



Metodo di analisi per l'identificazione del coefficiente di aderenza tramite la sensoristica di bordo

Method for analysis and identification of adhesion coefficient through on-board sensors

Morris BRENNIA ^(*)
 Andrea DI MARTINO ^(*)
 Michela LONGO ^(*)
 Dario ZANINELLI ^(*)

Sommario - La digitalizzazione dei dati e lo sviluppo tecnologico dei sistemi in ambito ferroviario offrono innumerevoli vantaggi, tra cui la facilità di lettura, elaborazione e trasmissione dei dati acquisiti al fine di incrementare la sicurezza della tratta. Il seguente lavoro si propone di fornire un metodo di indagine per l'analisi del coefficiente di aderenza tramite l'ausilio dei sensori di bordo di un veicolo ferroviario. L'indagine si articola con le conoscenze teoriche ed analitiche del contatto ruota-rotaia e risultati sperimentali provenienti da prove al banco, proponendo un metodo di analisi che esamina i dati di marcia digitalizzati ed acquisiti da casi reali utilizzando la sensoristica di bordo treno in dotazione.

Summary - The digitalization of data and the technological development of systems in the railway field offer countless advantages, including the ease of reading, processing and transmission of the acquired data in order to increase the safety of the path. The following work aims to provide a method of investigation for the analysis of the coefficient of adhesion through the use of on-board sensors of a railway vehicle. The investigation is articulated with the theoretical and analytical knowledge of the wheel-rail contact and experimental results from bench tests, proposing a method of analysis that examines the running data digitized and acquired from real cases using the on-board train sensors provided.

Nomenclatura

| | |
|-------------------|--|
| A | Sezione frontale del veicolo |
| A_p | Area efficace del pistone del cilindro freno |
| a, b | Coefficienti di Von Röckl |
| \hat{a}_x | Accelerazione longitudinale del veicolo |
| C_{EDB} | Coppia di frenatura elettrodinamica parametrizzata per ogni asse motorizzato |
| C^* | Coefficiente di attrito in galleria |
| c, d | Coefficienti di Davis |
| D | Diametro della ruota ferroviaria |
| g | Accelerazione di gravità |
| h_1 | Posizione del baricentro della cassa |
| h_2 | Posizione del baricentro del carrello |
| i | Interperno |
| i | Pendenza del tracciato |
| J_{ws} | Momento d'inerzia della sala ferroviaria |
| k_{mb} | Percentuale di sforzo frenante |
| L, L' | Spazio percorso dalla ruota |
| m | Massa totale del veicolo |
| m_c | Massa di una cassa del veicolo |
| N, \hat{N}_{ax} | Carico per asse gravante sulla sala ferroviaria |

Nomenclature

| | |
|-------------------|--|
| A | Front section of railway vehicle |
| A_p | Effective piston area of brake cylinder |
| a, b | Von Röckl's formula coefficients |
| \hat{a}_x | Longitudinal acceleration of the vehicle |
| C_{EDB} | Electro-dynamic parameterized braking torque for each powered axle |
| C^* | Tunnel attrition coefficient |
| c, d | Davis' formula coefficients |
| D | Railway wheel diameter |
| g | Gravity acceleration |
| h_1 | Position of chassis center of gravity |
| h_2 | Position of bogie center of gravity |
| i | Chassis wheelbase |
| i | Track slope |
| J_{ws} | Wheelset moment of inertia |
| k_{mb} | Braking effort modulation |
| L, L' | Distance covered by the wheel |
| m | Total vehicle mass |
| m_c | Mass of one car |
| N, \hat{N}_{ax} | Axle payload |

^(*) Politecnico di Milano – Dip. di Energia, Politecnico di Milano – Via La Masa, 34, 20156 Milano (MI).

^(*) Politecnico di Milano – Dept. of Energy, Politecnico di Milano – Via La Masa, 34, 20156 Milan (MI), Italy.

| | |
|-------------------------|---|
| n | Numero di giri percorsi dalla sala ferroviaria |
| n_b | Numero di assi motori frenanti attivi |
| p | Passo del carrello |
| p_{cyl} | Pressione del cilindro freno |
| R^* | Raggio della curva del tracciato |
| R_{aero} | Resistenza aerodinamica al moto |
| R_c | Resistenza del tracciato al moto |
| R_g | Resistenza gravitazionale al moto |
| R, R_0 | Raggio della ruota |
| R_{bd} | Raggio di frenatura sul disco freno |
| T, T_i | Forza di contatto longitudinale per l'asse i -esimo |
| t_i | Intervallo di campionamento |
| v_r | Velocità periferica della ruota |
| v, v_x | Velocità longitudinale del veicolo |
| ε_x | Pseudo-scorrimenti (o scorrimenti) longitudinali |
| μ, μ_x, μ_{max} | Coefficiente di aderenza |
| μ_{max}^{red} | Ridotto coefficiente di aderenza massimo |
| μ_{bd} | Coefficiente di aderenza disco-pastiglia frenante |
| η_b | Rendimento dell'impianto freno |
| ρ | Coefficiente delle masse rotanti |
| τ_{cyl}, τ_b | Rapporto di trasmissione cilindro o impianto freno |
| ω | Velocità angolare della ruota |
| $\dot{\omega}$ | Accelerazione angolare della ruota |

| | |
|-------------------------|---|
| n | <i>Rounds covered by the wheelset</i> |
| n_b | <i>Number of active powered braking axle</i> |
| p | <i>Bogie wheelbase</i> |
| p_{cyl} | <i>Brake cylinder pressure</i> |
| R^* | <i>Track curve radius</i> |
| R_{aero} | <i>Aerodynamic motion resistance</i> |
| R_c | <i>Track curving resistance</i> |
| R_g | <i>Slope resistance</i> |
| R, R_0 | <i>Railway wheel radius</i> |
| R_{bd} | <i>Braking radius on brake disk</i> |
| T, T_i | <i>Longitudinal contact force at i-th axle</i> |
| t_i | <i>Time sampling interval</i> |
| v_r | <i>Peripheral wheel speed</i> |
| v, v_x | <i>Vehicle longitudinal speed</i> |
| ε_x | <i>Longitudinal creepages</i> |
| μ, μ_x, μ_{max} | <i>Adhesion coefficient</i> |
| μ_{max}^{red} | <i>Reduced maximum adhesion coefficient</i> |
| μ_{bd} | <i>Brake disk-pad adhesion coefficient</i> |
| η_b | <i>Efficiency of vehicle braking system</i> |
| ρ | <i>Rotating masses coefficient</i> |
| τ_{cyl}, τ_b | <i>Transmission ratio of the cylinder or braking system</i> |
| ω | <i>Wheel angular speed</i> |
| $\dot{\omega}$ | <i>Wheel angular acceleration</i> |

1. Introduzione

L'innovazione tecnologica ha trovato vaste applicazioni nell'ambito dei sistemi di trasporto. Oggi qualsiasi sistema o impianto veicolare è governato da una centralina elettronica di comando e controllo che richiede un elevato scambio di dati relativi alle grandezze fisiche di interesse. Risulta quindi fondamentale corredare tali sistemi con una sensoristica all'avanguardia [1]. Ciò ha permesso di realizzare sensori sempre più specifici e dedicati alla rilevazione delle diverse grandezze fisiche di riferimento, a seconda delle proprie caratteristiche di misura e prestazioni in termini di sensibilità e prontezza di risposta [2][3][4].

Il rotabile è equipaggiato di veri e propri sistemi di acquisizione ed elaborazione dati in grado di campionare un ampio numero di informazioni e registrarli in formato digitale. Allo stato attuale sulla gran parte dei veicoli vi sono installati 2 encoder ottici triassiali (comunemente detti odometri) calettati rigidamente sui fuselli di sale non motorizzate indipendenti [5]. Essi forniscono la misura istantanea della velocità angolare di marcia. È possibile installare più sensori che lavorando in parallelo derivano diverse grandezze, migliorando l'accuratezza della misurazione: si parla di *sensor fusion*. Vi sono molte applicazioni di sistemi di misura in grado di stimare la velocità assoluta di marcia veicolare in tal senso, con l'ausilio sia di un correlatore e sensori capacitivi, sia di sensori ottici come i radar-Doppler [6][7].

Tuttavia, le condizioni di marcia sono fortemente influenzate dalla qualità del contatto ruota-rotaia. Tali feno-

1. Introduction

Technological innovation has found wide applications in the field of transport systems. Today, any vehicular system or plant is controlled by an electronic control unit that requires a high exchange of data related to the physical quantities of interest. Therefore, it is important to equip these systems with advanced sensors [1]. This has made it possible to create increasingly specific sensors dedicated to the detection of different physical quantities of reference, depending on their measurement characteristics and performance in terms of sensitivity and responsiveness [2][3][4].

