

# **POLITECNICO DI TORINO**

**FACOLTÀ DI INGEGNERIA**

**Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica**

**Tesi di Laurea Magistrale**

***Simulazione termica del contatto ruota-ceppo per  
veicoli ferroviari trasporto merci***



Relatore

**Prof. Nicolò ZAMPIERI**

Correlatore

**Prof. Nicola BOSSO**

Candidato

**Robert GJINI**

Aprile 2021

*Alla mia famiglia*

## Abstract

Il traffico delle merci su rotaia negli ultimi anni sta segnando un forte incremento a seguito inoltre della spinta green delle commissioni europee. I carri merci sono tradizionalmente equipaggiati con impianti frenanti a ceppi in ghisa oppure in materiale composito. L'azione frenante avviene mediante l'accostamento dei ceppi sulla tavola delle ruote e a causa dell'attrito si ha un aumento delle temperature all'interfaccia tra ruota-ceppo. Il materiale dei ceppi adottati ha particolare influenza sulla ripartizione del calore tra ruota e ceppi, infatti, i ceppi in ghisa permettono una migliore ripartizione del calore a differenza dei ceppi in composito, tuttavia, problematiche legate all'instabilità termo-elastica delle ruote e alla rumorosità hanno fatto sì che i ceppi in composito siano sempre più diffusi negli impianti frenanti dei treni merci. Oltre ai fattori appena menzionati, le operazioni di "frenatura di arresto" (stop braking) oppure di "mantenimento" (drag braking) influiscono sulla quantità di calore generato all'interfaccia tra ceppo e ruota. L'obiettivo del presente elaborato è quello di determinare l'evoluzione della temperatura sulla superficie della ruota a seguito di manovre di frenatura di carri merci equipaggiati con freni a ceppi e a questo scopo si sono sviluppati due modelli FEM: uno modello strutturale del contatto che risolve il problema del contatto conforme tra la ruota e il ceppo e un modello termico che permette di simulare l'apporto termico alla ruota, ricavato dall'andamento di pressione, nelle diverse operazioni di frenatura e configurazione dei ceppi. Il modello termico tiene conto non solo del calore entrante nella ruota generatosi per l'attrito con il ceppo, ma anche del raffreddamento per convezione con l'aria e del fenomeno del "rail chill", ossia del raffreddamento dovuto al contatto tra la ruota surriscaldata e la rotaia fredda. Al fine di mantenere ridotti i tempi di calcolo, i due modelli sono disaccoppiati, ossia non simulano la mutua influenza tra stress termici e meccanici né considerano l'usura dei corpi a contatto.

## **Abstract**

Freight traffic by rail, in the last few years, is marking a strong increment as a result of the green thrust of the European commissions. Freight wagons have traditionally been equipped with tread braking systems, based on cast iron or composite brake shoes. The braking action takes place when the brake shoes are pressed against the wheel tread surface and due to the friction sliding, the temperature at the wheel tread-brake shoe interface rises. The brake shoe material has a strong influence on the heat partitioning between the brake block and the wheel. In fact, cast iron shoes allow a better distribution of heat with respect to composite blocks, however, problems related to thermo elastic instability (TEI) phenomena and rolling noise have increased the demand for new composite shoes in braking systems in freight trains. Moreover, "stop braking" and "drag braking" operations affect the amount of heat generated at the brake block-wheel tread interface. The aim of this thesis is the investigation of the evolution of temperature on the wheel surface consequently to braking maneuvers of freight wagons equipped with brake blocks. Therefore, two FEM models were developed for this purpose: a structural model for the solution of the wheel-shoe conformal contact to evaluate the pressure distribution at the contact interface and a thermal model, for the simulation of the temperature distribution due to the thermal flux that affects the wheel during different braking operations for different brake block configurations. The thermal model takes into account not only the wheel temperature rises due to friction heating but also the cooling by convection with ambient air and the "rail chill" phenomenon, i.e., the cooling due to contact between the hot wheel and the cold rail. In order to reduce the computational effort and keep calculation times shorter, the two models are decoupled, i.e., they do not simulate the mutual influence between thermal and mechanical stresses, nor do they consider the wear of the bodies in contact.

## **Ringraziamenti**

Un profondo e sincero ringraziamento lo rivolgo al mio relatore Prof. Nicolò Zampieri, per la possibilità concessami di concludere il mio percorso universitario con questa tesi, nonché per l'aiuto e il supporto dedicatomi. Un profondo grazie lo rivolgo al Dottorando Matteo Magelli per il suo supporto e la sua estrema disponibilità nella stesura di questa tesi.

Un grazie lo voglio rivolgere a tutti i miei amici e colleghi universitari per la fiducia e il supporto concessomi.

Un profondo grazie ai miei inquilini per i sorrisi, la compagnia e la bella amicizia che si è creata in questi anni.

Come ultimo, ma non per ordine di importanza, voglio esprimere il mio profondo rispetto, nonché una forte stima e un sincero ringraziamento alla mia famiglia per l'educazione trasmessami e la possibilità datami, con enormi sacrifici, per il conseguimento di un'istruzione. Grazie di tutto.

# Indice

<b>Introduzione.....</b>	<b>14</b>
<b>1. Treni: classificazione, impianto frenante e timoneria.....</b>	<b>16</b>
1.1. Cenni storici.....	16
1.2. Concetti di base .....	16
1.2.1. Locomotiva/Locomotore.....	17
1.2.2. Carri Merci.....	19
1.2.3. Carrozza passeggeri .....	19
1.2.4. Carrozza semipilota .....	20
1.3. Sistema di frenatura .....	21
1.3.1. Freno elettrodinamico .....	22
1.3.2. Freno meccanico .....	24
1.3.3. Freno elettromagnetico .....	26
1.3.4. Freno Pneumatico .....	26
1.4. Timoneria .....	31
<b>2. Sale montate e ceppi: stato dell'arte .....</b>	<b>39</b>
2.1. Freni a ceppo .....	40
2.1.1. Ceppi in ghisa .....	42
2.1.2. Ceppi in composito .....	43
2.2. Sala montata .....	45
2.2.1. L'assile.....	47
2.2.2. La ruota.....	48
2.2.3. Processo di produzione delle sale .....	51
2.2.4. Composizione chimica delle ruote.....	53
<b>3. Microstruttura e danneggiamenti termomeccanici delle ruote.....</b>	<b>56</b>
3.1. Diagramma di stato ferro-carbonio.....	57
3.2. Curve T.T.T. e C.C.T.....	61
3.2.1. Martensite .....	65
3.2.2. La bainite: .....	67
3.3. Trattamenti termici .....	67
3.3.1. Ricottura Completa .....	67
3.3.2. Sferoidizzazione.....	68
3.3.3. Normalizzazione .....	69
3.3.4. Tempra .....	69
3.4. Danneggiamenti termo-meccanici delle ruote .....	70
3.4.1. Scheggiatura da fenomeni termo-meccanici (TMS).....	70

3.4.2.	Cricche da fenomeni termici.....	71
3.4.3.	Scheggiatura da strisciamento ruota .....	72
<b>4.</b>	<b>MODELLI FEM: Statico Strutturale e Transiente Termico.....</b>	<b>75</b>
4.1.	Modello Statico Strutturale.....	77
4.1.1.	PREP7: Geometria.....	78
4.1.2.	PREP7: Elementi impiegati .....	79
4.1.3.	PREP7: Proprietà materiale .....	86
4.1.4.	PREP7: Carichi e Vincoli .....	87
4.1.5.	SOLU: Ambiente Solution.....	90
4.2.	Modello Transiente Termico .....	91
4.2.1.	Equazione del trasferimento del calore.....	92
4.2.2.	PREP7: Geometria.....	97
4.2.3.	PREP7: Elementi impiegati .....	98
4.2.4.	PREP7: Condizioni al contorno .....	101
4.2.5.	SOLU: Ambiente Solution.....	111
<b>5.</b>	<b>Risultati.....</b>	<b>115</b>
5.1.	Frenatura di mantenimento (Drag braking) .....	115
5.2.	Frenatura di arresto (Stop Braking).....	132
	<b>Conclusioni e sviluppi futuri .....</b>	<b>137</b>
	<b>Appendice.....</b>	<b>140</b>
	Analisi Statica del Contatto .....	140
	Analisi Termico Transiente: Frenatura di Mantenimento.....	148
	Analisi Termico Transiente: Frenatura di Arresto .....	158
	<b>Bibliografia e Sitografia.....</b>	<b>170</b>

## Indice delle figure

Figura 1 Rodiggio locomotive	17
Figura 2 Principi della trazione elettrica	22
Figura 3 principio della frenatura dinamica	22
Figura 4 Principio frenata rigenerativa	23
Figura 5 Principio della potenza elettrica riciclata	23
Figura 6 Ingranaggi sistema frenante	24
Figura 7 Principio della frenata mediante ceppi	24
Figura 8 Principio di frenatura con dischi freno montati sull'assile	25
Figura 9 Principio di frenatura ruota con funzione disco freno	25
Figura 10 Principio del freno elettromagnetico	26
Figura 11 Valvola freno a vuoto Henry	27
Figura 12 Valvola Tripla	29
Figura 13 Sistema frenante pneumatico a una condotta	30
Figura 14 Impianto frenante	30
Figura 15 Timoneria Isostatica ed Iperstatica	32
Figura 16 Vista longitudinale e superiore di un carro merci [7]	33
Figura 17 Gruppo di timoneria centrale [7]	33
Figura 18 Schematizzazione gruppo timoneria centrale	34
Figura 19 Nottolino	35
Figura 20 Timoneria d'asse	35
Figura 21 Timoneria con dispositivo di pesatura automatica	36
Figura 22 Timoneria inferiore	37
Figura 23 Configurazione dei ceppi	40
Figura 24 Ceppi a norma UIC	40
Figura 25 Dimensioni ceppo standard secondo norme UIC	41
Figura 26 Profilo trasversale ceppo	41
Figura 27 Schema carro merci a 2 assi configurazione 2Bg	42
Figura 28 Effetto sulla tavola dei ceppi in composito	44
Figura 29 Andamento del coefficiente di pressione in funzione della velocità per differenti ceppi	45
Figura 30 Carrello Y25	46
Figura 31 Diverse configurazioni di sala montata	47

Figura 32 Asse UIC tipo B	48
Figura 33 Vite serraggio disco	48
Figura 34 Tipi di ruote solide e nomenclatura parti della ruota	49
Figura 35 Ruote a cerchione riportato (a sinistra), Ruote resilienti (a destra)	49
Figura 36 Dimensioni del profilo treni merce e trasporto passeggeri	50
Figura 37 Assile completo	51
Figura 38 Processo di produzione delle ruote	52
Figura 39 Trattamento termico superficiale delle ruote	52
Figura 40 Processo di produzione degli assili	53
Figura 41 Composizione chimica standard delle ruote	54
Figura 42: Requisiti meccanici richiesti dalla norma EN per cerchione e vela	54
Figura 43 Diagramma ferro carbonio	57
Figura 44 Invarianti del diagramma di stato ferro-carbonio	57
Figura 45 Fasi del diagramma ferro carbonio	58
Figura 46 Fasi e Costituenti lega ipoetettoidica	59
Figura 47 Formazione della perlite a partire dalla fase $\gamma$	59
Figura 48 Curva T.T.T. acciaio eutettoidico	62
Figura 49 Curva T.T.T. acciaio ipoeutettoidico	63
Figura 50 Confronto curve T.T.T-C.C.T.	64
Figura 51 Diagramma C.C.T. acciaio ipoeutettoidico	64
Figura 52 Influenza elementi di lega diagrammi T.T.T	65
Figura 53 Variazione Martensite start e finish in funzione del tenore di carbonio	66
Figura 54 Range termico per la ricottura (a sinistra) Linee di demarcazione delle varie fasi (a destra)	68
Figura 55 Processo di tempra	69
Figura 56 Fessurazione e rifollamento nelle zone di contatto	71
Figura 57 Cedimento da Thermal Cracking	71
Figura 58 Presenza della martensite e della scheggiatura nella zona appiattita	72
Figura 59 Schema processo di simulazione della frenata	76
Figura 60 Fasi costruzione del modello	77
Figura 61 Configurazione ceppo/i-ruota analizzati	77
Figura 62 Dimensioni della ruota	78
Figura 63 Dimensioni dei ceppi	78
Figura 64 Elemento PLANE183	79
Figura 65 Elemento CONTA172	79
Figura 66 Elemento TARGE169	80
Figura 67 Elemento MPC184	80

Figura 68 Elementi adottati nel modello statico	81
Figura 69 Problema fisico (a sinistra) e numerico (a destra)	82
Figura 70 Definizione della profondità dell'elemento di contatto	83
Figura 71 Diagramma del corpo libero ruota	87
Figura 72 Carrello a 4 assi configurazione ceppi 2Bg	89
Figura 73 Scomposizione dell'energia totale	91
Figura 74 Modalità di scambio termico	92
Figura 75 Bilancio dell'energia termica per un cubetto infinitesimo di materiale	92
Figura 76 Flusso termico entrante	94
Figura 77 Convezione termica con l'ambiente esterno	94
Figura 78 Dimensioni del modello termico	98
Figura 79 Elementi PLANE77	98
Figura 80 Equazioni interpolanti le proprietà dei materiali	99
Figura 81 Elemento SURF151	100
Figura 82 Elementi adottati nel modello termico	100
Figura 83 Struttura delle Table	101
Figura 84 Primary Variable	102
Figura 85 Variazione del flusso termico apportato al variare del tempo	103
Figura 86 Strategia di riempimento delle table e flussi termici in diversi istanti temporali	104
Figura 87 Effetto della convezione al variare del tempo	106
Figura 88 Strategia di riempimento della table della convezione	107
Figura 89 Modello semplificato	109
Figura 90 Velocità al giro costante	110
Figura 91 Primo passo di iterazione	113
Figura 92 Vista completa mesh modello FEM del contatto, configurazione 1Bg (a sinistra), ingrandimento zona contatto ruota ceppo FEM (a destra)	115
Figura 93 Andamento pressione ceppo in ghisa 1Bg 60-80-100 km/h	116
Figura 94 Confronto tra distribuzione di pressione statica e dinamica	117
Figura 95 Schema delle forze agenti sul ceppo in condizione di strisciamento	117
Figura 96 Andamento pressione ceppo in ghisa configurazione 1Bg e velocità 100 km/h	118
Figura 97 Vista completa mesh modello FEM termico configurazione 1Bg e 2Bg	119
Figura 98 Andamento temperatura ceppo in ghisa 1Bg 60 km/h	119
Figura 99 Andamento della temperatura radiale a 1.5° rispetto all'orizzontale, configurazione 1Bg ceppo in ghisa e velocità 60 km-h	120

Figura 100 Mappa colorata della temperatura a fine simulazione modello FEM, vista in prospettiva	120
Figura 101 Andamento temperatura per diverse velocità di mantenimento: 60-80-100 km/h, ceppi in ghisa in configurazione 1Bg	121
Figura 102 Andamento della temperatura radiale a 1.5° rispetto all'orizzontale, configurazione 1Bg ceppo in ghisa e velocità 60-80-100 km-h	122
Figura 103 Vista completa mesh modello FEM del contatto, configurazione 1Bg (a sinistra), ingrandimento zona contatto ruota ceppo FEM (a destra)	122
Figura 104 Andamento pressione ceppo in ghisa 2Bg 60-80-100 km/h	123
Figura 105 Andamento pressione ceppo in ghisa configurazione 2Bg e velocità 60 km/h	124
Figura 106 Andamento temperatura per diverse velocità di mantenimento: 60-80-100 km/h, ceppi in ghisa in configurazione 2Bg	124
Figura 107 Andamento della temperatura radiale a 1.5° rispetto all'orizzontale, configurazione 2Bg ceppo in ghisa e velocità 60-80-100 km-h	125
Figura 108 Confronto simulazioni per velocità di mantenimento di 60 km/h, ceppi in ghisa in configurazione 2Bg e 1Bg	126
Figura 109 Andamento pressione ceppo in ghisa 2Bg 60-80-100 km/h a parità di potenza frenante	127
Figura 110 Andamento temperatura con ceppo in ghisa configurazione 2Bg e velocità 60-80-100 km/h a parità di potenza frenante	128
Figura 111 Andamento Temperatura per ceppi in ghisa, composito LL e K in configurazione 2Bg per velocità di 60 km/h	129
Figura 112 Andamento temperatura configurazione 1Bg, velocità 100 km/h, 20 ton/asse e potenza frenante di 31.5 kW	131
Figura 113 Andamento temperatura configurazione 1Bg, velocità 100 km/h e 31.5 kW di potenza frenante	131
Figura 114 Pressione-Velocità al variare del tempo	132
Figura 115 Pressione-Velocità adottate nel modello termico	133
Figura 116 Velocità Matlab-Velocità Ansys vs angolo di rotazione	133
Figura 117 Velocità Matlab-Velocità Ansys vs tempo di frenatura	134
Figura 118 Andamento temperatura configurazione 2Bg, velocità 100 km/h, 20 ton/asse per ceppi in ghisa e classe LL	135

## Indice delle Tabelle

Tabella 1 Confronto Freno aria compressa-Freno a vuoto	31
Tabella 2 Proprietà dei materiali adottati	86
Tabella 3 Forze frenanti agenti sui ceppi in condizione di pieno carico (3.8bar) e a tara (1.3bar)	90
Tabella 4 Proprietà del modello al variare della temperatura	99
Tabella 5 Proprietà di riferimento del modello e dei ceppi per il calcolo di $\beta$	106
Tabella 6 Input analisi contatto ceppi in ghisa 1Bg	116
Tabella 7 Input analisi contatto ceppi in ghisa 2Bg	123
Tabella 8 Coefficiente di ripartizione del calore in funzione della configurazione dei ceppi	126
Tabella 9 Simulazioni a parità di potenza ceppi in ghisa configurazione 2Bg per velocità 60-80-100 km/h	127
Tabella 10 Simulazioni per ceppi in ghisa, composito LL e K in configurazione 2Bg per velocità 60 km/h	129
Tabella 11 Simulazioni per ceppi in ghisa in configurazione 1Bg per velocità 60 km/h e 31.55 kW di potenza frenante	130
Tabella 12 Dati input frenatura di arresto ceppi in ghisa	134
Tabella 13 Dati input frenatura di arresto ceppi in composito classe LL	134

# INTRODUZIONE

## Introduzione

Lo scopo di questa tesi risiede nello studio dell'evoluzione della temperatura che avviene durante i processi di frenatura nelle ruote dei treni trasporto merci, equipaggiati con un sistema frenante a ceppi.

Nel primo capitolo vengono trattati i tipi di impianti frenanti con particolare attenzione per gli impianti pneumatici ad una condotta principalmente adottati nei carri merci ferroviari. Rimanendo nel campo dei carri merci si analizza la "timoneria", ossia, l'insieme di leveraggi che permette la trasmissione della forza frenante ai ceppi.

Nel secondo capitolo sono approfonditi i tipi di sale montate e i relativi processi produttivi insieme ai materiali costituenti i ceppi attualmente presenti in commercio.

Essendo lo studio focalizzato sull'analisi degli effetti termici causati dall'azione dei ceppi sulle ruote, nel terzo capitolo, risulta particolarmente interessante lo studio delle microstrutture metallurgiche derivanti dal processo produttivo oppure dalle condizioni operative. Infine, vengono esposti i meccanismi di cedimento termo-meccanico che possono affliggere le ruote.

Nel quarto capitolo sono esposti i due codici FEM adottati nello studio del fenomeno in questione. Nello specifico, un modello statico con la funzione di simulare il contatto ruota-rotai e un modello puramente termico che sfrutta i dati ricavati dal modello statico al fine di simulare operazioni di frenatura di mantenimento e di arresto.

Infine, nel quinto capitolo sono riportati gli andamenti delle pressioni e delle temperature per varie condizioni di frenatura (mantenimento e arresto) e materiale dei ceppi. A complemento, si riporta un caso di confronto tra i dati numerici ottenuti e dati sperimentali presenti in letteratura, in condizione di frenatura di mantenimento.

# CAPITOLO 1

# 1. Treni: classificazione, impianto frenante e timoneria

## 1.1. Cenni storici

I primi treni operativi videro la nascita agli inizi dell'800 in Inghilterra, equipaggiati con motori a vapore. I primi successi furono registrati dai motori Stephenson che permisero la diffusione della locomozione. Da lì a trent'anni il treno si diffuse ampiamente fino a ricoprire un ruolo importante nella società industriale.

Verso la fine dell'800 si ha la progettazione e la diffusione delle locomotive a trazione elettrica. La prima locomotiva elettrica la si deve a W. Von Siemens, e montava un motore elettrico alimentato in corrente continua. Sempre negli stessi anni furono sviluppati motori alimentati in corrente alternata.

Agli inizi del '900 vengono progettati e adottati i motori a combustione interna: i motori diesel. I motori endotermici avevano la finalità (che hanno tutt'ora) di produrre corrente per mezzo di un alternatore, utilizzata per alimentare i motori elettrici, l'organo principale di trazione. Nascono così le prime locomotive diesel-elettriche.

Attualmente i treni ad azionamento elettrico sono i più diffusi, seguiti da treni con locomotive diesel, invece, le locomotive a vapore ricoprono solo una funzione espositiva in quanto non sono più in uso.

Oggi giorno, il trasporto ferroviario ricopre una importante porzione del mercato per il traffico merci e passeggeri, però, a fronte di tematiche ambientali [1] il trasporto ferroviario vedrà un importante crescita, soprattutto per quanto riguarda il trasporto merci.

## 1.2. Concetti di base

Tra le tipologie di veicolo riscontrabili nell'ambito ferroviario troviamo [2]:

- Locomotiva/Locomotore;
- Carro merci;
- Carrozza passeggeri;
- Carrozza semipilota.

### 1.2.1. Locomotiva/Locomotore

La locomotiva costituisce la parte del rotabile che ha la funzione di generare lo sforzo di trazione per il moto del convoglio ferroviario, sia per il trasporto merci che passeggeri. La velocità massima delle locomotive è molto variabile, le locomotive adibite al trasporto merci speciali possono arrivare a velocità massime di 120 km/h [3], invece per locomotive ad alta velocità per trasporto passeggeri si può arrivare a velocità massime di 300 km/h.

Le locomotive sono classificate in base alla fonte di energia primaria che sfruttano; le tipologie più adottate sono le seguenti:

- Locomotive termiche, tra le più degne di nota vi sono le locomotive diesel elettriche;
- Locomotive elettriche, azionate da motori elettrici;

e a loro volta classificabili in funzione del rodiggio. Con il termine rodiggio si intende l'insieme degli organi che hanno la funzione di supporto del peso del veicolo, delle sollecitazioni dinamiche della marcia e che rappresentano l'interfaccia del mezzo con la rotaia. Il rodiggio, mediante una serie di sigle, permette di identificare il numero delle sale che fanno parte dello stesso carrello e nello specifico se si tratta di sale motrici oppure portanti. Tra le locomotive con più ampia diffusione troviamo quelle con quattro assi vincolati e due carrelli denominate, in base alle norme UIC, Bo'Bo' (Figura 1 a)) e locomotive a sei assi e due carrelli denominate Co'Co' (Figura 1 b)). Le lettere "B" e "C" indicano il numero di assi motori per carrello, 2 e 3 rispettivamente, invece, la "o" specifica che per ogni asse del carrello è presente un motore, infine, l'apice " ' " indica che gli assi del carrello sono vincolati, ossia sono collegati meccanicamente allo stesso motore.

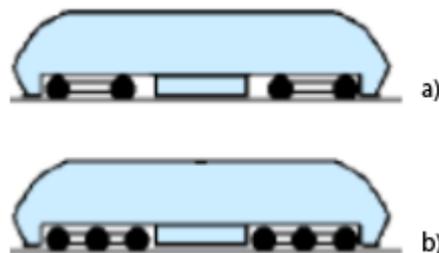


Figura 1 Rodiggio locomotive

#### *Locomotive diesel-elettriche*

Le locomotive diesel-elettriche, sostanzialmente, sono alimentate mediante dei motori endotermici (motore diesel), i quali hanno la funzione, mediante un generatore

elettrico direttamente accoppiato, di produrre corrente in tensione variabile al fine di alimentare i motori elettrici per la trazione e tipicamente anche eventuali sistemi ausiliari. Le potenze che possono raggiungere i motori diesel, installati nella locomotiva, possono essere superiori ai 4 MW [4].

Le locomotive diesel sono multifunzione, infatti, sono adatte al trasporto merci, passeggeri e anche per manovre. Di base, sono composte da una “cassa”, da un “telaio” (che costituisce l’ossatura del rotabile) il quale poggia sulle “sospensioni” montate sui “carrelli”.

Con il termine “cassa” si identifica l’involucro esterno della locomotiva, dove al suo interno, oltre al motore diesel e agli organi di trasmissione è possibile trovare: compressore aria per sistema frenante, batterie, sistema di raffreddamento del motore oltre alla cabina del macchinista

### *Locomotive elettriche*

Le locomotive elettriche sono alimentate mediante una linea elettrica esterna. Si parla di linea aerea se il collegamento tra la locomotiva e la linea elettrica avviene mediante il pantografo, in alternativa esistono sistemi basati sulla terza rotaia.

Le locomotive delle linee alta velocità vengono alimentate in corrente alternata monofase a 25 kV a 50Hz, invece, le locomotive che non fanno parte delle linee alta velocità vengono alimentate in corrente continua a 3kV.

Con l’avanzata dell’elettronica di potenza si è visto un aumento dei rendimenti dei locomotori. Con l’introduzione dei chopper, nella regolazione della tensione nelle alimentazioni in corrente continua, ha avuto luogo il rimpiazzo del precedente meccanismo di regolazione della tensione, i tiristori. I chopper sono dei dispositivi che permettono di variare la tensione in ingresso nel sistema di alimentazione dei motori elettrici in corrente continua. Rimanendo nel campo dell’alimentazione in corrente continua, l’avvento degli’inverter ha visto l’introduzione dei motori asincroni trifase, comportando vari vantaggi, tra i quali:

- Assenza dei collettori;
- Assenza di spazzole;
- Assenza del fenomeno di slittamento degli assi, mediante l’introduzione degli algoritmi di antislittamento (sistemi antiskid);
- Elevati sforzi di trazione.

Di contro, però, richiede un complesso studio nella progettazione dell'intero impianto.

Invece, per quanto riguarda locomotive alimentate in corrente alternata, la tensione all'ingresso del sistema di alimentazione subisce una riduzione mediante un trasformatore a prese variabili.

Nella cassa della locomotiva, oltre all'elettronica di potenza, troviamo dispositivi ausiliari come i "generatori" (con la funzione di erogare tensioni specifiche), dispositivi di raffreddamento come i "gruppo ventilatori" e il "compressore" per la produzione dell'aria compressa per il circuito frenante.

Rispetto alle locomotive termiche, le locomotive elettriche offrono prestazioni superiori in termini di accelerazione di avviamento (elevata coppia di spunto) e decelerazione di frenatura, riduzione della rumorosità, assenza di gas di scarico ed elevate potenzialità nel traffico viaggiatori e ad alta velocità. Di contro troviamo la necessità di una struttura elettrificata da cui prelevare la potenza.

### 1.2.2. Carri Merci

Usati per il trasporto di merci, si dividono in varie categorie in funzione della forma, dimensione e caratteristiche. Tra i più diffusi troviamo:

- Carri merci con configurazione chiusa, dove l'immissione del carico avviene mediante delle porte laterali, attualmente è la versione di carro più diffusa;
- Carri merci lunghi, caratterizzati dall'assenza di una copertura superiore fissa, questa caratteristica ha la funzione di permettere il carico delle merci dall'alto;
- Carri frigo, dove una adeguata coibentazione e compressori permette il controllo della temperatura e la non interruzione della catena del freddo;
- Carro cisterna, che svolge la funzione di trasporto di materiali liquidi;
- Carro porta container, caratterizzato dalla presenza del telaio e dei carrelli. Il telaio viene progettato in funzione dell'attacco e stacco dei container.

I carri merci, come vedremo nel seguito, sono equipaggiati con un sistema frenante a ceppi e raramente adottano un impianto frenante a dischi.

Le velocità massime che possono raggiungere si aggirano intorno ai 90-120 km/h

### 1.2.3. Carrozza passeggeri

Dal nome stesso, le carrozze passeggeri sono destinate al trasporto di passeggeri in ambito regionale, nazionale e internazionale. Le carrozze passeggeri, in generale,

sono portanti, tuttavia, esistono carrozze motorizzate specialmente per i treni a potenza distribuita.

Il numero delle carrozze collegabili alla locomotiva può arrivare fino a 12 unità, generalmente il numero delle unità è minore (6-8 carrozze).

Dalla parte opposta alla testa del convoglio, guidato dalla locomotiva, è comune trovare una carrozza pilota.

#### 1.2.4. Carrozza semipilota

L'aggiunta della carrozza semipilota ha portato enormi semplificazioni nella gestione dei treni una volta arrivati a destinazione. Le carrozze semipilota sono equipaggiate con comandi, i quali, mediante circuiti elettrici, permettono di manovrare il locomotore a distanza. Con questa soluzione si elimina l'inconveniente di operazioni di manovra al fine di spostare la locomotiva alla testa del treno. La carrozza semipilota non prevede la presenza di motori allocati al suo interno, motivo per il quale viene adibita a carrozza passeggeri e tale metodologia trova applicazione soprattutto per treni pendolari reversibili.

Infine, un treno può essere classificato in funzione della tipologia di trazione che esso adotta:

- Tradizionale;
- A potenza distribuita.

Per configurazione tradizionale si intende che alla testa del treno ci siano una o più locomotive, che esplicano la sola funzione trainante delle carrozze ad esso collegate. L'intercambiabilità delle carrozze e delle locomotive costituisce un vantaggio, per questo motivo vengono chiamati anche treni a composizione aperta.

Nella configurazione a potenza distribuita gli assi motorizzati sono allocati in maniera regolare nel convoglio e concorrono a generare la forza trainante necessaria al moto del treno, ma allo stesso tempo non permettono l'intercambiabilità delle locomotive e delle carrozze, motivo per il quale sono denominati a composizione bloccata. A differenza dei veicoli tradizionali, dove vi è la netta separazione tra veicoli trainanti e trainati, nella configurazione a potenza distribuita i veicoli possono svolgere sia la funzione trainante che di trasporto (tipicamente trasporto passeggeri).

I mezzi a trazione distribuita si distinguono in unità di:

- Elettrotreni (o EMU): veicoli mossi dalla trazione elettrica distribuita;

- Autotreni (o DMU): veicoli leggeri mossi da motori diesel distribuiti sui diversi veicoli lungo il convoglio.

### 1.3. Sistema di frenatura

Nei treni, i freni hanno la funzione di controllo della decelerazione, controllo dell'accelerazione oppure di tenuta del veicolo durante le fasi di stazionamento. Tuttavia nel caso dei treni, l'utilizzo e le caratteristiche operative sono più complesse a causa della necessità di controllo di più carrozze collegate in simultanea.

Nel controllo di ogni sistema di frenata, i fattori più importanti che si devono tenere in considerazione sono la pressione, l'area di contatto ceppo-ruota oppure pastiglia-disco, il calore generato e infine i materiali che vengono usati. I freni, affinché possano essere impiegati, devono soddisfare le seguenti condizioni di sicurezza:

- Il freno deve essere in grado di fermare il veicolo durante una manovra di emergenza entro la distanza più breve possibile;
- Non ci dovrebbero essere slittamenti tra le ruote e le rotaie durante l'applicazione del freno e il conducente deve avere il controllo adeguato del veicolo durante l'emergenza;
- L'efficacia dei freni deve rimanere costante anche in caso di applicazione prolungata o durante la discesa;
- Il freno deve mantenere il veicolo fermo anche quando il conducente non è presente.

I freni usati nei veicoli ferroviari possono essere classificati in funzione del loro metodo di attivazione come segue [5]:

- Freno Elettrodinamico;
- Freno Meccanico;
- Freno Elettromagnetico;
- Freno Pneumatico.

I freni pneumatici possono a loro volta essere suddivisi in due sottocategorie:

- Freno a vuoto;
- Freno ad aria compressa.

### 1.3.1. Freno elettrodinamico

Il sistema frenante utilizzato nei treni elettrici è la frenatura elettrodinamica che utilizza il motore in modalità di generatore di corrente elettrica, dove l'energia cinetica viene trasformata in corrente elettrica.

Nelle condizioni di marcia, i motori vengono alimentati mediante il collegamento con il pantografo, il circuito viene infine chiuso con il collegamento a terra identificato dal contatto ruota-rotaia, Figura 2.

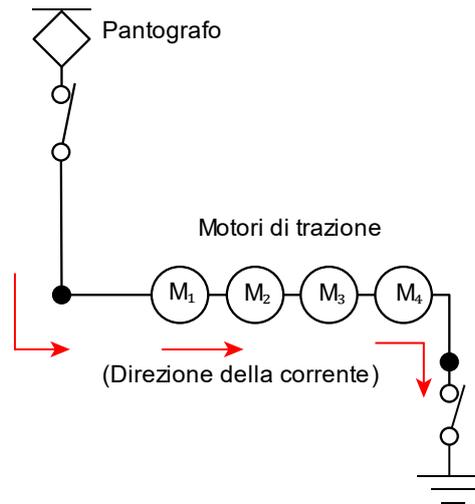


Figura 2 Principi della trazione elettrica

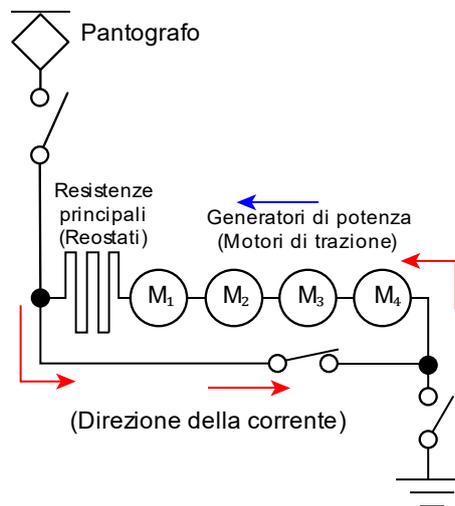


Figura 3 principio della frenatura dinamica

L'elettricità generata dal motore elettrico che agisce da freno, nei treni che non sfruttano la frenata rigenerativa, viene convogliata nel reostato che ha lo scopo di dissipare tale energia elettrica sotto forma di calore, Figura 3. Si noti che nella fase di

frenatura, il pantografo viene scollegato e si crea un circuito chiuso composto da reostati e motori.

