inter-city Triebwagen"*, Eisenbahningenieur, 4/1997.

[110] *"Il mondo dei Pendolini"*, La Tecnica Professionale / Giugno 1997.

[111] ORDONEZ, *"Dossier: Trenes pendulares"*, Via Libre, Junio 1997.

[112] HEUMILLER, JIRASEK, *"QR woos passengers with tilting trains"*, Railway Gazette International, July 1997.

[113] HANDSCHIN, KOENIG, WITTWER, *"Der SBB- Neigezug auf dem Weg der Realisierung"*, Eisenbahn Revue 7-8 1997.

[114] YOSHIKAWA, *"Faster through the curves on JR-Central"*, Railway Gazette International , August 1997.

[115] *"QR to start service in 1998"*, International Railway Journal – August 1997.

[116] *"Tilting to make e come-back in Britain"*, International Railway Journal – August 1997.

[117] KOSKINEN, *"Tilting comes of age "a mature low risk technology"*, International Railway Journal – August 1997.

[118] *"Talgo curving trials"*, Railway Gazette International, September 1977.

[119] HANDSCHIN, KOENIG, *"Tilting trains for Bahn 2000"*, European railway Review - September 1997.

[120] LEGRO, *"Les train pendulaires"*, Le Rail, Oct/Nov 1997, n. 65.

[121] SEKKENES, *"The Gardermoen Airport Express Train and the tilting express train for the Norwegian State Railway"*, European Railway Review, November 1997.

[122] WIART, BISCHEM, *"Le TGV Pendulaire prêt pour les essais"*, La Vie du rail, 28 Janvier 1998.

[123] WIART, *"TGV, Pendulation: un mariage de raison?"*, La Vie du Rail.

[124] G. HAUSER, *"West Coast Main Line Trains "Tilt Technology"*, IMech Conference, Nov 2002.

[125] L. HAZARD, *"European Railway Review, The development of an advanced tilting system"*, Issue 1, 2002.

[126] G. HAUSER, *"Alstom's Tiltronix Anticipative Tilt Control"*, Le Rail, Sep 2006.

[127] IMMISCH, LINKE, KÜGLER, *"Pro und Contra Neigetechnik"*, Eisenbahn Ingenieur, November 2007.

[128] PERSSON, *"Tilting trains Description and Analysis of the present situation"*, A literature StudyKTH Royal Institute of Technology.

[129] PERSSON, *"Motion Sickness in Tilting trains Description and Analysis of the present knowledge"*, Literature Study.

[130] Directive 96/48/EC - Interoperability of the trans- European high speed rail system Technical Specifica-

APPENDICE
TAVOLE SINOTTICHE DI RIEPILOGO

| | ETR 450 | VT 610 | ETR 460 | Sm3 | ETR 470 |
|---|---|---|---|---|---|
| INFORMAZIONI GENERALI DEL TRENO | | | | | |
| Amministrazione ferroviaria | FS | DB | FS | VR | Consorzio CISALPINO |
| Costruttore | FF | Siemens, ADtranz, Duewag, FF | FF | FF | FF |
| Fornitore del sistema di pendolamento | FF | FF | FF | FF | FF |
| Tipo | EMU | DMU | EMU | EMU | EMU |
| Inizio servizio | 1988 | 1992 | 1994 | 1996 | 1996 |
| Configurazione | 9 veicoli | 2 veicoli | 9 veicoli | 6 veicoli | 9 veicoli |
| Flotta [n° treni] | 15 | 20 | 10 | 18 | 9 |
| CONDIZIONI OPERATIVE | | | | | |
| Scartamento [mm] | 1435 | 1435 | 1435 | 1524 | 1435 |
| Velocità massima [km/h] | 250 | 160 | 250 | 220 | 200 |
| Accelerazione non compensata massima [m/s$^2$] | 1,8 | 2 | 1,8 | 1,8 | 1,8 |
| SISTEMA DI PENDOLAMENTO | | | | | |
| Principio di funzionamento | attivo | attivo | attivo | attivo | attivo |
| *ROTAZIONE DELLA CASSA* | | | | | |
| Tipo di meccanismo | Quadrilatero articolato | Quadrilatero articolato | Quadrilatero articolato | Quadrilatero articolato | Quadrilatero articolato |
| Posizione del meccanismo | Sopra alla sospensione secondaria | Sopra alla sospensione secondaria | Sopra alla sospensione secondaria | Sopra alla sospensione secondaria | Sopra alla sospensione secondaria |
| Massimo angolo di rotazione cassa [°] | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 |
| *SISTEMA DI ATTUAZIONE* | | | | | |
| Tipo | idraulico | idraulico | idraulico | idraulico | idraulico |
| N° di attuatori per carrello | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| Massima velocità di pendolamento [°/s] | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| *SISTEMAZIONE DEL PANTOGRAFO* | | | | | |
| Principio di funzionamento | fisso sul telaio carrello | fisso sul telaio carrello | fisso sul telaio carrello | fisso sul telaio carrello | fisso sul telaio carrello |

