

Treni merci lunghi e pesanti in esercizio: analisi sulla resistenza dei ganci ed evidenze sperimentali sugli effetti termici in frenatura / Long and heavy freight trains in operation:

Original

Treni merci lunghi e pesanti in esercizio: analisi sulla resistenza dei ganci ed evidenze sperimentali sugli effetti termici in frenatura / Long and heavy freight trains in operation: analysis on the strength of couplings and test evidences on thermal effects during braking / Carboni, Angela; Boni, Germano; DALLA CHIARA, Bruno. - In: INGEGNERIA FERROVIARIA. - ISSN 0020-0956. - STAMPA. - LXXVII:1(2022), pp. 23-40.

Availability:

This version is available at: 11583/2954575 since: 2023-05-17T09:26:02Z

Publisher:

CIFI

Published

DOI:

Terms of use:

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

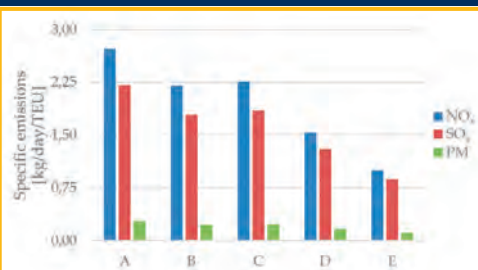
Publisher copyright

(Article begins on next page)

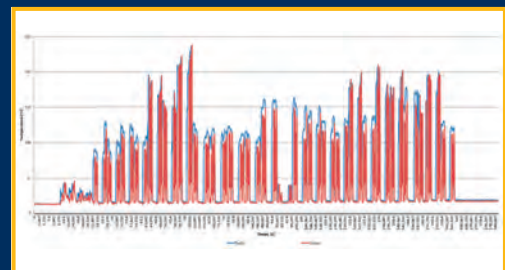


Plasser Italiana

In questo numero
In this issue



Effetti delle dimensioni delle navi sulle emissioni
Effects of ships' dimension on emissions



Esercizio dei treni merci lunghi e pesanti
Operation of long and heavy freight trains

Contatti - Contacts

Tel. 06.4742987
E-mail: redazioneif@cifi.it - notiziari.if@cifi.it - direttore.if@cifi.it
Indirizzo skype: REDAZIONE I.F. C.I.F.I.

Servizio Pubblicità - Advertising Service

Roma: 06.47307819 - redazioneip@cifi.it
Milano: 02.63712002 - 339.1220777 - segreteria@cifimilano.it

Direttore - Editor in Chief

Stefano RICCI

Vice Direttore - Deputy Editor in Chief

Valerio GIOVINE

Comitato di Redazione - Editorial Board

Benedetto BARABINO
Massimiliano BRUNER
Maurizio CAVAGNARO
Federico CHELI
Maria Vittoria CORAZZA
Biagio COSTA
Bruno DALLA CHIARA
Salvatore DI TRAPANI
Anders EKBERG
Alessandro ELIA
Luigi EVANGELISTA
Carmen FORCINITI
Attilio GAETA
Ingo HANSEN
Simon David IWNIKI
Marino LUPI
Adoardo LUZI
Gabriele MALAVASI
Giampaolo MANCINI
Vito MASTRODONATO
Enrico MINGOZZI
Elena MOLINARO
Francesco NATONI
Umberto PETRUCCELLI
Luca RIZZETTO
Stefano ROSSI
Francesco VITRANO
Dario ZANINELLI

Consulenti - Consultants

Giovannino CAPRIO
Paolo Enrico DEBARBIERI
Giorgio DIANA
Antonio LAGANA
Emilio MAESTRINI
Renato MANIGRASSO
Mauro MORETTI
Silvio RIZZOTTI
Giuseppe SCIUTTO

Redazione - Editorial Staff

Massimiliano BRUNER
Ivan CUFARI
Francesca PISANO
Federica THOLOSANO DI VALGRISANCHE

**Collegio Ingegneri Ferroviari Italiani**

Associazione NO PROFIT con personalità giuridica (n. 645/2009)
iscritta al Registro Nazionale degli Operatori della Comunicazione
(ROC) n. 33553 - Poste Italiane SpA - Spedizione in abbonamento
postale - d.l. 353/2003
(conv. In l. 27/02/2004 n. 46) art. 1 - DBC Roma
Via Giovanni Giolitti, 46 - 00185 Roma
E-mail: info@cifi.it - u.r.l.: www.cifi.it
Tel. 06.4742986
Partita IVA 00929941003
Orario Uffici: lun.-ven. 8.30-13.00 / 13.30-17.00
Biblioteca: lun.-ven. 9.00-13.00 / 13.30-16.00

Indice

Anno LXXVII | Gennaio 2022 | 1

Condizioni di Associazione al CIFI **2****EFFETTI DELLE DIMENSIONI DELLE NAVI
SULLE EMISSIONI DELLE FLOTTE CONTAINER E PASSEGGERI
EFFECTS OF SHIPS' DIMENSION ON EMISSIONS
OF CONTAINER AND CRUISE FLEETS**

Cristiano MARINACCI

Stefano RICCI

Luca RIZZETTO

5**TRENI MERCI LUNGHI E PESANTI IN ESERCIZIO: ANALISI
SULLA RESISTENZA DEI GANCI ED EVIDENZE SPERIMENTALI
SUGLI EFFETTI TERMICI IN FRENATURA
LONG AND HEAVY FREIGHT TRAINS IN OPERATION:
ANALYSIS ON THE STRENGTH OF COUPLINGS AND TEST
EVIDENCES ON THERMAL EFFECTS DURING BRAKING**

Angela CARBONI

Germano BONI

Bruno DALLA CHIARA

23**Ricordo di Giuseppe Romolo Corazza** **41****Notizie dall'interno** **43****Notizie dall'estero
News from foreign countries** **53****IF Biblio** **69****Condizioni di Abbonamento a IF - Ingegneria Ferroviaria
Terms of subscription to IF - Ingegneria Ferroviaria** **74****Elenco di tutte le Pubblicazioni CIFI** **76****Fornitori di prodotti e servizi** **82**

La riproduzione totale o parziale di articoli o disegni è permessa citando la fonte.
The total or partial reproduction of articles or figures is allowed providing the source citation.



Treni merci lunghi e pesanti in esercizio: analisi sulla resistenza dei ganci ed evidenze sperimentali sugli effetti termici in frenatura

Long and heavy freight trains in operation: analysis on the strength of couplings and test evidences on thermal effects during braking

Angela CARBONI^(*)
 Germano BONI^(**)
 Bruno DALLA CHIARA^(***)

Sommario - I treni merci cosiddetti pesanti (oltre 1600 t), talvolta anche lunghi (740-750 m), sono ormai tra i protagonisti del futuro del trasporto merci ferroviario. Il presente articolo ha l'obiettivo di analizzare dal punto di vista sia teorico sia sperimentale gli impatti che questa soluzione può avere sugli organi di trazione (ganci con relativo castello di trazione) e sull'impianto frenante. Per quanto riguarda gli organi di trazione, il riferimento tecnico di partenza, dal 2021 non più vincolante, è la Tab. 20, art. 61, della Prefazione Generale dell'Orario di Servizio (PGOS) contenente le correlazioni tra massima massa rimorchiata e le caratteristiche plano-altimetriche della linea (grado di prestazione): questo riferimento viene messo in discussione e comparato sia con altre fonti istituzionali straniere, sia con calcoli analitici riferiti a condizioni "quasi-statiche" del convoglio, in partenza da fermo, sia ancora in condizioni "dinamiche" a velocità sostenute. Per quel che concerne l'analisi in fase di frenatura essa è stata effettuata attraverso valutazioni di tipo termico sui dati raccolti con osservazioni sperimentali comparate con i dati disponibili in letteratura. Tra i principali risultati, considerando uno sforzo limite cautelativo al gancio pari a 400 kN, sia nella condizione quasi-statica che in quella dinamica, risulta che la sezione di carico o il grado di prestazione massimo sul quale un convoglio da 2000 t può circolare è pari a 15/16, corrispondente all'incirca ad una resistenza equivalente derivante dall'infrastruttura (*alias* pendenza e resistenza in curva) del 15‰ fatto salvo la possibilità di utilizzare locomotive di spinta in coda, nel rispetto di quanto previsto dall'art.60 della PGOS. Le valu-

Summary - The so-called heavy freight trains (over 1600 t), sometimes even long (740-750 m), are now among the leaders of the future of rail transport of goods. The aim of this paper is to analyse, both theoretically and experimentally, the impact that this solution may have on the traction units (hooks with their traction castle or yoke) and the braking system. Concerning the traction units, the technical reference in Italy, no longer binding from 2021, is Tab. 20, art. 61, of the General Preface of the Timetable of Services (named PGOS) containing the correlations between the maximum towed mass and the plan-altimetric characteristics of the line (performance grade). This reference is questioned and compared with other foreign institutional sources and with analytical calculations referring to "quasi-static" conditions of the trainset, departing from a standstill, and again in "dynamic" conditions at high speeds. As far as the analysis in the braking phase is concerned, this was carried out by means of thermal evaluations on data collected from experimental observations compared with data available in the literature. Among the main results, considering a precautionary limit hook load of 400 kN, both in the quasi-static and dynamic conditions, it appears that the maximum load section or degree of performance on which a train of 2000 t can circulate is 15/16, corresponding approximately to an equivalent resistance deriving from the infrastructure (i.e. gradient and resistance in curves) of 15‰, without prejudice to the possibility of using thrust or booster locomotives at the rear, in compliance with the provisions of art. 60 of the mentioned PGOS. The thermal evaluations of the braking system confirmed that the maximum

^(*) Politecnico di Torino, DIATI-Trasporti – e-mail: angela.carboni@polito.it.

^(**) InRail e Fuorimuro.

^(***) Politecnico di Torino, DIATI-Trasporti.

^(*) Politecnico di Torino, DIATI-Transport systems – e-mail: angela.carboni@polito.it.

^(**) InRail e Fuorimuro.

^(***) Politecnico di Torino, DIATI-Transport systems.

tazioni termiche sull'impianto frenante hanno poi confermato sia che i valori massimi raggiunti sono compatibili con quelli in letteratura sia che il comportamento dei ceppi frenanti è differente in base alla loro tipologia.

1. Introduzione

Il Libro Bianco dei Trasporti del 2011 afferma che il 30% del trasporto merci su strada per distanze maggiori di 300 km dovrebbe essere effettuato con modalità alternative, quali la ferrovia, entro il 2030; percentuale che dovrà essere del 50% entro il 2050 grazie a corridoi merci efficienti ed ecologici [1]. Per raggiungere questo cambiamento modale, oltre all'avanzamento infrastrutturale, il trasporto merci ferroviario dovrà essere competitivo migliorando le proprie prestazioni. Quest'ultime, oltre ad includere velocità medie più elevate, un migliore utilizzo dello spazio e miglioramenti tecnologici, sicuramente comprendono l'introduzione di treni che siano più lunghi e pesanti (740-750 m, 1600-2500 t) di quelli convenzionali (indicativamente 400-450 m, fino a 1600 t) per rendere competitivo anche il prezzo offerto [2]. L'allungamento dei treni a 750 m è una richiesta dell'UIC ed europea finalizzata prevalentemente alla riduzione dei costi unitari, a condizione beninteso di riempire il treno. Richiesta emersa già nel 1991 con l'accordo denominato AGTC, firmato da 20 Paesi europei, sulle linee ferroviarie per il trasporto merci combinato [3]. I principali parametri definiti sono riportati in Tab. 1 e si può notare l'indicazione della lunghezza dei convogli di 750 m e la massa di 22.5 t per asse. Occorre sottolineare che in Russia e in Cina la massa dei treni merci pesanti raggiunge 9000 e anche 12 000 tonnellate; negli Stati Uniti ed in Canada circolano treni con una massa lorda di 15 000 t, ben lontani dalle 1600 t europee [4].

I treni "moderni" oltre a poter essere lunghi, possono anche risultare ed essere definiti "pesanti" vale a dire che superano la massa lorda convenzionale di 1600 t. Per la loro marcia in sicurezza occorre verificare tuttavia diversi aspetti, tra i quali:

- il rispetto degli spazi di frenatura più brevi previsti lungo la tratta considerata;
- il mantenimento dei massimi sforzi al gancio al di sotto dei valori minimi di resistenza previsti dagli organi di trazione;
- le prestazioni adeguate delle locomotive di trazione che assicurino la trazione del convoglio su tutta la tratta, la ripartenza da fermo del treno con una accelerazione media maggiore o uguale al limite minimo imposto da RFI, pari a $0,03 \text{ m/s}^2$ e la velocità di percorrenza media minima [5].

Il tutto inoltre anche in condizioni di aderenza ruota/rotaia degradata, al fine di mitigare il rischio di incorrere in forti perturbazioni d'esercizio in caso, per esempio, di condizioni meteorologiche avverse.