Invece, con l'introduzione della frenata rigenerativa si evita che l'elettricità generata dal motore, in fase di frenatura, venga dissipata sotto forma di calore nei reostati, Figura 4. La frenatura rigenerativa utilizza lo stesso tipo di circuito della frenatura dinamica; tuttavia l'elettricità generata in fase di frenatura viene trasmessa al cavo a contatto con il pantografo. Il flusso di elettricità viene gestito da un controllore installato al di sotto del pantografo che si apre e si chiude entro una frazione di tempo.

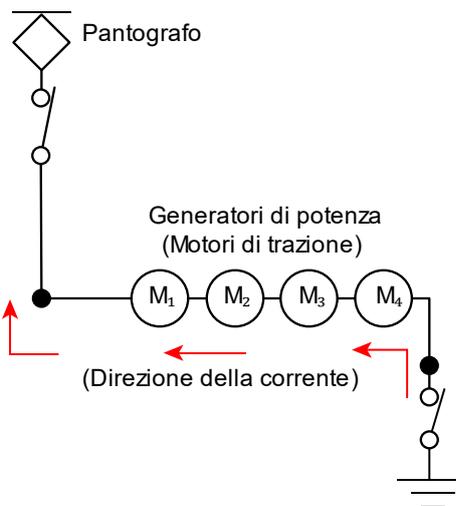


Figura 4 Principio frenata rigenerativa

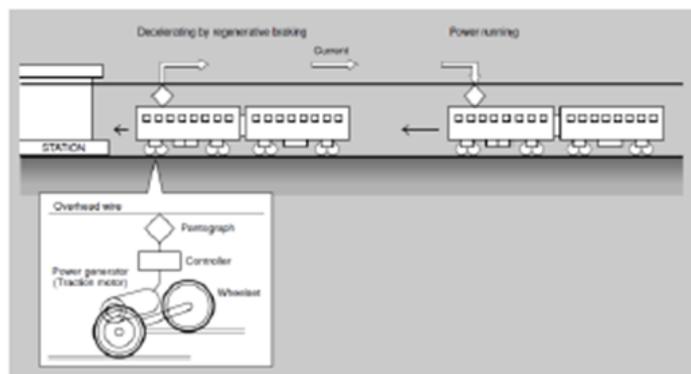


Figura 5 Principio della potenza elettrica riciclata

I sistemi frenanti elettrodinamici sono economici perché non hanno elementi di attrito, a differenza dei sistemi a frenatura meccanica. Il sistema di frenata rigenerativa è ancora più efficiente perché l'elettricità rigenerata dall'energia cinetica del treno

viene recuperata mediante la sua reimmissione in rete, diventando così disponibile per alimentare treni che condividono la stessa linea di alimentazione (Figura 5).

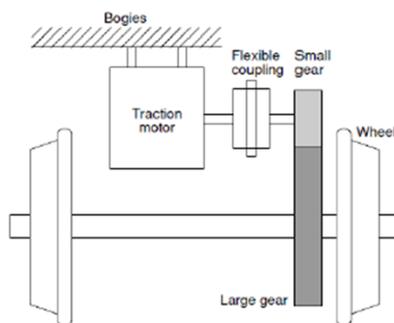


Figura 6 Ingranaggi sistema frenante

Tuttavia, occasionalmente, i sistemi frenanti elettrodinamici sono soggetti a malfunzionamento causa della complessità del circuito interno, ed inoltre la loro efficacia diminuisce alle basse velocità. Pertanto non possono essere utilizzati come freni di emergenza motivo per il quale, in parallelo, si ha la presenza di un sistema frenante pneumatico con in compito di intervenire qualora si verificassero malfunzionamenti del freno elettrodinamico, frenate di emergenza oppure frenate a basse velocità.

In un sistema di frenatura elettrodinamico, la forza frenante del motore di trazione viene trasmesso alle ruote tramite ingranaggi (Figura 6).

### 1.3.2. Freno meccanico

Dispositivi di frenatura di base che si possono trovare nei sistemi di frenatura meccanica sono: freni a ceppo (Figura 7), freni a disco montati sull'assile (Figura 8) e freni a disco montati sulle ruote (Figura 9).

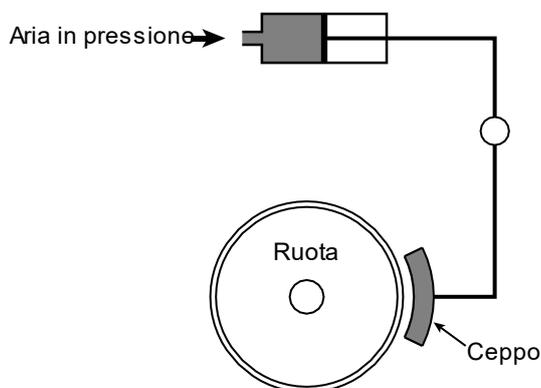


Figura 7 Principio della frenata mediante ceppi

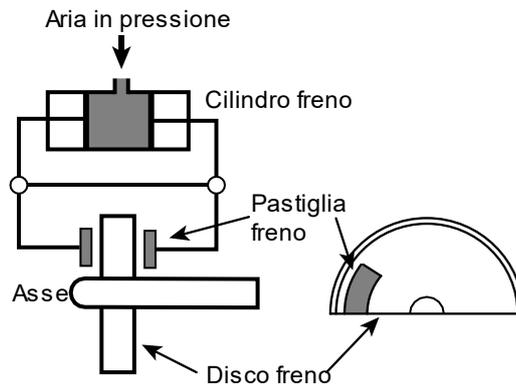


Figura 8 Principio di frenatura con dischi freno montati sull'assile

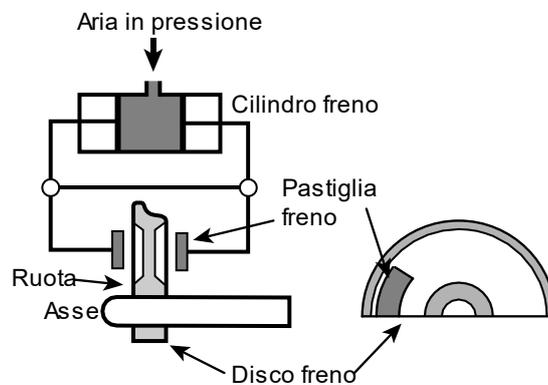


Figura 9 Principio di frenatura ruota con funzione disco freno

Questi meccanismi di frenatura utilizzano una ganascia, la quale applica una coppia di attrito frenate alla ruota. La pressione applicata viene regolata al fine di controllare la forza frenante. Nei freni a ceppo si ha l'applicazione della forza sulla tavola della ruota, motivo che li rende inadatti ai treni ad alta velocità in quanto possono portare al danneggiamento della superficie stessa della ruota. Però, questo sistema di frenatura trova un'ampia diffusione nei treni merci, essendo un sistema affidabile e relativamente economico. Di conseguenza, sui treni ad alta velocità, si usano i freni a disco montati sull'asse o sulla ruota. Il discriminante tra l'impiego di dischi freno sull'asse o sulla ruota sono gli ingombri, in quanto lo spazio richiesto per il motore di trazione può talvolta impedire il montaggio di dischi freno sull'assile, il che porta verso una configurazione con disco freno montato sulla ruota.

### 1.3.3. Freno elettromagnetico

I sistemi di frenatura dei treni tradizionali dipendono in larga misura dall'aderenza tra la tavola della ruota e la rotaia. Nei treni, l'aderenza ruota-rotaia diminuisce con l'aumentare della velocità, comportando così che una minore forza frenante venga esercitata dal treno al fine di ridurre lo scorrimento tra ruota e rotaia, con diretta conseguenza dell'aumento dello spazio di frenata.

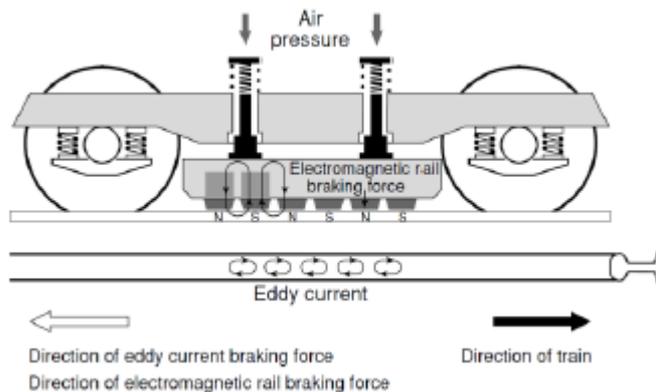


Figura 10 Principio del freno elettromagnetico

Per superare questo problema, è stato sviluppato un sistema frenante elettromagnetico, che non dipende dall'adesione tra corpi. Tale sistema produce una forza frenante mediante repulsione magnetica ottenuta da correnti parassite generate sulla superficie superiore delle rotaie.

In Figura 10 viene illustrato il principio di funzionamento del freno elettromagnetico. Il freno elettromagnetico viene montato sul carrello che a sua volta viene collegato a delle batterie in modo che generino dei poli alternati.

I campi magnetici generati inducono correnti parassite nella superficie superiore delle rotaie, creando una forza che agisce in una direzione opposta al moto del treno, in altre parole, una forza frenante.

### 1.3.4. Freno Pneumatico

Le norme UIC, ed in particolare la fiche UIC-540 [6], impongono che i treni Europei siano equipaggiati con un sistema di frenatura pneumatico, con l'obbligo di rispettare severe specifiche per quanto riguarda la sicurezza e le performance. Di seguito sono riportati i requisiti principali richiesti a un freno ferroviario:

- Automatico: il freno deve entrare spontaneamente in azione in caso di spezzamento del treno;

- Continuo: il freno deve collegare in un solo impianto tutti i veicoli del convoglio, ed almeno in frenatura di emergenza deve essere comandabile da qualsiasi veicolo;
- Regolabile: il freno deve essere moderabile in frenatura ed in sfrenatura;
- Inesauribile: non deve mai perdere di efficacia, in seguito ad un ciclo di frenatura e sfrenatura, l'impianto deve essere nuovamente pronto ad una frenatura.

### *Freno a vuoto*

In passato sono stati introdotti vari sistemi di frenatura delle locomotive, tra i più degni di nota vi sono i freni a vuoto.

Il sistema si basa su cilindri freno speciali, con due camere con un pistone munito di una valvola di non ritorno. La valvola di non ritorno permette il passaggio di fluido (aria) dalla camera superiore (camera A Figura 11) verso quella inferiore (camera B Figura 11), ma non viceversa.

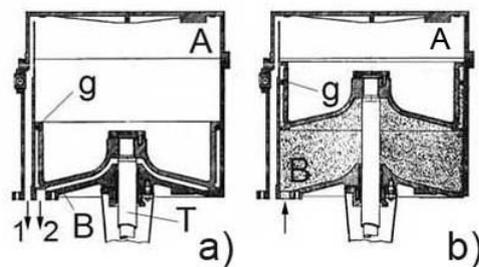


Figura 11 Valvola freno a vuoto Henry

Il freno a vuoto o di Henry richiede, a livello di locomotiva, un impianto capace di generare il vuoto, infatti, prima di iniziare il viaggio la motrice aspira aria dalla condotta e quindi da entrambe le camere, Figura 11 a), abbassando il pistone T che disimpegna i freni.

Per esercitare l'azione frenante è sufficiente riportare la condotta alla pressione atmosferica. Il sistema di frenatura a vuoto deriva la sua forza frenante dalla pressione atmosferica che agisce sul lato inferiore (camera B) del pistone nel cilindro del freno a vuoto mentre si mantiene il vuoto sopra il pistone (camera A), come mostrato Figura 11 b).

Di seguito verranno mostrati i vantaggi di tale sistema [7]:

- È automatico, il freno interviene anche in caso di spezzatura del convoglio, in quanto in condotta viene riportata la pressione ambiente e si ha l'azionamento del freno;
- È inesauribile, generato il vuoto in condotta il freno è di nuovo operativo;
- È moderabile in frenata, mediante l'azione del macchinista può essere immessa pressione in condotta in modo regolabile;
- È continuo, basta aggiungere nei carri delle valvole capaci di aprire la condotta in un qualsiasi punto, ciò è equivalente allo spezzamento del treno.

Però il sistema presenta degli svantaggi non trascurabili:

- Non è moderabile in sfrenatura, in questo caso la condotta viene posta in collegamento con un serbatoio in depressione;
- Si utilizza un salto di pressione al massimo di 1 atmosfera, in realtà di 6-7 decimi di atmosfera, per cui per piccoli sforzi frenanti sono necessari grandi ingombri;
- I tempi di sfrenatura sono molto lunghi. Per ovviare al problema, si sono realizzati impianti più complessi a doppia condotta al fine di ottenere una capacità ausiliaria per sveltire la ricarica e mantenere il vuoto nelle camere superiori dei cilindri freno.

### *Freno ad aria compressa*

La maggior parte dei freni dei treni merci è costituito da un sistema frenante “ad una condotta” ad aria compressa. L'aria compressa viene prodotta nella testa del treno da un compressore e inviata, attraverso una condotta, all'impianto frenante dei carri. Nelle condizioni di marcia, la condotta viene mantenuta ad una pressione di circa 3.8 bar. Nelle operazioni di frenatura la condotta viene depressurizzata, mediante una leva, azionata dal macchinista, chiamata “rubinetto di comando” e che permette di regolare le fasi di frenatura e sfrenatura.

L'operazione di depressurizzazione della condotta è giustificata dal fatto che in prossimità dei cilindri freno sono posti dei serbatoi ausiliari che possano fornire la pressione per la frenata. Nella condotta in pressione, i freni non risentono di squilibri di pressione tra condotta e serbatoio ausiliario, motivo per il quale sono disimpegnati.

Nella operazione di depressurizzazione, la pressione nel serbatoio ausiliario viene convogliata da una speciale valvola verso i cilindri freno che dovranno applicare la

forza frenante. Tale valvola prende il nome di distributore (o valvola tripla), raffigurato in Figura 12, dove si possono osservare [7]:

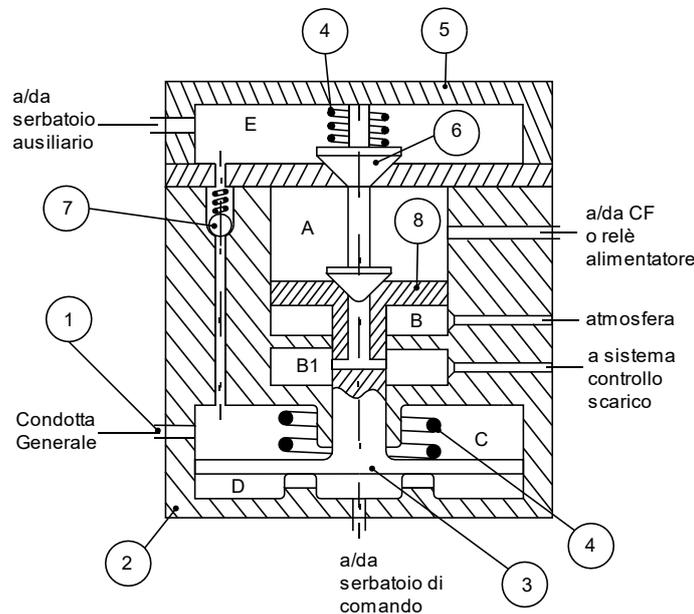


Figura 12 Valvola Tripla

1. Ingresso della condotta;
2. Corpo del distributore;
3. Stantuffo principale;
4. Molla;
5. Coperchio;
6. Doppio otturatore;
7. Valvola di non ritorno;
8. Stantuffo equilibratore.

Il distributore a triplo comando è in grado di gestire tre diverse condizioni di marcia del veicolo:

- Marcia normale;
- Frenata;
- Sfrenatura.

Nella condizione di marcia normale, la condotta si trova in pressione, ossia la pressione nel serbatoio ausiliario non è tale da vincere la pressione che si trova nella camera C e di conseguenza il freno non viene azionato. Si noti che, in questa configurazione, se la pressione nel serbatoio ausiliario risulta inferiore a quello nella condotta, allora, la valvola di non ritorno si apre così da ricaricare il serbatoio fino ad una pressione massima di 3.8 bar.

Nella fase di frenatura, il macchinista fa diminuire la pressione che si ha nella condotta generale. La pressione nella condotta generale risulta quindi minore della pressione che si ha nel serbatoio di comando (identificato dalla lettera D). Lo squilibrio di forze generato si traduce in una traslazione verticale dello stantuffo principale, il cui moto mette in comunicazione la camera del serbatoio ausiliario (identificato dalla lettera E) con la camera che comunica con il cilindro freno (identificato dalla lettera A).

Infine, nella condizione di sfrenatura, la pressione viene ristabilita nella condotta generale portando la camera C alla pressione massima, con conseguente abbassamento dello stantuffo principale, il quale interrompe la comunicazione tra cilindro freno e serbatoio ausiliario.

Il principale inconveniente di un sistema frenante pneumatico con un'unica condotta generale risiede nella caduta dell'informazione della pressione, che passa dalla testa alla coda del treno e questo ritardo, nella frenatura, può raggiungere anche i 45 secondi. La struttura tipica di un freno pneumatico è mostrata in Figura 13:

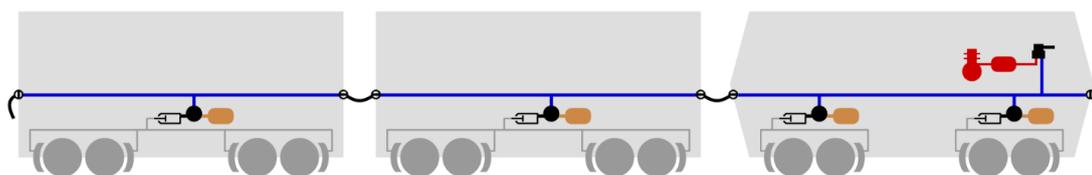


Figura 13 Sistema frenante pneumatico a una condotta

Nello specifico, l'impianto frenante è dotato dei seguenti componenti principali [8], come mostrato in Figura 14:

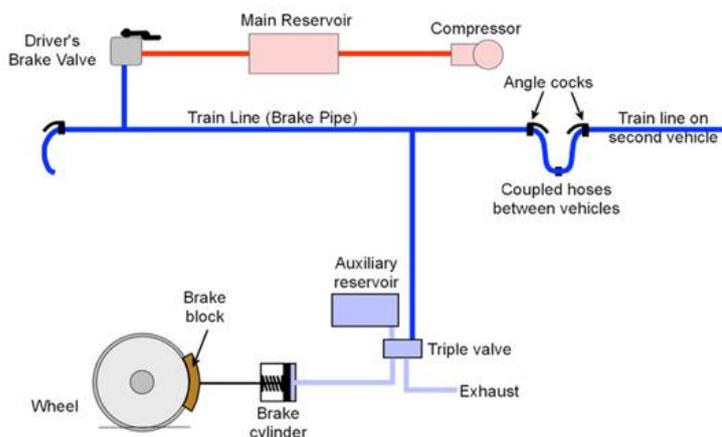


Figura 14 Impianto frenante

- un generatore di aria compressa (Compressor) e un serbatoio principale (Main Reservoir), installati sulla locomotiva;
- un rubinetto di comando (Brake valve), usato dal macchinista per la regolazione del freno;
- una condotta generale (Brake Pipe) che collega l'impianto frenante dei vari veicoli che compongono il convoglio. La variazione della pressione che si ha in condotta è responsabile dell'azionamento dei freni;
- un serbatoio ausiliario (Auxillary reservoir) dove viene immagazzinata aria in pressione a circa 3.8 bar, che confluirà verso i freni nel momento in cui nella condotta generale si verifica una caduta di pressione;
- un distributore a triplo comando (Triple Valve), che regola l'intervento dei freni;
- i cilindri freno (Brake Cylinder) che convertono la pressione dell'aria in forza applicata sugli elementi frenanti (ceppi o dischi).

Come affermato in precedenza il sistema pneumatico risulta uno dei più installati nei treni. Tale sistema offre prestazioni migliori rispetto ai freni a vuoto, una comparazione, di parametri generali e non specifici riscontrati in letteratura, tra i due sistemi è riportata nella Tabella 1 [5].

<i>Parametri</i>	<i>Freno aria compressa</i>	<i>Freno a vuoto</i>
1. Distanza della frenata di emergenza (a partire dalla velocità di 65 km/h)	632m	1097
2. Perdita di potenza frenante	Nessuna perdita	Minimo 20%
3. Peso componentistica per vagone	≈ 275 kg )	≈ 700 kg
4. Sicurezza per tracciati con forte pendenza	Molto sicuro	Necessita di precauzioni aggiuntive
5. Affidabilità generale	Molto buona	Soddisfacente

Tabella 1 Confronto Freno aria compressa-Freno a vuoto

#### 1.4. Timoneria

Con il termine di “timoneria del freno” ci si riferisce all'insieme di meccanismi necessari a trasferire lo sforzo frenante dal cilindro freno agli organi di attrito.

Il sistema può essere differente a seconda che sia presente [7]:

- Un cilindro per carro (merci);

- Un cilindro per carrello;
- Un cilindro per sala.

Tipicamente i meccanismi della timoneria possono comprendere meccanismi atti a:

- Effettuare il recupero del gioco;
- Consentire la variazione di forza frenante nel caso di vuoto/carico.

Alcuni veicoli (carrozze letto) hanno una variazione vuoto carico trascurabile. I carri merci possono avere variazioni importanti del rapporto vuoto carico che possono arrivare a un rapporto anche superiore a 1:3 (5 ton su 22.5).

Nella progettazione della timoneria, si pone particolare attenzione al fatto che, in fase di frenatura, tutti i ceppi siano a contatto con le ruote in modo da avere la frenatura di tutti gli assi. Questa condizione è possibile nel momento in cui la timoneria viene realizzata in modo da essere “isostatica”. Invece, nelle strutture iperstatiche, nella fase di frenatura, alcuni ceppi possono non entrare in contatto con la tavola, con il risultato finale che non tutti gli assi subiscono l’azione frenante, Figura 15.

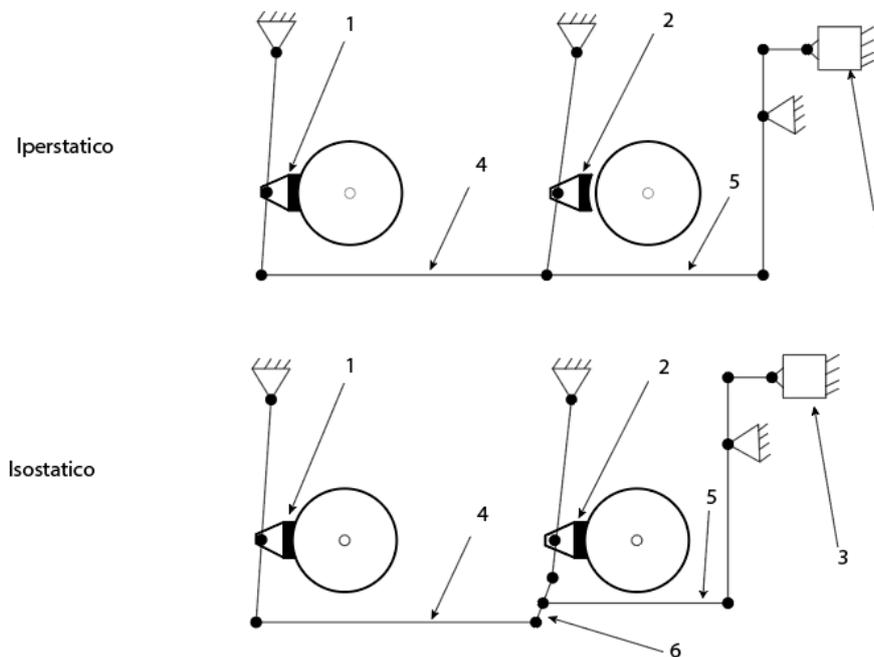


Figura 15 Timoneria Isostatica ed Iperstatica

Dove:

1. Ceppo Freno;
2. Ceppo Freno;
3. Cilindro Freno;

4. Tirante;
5. Tirante;
6. Bilanciere.

In Figura 16 si riportano la vista longitudinale e superiore del sistema di frenatura di un carro merci:

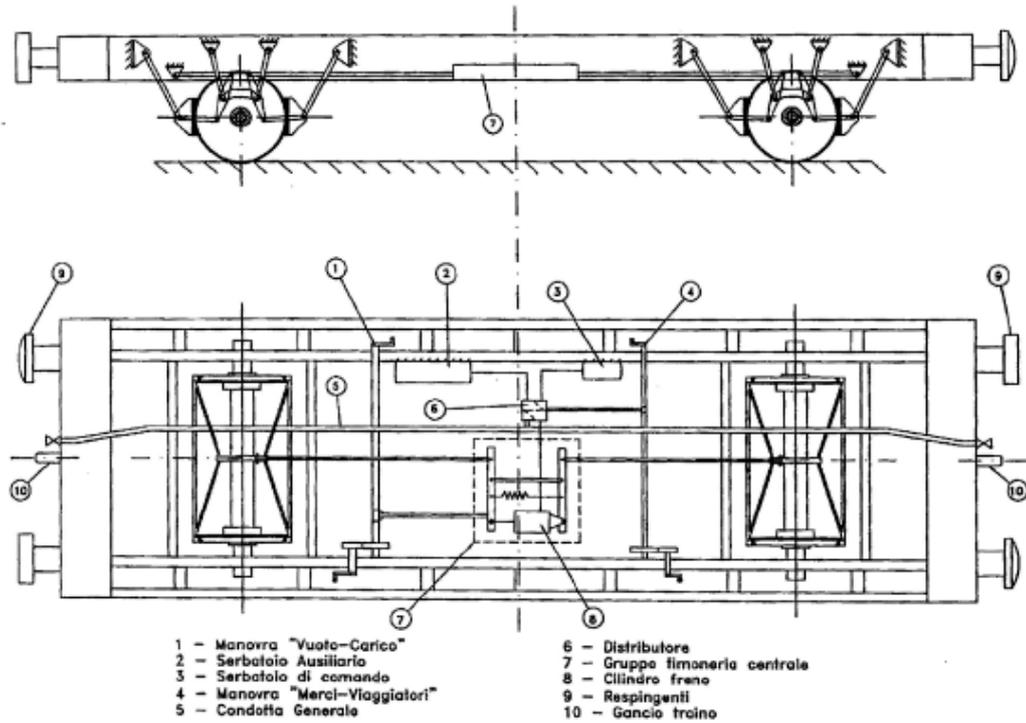


Figura 16 Vista longitudinale e superiore di un carro merci [7]

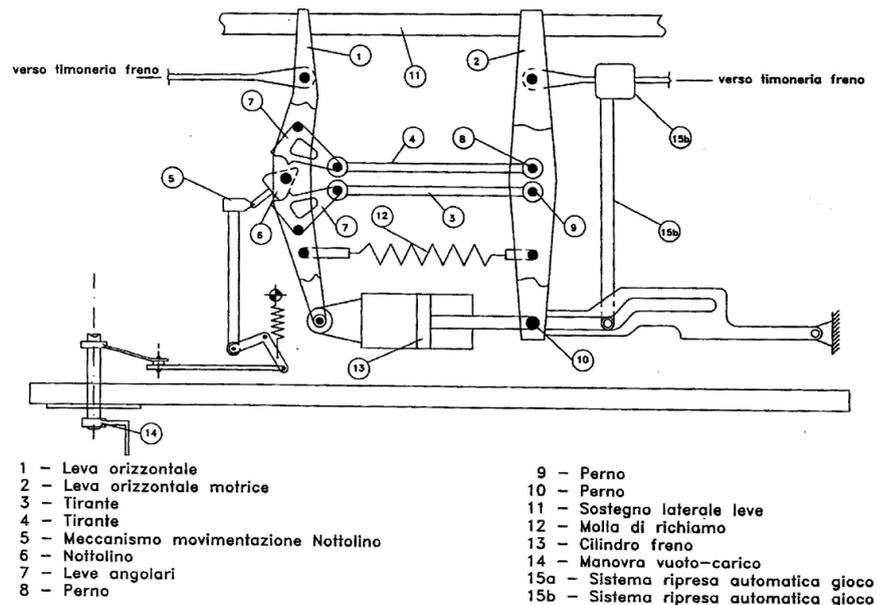


Figura 17 Gruppo di timoneria centrale [7]

Una importante funzione viene svolta dal “gruppo di timoneria centrale” (Figura 16, numero 7 della bollatura). Un ingrandimento del sistema viene mostrato in Figura 17. Invece, in Figura 18 si riporta nuovamente una schematizzazione del gruppo di timoneria centrale. Il cilindro freno viene collegato al carro e lo stelo e il perno sono collegati a due leve (leva dx e leva sx in Figura 15). Le due leve, alle quote  $a$  e  $a'$  rispetto al punto di applicazione della forza  $F_c$ , sono incernierate mediante due tiranti, i quali forniscono gli sforzi  $T$  e  $T''$  alla timoneria d'asse.

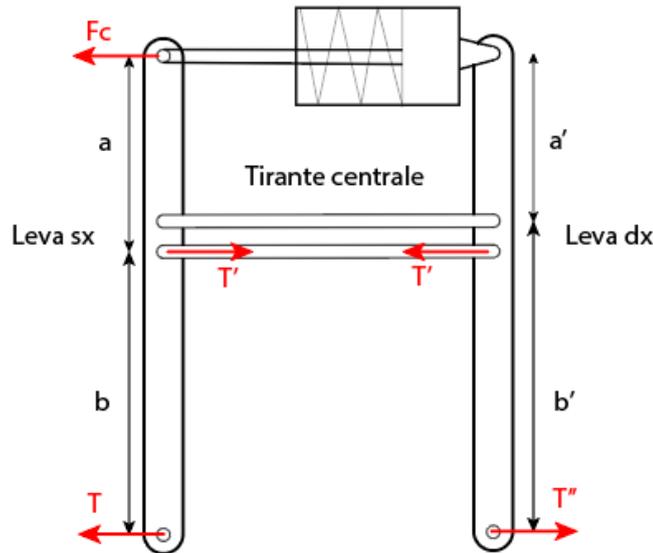


Figura 18 Schematizzazione gruppo timoneria centrale

Dei due tiranti, precedentemente menzionati, solo uno dei due viene attivato. Nel caso in cui venga attivato il tirante inferiore, per l'equilibrio della leva si ha:

$$T \cdot b = F_c \cdot a \rightarrow T = F_c \cdot \frac{a}{b} \quad (1)$$

Questa forza viene diretta al gruppo freno di sinistra. Scrivendo l'equazione di equilibrio della leva di sinistra, si ha che:

$$T' = F_c + T = F_c \left( 1 + \frac{a}{b} \right) = F_c \left( \frac{a + b}{b} \right) \quad (2)$$

Passando alla leva di destra ed eseguendo l'equilibrio alla rotazione intorno al perno superiore dove si incerniera lo stelo del cilindro freno, si ha:

$$T' a = T'' (a + b) \quad (3)$$

Da cui:

$$T'' = T' \left( \frac{a}{a+b} \right) = Fc \left( \frac{a+b}{b} \right) \left( \frac{a}{a+b} \right) = Fc \frac{a}{b} \rightarrow T = T''$$

$$= Fc \frac{a}{b} \quad (4)$$

Invece, con la leva vuoto carico, si aziona un nottolino mobile così da bloccare il tirante superiore. In Figura 19 viene presentato il meccanismo che permette di bloccare uno dei due tiranti.

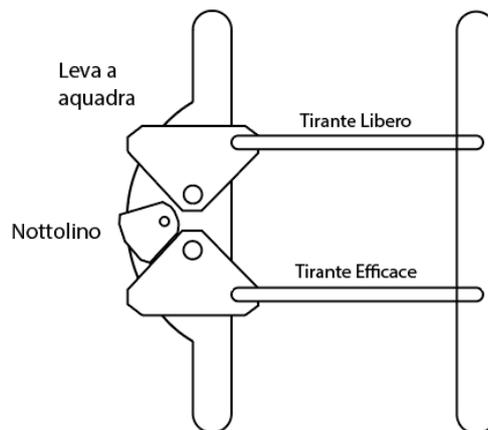


Figura 19 Nottolino

Le forze  $T$  e  $T''$  sono trasmesse mediante il “tirante” alla “timoneria d’asse”, Figura 20. La timoneria d’asse serve a trasferire il carico dei tiranti ai ceppi mediante la “barra a triangolo”. Inoltre, fornisce un rapporto di moltiplicazione  $c/d$ .

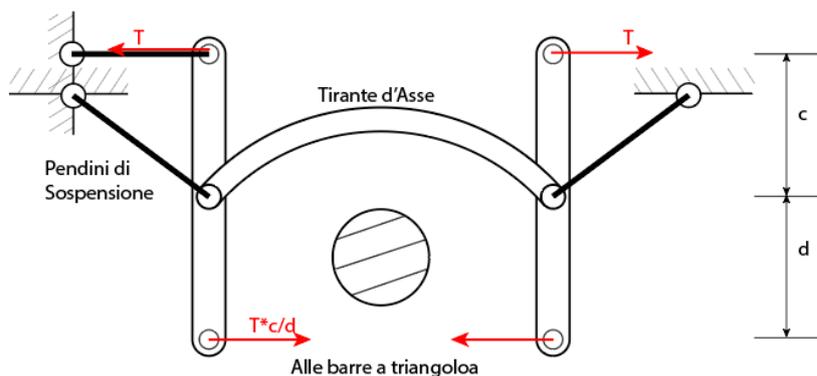


Figura 20 Timoneria d’asse

Esistono ulteriori sistemi di timoneria oltre a quello presentato, come ad esempio la timoneria con dispositivo di “pesatura automatica”, Figura 21. Tale dispositivo si utilizza per ottenere una variazione continua dello sforzo frenate per via meccanica.

In tale configurazione, il rapporto tra i bracci  $a$  e  $b$  è variabile in funzione del peso che grava sulle sospensioni. Tale variazione è ottenibile collegando alle sospensioni del veicolo la slitta  $S$ , la quale, a sua volta, è collegata al fulcro della leva  $L$  che permette di modificare i due bracci.