The rolling stock is equipped with real data acquisition and processing systems capable of sampling a large amount of information and recording it in digital format. At present on most vehicles there are installed 2 triaxial optical encoders (commonly called odometers) rigidly fitted on the spindles of non-powered independent wheelsets [5]. They provide the instantaneous measurement of the angular wheel speed. It is possible to install several sensors that, working in parallel, derive different quantities, improving the accuracy of the measurement: this is called *sensor fusion*. There are many applications of measurement systems capable of estimating absolute vehicular travel speed in this sense, using either a correlator and capacitive sensors, or optical sensors such as Doppler-radars [6][7].

However, the travelling conditions are strongly influenced by the quality of the wheel-rail contact. These phenomena affect the measurement of the travelling vehicle speed if carried out only with odometers. In order to investigate the phenomena and dynamics related to the adhesion conditions, using the measurement channels already ar-

menzi influenzano la misura della velocità di marcia se realizzata solo con odometri. Per indagare i fenomeni e la dinamica relativa alle condizioni di aderenza, utilizzando i canali di misura già predisposti a bordo treno, si introducono le conoscenze teoriche sull'aderenza longitudinale tra ruota e rotaia per avere una miglior comprensione dei fenomeni [8]. Quindi si adotta un modello numerico parametrizzato per la caratterizzazione cinematica del veicolo ferroviario utile all'analisi dei dati di marcia provenienti da casi reali. Tale modello teorico migliora il set di dati a disposizione correndolo delle grandezze fisiche mancanti ed evidenzia per via sperimentale le condizioni di aderenza, rilevate dagli odometri di bordo ed analizzate sulla base delle conoscenze analitiche.

Il seguente lavoro si propone di fornire un metodo di indagine per l'analisi del coefficiente di aderenza tramite l'ausilio dei sensori di bordo di un veicolo ferroviario, proponendo un metodo di analisi che esamina i dati di marcia digitalizzati ed acquisiti provenienti da casi reali utilizzando la strumentazione a bordo treno in dotazione.

2. Aderenza al contatto ruota-rotaia

La coppia rotaia-ruota ferroviaria è descritta in Fig. 1 e mostra due corpi elastici a contatto tra loro, sollecitati verticalmente da un carico per asse (N) [9]. Trascurando qualsiasi forma di resistenza al moto, è possibile stimare la distanza percorsa dalla ruota (L) in moto a velocità angolare ω dopo n giri in ipotesi di puro rotolamento secondo l'Eq. (1):

$$L = n\pi D \quad (1)$$

In presenza di una qualsiasi coppia agente, si dimostra sperimentalmente che a parità di n giri varia lo spazio percorso L' [10]. Ciò è dovuto all'insorgere di moti relativi tra ruota e rotaia che vanificano l'ipotesi di puro rotolamento. Lo scorrimento longitudinale (ϵ_x) che misura i moti relativi tra ruota e rotaia è definito come:

$$\epsilon_x = \frac{\Delta v}{v} = \begin{cases} 1 - \frac{\omega R}{v} & (\text{coppia frenante}) \\ 1 - \frac{v}{\omega R} & (\text{coppia trattiva}) \end{cases}$$

Dove $\Delta v = v - \omega R$ è la differenza di velocità, ed in particolare v è la velocità assoluta del veicolo, ωR la velocità periferica della ruota intesa come velocità angolare per il raggio della ruota stessa.

Tale formulazione vede la presenza al denominatore di v ed ωR alternativamente. Ciò evita l'annullarsi del denominatore stesso e permette di considerare numericamente le condizioni limite con $\epsilon_x = 1$, ottenendo:

- $\omega = 0$, $v \neq 0$ per coppia frenante applicata (ruota bloccata);
- $v \rightarrow 0$, $\omega R \gg v$ per coppia di trazione applicata (ruota in completo slittamento).

ranged on board the train, the theoretical knowledge about the longitudinal adhesion between wheel and rail is introduced to have a better understanding of the phenomena [8]. Therefore, a numerical parameterized model for the kinematic characterization of the railway vehicle is adopted, useful to the analysis of the travelling data extracted from real cases. This theoretical model improves the available dataset providing the missing physical quantities and underlines the adhesion conditions experimentally, detected by the on-board odometers and analysed on the basis of theoretical knowledge.

This paper aims to provide an investigation method for the analysis of the coefficient of adhesion using on-board sensors of a railway vehicle, proposing an analysis method that examines digitized and acquired running data from real cases using the on-board train instrumentation provided.

2. Adhesion to wheel-rail contact

The wheel-rail pair is described in Fig. 1 showing two elastic bodies in contact between each other, loaded vertically from an axle load (N) [9]. Neglecting any kind of rolling resistance, it is possible to estimate the distance covered by the wheel (L) moving with angular speed ω after n rounds assuming pure rolling conditions according to Eq. (1):

$$L = n\pi D \quad (1)$$

In presence of any applied torque, it is possible to demonstrate experimentally that the distance L' varies with n kept constant [10]. This due to the rise of relative motions between wheel and rail vanishing the assumption of pure rolling condition. The longitudinal creepage (ϵ_x) that measures the relative motions between wheel and rail is defined as:

$$\epsilon_x = \frac{\Delta v}{v} = \begin{cases} 1 - \frac{\omega R}{v} & (\text{braking torque}) \\ 1 - \frac{v}{\omega R} & (\text{tractive torque}) \end{cases}$$

Where $\Delta v = v - \omega R$ is the speed difference, and in particular v is the absolute vehicle speed, ωR the wheel peripheral speed defined as the wheel angular speed times the wheel radius.

This formulation includes the alternate presence of v and ωR at the denominator. This avoids the denominator to be null and allows to consider numerically the limit conditions with $\epsilon_x = 1$, obtaining:

- $\omega = 0$, $v \neq 0$ for braking torque applied (locked wheel);
- $v \rightarrow 0$, $\omega R \gg v$ for tractive torque applied (complete slip-page).

The contact patch is divided in stick region, perfectly adherent to the rail, and slipping region, located to the rear where tangential forces are generated [11][12][13][14]. Fig. 2 reports qualitatively the generic tangential force exchanged

L'impronta di contatto è suddivisa in zona di aderenza, perfettamente aderente alla rotaia, e zona in slittamento, posta nella parte posteriore, in cui si generano le forze tangenziali [11][12][13][14]. La Fig. 2 riporta qualitativamente la generica forza tangenziale scambiata con l'impronta di contatto, evidenziando come non sia possibile scaricare forze al contatto ruota-rotaia in assenza di scorrimenti.

Tuttavia, tale forma della curva per le forze tangenziali è valida in ipotesi di piccoli scorrimenti, o aderenza infinita ($\epsilon_x \rightarrow 0$, $\mu \rightarrow +\infty$), ovvero per particolari condizioni di moto per cui è certo che il limite di aderenza non sia mai raggiunto, e pertanto impiegate nell'analisi dinamica di sale portanti [15]. I casi di interesse, invece, si riferiscono a sale frenanti al limite di aderenza. Pertanto, è necessario riferirci a curve di forma diversa esplicitate da modelli che esprimono l'andamento delle forze al contatto ruota-rotaia per sale motorizzate [16]. La curva forza tangenziale-scorrimento longitudinale assume la forma mostrata in Fig. 3.

2.1. Coefficiente di aderenza

L'esercizio ferroviario vede la presenza di molteplici agenti lungo il tracciato, i quali possono influenzare l'in-

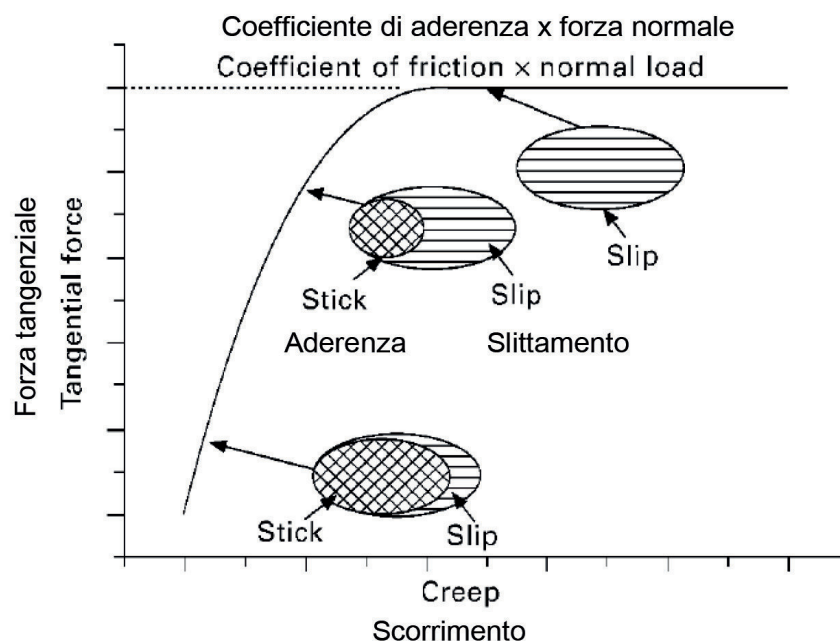


Figura 2 – Curva scorrimento-forze tangenziali e area di contatto [9].
Figure 2 – Tangential force-creepage curve and contact patch [9].