L'aumento della massa e della capacità di trazione del

values reached are compatible with those in the literature and that the behaviour of the braking blocks is different according to their type.

1. Introduction

The Brussels, White Paper - Roadmap to a Single European Transport Area of 2011 states that 30% of road freight over 300 km should be carried by alternative modes, such as rail, by 2030; this amount should increase to 50% by 2050 thanks to efficient and environmentally friendly freight corridors [1]. To achieve this modal shift, in addition to infrastructure advancement, rail freight transport will have to be competitive by improving its performance. The latter, in addition to higher average speeds, better use of space, and technological improvements, will certainly include the introduction of trains that are longer and heavier (740-750 m, 1600-2500 t) than conventional ones (indicatively 400-450 m, up to 1600 t) to make the price offered competitive as well [2]. The extension of trains to 750 m is a UIC and European request, the main aim being to reduce unit costs, provided, of course, that the train is loaded. This request already emerged in 1991 with the AGTC agreement, signed by 20 European countries, on combined-transport freight lines [3]. The main parameters defined are shown in Tab. 1: the specification of a train length of 750 m and a mass of 22.5 t per axle can be noted. It should be even noted that in Russia and China, the mass of heavy goods trains reaches 9,000 and even 12,000 tonnes; in the United States and Canada, trains with a gross mass of 15,000 tonnes are running, far from the 1,600 tonnes in Europe [4].

In addition to being long, 'modern' trains can also be defined as 'heavy', i.e., exceeding the conventional gross mass of 1600 tonnes. However, a number of aspects need to be checked to ensure that they run safely:

- *observance of the shortest braking distances provided along the rail line in question;*
- *the maintenance of maximum hook forces below the minimum resistance values provided by the traction units;*
- *the adequate performance of the traction locomotives to ensure traction of the train over the entire rail line, the restarting of the train from standstill with an average acceleration greater than or equal to the minimum limit imposed by RFI (Italian rail infrastructure network), i.e. 0.03 m/s^2 and the minimum average travel speed [5].*

All of these, moreover, even in conditions of degraded wheel/rail adhesion, in order to mitigate the risk of incurring strong operational disturbances in the event, for example, of adverse weather conditions.

Increasing the train's mass and traction capacity, which can also be achieved by means of distributed power, is an effective way of improving railway efficiency, but it is essential to bear in mind that longer and heavier trains carry greater stresses and more complicated force and resistance

treno, attuabile mediante anche la potenza distribuita, è un modo efficace per migliorare l'efficienza ferroviaria, ma è fondamentale tenere presente che treni più lunghi e pesanti portano sforzi maggiori e schemi delle forze e resistenze più complicati [6], a meno di non ricorrere a soluzioni del tutto innovative come gli "ETR merci" [6][22]

La normativa che riguarda i limiti di massa rimorchiata sulle linee ferroviarie [7] è ad oggi molto conservativa e – come sottolineato anche da [8] – a tratti obsoleta poiché non tiene per esempio conto delle prestazioni, migliori del passato, delle attuali locomotive. Sebbene negli anni gli impianti frenanti dei treni passeggeri e parzialmente per quelli merci si siano evoluti, rendendo la frenatura di un treno più efficace e con migliori performance, al contempo anche più sicura, ancora oggi molto materiale rotabile in esercizio per il trasporto merci presenta comunque trenta o anche quaranta anni di esercizio, il che non garantisce che i carri in circolazione rientrino sempre tra quelli di produzione più attuale. Occorre specificare che recentemente (maggio 2021) le prescrizioni di RFI [9] hanno cominciato a prendere provvedimenti in questa direzione.

La rottura degli organi di attacco, lo spezzamento del treno o il mancato avviamento in sicurezza dello stesso sono tra i principali rischi per i treni merci lunghi e, soprattutto, pesanti su linee acclivi; così come lo è anche la deformazione delle ruote a causa delle tensioni residue dovute al surriscaldamento tra ceppo o suola e cerchio per le fasi di discesa. Questi due aspetti saranno trattati in questo articolo nelle sezioni successive, sia dal punto di vista teorico sia dal punto di vista sperimentale grazie all'analisi dei risultati di prove sul campo.

2. Resistenza dei ganci e massima massa rimorchiabile in relazione ai gradi di prestazione

La correlazione tra la massima massa rimorchiabile e i 31 gradi di prestazione, riportata nella tabella 20 dell'articolo 61 della Prefazione generale all'Orario di Servizio (PGOS), indica 250 deca tonnellate (dat) di peso, ovvero di massa massima sulle linee pianeggianti (grado 1) e fino a 69 dat per il trentunesimo grado di prestazione [7]. Recentemente questo limite non viene più indicato, infatti nell'ultima edizione della PGOS viene se-

patterns [6], unless we resort to completely innovative solutions such as the "freight ETRs" [6][22].

The regulations concerning towed mass limits on railway lines [7] are currently very conservative and – as also pointed out by [8] – sometimes obsolete, as they do not take into account the better-than-ever performance of current locomotives. Although the braking systems for passenger trains and, in part, for freight trains have evolved over the years, making train braking more efficient and better performing, while at the same time also making it safer, a lot of freight rolling stock in operation today is still thirty or even forty years old, which does not guarantee that the wagons in circulation are always among the most up-to-date. It should be pointed out that recently (May 2021) RFI [9] requirements have started to take steps in this direction.

Tabella 1 – Table 1
Principali parametri della rete infrastrutturale per il trasporto merci combinato [3]
Main parameters of the infrastructure network for freight road-rail combined transport [3]

| | A | B |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------|
| | Linee che incontrano i requisiti dell'infrastruttura, line che necessitano di rinnovamento o ricostruzione <i>Lines that meet infrastructure requirements, lines that need to be renovated or rebuilt</i> | Nuove linee <i>New lines</i> |
| Numero di binary <i>Number of tracks</i> | (non specificato) <i>(not specified)</i> | 2 |
| Sagoma ferroviaria a pieno carico <i>Loading gauge (gabarit) with full load</i> | UIC B | UIC C |
| Distanza minima tra le rotaie (assi) <i>Minimum distance between the tracks (axles)</i> | 4.0 m | 4.2 m |
| Velocità minima <i>Minimum speed</i> | 120 km/h | 120 km/h |
| Peso per asse ammesso <i>Weight per axle allowed:</i> wagons ≤ 100 km/h wagons ≤ 120 km/h | 22.5 t 20 t | 22.5 t 20 t |
| Pendenza massima <i>Max gradient</i> | (non specificato) <i>(not specified)</i> | 12.5 mm/m |
| Lunghezza minima per stazionamento dei convogli <i>Minimum length for the stationing trains</i> | 750 m | 750 m |

gnalato: “la massima massa rimorchiata ammessa dagli organi di aggancio deve essere stabilita dalle imprese ferroviarie secondo specifiche analisi tecniche basate anche sulle caratteristiche dell’infrastruttura ferroviaria” [9].

La resistenza agli organi di trazione però resta una problematica da investigare nel caso di treni pesanti, genericamente con una massa superiore a 1600 t, soprattutto su linee acclivi. Gli sforzi ai ganci sono strettamente correlati alla sicurezza durante la marcia dei treni ed in particolare accelerazioni e frenature impulsive o d'emergenza possono sollecitare significativamente gli organi di attacco [10]. Un fattore che influenza le sollecitazioni massime sui dispositivi di aggancio durante la frenata d'emergenza è la distribuzione del carico utile rispetto alla distribuzione della potenza frenante; CHELI *et al.* [10] si sono occupati di definire degli indici per misurare questi fattori. Come sottolineato anche in [11], lo sforzo ai ganci dei treni merci deve essere limitato in un certo intervallo al fine di garantire una marcia sicura ed efficiente. Gli autori hanno simulato, con un software dinamico per sistemi meccanici, il comportamento delle forze longitudinali al gancio in diverse condizioni di carico e con diverse tipologie di connessione tra i carri, nel contesto ferroviario indiano. La situazione più critica si è registrata con uno sforzo di circa 500 kN quando il convoglio ferroviario simulato aveva il massimo carico (2565 t): i risultati degli autori dimostrano inoltre che la situazione ferroviaria simulata aveva il massimo carico (2565 t) ed i risultati evidenziano inoltre come la tipologia di gancio possa influenzarne la risposta in termini di forze longitudinali. In [12] gli autori propongono un nuovo modello numerico, chiamato TSDYN, per l'analisi della dinamica longitudinale di un treno completo con particolare attenzione alla modellazione del sistema frenante e di accoppiamento. Tali analisi sono state effettuate anche su treni con massa superiore a 1600 t dimostrando le criticità dovute soprattutto ad un errato caricamento e distribuzione della massa.

Come noto, esistono organi di aggancio convenzionali – con castelletto di trazione – e ganci automatici, ma i requisiti connessi alla possibilità di accoppiare e rendere interoperabili i carri merci comportano il mantenimento della prima soluzione. In quest'ambito ne esistono diversi in commercio con una moderata variabilità in termini di resistenza a trazione. In letteratura non esiste una posizione univoca neanche a parità di gancio:

- la Specifica Tecnica FS TV.101.6/5-4-300/F stabilisce come valore ammissibile il limite di elasticità del complesso di trazione, pari a 420 kN per tenditori di tipo unificato U FS-2 e 330 kN per il tipo U FS-1, non rinforzato e di vecchio tipo;
- la fiche UIC 520 (2003) stabilisce che le molle utilizzate nel castelletto di trazione per la trazione discontinua debbano esercitare – e dunque sopportare – una forza minima pari 400 kN (consigliata 550 kN) in presenza di una deformazione (intesa come massima) compresa tra 50 e 60 mm; 400 kN corrisponde allo sforzo al gancio massimo raggiungibile da una loco-

The breaking of couplings, the breaking of the train or the failure to start the train safely are among the main risks for long and, above all, heavy freight trains on steep lines; as is also the deformation of the wheels due to residual stresses caused by overheating between the block or sole and the rim during the descent phases. These two aspects will be treated in this paper in the following sections, both from a theoretical point of view and from an experimental point of view, thanks to the analysis of the results of field tests.

2. Coupling strength and maximum towable mass in relation to performance grades

The correlation between the maximum towable mass and the 31 performance grades, shown in Table 20 of Article 61 of the aforementioned General Preface to the Timetable of Operations (PGOS), indicates 250 deca tonnes (dat) of weight or maximum mass on flat lines (grade 1) up to 69 dat for the 31st performance grade [7]. Recently, this limit is no longer indicated, in fact the latest edition of the PGOS states: “the maximum permissible towed mass of the coupling devices shall be determined by the railway companies according to specific technical analyses based also on the characteristics of the railway infrastructure” [9].

*However, the resistance of the traction hooks remains an issue to be investigated in the case of heavy trains, generally with a mass of more than 1600 t, especially on steep lines. The stresses on the couplings are closely related to safety during train operation and, in particular, impulsive or emergency acceleration and braking can significantly stress the couplings [10]. A factor influencing the maximum stresses on the coupling devices during emergency braking is the distribution of the payload with respect to the distribution of the braking power; CHELI *et al.* [10] worked on the definition of indices to measure these factors. As also pointed out in [11], the stress on the hooks of freight trains must be limited to certain range in order to guarantee a safe and efficient running. The authors simulated, with a dynamics software for mechanical systems, the behaviour of longitudinal hook forces under different load conditions and different types of connections between wagons in the Indian railway context. The most critical situation was recorded with a stress of about 500 kN when the simulated railway convoy had the maximum load (2565 t). The authors' results also show how the type of hook can influence its response in terms of longitudinal forces. In [12] the authors propose a new numerical model, called TSDYN, for the analysis of the longitudinal dynamics of a complete train with particular attention to the modelling of the braking and coupling system. These analyses have also been carried out on trains with masses greater than 1600 t demonstrating the criticalities due above all to incorrect loading and distribution of mass.*

As is well known, there are conventional couplings – with a so-called drive castle, i.e. a tension frame – and automatic hooks, but the requirements relating to the possibility of coupling and making freight wagons interoperable mean that the former solution should be retained. There are sever-

motiva della massa aderente di 120 t (6 assi) ed un coefficiente di aderenza di 0,33; per 550 vale lo stesso, con massa aderente della locomotiva pari a 160 t;

- gli stessi valori sono stabiliti anche dalla UNI EN 15566-2011¹.

Si evince dunque – in osservanza del principio del dimensionamento organico degli organi meccanici – che i rimanenti elementi del castelletto di trazione debbano poter sopportare senza danni (senza cioè incorrere in deformazioni anelastiche permanenti) sforzi pari a 400 kN.