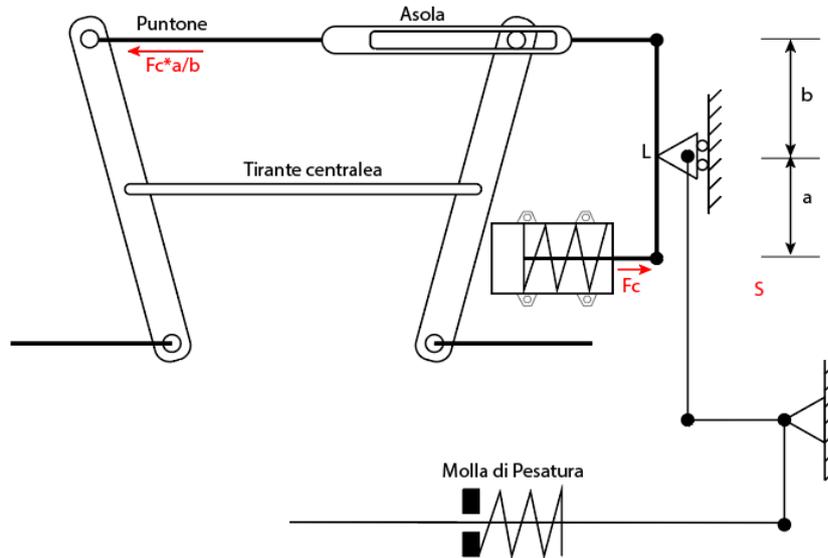


Figura 21 Timoneria con dispositivo di pesatura automatica

Il carico determinato dal veicolo sulle sospensioni è rilevato attraverso la timoneria inferiore. Nel seguito si mostra un esempio di meccanismo tipico dei veicoli equipaggiati con un sistema a molle costituite da balestre, le quali a loro volta sono collegate al telaio mediante i pendini.

Focalizzando l'attenzione sulla balestra situata alla sinistra del carrello, abbiamo che alla sua il pendino è collegato ad una leva a squadra ed a un tirante soggetto ad un carico di trazione  $T_1$ , Figura 22. Se la leva a squadra non tocca l'arresto, si ha che il carico di equilibrio della balestra di sinistra porta al tirante un carico:

$$T_1 = \frac{Q_1 c}{2 d} \quad (5)$$

Analogamente anche per la balestra di destra:

$$T_2 = \frac{Q_2 c}{2 d} \quad (6)$$

I carichi  $T_1$  e  $T_2$  confluiscono verso un quadrilatero articolato, il quale, nel suo vertice superiore, è soggetto al carico vincolare  $T_p$  che corrisponde al carico di pesatura. L'equilibrio delle leve verticali di sinistra e di destra del quadrilatero rispetto alle cerniere rispettivamente, sono espresse come:

$$T^*(e + f) = T_1 \quad e \quad T^*(e + f) = T_2 \quad (7)$$

Nell'equazione (7), comparare il termine  $T^*$ , il quale corrisponde al carico sull'asta inferiore del quadrilatero. Nel caso di un carico equilibrato vige la condizione che  $T_1$  e  $T_2$  debbano essere uguali. Invece, se  $T_1 > T_2$  allora tutto il sistema tende a ridistribuire i carichi verso destra finché la leva a squadra ( $T_2$ ) non tocca l'arresto, Figura 22. Si viene a generare uno squilibrio dei carichi agenti sui tiranti ( $T_1 - T_2$ ) e l'eccedenza viene fornita, oltre dalla reazione di arresto, dallo sforzo di pesatura  $T_p$

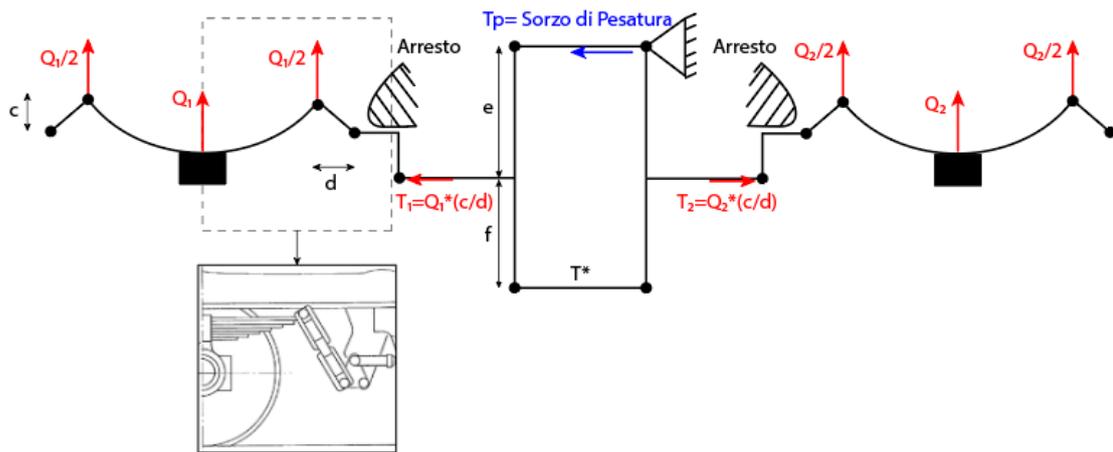


Figura 22 Timoneria inferiore

Riassumendo possiamo formulare che:

$$T_p = T_1 \frac{f}{e + f} = Q_1 \frac{f}{e + f} \frac{fc}{2d} \rightarrow Q_1 < Q_2 \quad (8)$$

$$T_p = T_2 \frac{f}{e + f} = Q_2 \frac{f}{e + f} \frac{fc}{2d} \rightarrow Q_1 > Q_2 \quad (9)$$

Il carico  $T_p$  risulta essere proporzionale al carico più basso, tale carico viene attuato mediante una molla di pesatura (Figura 21) che aziona il movimento della slitta che modifica i bracci  $a$  e  $b$ .

# CAPITOLO 2

## 2. Sale montate e ceppi: stato dell'arte

La presente tesi è motivata dal fatto che la frenatura a ceppo è ancora uno dei sistemi di frenatura più comuni sui veicoli ferroviari. Tale sistema di frenatura trova impiego sui carri merci e viene inoltre adottato anche sui treni passeggeri spesso in combinazione con freni a disco e freni elettrodinamici.

I freni a ceppi sono più semplici e meno costosi dei freni a disco montati sull'asse o sulle ruote. Da progettazione, i ceppi devono entrare in contatto con la tavola della ruota del treno. Questa azione ha come effetto, nonché l'azione frenante, un miglioramento delle condizioni dell'interfaccia ruota-rotaia in fase di trazione e frenata e inoltre ha la funzione di tornire la ruota e limitare gli appiattimenti delle ruote, grazie ad una sorta di effetto pulente. Tuttavia, la capacità dei freni a ceppo è limitata dall'eccessivo calore per attrito esercitato sulle ruote.

Un veicolo ferroviario deve affrontare, in linea di principio, due diversi tipi di frenatura, chiamati: “frenatura di arresto” (stop braking) e “frenatura di mantenimento” (drag braking). Per frenatura di arresto si intende una riduzione sostanziale della velocità iniziale del treno o l'arresto del treno. Nel caso della frenatura di mantenimento (frenata in discesa), un potenziale aumento della velocità del treno viene impedito mediante l'azione frenante, a una pressione pressoché costante, per una durata relativamente lunga in modo che il convoglio proceda a velocità costante. Queste due modalità di frenatura sono importanti per la progettazione e l'omologazione tecnica delle ruote ferroviarie. Il livello di potenza frenante e l'energia di frenatura, quest'ultima introdotta durante lo strisciamento tra il ceppo e la tavola della ruota, sono diversi per le due modalità. Ad esempio, per un carro con carico per asse di 20 tonnellate, la frenatura a velocità costante di 100 km/h per una pendenza in discesa del 10‰ e una lunghezza di 10 km corrisponde a un tempo di frenatura di 360s, a una potenza di frenatura costante di 27,3 kW per ruota e un'energia di frenatura di 9,83 MJ (=2,73 kWh) per ruota. Una frenatura di arresto per lo stesso treno da 100 km/h a riposo, con decelerazione costante pari a  $0,5 \text{ m/s}^2$  indica un tempo di frenatura di 55,6s, una distanza di frenatura di 772 m, una potenza iniziale di 139 kW per ruota e un'energia di frenatura di 3,86 MJ (=1,07 kWh) per ruota [9]. Tutto questo non considerando riduzioni per perdite di attrito, resistenza all'aria, ecc.

Un altro aspetto importante da tenere in considerazione sono le deformazioni assiali del cerchione della ruota (cambio di sagoma) durante e dopo la frenata e le sollecitazioni di tensioni residue, che devono mantenersi entro limiti specificati.

## 2.1. Freni a ceppo

L'azione frenante sulle ruote dei treni merci viene attuata premendo i ceppi freno contro la tavola delle ruote. Esistono quattro configurazioni standard per i sistemi di frenatura a ceppo, Figura 23. Quest'ultimi possono essere rigidi o articolati in modo da ripartire meglio il carico. Esempi di ceppi a norma UIC sono presentati in Figura 24.

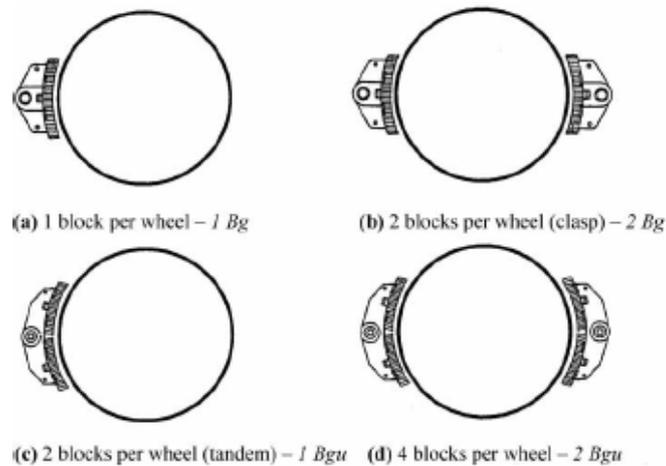


Figura 23 Configurazione dei ceppi

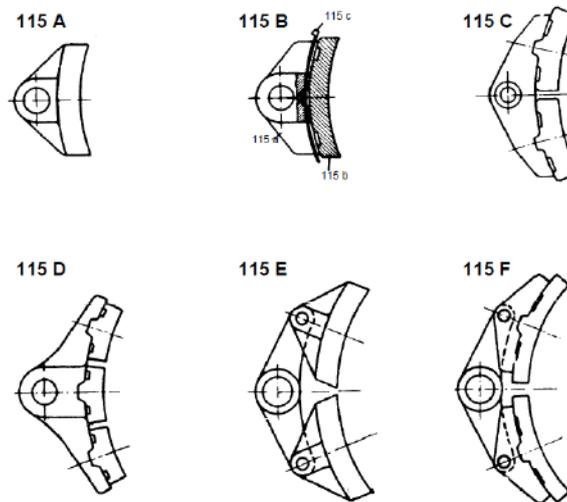


Figura 24 Ceppi a norma UIC

I ceppi sono prodotti con dimensioni standard di 320 mm di lunghezza per le configurazioni Bg e 250 mm per quanto riguarda quelle Bgu. L'altezza preferibile dei ceppi è di 80 mm e uno spessore di 50 mm, Figura 25 [10].

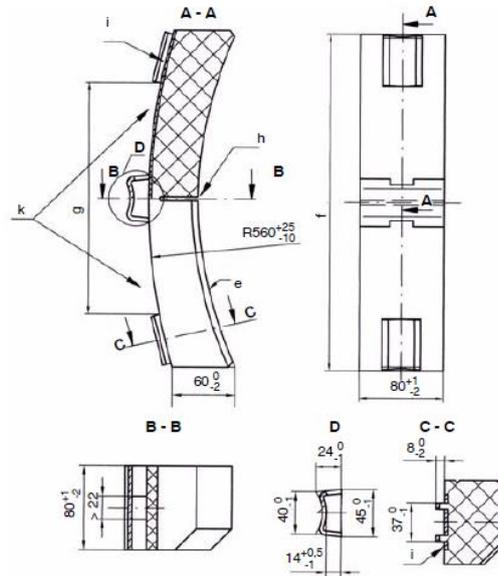


Figura 25 Dimensioni ceppo standard secondo norme UIC

I contorni del ceppo che entra in contatto con la ruota, devono garantire l'ottima adattabilità a quest'ultima. Il profilo trasversale, inoltre, deve avere un raccordo, come da Figura 26.

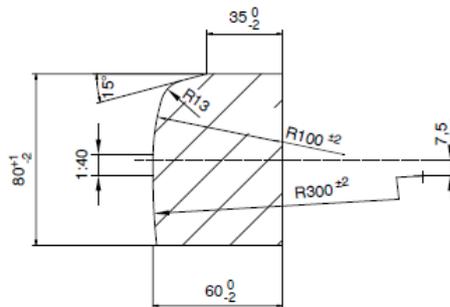


Figura 26 Profilo trasversale ceppo

I ceppi dei freni sono comunemente fabbricati con ghisa, materiali compositi organici o materiali di sinterizzazione. Lo sviluppo dei materiali di attrito negli ultimi due decenni ha permesso l'introduzione di nuovi materiali frenanti nel settore ferroviario. Uno dei principali problemi affrontati che ha influenzato la ricerca di nuovi materiali, è relativo alla riduzione dell'inquinamento acustico (rumorosità), dei fenomeni termoelastici (formazione degli hot spot) e dei problemi di natura ambientale.

Di seguito si riporta una raffigurazione di una configurazione 2Bg di un carro a 2 assi:

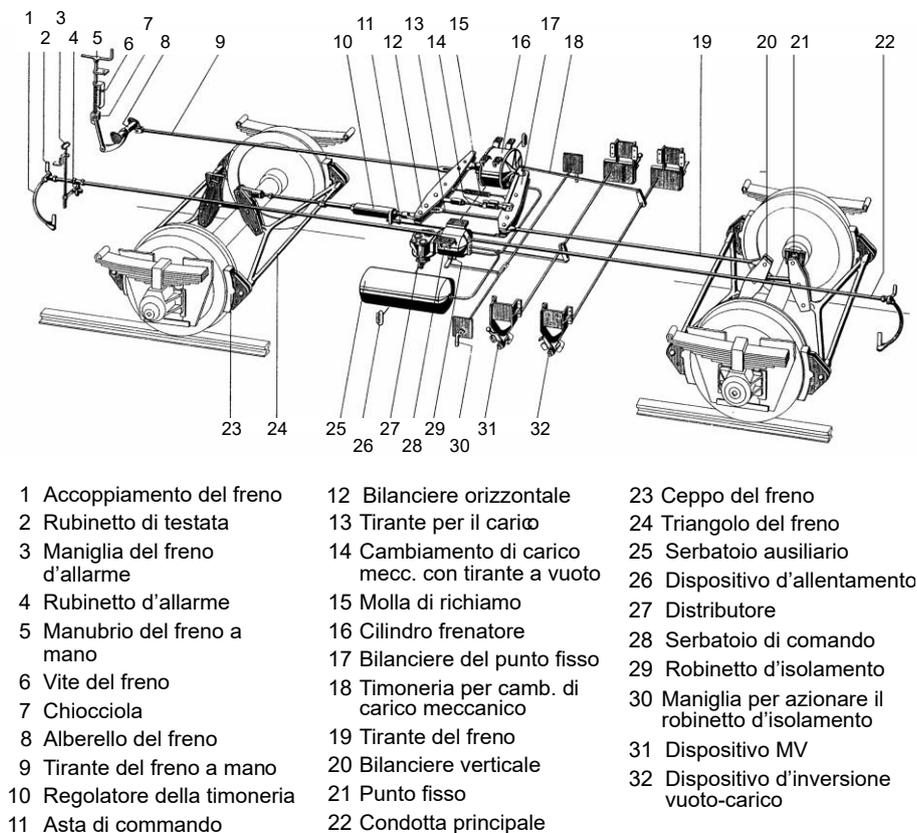


Figura 27 Schema carro merci a 2 assi configurazione 2Bg

### 2.1.1. Ceppi in ghisa

I ceppi in ghisa possono essere divisi in tre categorie [11]:

- ceppi in ghisa grigia;
- cappi con medio contenuto di fosforo;
- ceppi ad alto contenuto di fosforo.

Il contenuto di P (fosforo) nei ceppi a medio contenuto di fosforo è compreso tra i 0,7 e l'1,0%, mentre nel ceppo in ghisa ad alto contenuto di fosforo si supera l'1%. Maggiore è il contenuto di fosforo e maggiore è il coefficiente di attrito nel contatto ruota-ceppo.

La resistenza all'usura dei ceppi in ghisa ad alto contenuto di fosforo è due volte più grande rispetto alle ghise con medio contenuto di fosforo. Tuttavia, questo infragilisce la matrice, cosicché per valori superiori all'1% si possono evidenziare delle cricche nella struttura, motivo per il quale viene richiesta una piastra di supporto per questo tipo di ceppi.

Tradizionalmente in Europa, i ceppi dei freni sono realizzati in ghisa e i sistemi frenanti dei veicoli sono stati progettati per impiegare questo tipo di ceppi (con un coefficiente di attrito relativamente basso e forze normali elevate). Un vantaggio dei ceppi freno in ghisa è che conferiscono una protezione termica integrata per la ruota, vale a dire, agiscono come un "fusibile termico" dal momento che si logorano molto rapidamente a temperature estreme. Inoltre, rispetto ai ceppi in composito, assorbono una elevata potenza termica in frenata, il che si traduce in quantità di energia relativamente elevate cedute all'ambiente circostante sia per convezione che per radiazione. In uno studio sulla frenatura [12], si è rilevato che circa l'80% della potenza frenante, a fine del ciclo frenante, viene immagazzinata nella ruota in sistemi frenanti che impiegano ceppi in ghisa e circa il 90% e il 95% per sistemi frenanti che impiegano ceppi sinterizzati e in composito rispettivamente.

A discapito dei vantaggi dal punto di vista termico ed economico (relativamente al loro basso costo), i ceppi in ghisa sono particolarmente pesanti, hanno una bassa resistenza all'usura e nel contatto con la ruota generano molto rumore (elevato inquinamento acustico), dovuto a fenomeni di instabilità termoelastica.

### 2.1.2. Ceppi in composito

Come già accennato, il sistema frenante convenzionale adottato nei carri si avvale dell'azione meccanica di un ceppo che preme sulla superficie della tavola della ruota.

I ceppi freno in ghisa hanno la tendenza a graffiare la superficie delle ruote e generare ciò che viene chiamato come "hot spot". Il fenomeno degli "hot spot" può essere spiegato dalla presenza di zone in cui la pressione di contatto sviluppa calore per attrito maggiore rispetto alle altre zone. Come risultato, si viene a creare una elevata espansione termica localizzata, problematica che può manifestarsi in vari punti della ruota. Alti coefficienti del modulo elastico e del coefficiente di espansione termica amplificano il fenomeno degli hot spot. Le zone della ruota che vedono la formazione degli hot spot subiscono un aumento del fenomeno di usura durante la fase di frenatura. Quindi, come risultato, si ha una tavola con eterogeneità superficiali con conseguente impatto significativo sulla rumorosità emessa durante il rotolamento della ruota sulla rotaia. Il fenomeno degli hot spot viene mitigato da alti valori di conduzione termica del materiale della ruota e alti valori di attrito tra i corpi in strisciamento.

Le ruote dei treni che sono equipaggiati con ceppi freno in materiale composito, a seguito dell'azione frenante, mostrano una superficie della tavola molto liscia (dovuto

alla maggiore abrasività dei ceppi in composito) e priva di eterogeneità, Figura 28. Una ruota più liscia e con meno eterogeneità equivale a una ruota più silenziosa, infatti, diversi studi [13] sono arrivati alla conclusione che i ceppi in composito, montati nei veicoli merci, generano fino a 12-14 dB in meno rispetto ai veicoli merci che sono equipaggiati con blocchi di ghisa. Questo ha comportato che le diverse autorità europee imponessero come obbligatorio che i nuovi carri prodotti fossero equipaggiati con ceppi in composito [14]. Nonostante questo, i ceppi in composito generano alti tassi di usura sulle ruote diminuendo così la vita utile della ruota e aumentando i costi del ciclo vita operativo dei veicoli.



*Figura 28 Effetto sulla tavola dei ceppi in composito*

Come già accennato in precedenza, i treni possono essere muniti di diversi tipi di freno a seconda dell'impiego finale, tra i più diffusi si hanno i freni a disco adottati nello specifico nei veicoli trasporto passeggeri. L'utilizzo dei freni a disco eliminerebbe il problema del rumore, però a causa della complessità e del grande sforzo economico necessario alla sostituzione dei sistemi di frenatura dei treni merci la loro diffusione è ancora oggi limitata.

Come linea guida, i materiali compositi dei ceppi devono essere selezionati con lo scopo di garantire il migliore compromesso tra le seguenti richieste:

- Proprietà di attrito;
- Aggressività nei confronti della tavola della ruota;
- Effetto su valori di adesione tra ruota e rotaia;
- Compatibilità con la segnaletica;
- Usura e vita dei ceppi in composito.

e sono classificati in base al coefficiente di attrito in tre classi principali:

- LL (coefficiente di attrito molto basso);
- L (basso coefficiente di attrito);
- K (coefficiente di attrito elevato).

Allo scopo di non apportare modifiche all'impianto frenante, i ceppi freno classe LL sono stati progettati per avere, in servizio, un comportamento simile ai ceppi in ghisa in termini di valori del coefficiente d'attrito. Diversamente, i ceppi classe K presentano un attrito più elevato, che si mantiene circa costante al variare della forza premente e della velocità [15], come mostrato in Figura 29, e pertanto non possono rimpiazzare direttamente i ceppi in ghisa, ma richiedono modifiche all'impianto frenante onde evitare il rischio di bloccaggi in esercizio.

Rispetto ai ceppi in ghisa, quelli in composito sono più influenzati dalle condizioni atmosferiche, il che implicherebbe anche una modifica della strategia di frenatura del veicolo per il conducente. D'altra parte, a causa della loro natura, i ceppi in materiale composito dissipano molto meno calore rispetto a quelli in ghisa e il calore generato nell'interfaccia tra ceppo-ruota affligge maggiormente la ruota, la quale sarà soggetta a un carico termico maggiore con i conseguenti problemi associati (inversione delle sollecitazioni interne di compressione della tavola, fatica termica, plasticizzazione del materiale, usura ecc.). Tuttavia, presentano una resistenza all'usura maggiore rispetto ai ceppi in ghisa.

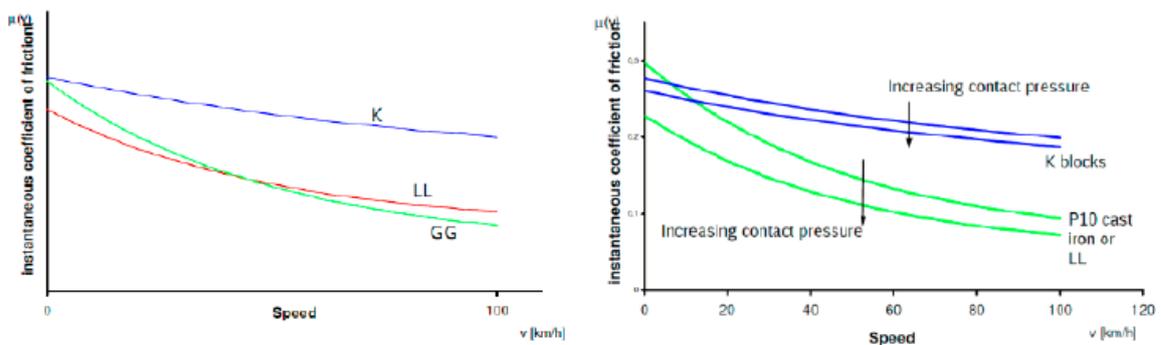


Figura 29 Andamento del coefficiente di pressione in funzione della velocità per differenti ceppi

## 2.2. Sala montata

La cassa dei treni è poggiata su carrelli mediante delle connessioni che permettono il moto relativo per quanto concerne la curvatura del veicolo, ma non meno importante, permettono di esercitare una forza frenante e trainante. I vagoni merci più diffusi sono composti da due carrelli che a loro volta montano due assi per ciascun carrello. Tipici carrelli usati in Europa per i carri merci sono i carrelli Y25, Figura 30.

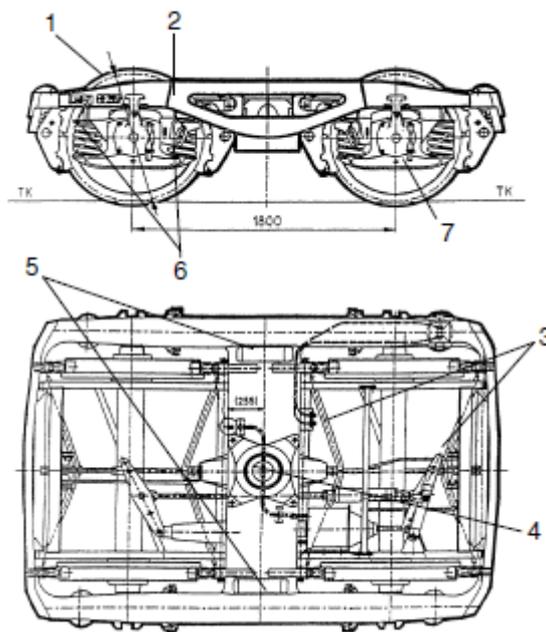


Figura 30 Carrello Y25

Dove, dalla numerazione, è possibile evidenziare:

1. Sala montata;
2. Profilo rigido ad H;
3. Barre a triangolo dei freni;
4. Ralla per attacco alla cassa
5. Cuscinetto laterale;
6. Molle di sostegno;
7. Boccole.

Focalizzando l'attenzione sulla sala montata, nella Figura 30, possiamo notare che essa è comprensiva dell'assile e delle ruote che poi sono successivamente sostenute dai cuscinetti montati sulle boccole. Nel caso dei carrelli merci, la sala montata ha prettamente funzione "portante" in quanto non riceve coppia motrice da un gruppo motore. Nel caso in cui la sala sia in grado di applicare una coppia motrice, derivante da un motore, prende il nome di "sala motrice".

La sala, oltre alla funzione di sostegno, svolge la funzione di accelerare (eccetto per le sale portanti) e decelerare la locomotiva e non meno importante svolge la funzione di guida permettendo così al treno la percorrenza dei tracciati curvi. Il tipo di sistema frenante, il posizionamento nel carrello e la funzione di sala motrice o portante ne influenzano direttamente la progettazione, i principali tipi di design mostrati nella Figura 31 [16].

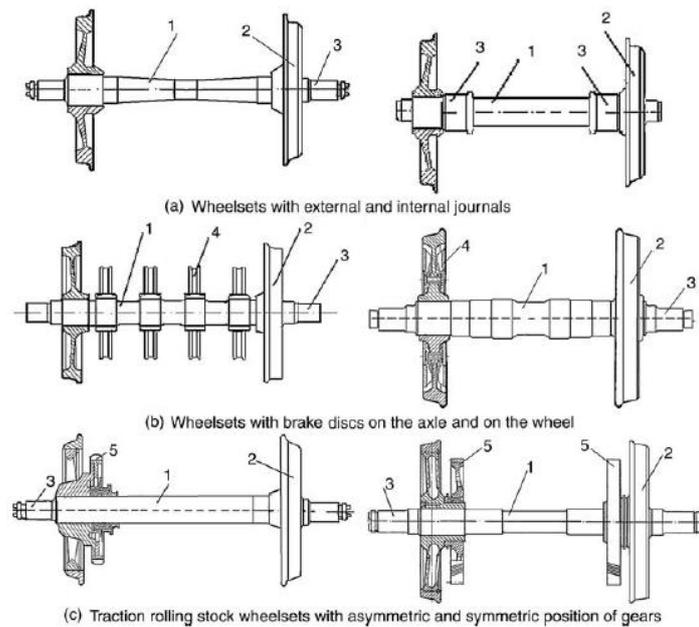


Figura 31 Diverse configurazioni di sala montata

### 2.2.1. L'assile

Gli assili sono realizzati con acciai speciali di alta qualità (ad esempio 30NiCrMoV12 bonificato UNI 6787-71; A1N secondo UIC 811 [17]) in quanto, durante la loro vita utile, sono costantemente sollecitati a fatica da carichi torsionali e flessionali.

L'assile, allo scopo del calettamento dei vari organi come cuscinetti, organi di trasmissione del moto e delle ruote, viene prodotto con sezione variabile (Figura 32). Pertanto, nella transizione tra due sezioni consecutive che presentano diametri differenti, si vengono a creare zone in cui si hanno intensificazione delle tensioni motivo per il quale un valore tipico di 2 viene raccomandato come coefficiente di sicurezza.

In Europa, per quanto riguarda i carri merci, sono in uso due versioni di assili standard: UIC tipo A e tipo B. Attualmente, i 2/3 degli assi montati sui treni merci sono del tipo A. Gli assi tipo A sono soggetti tipicamente a carichi asse di 20-21 tonnellate, invece, gli assi tipo B possono reggere carichi asse superiori: 22.5-23.5 tonnellate [14].

In Figura 32, viene riportata uno schema di un assile UIC tipo B, dove mediante le numerazioni 1 e 2 vengono denotati la “portata di calettamento” e il “fusello” rispettivamente. Essendo l'assile installato nei carrelli dei carri merci, risulta privo di alloggiamento per il calettamento delle ruote dentate (impiegate per la trasmissione

del moto) e di zone per il calettamento dei freni disco, in quanto il carrello è portante e tradizionalmente impiega un sistema di frenatura a ceppi

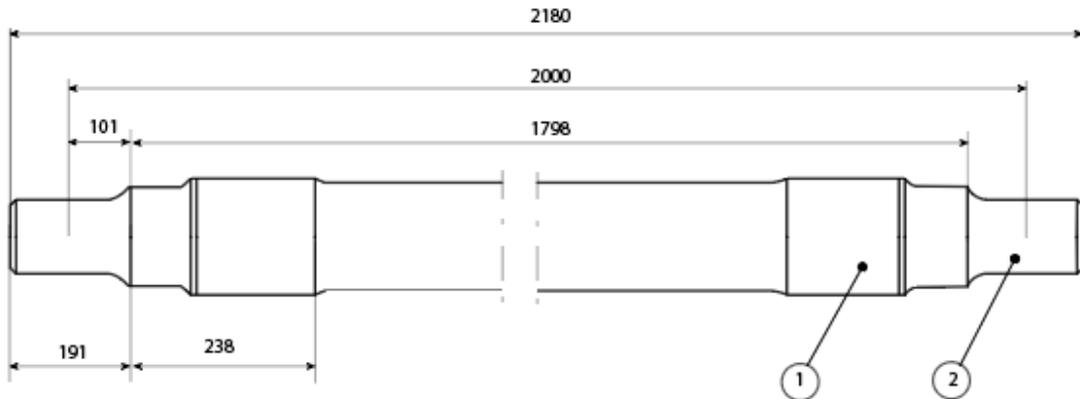


Figura 32 Asse UIC tipo B

Nella portata di calettamento vengono montate, con interferenza, le ruote e nei fuselli si prevede l'installazione, anche in questo caso con interferenza, dei cuscinetti i quali poggeranno sulle boccole.

Alle estremità dell'asse sono presenti gli alloggiamenti per le viti mordenti (Figura 33), le quali dovranno serrare un coperchio che ha il compito di impedire il moto assiale dei cuscinetti.

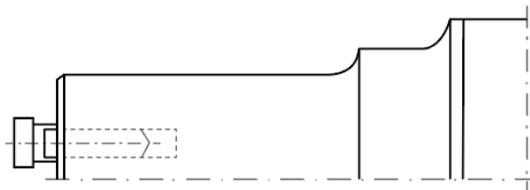


Figura 33 Vite serraggio disco

### 2.2.2. La ruota

Le ruote, invece, devono avere diverse caratteristiche come resistenza meccanica, all'usura e ai danni termo-meccanici.

Sono disponibili in commercio sostanzialmente tre famiglie di ruote:

- Monoblocco;
- A cerchione riportato;
- Resilienti (o elastiche).

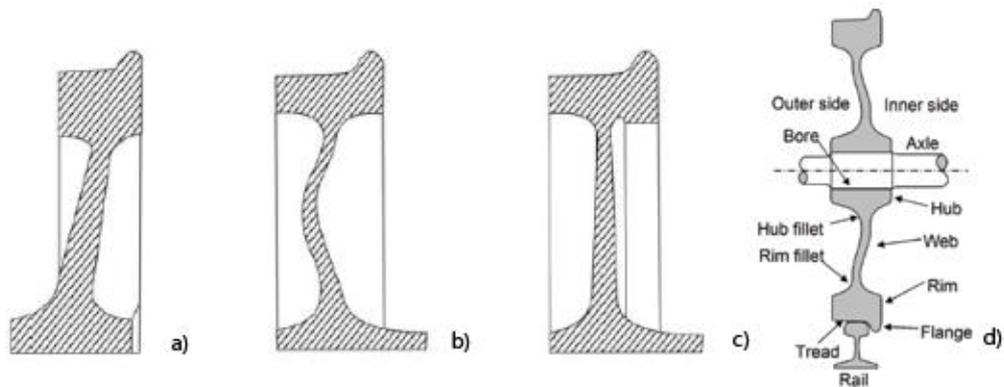


Figura 34 Tipi di ruote solide e nomenclatura parti della ruota

Le ruote monoblocco sono ricavate da un unico pezzo fuso, vengono classificate in funzione della vela (web, Figura 34 d)) come: ruota conica (Figura 34 a)), ruote con la vela ricurva (Figura 34 b)) e ruote con la vela diritta (Figura 34 c)). La forma particolare delle ruote coniche e delle ruote con vela ricurva permette maggiore flessibilità e minori forze scambiate tra ruota e la rotaia. Invece, le ruote a vela diritta sono adatte al montaggio di dischi (specifico per le configurazioni con frenatura a disco) e la loro forma semplice permette di ridurre il peso della ruota andando a modellare lo spessore della vela in funzione dell'andamento delle sollecitazioni.

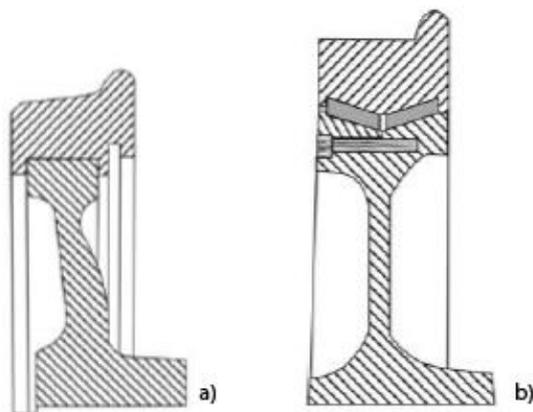


Figura 35 Ruote a cerchione riportato (a sinistra), Ruote resilienti (a destra)

Le ruote a cerchione riportato (o cerchiato) sono ruote con il cerchione intercambiabile, Figura 35 a) e mozzo fisso. Nel momento in cui il cerchione della ruota raggiunge il limite ammissibile, in termini di spessore radiale, deve essere sostituito. Un fenomeno che influenza negativamente questo tipo di ruote è lo scalettamento, ossia la fuoriuscita del cerchione dal mozzo in condizioni di marcia.

