



Formule analitiche ed empiriche per l'analisi di particolari eventi che comportano lo svio

Train derailment verification using analytical relations and empirical formula

Christos PYRGIDIS (*)
Styliani PORAVOU (**)

Sommario - Il deragliamento di un veicolo ferroviario può essere attribuito a cause diverse e può verificarsi per ribaltamento di un veicolo, spostamento laterale di un binario, sormonto della ruota o allargamento dello scartamento/ribaltamento del binario. In termini di conseguenze, è incluso tra gli incidenti ferroviari caratterizzati dall'aumento della gravità dei loro impatti, mentre le sue numerose potenziali cause richiedono rigorose procedure di indagine. Un passaggio cruciale di queste procedure è la 'verifica del deragliamento'. Questa area scientifica dell'ingegneria ferroviaria rimane un campo di ricerca 'aperto'. Questo lavoro, a) fornisce espressioni analitiche ed empiriche utilizzate per la verifica del deragliamento, b) valuta qualitativamente i parametri che influenzano il fenomeno del deragliamento, e c) applica le suddette espressioni a uno specifico caso di studio.

Summary - The derailment of a railway vehicle may be attributed to different causes and may occur through the overturning of a vehicle, the lateral displacement of a track, wheel climb, or gauge widening/rail rollover. In terms of its consequences, it is included amongst railway incidents that are characterized by the increased severity of their impacts, while its numerous potential causes necessitate strict investigational procedures. A crucial step of these procedures is the 'derailment verification'. This scientific area of railway engineering remains an 'open' field of research. This work, a) provides analytical and empirical expressions that are used for derailment verification, b) evaluates qualitatively the parameters that affect the derailment phenomenon, and c) applies the aforementioned expressions to a specific case study.

Simboli e notazioni matematiche

a_i	: Coefficiente che indica la distribuzione disomogenea della forza centrifuga tra i due assi di un carrello
a_y	: Accelerazione della vibrazione laterale del veicolo ($\alpha_y=0.1g$; $V \geq 80\text{km/h}$, $\alpha_y= 0.1g \cdot V/80$; $V \leq 80\text{km/h}$)
B_{ty}	: Componente laterale del peso-movimento veicolo in curva
C	: Compensazione della sopraelevazione in caso di veicoli inclinati
C_D	: Coefficiente di forza del vento laterale (parametro dipendente dalla superficie laterale esterna di un veicolo/treno)
D	: Indice di pericolo contro il ribaltamento del veicolo del treno
e	: costante di Napier
$2e$: Scartamento

Notations

a_i	: Coefficient that indicates the uneven distribution of the centrifugal force among the two axles of a bogie
a_y	: Acceleration of vehicle lateral vibration ($\alpha_y=0.1g$; $V \geq 80\text{km/h}$, $\alpha_y= 0.1g \cdot V/80$; $V \leq 80\text{km/h}$)
B_{ty}	: Lateral component of the vehicle weight-motion in curves
C	: Cant compensation in case of tilting vehicles
C_D	: Side wind force coefficient (parameter depending on the lateral external surface of a vehicle/train)
D	: Danger index against train vehicle overturn
e	: Napier's constant
$2e$: Gauge distance
$2e_0$: Theoretical distance between the running surfaces of the right and the left wheels when centered \approx distance between the vertical axis of symmetry of the two rails
F	: Guidance force

(*) Facoltà di Tecnologia, Dipartimento di Ingegneria Civile, Università Aristotele di Salonicco, Salonicco, Grecia.

(**) Faculty of Technology, Civil Engineering Department, Aristotle University of Thessaloniki, Thessaloniki, Greece.

$2e_o$: Distanza teorica tra le superfici di scorrimento delle ruote destra e sinistra quando centrate \approx distanza tra l'asse verticale di simmetria delle due rotaie	F_j	: Guidance force applied on under derailment wheel ¹
F	: Forza guida	F_{cf}	: Centrifugal force
F_1	: Forza guida applicata sulla ruota in deragliamento ¹	F_j	: Guidance force exerted from one of the wheels of a wheelset to the respective rail ($j = 1, 2$ left and right wheels, respectively, in the direction of movement)
F_{cf}	: Forza centrifuga	F_{nc}	: Residual centrifugal force
F_j	: Forza guida esercitata da una delle ruote di una sala montata al rispettivo binario ($j = 1, 2$ ruote sinistra e destra, rispettivamente, nella direzione di movimento)	F_{res}	: Lateral forces of springs of the primary suspension
F_{nc}	: Forza centrifuga residua	g	: Gravity acceleration
F_{res}	: Forze laterali delle molle della sospensione primaria	H	: Total lateral force that is transmitted from the vehicle to the rail (at wheelset level)
g	: Accelerazione di gravità	H_R	: Lateral track resistance
H	: Forza laterale totale trasmessa dal veicolo alla rotaia (a livello della sala)	H_w	: Side wind force
H_R	: Resistenza del binario laterale	I	: Track cant deficiency
H_w	: Forza del vento laterale	K_d	: Derailment factor (due to wheel climb)
I	: Insufficienza di sopraelevazione del binario	m	: Total mass of the vehicle
K_d	: Fattore di deragliamento (dovuto al sormonto della ruota)	M	: Mass of two bogies
m	: massa totale del veicolo	M'	: Mass of body (loaded)
M	: Massa di due carrelli	Q	: Axle load
M'	: massa del corpo (caricato)	Q_1	: Vertical static load of wheel 1 (wheel under derailment)
Q	: Carico sull'asse	Q_2	: Vertical static load of wheel 2
Q_1	: Carico statico verticale della ruota 1 (ruota sotto deragliamento)	q_b	: Nominal height of gravity center of the bogies of the vehicle from the rail rolling surface
Q_2	: Carico statico verticale della ruota 2	q_o	: Nominal height of gravity center of the vehicle
q_b	: Altezza nominale del baricentro dei carrelli del veicolo dalla superficie di rotolamento della rotaia	q_o^*	: Compensated value of q_o ($=1.25q_o$)
q_o	: Altezza nominale del baricentro del veicolo	q_r	: Flange cross-dimension (the horizontal distance between the intersection point of the joint geometric level with the flange face and the intersection point of a reference line at a distance of 2 mm from the flange tip with the flange face)
q_o^*	: Valore compensato di q_o ($=1.25q_o$)	q_w	: Nominal height of center of the wind force
q_r	: Dimensione trasversale flangia (la distanza orizzontale tra il punto di intersezione del livello geometrico del giunto con la faccia della flangia e il punto di intersezione di una linea di riferimento a una distanza di 2 mm dalla punta della flangia con la faccia della flangia)	q_w^*	: Compensated value q_w ($=1.25q_w$)
q_w	: Altezza nominale del centro della forza del vento	R_c	: Radius of curvature in the horizontal alignment
q_w^*	: Valore compensato q_w ($=1.25q_w$)	R_g	: Switch turnout radius of curvature
R_c	: Raggio di curvatura nel piano orizzontale del binario	S	: Area of the lateral external surface of the vehicle/train
R_g	: Raggio di curvatura dello scambio/deviatoio	S_p	: Total gravitational force
		s	: 'Souplesse' coefficient
		$T_{1,2}$: Lateral creep forces applied on both wheels
		T_t	: Total traffic load
		u	: Wind speed
		U	: Track (normal) cant
		U_{thv}	: Theoretical track cant for a speed V
		U_{thvmax}	: Theoretical track cant for maximum speed V_{max}
		V	: Vehicle running speed

¹ Nota della Redazione di Ingegneria Ferroviaria.

Si informa il lettore che nella copiosa letteratura e nella rigorosa Normativa di Sicurezza il termine italiano "svio", genericamente tradotto nella lingua anglosassone "derailment", riferisce esclusivamente dei fenomeni riguardanti il sormonto della ruota sul fungo della rotaia. Questa memoria presenta, in una sola categoria fenomenologica (definita come "derailment"), fattori ed eventi diversi, indirizzando il lettore ad una interpretazione più estesa del termine italiano "svio", comprendente, ad esempio, anche l'atto di moto del ribaltamento, come evento finale di molteplici cause primarie delle quali, peraltro, nella trattazione ne sono evidenziate solo alcune specifiche.

¹ Note from the Editorial Board of Railway Engineering.

The reader is informed that in the literature and in the rigorous Safety Regulations, the Italian term "svio", generically translated into the Anglo-Saxon language "derailment", refers exclusively to the phenomena concerning the overlapping of the wheel on the rail head. This paper presents, in a single phenomenological category (defined as "derailment"), different factors and events, addressing the reader to a more extensive interpretation of the Italian term "svio", including, for example, also the act of overturning, as the final event of multiple primary causes of which, moreover, only some specific ones are highlighted in the discussion.

S_p	: Forza gravitazionale totale
s	: Coefficiente 'Souplesse'
$T_{1,2}$: Forze di scorrimento laterale applicate su entrambe le ruote
T_t	: Carico di traffico totale
U	: Sopraelevazione (normale) del binario
U_{thv}	: Sopraelevazione teorica del binario per una velocità V
U_{thvmax}	: Sopraelevazione teorica del binario per la velocità massima V_{max}
$V_{der.dis}$: Velocità oltre la quale si verifica il deragliamento dovuto allo spostamento laterale del binario
$V_{der.ov}$: Velocità oltre la quale si verifica il deragliamento per ribaltamento
$V_{der.wcl}$: Velocità oltre la quale si verifica il deragliamento dovuto al sormonto delle ruote
V_{max}	: Velocità massima di marcia del veicolo
Y_2	: Forza trasversale esercitata sul piano orizzontale ed esercitata nel punto di contatto della ruota 2, in caso di contatto della ruota 1 con la rotaia
yy	: Asse della forza risultante dal deragliamento
α	: Angolo di deriva della sala
β, β_1	: Angolo della flangia di contatto ruota-rotaia
γ_o	: Angolo tra la superficie di rotolamento della ruota 2 e il piano orizzontale (angolo di contatto ruota-rotaia)
γ_{nc}	: Accelerazione residua laterale
γ_{ncmax}	: Massima accelerazione laterale residua consentita
δ_p	: Angolo di sopraelevazione
λ	: $= M'/(M/2)$
μ	: Coefficiente di attrito ruota-rotaia (coefficiente di adesione, coefficiente di Coulomb)
ρ	: Densità dell'aria
ρ_1, ρ_o	: Angolo di attrito ruota-rotaia della ruota 1 e 2 rispettivamente.

$V_{der.dis}$: Speed over which derailment due to lateral displacement of the track occurs
$V_{der.ov}$: Speed over which derailment due to overturning occurs
$V_{der.wcl}$: Speed over which derailment due to wheel climb occurs
V_{max}	: Vehicle maximum running speed
Y_2	: Transversal force acted on the horizontal level and exerted in the point of contact of wheel 2, in case of contact of wheel 1 with the rail
yy	: Derailment resultant force axis
α	: Yaw angle of the wheelset
β, β_1	: Wheel-rail contact flange angle
γ_o	: Angle between the rolling surface of wheel 2 and the horizontal plane (wheel-rail contact angle)
γ_{nc}	: Lateral residual acceleration
γ_{ncmax}	: Maximum permitted lateral residual acceleration
δ_p	: Angle of cant
λ	: $= M'/(M/2)$
μ	: Wheel-rail friction coefficient (adhesion coefficient, Coulomb coefficient)
ρ	: Air density
ρ_1, ρ_o	: Angle of friction wheel-rail of the wheel 1 and 2 respectively.

1. Ambito e descrizione del problema

Il termine 'deragliamento' è usato per descrivere la perdita definitiva di contatto di almeno una ruota del veicolo ferroviario con la superficie di rotolamento della ruota [1].