Per questo motivo, in via cautelativa si fa riferimento a quest'ultimo valore di 400 kN. A puro titolo di esempio, se si considera un treno da 2000 t (massa, verticale) con una resistenza specifica al moto del 4‰ a velocità nulla, in piano ed in rettilineo si ritrova una forza di trazione al gancio (orizzontale) di $2000 \text{ t} \cdot 4/1000 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2$, pari a circa 80 kN. Se il medesimo convoglio viene spostato a bassa velocità su una livelletta del 30‰, tale valore diviene circa 667 kN, quindi ben oltre il limite ammissibile suindicato. Il fatto d'indicare a "bassa velocità" implica una verifica allo spunto, che – come oltre precisato – può rappresentare la condizione più critica. Al contempo, anche condizioni di traino a velocità sostenute per un convoglio merci possono rappresentare elementi di criticità, non più quasi-statica ma dinamica. In condizioni di esercizio quasi-statiche è proposta in Tab. 2 la correlazione tra i gradi di prestazione, la pendenza della livelletta, il limite di resistenza degli organi di aggancio e la massima massa rimorchiabile in tonnellate. Nell'analisi quasi-statica, i valori di massa corrispondente sono stati calcolati tenendo in considerazione le condizioni a partire dall'equazione (1), espressa in condizioni statiche, allo spunto, in quanto considerata potenzialmente più critica. I valori di massa ricavati attraverso questa espressione sono dunque quelli massimi prevedibili senza incidere sull'integrità degli organi di aggancio, da parte di un treno in fase di spunto (con la minima accelerazione comunque richiesta dal Gestore dell'Infrastruttura) su una livelletta con un dato gradiente. I valori sono ottenuti assumendo pari a 2,5‰ il coefficiente di resistenza specifica al rotolamento e pari a 0.03 m/s² la minima accelerazione allo spunto che deve essere sempre assicurata in fase di ripartenza del treno.

$$R_g = M \cdot g \cdot (i + r_{ord,r})/1000 + M \cdot a_{s,min} \quad (1)$$

In Fig. 1 i valori ammessi nella PGOS (nella versione cautelativa del 2010 [7]) vengono confrontati, per mostrarne la maggiore cautela, con i valori ammessi da altri

al commercially available hooks in this field with moderate variability in terms of tensile strength. In the literature, there is no single position even for the same kind of coupling:

- *FS (Italian Ferrovie dello Stato) Technical Specification TV.101.6/5-4-300/F defines the permissible value as the elasticity limit of the traction assembly, which is 420 kN for unified type U FS-2 and 330 kN for unreinforced, old type, U FS-1;*
- *UIC leaflet 520 (2003) states that the springs used in the draw frame for discontinuous traction must exert – and therefore withstand – a minimum force of 400 kN (550 kN is recommended) at a deformation (understood as maximum) of between 50 and 60 mm; 400 kN corresponds to the maximum hook load that can be reached by a locomotive with a coupling mass of 120 t (6 axles) and a coefficient of adhesion of 0.33; for 550 kN the same applies, with a coupling mass of the locomotive of 160 t;*
- *the same values are also laid down by the UNI EN 15566-2011¹.*

In accordance with the principle of organic and harmonious dimensioning of mechanical components, it is therefore assumed that the remaining elements of the drive castle must be able to withstand loads of 400 kN without damage (i.e. without permanent inelastic deformation).

For this reason, the latter value of 400 kN is used as a precautionary measure. By way of example, if we consider a train of 2000 t (mass, vertical) with a specific resistance to motion of 4‰ at zero speed, on flat ground and in a straight line, we find a traction force at the hook (horizontal) of $2000 \text{ t} \cdot 4/1000 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2$, equal to approximately 80 kN. If the same train is moved at low speed on a 30‰ level, this value becomes approximately 667 kN, which is well above the permissible limit mentioned above. The fact of indicating 'low speed' implies a check at the starting point, which – as stated below – can be the most critical condition. At the same time, even towing conditions at high speed for a freight train can represent critical elements, no longer quasi-static but dynamic. Under quasi-static operating conditions, Tab. 2 shows the correlation between the degrees of performance, the gradient of the level, the resistance limit of the coupling devices and the maximum towable mass expressed in tonnes. In the quasi-static analysis, the corresponding mass values were calculated taking into account the conditions from equation (1), expressed in static, inrush conditions, as it is considered potentially more critical. The mass values obtained by means of this expression are there-

¹ La norma UNI EN 15566:2016, "Applicazioni ferroviarie - Materiale rotabile ferroviario - Gancio di trazione e organi di attacco a vite", che recepisce la EN 15566:2016, specifica i requisiti del gancio di trazione e degli organi di attacco a vite per gli agganci di estremità del materiale rotabile che deve accoppiarsi con altro materiale rotabile interoperabile (carri merci, locomotive, veicoli per passeggeri). Essa include funzionalità, costruzione, interfacce e prove, inclusi i criteri di accettazione/scarto per i ganci di trazione e gli organi di attacco a vite.

¹ UNI EN 15566:2016, "Railway applications – Railway rolling stock – Draw hooks and screw couplings", transposing EN 15566:2016, specifies the requirements for draw hooks and screw couplings for end couplings of rolling stock to be coupled with other interoperable rolling stock (freight wagons, locomotives, passenger vehicles). It includes functionality, construction, interfaces and tests, including acceptance/withdrawal criteria for draw hooks and screw couplings.

tre gestori dell'infrastruttura ferroviaria (SNCF, SNCB, SBB), a titolo esemplificativo, e i valori ottenuti in Tab. 2.

Dopo l'analisi quasi-statica è interessante inserire la dinamicità calcolando lo sforzo al gancio ed al relativo castello di trazione in un treno in movimento a velocità costante, inserendo le resistenze aerodinamiche considerate tramite la formula binomia prescelta ($a=2.5$, $b=0,0003$; coefficienti diversi sono agevolmente attuabili). Diversamente, l'approccio precedentemente seguito considerava la fase di spunto del treno (vel. pari a 0, dunque resistenze aerodinamiche nulle), con un'accelerazione pari a quella minima richiesta da RFI ($0,03 \text{ m/s}^2$). I risultati sono riportati nelle tabelle seguenti (Tab. 3, Tab. 4, Tab. 5) rispettivamente per un convoglio di 1500 t, 2000 t e 2500 t. Emerge, ovviamente, che il valore soglia di sforzo al gancio di circa 400 kN si ha per gradi di prestazione via via più bassi all'aumentare della massa rimorchiata; parimenti la prestazione di una loco-

fore the maximum foreseeable values, without affecting the integrity of the coupling components, of a train in its starting phase (with the minimum acceleration required by the Infrastructure Manager) on a level with a given gradient. These values are obtained assuming a specific rolling resistance coefficient of 2,5‰ and a minimum acceleration at start-up of $0,03 \text{ m/s}^2$, which must always be ensured when the train restarts.

$$R_g = M \cdot g \cdot (i + r_{ord,r})/1000 + M \cdot a_{s,min} \quad (1)$$

In Fig. 1 the values allowed in the PGOS (in the cautionary version of 2010 [7]) are compared with the values allowed by three other rail infrastructure managers (SNCF in France, SNCB in Belgium, SBB in Switzerland), as an example, and the values obtained in Tab. 2.

After the quasi-static analysis, it is interesting to include dynamism by calculating the stress at the hook and at the

Tabella 2 – Table 2

Tabella dell'analisi quasi-statica, con partenza del convoglio da fermo (Rg: limite di resistenza trazione organi di aggancio)

Table of quasi-static analysis, with the wagon train starting from a standstill (Rg: limit of resistance of traction coupling elements)

| Grado prest. Livelletta Performance grade Level | → | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|----------------------------------------------------------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Performance grade Level | (‰) → | 4.5 | 5 | 5.5 | 6 | 6.5 | 7 | 7.7 | 8.4 |
| Rg (kN) | 330 | 3344.5 | 3186.1 | 3042.0 | 2910.4 | 2789.8 | 2678.7 | 2537.3 | 2410.0 |
| | 400 | 4053.9 | 3861.9 | 3687.3 | 3527.8 | 3381.5 | 3246.9 | 3075.5 | 2921.2 |
| | 550 | 5574.1 | 5310.2 | 5070.1 | 4850.7 | 4649.6 | 4464.5 | 4228.8 | 4016.7 |
| | 850 | 8614.6 | 8206.6 | 7835.5 | 7496.6 | 7185.7 | 6899.6 | 6535.3 | 6207.6 |
| Grado prest. Livelletta Performance grade Level | | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
| Performance grade Level | (‰) | 9.2 | 10 | 11 | 12 | 12.9 | 13.8 | 14.6 | 15.8 |
| Rg (kN) | 330 | 2279.4 | 2162.2 | 2031.6 | 1915.9 | 1822.5 | 1737.7 | 1668.8 | 1575.0 |
| | 400 | 2762.9 | 2620.8 | 2462.5 | 2322.3 | 2209.0 | 2106.3 | 2022.7 | 1909.1 |
| | 550 | 3798.9 | 3603.6 | 3386.0 | 3193.1 | 3037.4 | 2896.2 | 2781.3 | 2625.0 |
| | 850 | 5871.1 | 5569.2 | 5232.9 | 4934.8 | 4694.2 | 4476.0 | 4298.3 | 4056.8 |
| Grado prest. Livelletta Performance grade Level | | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 |
| Performance grade Level | (‰) | 17 | 18.4 | 19.8 | 20.9 | 21.9 | 22.7 | 24.6 | 25.7 |
| Rg (kN) | 330 | 1491.2 | 1404.1 | 1326.6 | 1271.4 | 1225.1 | 1190.4 | 1115.4 | 1076.2 |
| | 400 | 1807.5 | 1701.9 | 1608.0 | 1541.1 | 1485.0 | 1442.9 | 1352.0 | 1304.5 |
| | 550 | 2485.4 | 2340.1 | 2210.9 | 2119.0 | 2041.8 | 1984.0 | 1859.0 | 1793.6 |
| | 850 | 3841.0 | 3616.6 | 3416.9 | 3274.8 | 3155.6 | 3066.2 | 2873.1 | 2772.0 |
| Grado prest. Livelletta Performance grade Level | | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 | 31 | |
| Performance grade Level | (‰) | 27.8 | 29.3 | 30.8 | 32.5 | 34.2 | 37.5 | 40.5 | |
| Rg (kN) | 330 | 1008.4 | 965.0 | 925.2 | 883.9 | 846.1 | 781.3 | 730.4 | |
| | 400 | 1222.3 | 1169.7 | 1121.5 | 1071.4 | 1025.6 | 947.0 | 885.3 | |
| | 550 | 1680.7 | 1608.4 | 1542.0 | 1473.1 | 1410.2 | 1302.1 | 1217.3 | |
| | 850 | 2597.5 | 2485.7 | 2383.1 | 2276.7 | 2179.3 | 2012.3 | 1881.2 | |

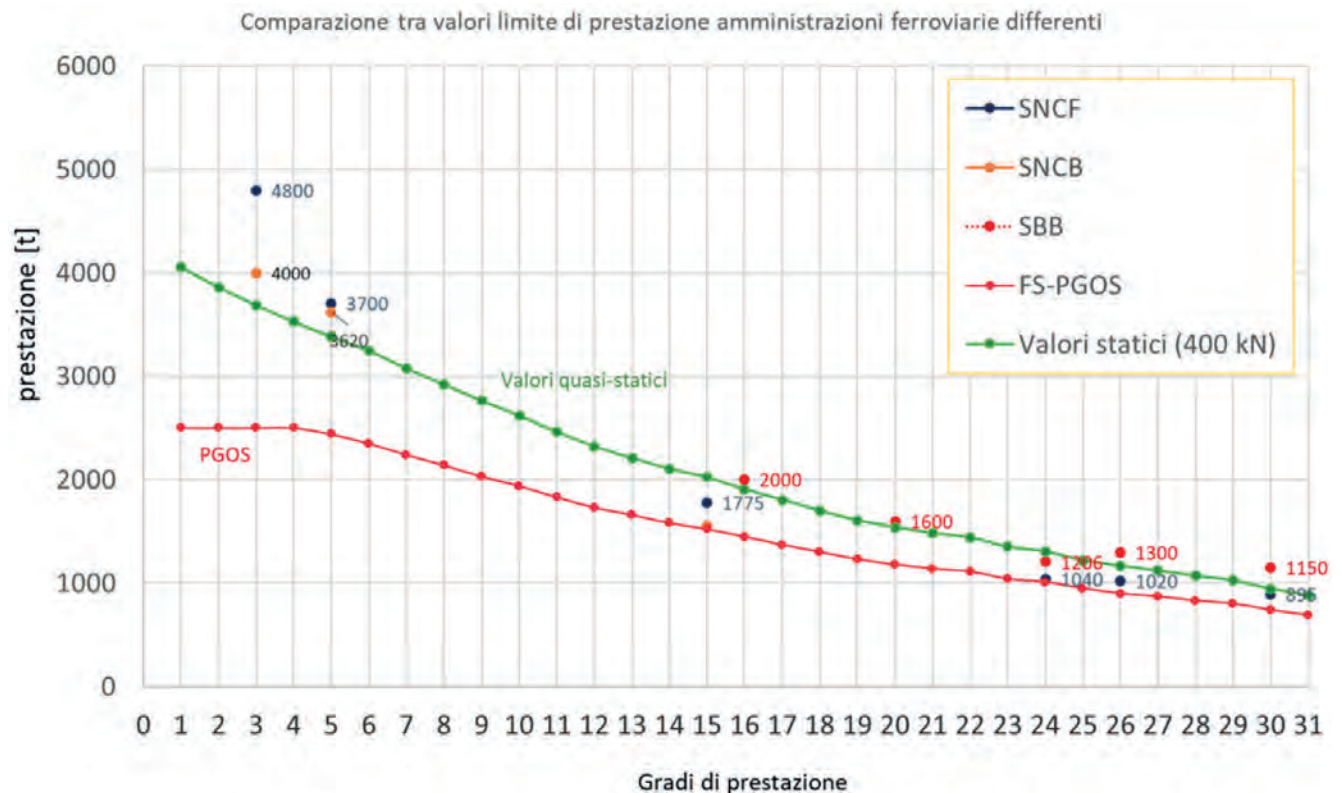


Figura 1 – Comparazione tra gradi di prestazione e massa rimorchiabile in tonnellate includendo i risultati di calcolo in condizioni quasi-statiche riferiti ad uno sforzo al gancio di 400 kN.