Infine, si hanno le ruote resilienti, Figura 35 b), dove tra il cerchione e la ruota sono interposti degli elementi in gomma che hanno la funzione di ridurre le sollecitazioni alle alte frequenze, ma non meno importante hanno anche l'obiettivo di ridurre le masse non sospese. Per masse non sospese si intendono quelle masse che gravano il loro peso direttamente sulle rotaie senza l'intermediazione di organi elastici quali le sospensioni.

Come mostrato dalla Figura 34 d), la superficie circonferenziale esterna del cerchione (rim) che entra in contatto con la rotaia è composta dalla tavola (tread) e da una protuberanza chiamata flangia o bordino (flange). Il bordino ha la funzione di guida del treno, ed il contatto sul bordino si può verificare nella marcia in curva sulla ruota esterna.

In Europa, per i treni merce e trasporto passeggeri viene adottato il profilo ruota S1002 come rappresentato in Figura 36 [18].

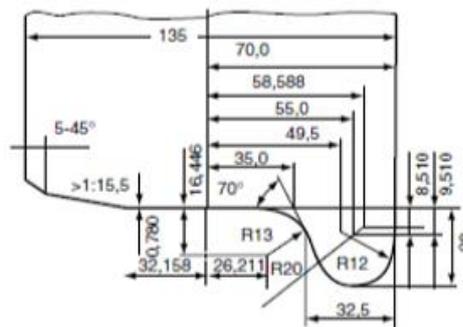


Figura 36 Dimensioni del profilo treni merce e trasporto passeggeri

Le caratteristiche per ogni porzione sono diverse tra loro [19]. La parte della vela deve avere una resistenza meccanica sufficiente contro i carichi ciclici causati dal peso delle masse sospese, e allo stesso tempo, la sua configurazione è progettata dal punto di vista della distribuzione delle sollecitazioni termiche.

Per la porzione del cerchione, il grado di acciaio deve tenere conto delle caratteristiche antiusura e antitermiche, le quali mostrano una dipendenza dal contenuto di carbonio del materiale, aspetto che verrà analizzato nel dettaglio in seguito. Dal punto di vista termico nei veicoli con frenatura a ceppi, il cerchione è soggetto a un elevato flusso termico, e una eccessiva potenza termica immagazzinata può portare a una alterazione della distribuzione delle tensioni con conseguente nucleazione e propagazione delle cricche (chiamate anche cricche termiche).

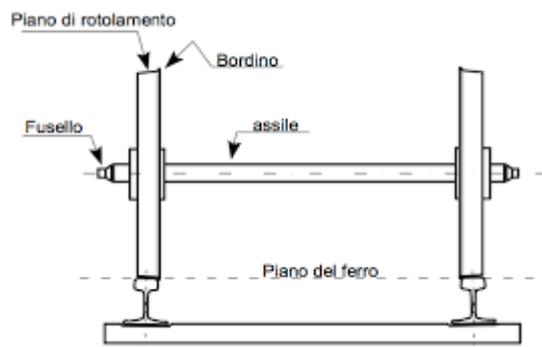
Invece, per quanto concerne la tavola della ruota, essa deve avere ottime proprietà di resistenza all'usura (tipici sono i trattamenti termici di indurimento superficiale) e

ottima resistenza a fatica in quanto soggetta al contatto con rotolamento (RCF: rolling contact fatigue). La resistenza all'usura della tavola ha conseguenza diretta sulle vibrazioni che si generano nel contatto ruota-rotaia, infatti, una ottima resistenza nonché un preciso montaggio dei componenti porta a una diminuzione delle vibrazioni. Ultimo ma non meno importante, la tavola deve conferire stabilità di marcia e permettere le operazioni di curvatura.

Infine, considerazione di carattere generale, il peso delle ruote costituisce un fattore non trascurabile, in quanto minore è il peso delle ruote minore sarà il peso delle masse non sospese con conseguenti minori effetti dinamici sulle rotaie.

### 2.2.3. Processo di produzione delle sale

Il processo di produzione delle sale montate comprende la produzione della ruota, la produzione dell'asse e l'assemblaggio di entrambi (e, eventualmente, il montaggio dei dischi freno o di altri componenti, Figura 37).



*Figura 37 Assile completo*

Entrambi i processi di produzione ruota e asse sono abbastanza simili, costituiti da quattro fasi principali: forgiatura, trattamento termico, lavorazione e finitura. Le differenze sono basate sulle particolarità di ogni componente.

Focalizzando l'attenzione sulle ruote si riporta un grafico relativamente al processo di produzione, Figura 38 [14]:

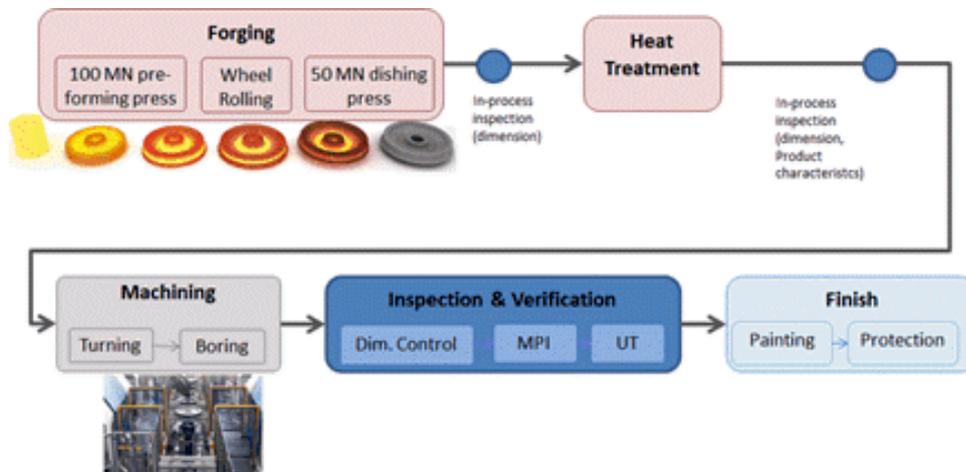


Figura 38 Processo di produzione delle ruote

In questo diagramma si considera solo la forgiatura. D'altra parte, tra i diversi tipi di ruote, le ruote monoblocco sono lo standard per le applicazioni nel trasporto merci (ruote cerchiate sono utilizzate principalmente nei treni pendolari, metropolitane e tram).

Le ruote monoblocco (forgiate o fuse) sono trattate termicamente con un particolare processo che consiste nel raffreddamento del cerchione (Figura 39). In questo processo, dopo l'austenitizzazione della ruota, viene eseguito un rapido raffreddamento locale che influenza solo la tavola della ruota. Il risultato è un aumento significativo della durezza della tavola (l'area sottoposta a usura in servizio) rispetto al resto della ruota. Inoltre, le sollecitazioni residue circonferenziali di compressione indotte nella tavola; contribuiscono all'aumento della resistenza a fatica del materiale, contro la nucleazione e propagazione delle cricche termiche.



Figura 39 Trattamento termico superficiale delle ruote

Analogamente per quanto riguarda la produzione degli assili si faccia riferimento alla Figura 40.

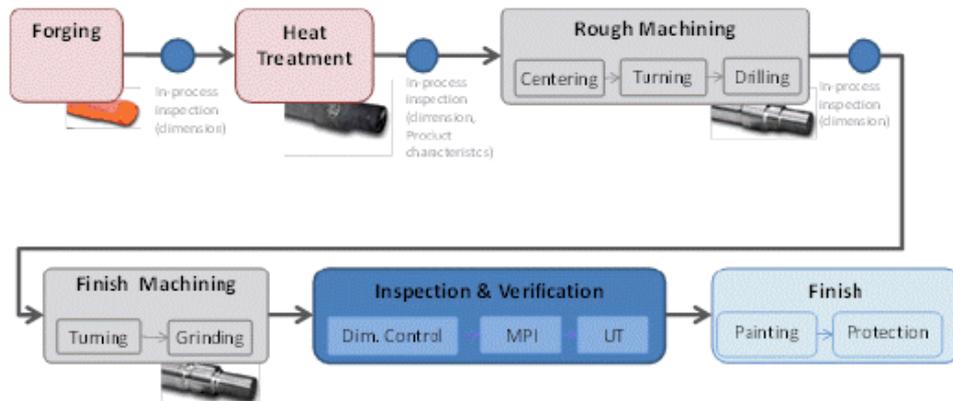


Figura 40 Processo di produzione degli assili

Per applicazioni specifiche alcune fasi aggiuntive, oltre al processo standard, si introducono dopo le lavorazioni a macchina:

- Rullatura a freddo: con l'obiettivo di aumentarne la resistenza a fatica,
- Rivestimento superficiale con molibdeno: aumento della resistenza all'usura;
- Sabbatura: questo processo viene utilizzato anche nella manutenzione, al fine di rimuovere la verniciatura. Va sottolineato che questo processo modifica le caratteristiche della superficie (rugosità, ecc.) dell'asse a partire dal nuovo asse lavorato.

#### 2.2.4. Composizione chimica delle ruote

Generalmente le ruote dei treni sono prodotte adottando le seguenti normative

- EN 13262;
- UIC 812-3;
- GOST 10791;
- JIS E5402-1;
- AAR M107/M208.

Nei paesi dell'Europa occidentale (ma anche in molti paesi non europei) è comune che vengano applicati gli standard EN oppure UIC. La norma europea copre attualmente un totale di cinque diversi tipi di acciaio, Figura 41. La differenza sostanziale risiede nella percentuale in peso di carbonio presente negli acciai.

Le proprietà termomeccaniche degli acciai ER6 e ER7, li rendono particolarmente adatti per sistemi di frenatura a ceppi e di conseguenza hanno ampia diffusione nei treni merci (in particolare ER7), [20].

Steel grade	Maximum content in % <sup>a</sup>										
	C	Si	Mn	p <sup>b</sup>	S <sup>b, c</sup>	Cr	Cu	Mo	Ni	V	Cr + Mo + Ni
ER6	0,48	0,40	0,75	0,020	0,015	0,30	0,30	0,08	0,30	0,06	0,50
ER7	0,52	0,40	0,80	0,020	0,015	0,30	0,30	0,08	0,30	0,06	0,50
ER8	0,56	0,40	0,80	0,020	0,015	0,30	0,30	0,08	0,30	0,06	0,50
ERS8	0,57	1,10	1,10	0,020	0,015	0,30	0,30	0,08	0,30	0,06	0,60
ER9	0,60	0,40	0,80	0,020	0,015	0,30	0,30	0,08	0,30	0,06	0,50

<sup>a</sup> For special applications, variations within the maximum limit of these values may be agreed in the technical specification.  
<sup>b</sup> A maximum content of 0.025 % may be agreed in the technical specification for specific application.  
<sup>c</sup> A minimum sulphur content may be agreed in the technical specification according to the steelmaking process in order to safeguard against hydrogen cracking.

Figura 41 Composizione chimica standard delle ruote

L'uso di gradi di acciaio bassi (contenuto di carbonio inferiore) è dovuto principalmente al fatto che il sistema di frenatura dei carri si basa sulla frenatura a ceppi, i quali vengono premuti direttamente sulla superficie della tavola della ruota generando una grande quantità di calore. Il comportamento termo-meccanico degli acciai peggiora all'aumentare del tenore di carbonio in quanto sono più sensibili alla fatica termica e/o trasformazioni microstrutturali dannose, motivo per il quale la normativa richiede che vengano rispettate delle caratteristiche meccaniche per quanto riguarda il cerchione e la vela, Figura 42. Ad esempio, acciai classe ER8 o ER9 non possono essere impiegati con ceppi freno classe LL, per i motivi descritti in precedenza.

Steel grade	Rim			Web	
	$R_{eH}$ (N/mm <sup>2</sup> ) <sup>a</sup>	$R_m$ (N/mm <sup>2</sup> )	$A_5$ %	$R_m$ reduction (N/mm <sup>2</sup> ) <sup>b</sup>	$A_5$ %
ER6	≥ 500	780/900	≥ 15	≥ 100	≥ 16
ER7	≥ 520	820/940	≥ 14	≥ 110	≥ 16
ER8	≥ 540	860/980	≥ 13	≥ 120	≥ 16
ERS8	≥ 580	900/1020	≥ 13	≥ 110	≥ 14
ER9	≥ 580	900/1050	≥ 12	≥ 130	≥ 14

<sup>a</sup> If no distinctive yield strength is present, the proof stress  $R_{p0.2}$  shall be determined.  
<sup>b</sup> Reduction of tensile strength as compared to tensile strength of the rim on the same wheel.

Figura 42: Requisiti meccanici richiesti dalla norma EN per cerchione e vela

# CAPITOLO 3

### **3. Microstruttura e danneggiamenti termomeccanici delle ruote**

L'integrità dei materiali e le proprietà delle ruote sono fondamentali nel traffico ferroviario, in quanto le ruote svolgono l'importante funzione di trasferire il carico e la trazione dal veicolo alle rotaie.

Gli acciai con microstruttura perlitica sono comunemente utilizzati per le ruote grazie alla resistenza ad alti carichi termici, basso costo e buone proprietà di resistenza all'usura. Tuttavia, la microstruttura perlitica può subire delle modifiche a livello strutturale e questo può avere delle conseguenze sulla risposta del materiale alle sollecitazioni termo-meccaniche, tipicamente presenti nel contatto ruota-rotaia e ruota-ceppo.

Nel corso della frenata per veicoli ferroviari equipaggiati con sistema di frenatura a ceppi, si può verificare lo strisciamento delle ruote sulle rotaie. Da un punto di vista termico, la ruota sarà soggetta a due flussi termici entranti: uno generato dallo strisciamento tra ruota e ceppo e l'altro dallo strisciamento, sempre della ruota, con la rotaia. La combinazione di questi due fenomeni può far sì che, localmente, la ruota possa raggiungere la temperatura di austenitizzazione [21] e con un successivo rapido raffreddamento, con la rotaia fredda e con l'aria, si ha il rischio della formazione di fasi metalliche fragili (martensite, ecc.). La genesi di queste fasi comporta nel materiale un campo di tensioni residue, fonte di nucleazione e propagazione di cricche in presenza di carichi ciclici [22] [23].

Vale quindi la pena affrontare il problema dal punto di vista cristallografico descrivendo le varie fasi e costituenti che possono influenzare le proprietà delle leghe ferro-carbonio.

### 3.1. Diagramma di stato ferro-carbonio

Il punto di partenza per lo studio degli acciai è il diagramma di stato ferro-carbonio (Figura 43): esso riporta, al variare della temperatura e del tenore di carbonio, le fasi della lega in condizioni di equilibrio termodinamico.

Il diagramma di stato Fe-C presenta tre orizzontali invarianti (Figura 44): la trasformazione peritetica a 1495°C, la trasformazione eutettica a 1148°C e la trasformazione eutettoidica a 727°C.

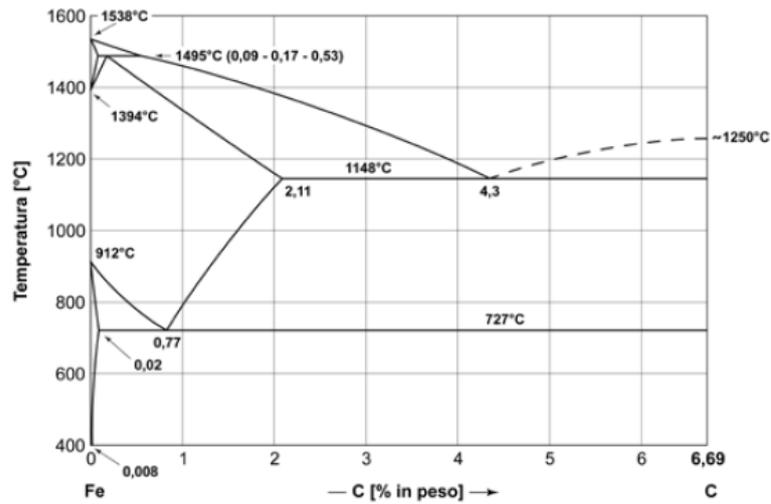


Figura 43 Diagramma ferro carbonio

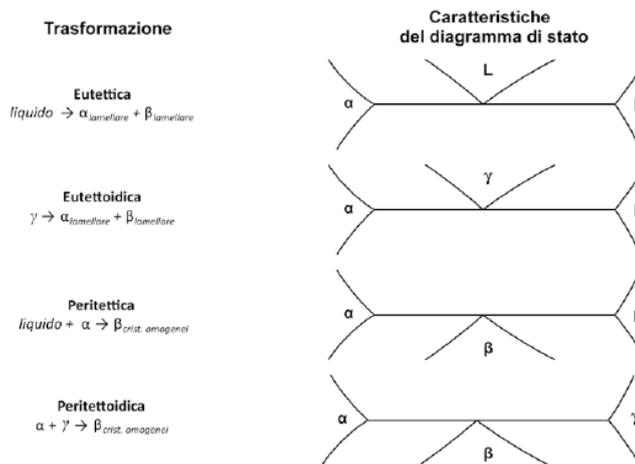


Figura 44 Invarianti del diagramma di stato ferro-carbonio

Per una migliore comprensione di quanto si andrà a spiegare risulta doveroso fare la distinzione tra fase e costituenti strutturali. Con il termine fase ci si riferisce: “a una porzione di un sistema chimico che ha identità di composizione chimica, stato di

aggregazione, pressione e temperatura, invece, con il termine costituente strutturale si intende l'aggregazione di una o più fasi nei grani cristallini" [24].

Le fasi che si possono osservare nel diagramma di stato stabile sono le seguenti:

- la fase  $\alpha$ , detta ferrite, (in verde chiaro in Figura 45), si estende dalla temperatura ambiente fino a  $912^{\circ}\text{C}$ ;
- la fase  $\gamma$ , detta austenite, (in giallo in Figura 45), fase che si estende in un range compreso tra i  $912^{\circ}\text{C}$  e i  $1394^{\circ}\text{C}$ ;
- la fase  $\delta$  (in marrone chiaro in Figura 45), come la fase  $\alpha$  ricopre una zona limitata nel diagramma ed è compresa in un range di temperature  $1394^{\circ}\text{C}$  e  $1538^{\circ}\text{C}$  (che corrisponde alla temperatura di fusione);
- la fase  $\text{Fe}_3\text{C}$  (in rosso in Figura 45), comunemente chiamata "cementite", e caratterizzato da una composizione costante in carbonio pari a 6.69%.

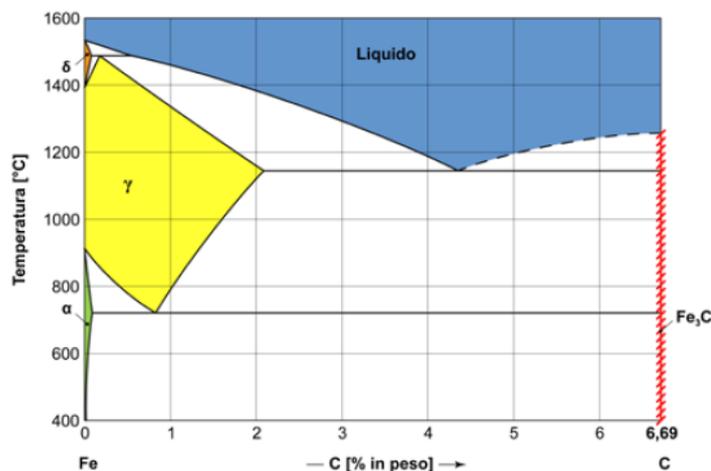


Figura 45 Fasi del diagramma ferro carbonio

Per convenzione, le leghe Fe-C si suddividono in acciai e ghise: acciai se il tenore di carbonio è inferiore al 2.11%, ghise se superiore.

Il diagramma di stato Fe-C possiede alcune particolarità, esso è troncato in corrispondenza del 6.69% di carbonio, che corrisponde alla percentuale stechiometrica di carbonio nel carburo di ferro ( $\text{Fe}_3\text{C}$ ), in quanto oltre tale valore le leghe ottenibili non hanno alcuna utilità pratica.

Il raffreddamento delle leghe Fe-C può essere studiato considerando due famiglie di acciai:

- acciai ipoeutetoidici, per tenori di carbonio:  $\text{C} < 0.77\%$ ;
- acciai ipereutetoidici, per tenori di carbonio:  $\text{C} > 0.77\%$ .

con gli acciai che contengono  $C=0.77\%$  (lega eutettoidica) che fanno da demarcazione.

Come già più volte accennato, l'interesse dell'analisi verte sulle ruote dei treni merce caratterizzate da una microstruttura perlitica fine. Facendo riferimento alla Figura 41, esposta nei capitoli precedenti, ci si rende noto che gli acciai di interesse sono quelli ipoeutettoidici.

Durante il processo di raffreddamento degli acciai ipoeutettoidici, a partire dalla fase in cui si ha completa austenitizzazione (fase  $\gamma$ ), raggiunto il punto  $T_1$  (Figura 46) si verifica lo smiscelamento della fase  $\alpha$ . Raggiunta la temperatura eutettoidica ( $727^\circ\text{C}$ ) la lega sarà composta da fase  $\alpha$  e  $\gamma$ . Al di sotto della temperatura eutettoidica si ha la trasformazione della fase  $\gamma$  in una miscela bifasica "a lamelle alternate" di  $\text{Fe}_\alpha$  e  $\text{Fe}_3\text{C}$ , chiamata perlite, Figura 47. Le fasi stabili che si sono formate in precedenza, come la fase  $\alpha$ , rimangono inalterate durante il processo di raffreddamento.

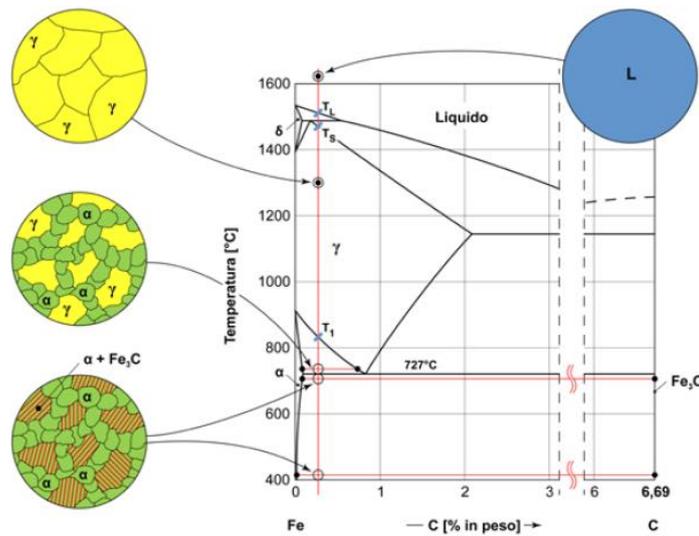


Figura 46 Fasi e Costituenti lega ipoeutettoidica

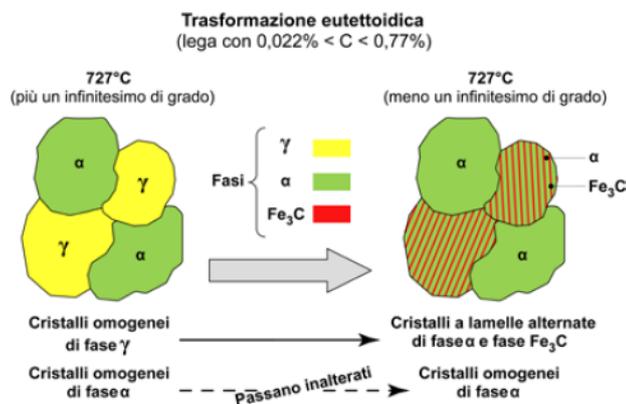


Figura 47 Formazione della perlite a partire dalla fase  $\gamma$

L'estensione della ferrite oppure della cementite nella lega è funzione del tenore di carbonio disciolto nella lega, infatti, il quantitativo dei cristalli omogenei di fase  $\alpha$  è tanto maggiore quanto minore è la percentuale di carbonio nella lega e viceversa. Per  $C = 0.02\%$  si ha il 100% di cristalli omogenei di fase  $\alpha$  mentre per  $C = 0.77\%$  il quantitativo di fase  $\alpha$  in cristalli omogenei è zero (lega eutettoidica) [24].

Risulta doveroso a questo punto spiegare le varie fasi fin qui analizzate nel diagramma di stato ferro-carbonio [25]:

- **Cementite:** chiamata anche carburo di ferro, formula chimica  $Fe_3C$ . Contiene il 6.67% di carbonio in peso (fare riferimento al diagramma ferro carbonio). La cementite si caratterizza per una struttura dura e fragile e bassa resistenza a trazione (35 MPa) ma elevata resistenza a compressione, inoltre costituisce la struttura più dura che compare nel diagramma Fe-C. La sua struttura è ortorombica.
- **Austenite:** è il nome dato alla soluzione solida  $\gamma$ , si tratta di una fase in cui il carbonio si trova in soluzione solida interstiziale. La solubilità massima del carbonio nell'austenite si aggira intorno al 2% relativamente a una temperatura di 1129.4°C. Le proprietà medie sono: resistenza a trazione (1034 MPa), durezza Rockwell HRC40 approssimativamente e tenacità alta. A temperatura ambiente, l'austenite non risulta stabile, ma sotto alcune condizioni è possibile ottenerla.
- **Ferrite:** è il nome dato alla soluzione solida  $\alpha$ , si tratta di una struttura dove il carbonio si trova in soluzione solida interstiziale nel  $Fe_\alpha$ . La solubilità massima di carbonio nel  $Fe_\alpha$  è di 0.025% a una temperatura di 727 °C e a temperatura ambiente che la solubilità del carbonio è inferiore e arriva al 0.008%. Si tratta, inoltre, delle strutture meno rigida presente del diagramma Fe-C. Le proprietà medie sono di: resistenza a trazione 275Mpa; elongazione del 40%; rigidezza, minore di Rockwell HRC20 oppure minore di Rockwell HRB90.
- **Perlite:** non si tratta di una unica fase ma di una miscela bifasica contenente il 0.77% di carbonio e si viene a formare alle temperature di 727°C a seguito di un lento raffreddamento. Si tratta di una miscela lamellare di Ferrite- $\alpha$  e Cementite. Tutte gli acciai ipoeutettoidici oppure gli ipereutettoidici contengono, in funzione della loro composizione, regioni più o meno ampie di perlite. Globalmente, la perlite genera una resistenza alla trazione maggiore rispettivamente alle singole fasi costituenti. Le proprietà medie della perlite sono: resistenza a trazione 827MPa, elongazione del 20% e rigidezza Rockwell HRC20.

Va precisato che l'acronimo di "stabile" attribuito al diagramma di stato Fe-C risulta impropriamente usato, in quanto un diagramma, per essere definito stabile, non deve presentare cambiamenti di fase, condizione la quale può essere raggiunta dopo anni di mantenimento del materiale alle varie temperature.

Nella pratica industriale, tuttavia, le leggi di raffreddamento usate durante i trattamenti termici non seguono mai gli stati d'equilibrio. In particolare, nello studio della martensite, i metallurgisti osservano la profonda influenza del tempo e della temperatura sulle proprietà degli acciai derivanti. Quindi, non è più possibile fare riferimento al diagramma Fe-C nel momento in cui si seguono delle leggi di raffreddamento che non seguono gli stati di equilibrio.

Per risolvere il problema delle trasformazioni allo stato solido in condizioni di non-equilibrio esistono due tipologie di diagrammi: le curve di trasformazione isoterma e le curve di trasformazione anisoterma dell'austenite. Si tratta di grafici che, partendo dalla struttura austenitica stabile ad alta temperatura, permettono di determinare le trasformazioni dell'acciaio in relazione alla legge di raffreddamento imposta.

### 3.2. Curve T.T.T. e C.C.T.

Le prime curve ad essere costruite sono le curve trasformazione isoterma, con l'intento di indagare le trasformazioni dell'austenite (fase instabile a temperatura ambiente) e le loro proprietà. E. C. Bain e E. S. Devenport furono i primi a studiare le trasformazioni dell'austenite mantenuta a una costante temperatura subcritica ( $<727^{\circ}\text{C}$ , che corrisponde alla temperatura eutettoidica).

Per comprendere al meglio i diagrammi di trasformazione isoterma risulta interessante apprendere il processo con cui vengono ricavati:

- Si preparano un ampio numero di pezzi ricavati da una barra di metallo. I campioni devono avere sezione trasversale la più ridotta possibile in modo da reagire velocemente al cambiamento di temperatura;
- Immergere i campioni in bagni di sali fusi a una determinata temperatura di austenitizzazione. Alla suddetta temperatura, il campione, deve sostare il tempo necessario affinché si abbia la completa austenitizzazione del componente;
- Infine, posizionare i provini, sempre nel bagno di sali fusi, a una temperatura inferiore alla temperatura eutettoidica ( $727^{\circ}\text{C}$ );
- Mantenere per un certo intervallo di tempo, il campione, nel bagno di sali fusi e successivamente temprato in acqua fredda;

- Dopo il trattamento per ogni componente viene analizzata la microstruttura al microscopio;
- Il processo viene ripetuto per più provini per differenti temperature subcritiche e si costruiscono le varie curve di trasformazione isoterma.

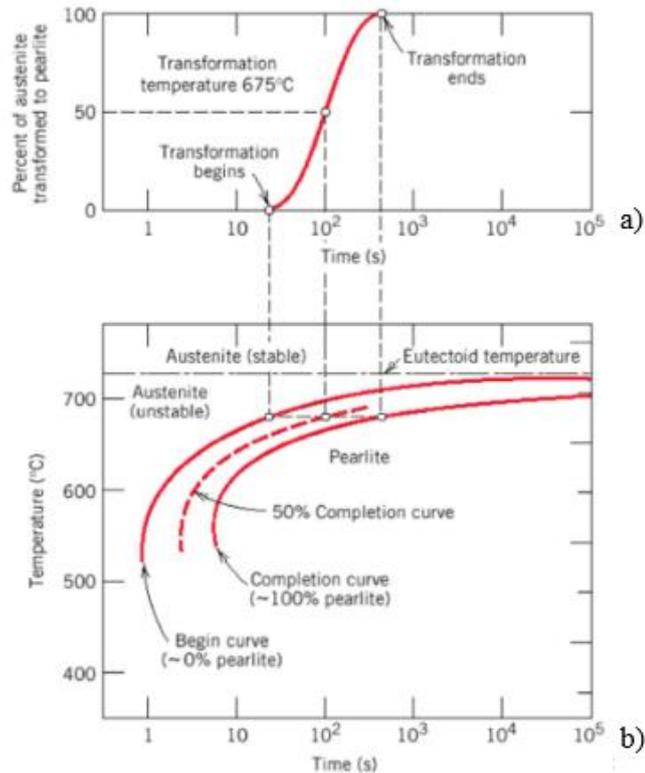


Figura 48 Curva T.T.T. acciaio eutettoidico

In Figura 48a) si riporta una curva di trasformazione isoterma nel caso di un acciaio perlitico. La curva si riferisce alla percentuale di perlite che si ottiene in funzione del tempo di mantenimento ad una determinata temperatura subcritica.

Infine, con una impegnativa campagna sperimentale è possibile costruire le curve T.T.T. (dall'inglese Time Temperature Transformations), riferite a un acciaio eutettoidico, Figura 48 b).

Nel caso degli acciai ipoeutettoïdici (di nostro interesse) si ha in aggiunta una ulteriore curva che si riferisce alla trasformazione dell'austenite in ferrite, Figura 49. Si noti che oltre alle curve precedentemente mostrate ne compaiono due che si riferiscono alla temperatura di inizio trasformazione martensitica  $M_s$  (tratteggiata blu, Figura 49) e la temperatura di fine trasformazione Martensitica  $M_f$  dove per convezione si ha che il 90% del materiale temprato è composto di martensite.

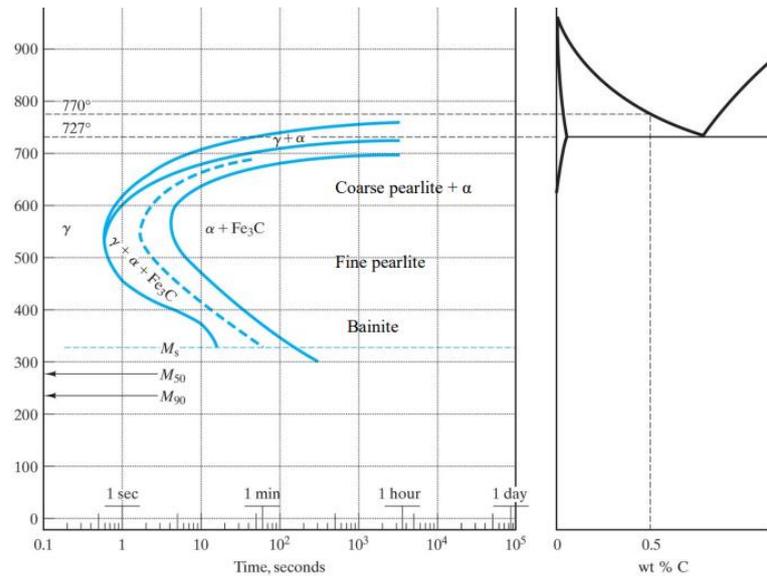


Figura 49 Curva T.T.T. acciaio ipoeutettoïdico

Alte produttività e microstruttura specifica, possono richiedere trattamenti termici con elevati tassi di raffreddamento e per predire la microstruttura finale si fa affidamento a grafici alternativi. A tal fine, a partire dal diagramma T.T.T. è possibile ricavare un altro diagramma, il quale mostra la trasformazione dell'austenite nelle condizioni di raffreddamento continuo. Tali curve prendono il nome di curve C.C.T. (Continuous Cooling Transformations).

Nei diagrammi C.C.T. la curva tangente al naso delle curve isoterme, nella realtà, si trova spostata più a destra e in basso rispetto alle curve T.T.T. (Figura 50), il che si significa che il tasso di raffreddamento deve essere minore affinché si abbia solo martensite. Però nel caso si usassero le curve isoterme e nello specifico si prendessero in considerazione le curve tangenti al naso di quest'ultime, saremmo dalla parte della ragione in quanto si sta imponendo al materiale un tasso di raffreddamento maggiore affinché si formi solo martensite.

Di seguito si riportano le curve C.C.T. relativamente a un acciaio ipoetettoïdico, Figura 51, si noti che in questo caso, affinché si abbia solo martensite, la curva di raffreddamento deve essere tangente al secondo naso, ossia la curva di trasformazione

dell'austenite in bainite (prima linea tratteggiata), invece il primo naso è in corrispondenza della trasformazione in ferrite da parte dell'austenite.