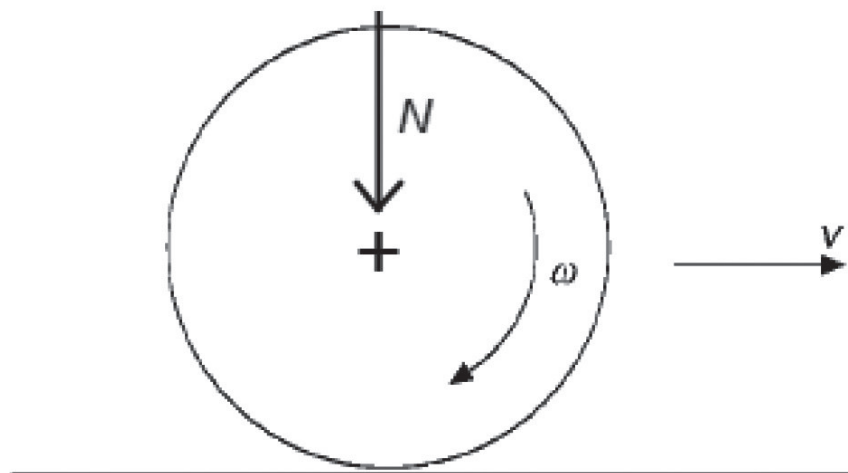


Figura 1 – Contatto volvente tra ruota e rotaia per puro rotolamento [9].
Figure 1 – Wheel-rail contact for pure rolling condition [9].

at the contact patch, underlining that no longitudinal forces can rise at the wheel-rail contact in absence of creepages.

However, this shape of tangential force is valid under the assumptions of small creepages or infinite adhesion ($\epsilon_x \rightarrow 0$, $\mu \rightarrow +\infty$), i.e. for particular motion conditions in which it is valid that the adhesion limit is never reached and so these relations are used into the rail vehicle dynamic analysis only for non-powered wheelsets [15]. The cases of interest refer to braking wheelsets at the limit of adhesion. Therefore, it is necessary to refer to curves with different shapes, described by models expressing the wheel-rail contact forces for powered wheelsets [16]. Therefore, the tangential force-longitudinal creepage curve is shaped as depicted in Fig. 3.

2.1. Coefficient of adhesion

Railroad operation sees the presence of multiple agents along the track, which can affect wheel-rail interaction. Any agent is called adhesion (or friction) modifier. This definition includes all substances intentionally used to improve the wheel-rail behaviour (lubricant, sand) and all substances being present in a non-intentional way (leaves, atmospheric agents) [17]. An increase or reduction in the wheel-rail adhesion coefficient is experienced. Fig. 4 reports the qualitative trend of the wheel-rail adhesion coefficient in presence of degraded adhesion.

With constant torque applied, α represents the actual adhesion level on active axles of the vehicle seen as a working point: the level of adhesion α

terazione ruota-rotaia. Qualsiasi agente è chiamato modificatore di aderenza. Questa definizione include le sostanze che influenzano il coefficiente di aderenza in via intenzionale (lubrificanti, sabbia) o non intenzionale (agenti atmosferici, foglie) [17]. Si va quindi incontro ad un aumento o riduzione del coefficiente di aderenza tra ruota e rotaia. In Fig. 4 si riporta l'andamento qualitativo del coefficiente ruota-rotaia in caso di aderenza degradata.

Per coppia applicata costante, α rappresenta il livello corrente di aderenza sugli assi attivi del veicolo - visto come punto di funzionamento: il livello di aderenza α è inferiore al valore massimo di aderenza μ_{max} per operazioni di esercizio (circa al 30%). Con una riduzione di aderenza all'impronta di contatto, la sala è soggetta ad un comportamento transitorio il cui termine è posto in A; il contatto si sposta sulla curva a ridotto coefficiente di aderenza μ_{max}^{red} (punto B) e termina in corrispondenza di $\epsilon_x = 1$. L'aumento di energia cinetica dissipata nel pattinamento (o slittamento) è ritenuta un indice del passaggio ad un coefficiente di aderenza ridotto [19]. Terminato il pattinamento, il punto di funzionamento dell'aderenza ruota-rotaia ritorna sulla curva di aderenza iniziale, indicando la ripresa delle normali condizioni.

Per poter condurre l'analisi di interesse, è necessario avere un quadro generale sui transitori dell'asse in presenza di degrado d'aderenza. Tale comportamento è stato indagato sperimentalmente tramite prove al banco per diversi agenti esterni sulla superficie di contatto [20]. I risultati mostrano i diversi andamenti della curva di aderenza in base alle tipologie di modificatori di aderenza utilizzati, da cui dipende il comportamento dinamico della sala in presenza di calo di aderenza. L'energia cinetica dissipata durante questi fenomeni favorisce la rimozione di parte del contaminante presente al contatto. Ciò è comunemente chiamato effetto pulente della sala. Questo aspetto risulta maggiormente evidente attraverso esperimenti in tempo reale ripresi con videocamere ad alta velocità, come riportato in [21].

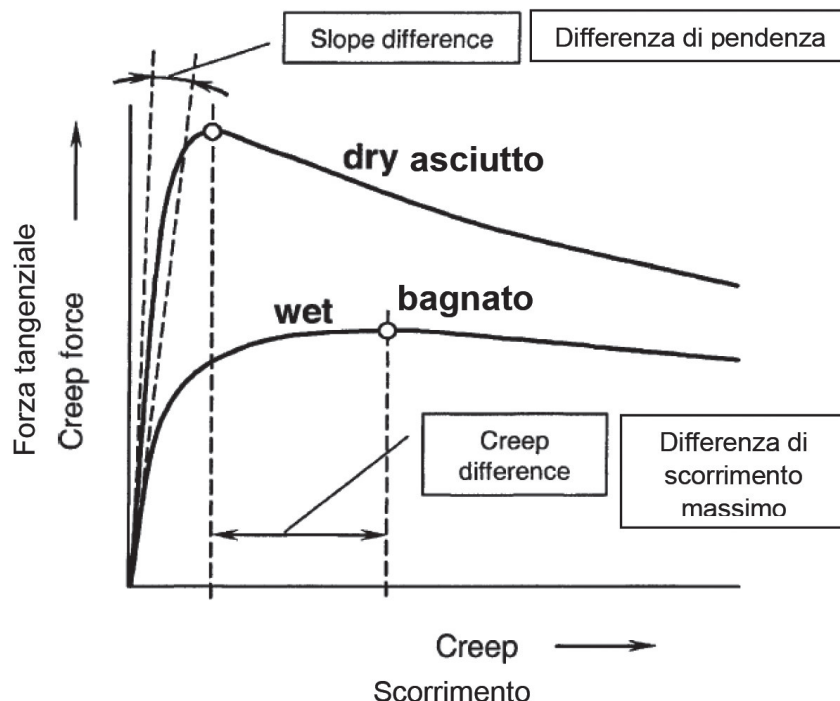


Figura 3 – Forze di contatto di Polach per sale motorizzate [16].

Figure 3 – Polach's contact forces for powered axles [16].