Figure 1 – Comparison of performance grades and towable mass in tonnes including calculation results under quasi-static conditions referring to a 400 kN hook stress.

motiva diminuisce all'aumentare del grado di prestazione: massa, resistenza opposta dalla linea nonché dal materiale rotabile e velocità sono – in ciascun momento – quantificabili mentre le prestazioni di trazione non lo sono.

Considerando uno sforzo limite cautelativo al gancio pari a 400 kN, con entrambi i metodi risulta che il grado di prestazione massimo sul quale un convoglio da 2000 t (che si può assumere come riferimento di confronto a titolo esemplificativo) può circolare è pari a 15/16. Si noti che il metodo precedentemente seguito (quasi-statico) è leggermente più cautelativo, quindi può valere come riferimento la curva in verde in Fig. 1. Effettivamente alle velocità tipiche di un treno merci odierno (<100 km/h) le forze d'inerzia allo spunto sono in genere sensibilmente maggiori delle forze di resistenza aerodinamica alle massime velocità.

3. Valutazioni termiche sull'impianto frenante

Tra i principali rischi per i treni merci pesanti – eventualmente anche quelli lunghi nella misura sopra indicata e tenuto conto del fatto che un treno più lungo comporta, con i sistemi di frenatura esistenti, maggiori tempi di ricarica della condotta – su linee acclivi, come sottolineato, vi è la deformazione delle ruote a causa delle tensioni re-

relative tension frame (drive castle) for a train moving at constant speed, by entering the aerodynamic resistances considered by means of the binomial formula chosen ($a=2.5$, $b=0.0003$; different coefficients can be easily implemented). On the other hand, the approach previously followed considered the train's start-up phase (speed equal to 0, therefore zero aerodynamic resistance), with an acceleration equal to the minimum required by RFI (0.03 m/s^2). The results are shown in the following tables (Tab. 3, Tab. 4, Tab. 5) for a train of 1500 t, 2000 t and 2500 t respectively. It emerges, obviously, that the threshold value of hook load of about 400 kN occurs for progressively lower degrees of performance as the towed mass increases; similarly, the performance of a locomotive decreases as the degree of performance increases: mass, resistance opposed by the line so as by the rolling stock and speed are – at each moment – quantifiable while traction performance is not.

With a precautionary limit hook load of 400 kN, both methods result in a maximum performance level of 15/16 for a 2000 t train (which can be used as a reference for comparison purposes). It should be noted that the previous method (quasi-static) is slightly more cautious, so the green curve in Fig. 1 can be taken as a reference. Indeed, at the typical speeds of today's goods trains (<100 km/h) the inertia forces at the start are generally significantly greater than the drag forces at maximum speeds.

Tabella 3 – Table 3

Sforzo al gancio espresso in Newton in funzione dei gradi di prestazione con massa rimorchiata [kg] pari 1.500.000 (1500 t); sono riquadrati i valori prossimi al limite di 400 kN, dai quali si desumono o gradi di prestazione alle velocità indicate
Coupling force expressed in Newtons as a function of performance grades with towed mass [kg] of 1,500,000 (1,500 t); values close to the 400 kN limit are boxed in, from which the performance grades are derived at the speeds indicated

| v[km/h] → gdp ↓ | 80 | 85 | 90 | 95 | 100 | 105 | 110 | 115 | 120 |
|--------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 1 | 131.258 | 134.900 | 138.762 | 142.846 | 147.150 | 151.675 | 156.420 | 161.387 | 166.574 |
| 2 | 138.615 | 142.257 | 146.120 | 150.203 | 154.508 | 159.032 | 163.778 | 168.744 | 173.931 |
| 3 | 145.973 | 149.615 | 153.477 | 157.561 | 161.865 | 166.390 | 171.135 | 176.102 | 181.289 |
| 4 | 153.330 | 156.972 | 160.835 | 164.918 | 169.223 | 173.747 | 178.493 | 183.459 | 188.646 |
| 5 | 160.688 | 164.330 | 168.192 | 172.276 | 176.580 | 181.105 | 185.850 | 190.817 | 196.004 |
| 6 | 168.045 | 171.687 | 175.550 | 179.633 | 183.938 | 188.462 | 193.208 | 198.174 | 203.361 |
| 7 | 178.346 | 181.988 | 185.850 | 189.934 | 194.238 | 198.763 | 203.508 | 208.475 | 213.662 |
| 8 | 188.646 | 192.288 | 196.151 | 200.234 | 204.539 | 209.063 | 213.809 | 218.775 | 223.962 |
| 9 | 200.418 | 204.060 | 207.923 | 212.006 | 216.311 | 220.835 | 225.581 | 230.547 | 235.734 |
| 10 | 212.190 | 215.832 | 219.695 | 223.778 | 228.083 | 232.607 | 237.353 | 242.319 | 247.506 |
| 11 | 226.905 | 230.547 | 234.410 | 238.493 | 242.798 | 247.322 | 252.068 | 257.034 | 262.221 |
| 12 | 241.620 | 245.262 | 249.125 | 253.208 | 257.513 | 262.037 | 266.783 | 271.749 | 276.936 |
| 13 | 254.864 | 258.506 | 262.368 | 266.452 | 270.756 | 275.281 | 280.026 | 284.993 | 290.180 |
| 14 | 268.107 | 271.749 | 275.612 | 279.695 | 284.000 | 288.524 | 293.270 | 298.236 | 303.423 |
| 15 | 279.879 | 283.521 | 287.384 | 291.467 | 295.772 | 300.296 | 305.042 | 310.008 | 315.195 |
| 16 | 297.537 | 301.179 | 305.042 | 309.125 | 313.430 | 317.954 | 322.700 | 327.666 | 332.853 |
| 17 | 315.195 | 318.837 | 322.700 | 326.783 | 331.088 | 335.612 | 340.358 | 345.324 | 350.511 |
| 18 | 335.796 | 339.438 | 343.301 | 347.384 | 351.689 | 356.213 | 360.959 | 365.925 | 371.112 |
| 19 | 356.397 | 360.039 | 363.902 | 367.985 | 372.290 | 376.814 | 381.560 | 386.526 | 391.713 |
| 20 | 372.584 | 376.226 | 380.088 | 384.172 | 388.476 | 393.001 | 397.746 | 402.713 | 407.900 |
| 21 | 387.299 | 390.941 | 394.803 | 398.887 | 403.191 | 407.716 | 412.461 | 417.428 | 422.615 |
| 22 | 399.071 | 402.713 | 406.575 | 410.659 | 414.963 | 419.488 | 424.233 | 429.200 | 434.387 |
| 23 | 427.029 | 430.671 | 434.534 | 438.617 | 442.922 | 447.446 | 452.192 | 457.158 | 462.345 |
| 24 | 443.216 | 446.858 | 450.720 | 454.804 | 459.108 | 463.633 | 468.378 | 473.345 | 478.532 |
| 25 | 474.117 | 477.759 | 481.622 | 485.705 | 490.010 | 494.534 | 499.280 | 504.246 | 509.433 |
| 26 | 496.190 | 499.832 | 503.694 | 507.778 | 512.082 | 516.607 | 521.352 | 526.319 | 531.506 |
| 27 | 518.262 | 521.904 | 525.767 | 529.850 | 534.155 | 538.679 | 543.425 | 548.391 | 553.578 |
| 28 | 543.278 | 546.920 | 550.782 | 554.866 | 559.170 | 563.695 | 568.440 | 573.407 | 578.594 |
| 29 | 568.293 | 571.935 | 575.798 | 579.881 | 584.186 | 588.710 | 593.456 | 598.422 | 603.609 |
| 30 | 616.853 | 620.495 | 624.357 | 628.441 | 632.745 | 637.270 | 642.015 | 646.982 | 652.169 |
| 31 | 660.998 | 664.640 | 668.502 | 672.586 | 676.890 | 681.415 | 686.160 | 691.127 | 696.314 |

sidue dovute al surriscaldamento tra ceppo e cerchione per le fasi di discesa. La stima corretta o l'analisi diretta della temperatura all'interfaccia ruota-freno nei rotabili è essenziale per determinare gli stress termici, che possono portare alla formazione di cricche. L'usura delle ruote e soprattutto la diagnosi predittiva svolge un ruolo fondamentale nella pianificazione dell'attività di manutenzione di veicoli ferroviari, e vi sono studi tra cui [13] in questo ambito. Essi propongono per esempio un approccio euristico per supportare un controllo costante e a basso costo dello stato di usura soprattutto per veicoli a basse prestazioni come i treni merci.

Per mitigare questi rischi, oltre a sfruttare al meglio le prestazioni delle frenature elettriche (elettrodinamiche,

3. Thermal evaluation on the braking system

One of the main risks for heavy freight trains – possibly including long ones to the extent indicated above and considering that a longer train means, with existing braking systems, longer reloading times of the pneumatic pipeline – on steep lines, as pointed out, is wheel deformation due to residual stresses caused by overheating between the brake block and the wheel rim during the downhill phases. The correct estimation or direct analysis of the temperature at the wheel-brake interface in rolling stock is essential to determine the thermal stresses, which can lead to crack formation. Wheel wear and especially predictive diagnostics play a key role in maintenance planning

Tabella 4 – Table 4

Sforzo al gancio espresso in Newton in funzione dei gradi di prestazione con massa rimorchiata [kg] pari 2.000.000 (2000 t); sono riquadrati i valori prossimi al limite di 400 kN, dai quali si desumono o gradi di prestazione alle velocità indicate
Hook forces expressed in Newtons as a function of performance grades with a towed mass [kg] of 2,000,000 (2000 t); values close to the 400 kN limit are boxed in, from which the performance grades are derived at the speeds indicated