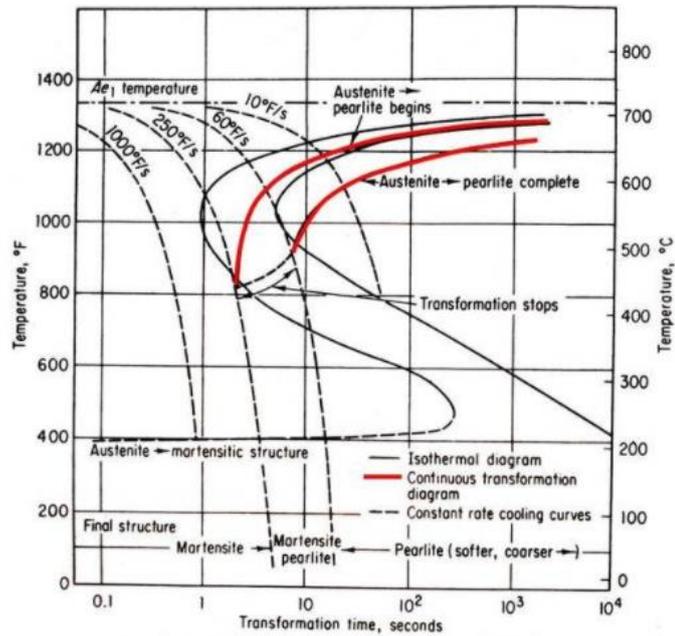


Figura 50 Confronto curve T.T.T.-C.C.T.

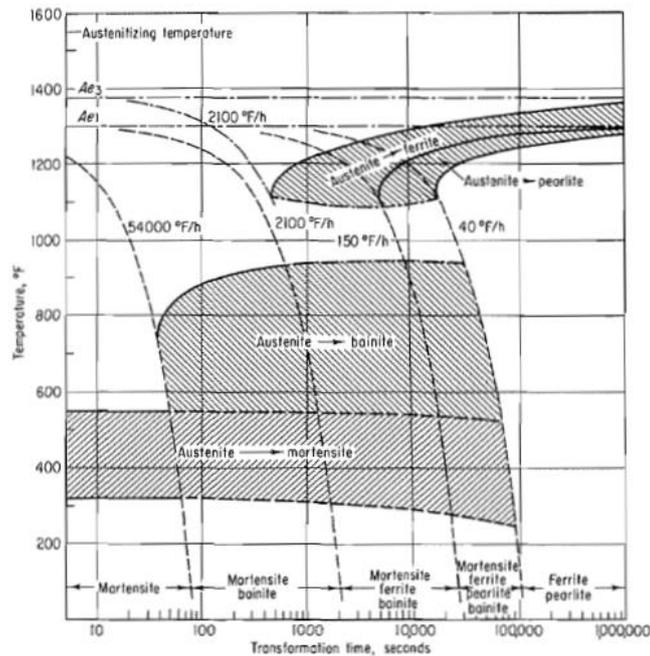


Figura 51 Diagramma C.C.T. acciaio ipoeutetoidico

Doverosa risulta la precisazione: che nel caso degli acciai esiste un diagramma di trasformazione isoterma ed anisoterma dell'austenite specifico per ogni composizione chimica. In particolare, la forma e la posizione delle curve T.T.T. e C.C.T. varia in

relazione a vari parametri. L'aggiunta di elementi di lega, ivi compreso il carbonio, comporta un ritardo nella trasformazione dell'austenite. Come conseguenza, più la composizione chimica dell'acciaio è ricca di elementi di lega, le curve T.T.T. e C.C.T. risultano essere più spostate in basso e a destra rispetto agli assi cartesiani, Figura 52.

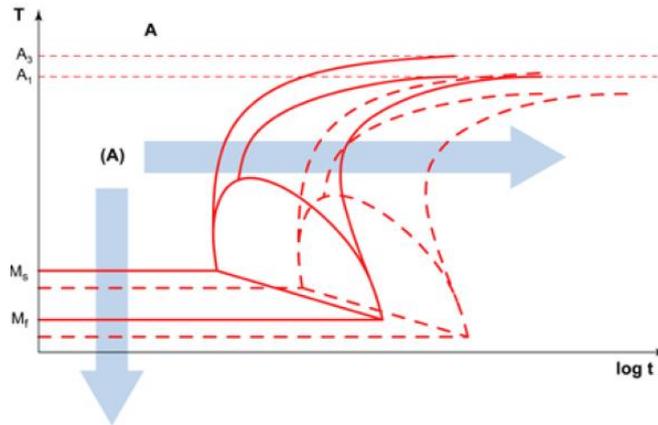


Figura 52 Influenza elementi di lega diagrammi T.T.T

Lo spostamento in avanti delle curve T.T.T. e C.C.T. è molto importante, e spiega perché sia più agevole ottenere strutture martensitiche in acciai contenenti elementi di lega, piuttosto che in acciai al solo carbonio.

Si è parlato di martensite e di bainite però non trattate nello specifico, in quanto non comparivano come fasi stabili del diagramma Fe-C, sono discusse in seguito.

### 3.2.1. Martensite

Sotto moderati tassi di raffreddamento, gli atomi di carbonio possono diffondere fuori dalla struttura austenitica. Durante questo processo, gli atomi di ferro assumono una struttura cubico a corpo centrato. Differente risultato si ottiene nel caso in cui il tasso di raffreddamento è maggiore, in quanto non si lascia sufficiente tempo agli atomi di carbonio per diffondere fuori dalla soluzione. Essendo il carbonio intrappolato nella soluzione non si può avere una struttura cubica a corpo centrato, ma la struttura risultante è una fase estremamente dura e fragile che prende il nome di Martensite, caratterizzato da un reticolo tetragonale a corpo centrato (T.C.C.). Il processo di rapido raffreddamento prende il nome di tempra e al microscopio appare come una struttura aciculare.

Ci sono varie caratteristiche da tenere in considerazione per quanto riguarda la martensite, tra cui:

- La trasformazione avviene senza diffusione, non vi è quindi variazione della composizione chimica. La trasformazione ha origine nel momento in cui si

applica il raffreddamento e cessa nel momento in cui non viene più applicato il raffreddamento. Pertanto, la trasformazione dipende solo dalla diminuzione della temperatura ed è indipendente dal tempo. Una trasformazione del genere viene detta atermica.

- L'ammontare di martensite che si forma al diminuire della temperatura non risulta essere lineare. Il numero di aciculi di martensite all'inizio procede lentamente, per poi aumentare e verso la fine diminuire nuovamente. Si identificano con martensite start  $M_s$  la temperatura alla quale si ha inizio della formazione di martensite e martensite finish  $M_f$  la temperatura di fine del processo di formazione di martensite.
- La temperatura di martensite start non può essere cambiata variando semplicemente il tasso di raffreddamento, in quanto il range di temperature per martensite start e finish dipende dalla lega in questione. Dalle prove sperimentali  $M_s$  risulta essere funzione degli elementi di lega, ma anche dalla percentuale di carbonio Figura 53:

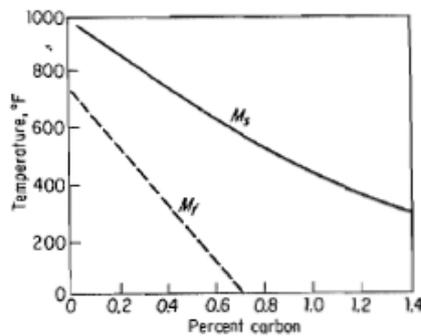


Figura 53 Variazione Martensite start e finish in funzione del tenore di carbonio

- La martensite, con molta probabilità non si trova mai in una condizione di equilibrio, tuttavia essa può persistere alla temperatura ambiente e sempre a temperatura ambiente si tratta di una struttura intermedia tra l'instabile austenite e la miscela di ferrite e cementite.
- La martensite risulta essere più dura dalla fase da cui si origina, ossia l'austenite. La durezza della martensite aumenta con l'aumentare del tenore di carbonio ed è funzione esclusivamente di quest'ultimo.
- Se, come risultato delle trasformazioni, si ottengono fasi stabili e in seguito si fa diminuire la temperatura al di sotto del martensite start, la martensite non si forma.

### 3.2.2. La bainite:

Le curve di trasformazione dell'austenite (curve T.T.T. e C.C.T.) evidenziano l'esistenza di due microstrutture dell'acciaio non presenti sul diagramma di stato Fe-C: la bainite e la già menzionata martensite.

La bainite è un aggregato finissimo di fase  $\alpha$  e di fase  $Fe_3C$ , entrambe con morfologia aciculare, che si forma a temperature comprese indicativamente tra 250°C e 550°C in relazione alla composizione chimica dell'acciaio.

La trasformazione dell'austenite in bainite avviene per nucleazione ed accrescimento ed è governata dalla diffusione del carbonio. In relazione alla temperatura a cui avviene la trasformazione della nuova struttura si parla di bainite superiore (intervallo di trasformazione 400°C-550°C) e bainite inferiore (intervallo di trasformazione 250°C-400°C). A temperatura ambiente, la bainite superiore presenta una struttura che assomiglia alla perlite, invece, la bainite inferiore presenta una struttura aciculare simile alla martensite [25].

## 3.3. Trattamenti termici

Possiamo definire i trattamenti termici come una combinazione di processi di riscaldamento e raffreddamento temporanei applicati ai metalli allo stato solido al fine di ottenere le proprietà meccaniche desiderate.

Il primo passo per la maggior parte dei trattamenti termici consiste nel raggiungere l'austenitizzazione completa del materiale. Il tasso di riscaldamento costituisce un fattore da tenere in considerazione, specialmente nel caso di materiali lavorati a freddo i quali hanno tensioni residue e necessitano un riscaldamento lento in modo da evitare distorsioni nel materiale. Particolare attenzione va rivolta anche al materiale con differenti sezioni così da non avere disomogeneità di temperature e quindi dilatazioni differenti.

### 3.3.1. Ricottura Completa

La ricottura completa (o ricottura propriamente detta) è un trattamento termico che prevede il riscaldamento dell'acciaio a una determinata temperatura, evidenziata in rosso nella Figura 54, con successivo lento raffreddamento in forno oppure in un ambiente termicamente isolato.

Durante la fase di riscaldamento, il materiale viene portato a completa austenitizzazione, nel caso di un acciaio ipoeutetoidico bisogna raggiungere le temperature superiori alla linea  $A_3$  (Figura 54).

I trattamenti termici di ricottura possono indurre minore rigidità nel materiale oppure migliorare le sue proprietà elettriche e magnetiche e, in alcuni casi, migliorare la lavorabilità del materiale oppure l'annullamento della struttura precedente, ricostituendone una nuova tendenzialmente formata da ferrite e perlite.

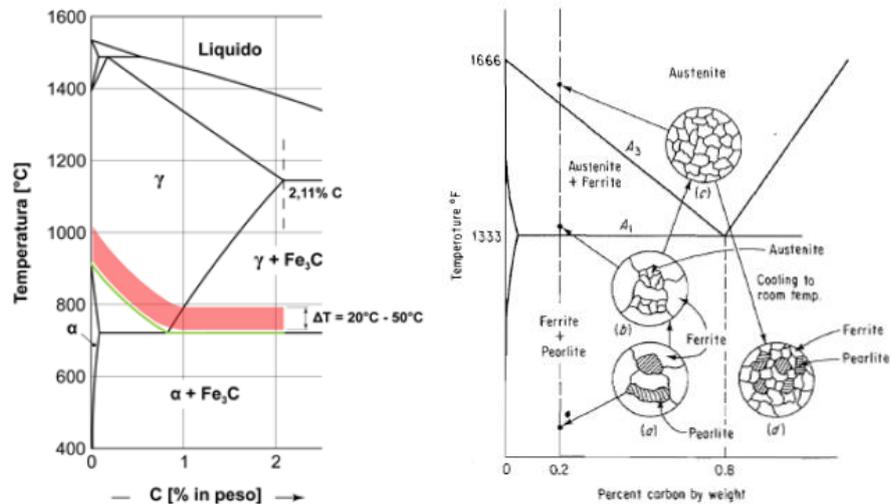


Figura 54 Range termico per la ricottura (a sinistra) Linee di demarcazione delle varie fasi (a destra)

### 3.3.2. Sferoidizzazione

Per ovviare al problema della presenza della cementite che costituisce una fase dura e fragile, si può adottare il processo termico di sferoidizzazione. La presenza della cementite causa problemi nel momento in cui il materiale in questione, necessita una lavorazione meccanica di taglio che, come risultato, genera una superficie irregolare. La sferoidizzazione, dal nome stesso, permette la sferoidizzazione della cementite, così facendo si ottengono globuli di cementite immersi in una matrice ferritica.

Il trattamento termico prevede i seguenti passaggi:

1. prolungato mantenimento al di sotto della linea critica inferiore:  $A_1$ , Figura 54;
2. alternate fasi di riscaldamento (al di sopra  $A_1$ ) e di raffreddamento (al di sotto di  $A_1$ );
3. riscaldare alla temperatura superiore ad  $A_1$ , infine raffreddare lentamente in forno.

### 3.3.3. Normalizzazione

La normalizzazione degli acciai si ottiene riscaldando approssimativamente  $40^{\circ}\text{C}$  sopra la linea critica superiore (temperatura  $A_3$ ), con conseguente raffreddamento all'aria alla temperatura ambiente. L'obiettivo della normalizzazione è quello di produrre un acciaio con maggiore rigidità e resistenza (microstruttura fine) rispetto a quelli ottenibili mediante il processo di ricottura, motivo per il quale la normalizzazione potrebbe essere l'ultimo trattamento termico riservato agli acciai. Inoltre, la normalizzazione può apportare negli acciai migliore lavorabilità alle macchine utensili. Trattandosi di un raffreddamento all'aria aperta e non più in forno possiamo dire di essere fuori dalle condizioni di equilibrio, questo significa che non possiamo usare il diagramma di stato stabile per predire la porzione delle fasi che si ottengono a fine trattamento.

### 3.3.4. Tempra

Il processo di tempra prevede la completa austenitizzazione del componente seguito da un rapido raffreddamento in materiali tempranti come: acqua, salamoia ecc.

La differenza sostanziale rispetto alla ricottura o alla normalizzazione risiede nel raffreddamento, infatti, deve essere sufficientemente rapido da permettere la trasformazione dell'austenite in martensite.

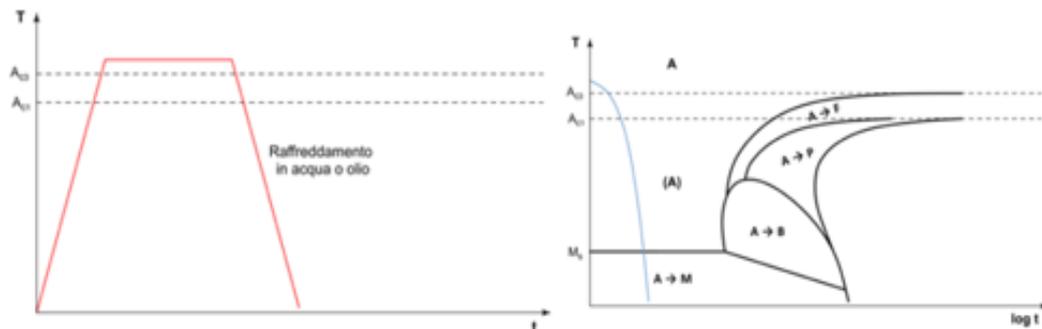


Figura 55 Processo di tempra

Riferendosi alla curva C.C.T. di un generico acciaio ipoeutettoideico nel caso di tempra si ha l'andamento in Figura 55:

### 3.4. Danneggiamenti termo-meccanici delle ruote

Come già menzionato, i freni a ceppi sono ancora la principale forma di frenatura per treno merci. Le condizioni di servizio impongono alte sollecitazioni a contatto e forti carichi termici sulla tavola della ruota.

È anche ben noto che gli apporti termici alla ruota, possono essere generati da vari fattori come lo slittamento o scorrimento dovuto all'interazione ruota-rotaia (operazioni di curvatura, strisciamento tra ruota e rotaia) e allo scorrimento con attrito tra ruota-ceppo. La combinazione tra carichi termici e carichi meccanici al cerchione della ruota può risultare in stato di degradazione o rottura secondo le seguenti modalità [26]:

- Scheggiatura da fenomeni termo-meccanici (Thermo-mechanical shelling: TMS);
- Cricche da fenomeni termici (Thermal cracking);
- Scheggiatura da strisciamento ruota (Shelling from wheel skids).

Ciascuna di queste modalità di degradazione è fortemente influenzata dalle caratteristiche del materiale della ruota, dalle condizioni operative e dai regimi di manutenzione in atto.

#### 3.4.1. Scheggiatura da fenomeni termo-meccanici (TMS)

I carichi termici che investono la ruota del treno possono portare a un cambiamento della microstruttura esistente come la sferoidizzazione che investe la struttura perlitica, portando alla formazione di una matrice ferritica in cui sono sospesi globuli di cementite. Tale struttura è caratterizzata da un aumento della sensibilità della ruota alla frattura in condizioni di rotolamento sotto carico. L'azione dei carichi ciclici può portare alla genesi di un alto numero di dislocazioni che, combinate con lo scorrimento del materiale, possono portare alla rottura delle lamelle di cementite favorendo così il processo di sferoidizzazione.

In Figura 56 viene mostrato un tipico esempio di TMS che ha causato fessurazioni e rifollamento sulla superficie della tavola.

La distribuzione delle fessurazioni rispecchia la combinazione di carico meccanico e termico, con fessurazioni relativamente poco profonde nelle zone laterali della ruota e decisamente più marcate nelle zone di maggiore contatto.

Aumentando la stabilità delle fasi all'interno della microstruttura, migliorando la durezza della ruota al fine di minimizzare la deformazione della superficie e migliorando l'omogeneità della microstruttura si può alleviare l'incidenza della TMS.



Figura 56 Fessurazione e rifollamento nelle zone di contatto

### 3.4.2. Cricche da fenomeni termici

Le cricche termiche si originano a seguito di elevati carichi termici (tipico dei treni con impianto frenante a ceppi) che possono indurre, oltre alle trasformazioni di fase, campi tensionali particolarmente dannosi che possono far propagare le cricche.

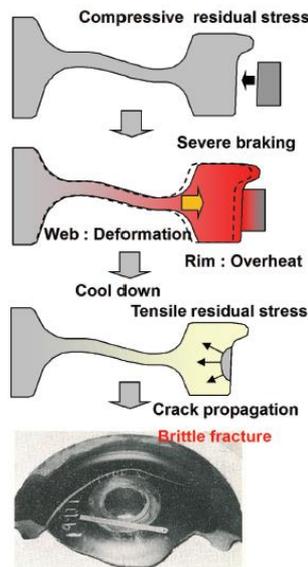


Figura 57 Cedimento da Thermal Cracking

Nel momento in cui si aziona la frenata tramite i ceppi premuti sulla tavola della ruota, la temperatura aumenta a causa dell'attrito. In condizioni normali di frenatura, ad esempio nel caso di frenatura di arresto, l'apporto termico, non ha quasi alcuna

influenza sulle prestazioni della ruota. Tuttavia, nelle condizioni di frenatura di mantenimento in lunghe discese oppure nelle situazioni in cui si verifica il bloccaggio dei ceppi a causa del malfunzionamento nel sistema frenante, si ha il riscaldamento della tavola della ruota che può raggiungere temperature elevate. A causa dell'espansione termica del cerchione, quest'ultimo "tira" la vela verso l'esterno e quindi si genera tensione radiale nella zona della vela. Nel momento in cui questa sollecitazione termica radiale supera la tensione di snervamento del materiale della vela, si ha deformazione plastica. Dopo il rilascio del ceppo freno e il raffreddamento della ruota, il cerchione tende a restringersi; tuttavia, la deformazione plastica avvenuta nella vela impedisce la completa contrazione del cerchione. Come risultato, la vela spinge il cerchione verso l'esterno, generando una condizione di trazione nella direzione circonferenziale. Per questo motivo, nella fabbricazione delle ruote, lo sforzo residuo di compressione è originariamente dato dal trattamento termico. Ciononostante, nel caso di cui sopra, questa tensione residua iniziale cambia dal lato della compressione al lato della tensione.

Dunque si verifica nella tavola una inversione di stato tensionale, che può generare piccole cricche termiche sulla superficie con conseguente propagazione che, nel peggiore dei casi, può portare a frattura fragile della ruota, Figura 57.

#### 3.4.3. Scheggiatura da strisciamento ruota

Durante lo slittamento, tra ruota e rotaia, il calore apportato alle ruote può raggiungere temperature ben superiori alla temperatura di austenitizzazione e il successivo rapido raffreddamento per conduzione termica nel metallo freddo circostante può portare alla formazione di martensite (limitatamente nella zona in cui sia avvenuto lo slittamento). Tuttavia, la probabilità di formazione della martensite dipende, come già visto in precedenza, dalla velocità raffreddamento, dalla temperatura raggiunta durante lo scorrimento e dall'effetto degli elementi di lega sulla temperatura di austenitizzazione.



*Figura 58 Presenza della martensite e della scheggiatura nella zona appiattita*

La combinazione delle zone in cui si ha appiattimento della ruota causato dallo strisciamento e/o martensite fragile, possono essere zone di nucleazione di cricche superficiali e persino di formazione di crateri da contatto hertziano, Figura 58. Questi fenomeni si traducono in ruote ad alto impatto che generano forze dinamiche elevate che danneggiano il materiale rotabile, le rotaie e minano la sicurezza.

# CAPITOLO 4

## 4. MODELLI FEM: Statico Strutturale e Transiente Termico

L'obiettivo della tesi consiste nello sviluppo un modello agli elementi finiti che permetta la simulazione dell'azione del carico termico agente sulle ruote durante le operazioni di frenatura di un veicolo ferroviario a velocità costante e in frenata con arresto. I veicoli ferroviari in questione sono quelli di trasporto merci, quindi, tipicamente dotati di sistema frenante a ceppi, i quali durante le operazioni di frenatura vengono accostati e poi premuti allo scopo di dissipare parte o per intero l'energia cinetica del convoglio.

Lo studio si focalizza su due tipi di configurazione di ceppi: 1Bg e 2Bg, porgendo l'attenzione sul materiale del ceppo installato negli impianti frenanti: in ghisa e sintetico.

Molti sono i testi in letteratura che studiano il fenomeno; tra i quali, vale la pena citare, il modello di Vernersson e anche il modello di Babu e Prasad.

Il modello di Vernersson [9,25,26] consiste in un modello assialsimmetrico, dove l'apporto di calore termico generato dall'attrito tra ceppo e ruota viene fornito sotto forma di calore medio al giro. La potenza termica generata durante il processo di frenatura viene determinata da assunzione a priori della pressione di contatto, coefficiente di attrito e velocità tangenziale. Il modello è stato calibrato mediante i dati ricavati da un banco prova. Il modello proposto da Vernersson può simulare operazioni di frenatura di mantenimento (drag braking), di frenatura di arresto (stop braking) e operazioni in cui vengono richiesti dei periodi di raffreddamento.

Interessante risulta il metodo proposto da A. Suresh Babu e N. Siva Prasad [27], i quali mediante un modello bidimensionale agli elementi finiti termico-strutturale, cercano di predire l'andamento della temperatura a seguito della decelerazione della ruota nei treni con sistema frenante a ceppi. I ricercatori in questione, sono riusciti a simulare gli effetti termici a seguito del processo di frenatura con arresto, imponendo alla ruota una rotazione in modo da simulare la decelerazione. Il calore apportato alla ruota viene calcolato istantaneamente dall'andamento di pressione a che si genera nel contatto. Si tratta di una analisi transiente dove gli effetti transienti della parte strutturale sono soppressi lasciando solo quelli relativi alla parte termica.

A differenza dei modelli appena citati, in quello che verrà esposto in seguito, non si adotta una geometria assialsimmetrica e nemmeno un modello termo-strutturale dove si tiene in considerazione sia il ceppo che la ruota. Nella seguente tesi si propone un metodo di simulazione FEM puramente termico dove si simula l'apporto termico dato alla ruota come variabile nel tempo, con la ruota che rimane fissa. L'introduzione dell'apporto di calore è funzione della distribuzione di pressione che a sua volta è funzione della forza frenante agente sul ceppo. L'andamento di pressione è ottenuto mediante un ulteriore modello FEM strutturale, che simula il contatto tra ruota e ceppo [28]. A differenza del modello di Vernersson, dove la pressione viene considerata costante, dal modello del contatto adottato si ottiene la distribuzione di pressione lungo le direzioni normali e tangenziali alla superficie di contatto tra la ruota e il ceppo.

Effetti come la convezione con l'aria, la non linearità delle proprietà del materiale e la conduzione con la rotaia fredda sono tenuti in considerazione. Il metodo con cui vengono applicati i carichi, le "Table" interpolanti disponibili in ANSYS, rende il modello versatile, ossia si ha la possibilità di simulare diverse condizioni di frenatura come la frenatura di arresto (stop braking) e di mantenimento (drag braking).

In Figura 59 si riporta uno schema riassuntivo del modello sviluppato nell'ambito dell'attività di tesi.

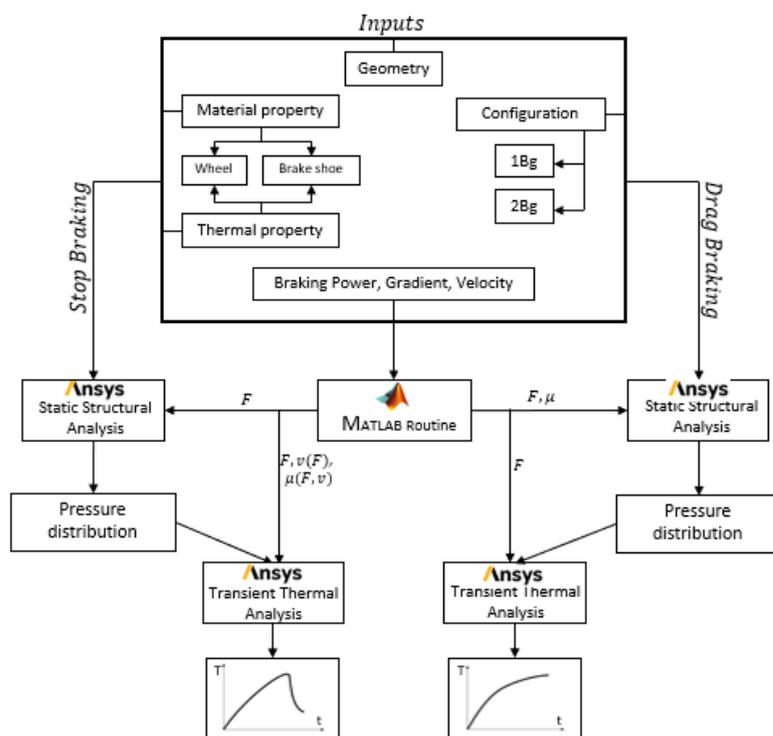


Figura 59 Schema processo di simulazione della frenata

Come Software di calcolo utilizzato per le analisi si è fatto riferimento a ANSYS Mechanical APDL. La modalità con cui verranno affrontati i successivi paragrafi corrisponde alla logica di implementazione del codice, Figura 60.

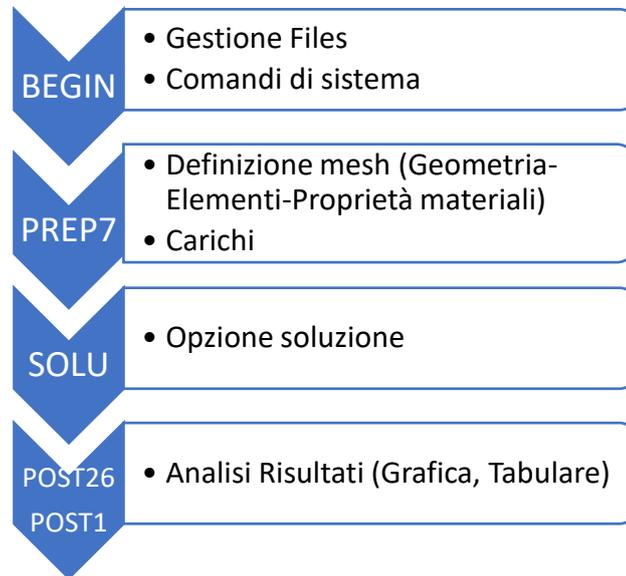


Figura 60 Fasi costruzione del modello

#### 4.1. Modello Statico Strutturale

Il modello Statico Strutturale consiste nello studio del contatto tra i ceppi e la ruota, nello specifico si vuole conoscere la distribuzione di pressione a seguito dell'azione premente dei ceppi sulla ruota, fattore chiave nell'implementazione del modello termico.

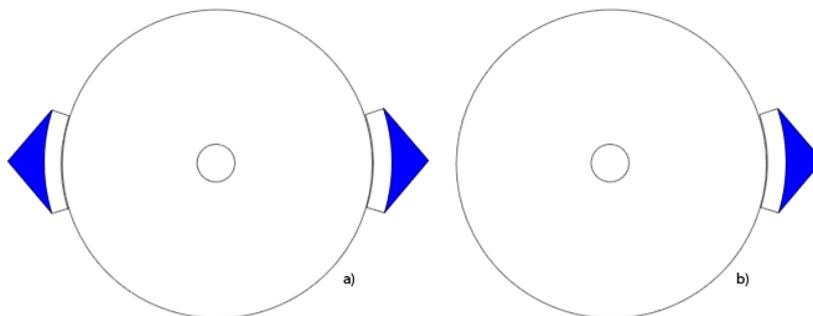


Figura 61 Configurazione ceppo/i-ruota analizzati

Il modello sviluppato permette di riprodurre la configurazione 2Bg e 1Bg, Figura 61 a) e Figura 61 b) rispettivamente.

#### 4.1.1. PREP7: Geometria

La ruota è modellata come un cilindro avente un diametro esterno di  $920\text{ mm}$  ( $R = 460\text{ mm}$ ), valore tipico del raggio di rotolamento delle ruote ferroviarie, e un diametro interno di  $160\text{ mm}$  ( $R_2 = 80\text{ mm}$ ), Figura 62.

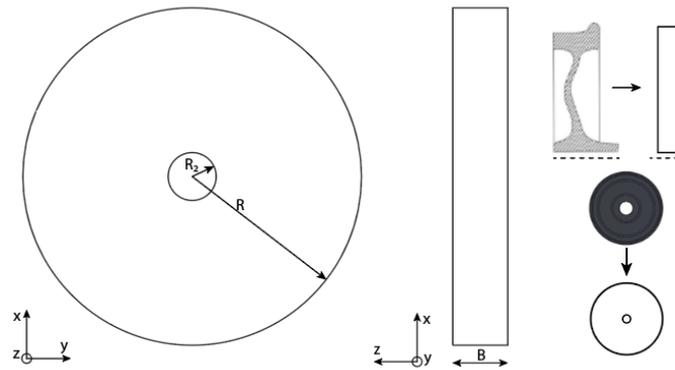


Figura 62 Dimensioni della ruota

Essendo il modello 2-D (usa solo elementi piani) si è optato per uno spessore costante e uniforme su tutta la ruota pari a  $B = 80\text{ mm}$ .

Per quanto concerne il ceppo in questione, si è cercato di emulare le dimensioni dei ceppi standard presentati in normativa UIC 541-4 [10]. L'apertura angolare del ceppo corrisponde all'arco di contatto di circa  $320\text{ mm}$  che si dovrebbe avere una volta che il ceppo si trova a contatto con la ruota, invece, per quanto riguarda lo spessore in direzione radiale e assiale si hanno delle dimensioni di  $S = 50\text{ mm}$  e  $B = 80\text{ mm}$  rispettivamente, Figura 63.

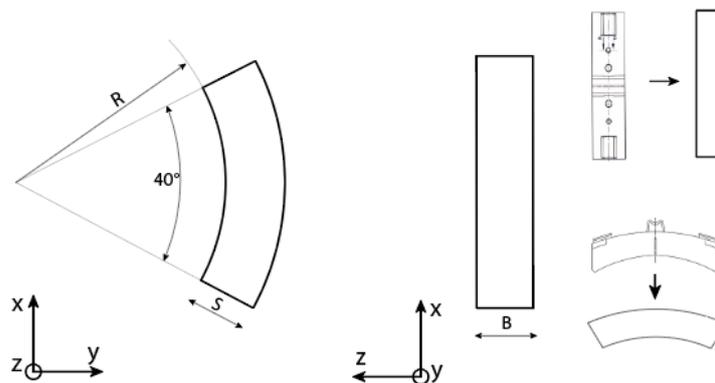


Figura 63 Dimensioni dei ceppi

#### 4.1.2. PREP7: Elementi impiegati

Gli elementi strutturali 2-D adottati per il ceppo/ceppi e la ruota sono i PLANE183 (Figura 64), i quali sono elementi quadrangolari a 8 nodi oppure 6 con funzioni di forma quadratiche. Possiedono due gradi di libertà; lo spostamento nella direzione  $x$  e  $y$  rispettivamente per ogni nodo.

In ambiente ANSYS è possibile modificare il comportamento di un elemento definendo opportune opzioni di lavoro, chiamate keyoptions. Infatti, settando opportunamente la keyoption numero 3 è possibile ottenere gli elementi associati in stato di tensione piana. Infine, proprietà come lo spessore vengono attribuite all'elemento mediante le real constant.

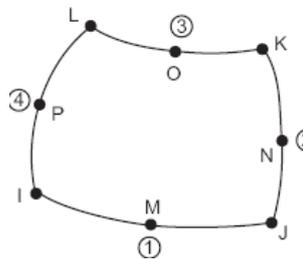


Figura 64 Elemento PLANE183

Il contatto tra i corpi viene simulato adottando gli elementi CONTA172 e TARGE169.

L'elemento CONTA172 è in grado di simulare il contatto con strisciamento in 2-D tra due superfici. Tale elemento viene utilizzato sia in analisi strutturali che di contatto accoppiate tra loro. Esso è definito da tre nodi, come visibile in Figura 65. Tali elementi sono collocati su elementi 2-D (PLANE183) che contengono un nodo intermedio.

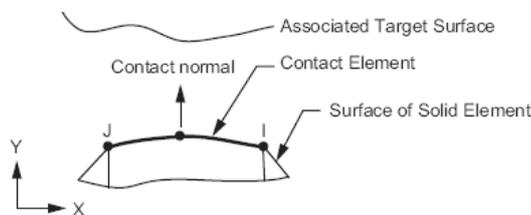


Figura 65 Elemento CONTA172

Invece, l'elemento TARGE169 è usato per definire la superficie "target" da associare agli elementi del contatto CONTA172. Nello studio eseguito, gli elementi

TARGE169 (Figura 66) sono distribuiti lungo la superficie di contatto della geometria del ceppo freno. L'associazione degli elementi della superficie di contatto 2-D (CONTA172) agli elementi del segmento target 2-D (TARGE169) avviene tramite un insieme condiviso di real constant e ogni superficie TARGE può essere associata ad una sola superficie di CONTA e viceversa.