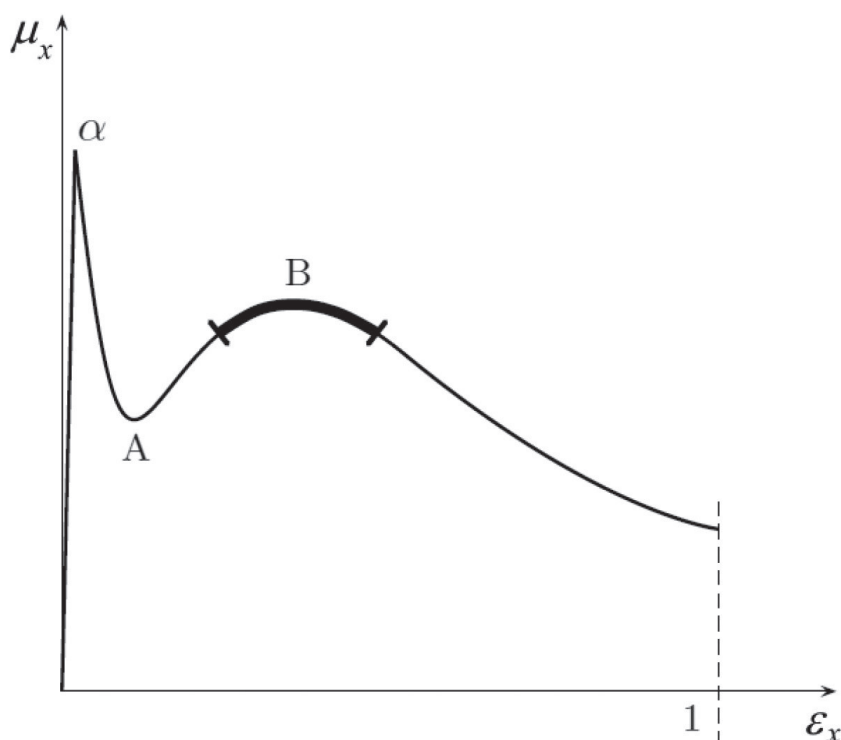


Figura 4 – Curva generica di aderenza degradata [18].

Figure 4 – Generic degraded adhesion curve [18].

3. Modellazione del problema

Per analizzare i dati di marcia, è necessaria la modellazione del problema attraverso un modello teorico semplificato utilizzato per la caratterizzazione cinematica del veicolo riferito alla dinamica longitudinale. Il set dei dati di marcia acquisiti include:

- $\omega_r, \dot{\omega}_r$ velocità ed accelerazioni angolari rilevate dagli encoder sugli assi odometrici;
- k_{mb} , percentuale di sforzo frenante;
- p_{cyl} , pressione dei cilindri freno.

Il modello numerico del veicolo ferroviario è di tipo rigido e parametrizzato a massa puntiforme descritto da relazioni sperimentali per le resistenze aerodinamiche ed in curva, e dalla parametrizzazione delle curve caratteristiche degli azionamenti ed è riportato graficamente in Fig. 5. Questo tipo di modellazione risulta versatile poiché permette di parametrizzare tutte le caratteristiche veicolari di interesse, dagli azionamenti all'impianto frenante. Il modello si compone di due equazioni che descrivono la dinamica longitudinale dell'intero rotabile e la dinamica rotazionale dell'asse di misura durante la fase di frenatura. I termini di resistenza al moto sono modellizzati in accordo con le varie formulazioni sperimentali rintracciabili in letteratura [22][23]. I termini di resistenza sono considerati all'interno del modello teorico di veicolo contribuendo a definirne la dinamica longitudinale, pur ritenendo trascurabile l'effetto della resistenza aerodinamica per via delle basse velocità in gioco.

Poiché le forze di contatto longitudinali sono funzioni non lineari di ϵ_x , la difficoltà risiede nella stima corretta di questo parametro in assenza di informazioni sulla velocità assoluta di marcia del veicolo v_x . Altre prove sperimentali realizzate per l'identificazione dell'aderenza degradata sono state condotte con vetture strumentate appositamente, dotate di sensori dedicati per la misura diretta della velocità v_x [24]. Lo scopo del modello proposto è stimare la velocità assoluta in assenza di tali sensori.

Pertanto, ad ogni istante t_i si stimano le forze di contatto longitudinali $T_i^{t_i}$ sugli assi considerati e la decelerazione assoluta longitudinale $\hat{a}_x^{t_i}$ attraverso il modello rigido. I trasferimenti di carico verticali $\hat{N}_{ax}^{t_i}$ (o moti di cabraggio) dovuti ad $\hat{a}_x^{t_i}$ sugli assi, secondo lo schema riportato in Fig. 6 e per integrazione numerica si ricava la velocità $\hat{v}_x^{t_i}$ [25]. Infine, è possibile ricavare il valore del coefficiente di aderenza sugli assi considerati.

4. Analisi e svolgimento dei casi sperimentali

Il modello teorico e la metodologia presentata per analizzare i set di dati provenienti da casi reali sono stati inizialmente testati e validati attraverso prove in situ realizzate a sforzo costante. Tali test effettuati con un veicolo reale a tara prevedono una fase di trazione fino al raggiungimento della velocità target di 35 km/h, seguito da un breve periodo di *coasting* e da una fase di frenatura al 22% sino al completo arresto del treno. La decelerazione

is generally lower than the maximum value μ_{max} for service operations (about 30% of maximum). With a reduction in the adhesion at the contact patch, the axle experiences a transient behaviour ending in point A; the contact moves on the curve with reduced maximum adhesion coefficient μ_{max}^{red} (point B) and terminates in correspondence of $\epsilon_x = 1$. The increase of the kinetic energy dissipated during sliding (or slippage) is meant as an index of the passage to a reduced adhesion coefficient [19]. Once recovered from the dissipative phenomena, the working point of the wheel-rail adhesion moves backward to the initial adhesion curve, indicating normal conditions restored.

In order to conduct the analysis of interest, it is necessary to have an overview of the axis transients in the presence of adhesion degradation. This behaviour was investigated through test-rig experiments for different external agents at the contact patch [20]. Results show the different trends of the adhesion curve depending on the type of adhesion modifiers used, on which the wheelset dynamic behaviour due to loss of adhesion depends. The kinetic energy dissipated here promotes the partial remove of the contaminant at the contact patch. This is commonly known as cleaning effect of the wheelset. This aspect is much more evident through real-time experiments with high-speed cameras, as reported in [21].

3. Problem modeling

To analyse the travelling data, it is necessary to shape the problem through a simplified theoretical model provided for the kinematic characterization of the vehicle referred to the longitudinal dynamics. The dataset acquired includes:

- $\omega_r, \dot{\omega}_r$ angular speeds and accelerations sampled by encoders on odometric axles;
- k_{mb} , braking effort modulation;
- p_{cyl} , brake cylinder pressures.

The numerical model of the railway vehicle is a parameterized, pointed-mass and rigid model composed by experimental relations, for what concerns aerodynamic and curving resistances, and by the parameterization of the characteristic curves of electric drives and it is graphically reported in Fig. 5. This kind of modelisation results versatile because it allows to parameterize all vehicular features of interest, from the electric drives to the braking system. The model is composed by two equations describing the longitudinal train dynamics and the rotational dynamics of odometric axle during braking. The motion resistances are modelled according to the experimental formulation as reported in literature [22][23]. The resistance terms are considered into the theoretical model and contribute to describe the longitudinal vehicle dynamics, although neglecting the effect of the aerodynamic resistance due to low speed.

Since the longitudinal contact forces are non-linear functions of ϵ_x , the difficulty stands in the correct estimation process for this physical quantity in absence of information