| v[km/h] → gdp ↓ | 80 | 85 | 90 | 95 | 100 | 105 | 110 | 115 | 120 |
|--------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 1 | 175.010 | 179.866 | 185.017 | 190.461 | 196.200 | 202.233 | 208.561 | 215.182 | 222.098 |
| 2 | 184.820 | 189.676 | 194.827 | 200.271 | 206.010 | 212.043 | 218.371 | 224.992 | 231.908 |
| 3 | 194.630 | 199.486 | 204.637 | 210.081 | 215.820 | 221.853 | 228.181 | 234.802 | 241.718 |
| 4 | 204.440 | 209.296 | 214.447 | 219.891 | 225.630 | 231.663 | 237.991 | 244.612 | 251.528 |
| 5 | 214.250 | 219.106 | 224.257 | 229.701 | 235.440 | 241.473 | 247.801 | 254.422 | 261.338 |
| 6 | 224.060 | 228.916 | 234.067 | 239.511 | 245.250 | 251.283 | 257.611 | 264.232 | 271.148 |
| 7 | 237.794 | 242.650 | 247.801 | 253.245 | 258.984 | 265.017 | 271.345 | 277.966 | 284.882 |
| 8 | 251.528 | 256.384 | 261.535 | 266.979 | 272.718 | 278.751 | 285.079 | 291.700 | 298.616 |
| 9 | 267.224 | 272.080 | 277.231 | 282.675 | 288.414 | 294.447 | 300.775 | 307.396 | 314.312 |
| 10 | 282.920 | 287.776 | 292.927 | 298.371 | 304.110 | 310.143 | 316.471 | 323.092 | 330.008 |
| 11 | 302.540 | 307.396 | 312.547 | 317.991 | 323.730 | 329.763 | 336.091 | 342.712 | 349.628 |
| 12 | 322.160 | 327.016 | 332.167 | 337.611 | 343.350 | 349.383 | 355.711 | 362.332 | 369.248 |
| 13 | 339.818 | 344.674 | 349.825 | 355.269 | 361.008 | 367.041 | 373.369 | 379.990 | 386.906 |
| 14 | 357.476 | 362.332 | 367.483 | 372.927 | 378.666 | 384.699 | 391.027 | 397.648 | 404.564 |
| 15 | 373.172 | 378.028 | 383.179 | 388.623 | 394.362 | 400.395 | 406.723 | 413.344 | 420.260 |
| 16 | 396.716 | 401.572 | 406.723 | 412.167 | 417.906 | 423.939 | 430.267 | 436.888 | 443.804 |
| 17 | 420.260 | 425.116 | 430.267 | 435.711 | 441.450 | 447.483 | 453.811 | 460.432 | 467.348 |
| 18 | 447.728 | 452.584 | 457.735 | 463.179 | 468.918 | 474.951 | 481.279 | 487.900 | 494.816 |
| 19 | 475.196 | 480.052 | 485.203 | 490.647 | 496.386 | 502.419 | 508.747 | 515.368 | 522.284 |
| 20 | 496.778 | 501.634 | 506.785 | 512.229 | 517.968 | 524.001 | 530.329 | 536.950 | 543.866 |
| 21 | 516.398 | 521.254 | 526.405 | 531.849 | 537.588 | 543.621 | 549.949 | 556.570 | 563.486 |
| 22 | 532.094 | 536.950 | 542.101 | 547.545 | 553.284 | 559.317 | 565.645 | 572.266 | 579.182 |
| 23 | 569.372 | 574.228 | 579.379 | 584.823 | 590.562 | 596.595 | 602.923 | 609.544 | 616.460 |
| 24 | 590.954 | 595.810 | 600.961 | 606.405 | 612.144 | 618.177 | 624.505 | 631.126 | 638.042 |
| 25 | 632.156 | 637.012 | 642.163 | 647.607 | 653.346 | 659.379 | 665.707 | 672.328 | 679.244 |
| 26 | 661.586 | 666.442 | 671.593 | 677.037 | 682.776 | 688.809 | 695.137 | 701.758 | 708.674 |
| 27 | 691.016 | 695.872 | 701.023 | 706.467 | 712.206 | 718.239 | 724.567 | 731.188 | 738.104 |
| 28 | 724.370 | 729.226 | 734.377 | 739.821 | 745.560 | 751.593 | 757.921 | 764.542 | 771.458 |
| 29 | 757.724 | 762.580 | 767.731 | 773.175 | 778.914 | 784.947 | 791.275 | 797.896 | 804.812 |
| 30 | 822.470 | 827.326 | 832.477 | 837.921 | 843.660 | 849.693 | 856.021 | 862.642 | 869.558 |
| 31 | 881.330 | 886.186 | 891.337 | 896.781 | 902.520 | 908.553 | 914.881 | 921.502 | 928.418 |

sforzo massimo 200 kN) delle locomotive moderne si può utilizzare la nota, ai macchinisti ed operatori del settore, frenatura a dente di sega² e conseguente sfrenatura completa (cfr. Istruzione sull'esercizio del freno continuo automatico, già Ferrovie dello Stato - Direzione generale servizio materiale e trazione). Quest'ultima consiste nell'effettuare oscillazioni di velocità lungo le discese, verificando – solo dove ed allorquando necessario – che il tempo di ricarica della condotta generale sia sufficiente per garantire la completa ricarica di tutte le capacità del treno (tutti

for rail vehicles, and there are studies, including [13], in this area. They propose, for example, a heuristic approach to support constant and low-cost monitoring of wear status, especially for low performance vehicles such as freight trains.

To mitigate these risks, in addition to making the most of the performance of the electric brakes (electrodynamic, maximum effort 200 kN) of modern locomotives, one can use the well-known sawtooth braking² and consequent full

² Le oscillazioni a dente di sega sono da effettuare solo se la frenatura di contenimento (ED) non è sufficiente a mantenere la Vmax entro i limiti imposti dalle norme tecniche.

² Sawtooth oscillations should only be carried out if the restraining brake (ED) is not sufficient to keep Vmax within the limits imposed by the technical standards.

Tabella 5 – Table 5

Sforzo al gancio espresso in Newton in funzione dei gradi di prestazione con massa rimorchiata [kg] pari 2.500.000 (2500 t); sono riquadrati i valori prossimi al limite di 400 kN, dai quali si desumono o gradi di prestazione alle velocità indicate
Hook forces expressed in Newtons as a function of performance grades with a towed mass [kg] of 2,500,000 (2,500 t); values close to the 400 kN limit are boxed in, from which the performance grades are derived at the speeds indicated

| v[km/h] → gdp ↓ | 80 | 85 | 90 | 95 | 100 | 105 | 110 | 115 | 120 |
|--------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 1 | 218.763 | 224.833 | 231.271 | 238.076 | 245.250 | 252.791 | 260.701 | 268.978 | 277.623 |
| 2 | 231.026 | 237.095 | 243.533 | 250.339 | 257.513 | 265.054 | 272.963 | 281.240 | 289.886 |
| 3 | 243.288 | 249.358 | 255.796 | 262.601 | 269.775 | 277.316 | 285.226 | 293.503 | 302.148 |
| 4 | 255.551 | 261.620 | 268.058 | 274.864 | 282.038 | 289.579 | 297.488 | 305.765 | 314.411 |
| 5 | 267.813 | 273.883 | 280.321 | 287.126 | 294.300 | 301.841 | 309.751 | 318.028 | 326.673 |
| 6 | 280.076 | 286.145 | 292.583 | 299.389 | 306.563 | 314.104 | 322.013 | 330.290 | 338.936 |
| 7 | 297.243 | 303.313 | 309.751 | 316.556 | 323.730 | 331.271 | 339.181 | 347.458 | 356.103 |
| 8 | 314.411 | 320.480 | 326.918 | 333.724 | 340.898 | 348.439 | 356.348 | 364.625 | 373.271 |
| 9 | 334.031 | 340.100 | 346.538 | 353.344 | 360.518 | 368.059 | 375.968 | 384.245 | 392.891 |
| 10 | 353.651 | 359.720 | 366.158 | 372.964 | 380.138 | 387.679 | 395.588 | 403.865 | 412.511 |
| 11 | 378.176 | 384.245 | 390.683 | 397.489 | 404.663 | 412.204 | 420.113 | 428.390 | 437.036 |
| 12 | 402.701 | 408.770 | 415.208 | 422.014 | 429.188 | 436.729 | 444.638 | 452.915 | 461.561 |
| 13 | 424.773 | 430.843 | 437.281 | 444.086 | 451.260 | 458.801 | 466.711 | 474.988 | 483.633 |
| 14 | 446.846 | 452.915 | 459.353 | 466.159 | 473.333 | 480.874 | 488.783 | 497.060 | 505.706 |
| 15 | 466.466 | 472.535 | 478.973 | 485.779 | 492.953 | 500.494 | 508.403 | 516.680 | 525.326 |
| 16 | 495.896 | 501.965 | 508.403 | 515.209 | 522.383 | 529.924 | 537.833 | 546.110 | 554.756 |
| 17 | 525.326 | 531.395 | 537.833 | 544.639 | 551.813 | 559.354 | 567.263 | 575.540 | 584.186 |
| 18 | 559.661 | 565.730 | 572.168 | 578.974 | 586.148 | 593.689 | 601.598 | 609.875 | 618.521 |
| 19 | 593.996 | 600.065 | 606.503 | 613.309 | 620.483 | 628.024 | 635.933 | 644.210 | 652.856 |
| 20 | 620.973 | 627.043 | 633.481 | 640.286 | 647.460 | 655.001 | 662.911 | 671.188 | 679.833 |
| 21 | 645.498 | 651.568 | 658.006 | 664.811 | 671.985 | 679.526 | 687.436 | 695.713 | 704.358 |
| 22 | 665.118 | 671.188 | 677.626 | 684.431 | 691.605 | 699.146 | 707.056 | 715.333 | 723.978 |
| 23 | 711.716 | 717.785 | 724.223 | 731.029 | 738.203 | 745.744 | 753.653 | 761.930 | 770.576 |
| 24 | 738.693 | 744.763 | 751.201 | 758.006 | 765.180 | 772.721 | 780.631 | 788.908 | 797.553 |
| 25 | 790.196 | 796.265 | 802.703 | 809.509 | 816.683 | 824.224 | 832.133 | 840.410 | 849.056 |
| 26 | 826.983 | 833.053 | 839.491 | 846.296 | 853.470 | 861.011 | 868.921 | 877.198 | 885.843 |
| 27 | 863.771 | 869.840 | 876.278 | 883.084 | 890.258 | 897.799 | 905.708 | 913.985 | 922.631 |
| 28 | 905.463 | 911.533 | 917.971 | 924.776 | 931.950 | 939.491 | 947.401 | 955.678 | 964.323 |
| 29 | 947.156 | 953.225 | 959.663 | 966.469 | 973.643 | 981.184 | 989.093 | 997.370 | 1.006.016 |
| 30 | 1.028.088 | 1.034.158 | 1.040.596 | 1.047.401 | 1.054.575 | 1.062.116 | 1.070.026 | 1.078.303 | 1.086.948 |
| 31 | 1.101.663 | 1.107.733 | 1.114.171 | 1.120.976 | 1.128.150 | 1.135.691 | 1.143.601 | 1.151.878 | 1.160.523 |

i carri). Le oscillazioni di velocità, per garantire la ricarica completa della condotta e quindi l’omogeneità delle frenate successive, possono essere ottenute come un terzo del numero di assi oppure moltiplicando per due la massa del treno e dividendo il risultato per 100; vedi (2) e (3). Occorre sottolineare che, nella pratica, i macchinisti possono anche seguire indicazioni specifiche con valori fissi da rapportare al grado di frenatura, indipendentemente dalle formule qui riportate.

$$\Delta v \left[\frac{km}{h} \right] = n \cdot \frac{assi}{3} \tag{2}$$

$$\Delta v \left[\frac{km}{h} \right] = (massatreno[t] \cdot 2)/100 \tag{3}$$

braking (see Istruzione sull’esercizio del freno continuo automatico, già Ferrovie dello Stato – Direzione generale servizio materiale e trazione, i.e. Instruction on the operation of the automatic continuous brake, formerly Italian Railways). Such braking consists of making speed oscillations along the down gradients, checking – only where and when necessary – that the charging time of the main pneumatic pipeline is sufficient to ensure that all the train’s capacities (all wagons) are fully charged. The speed oscillations, to ensure the complete charging of the main pipeline and therefore the homogeneity of successive braking, can be obtained as one third of the number of axles or by multiplying the mass of the train by two and dividing the result by 100; see (2) and (3). It should be emphasised that, in practice, train drivers can also follow specific indications with

Nei treni merci si usano come noto freni ad attrito con ceppi in ghisa oppure in materiale composito o sinterizzato, premuti sulla superficie di rotolamento delle ruote in acciaio monoblocco, le cui principali caratteristiche sono:

- soles in ghisa (GG), elevati livelli di rumore generati in fase di frenata. I blocchi di ghisa hanno il vantaggio “naturale” di assorbire, per poi disperdere, parte della potenza termica in frenata [14];
- soles in materiale composito (LL, K)³, minori livelli di usura dei freni ma maggiore usura e stress termico sulla sala montata.

Il tasso di generazione di calore all'interfaccia ruota-rotataia della locomotiva varia approssimativamente con il cubo della velocità del treno, linearmente con la massa e con il quadrato del numero di vagoni [15]. La percentuale di calore dissipato, oltre a variare in base a questi parametri, è differente in base alle tipologie di ceppi frenanti e del materiale di cui sono composti. In particolare, a parità di condizioni di marcia e di frenata del treno, il calore complessivo generato durante la frenata all'interfaccia ruota-blocco freno è più significativo per i treni che impiegano ceppi di materiali compositi, poiché quasi totalmente destinato alle ruote, mentre l'effetto è minore sui treni che impiegano blocchi freno in ghisa [15][16]. Il surriscaldamento dei ceppi o soles dei freni ne porta sicuramente ad un'usura nel tempo, espressa in g/MJ, il cui legame è oggetto di diversi studi in letteratura. Se vi sono studi sul legame tra temperatura dei ceppi o soles e loro usura, minori sono gli studi termici veri e propri dei sistemi frenanti ferroviari che adottano la soluzione del freno a ceppi. In [17][18] è proposto un modello termico che descrive il fenomeno della generazione di calore in frenata, successivamente validato attraverso test a banco e in linea. Il primo ha inoltre condotto importanti studi comparativi sull'influenza dei materiali delle soles freno nella generazione di calore in fase di frenata. GIOLETTA in [19] ha raccolto alcuni di questi studi effettuati con prove condotte con un tribometro⁴ del tipo “perno su disco”, per individuare la variazione del tasso di usura al crescere della temperatura. Nella configurazione perno su disco, viene simulata l'interazione tra la ruota (disco) e la suola (perno): il perno poggia sul disco, che gira a velocità controllata. [19] confrontando il comportamento del tasso di consumo al variare della temperatura di 5 diversi materiali (ghisa, sintetico e 3 tipi di materiale organico composito) ha confermato il differente comportamento. Il tasso di usura delle soles in ghisa aumenta fino ad una temperatura di circa 500 °C, dopodiché diminuisce; per le soles in materiale compositi-

fixed values to relate to the degree of braking, independently of the formulas reported here.

$$\Delta v \left[\frac{km}{h} \right] = n \cdot \frac{axles}{3} \quad (2)$$

$$\Delta v \left[\frac{km}{h} \right] = (train\ mass[t] \cdot 2)/100 \quad (3)$$

Freight trains are known to use friction brakes either with cast iron or with composite or sintered brake blocks, pressed onto the running surface of one-piece steel wheels, the main characteristics of which are:

- cast iron (GG) soles, high noise levels generated during braking. Cast iron blocks have the “natural” advantage of absorbing, and then dispersing, part of the thermal power during braking [14];
- composite blocks (LL, K)³, lower levels of brake wear but higher wear and thermal stress on the wheelset.