Il deragliamento di un veicolo ferroviario può essere attribuito a diverse cause (Fig. 1). Tali cause possono essere proprie del sistema ferroviario (alto valore delle forze esercitate dal veicolo al binario, eccessiva velocità del treno, cattive condizioni e progettazione del materiale rotabile, scarsa qualità di marcia del binario e del tracciato, crollo del rilevato, errata regolazione degli scambi) o esterne all'esercizio ferroviario, forte vento laterale, ostacolo sui binari, ecc.). Le cause interne, in base all'effetto che hanno sull'evoluzione del fenomeno, possono essere distinte in dirette o indirette [1].

Indipendentemente dalla causa del deragliamento, i meccanismi che portano alla definitiva perdita di contatto di almeno una ruota del veicolo sono: a) il ribaltamento del veicolo, b) lo spostamento laterale (spostamento)

1. Scope and description of the problem

The term 'derailment' is used to describe the definite loss of contact of at least one vehicle wheel with the rail rolling surface [1].

The derailment of a railway vehicle may be attributed to different causes (Fig. 1). These causes can be internal to the railway system (high value of exerted forces from the vehicle to the track, excessive train speed, bad condition and design of rolling stock, poor ride quality of track and of track layout, embankment collapse, etc.) or external to the railway system (incorrect adjustment of switches, high crosswind, obstacle on tracks, etc.). The internal causes, based on the effect they have on the evolution of the phenomenon, can be distinguished as direct or indirect [1] ones.

Independently of the cause of the derailment, the mechanisms that lead to the definite loss of contact of at least one vehicle wheel are: a) the overturning of the vehicle, b) the lateral displacement (shift) of the track, c) the wheel climb, and d) the gauge widening, or the rail rollover [1][2][3].

Derailments can take place in any track segment of a railway line. Most frequently they occur at turnouts (switches and crossings). Accidents taking place on civil engineering structures are usually the gravest and have the worst consequences, including several fatalities, due to the profound difficulty for all escaping or rescuing operations (on bridges, in tunnels, etc.) as well as the high cost of the applied mitigation measures.

Derailment of vehicles/trains is included among the most serious railway incidents in terms of their conse-

del binario, c) il sormonto della ruota, e d) l'allargamento dello scartamento o il ribaltamento del binario [1][2][3].

I deragliamenti possono avvenire in qualsiasi segmento di binario di una linea ferroviaria. Più frequentemente si verificano ai deviatori (scambi e incroci). Gli incidenti che avvengono sulle opere di ingegneria civile sono solitamente i più gravi e hanno le conseguenze peggiori, tra cui diversi decessi, a causa della profonda difficoltà per tutte le operazioni di fuga o di salvataggio (su ponti, in galleria, ecc.) nonché per l'alto costo delle misure di mitigazione applicate.

Il deragliamento di veicoli/treni è tra gli incidenti ferroviari più gravi in termini di conseguenze. In molti casi le conseguenze sono gravi per i passeggeri (morti, feriti gravi) e particolarmente dannose per il binario, il materiale rotabile (grandi danni materiali) e per l'esercizio della linea in generale (lunghi ritardi, variazioni di orario, soppressione treni). In quanto tale, va precisato che l'Unione Europea classifica i deragliamenti nella categoria degli incidenti 'catastrofici' [1][4][5].

Quanto sopra comporta l'esigenza di procedure rigorose per quanto riguarda l'accertamento delle cause e l'attribuzione delle responsabilità.

Nella maggior parte dei casi, questioni come la responsabilità e il risarcimento finiscono per essere risolte legalmente e hanno anche un impatto sociale diretto.

Ciascuna organizzazione ferroviaria stabilisce una procedura/politica specifica da seguire durante l'indagine su un incidente di deragliamento, che porta alla stesura di un rapporto finale. Un passaggio cruciale di questa procedura è la 'verifica del deragliamento'. La "verifica del deragliamento" documenta essenzialmente il meccanismo del deragliamento che si è verificato, chiarisce le cause del deragliamento e fornisce le informazioni necessarie sia per attribuire le responsabilità sia per adottare le misure appropriate al fine di evitare incidenti simili in futuro.

Per eseguire la verifica del deragliamento sono necessari diversi strumenti, quali strumenti matematici (relazioni analitiche ed empiriche, modelli di simulazione), autopsie, prove di laboratorio, decodifica del materiale

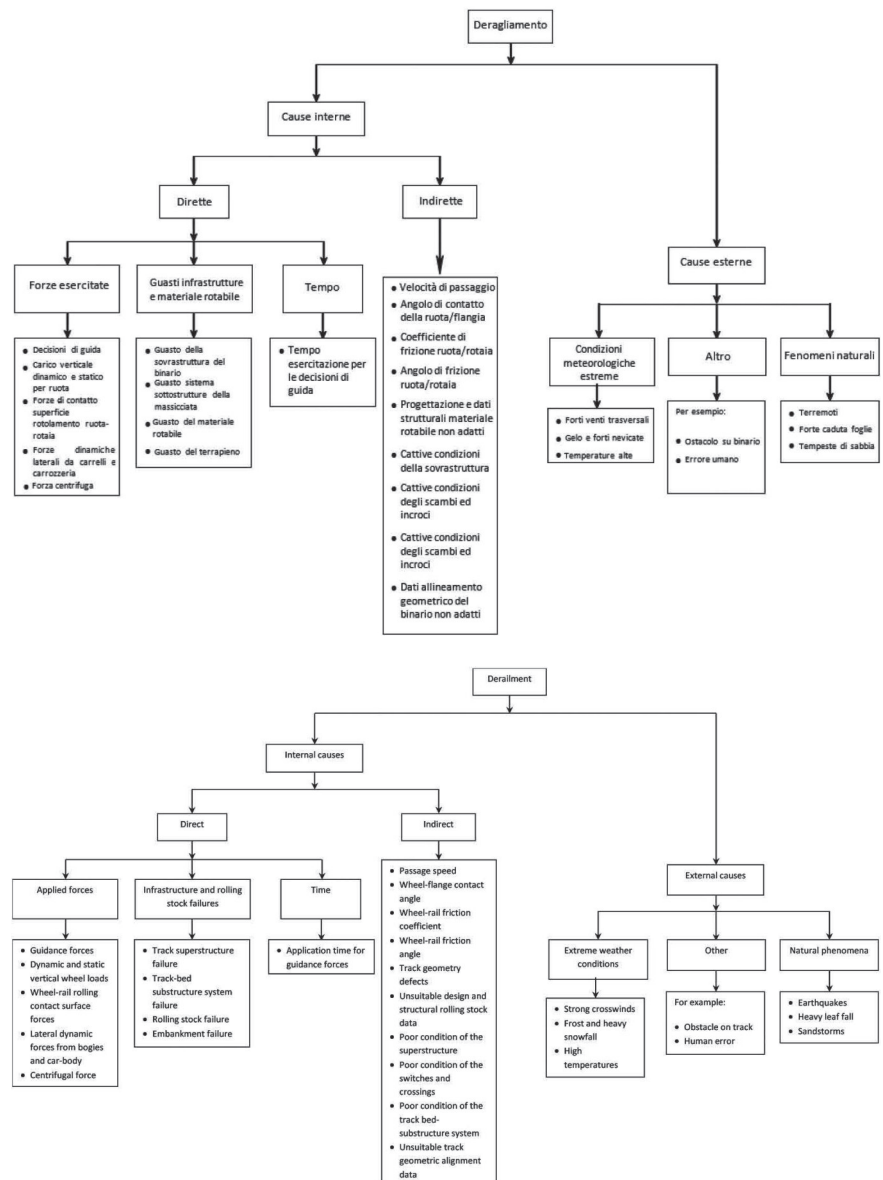


Figura 1 – Cause di deragliamento.
Figure 1 – Causes of derailment.

quences. In many cases, the consequences are grievous for the passengers (deaths, serious injuries) and particularly harmful for the track, the rolling stock (large material damages), and for the operation of the line in general (long delays, timetable changes, and train cancellations). As such, it should be stated that the European Union classifies derailments in the category of 'catastrophic' incidents [1][4][5]

The above result in a requirement for strict procedures as far as the investigation of the causes and the assignment of responsibilities are concerned.

In most of the cases, issues like accountability and compensation end-up being resolved legally while also having a direct social impact.

rotabile e delle apparecchiature di binario (tachigrafi, telecamere), interviste alle parti coinvolte (es. personale, passeggeri, testimoni), ecc.

Non esistono standard universali riguardanti specificamente gli strumenti matematici adottati. Al contrario, molti metodi sono stati sviluppati e utilizzati in alternativa o in combinazione dalle varie organizzazioni ferroviarie ma anche da scienziati specializzati. Questo campo scientifico dell'ingegneria ferroviaria rimane 'aperto' e preoccupa molti ricercatori, mentre vengono pubblicate costantemente nuove relazioni e vengono proposti nuovi strumenti matematici per la verifica specifica.

In questo articolo e per tre (deragliamento per ribaltamento, spostamento laterale del binario e sormonto della ruota) dei meccanismi di deragliamento menzionati:

- Sono presentati gli strumenti matematici utilizzati per la verifica del deragliamento e più specificamente le relazioni analitiche ed empiriche.
- I parametri del materiale rotabile, del binario e dell'esercizio ferroviario coinvolti in un deragliamento sono valutati qualitativamente.
- I suddetti strumenti matematici sono applicati a uno specifico caso di studio, che prevede il movimento di treni lungo il tratto di binario curvo di uno scambio.

Il campo di applicazione di questo lavoro include le reti ferroviarie interurbane ad alta velocità come pure convenzionale, nonché le ferrovie regionali e suburbane.

Questo documento è ritenuto utile ai gestori dell'infrastruttura ferroviaria e agli operatori ferroviari, mentre è di diretto interesse per i progettisti di sistemi ferroviari, i consulenti tecnici ferroviari, le organizzazioni ferroviarie e gli istituti di ricerca, che possono utilizzare le relative relazioni per la valutazione di incidenti effettivi. Allo stesso tempo, questo documento è utile ai ricercatori di ingegneria ferroviaria poiché consente loro di confrontare i risultati delle relazioni matematiche ed empiriche con risultati simili derivati dall'applicazione di vari modelli di simulazione e altri strumenti/apparecchiature matematiche che consentono una più affidabile valutazione dei parametri coinvolti nel fenomeno del deragliamento.

2. Deragliamento per ribaltamento del veicolo

Il deragliamento del veicolo per ribaltamento può verificarsi sia durante il movimento lungo tratti curvi del binario, sia durante il movimento lungo un percorso rettilineo.

2.1. Verifica deragliamento per ribaltamento – Marcia in curva

Durante il movimento o l'immobilizzazione di un veicolo ferroviario su tratti curvi dell'allineamento orizzon-

Each railway organization establishes a specific procedure / policy to be followed during the investigation of a derailment incident, which leads to the drawing of a final report. A crucial step of this procedure is the 'derailment verification'. The 'derailment verification' essentially documents the mechanism of derailment that took place, elucidates the derailment causes, and provides the necessary information both to assign responsibilities and to take the appropriate measures in order to avoid similar incidents in the future.

Various tools are required to perform the derailment verification, such as mathematical tools (analytical and empirical relations, simulation models), autopsies, laboratory tests, decoding of rolling stock and track equipment (tachographs, cameras), interviews with involved parties (e.g. staff, passengers, witnesses), etc.

There are no universal standards regarding specifically the adopted mathematical tools. On the contrary, many methods have been developed and used as alternatives or in combination by the various railway organizations but also by specialized scientists. This scientific field of railway engineering remains 'open' and preoccupies many researchers, while new relations are constantly being published and new mathematical tools for the specific verification are being proposed.

In this paper and for three (derailment due to overturning, track lateral shift, and wheel climb) of the mentioned derailment mechanisms:

- *The mathematical tools used for derailment verification and more specifically the analytical and empirical relations are presented.*
- *The parameters of the rolling stock, the track, and the railway operation that are involved in a derailment are evaluated qualitatively.*
- *The aforementioned mathematical tools are applied to a specific case study, involving the movement of trains along the curved track segment of a turnout.*

The application field of this paper includes intercity railway networks of high and conventional speed as well as regional and suburban railways.