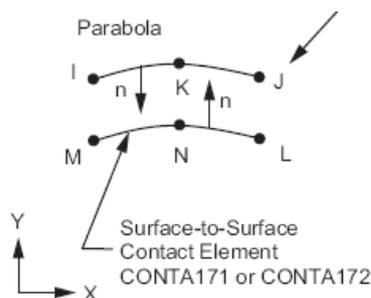


Figura 66 Elemento TARGE169

L'azione frenante dei ceppi avviene mediante l'applicazione di una forza premente su questi ultimi, tale forza viene generata dall'impianto frenante e trasmessa al ceppo attraverso il cilindro freno e i leveraggi che costituiscono la timoneria.

Il ceppo viene montato sui porta-ceppo e al fine di simularne la maggiore rigidità rispetto al ceppo, si sono adottati gli elementi MPC184 con la proprietà di collegamento rigido tra la superficie esterna del pattino e il punto di applicazione del carico.

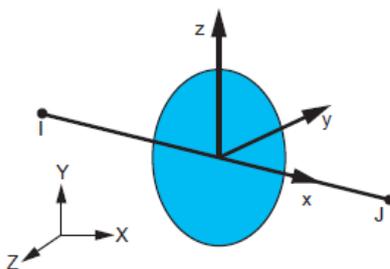


Figura 67 Elemento MPC184

L'MPC184 comprende una classe generale di elementi di vincolo multipunto che applicano vincoli cinematici tra nodi. L'elemento, con la funzione di "collegamento rigido" oppure "trave", può essere utilizzato per modellare un vincolo rigido tra due corpi deformabili o come componente rigido utilizzato per trasmettere forze e momenti in applicazioni ingegneristiche. La Figura 67 mostra la geometria, le

posizioni dei nodi e il sistema di coordinate per questo elemento. Due nodi definiscono l'elemento con l'asse x orientato dal nodo I verso il nodo J.

Infine, la Figura 68 viene riportato uno schema della geometria del modello nel suo complesso con tutti gli elementi considerati nel modello.

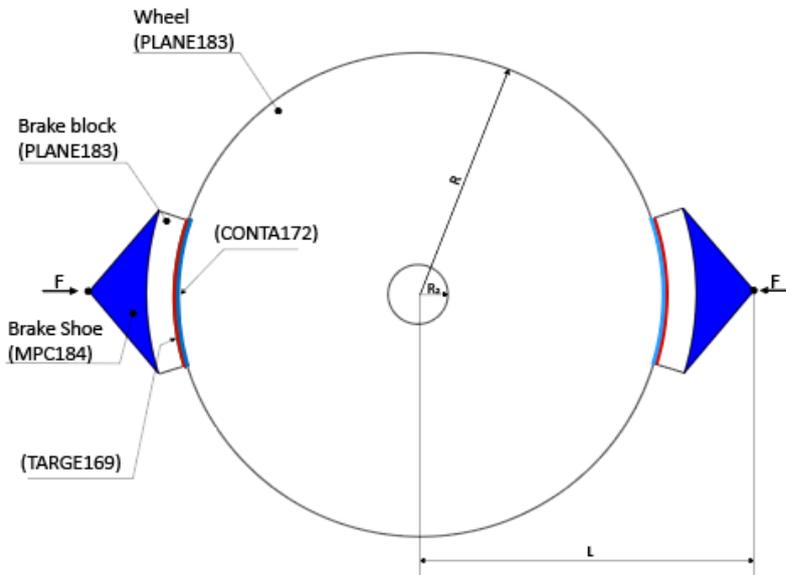


Figura 68 Elementi adottati nel modello statico

Il problema del contatto statico può essere formulato come “un problema di minimizzazione vincolata, in cui la funzione oggettiva è l'energia potenziale di tutti i corpi in contatto e i vincoli sono dati dalla condizione di non penetrazione” [29]. Dal punto di vista matematico, la soluzione del problema del contatto è equivalente alla soluzione di un metodo FE basato sulla così detta forma debole dell'equilibrio o forma variazionale dell'equilibrio. In tali problemi conservativi la condizione di equilibrio si ottiene nel caso in cui si cerca il minimo dell'energia potenziale  $\Pi$  del sistema meccanico, ossia, il problema del contatto può essere formulato come:

$$\min \Pi(\mathbf{u}) = \frac{1}{2} \mathbf{u}^t \mathbf{K} \mathbf{u} - \mathbf{f}^t \mathbf{u} \quad (10)$$

alla condizione  $g_j(\mathbf{u}) \leq 0, j = 1, \dots, n$

Dove:

- $\mathbf{K}$ : è la matrice di rigidezza;
- $\mathbf{f}$ : è il vettore delle forzanti;
- $\mathbf{u}$ : è il vettore degli spostamenti;

- $g_j(\mathbf{u})$ : corrisponde alla condizione di non penetrazione, con  $g_j(\mathbf{u}) = 0$  che definisce il contatto tra i due corpi.

In un problema con corpi elastici, A e B, l'energia potenziale elastica si definisce come:

$$\Pi(\mathbf{u}) = \Pi_A(\mathbf{u}) + \Pi_B(\mathbf{u}) = \frac{1}{2} \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_A \\ \mathbf{u}_B \end{Bmatrix}^t \begin{bmatrix} K_A & 0 \\ 0 & K_B \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_A \\ \mathbf{u}_B \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} f_A \\ f_B \end{Bmatrix}^t \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_A \\ \mathbf{u}_B \end{Bmatrix} \quad (11)$$

Nel caso numerico, la condizione di non penetrazione richiede come condizione che  $g_j(\mathbf{u}) \leq TOLN$ , dove con  $TOLN$  si intende il livello di penetrazione ammissibile nell'analisi del contatto (prodotto del parametro di ANSYS FTOLN per la profondità dell'elemento di contatto). In Figura 69 sono riportati il caso numerico e reale, si noti che nel caso di contatto dei corpi reali la condizione di non penetrazione corrisponde a  $g_j(\mathbf{u}) \leq 0$ , con  $g_j(\mathbf{u}) = 0$  quando i corpi sono a contatto.

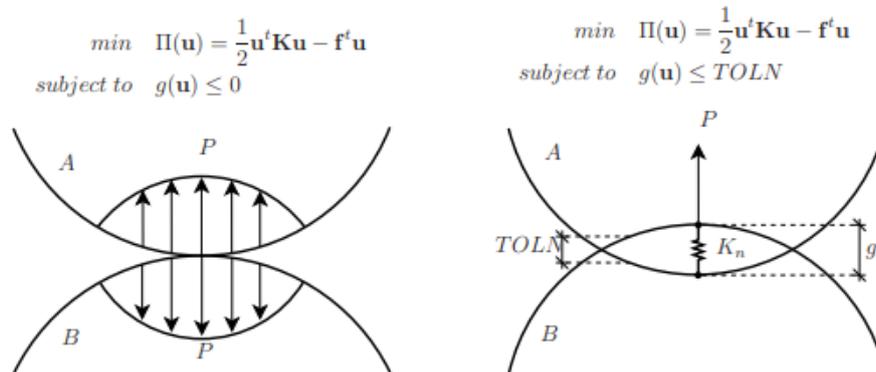


Figura 69 Problema fisico (a sinistra) e numerico (a destra)

È possibile semplificare il discorso dell'analisi del contatto visualizzando delle molle che si sovrappongono tra i due corpi che andranno in contatto, ovviamente si considera una molla allocata nei nodi che vedranno il sovrapporsi degli elementi CONTA e TARGE.

Nel processo di definizione degli elementi CONTA è richiesta la specifica di una serie di real constant chiave, come FKN (rigidezza normale del contatto) e FTOLN (fattore indicativo del limite di penetrazione).

Secondo Hattori e Serpa, il parametro più critico nelle analisi di contatto è tipicamente la rigidezza normale del contatto FKN [29]. Valori bassi della rigidezza normale possono portare a risultati non attendibili a causa dell'elevata penetrazione che si può avere tra i corpi. Invece, valori alti possono portare al mal condizionamento della matrice di rigidezza globale e quindi alla non convergenza del problema.

Fondamentale, quindi, risulta la scelta di un valore che non produca alti livelli di penetrazione ma allo stesso tempo non porti al mal condizionamento della matrice di rigidezza.

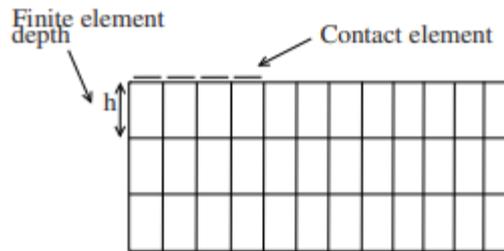


Figura 70 Definizione della profondità dell'elemento di contatto

Sempre secondo Hattori e Serpa, anche il limite di penetrazione  $FTOLN$ , che definisce la massima penetrazione ammissibile tra i corpi a contatto, ha una influenza significativa sulla soluzione [29]. Questo parametro, specificato dall'utente di ANSYS, è moltiplicato per la profondità dell'elemento di contatto (indicata come  $h$  in Figura 70) e definisce la penetrazione consentita. Per valori di penetrazione maggiori a  $FTOLN \cdot h$  la soluzione non è considerata convergente, anche se soddisfa altri criteri di convergenza.

Tre sono i principali algoritmi disponibili in ANSYS per lo studio del contatto:

- Tecnica della penalizzazione (penalty method);
- Metodo dei moltiplicatori di Lagrange (Lagrange multiplier method);
- Funzioni Lagrangiane aumentate (augmented Lagrange method).

#### *Tecnica della penalizzazione (pure penalty method)*

Questo metodo richiede sia la rigidezza normale che tangenziale del contatto. Il coefficiente di rigidezza tangenziale  $FKT$  (default=1), analogamente a quello di rigidezza normale, viene definito mediante una real constant. Con la specifica del coefficiente di rigidezza tangenziale  $FKT$  (insieme al coefficiente di attrito  $\mu$ ) la matrice di rigidezza viene modificata in automatico da ANSYS.

La convergenza a una soluzione di questo metodo dipende dalla scelta del valore di  $FKN$ . Come accennato in precedenza, alti valori di  $FKN$  possono portare a un mal condizionamento della matrice di rigidezza e quindi a una non convergenza, viceversa, valori bassi possono portare a elevate penetrazioni tra i corpi

Idealmente, quindi, si vorrebbero alti valori della rigidità così da abbassare il più possibile il valore di penetrazione tra i corpi, emulando il comportamento reale di questi, però, al fine della riuscita convergenza del modello vengono adottati valori ragionevolmente bassi di rigidità.

La tecnica della penalizzazione ha il vantaggio che le condizioni di non penetrazione sono contenute direttamente nella funzione. Alla base di questo modello risiede la logica di penalizzare i nodi che andranno in contatto con elevati valori di rigidità. Possiamo riformulare il bilancio di energia potenziale, precedentemente scritto, come:

$$\min_{\text{alla condizione } g(\mathbf{u}) \leq 0} \Pi(\mathbf{u}) \rightarrow P(\mathbf{u}) = \Pi(\mathbf{u}) + \frac{r}{2}g(\mathbf{u})_+^2 \quad (12)$$

Dove:

- $\Pi(\mathbf{u})$  corrisponde alla funzione dell'energia potenziale;
- $g(\mathbf{u})_+ = \max[0, g(\mathbf{u})]$  si riferisce alla condizione di non penetrazione;
- $r$  corrisponde alla rigidità di contatto chiamato anche "coefficiente di penalità".

A partire dalle equazioni 10 e 12 il gradiente può essere espresso come:

$$\nabla P(\mathbf{u}) = \mathbf{K}\mathbf{u} - \mathbf{f} + rg(\mathbf{u})_+\nabla g(\mathbf{u}) \quad (13)$$

mentre la matrice Hessiana è definita come:

$$\nabla^2 P(\mathbf{u}) = \mathbf{K} + rg(\mathbf{u})_+ [\nabla g(\mathbf{u})^t \nabla g(\mathbf{u}) + \nabla^2 g(\mathbf{u})] \quad (14)$$

Dall'espressione risulta chiaro che la rigidità del contatto  $r$  influenza il condizionamento della matrice Hessiana (che corrisponde alla matrice di rigidità).

Il calcolo della pressione di contatto in ANSYS viene eseguito come segue:

$$\mathbf{P}_N = \begin{cases} 0, & \text{se } g(\mathbf{u}) > 0 \\ \mathbf{K}_n g(\mathbf{u}), & \text{se } g(\mathbf{u}) \leq 0 \end{cases} \quad (15)$$

Dove  $\mathbf{K}_n$  si riferisce alla matrice di contatto normale e  $g(\mathbf{u})$  corrisponde alla penetrazione normale alla superficie.

#### *Metodo dei moltiplicatori di Lagrange (Lagrange multipliers method)*

Il metodo dei moltiplicatori di Lagrange non adotta la modifica della matrice di rigidità ma prevede l'aggiunta di nuove variabili. Teoricamente, questo metodo impone penetrazione nulla quando il contatto è chiuso e "slittamento zero" quando si

verifica contatto. Tuttavia, il metodo dei moltiplicatori di Lagrange aggiunge ulteriori gradi di libertà al modello, quindi richiede iterazioni aggiuntive per stabilizzare la condizione di contatto con conseguente aumento del costo computazionale.

La funzione di Langrange viene espressa come:

$$L(\mathbf{u}, \boldsymbol{\lambda}) = \Pi(\mathbf{u}) + \boldsymbol{\lambda}^t g(\mathbf{u}) \quad (16)$$

Dove  $\boldsymbol{\lambda} = [\lambda_1, \lambda_2 \dots \lambda_n]$  sono i moltiplicatori Langragiani, associati ciascuno ad una coppia di nodi in contatto e che consentono di risolvere il problema di minimizzazione dell'energia potenziale. Si può ottenere la condizione ottimale della funzione di Langrange risolvendo il sistema di equazioni sia per gli spostamenti che per i moltiplicatori. Si ricorda che si arriva alla formulazione matriciale imponendo che l'energia potenziale del sistema sia minima ossia la derivata del potenziale posta a zero. Aggiungendo al set di equazioni ricavate  $g(\mathbf{u}) \leq 0$ , che può riformulato come  $\mathbf{B}^T \mathbf{u} - \boldsymbol{\alpha} = 0$ , otteniamo:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{B} \\ \mathbf{B}^T & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \boldsymbol{\lambda} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f} \\ \boldsymbol{\alpha} \end{Bmatrix} \quad (17)$$

Dove:

- $\boldsymbol{\alpha}$ : corrisponde al gap che si ha tra la coppia di nodi che appartengono alle due superfici che vanno a contatto;
- $\mathbf{B}$ : matrice, che moltiplicata per gli spostamenti di ciascun nodo delle superfici che entrano in contatto, permette di ricavare lo spostamento relativo tra i nodi che si affacciano, valori negativi si riferiscono a condizioni in cui si ha avuto penetrazione tra i corpi a contatto.

#### *Funzioni Lagrangiane aumentate (augmented Lagrangian method)*

Il metodo delle funzioni di Lagrange aumentate, adottato nel modello in questione, corrisponde a un metodo ibrido tra la tecnica della penalizzazione e il metodo dei moltiplicatori di Lagrange. In pratica, questo metodo consiste in una serie di iterazioni che hanno la funzione di aggiornare i coefficienti di rigidità allo scopo di trovare i moltiplicatori di Lagrange. Rispetto alla tecnica della penalizzazione, il metodo appena citato, porta a un migliore condizionamento e risulta meno sensibile alla rigidità normale di contatto. Tuttavia, in alcune analisi, il metodo delle funzioni Lagrangiane aumentate può richiedere iterazioni aggiuntive, specialmente se la mesh deformata diventa eccessivamente distorta.

La funzione Lagrangiana aumentata si esprime come segue:

$$L_{aug} = \Pi(\mathbf{u}) + \lambda^t g(\mathbf{u}) + \frac{1}{2} r g(\mathbf{u})_+^2 \quad (18)$$

In ANSYS, la pressione di contatto si definisce come:

$$\mathbf{P}_N = \begin{cases} 0, & \text{se } g(\mathbf{u}) > 0 \\ \mathbf{K}_n g(\mathbf{u}) + \lambda_{i+1}, & \text{se } g(\mathbf{u}) \leq 0 \end{cases} \quad (19)$$

L'aggiornamento dei moltiplicatori all'iterazione  $i+1$ ,  $\lambda_{i+1}$  si ricava come:

$$\lambda_{i+1} = \begin{cases} \lambda_i, & \text{se } |g(\mathbf{u})| < TOLN \\ \mathbf{K}_n g(\mathbf{u}) + \lambda_i, & \text{se } |g(\mathbf{u})| > TOLN \end{cases} \quad (20)$$

Dove  $\lambda_i$  corrisponde ai moltiplicatori Langragiani all' $i$ -esima iterazione.

Lo studio meccanico del contatto ricade nei tipici problemi non lineari in cui la rigidezza del sistema cambia a seconda della condizione della deformazione della struttura. L'aggiornamento della matrice di rigidezza avviene mediante interazioni con alla base il metodo di Newton-Raphson che verrà discusso nel dettaglio in seguito.

#### 4.1.3. PREP7: Proprietà materiale

Il modello richiede che vengano specificati le varie proprietà che identificano i materiali che costituiscono il modello, quali il modulo elastico, il modulo di Poisson e la densità, Tabella 2.

	<i>Ruota</i>	<i>Ceppo in ghisa</i>	<i>Ceppo in composito</i>
<i>Modulo di Young (GPa)</i>	207	120	10
<i>Coefficiente di Poisson</i>	0.27	0.24	0.25
<i>Densità (kg/m<sup>3</sup>)</i>	7800	7100	2670

Tabella 2 Proprietà dei materiali adottati

Tali proprietà non si limitano solo alla ruota e ceppi/o, ma sono caratteristiche che vanno specificate anche per gli elementi CONTA172 e TARGE169, dove in base alla costruzione del modello, agli elementi CONTA172 vengono attribuite le proprietà della ruota e agli elementi TARGE169 quelle del ceppo.

Da notare, che una proprietà come il coefficiente di attrito da considerare nel contatto tra ruota e ceppo non ha ricevuto nessuna menzione, questo perché verrà trattato nel dettaglio nel paragrafo successivo.

4.1.4. PREP7: Carichi e Vincoli

La condizione di moto (stop braking e drag braking), il carico asse e le caratteristiche del tracciato influiscono sulla forza frenante che verrà applicata ai ceppi. Difatti, a parità di carico, le operazioni di frenatura a velocità costante in discesa richiedono forze esercitate dal sistema frenate nettamente inferiori rispetto a quelle richieste nelle operazioni di frenatura di emergenza. Il calcolo delle forze frenanti sia in entrambe le due modalità di frenatura sono effettuate mediante una routine esterna implementata in Matlab e sviluppata nell'ambito di questa tesi.

*Frenatura di mantenimento (Drag Braking)*

Le operazioni di frenatura di mantenimento sono, generalmente, condottate in tracciati con forte pendenza dove risulta obbligatoria la stabilità del convoglio. La stabilità del convoglio viene raggiunta applicando una coppia frenante con l'intento di mantenere una velocità di crociera costante oppure di gestire l'accelerazione del veicolo in discesa. Nel caso in esame, tratteremo operazioni di frenatura con il veicolo mantenuto alla velocità costante.

Maggiori sono le pendenze, le velocità da sostenere e il carico per asse, maggiore sarà la forza premente e di conseguenza il calore generato per attrito. Per determinare la forza premente sui ceppi ci si avvale delle equazioni di equilibrio alla traslazione e alla rotazione del veicolo e dell'assile rispettivamente, Figura 71.

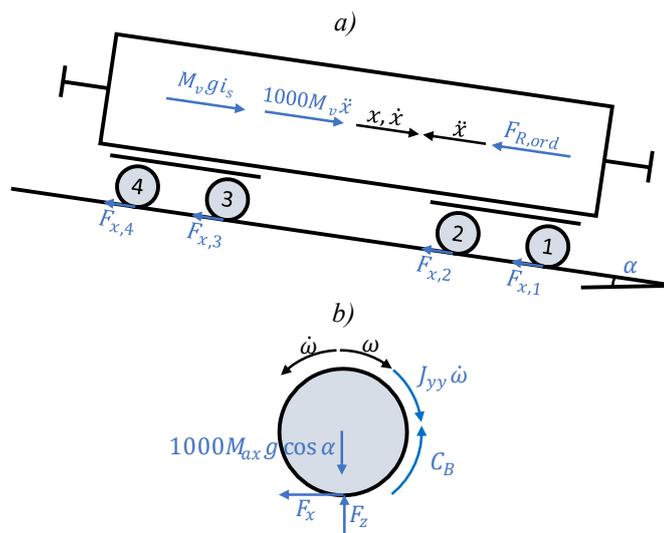


Figura 71 Diagramma del corpo libero ruota

Le ipotesi di base su cui si basano sono le seguenti:

- Carico per asse costante, ossia si trascura il trasferimento di carico dato dalla pendenza;
- Tutte le ruote del veicolo sono soggette alle medesime forze longitudinali.

$$M_v g i_s + 1000 M_v \ddot{x} - F_{R,ord} - N_{ax} F_x = 0 \quad (21)$$

$$C_B = J_{yy} \dot{\omega} + F_x R_w \quad (22)$$

Dove:

- $M_v$ : massa del veicolo, in tonnellate;
- $N_{ax}$ : numero di assi che costituiscono la locomotiva;
- $F_x$ : forza longitudinale agente sulle ruote;
- $C_b$ : coppia frenante agente sulle ruote;
- $J_{yy}$ : si riferisce al momento di inerzia rotazionale dell'assile;
- $\dot{\omega}$ : decelerazione angolare delle sale;
- $R_w$ : raggio della ruota;
- $i_s$ : pendenza del tracciato (‰);
- $F_{R,ord}$ : resistenza all'avanzamento.

Le operazioni di frenatura di mantenimento, come accennato, sono con convogli mantenuti a una velocità costante, quindi, il termine  $\ddot{x}$  si annulla e di conseguenza sarà nulla anche l'accelerazione angolare delle sale ( $\dot{\omega}$ ). Il termine  $F_{R,ord}$  comprende la resistenza ordinaria al moto della locomotiva, che è dovuta alla resistenza aerodinamica, e di resistenza al rotolamento da parte delle ruote, può essere calcolata mediante la seguente espressione:

$$F_{R,ord} = M_v \left( 2.943 + 89.2 \frac{N_{ax}}{M_v} + 0.0306 V_{kph} + \frac{0.122 V_{kph}^2}{M_v} \right) \quad (23)$$

Quindi, l'equazione della coppia frenante ( $C_B$ ), espressa in funzione del numero di ceppi per ruota ( $N_{bw}$ ) e dell'attrito ( $\mu_{wb}$ ) può essere formulata come segue:

$$C_B = 2 N_{bw} \mu_{wb} F_N R_w \quad (24)$$

L'attrito ha un andamento non costante, vedasi equazione (25) (equazione di Karwatzki). La logica alla base di tale formulazione risiede nel fatto che per forze prementanti maggiori, a regime, il calore generato nell'interfaccia porta alla diminuzione del coefficiente di attrito, invece, per velocità basse si va incontro alle condizioni di attrito statico e quindi condizione con attrito crescente.

Per la ghisa, come accennato, si ha a disposizione l'equazione (25) che nella presente tesi verrà usata anche per i ceppi in composito di tipo LL, i quali sono progettati per garantire coefficienti di attrito simili a quelli dei ceppi in ghisa. Differente è il discorso per quanto concerne i ceppi in composito classe K, dove l'interfaccia tra ceppo e ruota è caratterizzata da un alto coefficiente di attrito, maggiore dei ceppi in composito classe L o LL e considerato costante in funzione della velocità di strisciamento e della forza normale.

$$\mu_{wb} = 0.6 \frac{V_s + 100}{5V_s + 100} \frac{16/g F_N + 100}{80/g F_N + 100} \quad (25)$$

Sostituendo l'equazione dell'attrito nell'equazione della coppia ci rendiamo conto che non si tratta di una equazione lineare, motivo per il quale si ricorre a metodi iterativi al fine di ottenere una soluzione.

### *Frenatura di arresto (Stop Braking)*

Le operazioni di stop braking comprendono operazioni nelle quali viene richiesto l'arresto del veicolo.

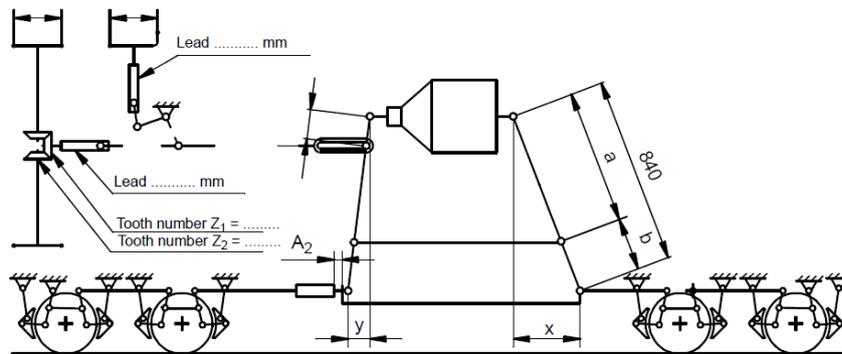


Figura 72 Carrello a 4 assi configurazione ceppi 2Bg

A differenza del caso della frenata di mantenimento, dove l'azione frenante può durare per varie decine di minuti, la frenata di arresto è caratterizzata da breve durata, il tempo di frenata appunto. Le operazioni di frenatura di arresto sono state eseguite per veicoli equipaggiati da un sistema pneumatico vuoto-carico, dove la pressione, nel caso sia al di sotto di una certa soglia, viene limitata a un valore inferiore al valore massimo (3.8 bar), questo per scongiurare il bloccaggio delle ruote in frenata. Per i veicoli in questione, in relazione al numero di assi e della configurazione, dalla fiche UIC 544-1 [30] è possibile ricavare la forza frenante in funzione del diametro del cilindro freno e della timoneria.

Il valore della forza ricavata verrà successivamente utilizzata per determinare lo spazio di frenatura del veicolo, per fare questo ci si avvale di routine Matlab sviluppate nell'ambito di questa tesi. In Figura 72 si riportano la timoneria del carro merci adottato, come si può ben vedere si ha a che fare con un carro a 4 assi e con configurazione dei ceppi 2Bg. La normativa riporta inoltre il valore di forza che agisce sui singoli ceppi:  $F_{dyn}/16$ , in entrambe le configurazioni di pieno carico (loaded) e di carico a tara (empty), Tabella 3.

<i>Freno ad aria compressa</i>	<i>vuoto</i>	<i>carico</i>
<i>Pressione nel cilindro freno</i>	1.3 bar	3.8 bar
<i>Geometria della timoneria centrale</i>	a=500 mm	b=340 mm
<i>Rapporto totale di moltiplicazione i</i>	11.76	
<i>Forza netta sul pistone <math>F_t</math></i>	15.34 kN	47.71 kN
<i>Forza totale sui ceppi <math>F_{dyn}=(F_t \cdot i - 8 \cdot F_R) \cdot \eta</math></i>	136.46 kN	452.59 kN
<i>Forza su un singolo ceppo <math>F_{dyn}/16</math></i>	8.53 kN	28.29 kN
<i>Valore del coefficiente k</i>	1.740	1.126
<i>Peso frenato calcolato per carrozza passeggeri <math>F_{dyn} \cdot k / 9.81</math></i>	24 t	52 t
<i>Peso sulle rotaie alla variazione vuoto/carico</i>	44 t	

Tabella 3 Forze frenanti agenti sui ceppi in condizione di pieno carico (3.8bar) e a tara (1.3bar)

#### 4.1.5. SOLU: Ambiente Solution

In questa fase si esegue la soluzione statica del solo problema strutturale inserendo il comando ANTYPE, STATIC.

L'analisi del contatto fa parte dei tipici problemi non lineari e per la risoluzione dei problemi non lineari si adotta come solutore il metodo di Newton Raphson, il quale ha la tendenza di simmetrizzare le zone asimmetriche della matrice di rigidezza con conseguente perdita del contributo dell'attrito tra ruota e ceppo. Quindi, risulta importante, in ambiente solution, specificare il comando "NROPT,UNSYM" al fine di impedire la simmetrizzazione della matrice di rigidezza [28].

## 4.2. Modello Transiente Termico

La prima legge della termodinamica afferma che l'energia totale di un sistema è conservata, dove l'energia totale è costituita da energia meccanica (che è composta da energia cinetica e potenziale) e energia interna, Figura 73.

A sua volta, l'energia interna può essere suddivisa in energia termica e altre forme di energia interna, come l'energia chimica e nucleare. Dal momento che l'energia totale si conserva, l'unico modo che un sistema ha di scambiare energia con l'esterno è mediante il contorno (superficie esterna del sistema). Per un sistema chiuso (una regione di massa fissa), ci sono solo due modi di scambio di energia: trasferimento di calore attraverso i confini e il lavoro fatto su o dal sistema.

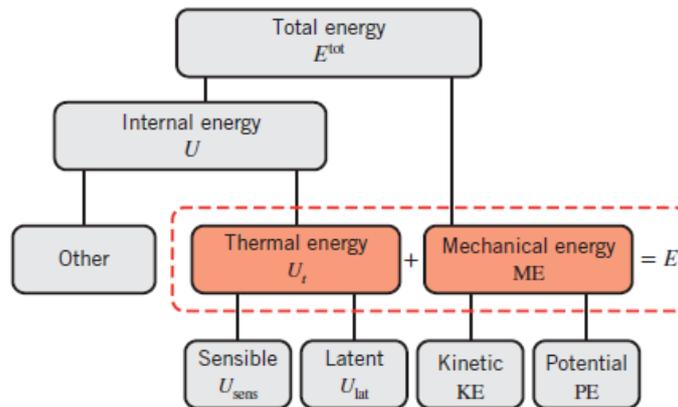


Figura 73 Scomposizione dell'energia totale

Per un sistema chiuso, la variazione totale di energia immagazzinata nel sistema può essere espressa mediante la seguente equazione:

$$\Delta E_{st}^{tot} = Q - W \quad (26)$$

Dove:

- $Q$ : è il calore ceduto al sistema;
- $W$ : è il lavoro fatto dal sistema.

Per trasferimento di calore si intende il transito di energia termica a seguito della presenza di un gradiente spaziale di temperatura.

Ci sono vari modi di trasmissione del calore, se il gradiente spaziale riguarda un mezzo stazionario come un solido oppure un fluido, allora si parla di conduzione del calore nel mezzo. Invece, nel caso in cui due superfici si scambiassero calore per mezzo di un fluido in movimento allora parliamo di convezione. Infine, il terzo modo

di trasmissione del calore, è l'irraggiamento, dove le superfici dei solidi considerati emettono energia sotto forma di onde elettromagnetiche, Figura 74.

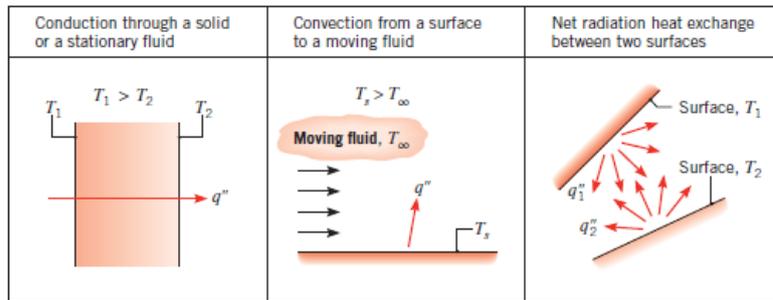


Figura 74 Modalità di scambio termico

#### 4.2.1. Equazione del trasferimento del calore

Trascurando la trasmissione del calore per irraggiamento, risulta importante la scrittura dell'equazione del bilancio energetico considerando un volume di controllo infinitesimo  $dx, dy, dz$ , Figura 75. L'obiettivo di questo bilancio di energia risiede nel voler determinare l'andamento della temperatura all'interno del solido.

Il flusso termico (unità di misura  $W/m^2$ ) che attraversa una faccia può essere espresso come:

$$Q''_{x/y/z} \quad (27)$$

Il flusso, nella faccia opposta a quella considerata, può essere espresso come:

$$Q''_{x+dx} = Q''_x + \frac{\partial Q''_x}{\partial x} dx \quad (28)$$

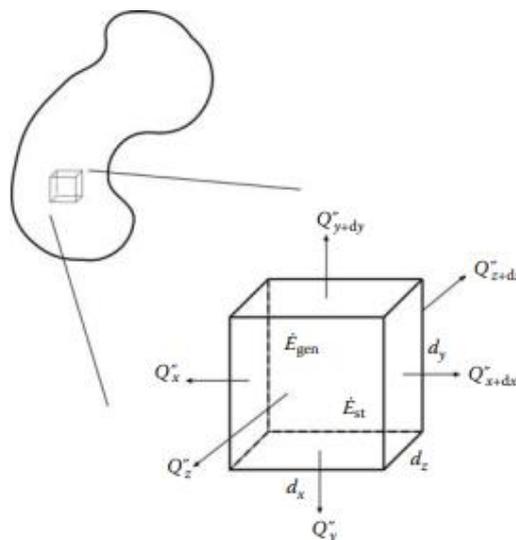


Figura 75 Bilancio dell'energia termica per un cubetto infinitesimo di materiale

All'interno del volume di controllo, possono verificarsi anche fenomeni di generazione del calore e per tenere in considerazione tale fenomeno si aggiunge il termine:

$$\dot{E}_{gen} = \dot{q} dx dy dz \quad (29)$$

Dove  $\dot{q}$  corrisponde al calore generato per unità di volume,  $W/m^3$ .