The rate of heat generation at the locomotive wheel-rail interface varies approximately with the cube of the train speed, linearly with the mass and with the square of the number of wagons [15]. As well as varying according to these parameters, the percentage of heat dissipated differs according to the type of brake blocks and the material they are made of. In particular, given the same running and braking conditions of the train, the overall heat generated during braking at the wheel-brake block interface is more significant for trains using composite brake blocks, as it is almost entirely destined for the wheels, while the effect is less on trains using cast iron brake blocks [15][16]. Overheating of brake blocks or brake pads certainly leads to wear over time, expressed in g/MJ, the link between which is the subject of various studies in the literature. If there are studies on the link between the temperature of the brake blocks or pads and their wear, there are fewer actual thermal studies of railway braking systems using the brake block solution. In [17][18] a thermal model describing the phenomenon of heat generation during braking is proposed and subsequently validated through bench and in-line tests. The former also carried out important comparative studies on the influence of brake sole materials on heat generation during braking. GIOLETTA in [19], has brought together some of these studies with tests carried out using a ‘pin-on-disc’ tribometer⁴ to identify the variation in wear rate as temperature increases. In the pin-on-disc configuration, the interaction between the wheel (disc) and the sole (pin) is simulated: the pin rests on the disc, which rotates at a controlled speed. [19] by comparing the behaviour of the wear rate at varying temper-

³ Le soles “K” sono costituite da materiali compositi organici e richiedono modifiche all'impianto frenante perché hanno proprietà frenanti diverse. Le soles LL, più simili a quelle tradizionali, sono in materiali composito organico o materiale agglomerato per sinterizzazione.

⁴ Il tribometro è una macchina utilizzata per valutare il coefficiente d'attrito, il volume di usura e altre proprietà tribologiche dei materiali.

³ “K” blocks are made of organic composite materials and require modifications to the landing system because they have different braking properties. “LL” blocks, which are more similar to the traditional ones, are made of organic composite materials or sintered material.

⁴ The tribometer is a machine used to evaluate the coefficient of friction, wear volume and other tribological properties of materials.

to, il tasso aumenta sempre e, sopra i 400 °C, cresce in modo esponenziale; le soles in materiale sintetico hanno un tasso di usura che resta pressoché costante al variare della temperatura. Facendo una media tra i diversi valori per le soles LL, si ottiene un'usura di 2,28 mm ogni 10 000 km (ovvero 0,000228 mm/km), pari circa al 36% del tasso rilevato per la ghisa (GG). Simili risultati sono riportati da [14]: il materiale del blocco di ghisa ha mostrato una transizione all'usura a 550 °C a cui il tasso di usura ha iniziato a diminuire; i materiali compositi hanno mostrato un comportamento diverso con una temperatura del fusibile termico chiaramente identificata intorno ai 500 °C. Al contrario, il materiale del blocco di sinterizzazione ha mostrato solo una debole dipendenza dal tasso di usura con la temperatura e nessuna chiara temperatura del fusibile termico per le temperature indagate. In [17] vengono testati tre materiali del blocco freno (ghisa, composito e materiale di sinterizzazione) in diverse configurazioni variando la velocità, i livelli di potenza e la configurazione tra blocchi e ruota (ad esempio, da un blocco per ruota fino a 4 blocchi per ruota). Tra i principali risultati dello studio vi è che per i ceppi in ghisa e in materiale sintetico, l'evoluzione della temperatura è un aumento quasi continuo durante la frenata, mentre le temperature misurate alla frenata con i ceppi in composito mostrano alcune oscillazioni. La ragione principale è la flessibilità dei ceppi in materiale composito rispetto ai più rigidi in ghisa e materiale sintetico. La frenata con ceppi in composito genera le temperature più alte della ruota, 350 °C, i ceppi in sinterizzazione generano temperature intermedie, 300 °C, e i ceppi in ghisa generano le temperature più basse, 290 °C. Da questo si può concludere che la frenata con ceppi in composito fa sì che la maggior parte della potenza termica vada alla ruota e che la ghisa invece ne trasmetta in parte minore, come già sottolineato. Emerge inoltre che anche la configurazione influenza il comportamento: la frenatura con 4 blocchi per ruota ad esempio permette di ridurre le temperature delle ruote rispetto alla frenata con due blocchi con un supporto [18]. Inoltre, l'aumento della potenza frenante porta ad un aumento della temperatura delle ruote e dei ceppi, come previsto, mentre l'aumento della velocità comporta un raffreddamento convettivo più elevato e temperature più basse. Prove pratiche e sperimentali per la valutazione della temperatura dell'impianto frenante sono proposte da [20] che utilizza una *On Board Unit* (OBU) con sensori di pressione e temperatura per investigare e analizzare l'uso e le condizioni di funzionamento dell'impianto frenante. Occorre specificare che seppure le misurazioni sono state effettuate su tratte alpine con pendenze considerevoli (circa 26‰), correlando i risultati di temperatura ai ceppi con l'andamento altimetrico e il profilo di frenata, non emerge un'analisi per quelli che sono stati definiti in questo articolo "treni pesanti" o in generale una correlazione con le masse rimorchiate. La temperatura delle ruote e delle soles nonché la loro usura sono recentemente stati oggetto dell'analisi di [21] su un treno urbano, quindi con masse e velocità non paragonabili al caso oggetto di questo lavoro, con test sul campo e successive calibrazioni del modello termico in simulazione.

atures of 5 different materials (cast iron, synthetic and 3 types of organic composite material), the different behaviour was confirmed. The wear rate of cast iron soles increases up to a temperature of approx. 500 °C, after which it decreases; for composite soles, the rate always increases and, above 400 °C, it increases exponentially; synthetic soles have a wear rate that remains more or less constant with changing temperature. Averaging the various values for LL soles gives a wear rate of 2.28 mm per 10 000 km (i.e. 0.000228 mm/km), which is about 36% of the rate for cast iron (GG). Similar results are reported by [14]: the cast iron block material showed a wear transition at 550 °C at which the wear rate started to decrease; the composite materials showed a different behaviour with a clearly identified thermal fuse temperature around 500 °C. In contrast, the sinter block material showed only a weak dependence of the wear rate with temperature and no clear thermal fuse temperature for the investigated temperatures. In [17] three brake block materials (cast iron, composite and sintering material) are tested in different configurations by varying the speed, power levels and configuration between blocks and wheel (e.g. from one block per wheel up to 4 blocks per wheel). Among the main results of the study is that for cast iron and synthetic blocks, the temperature evolution is an almost continuous increase during braking, while the temperatures measured during braking with composite blocks show some fluctuations. The main reason for this is the flexibility of the composite brake blocks compared to the more rigid cast iron and synthetic brake blocks. Braking with composite brake blocks generates the highest wheel temperatures, 350 °C, sintered brake blocks generate intermediate temperatures, 300 °C, and cast iron brake blocks generate the lowest temperatures, 290 °C. From this, it can be concluded that braking with composite brake blocks means that most of the thermal power goes to the wheel and that cast iron transmits less of it, as already pointed out. It also turns out that the configuration also influences behaviour: braking with 4 blocks per wheel, for example, reduces wheel temperatures compared to braking with two blocks with one support [18]. In addition, increasing braking power leads to an increase in the temperature of the wheels and brake blocks, as expected, while increasing speed leads to higher convective cooling and lower temperatures. Practical and experimental tests to evaluate the temperature of the braking system are proposed by [20] who uses an On Board Unit (OBU) with pressure and temperature sensors to investigate and analyse the use and operating conditions of the braking system. It should be specified that although the measurements were carried out on Alpine routes with considerable railway gradients (around 26‰), correlating the temperature results at the brake blocks with the altimetric trend and the braking profile, no analysis emerges for what have been defined in this article as "heavy trains" or in general a correlation with the towed masses. The temperature of the wheels and soles, as well as their wear, were recently analysed by [21] on an urban train, therefore with masses and speeds not comparable to the case in this work, with field tests and subsequent calibration of the thermal model in simulation.

3.1. Prove sperimentali impatto termico impianto frenante

Nel periodo ottobre-novembre 2020 l'impresa ferroviaria italiana InRail S.p.A. ha condotto delle prove specifiche per la valutazione dell'impatto termico sul sistema frenante di treni pesanti (con masse superiori a 1600 t) sulla tratta ferroviaria tra Tarvisio e Carnia, che presenta grado di frenatura 1 e 15 a seconda della progressiva chilometrica secondo fascicoli di linea RFI (Tab. 6).

In particolare, presso la stazione di Carnia (UD) nella tratta indicata, sono state eseguite rilevazioni della temperatura di ruote e ceppi dei freni, su composizione di treni a partire dalle 1.800 t di massa trainata, utilizzando due diverse modalità di misurazione della temperatura.

Per quanto riguarda le locomotive, si sono sempre utilizzate due locomotive in testa tipo Siemens E190 e Siemens Vectron E191/193 (non in comando multiplo), la seconda avente unicamente funzione di supporto alla frenatura (eventualità mai verificatasi).

Le riprese "termiche" sono state effettuate da Tecnici specialisti della SCANTEC S.r.l. di Tavagnacco (UD) impiegando telecamere ad infrarosso, posizionate in prossimità del binario sul quale ciascun convoglio è transitato a velocità ridotta, tale da permettere la corretta rilevazione.

I dati raccolti sono stati successivamente elaborati con apposito software di gestione (FLIR), come l'esempio riportato in Fig. 2, per lo screening delle temperature.

In Tab. 7 sono riportate le massime temperature rilevate nelle prove sia alla ruota che al ceppo, che risultano essere inferiori alle temperature critiche riportate in lette-

3.1. Brake system thermal impact tests

In the period October-November 2020, the Italian railway company InRail S.p.A. (Ltd.) conducted specific tests to assess the thermal impact on the braking system of heavy trains (with masses greater than 1600 t) on the railway section between Tarvisio and Carnia (North of Italy), which has braking grades 1 and 15 depending on the progressive kilometres according to RFI line files (Tab. 6).

In particular, at the station in Carnia (Udine, I) on the section indicated, measurements were taken of the temperature of the wheels and brake blocks, on train compositions from 1,800 t of towed mass, using two different temperature measurement methods.

As for the locomotives, two Siemens E190 and Siemens Vectron E191/193 overhead locomotives were always used (not in multiple control), the latter having only the function of braking support (which never happened).

The "thermal" filming was carried out by specialist technicians from SCANTEC S.r.l. (Ltd) of Tavagnacco (Udine, I) using infrared cameras, positioned close to the track on which each train ran at a reduced speed, so as to allow correct detection.

The collected data were then processed with special management software (FLIR), such as the example shown in Fig. 2, to screen for temperatures.

The maximum temperatures measured in the tests on both the wheel and the log are shown in Table 7, which are lower than the critical temperatures reported in the literature. The following figures show the trend of these temperatures over time for the three tests (Fig. 3, Fig. 4, Fig. 5) carried out in the field (Fig. 6).