This paper is believed to be useful to railway infrastructure managers and railway operators, while it is of direct interest to railway system designers, railway technical consultants, railway organizations, and research institutes, who can use the relevant relations for the evaluation of actual incidents. At the same time, this paper is of use to railway engineering researchers since it allows them to compare the outcomes of the mathematical and empirical relations with similar results derived from the application of various simulation models and other mathematical tools/equipment that allow a more reliable evaluation of the parameters involved in the derailment phenomenon.

tale, il veicolo può ribaltarsi in determinate condizioni. Il ribaltamento può avvenire verso l'esterno o verso l'interno della curva [1][6].

2.1.1. Verifica mediante relazioni analitiche

Tale verifica si realizza tenendo conto del momento delle forze rispetto al binario su cui si ribalta il veicolo (Fig. 2).

Si applica l'equazione (1):

$$V_{der.ov}^2 = R_c \cdot g \cdot \frac{\frac{U}{2e_o} + \frac{2e_o}{2q_o}}{\left(1 - \frac{U}{2e_o} \cdot \frac{2e_o}{2q_o}\right)} \quad (1)$$

2.1.2. Verifica utilizzando formule semi-empiriche

La formula di Kunieda (equazione (2)) [8][9] è una formula semplificata utilizzata per calcolare l'indice di pericolo D contro il ribaltamento del treno. La velocità critica $V_{der.ov}$ contro il ribaltamento si calcola ponendo $D=1$ nell'equazione (2). In genere si trascura il terzo termine.

$$D = \frac{2q_o^*}{2e} \left(\frac{V_{der.ov}^2}{R_c \cdot g} - \frac{U}{2e} \right) + \frac{2q_o^*}{2e} \left(1 - \frac{\lambda}{1+\lambda} \cdot \frac{q_b}{q_o^*} \right) \cdot \frac{\alpha_y}{g} + \frac{q_w^* \rho^* u^2 \cdot S \cdot C_D}{m \cdot g \cdot 2e} \quad (2)$$

2.1.3. Verifica utilizzando formule empiriche

È applicabile solo quando $q_o > 2,25m$ e si riferisce solo ai casi in cui il ribaltamento avviene verso l'esterno del binario [10].

Affinché si verifichi un deragliamento per ribaltamento, deve applicarsi la seguente condizione [10]:

$$\gamma_{ncmax} > \frac{g}{3} \quad (3)$$

Inoltre, valgono le seguenti equazioni:

$$\gamma_{nc} = \frac{v^2}{R_c} - \frac{g \cdot U}{2e_o} \quad (4)$$

$$\gamma_{nc} = g \cdot \frac{I}{2e_o} \quad (5)$$

Dalle equazioni (3) e (4) si può dedurre che affinché si verifichi un deragliamento verso l'esterno del binario per ribaltamento deve essere vera la seguente condizione:

$$I > \frac{2e_o}{3} \quad (6)$$

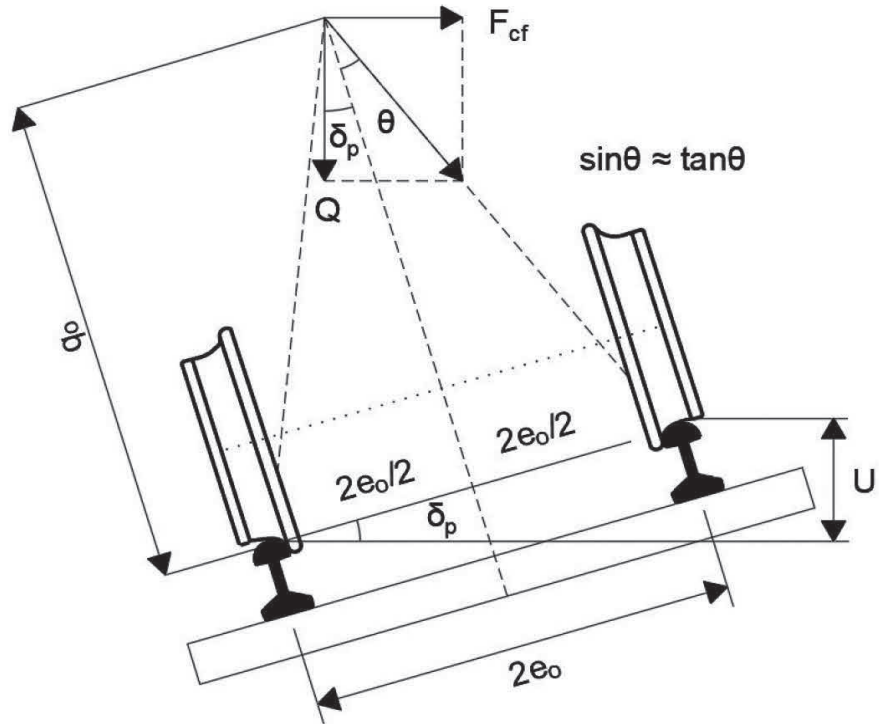


Figura 2 – Meccanismo di ribaltamento del veicolo (adattato da R. RIVIER, Railway Notes, EPFL, 1984/85) [7].

Figure 2 – Vehicle overturning mechanism (Adapted from R. RIVIER, Railway notes, EPFL, 1984/85)[7].

2. Derailment as a result of vehicle overturning

Vehicle derailment due to overturning may occur both during movement along curved segments of the track as well as movement along a straight path.

2.1. Check for derailment due to overturning – Movement along curved track segments

During the movement or immobilization of a railway vehicle on curved segments of the horizontal alignment, the vehicle may overturn under certain conditions. Overturning may occur toward the outside or the inside of the curve [1][6].

2.1.1. Check using analytical relations

This check is realized taking into account the moment of forces in regard to the railhead over which the vehicle overturns (Fig. 2).

Equation (1) applies

$$V_{der.ov}^2 = R_c \cdot g \cdot \frac{\frac{U}{2e_o} + \frac{2e_o}{2q_o}}{\left(1 - \frac{U}{2e_o} \cdot \frac{2e_o}{2q_o}\right)} \quad (1)$$

Dalle equazioni (4) e (5) si può anche dedurre che affinché si verifichi un deragliamento verso l'esterno del binario per ribaltamento deve essere vera la seguente condizione:

$$V > V_{\text{der.ov}} = \sqrt{R_c \cdot g \cdot \left(\frac{1}{3} + \frac{U}{2e_0}\right)} \quad (7)$$

Osservazione

Se consideriamo la *souplesse* che potrebbe essere rilevante in caso di veicoli ribaltabili, l'equazione (5) viene trasformata in [11]:

$$\gamma_{\text{nc}} = g \cdot \frac{1}{2e_0} (1 + s) \quad \text{per veicoli convenzionali} \quad (5a)$$

$$\gamma_{\text{nc}} = g \cdot \frac{1-C}{2e_0} \quad \text{per veicoli ribaltabili} \quad (5b)$$

2.2. Verifica deragliamento per ribaltamento – Marcia in rettilineo

Quando si percorrono tratti rettilinei di binario, questo particolare tipo di deragliamento può verificarsi a causa di forti venti trasversali e seguendo sempre la direzione del vento.

2.2.1. Verifica mediante relazioni analitiche

Tale verifica viene effettuata tenendo conto dei momenti: a) della forza del vento trasversale e b) del peso totale del veicolo rispetto al binario su cui il veicolo viene ribaltato. Inoltre, valgono le seguenti equazioni:

$$m \cdot g \cdot e_0 = q_0^* \cdot H_w \quad (8)$$

$$H_w = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot u^2 \cdot C_D \quad (9)$$

$$u = \sqrt{\frac{m \cdot g \cdot 2e_0}{q_0^* \cdot \rho \cdot S \cdot C_D}} \quad (10)$$

2.2.2. Verifica utilizzando formule semi-empiriche

È applicabile anche la formula di Kunieda [8] ($U = 0$, $R_c = \infty$).

Come dedotto dalle informazioni sopra riportate, indipendentemente dal fatto che ci si riferisca ad un ribaltamento verso l'interno della curva, all'esterno della curva, oppure in corrispondenza di un tratto rettilineo, un baricentro 'alto' del veicolo, un peso contenuto, e un alto valore della forza del vento laterale (velocità del vento elevate e ampia superficie del veicolo) aumentano il rischio di ribaltamento.

2.1.2. Check using semi-empirical formulas

The Kunieda's formula (Equation (2)) [8][9] is a simplified one that is used to calculate the danger index D against train overturning. The critical speed $V_{\text{der.ov}}$ against overturn is calculated by putting $D=1$ in Equation (2). Generally, the third term is neglected.

$$D = \frac{2q_0^*}{2e} \left(\frac{V_{\text{der.ov}}^2}{R_c \cdot g} - \frac{U}{2e} \right) + \frac{2q_0^*}{2e} \left(1 - \frac{\lambda}{1+\lambda} \cdot \frac{q_b}{q_0^*} \right) \cdot \frac{\alpha_y}{g} + \frac{q_w^* \rho \cdot u^2 \cdot S \cdot C_D}{m \cdot g \cdot 2e} \quad (2)$$

2.1.3. Check using empirical formulas

It is applicable only when $q_0 > 2.25m$ and refer only to cases where the overturning occurs towards the outside of the track [10].

For derailment due to overturning to occur the following condition must apply [10]:

$$\gamma_{\text{ncmax}} > \frac{g}{3} \quad (3)$$

Moreover, the following equations apply:

$$\gamma_{\text{nc}} = \frac{V^2}{R_c} - \frac{g \cdot U}{2e_0} \quad (4)$$

$$\gamma_{\text{nc}} = g \cdot \frac{1}{2e_0} \quad (5)$$

From Equations (3) and (4) it may be derived that for a derailment towards the outside of the track due to overturning to occur the following condition must be true:

$$1 > \frac{2e_0}{3} \quad (6)$$

From Equations (4) and (5) it may also be derived that for a derailment towards the outside of the track due to overturning to occur the following condition must be true:

$$V > V_{\text{der.ov}} = \sqrt{R_c \cdot g \cdot \left(\frac{1}{3} + \frac{U}{2e_0}\right)} \quad (7)$$

Remark

If we consider the *souplesse* which could be relevant in case of tilting vehicles, then Equation (5) is transformed to [11]:

$$\gamma_{\text{nc}} = g \cdot \frac{1}{2e_0} (1 + s) \quad \text{for conventional vehicles} \quad (5a)$$

$$\gamma_{\text{nc}} = g \cdot \frac{1-C}{2e_0} \quad \text{for tilting vehicles} \quad (5b)$$

2.2. Check for derailment due to overturning – Movement along straight track segments

When moving along straight track segments, this partic-

3. Deragliamento a causa dello spostamento del binario

In caso di deragliamento per spostamento del binario, il pannello di binario (rotaie + traverse) di un segmento di binario viene spostato per effetto di forze laterali significative, con conseguente deragliamento di uno o più veicoli del treno.

Il deragliamento per spostamento del binario (spostamento di binario) si verifica quando:

$$H > H_R \quad (11)$$

Questo è il meccanismo più comune di deragliamento.

La forza trasversale totale H (in t) trasmessa dal veicolo alla rotaia si calcola applicando la seguente formula empirica [11][12][13].

$$H = \alpha_i \cdot \frac{Q \cdot l}{1500} + \frac{Q \cdot V}{1000} \quad (12)$$

Il primo termine dell'equazione (12) si riferisce alle forze quasi statiche e in particolare alla forza centrifuga residua. Il secondo termine si riferisce alle forze dinamiche casuali derivanti dalle irregolarità degli allineamenti dei binari e dai movimenti del veicolo stesso, o dei suoi carrelli, che portano a instabilità al di sopra di una velocità critica (forze dovute alle oscillazioni del veicolo, forze di scorrimento, forze gravitazionali).