| | ETR 480 | ICT | ALARIS 490 (IC 2000) | CP 400 | SZ 310 |
|---|---|---|---|---|---|
| INFORMAZIONI GENERALI DEL TRENO | | | | | |
| Amministrazione ferroviaria | FS | DB | RENFE | CP | SZ |
| Costruttore | FF | Siemens, DWA, FF | FF, Alstom | FF, Siemens | FF |
| Fornitore del sistema di pendolamento | FF | FF | FF | FF | FF |
| Tipo | EMU | EMU | EMU | EMU | EMU |
| Inizio servizio | 1998 | 1998 | 1999 | 1999 | 2000 |
| Configurazione | 9 veicoli | 5/7 veicoli | 3 veicoli | 6 veicoli | 3 veicoli |
| Flotta [n° treni] | 15 | 43 | 10 | 10 | 3 |
| CONDIZIONI OPERATIVE | | | | | |
| Scartamento [mm] | 1435 | 1435 | 1668 | 1668 | 1435 |
| Velocità massima [km/h] | 250 | 230 | 220 | 220 | 200 |
| Accelerazione non compensata massima [m/s$^2$] | 1,8 | 2 | 1,8 | 1,8 | 1,8 |
| SISTEMA DI PENDOLAMENTO | | | | | |
| Principio di funzionamento | attivo | attivo | attivo | attivo | attivo |
| *ROTAZIONE DELLA CASSA* | | | | | |
| Tipo di meccanismo | Quadrilatero articolato | Quadrilatero articolato | Quadrilatero articolato | Quadrilatero articolato | Quadrilatero articolato |
| Posizione del meccanismo | Sopra alla sospensione secondaria | Sopra alla sospensione secondaria | Sopra alla sospensione secondaria | Sopra alla sospensione secondaria | Sopra alla sospensione secondaria |
| Massimo angolo di rotazione cassa [°] | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 |
| *SISTEMA DI ATTUAZIONE* | | | | | |
| Tipo | idraulico | idraulico | idraulico | idraulico | idraulico |
| N° di attuatori per carrello | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| Massima velocità di pendolamento [°/s] | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| *SISTEMAZIONE DEL PANTOGRAFO* | | | | | |
| Principio di funzionamento | fisso sul telaio carrello | cinematismo meccanico | fisso sul telaio carrello | fisso sul telaio carrello | fisso sul telaio carrello |

| | CDT 680 | ETR 600 | ETR 610 | ICN | CLASS 390 (WCML) |
|---|---|---|---|---|---|
| INFORMAZIONI GENERALI DEL TRENO | | | | | |
| Amministrazione ferroviaria | CD | FS | Consorzio Cisalpino | SBB | Virgin Trains |
| Costruttore | Alstom | Alstom | Alstom | Adtranz, FF | ATL, FF |
| Fornitore del sistema di pendolamento | Alstom (FF) | Alstom (FF) | Alstom (FF) | Alstom (FSS) | Alstom (FSS) |
| Tipo | EMU | EMU | EMU | EMU | EMU |
| Inizio servizio | 2003 | 2008 (previsto) | 2008 (previsto) | 2000 | 2003 |
| Configurazione | 7 veicoli | 7 veicoli | 7 veicoli | 7 veicoli | 8/9 veicoli |
| Flotta [n° treni] | 10 | 12 | 14 | 24 | 53 |
| CONDIZIONI OPERATIVE | | | | | |
| Scartamento [mm] | 1435 | 1435 | 1435 | 1435 | 1435 |
| Velocità massima [km/h] | 230 | 250 | 250 | 200 | 225 |
| Accelerazione non compensata massima [m/s$^2$] | 1,8 | 2 | 1,8 | 1,8 | 2,0 |
| SISTEMA DI PENDOLAMENTO | | | | | |
| Principio di funzionamento | attivo | attivo | attivo | attivo | attivo |
| *ROTAZIONE DELLA CASSA* | | | | | |
| Tipo di meccanismo | Quadrilatero articolato | Quadrilatero articolato | Quadrilatero articolato | Rulli | Rulli |
| Posizione del meccanismo | Sopra alla sospensione secondaria | Sopra alla sospensione secondaria | Sopra alla sospensione secondaria | Sotto alla sospensione secondaria | Sotto alla sospensione secondaria |
| Massimo angolo di rotazione cassa [°] | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 |
| *SISTEMA DI ATTUAZIONE* | | | | | |
| Tipo | idraulico | idraulico | idraulico | elettromeccanico | elettromeccanico |
| N° di attuatori per carrello | 2 | 2 | 2 | 1 | 1 |
| Massima velocità di pendolamento [°/s] | 6 | 4,9 | 4,9 | 5 | 6 |
| *SISTEMAZIONE DEL PANTOGRAFO* | | | | | |
| Principio di funzionamento | fisso sul telaio carrello | Fisso su un telaio controrotante (sistema idraulico attivo) | Fisso su un telaio controrotante (sistema idraulico attivo) | Fisso su un telaio controrotante (sistema elettromeccanico attivo) | Fisso su un telaio controrotante (sistema elettromeccanico attivo) |