Tabella 6 – Table 6

Caratteristiche treni Inrail sottoposti a prove
Characteristics of Inrail trains tested

| Treno/data <i>Train/date</i> | Tipo Vagoni <i>Kind of wagons</i> | Tipo soles freno (*) <i>Kind of soles of the brake block (*)</i> | Massa trainata <i>Towed mass</i> | Note <i>Notes</i> | Prova <i>Test</i> |
|----------------------------------------|---------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------|-----------------------------|
| 61569 20/09/2020 | Taps (e simili) <i>Taps (and similar ones)</i> | Misto: LL, Ghisa, K <i>Mixed: LL, Cast iron, K</i> | 1.800 t | Misure con teletermometro <i>Measurements with a teletermometer</i> | 4 |
| 61569 23/10/2020 | Taps (e simili) <i>Taps (and similar ones)</i> | Misto: LL, Ghisa, K <i>Mixed: LL, Cast iron, K</i> | 2.000 t | Misure con termocamere <i>Measurements with thermal imaging cameras</i> | 2 |
| 45221 20/11/2020 | Taps (e simili) <i>Taps (and similar ones)</i> | Misto: LL, Ghisa, K <i>Mixed: LL, Cast iron, K</i> | 2.200 t | Misure con termocamere <i>Measurements with thermal imaging cameras</i> | 1 |
| 45221 22/01/2021 | Zaes | Misto: LL, Ghisa, K <i>Mixed: LL, Cast iron, K</i> | 1.550 t | Misure con termocamere <i>Measurements with thermal imaging cameras</i> | 3 |

(*) LL brake-blocks in massima parte del tipo IB116*
(*) LL brake-blocks mostly of the type IB116*

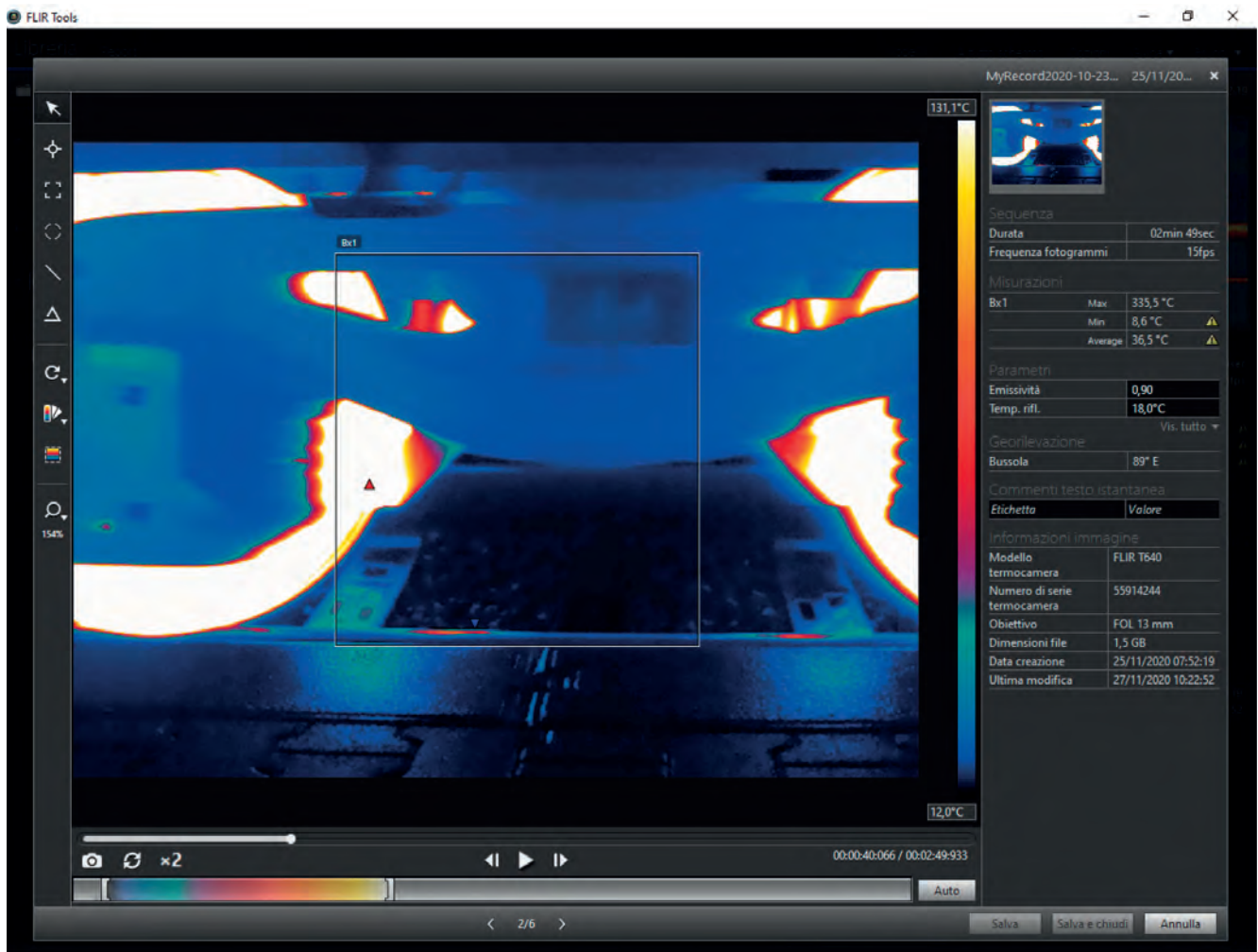


Figura 2 – Esempio di rilevazione temperature con software per elaborazioni video da telecamera termica.
 Figure 2 – Example of temperature detection with video processing software from thermal camera.

Tabella 7 – Table 7

Massime temperature rilevate nelle prove condotte
 Maximum temperatures measured in the tests conducted

| Prova Test n. | Tmax_ceppo [°C] Tmax_brake block [°C] | Tmax_ruota [°C] Tmax_wheel [°C] |
|------------------|------------------------------------------|------------------------------------|
| 1 | 237,9 | 237,5 |
| 2 | 348 | 348,6 |
| 3 | 247,8 | 250,4 |

ratura. Nelle figure successive l'andamento di tali temperature è riportato nel tempo per le tre prove (Fig. 3, Fig. 4, Fig. 5) svolte sul campo (Fig. 6).

Come emerso dalla letteratura, la tipologia di materiale dei ceppi dell'impianto frenante è un elemento che influenza notevolmente il comportamento termico di tutto

As emerged from the literature, the type of material of the brake blocks is an element which considerably influences the thermal behaviour of the whole system and the consequent wear. Since the tested trains have three types of brake blocks (LL and K composite material and conventional cast iron), it is interesting to see the different behaviours. The details of the temperature measurement of the different material blocks and wheels for test train 4 are shown in Tab. 8. The behaviour in the tests is consistent with what has been reported in the literature and discussed above: cast iron blocks reach higher temperatures because they dissipate less heat to the wheels than composite materials.

4. Conclusions

Lengthening trains to 750 m and increasing the permissible mass beyond 1600 tonnes can be elements that contribute to the reduction of unit costs, in conditions where the rolling stock can be adequately filled, and consequently

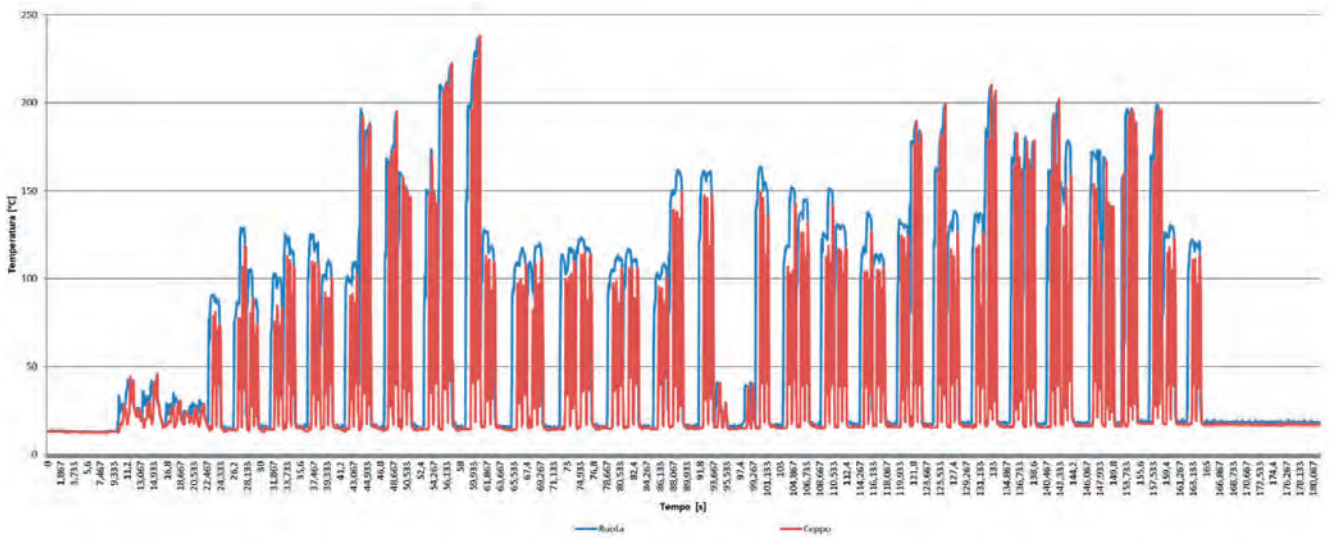


Figura 3 – Andamento delle temperature dell'impianto frenante (ruota e ceppo) per il treno INRAIL prova 1.
 Figure 3 – Temperature development of the braking system (wheel and brake block) for the INRAIL train test 1.

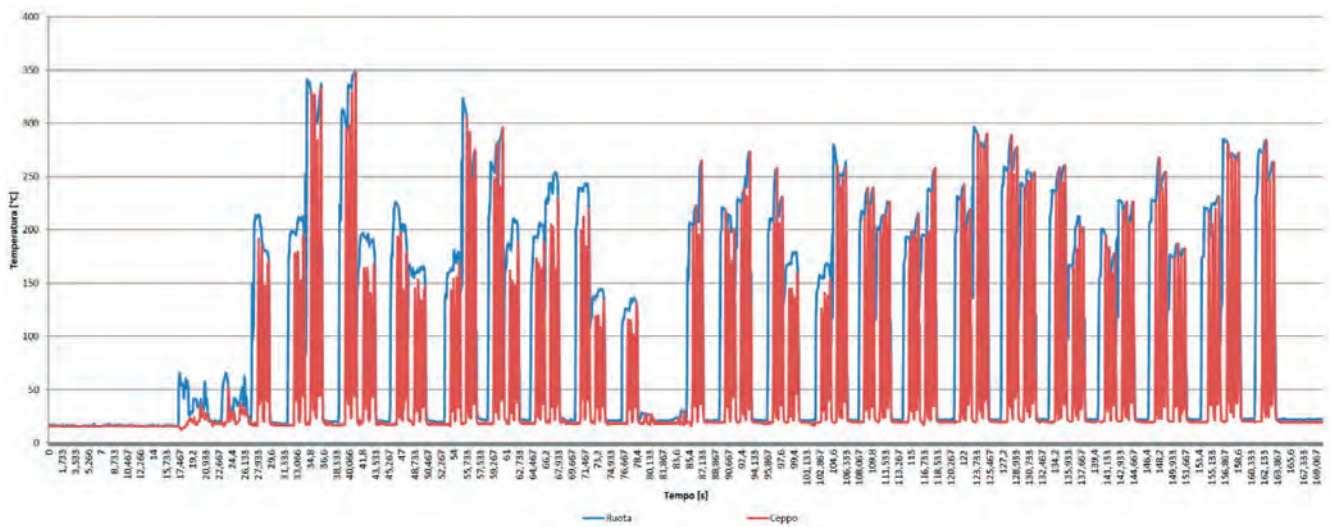


Figura 4 – Andamento delle temperature dell'impianto frenante (ruota e ceppo) per il treno INRAIL prova 2.
 Figure 4 – Temperature development of the braking system (wheel and brake block) for the INRAIL train test 2.

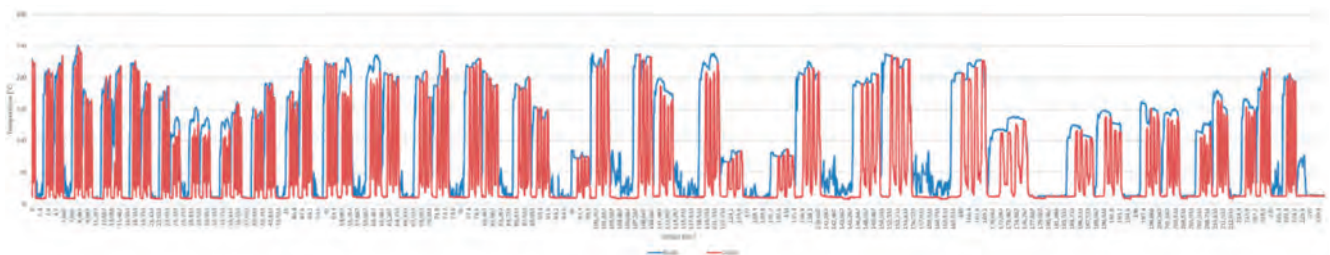


Figura 5 – Andamento delle temperature dell'impianto frenante (ruota e ceppo) per il treno INRAIL prova 3.
 Figure 5 – Temperature development of the braking system (wheel and brake block) for the INRAIL train test 3.