Per quanto riguarda il calcolo della resistenza laterale del binario H_R sono state proposte diverse formule [1][10][11][14][15][16] (indicativamente).

3.1. Limite Prud'homme

$$H_R = (0.85) \left(1 + \frac{Q}{3}\right) \quad (13)$$

(H_R, Q in t)

L'equazione (13) (con il fattore di moltiplicazione 0,85) prende in considerazione l'allineamento del binario e le forze termiche applicate sui binari ma suppone un binario destabilizzato.

3.2. Formule empiriche considerando il grado di stabilizzazione del binario e la tipologia delle traverse

- Per traverse di calcestruzzo

$$H_R = 0.6 \cdot (Q + 6) \cdot \left(1 - 0.4 \cdot e^{-\frac{T_t}{60,000}}\right) \quad (14)$$

(H_R, Q, T_t in t, $e = 2.718$)

Per binari completamente stabilizzati ($T_t = \infty$) L'equazione (14) viene trasformata come segue:

$$H_R = 0.6 \cdot Q + 3.6 \quad (15)$$

Per binari completamente destabilizzati ($T_t = 0$) L'equazione (14) viene trasformata come segue:

ular type of derailment may occur due to high crosswinds and always following the direction of the wind.

2.2.1. Check using analytical relations

This check is effectuated taking into account the moments: a) of the crosswind force and b) of the total weight of the vehicle in relation to the railhead over which the vehicle is overturned. The following equations apply:

$$m \cdot g \cdot e_o = q_o^* \cdot H_w \quad (8)$$

$$H_w = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot u^2 \cdot C_D \quad (9)$$

$$u = \sqrt{\frac{m \cdot g \cdot 2e_o}{q_o^* \cdot \rho \cdot S \cdot C_D}} \quad (10)$$

2.2.2. Check using semi-empirical formulas

Kunieda's formula is also applicable [8] ($U = 0, R_c = \infty$).

As derived by the information recorded above, regardless of whether we refer to an overturning towards the inside of the curve, the outside of the curve, or at a straight segment, a 'high' center of gravity of the vehicle, a low weight, and a high value of the side wind force (high wind speeds and large surface area of the vehicle) increase the risk of overturning.

3. Derailment as a result of track displacement

In the case of derailment due to a displacement of the track, the track panel (rails + sleepers) of a track segment is displaced due to the effect of significant lateral forces, resulting in the derailment of one or more of the train's vehicles.

Derailment through displacement of the track (track shift) occurs when:

$$H > H_R \quad (11)$$

This is the most common mechanism of derailment.

The total transversal force H (in t) transmitted from the vehicle to the rail is calculated by applying the following empirical formula [11][12][13].

$$H = \alpha_i \cdot \frac{Q \cdot l}{1500} + \frac{Q \cdot V}{1000} \quad (12)$$

The first term of Equation (12) refers to the quasi-static forces and specifically to the residual centrifugal force. The second term refers to the random dynamic forces deriving from track alignments irregularities and motions of the vehicle itself, or its bogies, leading to unsteadiness above a critical speed (forces due to vehicle oscillations, creep forces, gravitational forces).

In regard to the calculation of the lateral track resistance H_R various formulas have been proposed [1][10][11][14][15][16] (Indicatively):

$$H_R = 0.36 \cdot Q + 2.16 \quad (16)$$

- Per traverse in legno

$$H_R = 0.5 \cdot (Q + 4) \cdot \left(1 - 0.4 \cdot e^{-\frac{T_t}{60,000}}\right) \quad (17)$$

Per binari completamente stabilizzati ($T_t = \infty$) L'equazione (17) viene trasformata come segue:

$$H_R = 0.5 \cdot Q + 2 \quad (18)$$

Per binari completamente destabilizzati ($T_t = 0$) L'equazione (17) viene trasformata come segue:

$$H_R = 0.3 \cdot Q + 1.2 \quad (19)$$

Inoltre, valgono le seguenti equazioni:

$$U_{thvmax} = 11.8 \cdot \frac{V_{max}^2}{R_c} \quad (20)$$

$$I = U_{thvmax} - U \quad (21)$$

(I, U_{thvmax}, U in mm; R_c in m; V in km/h)

Tenendo conto delle equazioni (15), (18), (20), (21) e (12), nonché assumendo una distribuzione uniforme della forza centrifuga tra i due assi del carrello ($\alpha_i = 1$, vedi equazione (12)), si può concludere, basandosi sull'equazione (11), che la velocità $V_{der.dis}$ alla quale si verifica il deragliamento per spostamento laterale del binario (per traverse in cemento o legno su binario completamente stabilizzato) è data dalle seguenti equazioni:

- Binario con traverse in cemento

$$\left(11.8 \cdot \frac{Q}{R_c}\right) \cdot V_{der.dis}^2 + 1.5 \cdot Q \cdot V_{der.dis} - Q \cdot (U + 900) - 5,400 = 0 \quad (22)$$

- Binario con traverse in legno:

$$\left(11.8 \cdot \frac{Q}{R_c}\right) \cdot V_{der.dis}^2 + 1.5 \cdot Q \cdot V_{der.dis} - Q \cdot (U + 750) - 3,000 = 0 \quad (23)$$

(Q in t, R_c in m, U in mm, $V_{der.dis}$ in km/h).

Nei tratti rettilinei di binario, per assenza di sopraelevazione, nell'equazione (12) il parametro I (carenza di sopraelevazione) esprime il difetto trasversale del binario (o lo sghembo del binario). Nei casi in cui il difetto del binario trasversale è nullo, teoricamente non vi è alcun rischio di deragliamento dovuto allo spostamento laterale del binario. Se nell'equazione (12) poniamo $I = 0$, le equazioni (22) e (23) vengono trasformate come segue:

$$V_{der.dis} = 600 + \frac{3,600}{Q} \quad (24)$$

$$V_{der.dis} = 500 + \frac{2,000}{Q} \quad (25)$$

L'applicazione di queste equazioni per $Q = 22,5$ t richiede $V_{der.dis} \geq 760$ km/h per il caso di traverse in cemento e $V_{der.dis} \geq 588,99$ km/h nel caso di traverse in legno, per il verificarsi di un deragliamento per spostamento laterale.

3.1. Prud' homme limit

$$H_R = (0.85) \left(1 + \frac{Q}{3}\right) \quad (13)$$

(H_R, Q in t)

Equation (13) (with the multiplying factor 0.85) takes into consideration the track alignment and the thermal forces applied on rails but supposes a destabilized track.

3.2. Empirical formulas considering the stabilization degree of the track and the type of sleepers

- For concrete sleepers

$$H_R = 0.6 \cdot (Q + 6) \cdot \left(1 - 0.4 \cdot e^{-\frac{T_t}{60,000}}\right) \quad (14)$$

(H_R, Q, T_t in t, $e = 2.718$)

For fully stabilized track ($T_t = \infty$) Equation (14) is transformed as follows:

$$H_R = 0.6 \cdot Q + 3.6 \quad (15)$$

For fully destabilized track ($T_t = 0$) Equation (14) is transformed as follows:

$$H_R = 0.36 \cdot Q + 2.16 \quad (16)$$

- For wooden sleepers

$$H_R = 0.5 \cdot (Q + 4) \cdot \left(1 - 0.4 \cdot e^{-\frac{T_t}{60,000}}\right) \quad (17)$$

For fully stabilized track ($T_t = \infty$) Equation (17) is transformed as follows:

$$H_R = 0.5 \cdot Q + 2 \quad (18)$$

For fully destabilized track ($T_t = 0$) Equation (17) is transformed as follows:

$$H_R = 0.3 \cdot Q + 1.2 \quad (19)$$

Moreover, the following equations apply:

$$U_{thvmax} = 11.8 \cdot \frac{V_{max}^2}{R_c} \quad (20)$$

$$I = U_{thvmax} - U \quad (21)$$

(I, U_{thvmax}, U in mm; R_c in m; V in km/h)

Taking into account Equations (15), (18), (20), (21) and (12) as well as by assuming an even distribution of the centrifugal force among the two axles of the bogie ($\alpha_i = 1$, see Equation (12)), it may be concluded, based on Equation (11), that the speed $V_{der.dis}$ over which derailment due to lateral displacement of the track occurs (for concrete or wooden sleepers over a fully stabilized track) is given by the following equations:

le del binario. Poiché nella pratica non si applicano questi valori di velocità, non può verificarsi un deragliamento per spostamento laterale del binario nel caso di un binario senza difetti del binario. Questo meccanismo può essere attivato solo se il pannello del binario viene spostato lateralmente a causa di altre cause (es. terremoto).

Come dedotto da quanto sopra, per ridurre il rischio di uno spostamento laterale del binario, dobbiamo ridurre la forza orizzontale H che viene trasferita dal veicolo alla rotaia o aumentare la resistenza trasversale del binario H_R o entrambi. Per quanto riguarda H , i parametri che lo influenzano sono derivati direttamente o indirettamente dall'equazione (12).

Per quanto riguarda H_R le seguenti scelte/parametri ne aumentano il valore: traverse in calcestruzzo pesante, rotaie pesanti a saldatura continua, fissaggi elastici, binario completamente stabilizzato, binario in soletta, ottimo stato del sistema binario-sottostruttura, e infine, nel caso di binario con struttura classica:

- a) grande larghezza di occupazione della massicciata;
- b) elevata sopraelevazione della massicciata;
- c) elevato grado di compattazione e durezza della massicciata;
- d) non conforme compattazione della massicciata.

4. Deragliamento dovuto al sormonto della ruota

Affinché si verifichi un deragliamento dovuto al sormonto della ruota, deve prima verificarsi il contatto della flangia con il lato interno della rotaia e, quindi, deve essere applicata una forza di guida (Fig. 3). In corrispondenza della superficie di contatto della flangia della ruota con il lato interno della rotaia, la ruota impone alla rotaia una forza di guida F_1 e il carico verticale della ruota Q_1 . Riceve la reazione verticale N_1 e la forza di scorrimento laterale T_1 (quando si verifica lo scorrimento la forza T_1 è uguale alla forza di Coulomb). In pratica, il deragliamento per sormonto della ruota si verifica quando la risultante delle proiezioni di tutte queste forze sull'asse yy (asse della forza di deragliamento) è diretta verso l'alto e il tempo di applicazione di questa forza risultante è sufficientemente lungo da consentire alla ruota di sormontare il binario.

Il deragliamento per sormonto della ruota può verificarsi quando vi è uno scarico significativo della ruota deragliata con carico simultaneo della ruota non deragliata. Questo fenomeno si può osservare nel caso di movimento a basse velocità in curve con raggio di curvatura ridotto e valori alti di sopraelevazione e sghebo.

La maggior parte dei deragliamenti si verificano nelle aree degli scambi e degli incroci dovuti a diverse cause.

Da notare che il deragliamento per sormonto delle ruote può verificarsi negli scambi, nelle zone dei deviatori, quando la forza centrifuga sviluppata è notevolmente ele-

- *Track with concrete sleepers*

$$\left(11.8 \cdot \frac{Q}{R_c}\right) \cdot V_{\text{der.dis}}^2 + 1.5 \cdot Q \cdot V_{\text{der.dis}} - Q \cdot (U + 900) - 5,400 = 0 \quad (22)$$

- *Track with wooden sleepers:*

$$\left(11.8 \cdot \frac{Q}{R_c}\right) \cdot V_{\text{der.dis}}^2 + 1.5 \cdot Q \cdot V_{\text{der.dis}} - Q \cdot (U + 750) - 3,000 = 0 \quad (23)$$

(Q in t, R_c in m, U in mm, $V_{\text{der.dis}}$ in km/h).