| | TGV-P | X2000 | VT611 | BM73 | VT612 |
|---|---|---|---|---|---|
| INFORMAZIONI GENERALI DEL TRENO | | | | | |
| Amministrazione ferroviaria | Prototipo | SJ | DB | NSB | DB |
| Costruttore | Alstom | ASEA | ADtranz | ADtranz (ASEA) | ADtranz |
| Fornitore del sistema di pendolamento | Alstom | ASEA | ADtranz | ADtranz (ASEA) | ADtranz |
| Tipo | elettromotrice + carrozze | elettromotrice + carrozze + pilotina | DMU | EMU | DMU |
| Inizio servizio | - | 1990 | 1997 | 1997 | 1999 |
| Configurazione | - | 4/5/6 veicoli rimorchiati | 2 veicoli | 4 veicoli | 2 veicoli |
| Flotta [n° treni] | - | 43 | 50 | 22 | 200 |
| CONDIZIONI OPERATIVE | | | | | |
| Scartamento [mm] | 1435 | 1435 | 1435 | 1435 | 1435 |
| Velocità massima [km/h] | 300 senza tilting (linee ad alta velocità) 220 con tilting (linee convenzionali) | 210 | 160 | 210 | 160 |
| Accelerazione non compensata massima [m/s$^2$] | 2 | 1,65 | 2 | 1,8 | 2 |
| SISTEMA DI PENDOLAMENTO | | | | | |
| Principio di funzionamento | attivo | attivo | attivo | attivo | attivo |
| *ROTAZIONE DELLA CASSA* | | | | | |
| Tipo di meccanismo | Quadrilatero articolato | Quadrilatero articolato | Quadrilatero articolato | Quadrilatero articolato | Quadrilatero articolato |
| Posizione del meccanismo | Sotto alla sospensione secondaria | Sotto alla sospensione secondaria | Sotto alla sospensione secondaria | Sotto alla sospensione secondaria | Sotto alla sospensione secondaria |
| Massimo angolo di rotazione cassa [°] | 6.3 (limitato dalla sagoma limite) 8 (previsto per il prototipo di seconda generazione) | 8 | 8 | 8 | 8 |
| *SISTEMA DI ATTUAZIONE* | | | | | |
| Tipo | idraulico (I generazione di carrelli) elettromeccanico (II generazione di carrelli) | idraulico | elettromeccanico | idraulico | elettromeccanico |
| N° di attuatori per carrello | 2 idraulici / 2 elettromeccanici | 2 | 1 | 2 | 1 |
| Massima velocità di pendolamento [°/s] | | 4 | 4 | 4 | |
| *SISTEMAZIONE DEL PANTOGRAFO* | | | | | |
| Principio di funzionamento | | fisso alla locomotiva | - | | - |