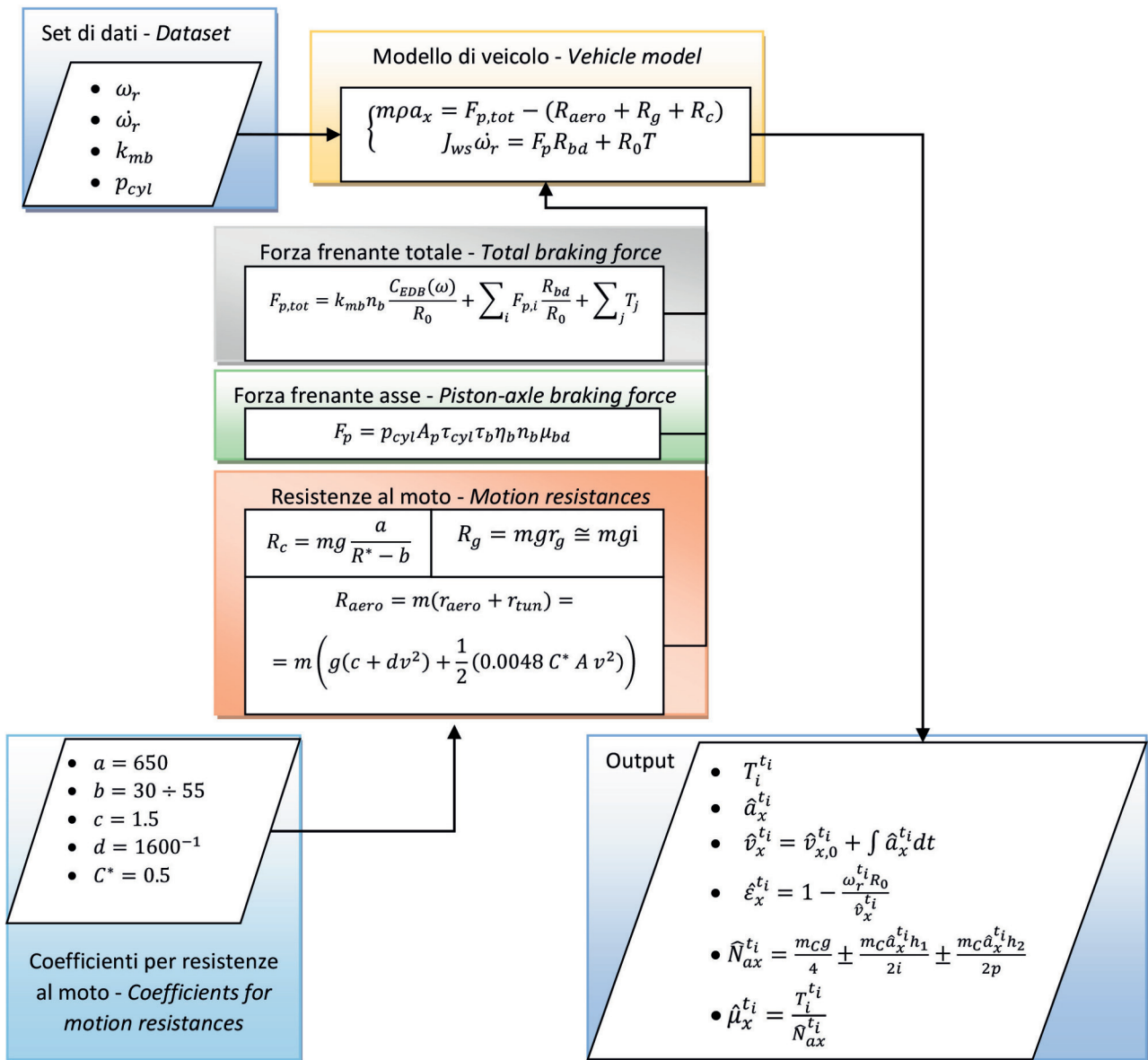


Figura 5 – Modello analitico-numerico del veicolo.
Figure 5 – Analytical-numerical model of the vehicle.

include una prima parte svolta con frenatura elettrodinamica e conclusa con l'inserimento della frenatura pneumatica, così come previsto in condizioni di esercizio. I dati sono stati opportunamente troncati ed analizzati sulla sola fase di frenatura considerando se presente la logica di *blending* del veicolo – la sovrapposizione degli sforzi di frenatura pneumatica con l'elettrodinamica. In tali occasioni, sono stati considerati due casi prova di riferimento: asse di misura sfrenato (primo test) e asse di misura frenato (secondo test), riportati in Fig. 7a e Fig. 7b (la curva rossa identifica il profilo di velocità assoluta v_x individuato dal modello teorico, mentre in blu il profilo di velocità

on the absolute longitudinal vehicle speed v_x . Other experimental tests realized for the identification of degraded adhesion conditions were run with instrumented cars equipped with dedicated sensors sampling directly the absolute speed v_x [24]. The task of the model proposed is estimating the absolute vehicle speed in absence of such type of sensor.

Therefore, for each time instant, t_i , the longitudinal contact forces $T_i^{t_i}$ on odometric axes considered and the absolute longitudinal $\hat{a}_x^{t_i}$ deceleration are estimated through the rigid model. Then, the vertical load transfers $\hat{N}_{ax}^{t_i}$ due to $\hat{a}_x^{t_i}$ on the axes, according to the schema reported in Fig. 6 and through numerical integration the absolute speed $\hat{v}_x^{t_i}$ [25].

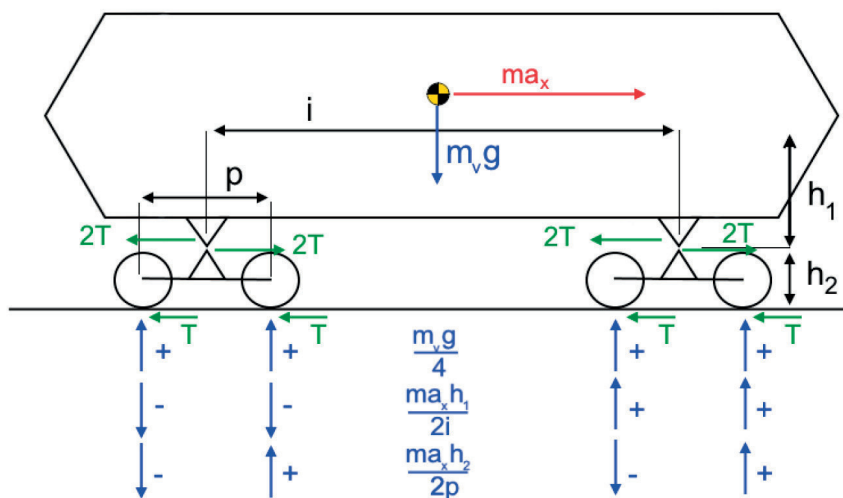


Figura 6 – Moti di cabraggio [25].

Figure 6 – Load transfers [25].

periferica degli assi odometrici rilevato dagli odometri di bordo v_{odo}).

Il primo test ha permesso di verificare che il profilo di velocità longitudinale stimato dal modello fosse coerente col profilo di velocità periferica della ruota proveniente dall'odometro. La dinamica longitudinale del treno e rotazionale dell'asse verifica l'ipotesi di rotolamento puro della sala, indicato anche dal valore stimato del coefficiente di aderenza molto basso ($\mu_x = 9 \cdot 10^{-3}$) con valori di scorrimento longitudinale ε_x altrettanto bassi.

Il secondo test ha permesso, invece, di valutare la differenza tra i profili di velocità v_x e v_r dovuta all'insorgere

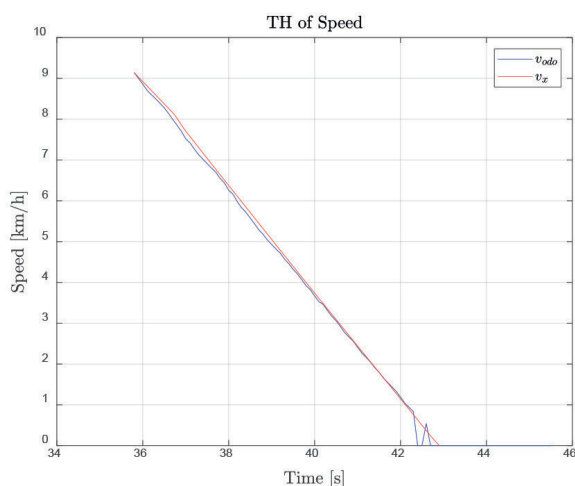
Finally, it is possible to estimate the actual adhesion coefficient on considered axles.

4. Analysis and discussion of experimental cases

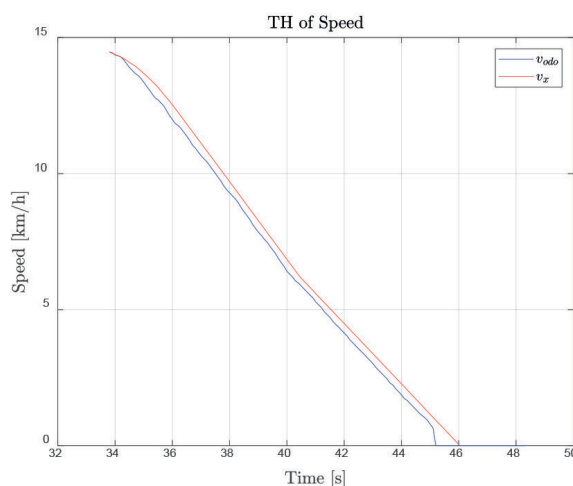
The theoretical model and methodology presented to analyze datasets from real cases have been initially tested and validated on real tests performed on site with constant braking effort applied. These tests are performed with a real empty vehicle and include a traction phase until the target speed of 35 kph is reached, then a short coasting phase followed by a 22% braking phase until the train completely stops. The deceleration is realized for the first part by the electro-dynamic braking, then ends with the

pneumatic effort, as during normal service operations. The data have been trimmed and analysed only on braking phase and considering for short time instants the cross-blending rule – which is the superimposition of pneumatic and electro-dynamic braking effort. Two test cases have been considered: non-braked odometric axle (first test) and braked odometric axle (second test) as reported in Fig. 7a and Fig. 7b (the red curve identifies the absolute speed profile v_x estimated by the theoretical model, the blue curve the profiles of wheel peripheral speed of odometric axles considered v_{odo}).

The first test allowed to verify that the longitudinal speed profile estimated by the model was consistent with the wheel



a)



b)

Figura 7 – Validazione del modello - prove a sforzo costante: a) asse di misura sfrenato, b) asse di misura frenato.