In straight track segments, due to the absence of cant, in Equation (12) the parameter I (cant deficiency) expresses the transversal track defect (or the track twist). In cases when the transversal track defect is null, theoretically there is no risk of derailment due to lateral displacement of the track. If in equation (12) we set $I = 0$, then Equations (22) and (23) are transformed as follows:

$$V_{\text{der.dis}} = 600 + \frac{3,600}{Q} \quad (24)$$

$$V_{\text{der.dis}} = 500 + \frac{2,000}{Q} \quad (25)$$

The application of these equations for $Q = 22.5$ t requires $V_{\text{der.dis}} \geq 760$ km/h for the case of concrete sleepers and $V_{\text{der.dis}} \geq 588.99$ km/h for the case of wooden sleepers, for a derailment due to lateral displacement of the track to occur. Since these values of speed are not applied in practice, derailment due to lateral track displacement in case of a track without track defects cannot occur. This mechanism can be initiated only if the track panel is displaced laterally due to other causes (e.g earthquake).

As derived from the above, to reduce the risk of a lateral displacement of the track, we must reduce the horizontal force H that is transferred from the vehicle to the rail or increase the transversal resistance of the track H_R or both. Regarding H , the parameters that affect it are derived either directly or indirectly from Equation (12).

Regarding H_R the following choices/parameters increase its value:

Heavy concrete sleepers, heavy continuous welded rails, elastic fastenings, fully stabilized track, slab track, very good condition of the system track bed-substructure, and finally, in the case of ballasted track:

- a) large ballast occupancy width;
- b) high ballast super elevation;
- c) high degree of compacting and hardness of the ballast;
- d) rare tamping.

4. Derailment due to wheel climb

For derailment due to wheel climb to occur, firstly flange contact with the inner side of the rail must occur

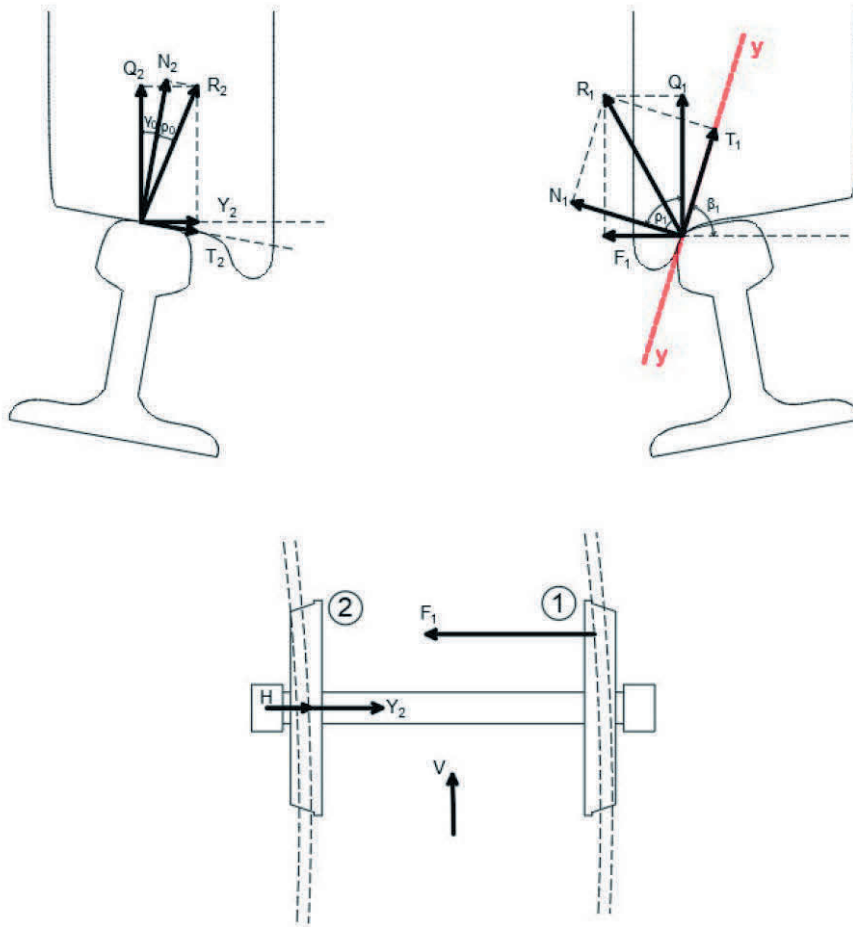


Figura 3 – Deragliamento per sormonto della ruota.
Figure 3 – Derailment due to wheel climb.

vata (negli scambi rettilinei non viene data alcuna sopraelevazione al binario) e la resistenza laterale del binario è elevata (deragliamenti improvvisi) [17].

4.1. Verifica deragliamento per sormonto della ruota

4.1.1. Criteri empirici/sperimentali che stimano la velocità alla quale un veicolo viene deragliato a causa del sormonto delle ruote

L'equazione (28) è derivata dalla formula empirica (26) [7] e dall'equazione analitica (27).

$$\left. \begin{aligned} F_{nc} &= \frac{Q}{4} & (26) \\ F_{nc} &= \frac{Q}{g} \cdot \left[\frac{V^2}{R_c} - g \cdot \frac{U}{2e_o} \right] & (27) \end{aligned} \right\} \Rightarrow V_{der.wcl}^2 = R_c \cdot g \cdot \left(\frac{U}{2e_o} + \frac{1}{4} \right) \quad (28)$$

Le equazioni (26) e (28) sono suggerite in [7] e si basano su dati puramente sperimentali. Corrispondono alle condizioni meno favorevoli per quanto riguarda il deragliamento per sormonto delle ruote.

and, therefore, a guidance force be applied (Fig. 3). At the contact surface of the wheel flange with the inner side of the rail, the wheel imposes on the rail a guidance force F_1 and the vertical load of the wheel Q_1 . It receives the vertical reaction N_1 and the lateral creep force T_1 (when slide occurs the force T_1 is equal to the Coulomb force). In practice, derailment through wheel climb occurs when the resultant of the projections of all these forces on the yy axis (derailment force axis) is directed upwards and the application time of this resultant force is long enough for the wheel to climb over the rail.

Derailment due to wheel climb can occur when there is significant unloading of the derailed wheel with simultaneous loading of the non-derailed wheel. This phenomenon can be observed in the case of movement at low speeds in curves with a small radius of curvature and high values of cant and twist.

Most derailments occur in areas of switches and crossings due to several causes.

It should be noted that derailment due to wheel climb can occur in turnouts, in areas of switches, when the developed centrifugal force is significantly large (in straight turnouts

no cant is given to the track) and the lateral track resistance is high (sudden derailments) [17].

4.1. Check for derailment due to wheel climb

4.1.1. Empirical/experimental criteria that estimate the speed over which a vehicle is derailed due to wheel climb

Equation (28) is derived from the empirical Formula (26) [7] and the analytical Equation (27).

$$\left. \begin{aligned} F_{nc} &= \frac{Q}{4} & (26) \\ F_{nc} &= \frac{Q}{g} \cdot \left[\frac{V^2}{R_c} - g \cdot \frac{U}{2e_o} \right] & (27) \end{aligned} \right\} \Rightarrow V_{der.wcl}^2 = R_c \cdot g \cdot \left(\frac{U}{2e_o} + \frac{1}{4} \right) \quad (28)$$

Equations (26) and (28) are suggested in reference [7] and are based on purely experimental data. They correspond to the least favorable conditions in regard to derailment due to wheel climb.

4.1.2. Criteri che valutano il rapporto F_1 / Q_1

Il deragliamento è evitato quando $\frac{F_1}{Q_1} < K_d$ (29)

Tali criteri si trovano nella letteratura pertinente [2][3][11][17][18][19][20][21][22] e includono indicativamente i seguenti:

- Il criterio di Nadal (l'angolo di deriva dovrebbe essere diverso da zero e considera un "contatto a punto singolo". Non può essere valido per tutti gli angoli di attacco [11] e perde la sua efficacia quando le aree di contatto ruota-rotaia sono multiple).
- Il criterio di Weinstock.
- Criterio di Chartet (Si applica per angoli di deriva di $\alpha > 1^\circ$).
- Criterio di deragliamento per angoli di deriva di $\alpha > 5$ mrad.
- Criterio Wagneriano.

Secondo la letteratura pertinente [20][23][24]:

- In Giappone e nell'Europa occidentale, si suppone che $K_d = 0,8$.
- In Sud America si suppone che $K_d = 1.0$.
- In Cina si suppone che il valore limite di K_d sia 1.0 mentre il limite di rischio è assunto pari a $K_d = 1.2$.

La difficoltà nell'utilizzo di questo particolare tipo di criteri durante l'esecuzione di una verifica di deragliamento è il calcolo della forza guida F.

La forza guida F è di natura stocastica [25]. Il suo valore dipende da diversi parametri. Nella quasi totalità dei casi il calcolo del suo valore avviene per approssimazione e tramite:

- (a) Misure in situ lungo la rotaia con dinamometri posti sulle ruote.
- (b) Modelli di simulazione [26].
Esistono diversi modelli di questo tipo sul mercato e sono utilizzati sia dall'industria che dai ricercatori (SIMPACK, UMLAB, Vampire Pro, Adams / Rail, ecc.). Oltre a quelli già citati, diversi modelli non commerciali sono stati sviluppati da singoli ricercatori o gruppi di ricerca per uso proprio e non sono facilmente reperibili sul mercato [26][27][28][29]. Con questi modelli è possibile studiare in curva il comportamento semi-statico laterale del veicolo e l'effetto delle caratteristiche principali dei carrelli sul posizionamento 'geometrico' delle sale montate sul binario e sulle condizioni di rotolamento delle ruote (spostamenti e angoli di deriva di sale montate, calcolo delle forze di contatto ruota-rotaia, verifica dell'aspetto del contatto della flangia e dello slittamento delle ruote). Utilizzando questi modelli [27][28][29], le forze di guida F_j sono derivate come risultato dell'equazione (30) (tutte le singole forze in questa equazione sono derivate dal modello).

4.1.2. Criteria that evaluate the F_1 / Q_1 ratio:

Derailment is avoided when $\frac{F_1}{Q_1} < K_d$ (29)

Such criteria are found in relevant literature [2][3][11][17][18][19][20][21][22] and indicatively include the following:

- *Nadal's criterion (The yaw angle is supposed to not be zero and considers a 'single-point contact'. It cannot be valid for all attack angles [11] and loses its effectiveness when the wheel-rail contact areas are multiple).*
- *Weinstock's criterion.*
- *Chartet's criterion (Applies for yaw angles of $\alpha > 1^\circ$).*
- *Derailment criterion for yaw angles of $\alpha > 5$ mrad.*
- *Wagner criterion.*

According to relevant literature [20][23][24]:

- *In Japan and Western Europe, it is assumed that $K_d = 0.8$.*
- *In South America it is assumed that $K_d = 1.0$.*
- *In China it is assumed that the limit value of K_d is 1.0 while the risk limit is taken equal to $K_d = 1.2$.*

The difficulty in using this particular type of criteria while performing a derailment verification is the calculation of the guidance force F.