| | LRC | ACELA | BM93 (Talent) | Class 221 Super Voy-ager | Queensland (Australia) |
|---|---|---|---|---|---|
| INFORMAZIONI GENERALI DEL TRENO | | | | | |
| Amministrazione ferroviaria | Via Rail Canada | Amtrak | NSB | Arriva Cross Country | QR |
| Costruttore | Bombardier, Alcan | Bombardier, Alstom | Bombardier | Bombardier | Evans Deakin Industries Hitachi |
| Fornitore del sistema di pendolamento | Bombardier | Bombardier | Bombardier | Bombardier | Hitachi |
| Tipo | automotrice + carrozze | 2 elettromotrici + carrozze | DMU | DMU | EMU DMU |
| Inizio servizio | 1982 | 2000 | 2001 | 2002 | 1998 |
| Configurazione | | 6 veicoli rimor-chiati | 2 veicoli | 4/5 veicoli | 6 veicoli |
| Flotta [n° treni] | 32 locomotive + 100 carrozze | 20 | 15 | 44 | 2 EMU 2 DMU |
| CONDIZIONI OPERATIVE | | | | | |
| Scartamento [mm] | 1435 | 1435 | 1435 | 1435 | 1067 |
| Velocità massima [km/h] | 160 | 240 | 140 | 200 | 165 |
| Accelerazione non compensata massima [m/s$^2$] | | 1,6 | 1,8 | | |
| SISTEMA DI PENDOLAMENTO | | | | | |
| Principio di funzionamento | attivo | attivo | attivo | attivo | |
| *ROTAZIONE DELLA CASSA* | | | | | |
| Tipo di meccanismo | | Quadrilatero articolato | Nessuno | Quadrilatero articolato | Rulli |
| Posizione del mec-canismo | | Sotto alla sospensione secondaria | Attuatori in parallelo alla sospensione secondaria | | Sotto alla sospensione secondaria |
| Massimo angolo di rotazione cassa [°] | | 5-6 | 7 | | 5 |
| *SISTEMA DI ATTUAZIONE* | | | | | |
| Tipo | | idraulico | idraulico | idraulico | pneumatico |
| N° di attuatori per carrello | | 2 | 2 sui carrelli di estremità, 4 sul carrelli articolato intermedio | | 1 |
| Massima velocità di pendolamento [°/s] | | | 4 | | |
| *SISTEMAZIONE DEL PANTOGRAFO* | | | | | |
| Principio di funzionamento | - | fisso alla locomotiva | - | - | Fisso su un telaio controrotante tramite un albero di trasmissione verticale tra pantografo e telaio carrello |

| | 381 series | 2000 series | 8000 series | E351 series | HOT 7000 |
|---|---|---|---|---|---|
| INFORMAZIONI GENERALI DEL TRENO | | | | | |
| Amministrazione ferroviaria | West JR | Shikoku JR Tosa-Kuroshio JR | Shikoku JR | East JR | Chizu Express JR |
| Costruttore | | Hitachi | Hitachi | Hitachi | |
| Fornitore del sistema di pendolamento | Hitachi | Hitachi | Hitachi | Hitachi | Hitachi |
| Tipo | EMU | DMU | EMU | EMU | DMU |
| Inizio servizio | 1973 | 1989 | 1992 | 1993 | 1994 |
| Configurazione | 8/9 veicoli | 2/4 veicoli | 3/5/8 veicoli | 4/8/12 veicoli | 6/6 veicoli |
| Flotta [n° treni] | 68 | 20 | 15 + 21 | 12 | 4 |
| CONDIZIONI OPERATIVE | | | | | |
| Scartamento [mm] | 1067 | 1067 | 1067 | 1067 | 1067 |
| Velocità massima [km/h] | 120 | 130 | 160 | 130 | 130 |
| Accelerazione non compensata massima [m/s$^2$] | | | | | |
| SISTEMA DI PENDOLAMENTO | | | | | |
| Principio di funzionamento | passivo | attivo in ingresso e uscita curva; passivo in piena curva | attivo in ingresso e uscita curva; passivo in piena curva | attivo in ingresso e uscita curva; passivo in piena curva | attivo in ingresso e uscita curva; passivo in piena curva |
| *ROTAZIONE DELLA CASSA* | | | | | |
| Tipo di meccanismo | Rulli | Rulli | Rulli | Rulli | Rulli |
| Posizione del meccanismo | Sotto alla sospensione secondaria | Sotto alla sospensione secondaria | Sotto alla sospensione secondaria | Sotto alla sospensione secondaria | Sotto alla sospensione secondaria |
| Massimo angolo di rotazione cassa [°] | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 |
| *SISTEMA DI ATTUAZIONE* | | | | | |
| Tipo | - | pneumatico | pneumatico | pneumatico | pneumatico |
| N° di attuatori per carrello | - | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Massima velocità di pendolamento [°/s] | | 5 | | | |
| *SISTEMAZIONE DEL PANTOGRAFO* | | | | | |
| Principio di funzionamento | fisso alla cassa (contatto con la linea assicurato dall'infrastruttura) | - | funi | fisso al telaio carrello | - |