Figure 7 – Model validation - tests at constant braking effort: a) non-braked odometric axle, b) braked odometric axle.

di scorrimenti longitudinali ϵ_x sull'asse di misura ora frenante. Questo permette di sviluppare le forze di contatto necessarie al completo arresto del treno. L'insorgere di scorrimenti longitudinali fa sì che le condizioni di aderenza stimate siano compatibili con la percentuale di sforzo erogato ($\epsilon_x \approx 0.025$; $\mu_x \approx 0.03$).

Quindi, il modello teorico è stato impiegato per identificare le condizioni di aderenza da casi reali occorsi in esercizio. Sono stati scelti due casi di riferimento in particolare: per un asse bloccato e per due assi bloccati. La Fig. 8 mostra la velocità longitudinale di marcia del veicolo in presenza di assi bloccati. In particolare, si distinguono i profili delle velocità periferiche degli assi odometrici rilevati dagli odometri di bordo $v_{1,odo}$ e $v_{2,odo}$ (curve verde e blu) ed il profilo di velocità assoluta v_x individuato dal modello teorico (curva rossa).

Come si evince, il modello numerico stima la velocità longitudinale di marcia del rotabile contribuendo ad avere maggiore accuratezza sul dato cinematico. Considerare il secondo odometro come riferimento per la velocità comporta un'errata stima degli scorrimenti longitudinali ϵ_x : questo perché gli assi sono sottoposti alla medesima dinamica rotazionale. A tal proposito, infatti, si noti come i due profili $v_{1,odo}$ e $v_{2,odo}$ siano sovrapponibili tra loro. Questo si rende maggiormente evidente in presenza di entrambi gli assi bloccati. Ponendo come riferimento il profilo $v_{2,odo}$, in corrispondenza del relativo bloccaggio asse descritto in Fig. 8b si otterrebbero scorrimenti ϵ_x infiniti, il che è privo di senso fisico.

Adottando il modello numerico di veicolo è possibile stimare il corretto profilo di velocità, valutando le condizioni di aderenza su entrambi gli assi, mantenendo distinti e separati i canali di misura disponibili ed evitando la propagazione di errori nella stima delle grandezze cinematiche.

peripheral speed profile provided by the odometer. The longitudinal train dynamics and the rotational wheelset dynamics both verify the assumption of pure rolling condition of the wheelset, as indicated by the value of both the longitudinal ϵ_x creepages and adhesion coefficient, which results in a very low value ($\mu_x = 9 \cdot 10^{-3}$).

The second test allowed to evaluate the difference between the speed profiles v_x and v_r due to longitudinal creepages rising ϵ_x on the odometric braking axle. This condition allows to generate the contact forces needed to stop the train. The rise of longitudinal creepages and the actual adhesion coefficient evaluated are consistent with the braking effort applied ($\epsilon_x \approx 0.025$; $\mu_x \approx 0.03$).

Therefore, the theoretical model has been employed to identify the adherence conditions from real cases occurred during service. Two reference cases have been selected: in particular, for one axle locked and for two axles locked. Fig. 8 depicts the longitudinal travelling speed of the vehicle in presence of locked axles. More in details, it is possible to recognize the profiles of wheel peripheral speeds of odometric axles considered $v_{1,odo}$ and $v_{2,odo}$ (green and blue curves) and the absolute speed profile (red curve) v_x estimated by the theoretical model.

As it can be seen, the numerical model estimates the longitudinal speed profile of the rolling stock increasing the accuracy on kinematic data. Considering the second odometer as speed reference signal would imply an incorrect estimation of longitudinal creepages ϵ_x : this because the axles undergo the same rotational dynamics. As a matter of fact, it is noticeable how the two-wheel peripheral speed profiles $v_{1,odo}$ and $v_{2,odo}$ can be superimposed to each other. This is much more evident with both axles locked. Setting the $v_{2,odo}$ curve as reference speed profile, in correspondence of the relative lock-up described in Fig. 8b, infinite creepages ϵ_x would be obtained, which has no physical sense.

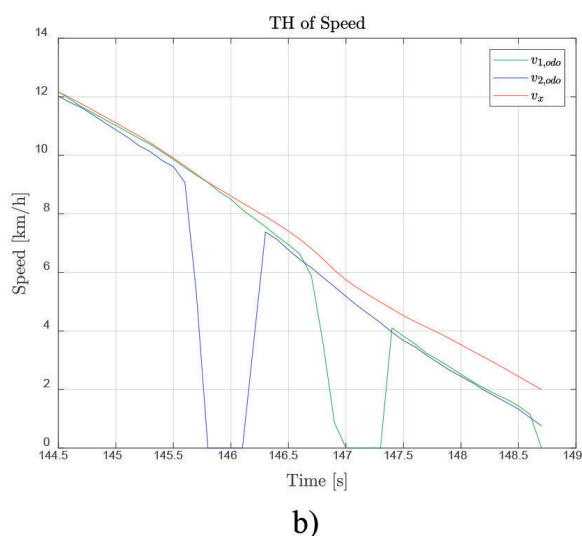
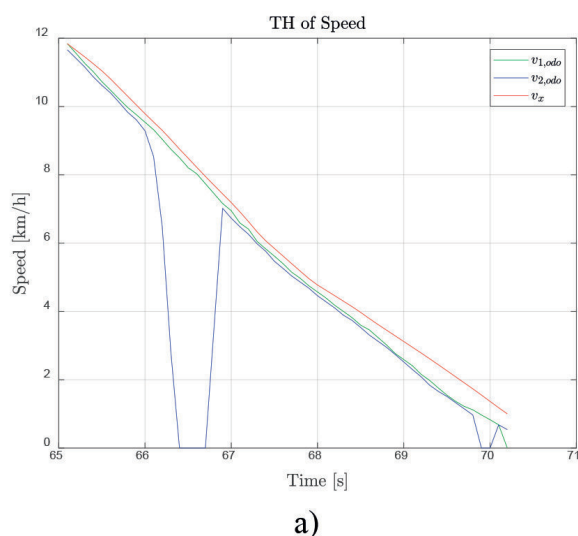


Figura 8 – Analisi dinamica longitudinale in frenatura: a) un bloccaggio, b) due bloccaggi asse.
Figure 8 – Longitudinal train dynamics analysis under braking: a) one lock-up, b) two lock-ups.

Dall'analisi dei casi considerati, i fenomeni di pattinamento a basse velocità sono molto rapidi. Le relative condizioni di aderenza stimate costituiscono le curve di aderenza ($\epsilon_x; \mu_x$) come esposto precedentemente e sono riportate in Fig. 9.

La Fig. 9 mostra le condizioni di aderenza dei due assi odometrici per i casi considerati (curva tratteggiata blu per l'asse odometrico 1, curva tratteggiata rossa per l'asse odometrico 2). Con riferimento alla Fig. 9a, si noti come inizialmente entrambi gli assi siano sottoposti allo stesso sforzo frenante. Nel momento in cui si verifica la perdita di aderenza sull'asse 2, gli scorrimenti ϵ_x crescono e la curva assume una forma descritta in [16] e già riportata in Fig. 3. La dinamica molto rapida del transitorio, enfatizzata dal comportamento autoassistente, avviene a valori non elevati di coppia frenante, il cui livello di applicazione è ben lontano dal limite di saturazione del vincolo di aderenza ruota-rotaia su asciutto. Inoltre, nel calcolo di ϵ_x i valori tendono rapidamente ad 1 al tendere a 0 delle velocità ($v_x; v_r$), poiché per la sua definizione analitica ciò può essere espresso come:

$$\lim_{v_r \rightarrow 0} \epsilon_x = \lim_{v_r \rightarrow 0} 1 - \frac{v_r}{v_x} = 1$$

In Fig. 9b invece sono analizzate le condizioni di aderenza per entrambi gli assi bloccati. Si noti come i livelli di sforzo frenante applicato in corrispondenza dei bloccaggi siano sensibilmente diversi tra loro, pur tuttavia descrivendo un comportamento dinamico molto simile con riferimento alla forma delle curve di aderenza. La forma assunta dalle curve del coefficiente di aderenza appena descritte sono corroborate dalle evidenze sperimentali citate in precedenza, in particolare la dinamica di interesse

With the adoption of the numerical vehicle model, it is possible to estimate the correct speed profile, evaluating the adhesion conditions on both axles considered, keeping all measuring channels available and keeping the kinematic quantities free from errors.

From the analysis of the cases considered, the low-speed sliding phenomena are very quick. The relative estimated adhesion conditions form the adhesion curves ($\epsilon_x; \mu_x$) as previously exposed and reported in Fig. 9.