The guidance force F is stochastic in nature [25]. Its value is dependent on several parameters. In almost all cases calculating its value is achieved through approximation and through:

- (a) *In situ measurements along the rail with dynamometers placed on the wheels.*
- (b) *Simulation models [26].
Several models of this kind exist in the market and are used by both the industry and researchers (SIMPACK, UMLAB, Vampire Pro, Adams / Rail, etc.). Aside from the ones already mentioned, several non-commercial models have been developed by individual researchers or research groups for their own use and are not readily available in the market [26][27][28][29]. With these models, it is possible to study in curves the semi-static lateral vehicle behaviour and the effect of the main features of the bogies on the 'geometric' positioning of wheelsets on track and on the wheel rolling conditions (displacements and yaw angles of wheelsets, calculation of the wheel-rail contact forces, verification of appearance of flange contact and of wheels slipping). Using these models [27][28][29], the guidance forces F_j are derived as a result of Equation (30) (all the individual forces in this equation are derived from the model).*

$$F_j = \pm (T_1 + T_2) \pm S_p \pm F_{nc} \pm F_{res} \quad (30)$$

- (c) *Empirically with the use of Equation (31) [2][3][10] (Fig. 4).*

Equation (31) is applicable when the yaw angle of the under-derailment wheelset is large ($\alpha \geq 5$ rad).

$$F_j = \pm (T_1 + T_2) \pm S_p \pm F_{nc} \pm F_{res} \quad (30)$$

(c) Empiricamente con l'uso dell'equazione (31) [2][3][10] (Fig. 4).

L'equazione (31) è applicabile quando l'angolo di deriva della sala montata sotto il deragliamento è ampio ($\alpha \geq 5$ rad).

$$F_1 = H + Y_2 \quad (31)$$

$$Y_2 = Q_2 \cdot \tan(\gamma_o + \rho_o) \quad (32)$$

$$\tan(\gamma_o + \rho_o) = \frac{135}{(150+R_c)} [10] [30] \quad (33)$$

Il valore di $\tan \rho_o$ dipende dalle condizioni atmosferiche e varia tra 0,15 e 1,25 [10].

$\gamma_o = 0,02$ (per un'inclinazione del binario di 1:40).

$$\frac{135}{(150+R_c)} \approx \mu [30] \quad (34)$$

4.1.3. Criteri relativi ai limiti di tempo o di distanza, applicati per limitare la durata del superamento del limite di rapporto F_1/Q_1 sia in scala di tempo che di distanza

Tra questi, a titolo indicativo, i seguenti [2]:

- Limite di distanza per passeggeri ad alta velocità (5 ft) - FRA, USA.
- CHXI 50 millisecondi limite di tempo - Association of American, US.
- Criterio di durata temporale F_1/Q_1 - proposto dalle Ferrovie Nazionali Giapponesi.
- Criterio di durata temporale F_1/Q_1 - proposto dalla Divisione Elettromotrici della General Motors.
- Criterio della distanza di sormento delle ruote - proposto da Transportation Technology Centre, Inc.

4.1.4. Criterio q_r

Questo particolare controllo viene effettuato con l'utilizzo di uno speciale dispositivo di verifica della distanza q_r e può essere utilizzato nelle seguenti circostanze:

- Movimento del veicolo lungo curve a raggio ridotto con un ampio angolo di deriva dell'asse.
- Movimento del veicolo attraverso scambi e incroci.

Viene adottato il seguente valore limite comune (Fig. 4) [15].

$$q_r > 6,5 \text{ mm} \quad (35)$$

$$F_1 = H + Y_2 \quad (31)$$

$$Y_2 = Q_2 \cdot \tan(\gamma_o + \rho_o) \quad (32)$$

$$\tan(\gamma_o + \rho_o) = \frac{135}{(150+R_c)} [10] [30] \quad (33)$$

The value of $\tan \rho_o$ depends on atmospheric conditions and ranges between 0.15 and 1.25 [10].

$\gamma_o = 0.02$ (for a rail incline of 1:40).

$$\frac{135}{(150+R_c)} \approx \mu [30] \quad (34)$$

4.1.3. Criteria related to the time or distance limits, which are applied to limit the exceeding duration of the F_1/Q_1 ratio limit in either time or distance scale

These include, indicatively, the following [2]:

- High speed passenger distance limit (5 ft)-FRA, U.S.
- CHXI 50 millisecond time limit - Association of American, U.S.
- F_1/Q_1 time duration criterion - proposed by Japanese National Railways.
- F_1/Q_1 time duration criterion - proposed by Electromotive Division of General Motors.

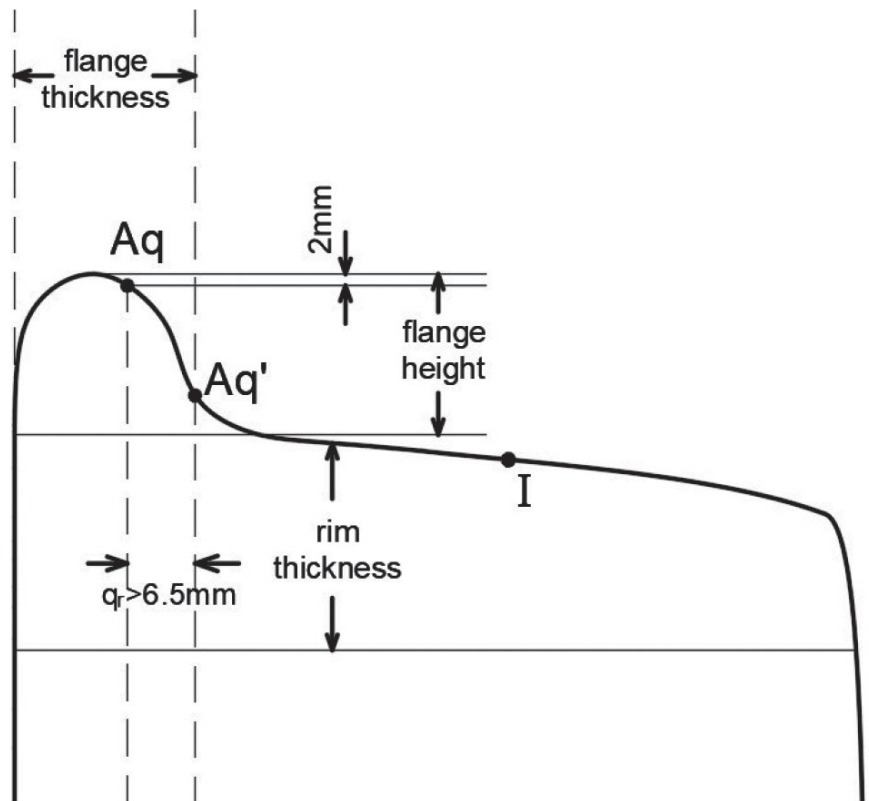


Figura 4 – Controllo del deragliamento per sormento della ruota con l'utilizzo del criterio q_r .

Figure 4 – Wheel climb derailment check with the use of the q_r criterion.

4.1.5. Criterio di riduzione del carico sulle ruote

Il criterio di riduzione del carico sulle ruote (WLR) determina il rischio di svio tenendo in considerazione il rapporto tra la differenza di carico verticale tra le due ruote dell'asse in deragliamento ($|Q_2 - Q_1|$) e il carico totale gravante sull'asse stesso (Q). Se il rapporto supera il valore di 0,6, il rischio di svio si incrementa [19].

5. Deragliamento negli scambi

Negli scambi rettilinei e nello specifico nella parte circolare dello scambio non sono previste sopraelevazioni ($U = 0, R_g \neq 0$), nessun allargamento dello scartamento e nessuna curva di transizione (Fig. 5). Nel caso in cui un treno entri nell'area di scambio con una velocità di gran lunga superiore a quella consentita dal raggio di allineamento orizzontale dello scambio, a causa dell'aumento della forza centrifuga, può verificarsi un deragliamento per sormonto delle ruote (in questo caso, per deragliamento con sormonto della ruota per precedere il deragliamento per spostamento del binario, la resistenza laterale della carreggiata deve essere elevata).

Negli scambi rettilinei valgono le seguenti equazioni:

$$U = U_{thv} - I = 11.8 \cdot \frac{V^2}{R_g} - I = 0 \tag{36}$$

$$V = 0.29 \cdot \sqrt{R_g \cdot I} \tag{37}$$

In base a quanto sopra e supponendo $U = 0$, le equazioni (1), (7), (22), (23) e (28) che riflettono la velocità di deragliamento per varie cause di deragliamento, si trasformano come segue:

5.1. Deragliamento per ribaltamento

$$V_{der.ov} > \sqrt{R_c \cdot \frac{g}{3}} \tag{38}$$

$$V_{der.ov} > \sqrt{R_c \cdot g \cdot \frac{e_o}{q_o}} \tag{39}$$

5.2. Deragliamento dovuto allo spostamento del binario

Per un binario completamente stabilizzato con traverse in cemento:

$$\left(11.8 \cdot \frac{Q}{R_c}\right) \cdot V_{der.dis}^2 + 1.5 \cdot Q \cdot V_{der.dis} - Q \cdot 900 - 5,400 = 0 \tag{40}$$

Per un binario completamente stabilizzato con traverse in legno:

$$\left(11.8 \cdot \frac{Q}{R_c}\right) \cdot V_{der.dis}^2 + 1.5 \cdot Q \cdot V_{der.dis} - Q \cdot 750 - 3,000 = 0 \tag{41}$$

- Wheel climb distance criterion - proposed by Transportation Technology Centre, Inc.

4.1.4. Criterion q_r

This particular check is conducted with the use of a special verification device for the q_r distance and may be used in the following circumstances:

- Vehicle movement along small radius curves with a large axle yaw angle.
- Vehicle movement through switches and crossings.

The following common limit value is adopted (Fig. 4) [15].

$$q_r > 6.5 \text{ mm} \tag{35}$$

4.1.5. Wheel load reduction criterion

The wheel load reduction criterion (WLR) determines the risk of a derailment taking into consideration the ratio of the vertical loading difference between the two wheels of the under derailment axle ($|Q_2 - Q_1|$) and the axle load (Q). If the ratio exceeds the value of 0.6, then the derailment risk is higher [19].

5. Derailment in turnouts

In straight turnouts and specifically in the circular part of the turnout, no track cant ($U = 0, R_g \neq 0$), no track gauge widening, and no transition curve are foreseen (Fig. 5). In case when a train enters the switch area with a speed far greater than the one allowed by the radius of the horizontal alignment of the turnout, due to increased centrifugal force, derailment due to wheel climb may occur (in this case, for derailment with wheel climb to precede derailment through displacement of track, the lateral track resistance must be high).

In straight turnouts the following equations apply:

$$U = U_{thv} - I = 11.8 \cdot \frac{V^2}{R_g} - I = 0 \tag{36}$$

$$V = 0.29 \cdot \sqrt{R_g \cdot I} \tag{37}$$

Based on the above and by assuming $U = 0$, Equations (1), (7), (22), (23) and (28) that reflect the derailment speed for various causes of derailment, are transformed as follows:

5.1. Derailment due to overturning

$$V_{der.ov} > \sqrt{R_c \cdot \frac{g}{3}} \tag{38}$$

$$V_{der.ov} > \sqrt{R_c \cdot g \cdot \frac{e_o}{q_o}} \tag{39}$$



Figura 5 – Deviatoio.
Figure 5 – Turnout.

5.3. Deragliamento dovuto al sormonto della ruota

$$V_{\text{der.wcl}} = \sqrt{R_c \cdot \frac{g}{4}} \quad (42)$$

In particolare, per gli scambi, il valore di K_d deve essere ridotto. Secondo la letteratura [3][10] va assunto pari a 0,4. In tal caso, tuttavia, il carico verticale Q_1 dovrebbe corrispondere al carico dinamico piuttosto che statico.

Infine, secondo la letteratura [31], l'osservazione e l'esperimento indicano che, per motivi di sicurezza, F/Q negli scambi e negli incroci dovrebbe essere limitato nell'ordine di 0,8.

6. Caso di studio

Un treno entra con una velocità di marcia di $V = 140$ km/h nel ramo divergente di uno scambio e precisamente nel tratto curvo dello scambio (zona scambio). La rotaia è dotata di traverse in cemento ed è completamente stabilizzata. Si forniscono i seguenti dati:

- Scartamento normale: $2e_o = 1.500$ mm.
- Scambio rettilineo.
- Raggio di curvatura dello scambio: $R_g = 500$ m.
- Carico sull'asse: $Q = 17$ t.
- Distribuzione uniforme del carico sull'asse tra le ruote: $Q_1 = Q_2 = Q/2 = 8,5$ t
- Accelerazione di gravità: $g = 10$ m/sec².
- Distanza del baricentro del veicolo dalla superficie di rotolamento delle rotaie: $q_o = 1.600$ mm.
- Velocità del vento: $u = 0$.