| | 8 83 series | 281 series | 961 series | 283 series | 383 series |
|---|---|---|---|---|---|
| INFORMAZIONI GENERALI DEL TRENO | | | | | |
| Amministrazione ferroviaria | Kyushu JR | Hokkaido JR | East JR | Hokkaido JR West JR | Central JR |
| Costruttore | Hitachi | | Hitachi | | Hitachi |
| Fornitore del sistema di pendolamento | Hitachi | Hitachi | | Hitachi | |
| Tipo | EMU | DMU | EMU | DMU EMU | EMU |
| Inizio servizio | 1994 | 1994 | 1995 | 1996 | 1996 |
| Configurazione | 5 veicoli | 7 veicoli | 12 veicoli | 3/6 veicoli | 6 veicoli |
| Flotta [n° treni] | 14 + 21 | | 2 | | 2 + 13 |
| CONDIZIONI OPERATIVE | | | | | |
| Scartamento [mm] | 1067 | 1067 | 1067 | 1067 | 1067 |
| Velocità massima [km/h] | 130 | 130 | 130 | 145 | 130 |
| Accelerazione non compensata massima [m/s$^2$] | | | | | |
| SISTEMA DI PENDOLAMENTO | | | | | |
| Principio di funzionamento | attivo in ingresso e uscita curva; passivo in piena curva | attivo in ingresso e uscita curva; passivo in piena curva | attivo in ingresso e uscita curva; passivo in piena curva | attivo in ingresso e uscita curva; passivo in piena curva | attivo in ingresso e uscita curva; passivo in piena curva |
| *ROTAZIONE DELLA CASSA* | | | | | |
| Tipo di meccanismo | Rulli | Guida a cuscinetto | Rulli | Guida a cuscinetto | Guida a cuscinetto |
| Posizione del meccanismo | Sotto alla sospensione secondaria | Sotto alla sospensione secondaria | Sotto alla sospensione secondaria | Sotto alla sospensione secondaria | Sotto alla sospensione secondaria |
| Massimo angolo di rotazione cassa [°] | 5 | 5 | 5 | 6 (DMU) 5 (EMU) | 5 |
| *SISTEMA DI ATTUAZIONE* | | | | | |
| Tipo | pneumatico | pneumatico | pneumatico | pneumatico | pneumatico |
| N° di attuatori per carrello | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Massima velocità di pendolamento [°/s] | | | | | |
| *SISTEMAZIONE DEL PANTOGRAFO* | | | | | |
| Principio di funzionamento | fisso sul telaio carrello | - | fisso sul telaio carrello | | fisso sul telaio carrello |

| | TALGO Pendular | TALGO 350 | TRD594 CAF |
|---|---|---|---|
| INFORMAZIONI GENERALI DEL TRENO | | | |
| Amministrazione ferroviaria | RENFE DB | RENFE | RENFE |
| Costruttore | Patents Talgo | Patents Talgo | CAF/ADtranz |
| Fornitore del sistema di pendolamento | Patents Talgo | Patents Talgo | CAF |
| Tipo | locomotiva + carrozze | locomotiva + carrozze | DMU |
| Inizio servizio | 1974/1993 | 2000 | 1982 |
| Configurazione | | | 2 veicoli |
| Flotta [n° treni] | 66 | 16 | 16 |
| CONDIZIONI OPERATIVE | | | |
| Scartamento [mm] | 1668 (variabile) | 1435 | 1668 |
| Velocità massima [km/h] | 180-220 | 350 | 160 |
| Accelerazione non compensata massima [m/s$^2$] | 1,5 | | 1,8 |
| SISTEMA DI PENDOLAMENTO | | | |
| Principio di funzionamento | passivo | passivo | attivo |
| *ROTAZIONE DELLA CASSA* | | | |
| Tipo di meccanismo | Pendolo stabile | Pendolo stabile | |
| Posizione del meccanismo | Sopra alla sospensione secondaria | Sopra alla sospensione secondaria | Sotto alla sospensione secondaria |
| Massimo angolo di rotazione cassa [°] | 3 - 3.5 | 3,5 | 6 |
| *SISTEMA DI ATTUAZIONE* | | | |
| Tipo | - | - | elettromeccanico |
| N° di attuatori per carrello | - | - | 1 |
| Massima velocità di pendolamento [°/s] | | | 5 |
| *SISTEMAZIONE DEL PANTOGRAFO* | | | |
| Principio di funzionamento | fisso alla locomotiva | fisso alla locomotiva | - |