Fig. 9 shows the adhesion conditions of two odometric axles considered for the cases analyzed (blue-dashed curve for odometric axle 1, red-dashed curve for odometric axle 2). With reference to Fig. 9a, it is possible to note that both axles exploit the same braking effort. At the time instant in which the loss of adhesion happens on axle 2, the longitudinal creepages ϵ_x increase and the curve is shaped as described in [16] and already depicted in Fig. 3. The very rapid dynamics of the transient, emphasized by the self-recovering behaviour, occur at average application level of the braking torque, which is far from the saturation limit of the wheel-rail adhesion for dry rails. Moreover, computing ϵ_x their values tend rapidly to 1 with the speeds tend to 0 ($v_x; v_r$), because of its analytical definition expressed as:

$$\lim_{v_r \rightarrow 0} \epsilon_x = \lim_{v_r \rightarrow 0} 1 - \frac{v_r}{v_x} = 1$$

Fig. 9b depicts the adhesion conditions with both axles locked. It is noticeable how the levels of application of the braking efforts in correspondence of the lock-ups are sensibly different between each other, despite describing a very similar dynamic behaviour with respect to the shape of the adhesion curves. The trends and the shapes assumed by the curves of the coefficient of adherence just described are

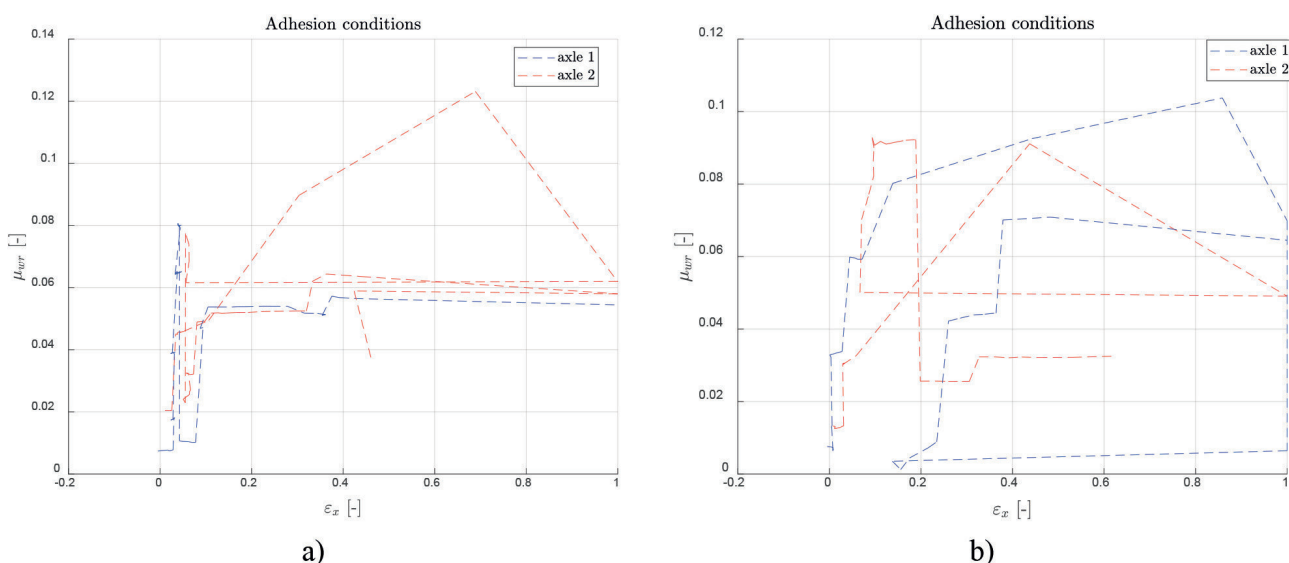


Figura 9 – Condizioni di aderenza degradata stimate su asse 1 (blu), asse 2 (rosso): a) un bloccaggio, b) due bloccaggi asse. Figure 9 – Actual degraded adhesion conditions estimated on axle 1 (blue) and axle 2 (red): a) one lock-up, b) two lock-ups.

rientra nell'alveo della casistica sperimentale testata al banco prova e richiamata brevemente dalla Fig. 10 [20].

5. Conclusioni

Lo scopo del presente lavoro è stato proporre un metodo di analisi delle condizioni di aderenza adottando un modello teorico-numerico parametrizzato del veicolo partendo dai dati di marcia acquisiti e digitalizzati dalla sensoristica di bordo. È stata presentata in maniera sintetica la parte teorico-analitica sulle conoscenze relative alle forze di contatto ruota-rotaia con particolare attenzione alle prove sperimentali condotte in laboratorio per modifiche delle condizioni di aderenza. È stato introdotto un metodo di analisi costituito da un modello teorico parametriz-

corroborato by the experimental evidence already mentioned above and in particular the dynamics of interest falls within the experimental case history, briefly depicted in Fig. 10 [20].

5. Conclusions

The aim of this paper has been the proposal of a method of analysis of the adhesion conditions adopting a theoretical-numerical parameterized vehicle model starting from the travel dataset acquired and digitalised through the on-board sensors. The theoretical-analytical part relative to the knowledge of the wheel-rail contact forces has been presented synthetically, with particular focus on the test-rig experiments for modified adhesion conditions. A method of anal-

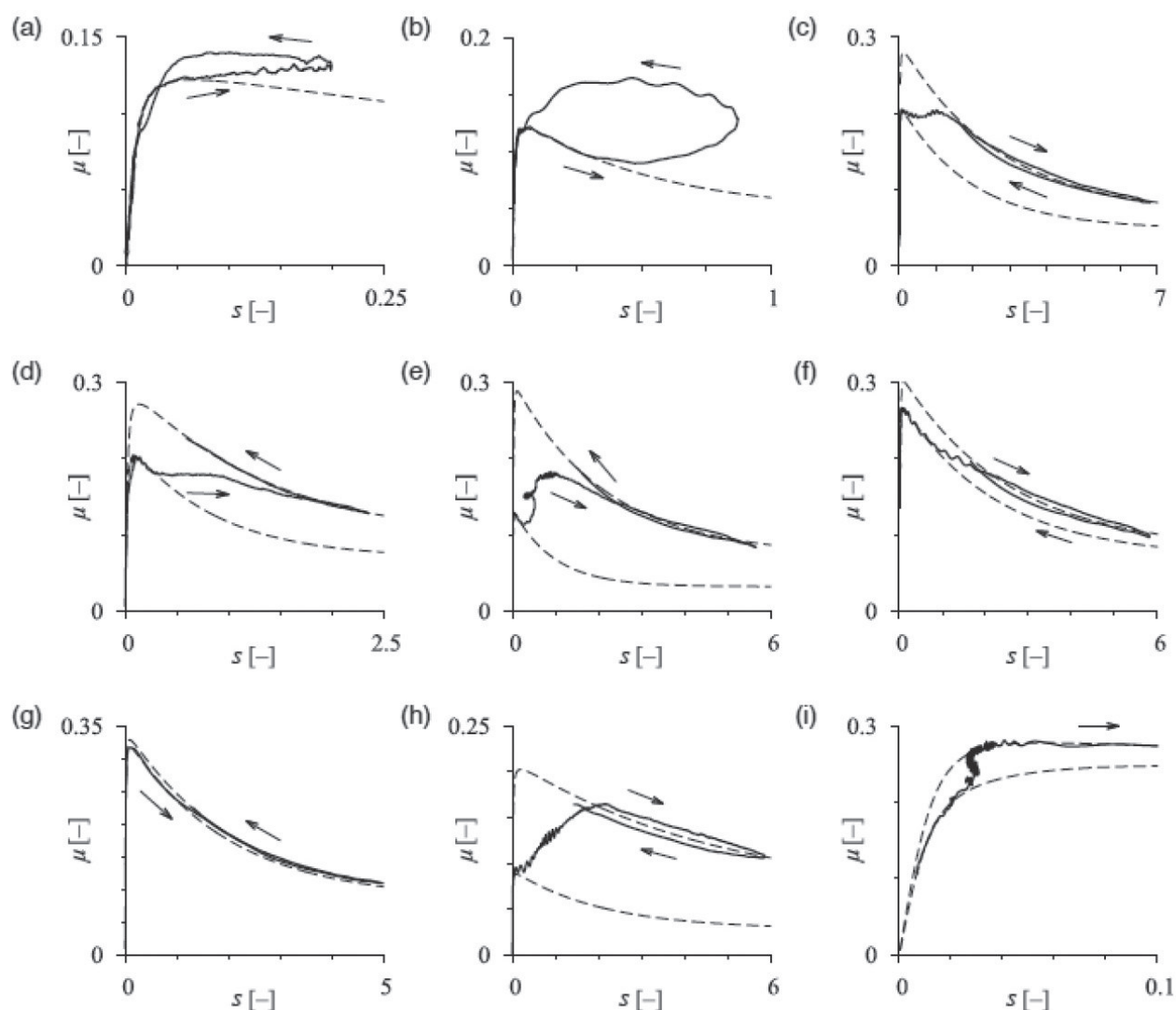


Figura 10 – Curve scorrimento-aderenza ricavate da prove sperimentali al banco [20].