Si richiede di:

1. Calcolare (in km/h) la velocità massima consentita di marcia lungo il tratto curvo dello scambio tenendo

5.2. Derailment due to track displacement

For a fully stabilized track with concrete sleepers:

$$\left(11.8 \cdot \frac{Q}{R_c}\right) \cdot V_{\text{der.dis}}^2 + 1.5 \cdot Q \cdot V_{\text{der.dis}} - Q \cdot 900 - 5,400 = 0 \quad (40)$$

For a fully stabilized track with wooden sleepers:

$$\left(11.8 \cdot \frac{Q}{R_c}\right) \cdot V_{\text{der.dis}}^2 + 1.5 \cdot Q \cdot V_{\text{der.dis}} - Q \cdot 750 - 3,000 = 0 \quad (41)$$

5.3. Derailment due to wheel climb

$$V_{\text{der.wcl}} = \sqrt{R_c \cdot \frac{g}{4}} \quad (42)$$

Specifically for turnouts, the value of K_d must be reduced. According to literature [3][10] it should be taken equal to 0.4. In such a case however, the vertical load Q_1 should correspond to the dynamic rather than the static load.

Finally, according to literature [31] observation and experiment indicate that for safety, F/Q in switches and crossings should be limited to be in order of 0.8.

6. Case study

A train enters with a running speed of $V = 140$ km/h the diverging branch of a turnout and specifically the curved segment of the turnout (switch area). The track is equipped with concrete sleepers and is fully stabilized. The following data are given:

- Normal track gauge: $2e_o = 1,500$ mm.
- Straight turnout.
- Radius of curvature of the turnout: $R_g = 500$ m.
- Axle load: $Q = 17$ t.
- Even distribution of the axle load among the wheels: $Q_1 = Q_2 = Q/2 = 8.5$ t
- Gravity acceleration: $g = 10$ m/sec².
- Distance of the centre of gravity of the vehicle from the rolling surface of the rails: $q_o = 1,600$ mm.
- Wind speed: $u = 0$.

You are asked to:

1. Calculate (in km/h) the maximum allowed running speed along the curved segment of the turnout taking into account that the current Track Regulation imposes a maximum allowed centrifugal residual acceleration of $\gamma_{ncmax} = 0.7$ m/sec².
2. Undertake, for a speed of 140 km/h, the appropriate derailment checks.
3. Calculate, for a speed of 140 km/h, the centrifugal force that is imposed on the vehicle.

conto che l'attuale Regolamento dei binari impone un'accelerazione centrifuga residua massima consentita di $\gamma_{ncmax} = 0,7 \text{ m/sec}^2$.

- Effettuare, per una velocità di 140 km/h, gli opportuni controlli di deragliamento.
- Calcolare, per una velocità di 140 km/h, la forza centrifuga che viene imposta al veicolo.

Soluzione:

- Sostituendo i valori dati nell'equazione (4) e nello specifico $R_c = R_g = 500 \text{ m}$, $U = 0$, $\gamma_{ncmax} = 0,7 \text{ m/sec}^2$, otteniamo che:

$$\gamma_{ncmax} = \frac{V_{max}^2}{R_c} - g \cdot \frac{U}{2e_o} \Rightarrow V_{max} = 67,34 \text{ km/h}$$

- Controlli del deragliamento

Deragliamento per ribaltamento

a) Calcoli analitici

Dall'equazione (39) e per $R_g = 500 \text{ m}$, $g = 10 \text{ m/sec}^2$, $e_o = 0,75 \text{ m}$, $q_o = 1.600 \text{ mm}$, abbiamo che:

$$V_{der.ov} = 174,28 \text{ km/h} > 140 \text{ km/h}$$

Pertanto, non si verifica il deragliamento per ribaltamento.

b) Calcolo con l'uso dell'Equazione empirica (38) (per $q_o > 2.25 \text{ m}$)

Ponendo $R_c = R_g = 500 \text{ m}$ e $g = 10 \text{ m/sec}^2$ otteniamo che:

$$V_{der.ov} = 146,96 \text{ km/h}$$

Pertanto il deragliamento per ribaltamento non si verificherà poiché $V = 140 \text{ km/h} < V_{der.ov} = 146,96 \text{ km/h}$.

Il fatto che la distanza del baricentro di questo particolare veicolo dalla superficie di rotolamento sia notevolmente inferiore a 2,25 m (caso più favorevole per evitare il ribaltamento del veicolo) consente inoltre di concludere che non si verificherà il deragliamento per ribaltamento.

Deragliamento per spostamento laterale del binario

Dall'equazione (37) e per $V = 140 \text{ km/h}$ e $R_g = 500 \text{ m}$ si ricava che:

$$I = 466,111 \text{ mm}$$

Ponendo $I = 466,11 \text{ mm}$, $Q = 17 \text{ t}$ e $V = 140 \text{ km/h}$ nell'equazione (12) si ricava che:

$$H = 7,76 \text{ t}$$

Applicando l'equazione (15):

$$H_R = 0,6 \cdot Q + 3,6 = 13,8 \text{ t}$$

$$H < H_R$$

Pertanto, non si verifica il deragliamento dovuto allo spostamento laterale del binario.

Usando un altro approccio, dall'equazione (40) e per $R_g = 500 \text{ m}$ e $Q = 17 \text{ t}$ si ricava che:

$$V_{der.dis} = 197,57 \text{ km/h}$$

$$V = 140 \text{ km/h} < V_{der.dis} = 197,57 \text{ km/h}$$

Pertanto, non si verifica il deragliamento dovuto allo spostamento laterale del binario.

Soluzione:

- By replacing the given values in Equation (4) and specifically $R_c = R_g = 500 \text{ m}$, $U = 0$, $\gamma_{ncmax} = 0.7 \text{ m/sec}^2$, we get that:

$$\gamma_{ncmax} = \frac{V_{max}^2}{R_c} - g \cdot \frac{U}{2e_o} \Rightarrow V_{max} = 67,34 \text{ km/h}$$

- Derailment checks

Derailment due to overturning

a) Analytical calculations

From Equation (39) and for $R_g = 500 \text{ m}$, $g = 10 \text{ m/sec}^2$, $e_o = 0.75 \text{ m}$, $q_o = 1,600 \text{ mm}$, we have that:

$$V_{der.ov} = 174.28 \text{ km/h} > 140 \text{ km/h}$$

Therefore, derailment due to overturning does not occur.

b) Calculation with the use of the empirical Equation (38) (for $q_o > 2.25 \text{ m}$)

By setting $R_c = R_g = 500 \text{ m}$ and $g = 10 \text{ m/sec}^2$ we get that:

$$V_{der.ov} = 146.96 \text{ km/h}$$

Therefore derailment due to overturning will not occur since $V = 140 \text{ km/h} < V_{der.ov} = 146.96 \text{ km/h}$.

The fact that the distance of the centre of gravity of this particular vehicle from the rolling surface is significantly lower than 2.25m (most favorable case for avoiding vehicle overturning) also allows us to conclude that derailment due to overturning will not occur.

Derailment due to lateral track shift

From Equation (37) and for $V = 140 \text{ km/h}$ and $R_g = 500 \text{ m}$, it is derived that:

$$I = 466.111 \text{ mm}$$

By setting $I = 466.11 \text{ mm}$, $Q = 17 \text{ t}$, and $V = 140 \text{ km/h}$ in Equation (12) it is derived that:

$$H = 7.76 \text{ t}$$

By applying the Equation (15):

$$H_R = 0.6 \cdot Q + 3.6 = 13,8 \text{ t}$$

$$H < H_R$$

Therefore, derailment due to lateral displacement of the track does not occur.

Using another approach, from Equation (40) and for $R_g = 500 \text{ m}$ and $Q = 17 \text{ t}$ it is derived that:

$$V_{der.dis} = 197.57 \text{ km/h}$$

$$V = 140 \text{ km/h} < V_{der.dis} = 197.57 \text{ km/h}$$

Therefore, derailment due to lateral displacement of the track does not occur.

Derailment due to wheel climb

a) Based on empirical/experimental criteria that calcu-

Deragliamento dovuto al sormonto della ruota

a) Basato su criteri empirici/sperimentali che calcolano la velocità alla quale si verifica il deragliamento dovuto al sormonto della ruota
 Dall'equazione (42) e per $R_g = 500$ m e $g = 10$ m/sec² si ricava che:

$$V_{der.wcl} = 127,27 \text{ km/h}, V = 140 \text{ km/h} > V_{der.wcl} = 127,27 \text{ km/h}$$

Pertanto, si verificherà un deragliamento dovuto al sormonto della ruota.

b) Empiricamente, in base all'equazione (31)

Ponendo nell'equazione (31) $Q_2 = Q/2 = 8,5$ t, $R_g = 500$ m, $\tan(\gamma_o + \rho_o) = \frac{135}{(150+R_c)}$ e $H = 7,76$ t si ricava che:

$$F_1 = 9.519 \text{ t e } \frac{F_1}{Q_1} = \frac{9.519}{8.5} = 1.119 > 0.8 - 1.0$$

Pertanto, si verificherà un deragliamento dovuto al sormonto della ruota.

Nel caso in cui sia noto l'angolo della flangia di contatto ruota-rotai β , allora è applicabile il criterio di Nadal [18]. La Tab. 1 fornisce il risultato del controllo di deragliamento per diversi valori di β e per $\mu = 0,207$ (come deriva dall'equazione (31)) e $\mu = 0,3$.

Come mostrato nella Tab. 1, il valore del coefficiente di attrito μ è cruciale per il risultato della verifica del deragliamento.

3. Calcolo della forza centrifuga

L'equazione (27) si applica per la restante forza centrifuga F_{nc}

$$F_{nc} = \frac{Q}{g} \cdot \gamma_{ncmax} = \frac{Q}{g} \cdot \left(\frac{v_{max}^2}{R_g} - g \cdot \frac{U}{2e_0} \right)$$

e ponendo $R_g = 500$ m, $g = 10$ m/sec², $Q = 17$ t, $V_{max} = 38,88$ m/sec (140 km/h) e $U = 0$, si ricava che

$$F_{nc} = 5,14 \text{ t.}$$

Osservazioni importanti

La forza centrifuga F_{nc} che si è verificata è stata di

late the speed over which derailment due to wheel climb occurs

From Equation (42) and for $R_g = 500$ m and $g = 10$ m/sec² it is derived that:

$$V_{der.wcl} = 127.27 \text{ km/h}, V = 140 \text{ km/h} > V_{der.wcl} = 127.27 \text{ km/h}$$

Therefore derailment due to wheel climb will occur.

b) Empirically, based on Equation (31)

By setting in Equation (31) $Q_2 = Q/2 = 8.5$ t, $R_g = 500$ m, $\tan(\gamma_o + \rho_o) = \frac{135}{(150+R_c)}$ and $H = 7.76$ t it is derived that:

$$F_1 = 9.519 \text{ t and } \frac{F_1}{Q_1} = \frac{9.519}{8.5} = 1.119 > 0.8 - 1.0$$

Therefore derailment due to wheel climb will occur.

In case, wheel-rail contact flange angle β is known, then the Nadal's criterion is applicable [18]. Tab. 1 gives the result of derailment check for different values of β and for $\mu = 0.207$ (as derives from Equation (31)) and $\mu = 0.3$.

As it is shown in the Table 1, the value of friction coefficient μ is crucial for the result of derailment verification.