(Fonte - Source: R. FOGAGNOLO, Scantec e Inrail, 2020-2021
R. FOGAGNOLO, Scantec and Inrail, 2020-2021)

Figura 6 – Rilievi sul campo.
Figure 6 – On-field tests.

l'impianto e la conseguente usura. Poiché i treni oggetto delle prove hanno ceppi di 3 tipologie (materiale composito di tipo LL e K e i classici di ghisa) è interessante vederne il differente comportamento. In 8 è riportato il dettaglio del rilievo delle temperature ai ceppi di diverso materiale e alle ruote per il treno della prova 4. Il comportamento nelle prove è coerente con quanto riportato in letteratura e discusso in precedenza: i ceppi in ghisa raggiungono temperature maggiori poiché risultano dissipare meno calore alle ruote rispetto ai materiali compositi.

4. Conclusioni

L'allungamento dei treni a 750 m e l'aumento della massa ammissibile oltre le 1600 tonnellate possono essere elementi che contribuiscono alla riduzione dei costi unitari, nelle condizioni in cui il mezzo può essere adeguatamente riempito, e di conseguenza all'attrattività dell'alternativa ferroviaria [22]. L'articolo analizza quali possono essere i principali impatti da verificare per la circolazione di treni pesanti, in particolare su linee acclivi, durante le fasi più critiche ovvero la partenza da fermo e la frenatura. La prima fase è critica per ciò che riguarda la resistenza agli organi di trazione mentre la seconda è oggetto di analisi per la deformazione

Tabella 8 – Table 8

Misure di temperatura [°C] ai ceppi e alle ruote dell'impianto frenante (prova 4)
Temperature measurements [°C] at the brake blocks ("ceppi" in figure) and wheels ("ruota") of the brake system (test 4)

| TRENO 61569 | | CEPPI | | RUOTA |
|-------------|---------------|-------------|-----------|-------|
| POSIZIONE | N° VEICOLO | TEMPERATURA | TIPOLOGIA | |
| 1 | 33879335940-1 | 140 | LL | 250 |
| 2 | 33879333745-6 | 160 | K | 205 |
| 3 | 33879339513-2 | 80 | Ghisa | 80 |
| 4 | 33870764342-9 | 126 | K | 60 |
| 5 | 33870764364-0 | 128 | Ghisa | 105 |
| 6 | 33879335557-3 | 116 | LL | 140 |
| 7 | 33870764331-2 | 112 | LL | 145 |
| 8 | 33870764336-1 | 138 | LL | 165 |
| 9 | 33870764329-6 | 124 | K | 130 |
| 10 | 33870764340-3 | 143 | K | 165 |
| 11 | 33879335547-4 | 170 | Ghisa | 110 |
| 12 | 33879332898-4 | 179 | K | 190 |
| 13 | 33879336238-9 | 184 | LL | 200 |
| 14 | 33879334159-9 | 165 | LL | 160 |
| 15 | 33879339339-2 | 187 | LL | 170 |
| 16 | 33879335570-6 | 215 | LL | 190 |
| 17 | 33879334303-3 | 257 | Ghisa | 100 |
| 18 | 33879335220-8 | 186 | Ghisa | 89 |
| 19 | 33879341595-5 | 189 | LL | 174 |
| 20 | 33879335411-3 | 197 | Ghisa | 180 |
| 21 | 33800658041-3 | 120 | LL | 190 |
| 22 | 33879335309-9 | 205 | Ghisa | 140 |

delle ruote a causa delle tensioni residue dovute al surriscaldamento tra suola e cerchione.

Il primo aspetto, la resistenza al gancio, è stato investigato in due condizioni: quasi-statica e dinamica. I risultati sono stati comparati con i riferimenti preesistenti alla Tab. 20, art. 61, della PGOS. Considerando uno sforzo limite cautelativo al gancio pari a 400 kN, sia nella condizione quasi-statica che quella dinamica, risulta che il grado di prestazione massimo sul quale un convoglio da 2000 t può circolare è pari a 15/16. Il metodo quasi-statico è risultato più cautelativo, così come i limiti indicati dalla Tab. 20 PGOS. Alle velocità tipiche di un treno merci odierno (<100 km/h) le forze d'inerzia allo spunto sono in genere sensibilmente maggiori delle forze di resistenza aerodinamica alle massime velocità.

Per ciò che concerne gli impatti termici sull'impianto frenante, che possono causare la formazione di cricche sulle ruote a causa degli stress termici, è emerso che in letteratura sono presenti studi che analizzano l'usura nel tempo dei ceppi dei freni dovuti al surriscaldamento ma non studi termici sul sistema frenante dovuti appunto per esempio a treni pesanti su linee acclivi (ossia in relazione alla massa rimorchiata). Grazie a prove sperimentali condotte dall'impresa ferroviaria italiana InRail S.p.A. per la valutazione dell'impatto termico sul sistema frenante di treni pesanti (maggiori di 1600 t) su un tratto ferroviario tra Tarvisio e Carnia è stato possibile vedere come le temperature massime registrate siano state sempre inferiori al valore di circa 500° ritenuto critico dalla letteratura. Inoltre è emerso, come atteso, che il comportamento dei ceppi è differente in base al materiale di cui sono composti. I tradizionali ceppi in ghisa raggiungono temperature maggiori poiché dissipano meno calore alle ruote, i ceppi in materiale composito (LL e K) invece hanno il comportamento opposto e dove sono presenti le temperature maggiori sono registrate sulla ruota.

Ringraziamenti

Il presente lavoro è frutto di una collaborazione di ricerca con FuoriMuro - Servizi Portuali e Ferroviari S.r.l., in particolare il Sig. S. POSTANI ed INRAIL S.p.A., in particolare il Sig. D. PIVIDORI. Gli autori sono grati ad entrambe le Società ed al Ing. L. RINALDI per le loro sperimentazioni sul campo ed essenziali contributi al raggiungimento del risultato. Si ringrazia inoltre l'Ing. N. COVIELLO per il prezioso contributo.

to the attractiveness of the railway alternative. The paper analyses what can be the main impacts to be verified for the operation of heavy freight trains, in particular on steep lines, during the most critical phases, i.e. the departure from standstill and braking. The first phase is critical with regard to the resistance of the traction devices, while the second is analysed for wheel deformation due to residual stresses caused by overheating between the sole and the wheel rim.

The first aspect, hook resistance, was investigated in two conditions: quasi-static and dynamic. The results were compared with the pre-existing references to Table 20, art. 61, of the Italian PGOS. Considering a precautionary limit for the hook load of 400 kN, in both the quasi-static and dynamic conditions, the maximum performance grade on which a 2000 t convoy can run is 15/16. The quasi-static method was more cautious, as were the limits given in Table 20 of PGOS. At the typical speeds of today's freight trains (<100 km/h) the inertia forces at start-up are generally significantly greater than the drag forces at maximum speeds.

With regard to thermal impacts on the braking system, which can cause cracks to form on the wheels due to thermal stress, it was found that there are studies in the literature analysing the wear of brake blocks over time due to overheating, but not thermal studies on the braking system due to, for example, heavy trains on steep lines (i.e. in relation to the mass towed). Thanks to experimental tests carried out by the Italian railway company InRail S.p.A. (Ltd.) to assess the thermal impact on the braking system of heavy trains (over 1600 t) on a railway section between Tarvisio and Carnia (North of Italy), it was possible to see that the maximum temperatures recorded were always lower than the value of about 500° considered critical by the literature. In addition, as expected, the behaviour of the logs differs depending on the material they are made of. Conventional cast iron blocks reach higher temperatures because they dissipate less heat to the wheels, while composite blocks (LL and K) behave in the opposite way and where they are present the highest temperatures are recorded on the wheel.

Acknowledgements

This work is the result of a research collaboration with FuoriMuro - Servizi Portuali e Ferroviari S.r.l. (Ltd.), in particular Mr. S. POSTANI, and INRAIL S.p.A. (Ltd.), in particular Mr. D. PIVIDORI. The authors are grateful to both companies and to Eng. L. RINALDI for their field experiments and essential contributions to the achievement of the result. The authors thank also Eng. N. COVIELLO for his valuable contribution.

BIBLIOGRAFIA - REFERENCES

- [1] European Commission (2011), "*WHITE PAPER: Roadmap to a Single European Transport Area - Towards a competitive and resource efficient transport system*".
- [2] ISLAM D.M.Z., RICCI S., NELLDAL B.L. (2016), "*How to make modal shift from road to rail possible in the European transport market, as aspired to in the EU Transport White Paper 2011*" *Eur. Transp. Res. Rev.*, 8, (3).
- [3] United Nations (1991), "*European Agreement on Important International Combined Transport Lines and Related Installations (AGTC)*", pp. 1-25.
- [4] STOKŁOSA J., JA KIEWICZ M. (2014), "*Simulation study of longitudinal forces in the coupling device of heavy freight trains*" *Adv. Sci. Technol. Res. J.*, 2014, 8, (21), pp. 24-30.
- [5] RFI (2005), "Specifica per la definizione dei parametri tecnici necessari alla determinazione della prestazione massima dei mezzi di trazione e la percorrenza dei treni".
- [6] CHANG C., GUO G., WANG J., MA Y. (2017), "*Study on longitudinal force simulation of heavy-haul train*" *Veh. Syst. Dyn.*, 2017, 55, (4), pp. 571-582.
- [7] RFI (2010), "Prefazione generale all'Orario di Servizio".
- [8] CROCE T. (2020), "I Common Safety Methods: Ostacoli o propulsori dello sviluppo del sistema ferroviario?", in 'Webinar', Training.
- [9] RFI (2021), "Modifiche alla prefazione generale all'orario di servizio in uso sulla infrastruttura ferroviaria nazionale per i convogli di RFI".
- [10] CHELI F., DI GIALLEONARDO E., MELZI S. (2016), "*Freight trains dynamics: effect of payload and braking power distribution on coupling forces*", 55, pp. 464-479.
- [11] RAKSHIT U., MALAKAR B., ROY B.K. (2018), "*Study on Longitudinal Forces of a Freight Train for Different Types of Wagon Connectors*" *IFAC-PapersOnLine*, 51, (1), pp. 283-288.
- [12] BELFORTE P., CHELI F., DIANA G., MELZI S. (2008), "*Numerical and experimental approach for the evaluation of severe longitudinal dynamics of heavy freight trains*", 46, pp. 937-955.
- [13] CARNEVALI L., FANTECHI A., GORI G., PARRI J., PIERALLI M., SAMPIETRO S. (2021), "Un approccio euristico alla diagnostica predittiva dello stato di usura delle ruote basato su un dispositivo di terra a basso costo" *Ingegneria Ferroviaria*, (1), pp. 5-27.
- [14] VERNERSSON T., LUNDÉN R., ABBASI S., OLOFSSON U. (2014), "*Wear of Railway Brake Block Materials At Elevated Temperatures – Pin-on-Disc Experiments*" *Eurobrake 2012*, 2012, pp. 1-11.
- [15] VAKKALAGADDA M.R.K., SRIVASTAVA D.K., MISHRA A., RACHERLA V. (2015), "*Performance analyses of brake blocks used by Indian Railways*" *Wear*, 328-329, pp. 64-76.
- [16] AIMAR M. (2017), "Sviluppo di soluzioni per il monitoraggio e la diagnostica dei carri ferroviari merci per il trasporto intermodale".
- [17] VERNERSSON T. (2007), "*Temperatures at railway tread braking. Part 2: Calibration and numerical examples*" *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit*, 221, (4), pp. 429-442.
- [18] VERNERSSON T., LUNDÉN R. (2007), "*Temperatures at railway tread braking. Part 3: Wheel and block temperatures and the influence of rail chill*" *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit*, 221, (4), pp. 443-454.
- [19] GIOLETTA S. (2018), "Manutenzione preventiva su carri merci ferroviari: nuovo approccio all'ottimizzazione del processo" Politecnico di Milano.
- [20] SOMÀ A., AIMAR M., ZANARDELLI A. (2017), "*Experimental data measured with an On Board Unit for condition monitoring of freight wagons*" *Ingegneria Ferroviaria*, 7-8, (LXXII), pp. 547-567.
- [21] WALIA M.S., VERNERSSON T., LUNDÉN R., BLENNOW F., MEINEL M. (2019), "*Temperatures and wear at railway tread braking: Field experiments and simulations*" *Wear*, 440-441.
- [22] GUALCO A., COVIELLO N., DALLA CHIARA B. (2021), "*The functional design of distributed-power freight trains for traditional and high-speed lines: the simulation of operation on the Turin-Savona railway line*" / "Requisiti progettuali di treni merci a potenza distribuita per linee tradizionali e ad alta velocità: simulazione d'esercizio sulla linea Torino-Savona", *Ingegneria Ferroviaria*, Apr., LXXVI, Num. 4, Pag. 257-287 (20 pp).