Figure 10 – Creepage-adhesion curves from test-rig experiments [20].

zato di caratterizzazione cinematica del veicolo ferroviario per l'analisi dei dati di marcia. Sono stati utilizzati i principali vantaggi offerti dalla digitalizzazione dei dati acquisiti dal sistema di bordo treno. Le forti limitazioni sono costituite dall'architettura già prefissata della sensoristica installata a bordo dei treni. Il modello adottato nel presente lavoro ha permesso l'analisi dei casi sperimentali ricavando per ciascuno di essi le condizioni di aderenza di ogni asse tramite le relative curve. In particolare, è stato possibile determinare la velocità longitudinale di marcia del rotabile migliorando l'accuratezza della cinematica del veicolo. Inoltre, analizzando i casi studio reali è stato possibile confrontare la dinamica tra gli assi di misura, identificandone i rispettivi comportamenti. Il caso ad un asse bloccato pone in risalto la differenza tra la condizione di aderenza nominale e di aderenza ridotta. Il caso a due assi bloccati mette in evidenza la diversa forma assunta dalle rispettive curve identificate. Quest'analisi vuole porre l'attenzione sui fenomeni che normalmente accadono in tali sistemi e focalizzarsi sulla realizzazione della diagnostica da remoto delle condizioni di marcia del veicolo in linea. Il principio della diagnostica da remoto può essere esteso a qualsiasi sottosistema, sia esso di terra o di bordo treno, coerentemente con una robusta modellazione teorica di base e l'adeguata disponibilità di sensori - o l'installazione di nuovi.

ysis constituted by a theoretical parameterized model for the characterization of the railway vehicle has been provided for analysing the dataset. The main pros offered by digital data acquired by the on-board system have been used. The strong limitations are represented by the sensors themselves with their pre-fixed architecture as installed on the vehicle. The model adopted in this paper has allowed to analyse experimental cases pointing out for each of them the adhesion conditions of the axles considered through their adhesion curves. In detail, it has been possible to determine the longitudinal travelling speed of the rolling stock, thus improving the accuracy of the vehicle kinematics. In addition, through the analysis of the real cases it has been possible to compare the dynamics between the axles of measurement considered, identifying the relative behaviours. The case with one axle locked underlines the difference between the condition of nominal and reduced adhesion. The case with two axles locked puts in evidence the different shapes of the identified curves. This analysis wants to put the attention on the phenomena which usually happen on such kind of systems and focuses on realizing a remote diagnostic for the vehicle travelling conditions on the line. The principle of remote diagnostics can be extended on any subsystem, being ground-borne or train-borne, consistently with a robust theoretical modelisation and an adequate availability – or the installation – of new sensors.

BIBLIOGRAFIA - REFERENCES

- [1] B. NING (2010), "Advanced Train Control System", WIT Press, UK.
- [2] WANG Y., NING B., VAN DEN BOOM T., DE SCHUTTER B. (2016), "Optimal trajectory planning and train scheduling for Urban Rail Transit systems", Springer, Switzerland, Chap. 2.
- [3] KALEYBAR H.J., FARSHAD S., ASADI M., JALILIAN A. (2013), "Multifunctional control strategy of half-bridge based railway power quality conditioner for traction system", 13th International Conference on Environment and Electrical Engineering, EEEIC 2013 - Conference Proceedings, pp. 207-212. DOI: 10.1109/EEEIC-2.2013.6737909.
- [4] JAFARI KALEYBAR H., MADADI KOJABADI, H., SAEED FAZEL, S., FOIADELLI, F. (2018), "An intelligent control method for capacity reduction of power flow controller in electrical railway grids", Electric Power Systems Research, 165, pp. 157-166.
- [5] SAAB S.S., NASR G.E., BADR E.A. (2002), "Compensation of Axle-Generator Errors Due to Wheel Slip and Slide", IEEE TRANSACTIONS ON VEHICULAR TECHNOLOGY, VOL. 51, NO. 3, MAY.
- [6] ENGELBERG T. (2001), "Design of a correlation system for speed measurement of rail vehicles", Measurements, 29:157-164.
- [7] LHOMME-DESAGES D., GRAND C., BEN AMAR F., GUINOT J.C. (2009), "Doppler-based ground speed sensor fusion and slip control for a wheeled rover", IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 14, no. 4:484-492, August.
- [8] MALVEZZI M., PRESCIANI P., ALLOTTA B., TONI P., "Probabilistic analysis of braking performance in railway", J. Rail and Rapid Transit, Vol. 217 Part F, 149-165.
- [9] LEWIS R., OLOFSSON U. (2009), "Wheel-rail interface handbook", CRC Press, Boca Raton, FL, USA, Chap. 17.
- [10] STAGNI E. (1971), "Meccanica della locomozione", Patròn editore, Bologna, IT, Chap. III.
- [11] CARTER F.W. (1926), "On the action of a locomotive driving wheel", Proc. R Soc. A.;112:151-157.
- [12] VERMEULEN P.J., JOHNSON K.L. (1964), "Contact of non-spherical elastic bodies transmitting tangential forces", J. Appl. Mech., 1964, 31:338-340.
- [13] JOHNSON K.L. (1985), "Contact Mechanics", Cambridge University press, UK, Chap. 4.

- [14] KALKER J.J. (1982), "A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact", *Vehicle System Dynamics*, 11:1-13.
- [15] LEWIS R., OLOFSSON U. (2009), "Wheel-rail interface handbook", CRC Press, Boca Raton, FL, USA, Chap. 2, 3.
- [16] POLACH O. (2005), "Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit", *Wear* 258, 992-1000.
- [17] LEWIS R., OLOFSSON U. (2009), "Wheel-rail interface handbook", CRC Press, Boca Raton, FL, USA, Chap. 14.
- [18] BARNA G. (2012), "Matlab Simulink Model of a Braked Rail Vehicle and Its Applications", *Technology and Engineering Applications of Simulink*, IntechOpen.
- [19] MELI E., RIDOLFI A., RINDI A. (2014), "An innovative degraded adhesion model for railway vehicles: development and experimental validation", *Meccanica*, 49:919-937.
- [20] VOLTR P., LATA M. (2015), "Transient wheel-rail adhesion characteristics under the cleaning effect of sliding", *Vehicle System Dynamics*, 53:5, 605-618.
- [21] DESCARTES S., DESRAYAUD C., BERTHIER Y. (2008), "Experimental identification and characterization of the effects of contaminants in the wheel-rail contact", *J. Rail and Rapid Transit*, Vol. 222 Part F, 207-216.
- [22] STAGNI E. (1971), "Meccanica della locomozione", Patròn editore, Bologna, IT, Chap. VII, VIII.
- [23] IWNICKI S. (2006), "Handbook of Railway Vehicle Dynamics", Taylor & Francis Group, Boca Raton, FL, USA, Chap. 9.
- [24] MALVEZZI M., PUGI L., PAPINI S., RINDI A., TONI P. (2012), "Identification of a wheel-rail adhesion coefficient from experimental data during braking tests", *J. Rail and Rapid Transit* 227(2) 128-139.
- [25] DI MAJO F. (1975), "Costruzione di materiale ferroviario", Levrotto & Bella, Torino, IT, Chap. VI.

La qualità è il nostro viaggio quotidiano.



ISOTRACK

la divisione trasporti di **ISOIL Industria Spa**, con la sua gamma di Prodotti e Servizi offre **soluzioni di qualità**, e da oltre vent'anni è protagonista nei più importanti progetti ferroviari.

LE NOSTRE APPLICAZIONI

- Treni ad Alta Velocità, Regionali e Mezzi d'Opera;
- Trasporto urbano su rotaia (metropolitane e tram) e su gomma (autobus);
- Sistemi di sicurezza a bordo dei veicoli fino a SIL4.

SERVIZI DI QUALITÀ

- Riparazione qualificata della nostra strumentazione;
- Aggiornamento firmware dei display da banco;
- Qualifica dei prodotti per sistemi Ready-to-Use;
- Supporto e consulenza per applicazioni specifiche.



www.isoil.it

ISOIL Industria Spa
Cinisello Balsamo - Milano (Italy)
Via Fratelli Gracchi, 27
tel. +39 0266027.1 - fax +39 026123202
isotrack@isoil.it

ISOIL
INDUSTRIA
Le soluzioni che contano