Invece per quanto riguarda la variazione dell'energia immagazzinata all'interno del volumetto infinitesimo, si esprime come:

$$\dot{E}_{st} = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz \quad (30)$$

La somma della generazione di energia nel volume di controllo e del flusso netto di potenza termica deve eguagliare l'energia immagazzinata nel volume di controllo. Il bilancio energetico nell'unità di tempo può essere espresso nella seguente forma matematica, dove non sono presi in considerazione trasporti di massa:

$$\dot{E}_{gen} + (\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}) = \dot{E}_{st} \quad (31)$$

Sostituendo le varie espressioni otteniamo:

$$\begin{aligned} \dot{q} dx dy dz - \left( \frac{\partial Q_x''}{\partial x} dx dy dz + \frac{\partial Q_y''}{\partial y} dx dy dz + \frac{\partial Q_z''}{\partial z} dx dy dz \right) \\ = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz \end{aligned} \quad (32)$$

Dall'equazione di Fourier sappiamo che:

$$Q_x'' = -k_{xx} \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (33)$$

E sostituendo l'equazione (33) nella (32), si ottiene l'equazione della conservazione dell'energia nella sua formulazione infinitesimale in assenza di moti di massa; considerando il caso in cui il coefficiente di conduzione sia differente nelle tre direzioni otteniamo:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( k_{xx} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k_{yy} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k_{zz} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (34)$$

Si tratta di una equazione alle derivate parziali del secondo ordine nello spazio e del primo ordine nel tempo

Rielaborando nuovamente l'espressione otteniamo:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \{L\}^T ([D] \{L\} T) + \dot{q} \quad (35)$$

Dove:

$$\begin{aligned} \bullet \quad \{L\} &= \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} \end{Bmatrix}; \\ \bullet \quad [D] &= \begin{bmatrix} k_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & k_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & k_{zz} \end{bmatrix}. \end{aligned}$$

L'equazione così scritta non è del tutto completa in quanto mancano le condizioni al contorno del problema. Nel caso di un flusso termico entrante (Figura 76) nella superficie  $S$ , possiamo scrivere:

$$\{q\}^T \{n\} = -q^* \quad (36)$$

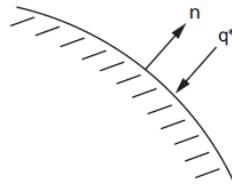


Figura 76 Flusso termico entrante

Dove:

- $\{n\}$ : vettore normale alla superficie  $S$ ;
- $-q^*$ : Flusso termico, il segno meno sta ad indicare che il flusso è entrante.

Invece, nel caso in cui si voglia dare come condizione al contorno la convezione (Figura 77), allora, otteniamo:

$$\{q\}^T \{n\} = h_f (T_S - T_B) \quad (37)$$

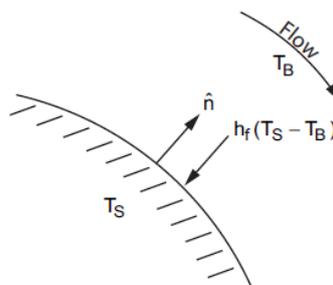


Figura 77 Convezione termica con l'ambiente esterno

Dove:

- $h_f$ : Coefficiente di convezione ( $W/m^2K$ );
- $T_S$ : Temperatura della superficie ( $K$ );
- $T_B$ : Temperatura di riferimento del fluido (bulk temperature) ( $K$ ).

Infine, per quanto riguarda l'imposizione di temperature costante ai bordi:

$$T = T^*$$

Dove:

- $T^*$ : specifica temperatura da attribuire alla superficie scelta ( $K$ ).

L'applicazione degli elementi finiti non prescinde dall'applicazione del "principio dei Lavori Virtuali" (l'applicazione di un funzionale); pre-moltiplicando ambo i membri delle equazioni per una variazione virtuale di temperatura  $\delta T$  e integrando sul volume [31], si ottiene:

$$\begin{aligned} \int_{Vol} \left( \rho C_p \delta T \frac{\partial T}{\partial t} - \{L\}^T (\delta T) ([D] \{L\} T) \right) d(vol) \\ = \int_{S_2} q^* \delta T d(S_2) + \int_{S_3} \delta T h_f (T_B - T) d(S_3) \\ + \int_{Vol} \delta T \ddot{q} d(vol) \end{aligned} \quad (38)$$

Dove:

- $Vol$ : Volumetto infinitesimo;
- $S_2$ : superficie su cui si impone un flusso di calore;
- $S_3$ : superficie su cui è imposta una condizione al contorno convettiva.

I metodi agli elementi finiti si basano sulla definizione di funzioni di forma, le quali permettono di determinare la temperatura di un punto di una struttura a partire dalla temperatura dei nodi, che compongono quest'ultima.

Prendendo come esempio un elemento piano triangolare, ossia l'elemento di forma più semplice nel caso di una analisi bidimensionale, è possibile definire una relazione che esprime la temperatura di ogni punto del continuo mediante la seguente espressione:

$$T = [N_i \ N_j \ N_m] \begin{Bmatrix} T_i \\ T_j \\ T_m \end{Bmatrix} \rightarrow T = \{N\}^T \{T\}_{nodi} \quad (39)$$

Dove:

- $N_{i,j,m}$ : funzioni di forma;
- $T_{i,j,m}$ : Temperature che si hanno ai nodi i, j e m.

Espressione analoga vale anche per la variazione virtuale della temperatura  $\delta T$ :

$$\delta T = [N_i \ N_j \ N_m] \delta \begin{Bmatrix} T_i \\ T_j \\ T_m \end{Bmatrix} \rightarrow T = \{N\}^T \{\delta T\}_{nodi} \quad (40)$$

Le funzioni di forma hanno le seguenti espressioni:

$$\begin{aligned} N_i &= \frac{1}{2A} (\alpha_i + \theta_i x + \gamma_i y) \\ N_j &= \frac{1}{2A} (\alpha_j + \theta_j x + \gamma_j y) \\ N_m &= \frac{1}{2A} (\alpha_m + \theta_m x + \gamma_m y) \end{aligned} \quad (41)$$

dove  $x$  e  $y$  si riferiscono alle coordinate cartesiane del punto in cui si vuole calcolare la temperatura;

$$\begin{aligned} \alpha_i &= x_i y_m - y_i x_m & \alpha_j &= x_m y_i - y_m x_i & \alpha_m &= x_i y_j - y_i x_j \\ \theta_i &= y_j - y_m & \theta_j &= y_m - y_i & \theta_m &= y_i - y_j \\ \gamma_i &= x_m - x_j & \gamma_j &= x_i - x_m & \gamma_m &= x_j - x_i \end{aligned} \quad (42)$$

e  $x_i$  e  $y_i$  sono le coordinate geometriche del nodo i-esimo della struttura.

Nell'analisi termica, la matrice del gradiente delle temperature risulta essere l'equivalente della matrice delle deformazioni nel caso dell'analisi strutturale (si noti che l'operatore di derivata è un operatore lineare):

$$\{g\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & \frac{\partial N_j}{\partial x} & \frac{\partial N_m}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} & \frac{\partial N_j}{\partial y} & \frac{\partial N_m}{\partial y} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_i \\ T_j \\ T_m \end{Bmatrix} \rightarrow \{g\} = [B] \{T\}_{nodi} \quad (43)$$

Analogamente anche per la variazione virtuale di temperatura  $\{\delta T\}$ :

$$\{g\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial \delta T}{\partial x} \\ \frac{\partial \delta T}{\partial y} \end{Bmatrix} = \delta \begin{Bmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & \frac{\partial N_j}{\partial x} & \frac{\partial N_m}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} & \frac{\partial N_j}{\partial y} & \frac{\partial N_m}{\partial y} \end{bmatrix} \delta \begin{Bmatrix} T_i \\ T_j \\ T_m \end{Bmatrix} \quad (44)$$

Per quanto concerne la derivata temporale della temperatura:

$$\dot{T} = \frac{\delta T}{\delta t} = \{N\}^T \{\dot{T}\}_{nodi} \quad (45)$$

Scrivendo la formulazione variazionale dell'equazione di equilibrio, otteniamo:

$$\begin{aligned} & \int_{Vol} \rho C_p \{\delta T\}_{nodi}^T \{N\} \{N\}^T \{\dot{T}\}_{nodi} d(vol) \int_{Vol} [B]^T [D] [B] d(vol) \\ &= \int_S q^* \{N\} \{\delta T\}_{nodi}^T d(S) \\ &+ \int_S \{N\} \{\delta T\}_{nodi}^T h_f (T_B - \{N\}^T \{T\}_{nodi}) d(S) \\ &+ \int_{Vol} \{N\} \{\delta T\}_{nodi}^T \dot{q} d(vol) \end{aligned} \quad (46)$$

Espressione, la precedente, riscrivibile in forma matriciale

$$[C] \{\dot{T}\}_{nodi} + [K^{diff} + K^{conv}] \{T\}_{nodi} = \{F^a\} \quad (47)$$

Dove:

- $[C]$ : Matrice del calore specifico (o matrice di smorzamento termico, matrice diagonalizzabile);
- $[K^{diff}]$ : Matrice della diffusività termica;
- $[K^{conv}]$ : Matrice della convezione termica;
- $\{T\}_{nodi}$ : Vettore delle temperature nodali;
- $\{\dot{T}\}_{nodi}$ : derivata temporale delle temperature nodali;
- $\{F^a\}$ : flusso termico.

L'espressione matriciale (46) costituisce l'ossatura chiave per le analisi termiche numeriche adottate nei software agli elementi finiti quali ANSYS.

#### 4.2.2. PREP7: Geometria

L'analisi termica, a differenza dell'analisi strutturale del contatto, non prevede la presenza dei ceppi però la ruota mantiene le stesse dimensioni in termini di diametro interno ed esterno con la differenza dello spessore.

L'obiettivo risiede nel simulare l'inerzia termica di metà assile durante le operazioni di frenatura di mantenimento e di arresto. Dai dati dei fornitori degli assili, si è convenuto a un valore medio di 1080 kg per assile, il che significa un valore di 540 kg per metà assile e un valore dello spessore della ruota di circa  $H = 107 \text{ mm}$ ,

Figura 78. Tale valore si ottiene uguagliando le masse della ruota del modello e di metà assile, con l'incognita dello spessore.

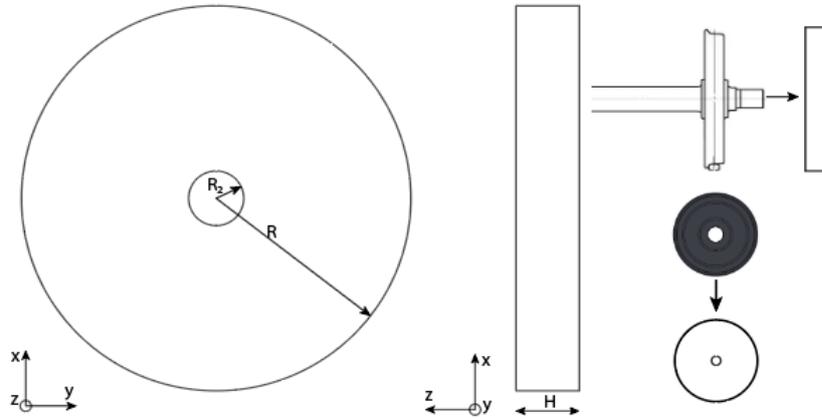


Figura 78 Dimensioni del modello termico

#### 4.2.3. PREP7: Elementi impiegati

Per la modellazione del problema termico sono stati adottati elementi aventi come unico grado di libertà per ciascun nodo: la temperatura. L'elemento nello specifico è il PLANE77. Si tratta di elementi di ordine superiore rispetto a quelli a 4 nodi della stessa famiglia come i PLANE55, difatti, possiedono 8 nodi e sono ben adatti alla modellazione delle superfici curve, come nel caso in esame appunto. Essendo un elemento a 8 nodi, sulle quattro facce le funzioni di forma hanno andamento parabolico, viceversa nel caso a 4 nodi hanno un andamento lineare.

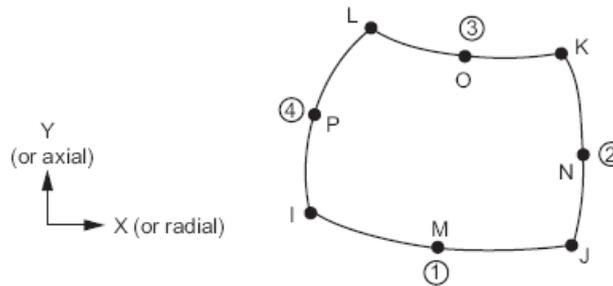


Figura 79 Elementi PLANE77

Su tale elemento posso essere applicati carichi di superficie come il flusso termico, la convezione e l'irraggiamento e altri carichi concentrati che corrispondono a un tasso di calore fornito che va specificato nei nodi interessati dal carico.

Inoltre, il PLANE77 permette l'introduzione di anisotropie nelle proprietà dei materiali, nel caso in esame, tutte le proprietà del materiale sono considerate isotrope ossia uguali in tutte le direzioni.

L'attribuzione dello spessore ( $B$ ), identificato da una real constant, avviene mediante la specifica di una keyoption: la numero 3.

La dipendenza delle proprietà del materiale in funzione della temperatura, fa del caso di studio in esame un problema non lineare. A tal proposito, mediante dati reperibili in letteratura si costruiscono delle funzioni interpolanti da inserire nel codice [12]. In Tabella 4 sono riportate le proprietà del materiale: calore specifico ( $c$ ), conducibilità termica ( $\lambda$ ) e densità ( $\rho$ ) in funzione della temperatura.

$T$ (K)	$c$ (J/kgK)	$\lambda$ (W/mK)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )
273	460	51.9	7850
473	530	48.2	7785
673	610	41.9	7720
873	760	33.9	7655

Tabella 4 Proprietà del modello al variare della temperatura

Per poter costruire una funzione al variare della temperatura, da attribuire all'elemento PLANE 77, il programma ANSYS richiede che vengano inseriti i coefficienti dei vari polinomi interpolanti. Per la densità si adotta come equazione interpolante un polinomio di primo grado, diversamente per quanto riguarda il calore specifico e la conducibilità termica dove si è optato per un polinomio di secondo grado, Figura 80.

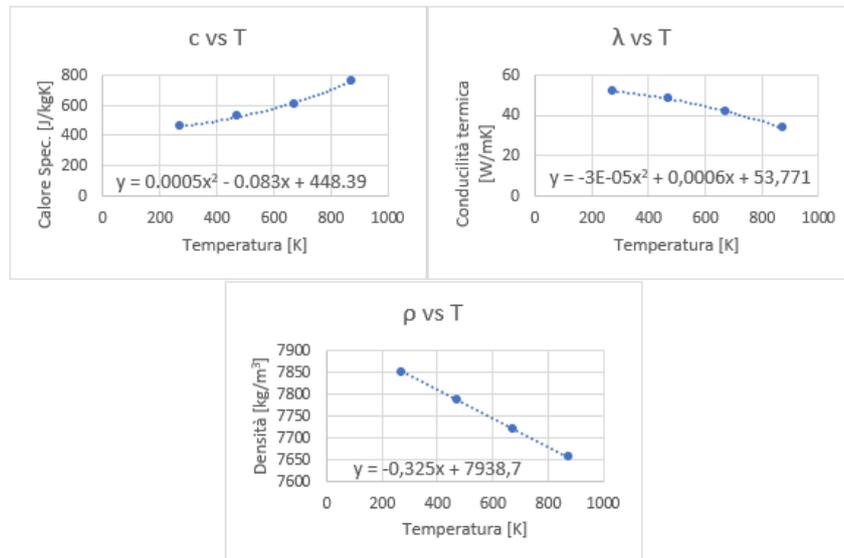


Figura 80 Equazioni interpolanti le proprietà dei materiali

Il problema termico, per essere risolvibile, necessita la definizione delle condizioni al contorno, le quali, nel caso in esame, sono attribuite alle superfici di bordo mediante l'uso degli elementi superficie SURF151, Figura 81. Gli elementi SURF151 sono elementi sovrapponibili agli elementi 2D, ai quali possono essere applicate condizioni di adiabaticità, convezione e flusso termico. L'impossibilità della presenza in contemporanea della convezione e del flusso termico sullo stesso elemento SURF151 ha comportato l'aggiunta di ulteriori "strati" di elementi SURF151, ognuno dei quali caratterizzato da una condizione di carico differente.

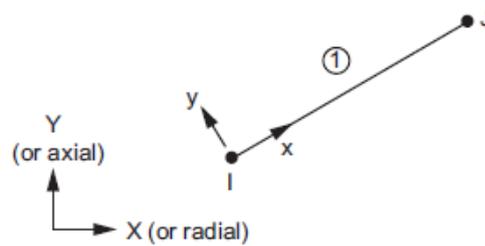


Figura 81 Elemento SURF151

Gli elementi SURF151, di base, sono costituiti da due nodi, ma possono arrivare ad averne fino a cinque inserendo le opportune Keyoption.

Inoltre, risulta possibile imporre a tali elementi uno spessore nella direzione assiale, valore il quale, allo stesso modo dei PLANE77, viene definito mediante una real constant previa la specifica della Keyoption numero 3.

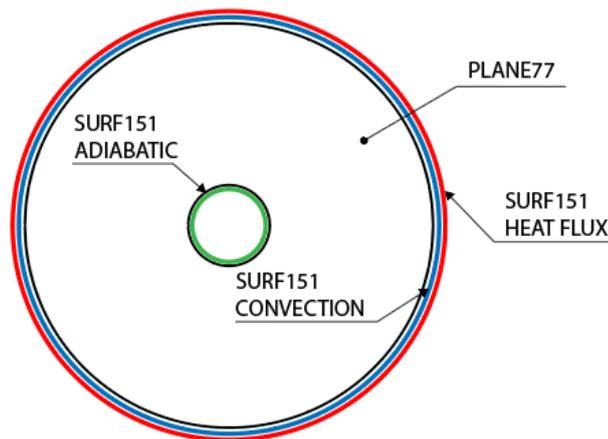


Figura 82 Elementi adottati nel modello termico

In Figura 82 sono riportati gli elementi usati nella modellazione del problema termico e le condizioni al contorno applicate alle superfici di bordo.

4.2.4. PREP7: Condizioni al contorno

Il fenomeno della generazione del calore per attrito, all'interfaccia tra ceppo e ruota, subisce l'influenza di vari fattori come l'entità della forza frenante e dei materiali a contatto. Una maggiore forza premente implica una maggiore pressione e quindi una maggiore potenza termica generata all'interfaccia. A parità di forza premente, la minore o maggiore entità della potenza termica sviluppata dipende anche dal coefficiente di attrito, il quale, a sua volta, risulta funzione della forza premente, dalla velocità di scorrimento e dai materiali a contatto.

Siccome l'interesse risiede nel calcolare l'evoluzione nel tempo della temperatura della ruota, che simula l'inerzia termica di metà assile, bisogna anche tenere in considerazione il coefficiente di ripartizione del calore tra ruota e ceppo, variabile in funzione dei ceppi e della loro configurazione.

Il ceppo a contatto con la ruota interessa solo una zona limitata, questo significa che una ampia porzione della ruota non è soggetta a un flusso termico entrante bensì a un flusso termico uscente; più propriamente chiamata convezione, la quale avviene con l'ambiente circostante.

Ruolo non indifferente, anche se minoritario, viene svolto dal raffreddamento a seguito del contatto tra ruota calda e rotaia fredda chiamato in letteratura "rail chill".

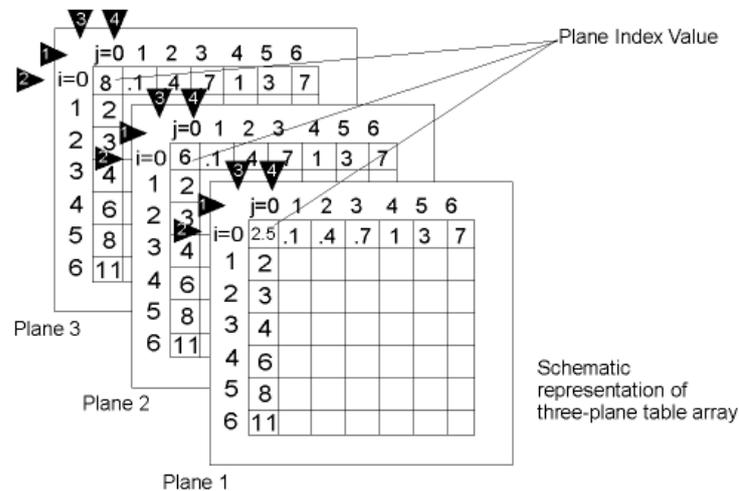


Figura 83 Struttura delle Table

Ebbene, tutti i fattori di cui sopra sono stati introdotti nel FEM al fine di avere un modello che tenesse conto il più possibile degli scambi termici che avvengono durante le manovre di frenatura dei veicoli ferroviari. L'implementazione di tali condizioni di carico nel tempo avviene mediante l'utilizzo delle cosiddette variabili di tipo "Table"

messe a disposizione dal software ANSYS. Le Table (Figura 83) sono delle matrici (nel modello si usano Table 2D) con la peculiarità di avere una riga 0 e una colonna 0 utilizzati come indice di accesso ai dati. L'unica restrizione risiede nell'ordine in cui devono essere inseriti gli indici, sempre crescente. Inoltre, risulta necessario dichiarare esplicitamente un valore indice di accesso ai dati per ogni riga e colonna; altrimenti il valore predefinito assegnato sarà un numero molto piccolo, vicino alla precisione di macchina ( $7.888609052E-31$ ). Tali indici, nel momento della dichiarazione della Table, devono corrispondere a una delle "Primary Variable" suggerite dal software usato, Figura 84.

Primary Variable	Label for Var1, Var2, Var3
Time	TIME
Frequency	FREQ
X-coordinate location	X
Y-coordinate location	Y
Z-coordinate location	Z
Temperature	TEMP
Velocity	VELOCITY
Pressure	PRESSURE
Geometric gap/penetration	GAP
Cyclic sector number	SECTOR

Figura 84 Primary Variable

Nel caso in cui si volessero inserire valori delle coordinate, sono supportati solo sistemi di coordinate cartesiane, cilindriche e sferiche. I valori degli angoli (Y) nei sistemi di coordinate cilindriche o sferiche devono essere espressi in gradi e devono corrispondere a valori positivi compresi tra 0 e 360 gradi, come nel caso in esame.

Le due Primary Variable definite nel modello sono TIME e Y. Con il TIME si definisce il tempo in cui avverrà l'applicazione del carico e con Y la coordinata angolare dei nodi. Le celle con indicizzazione diversa da zero (sia per le colonne che per le righe) contengono informazioni relative alla storia di carico. Con riferimento al flusso termico, le varie celle conterranno la pressione agente in un determinato tempo e coordinata, moltiplicata per la velocità tangenziale, il coefficiente di attrito dinamico e il coefficiente di ripartizione del calore tra ruota e ceppo. E proprio l'informazione della pressione, parametro fondamentale, viene ottenuta dall'analisi del contatto in precedenza affrontato.

Per la convezione è necessaria una Table con uguali dimensioni e indicizzazione a quelle adottate per il flusso termico. Le stesse Table variano in dimensione e nel contenuto a seconda delle operazioni di frenatura di mantenimento oppure di arresto.

*Frenatura di mantenimento (Drag Braking)*

Nelle operazioni di frenatura di mantenimento, come già più volte menzionato, viene esercitata una certa forza sui ceppi al fine di mantenere un'andatura costante (velocità costante) del veicolo in condizioni di tracciato in discesa.

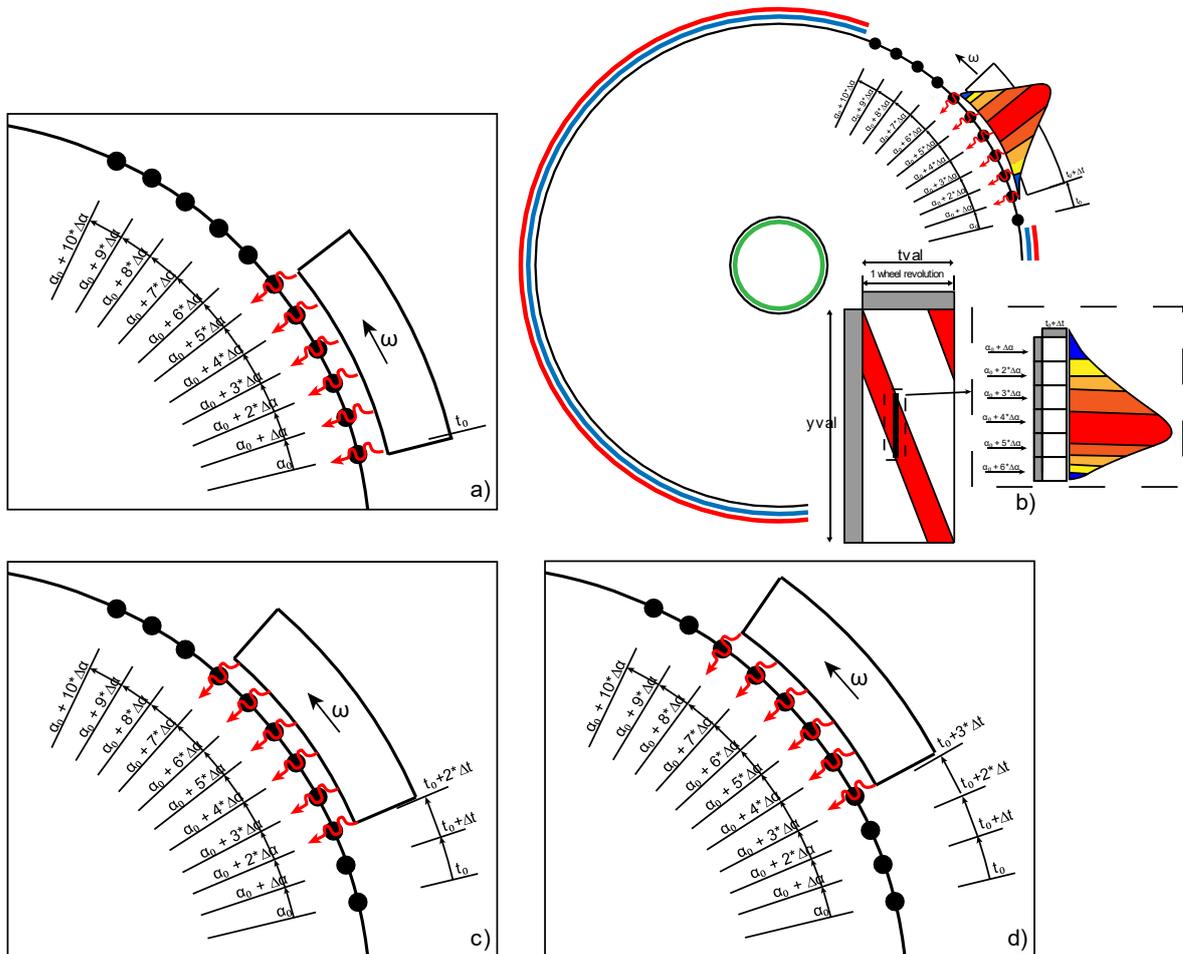


Figura 85 Variazione del flusso termico apportato al variare del tempo

La velocità ha una influenza diretta sulla Primary Variable TIME nella indicizzazione delle Table e quest'ultima, a sua volta, risulta essere funzione della discretizzazione superficiale del modello. Per discretizzazione superficiale si intende: la distribuzione spaziale dei nodi sulla superficie una volta effettuata l'operazione di meshatura, ossia l'attribuzione di un determinato elemento a un'area. Per

comprendere la logica che risiede dietro l'indicizzazione delle Table si faccia riferimento alla Figura 85.

Alla Table si attribuisce la funzione di creare un carico rotante: ruota fissa e ceppo che ruota. La velocità di rotazione del carico termico viene ricavata basandosi sull'ipotesi di aderenza tra ruota e rotaia al fine di creare una relazione tra la velocità di rotazione della ruota e velocità del veicolo ferroviario:  $\omega = v/R$ . Come si può vedere dalle immagini, sulla superficie, nel momento in cui si è conclusa la fase di meshatura, sono presenti i nodi sui quali verranno applicati i flussi termici generati dall'azione strisciante del pattino sulla ruota. Il tempo di rivoluzione, ossia il tempo che impiega la ruota a compiere un giro è funzione della velocità e del raggio, invece, il tempo ( $\Delta t$ ) che impiega il pattino a passare da un nodo all'altro è funzione della velocità di rotazione e della discretizzazione superficiale, ossia dalla distanza tra i vari nodi.

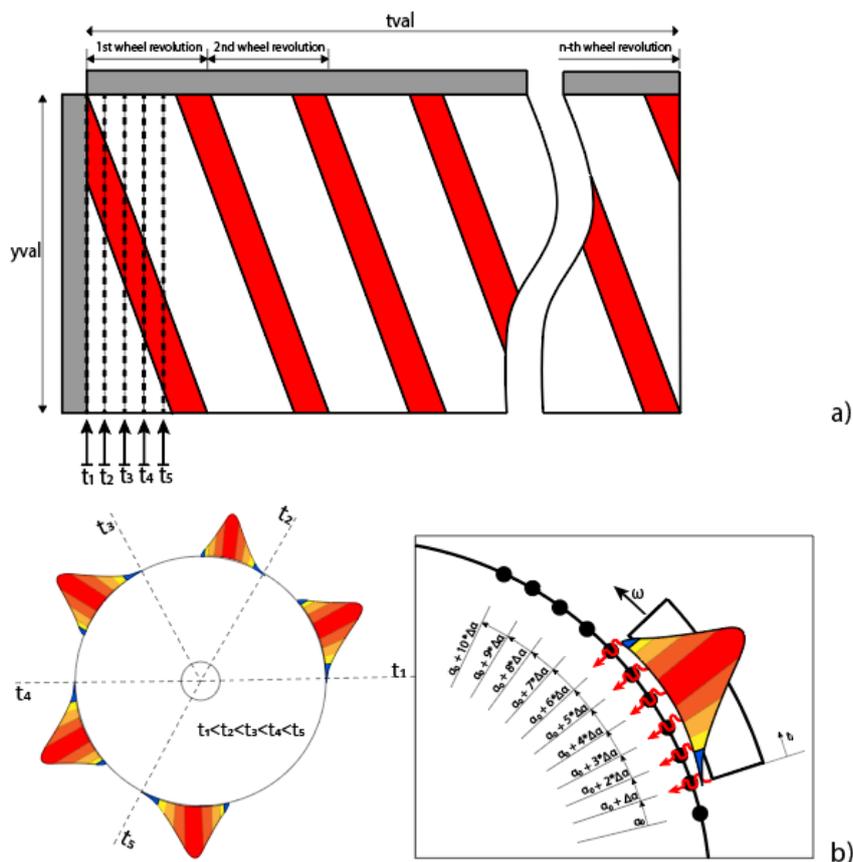


Figura 86 Strategia di riempimento delle Table e flussi termici in diversi istanti temporali

Sui nodi che sono interessati dal contatto con il ceppo è presente il flusso termico, invece, i restanti nodi non sono soggetti a un flusso termico entrante, per cui la relativa casella nella Table (Table del flusso termico) viene posta a zero.

Nella Figura 86 a) si riporta la modalità con cui verrà riempita la Table relativa al flusso termico, invece nella Figura 86 b) sono evidenziati i flussi termici che concorrono per differenti istanti temporali.

L'andamento di pressione normale sulla ruota  $p_n(\alpha)$ , ricavato dall'analisi del contatto, viene moltiplicato per il coefficiente di attrito  $\mu$ , il coefficiente di ripartizione  $\beta$  e la velocità tangenziale  $v_t$  affinché si ottenga il flusso termico entrante:

$$Q = v_t \cdot \mu \cdot \beta \cdot p_n(\alpha) \quad (48)$$

Il coefficiente di attrito dipende dal tipo di ceppo che viene adottato: ceppi in ghisa e in composito, quest'ultimo viene suddiviso in due classi: i ceppi LL e K. I ceppi in ghisa e i compositi classe LL manifestano comportamento simile per quanto concerne il coefficiente di attrito, motivo per il quale si adotta la stessa legge di attrito, discorso diverso si fa nel caso dei ceppi in composito classe K. Nello specifico, per quanto riguarda i ceppi in ghisa si adotta l'equazione di Karwatzki e per i ceppi classe K in composito si adotta un coefficiente di attrito costante e pari a 0.25.

Per il coefficiente di ripartizione del calore ( $\beta$ ) si adotta un'espressione disponibile in letteratura [32] (49), dove si fa una assunzione a priori della ripartizione del calore in funzione dei materiali (ghisa-composito) e della configurazione dei ceppi (1Bg-2Bg).

$$\beta = \left\{ 1 + \left( \frac{\kappa_w}{\kappa_b} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{\lambda_b A_b}{\lambda_w A_w} \right\}^{-1} \quad (49)$$

Dove:

- $\lambda_b, \lambda_w$ : conducibilità termica della ceppo (b: brake) e della ruota (w: wheel) rispettivamente;
- $A_b, A_w$ : area della ruota e del ceppo che entrano in contatto:

$$A_w = 2\pi \cdot R_w \cdot B; \quad A_b = \begin{cases} 320 \cdot B & \rightarrow 1Bg \\ 320 \cdot B \cdot 2 & \rightarrow 2Bg \end{cases} \quad (50)$$

- $\kappa$ : diffusività termica del ceppo e della ruota rispettivamente ( $\rho$ :densità,  $c$ : calore specifico):

$$\kappa = \frac{\lambda}{\rho c} \quad (51)$$

In Tabella 5 sono riportati i valori delle proprietà dei materiali adottate riferite a una temperatura di 100°C:

	<i>Ruota</i>	<i>Ceppo in ghisa</i>	<i>Ceppo in composito</i>
$\lambda$ (W/mK)	50	48	5
$c$ (J/kgK)	487	560	1500
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	7818	7100	2670

Tabella 5 Proprietà di riferimento del modello e dei ceppi per il calcolo di  $\beta$

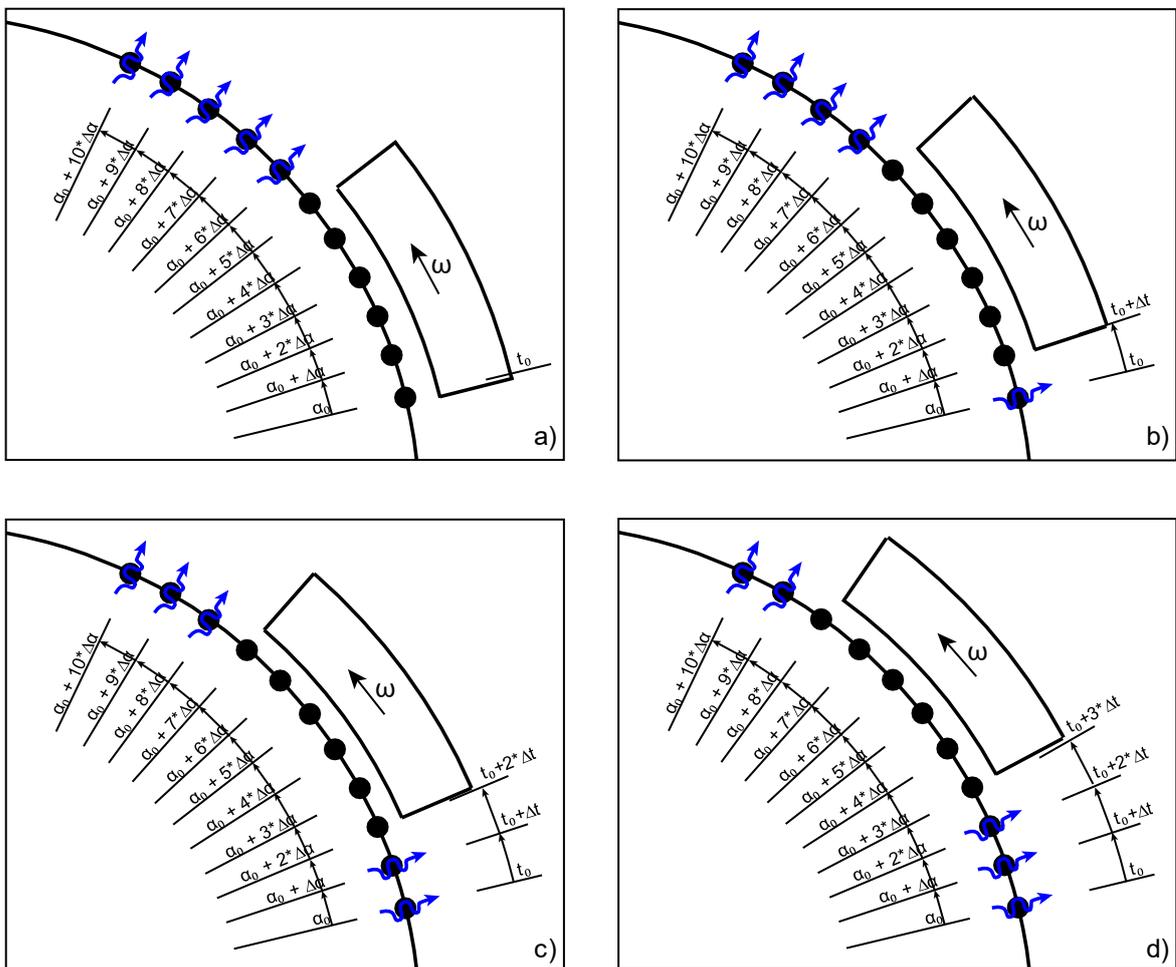


Figura 87 Effetto della convezione al variare del tempo

Analogamente per la convezione si adotta la stessa logica delle Table adottata per il flusso termico. A un fissato istante temporale, la porzione di ruota che è in contatto con i ceppi, avrà un valore del coefficiente di convezione nullo in quanto non lambita dall'aria, vedasi Figura 87.