3. Calculating the centrifugal force

Equation (27) applies for the remaining centrifugal force F_{nc}

$$F_{nc} = \frac{Q}{g} \cdot \gamma_{ncmax} = \frac{Q}{g} \cdot \left(\frac{v_{max}^2}{R_g} - g \cdot \frac{U}{2e_0} \right)$$

and by setting $R_g = 500$ m, $g = 10$ m/sec², $Q = 17$ t, $V_{max} = 38.88$ m/sec (140 km/h) and $U = 0$, it is derived that

$$F_{nc} = 5.14 \text{ t}$$

Important remarks

The centrifugal force F_{nc} that occurred was $5.14 \text{ t} > Q/4 = 4.25 \text{ t}$. Based on the above it may be assumed that the

Tabella 1 – Table 1

Controllo del deragliamento utilizzando il criterio di Nadal - Valori differenti di β e μ
 Derailment check using the Nadal's criterion - Different values of β and μ

$\beta = 55^\circ, \mu = 0,207$	$\frac{F_1}{Q_1} = 1.119 > \frac{\epsilon\phi\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \epsilon\phi\beta} = 0.942$	Si verifica il deragliamento <i>Derailment occurs</i>
$\beta = 55^\circ, \mu = 0,3$	$\frac{F_1}{Q_1} = 1.212 > \frac{\epsilon\phi\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \epsilon\phi\beta} = 0.789$	Si verifica il deragliamento <i>Derailment occurs</i>
$\beta = 60^\circ, \mu = 0,207$	$\frac{F_1}{Q_1} = 1.119 < \frac{\epsilon\phi\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \epsilon\phi\beta} = 1.123$	Il deragliamento non si verifica <i>Derailment does not occur</i>
$\beta = 60^\circ, \mu = 0,3$	$\frac{F_1}{Q_1} = 1.212 > \frac{\epsilon\phi\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \epsilon\phi\beta} = 0.942$	Si verifica il deragliamento <i>Derailment occurs</i>
$\beta = 70^\circ, \mu = 0,207$	$\frac{F_1}{Q_1} = 1.119 < \frac{\epsilon\phi\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \epsilon\phi\beta} = 1.619$	Il deragliamento non si verifica <i>Derailment does not occur</i>
$\beta = 70^\circ, \mu = 0,3$	$\frac{F_1}{Q_1} = 1.212 < \frac{\epsilon\phi\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \epsilon\phi\beta} = 1.341$	Il deragliamento non si verifica <i>Derailment does not occur</i>

$5,14 t > Q / 4 = 4,25 t$. Sulla base di quanto sopra si può ipotizzare che la velocità alla quale il treno deraglia potrebbe essere inferiore a quella di 127,27 km/h.

7. Conclusioni

I deragliamenti su una rete ferroviaria sono incidenti caratterizzati a livello internazionale dalla loro gravità in termini di conseguenze. Conseguenze così gravi e potenzialmente catastrofiche si traducono in procedure molto rigorose per l'indagine e l'attribuzione delle responsabilità con tutto ciò che ciò comporta. I meccanismi di deragliamento sono diversi e le sue cause possono essere varie.

Tutto quanto sopra necessita di un'indagine molto attenta e approfondita di un incidente, richiedendo anche strumenti come autopsie, test di laboratorio, decodifica di materiale rotabile e attrezzature di binario (tachigrafi, telecamere), interviste a tutte le parti coinvolte (es. personale dell'azienda ferroviaria, passeggeri, ecc.) Allo stesso tempo, sono coinvolte molte organizzazioni nell'intero processo.

Per quanto riguarda gli strumenti matematici:

- Non esistono standard adottati universalmente. Al contrario, molti metodi sono stati sviluppati e utilizzati in alternativa o in combinazione dalle varie organizzazioni ferroviarie ma anche da scienziati specializzati. Questo campo scientifico dell'ingegneria ferroviaria rimane 'aperto' e preoccupa molti ricercatori, mentre si pubblicano costantemente nuove relazioni e vengono proposti nuovi strumenti matematici per la verifica specifica.
- I parametri utilizzati nelle relative relazioni differiscono mentre non tutti sono applicabili alle stesse condizioni di traffico.
- Alcune delle relazioni richiedono che i dati sul materiale rotabile e sui binari vengano raccolti immediatamente dopo l'incidente. Altre relazioni, soprattutto quelle empiriche, possono invece essere utilizzate senza richiedere tali informazioni.
- Durante le verifiche del deragliamento, è importante che si documenti il tipo di deragliamento avvenuto (sormonto delle ruote, spostamento laterale del binario, ribaltamento del veicolo, allargamento dello scartamento o ribaltamento del binario).

Questo lavoro, oltre a raccogliere le relazioni analitiche ed empiriche che consentono la valutazione di incidenti reali, è ritenuto utile per i ricercatori di ingegneria ferroviaria poiché consente loro di confrontare i risultati delle relazioni matematiche ed empiriche con risultati simili dall'applicazione di vari modelli di simulazione e altri strumenti/apparecchiature matematiche che consentono una valutazione più affidabile dei parametri coinvolti nel fenomeno del deragliamento.

speed for which the train would derail could be lower than that of 127.27 km/h.

7. Conclusions

Derailments on a railway network are incidents characterized internationally by their severity in terms of their consequences. Such severe and potentially catastrophic consequences result in very strict procedures for the investigation and assignment of responsibilities with everything that entails. The derailment mechanisms are different, and its causes can be various.

All of the above necessitate a very careful and in-depth investigation of an incident, demanding also tools such as autopsies, laboratory tests, decoding of rolling stock and track equipment (tachographs, cameras), interviews with all involved parties (e.g. railway organization personnel, passengers, etc.) At the same time, many organizations are being involved in the whole process.

As far as the mathematical tools are concerned:

- *No universally adopted standards exist. On the contrary, many methods have been developed and used alternatively by the various railway organizations but also by specialized scientists. This scientific field of railway engineering remains 'open' and preoccupies many researchers, while new relations are constantly being published and new mathematical tools for the specific verification are proposed.*
- *The parameters used in the relevant relations differ while not all of them are applicable to the same traffic conditions.*
- *Some of the relevant relations require rolling stock and track data to be collected immediately after the incident. On the other hand, other relations, especially the empirical ones, can be used without requiring such information.*
- *During derailment checks, it is essential that the type of derailment that took place is documented (wheel climbing, track lateral shift, overturning of the vehicle, gauge widening, or rail rollover).*

This paper, apart from gathering the analytical and empirical relations that enable the evaluation of real incidents, is believed that is useful for researchers of railway engineering as it allows them to compare the outcomes of the mathematical and empirical relations with similar results from the application of various simulation models and other mathematical tools / equipment that allow a more reliable evaluation of the parameters involved in the derailment phenomenon.

BIBLIOGRAFIA - REFERENCES

- [1] PYRGIDIS C. (2016), *“Railway Transportation Systems: Design, Construction and Operation”*. Taylor and Francis, p. 475, March, ISBN 978-1-4822-6215-5.
- [2] IWNICKI S. (2006), *“Handbook of Railway Vehicle Dynamics”*. Taylor & Francis Group.
- [3] PROFILLIDIS V. (2014), *“Railway Management and Engineering”*. Routledge.
- [4] UIC (2018), *“Significant accidents”*, *UIC Safety Report 2019*, p. 64, 2019.
- [5] IOANNIDOU A.M., PYRGIDIS C., *The safety level of railway infrastructure and its correlation with the cost of preventive and mitigation measures. International Journal of Railway Research*. Vol 1, No 1, pp. 19-30, 2014.
- [6] ESVELD C. (2011), *“Modern railway track”*. 2nd edition, MRT-Productions, West Germany.
- [7] RIVIER R. (1984-1985), *“Railway Notes”*, EPFL.
- [8] MATSUMOTO A., MICHITSUJI Y., TANIFUJI K. (2015), *“Train-overtaken derailments due to excessive speed – Analysis and Countermeasures”*. *The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*, p. 542.
- [9] YU H., MISU Y., KURIHARA T., *et al.* (2011), *“Study of New Methods of Train Operation Control in Strong Winds”*. *JR East Technical Review*, 19, pp. 31-36.
- [10] AMANS F., SAUVAGE R. (1969), *“La stabilité de la voie vis à vis des efforts transversaux exercés par les véhicules”*. *Annales des Ponts et Chaussées*, Vol. 1, 1969.
- [11] ALIAS J. (1977), *“La voie ferrée”*, Editions Eurolles, Paris.
- [12] MONTAGNÉ S. (1975), *“S. Permanent way for high speed”*. *Instn Mech Engrs*, pp. 35-37.
- [13] PROFILLIDIS V. (1995), *“Railway Engineering”*. Avebury.
- [14] PRUD'HOMME A. (1967), *“La résistance de la voie aux efforts transversaux exercés par le matériel roulant”*. *Revue Générale des Chemins de Fer*, January.
- [15] ORE, C138, RP8. (1984), *“Permissible maximum values for the Y and Q forces and derailment criteria”*. Utrecht.
- [16] SAMAVEDAM G., BLADER F., THOMSON D. (1996), *“Track lateral shift: Fundamentals and state-of-the-art review”*. U.S. Department of Transportation, Federal Railroad Administration, February.
- [17] Centre for Advanced Maintenance Technology, (1998) *“A technical guide for derailments”*, CAMTECH/M/3, MAHARAJPUR, GWA LIOR-474020.
- [18] NADAL M.J. (1896), *“Théorie de la stabilité des locomotives”*. Part 2: Mouvement de lacet, *Annales des Mines* 10.
- [19] KUO C.M., LIN C.C. (2015), *“Analysis of derailment criteria”*. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. pp. 1158-1163, 29 April.
- [20] FP7-TPT-2011-RTD-1P. *“Current status of studies on derailment (state of the art)”*.
- [21] ISHIDA H., MATSUO M. (1999), *“Safety criteria for evaluation of railway vehicle derailment”*. *QR of RTRI*, vol 40, No 1, pp. 18-25, March.
- [22] BRUNER M., CORAZZA G., COSCIOTTI E. (2010), *“Lo svio. Cento e più anni di ricerche di un problema complesso. La scuola tedesca”*. *Ingegneria Ferroviaria*, Dicembre, Vol. 12, pp. 1047.
- [23] *Umdrucke zur Grundvorlesung. Technische Universität München, Teil I 5. Semester WS., 2002/03.*
- [24] QINGYUAN Z., JUN X. (2005), *“A study on mechanical mechanism of train derailment and preventive measures for derailment”*. *Vehicle System Dynamics, International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, pp. 121-147, 2005.
- [25] PROFILLIDIS V.A. (2014), *“Railway Management and Engineering”*, Ashgate, England.
- [26] FIGINI A., PRONE L., (2012), *“La simulazione della dinamica dei veicoli ferroviari: confronto tra codici multibody commerciali”*, *Ingegneria Ferroviaria*, Novembre, Vol. 11, pp. 879-917
- [27] JOLY R., PYRGIDIS C. (1990), *“Circulation d'un véhicule ferroviaire en courbe - Efforts de guidage”*. *Rail International*, No 12, Décembre, Brussels, pp. 11-28.
- [28] PYRGIDIS C. (1990), *“Etude de la stabilité transversale d'un véhicule ferroviaire en alignement et en courbe – Nouvelles technologies des bogies – Etude comparative”*. Thèse de Doctorat de l'ENPC, Paris.
- [29] PYRGIDIS C. (2004), *“Il comportamento trasversale dei carrelli per veicoli tranviari”*. *Ingegneria Ferroviaria*, October, Rome, No 10, pp. 837-847.
- [30] JOLY R. (1983), *“Stabilité transversale et confort vibratoire en Dynamique Ferroviaire”*, Thèse de Doctorat d'Etat, Université de Paris, Paris.
- [31] FRANKLIN A. (2018), *“Wear and derailment risk at facing switches”*, *Network Rail*.