In Figura 88, si riporta la forma qualitativa della Table relativa alla convezione, dove è possibile notare che si hanno due sfumature di blu che distinguono due valori differenti del coefficiente di convezione. La parte blu chiara si riferisce alla convezione che si ha tra ruota e ambiente circostante, invece le zone blu scure sono relative un coefficiente di convezione equivalente che ha la funzione di simulare il raffreddamento termico dovuto al contatto tra ruota calda e rotaia fredda.

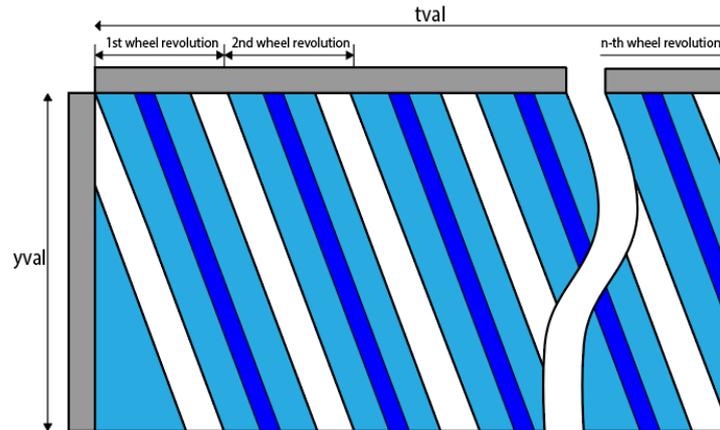


Figura 88 Strategia di riempimento della table della convezione

Per determinare il coefficiente di convezione con l'aria si fa l'ipotesi di ruota ferma che viene lambita da un fluido, in questo caso l'aria, caratterizzata da una velocità  $v_t$ . L'espressione di  $Nu$  da formule ricavate in letteratura [33]:

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 \sqrt{Re} \sqrt[3]{Pr}}{\sqrt[4]{1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}}} \left[ 1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (52)$$

Dove:

- $Re$ : Numero di Reynolds;

$$Re = \frac{2R_w v_t}{v_a} \quad (53)$$

- $Pr$ : numero di Prandtl;

$$Pr = \frac{\rho_a v_a c_a}{\lambda_a} \quad (54)$$

- $R_w$ : raggio delle ruote;
- $v_t$ : velocità tangenziale della ruota al raggio esterno;

- $\nu_a$ : viscosità cinematica dell'aria;
- $c_a$  calore specifico aria;
- $\rho_a$ : densità aria;
- $\lambda_a$ : conducibilità termica aria.

Infine, dalla formula di Nusselt è possibile ricavare il coefficiente di convezione che lambisce la tavola della ruota.

$$h_a = \frac{Nu\lambda_a}{2R_w} \quad (55)$$

Tuttavia, il modello bidimensionale permette l'attribuzione dei carichi solo nel suo contorno, il che significa che la convezione della vela con l'ambiente esterno non possa essere introdotta. Si è cercato di ovviare a tale problema aumentando il coefficiente di convezione tra la tavola della ruota e l'aria mediante la seguente formula:

$$\frac{h_{eqv}}{(2\pi R_w H + 2\pi(R_w^2 - R_2^2))} = \frac{h_a}{2\pi R_w H} \quad (56)$$

$$h_{eqv} = h_a \cdot \frac{(2\pi R_w H + 2\pi(R_w^2 - R_2^2))}{2\pi R_w H} \cong h_a \cdot 5 \quad (57)$$

Arrotondando per difetto il termine moltiplicativo del coefficiente di convezione tra la tavola della ruota e l'aria.

Per quanto concerne la conduzione ruota-rotai, viene simulata da un coefficiente di convezione equivalente in modo che possa essere inserita nella table della convezione. Si adotta l'espressione suggerita da Vakkalagadda et al. [34]. In primis, si ricava la conduttanza ( $h_{wr}$ ) tra ruota e rotaia in funzione del semiasse longitudinale di contatto  $a$  (ricavato mediante la teoria di Hertz), della velocità tangenziale  $v_t$  e delle proprietà della ruota e della ruota (considerate uguali):

$$h_{wr} = \frac{14\gamma\zeta_r\sqrt{v_t}}{(2\pi)^{\frac{3}{2}}\sqrt{a}} \quad (58)$$

$$\gamma = \frac{\zeta_w\sqrt{R_w\omega}}{\zeta_w\sqrt{R_w\omega} + \zeta_r\sqrt{v_t}}; \quad \zeta_{w/r} = \sqrt{\lambda_{w/r}\rho_{w/r}c_{w/r}} \quad (59)$$

Si noti che nelle formule precedenti compaiono sia la velocità tangenziale  $v_t$  che il prodotto tra rotazione angolare e raggio della ruota  $R_w\omega$ , tali espressioni, nel modello adottato, sono uguali, poiché si trascura in questa prima fase di sviluppo del codice lo strisciamento tra ruota e rotaia.

Infine, si ricava il valore della convezione equivalente tra ruota e rotaia  $h_{ax}$ .

$$h_{ax} = \frac{ah_{wr}}{4R_w} \quad (60)$$

Allo scopo di ridurre gli oneri computazionali, si è adottata una sostanziale modifica del precedente modello in quanto si è passati dallo studiare l'intera ruota allo studiarne semplicemente un settore circolare di 45° gradi, Figura 89 a) e c) rispettivamente. Tale modifica si riflette automaticamente anche sulle Table, Figura 89 b) e d). L'ipotesi di base, che ha permesso il passaggio dal modello della ruota intera alla porzione di ruota, risiede nel fatto che la variazione del calore in direzione radiale sono maggiori rispetto a quelli in direzione circonferenziale. Tale ipotesi è avallata da immagini sperimentali dove il gradiente di temperatura è pressoché nullo in direzione circonferenziale a differenza di quello in direzione radiale. Tale ipotesi di lavoro ha, inoltre, permesso di ridurre gli oneri computazionali e di accelerare i tempi delle analisi.

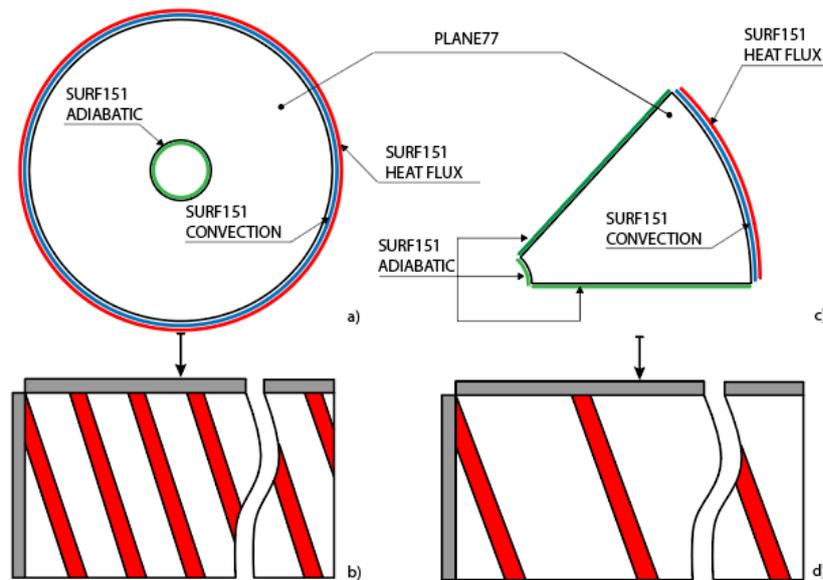


Figura 89 Modello semplificato

### *Frenatura di arresto (Stop Braking)*

Nelle operazioni di frenatura di arresto, la velocità del veicolo ferroviario varia fino all'arresto di quest'ultimo. La variazione della velocità ha una influenza non solo nell'ammontare di potenza termica entrante nella ruota ma anche nella costruzione della Table, nello specifico per quanto riguarda la Primary Variable TIME.

In funzione del carico per asse e della forza frenante, nell'ambito di questa tesi si è sviluppata una routine in ambiente Matlab che permette di simulare la frenata di

emergenza di un veicolo ferroviario. Dallo spazio percorso si ricostruisce il numero di giri che una ruota ha effettuato fino all'arresto e tale valore corrisponde alla dimensione del vettore delle velocità.

Nel processo di frenatura, durante una solo rivoluzione della ruota la velocità non rimane costante, ma ai fini del modello si adotta l'ipotesi semplificativa che la velocità rimanga costante per ogni giro di ruota. Quindi, il vettore delle velocità, inserito in ANSYS sulla base degli andamenti ottenuti con la routine Matlab, conterrà valori medi di velocità al giro per ogni giro di ruota, Figura 90.

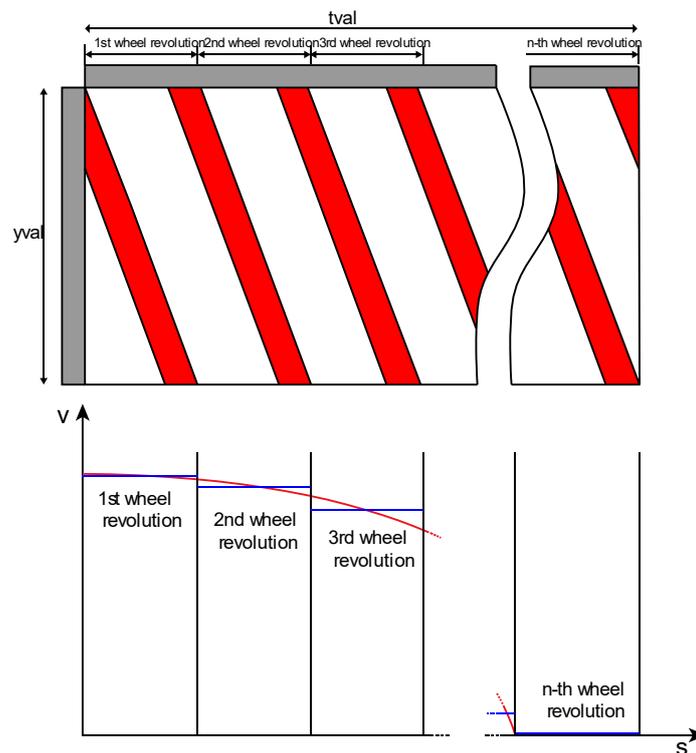


Figura 90 Velocità al giro costante

L'influenza della velocità si riflette direttamente nella creazione del vettore dei tempi, in quanto, velocità minori comporteranno una maggiore permanenza del pattino in una regione.

Non solo, anche il coefficiente di attrito, oltre a essere funzione dei materiali a contatto e del valore della forza premente, dipende dalla velocità. Infatti, a parità dei valori menzionati, diminuendo la velocità si ha l'aumento del coefficiente di attrito in quanto si è diretti verso una condizione di attrito statico.

Quindi, il flusso termico entrante nella ruota avrà una formulazione l'equazione (48), in cui la velocità e il coefficiente di attrito sono variabili.

Al variare della velocità, ponendoci in un sistema di riferimento solidale con la ruota, la velocità che lambisce la ruota varierà e di conseguenza varierà anche il coefficiente convettivo secondo le equazioni (55)-(60) mostrate al paragrafo precedente. Unico parametro che rimane costante durante tutto il processo di frenatura corrisponde al coefficiente al coefficiente di partizione.

Nel momento dell'arresto del veicolo, non si ha più l'applicazione del flusso termico e quindi la ruota è soggetta solamente a convezione e rail chill.

#### 4.2.5. SOLU: Ambiente Solution

Tra i tipi di solver per la gestione delle matrici si adotta lo Sparse Direct Solver, solutore di default in ANSYS adatto per analisi transienti non lineari come quella in esame. Essendo un'analisi transiente, si richiede la specifica di un metodo di avanzamento in tempo e con l'aggiunta della non linearità delle matrici viene richiesto anche la specifica dell'algoritmo di convergenza per i problemi non lineari.

##### *Metodo di avanzamento in tempo: metodo dei trapezi generalizzati*

Per la risoluzione di un problema transiente, nel caso di un problema termico ci si avvale di metodi di avanzamento nel tempo del primo ordine. In ANSYS, la procedura adottata per la risoluzione della precedente equazione consiste nell'applicazione della regola dei trapezi generalizzata:

$$\{T_{n+1}\} = \{T_n\} + (1 - \theta)\Delta t\{\dot{T}_n\} + \theta\Delta t\{\dot{T}_{n+1}\} \quad (61)$$

Dove:

- $\theta$ : Parametro di integrazione transiente;
- $\Delta t = t_{n+1} - t_n$ ;
- $\{T_n\}$ : temperature nodale all'istante  $t_n$ ;
- $\{\dot{T}_n\}$ : derivata delle temperature nodale all'istante  $t_n$ .

L'equazione (46) del fenomeno termico riferita al tempo  $t_{n+1}$  è espressa come:

$$[C]\{\dot{T}_{n+1}\} + [K]\{T_{n+1}\} = \{F^a\} \quad (62)$$

Dove con la matrice  $[K]$  si intende la somma tra la matrice di convezione e di diffusione.

Ricavando il valore di  $\{\dot{T}_{n+1}\}$  da  $\{T_{n+1}\} = \{T_n\} + (1 - \theta)\Delta t\{\dot{T}_n\} + \theta\Delta t\{\dot{T}_{n+1}\}$  e sostituendoli nella precedente espressione otteniamo:

$$\left(\frac{1}{\theta\Delta t}[C] + [K]\right)\{T_{n+1}\} = \{F^a\} + [C]\left(\frac{1}{\theta\Delta t}\{T_n\} + \frac{1-\theta}{\theta}\{\dot{T}_n\}\right) \quad (63)$$

Nell'ambiente di analisi ANSYS, il parametro  $\theta$  permette di impostare il solutore che si desidera adottare. Di default, nelle analisi termiche transienti, si ha  $\theta = 0,5$  che corrisponde al metodo di avanzamento nel tempo di Crank-Nicolson, lo stesso adottato per la soluzione del modello termico presentato nella presente tesi.

Nel caso di una analisi transiente non lineare, assieme al metodo dei trapezi generalizzati, viene impiegato anche il metodo di Newton-Raphson.

Il metodo dei trapezi generalizzato richiede che il valore  $\{T_0\}$  e  $\{\dot{T}_0\}$ , all'inizio dell'analisi transiente, siano noti.

#### *Soluzioni non lineari: metodo di Newton-Raphson*

Nelle analisi transienti termiche non lineari con gradi di libertà la temperatura, due metodi sono disponibili in ANSYS:

- FULL (metodo usato);
- QUASI.

Il processo di discretizzazione degli elementi finiti produce un insieme di equazioni simultanee:

$$[D]\{T\} = \{F^a\} \quad (64)$$

Dove:

- $[D]$ : Matrice dei coefficienti;
- $\{T\}$ : Vettore dei valori dei gradi di libertà;
- $\{F^a\}$ : Vettore dei carichi applicati.

Se la matrice  $[D]$  risulta essere funzione dei gradi di libertà (o le sue derivate) si sta parlando quindi di una equazione non lineare. La risoluzione delle equazioni non lineari consiste nell'applicazione del metodo di Newton-Raphson, formulato come segue:

$$[D(T)_i^T]\{\Delta T_i\} = \{F^a\} - \{F_i^{nr}\} \quad (65)$$

$$\{T_{i+1}\} = \{T_i\} + \{\Delta T_i\} \quad (66)$$

Dove:

- $[D(T)_i^T]$ : Matrice Jacobiano (matrice tangente);

$$[D(T)_i^T] = \frac{\partial \{F^a\}}{\partial \{T\}} \Big|_i = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial T_1} & \cdots & \frac{\partial F_1}{\partial T_n} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \frac{\partial F_n}{\partial T_1} & \cdots & \frac{\partial F_n}{\partial T_n} \end{bmatrix} \quad (67)$$

- $i$ : termine identificativo  $i$ -esima iterazione in corso;
- $\{F_i^{nr}\}$ : vettore delle forzanti calcolato in  $\{T\}_i$ .

Quindi  $[D(T)_i^T]$  e  $\{F_i^{nr}\}$  sono funzione di  $\{T\}_i$ .

Il secondo membro della (66), si riferisce all'ammontare dello squilibrio nel sistema.

In Figura 91 si riporta il primo passo effettuato per arrivare a convergenza.

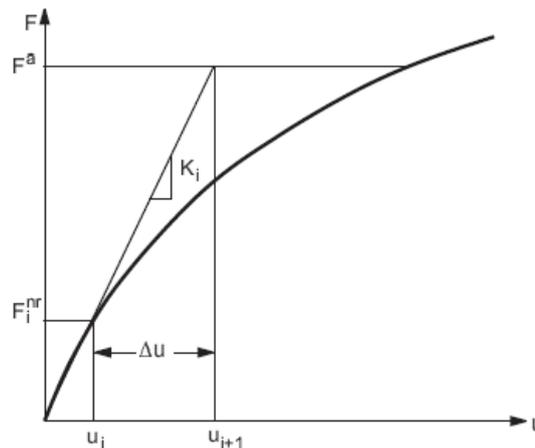


Figura 91 Primo passo di iterazione

Per convergere a una soluzione più di una iterazione è necessaria. I procedimenti seguiti dall'algoritmo sono i seguenti:

1. Assumere  $\{T_0\}$ , generalmente  $\{T_0\}$  corrisponde alla precedente soluzione convergente;
2. Calcolare  $[D(T)_i^T]$  e  $\{F_i^{nr}\}$  a partire dalla configurazione  $\{T_i\}$ ;
3. Calcolare  $\{\Delta T_i\}$  da  $[D(T)_i^T] \{\Delta T_i\} = \{F^a\} - \{F_i^{nr}\}$ ;
4. Sommare  $\{\Delta T_i\}$  a  $\{T_i\}$  così da ottenere il nuovo valore approssimato  $\{T_{i+1}\}$ ;
5. Ripetere i passaggi da 2 a 4 finché non si abbia convergenza.

Si raggiunge la soluzione del problema nel momento in cui  $\{F_i^{nr}\}$  eguaglierà  $\{F^a\}$  o almeno la loro differenza rientrerà all'interno di un valore di tolleranza. Nessuna delle soluzioni intermedie sarà in una condizione di equilibrio.

# CAPITOLO 5

## 5. Risultati

Una volta implementati i codici si passa alla fase di post-processo in cui si analizzano i dati ottenuti.

### 5.1. Frenatura di mantenimento (Drag braking)

#### *Ceppi in ghisa, configurazione 1Bg*

In funzione dalla velocità di mantenimento ( $v$ ) richiesta in un tracciato caratterizzata da una certa pendenza ( $i$ ) e per un determinato carico asse ( $M_{ax}$ ) è possibile determinare i valori di ottimo della forza agente sui ceppi e del coefficiente di attrito ruota-ceppe ( $\mu_{ghisa}$ ), risultato della convergenza delle equazioni (21)-(22)-(25). I valori della forza premente e del coefficiente di attrito, illustrati in Tabella 6 e ricavati per ceppi in ghisa in configurazione 1Bg (Figura 92), costituiscono i valori di input che andranno inseriti nel modello del contatto.

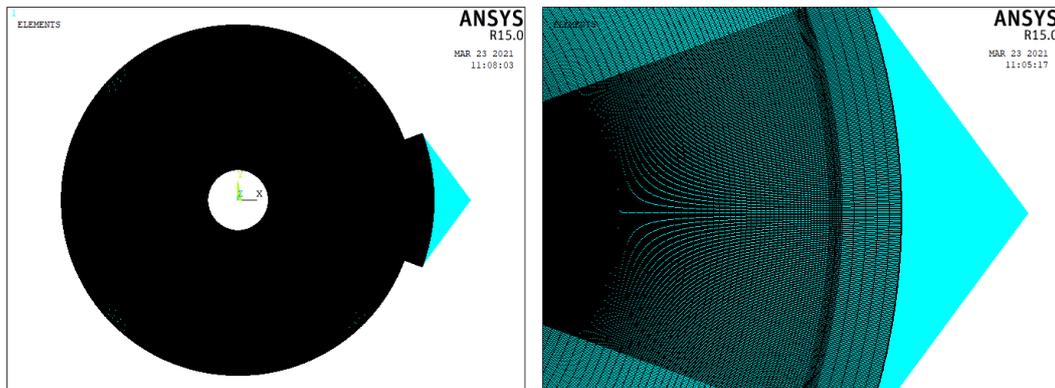


Figura 92 Vista completa mesh modello FEM del contatto, configurazione 1Bg (a sinistra), ingrandimento zona contatto ruota ceppo FEM (a destra)

Analizzando i dati della tabella si può notare che, a parità degli altri parametri operativi evidenziati in grassetto, all'aumentare della velocità di mantenimento si ha l'incremento della forza agente sui ceppi. A regime, elevate velocità e forze prementi producono elevate quantità di calore per attrito con diretta conseguenza sul

coefficiente di attrito, comportandone una diminuzione in valore. L'interdipendenza tra la forza premente e la velocità del veicolo, nel calcolo dell'attrito, richiede l'adozione di algoritmi di convergenza al fine di ottenere i valori di ottimo tra la forza frenante e l'attrito. Il ragionamento di cui sopra si applica nel caso dei ceppi in ghisa e composito classe LL, discorso diverso per quanto concerne i ceppi in composito classe K, i quali, al variare della velocità e della forza premente, presentato un coefficiente di attrito pressoché costante.

$v$ (m/s)	$M_{ax}$ (ton)	$i$ (‰)	$\mu_{ghisa}$	$F_{shoe}$ (kN)	$h_a$ (W/m <sup>2</sup> K)	$h_{ax}$ (W/m <sup>2</sup> K)
60	20	21	0.14	13.8	176	1209
80	20	21	0.12	15.6	225	1397
100	20	21	0.11	16.7	274	1562

Tabella 6 Input analisi contatto ceppi in ghisa 1Bg

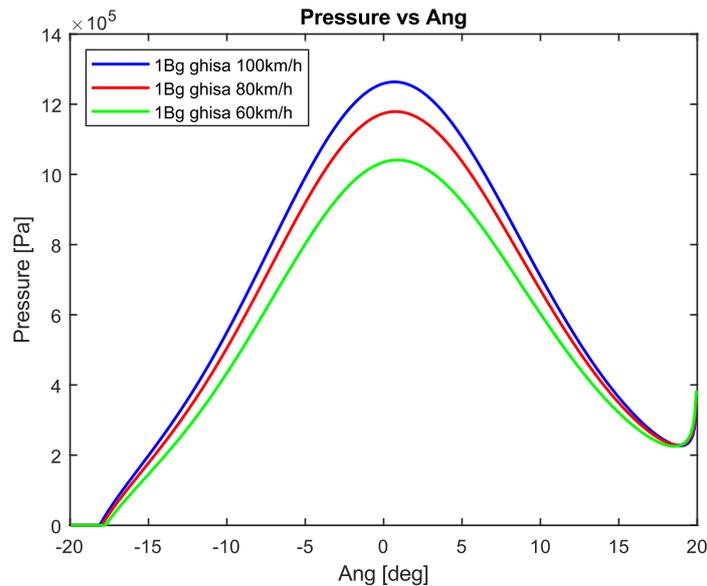


Figura 93 Andamento pressione ceppo in ghisa 1Bg 60-80-100 km/h

In Figura 93 sono riportati le distribuzioni di pressione al variare dell'angolo di contatto per ceppi in ghisa in configurazione 1Bg alle diverse velocità. Dalla immagine appena menzionata, si evidenzia quanto asserito in precedenza, ossia, velocità di mantenimento maggiori richiedono forze agenti sui ceppi maggiori, aspetto che si ripercuote anche nella distribuzione delle pressioni

Confrontando la distribuzione di pressione che si otterrebbe in condizione di assenza di strisciamento e attrito nullo con la distribuzione di pressione di cui sopra esposta, Figura 94, si nota che quest'ultima ha un andamento asimmetrico. Tale

andamento corrisponde a una condizione di forza risultante ( $F_{RES}$ ), rispetto al porta-ceppo, che giace lungo la stessa retta d'azione della risultante delle forze che agiscono sul perno del porta-ceppo ( $F_N$  e  $R_V$ ) e che da come risultante un momento nullo, come mostrato in Figura 95.

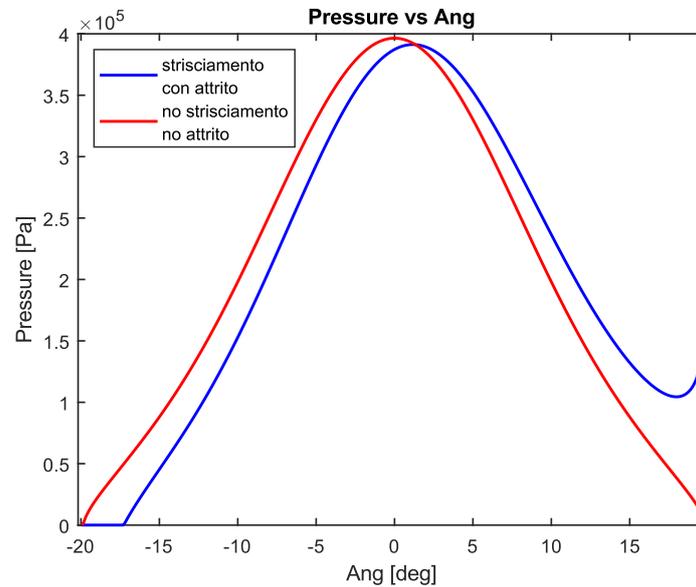


Figura 94 Confronto tra distribuzione di pressione statica e dinamica

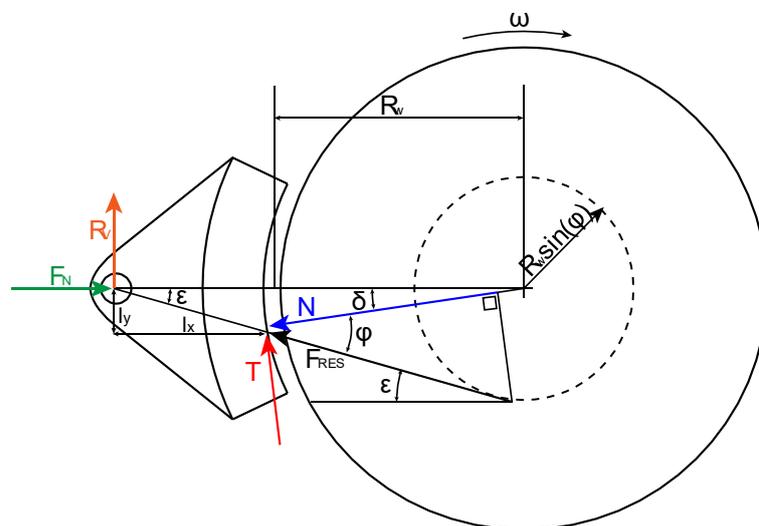


Figura 95 Schema delle forze agenti sul ceppo in condizione di strisciamento

Focalizzando l'attenzione nella parte destra del grafico in Figura 93, si può notare una zona in cui la pressione presenta un picco nel punto in cui entra in contatto. Dopo una attenta analisi del fenomeno, si è arrivati a conclusione che tale andamento possa essere il risultato dell'impuntamento del ceppo sulla ruota (fenomeno riscontrato

anche nei ceppi in composito). Invece, nella parte sinistra del grafico è possibile notare una zona scarica all'uscita della ruota dal contatto con il ceppo, in cui la pressione è pressoché nulla, conseguenza della distribuzione asimmetrica della pressione.

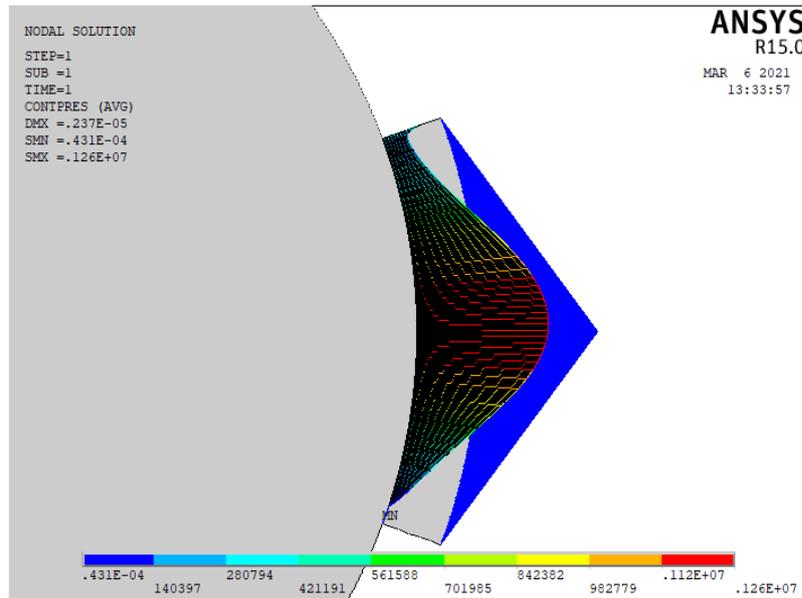


Figura 96 Andamento pressione ceppo in ghisa configurazione 1Bg e velocità 100 km/h

Infine, in Figura 96 si riporta una mappa dell'andamento della pressione nel modello statico del contatto dove è possibile evidenziare la distribuzione di pressione asimmetrica lungo la zona del contatto.

Come già discusso nei paragrafi precedenti, l'andamento di pressione viene introdotto nel modello termico al fine di simulare l'effetto dello strisciamento del ceppo sulla ruota a seguito della manovra di frenatura, in Figura 97 viene riportata la mesh del modello termico.

In Figura 98 viene esposto l'andamento della temperatura in un punto della superficie della ruota, relativamente a una velocità di mantenimento di 60 km/h per ceppi in ghisa in configurazione 1Bg. Rimanendo sulla stessa immagine e focalizzando l'attenzione nel riquadro in basso a destra, si possono notare i cicli di riscaldamento e raffreddamento a cui è soggetto il punto della superficie considerata. Nel momento in cui la superficie vede il passaggio del ceppo si verifica un repentino aumento della temperatura a cui segue una diminuzione della temperatura per effetto della convezione. Gli effetti convettivi comprendono: l'aria che lambisce la ruota ( $h_a$ ) e il contatto ruota-rotaia ( $h_{ax}$ ), Tabella 6. Pur essendo limitata la zona di contatto tra ruota e rotaia, il coefficiente di convezione equivalente ruota-rotaia ( $h_{ax}$ ) è

caratterizzato da un valore maggiore rispetto a quello ruota-aria ( $h_a$ ) e in Figura 98, durante la fase di raffreddamento, si manifesta con una derivata negativa maggiore, una sorta di gradino.

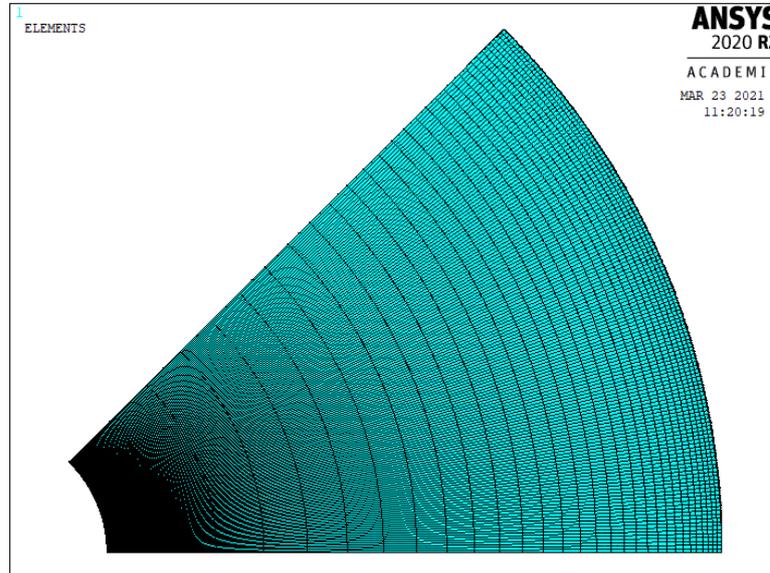


Figura 97 Vista completa mesh modello FEM termico configurazione 1Bg e 2Bg

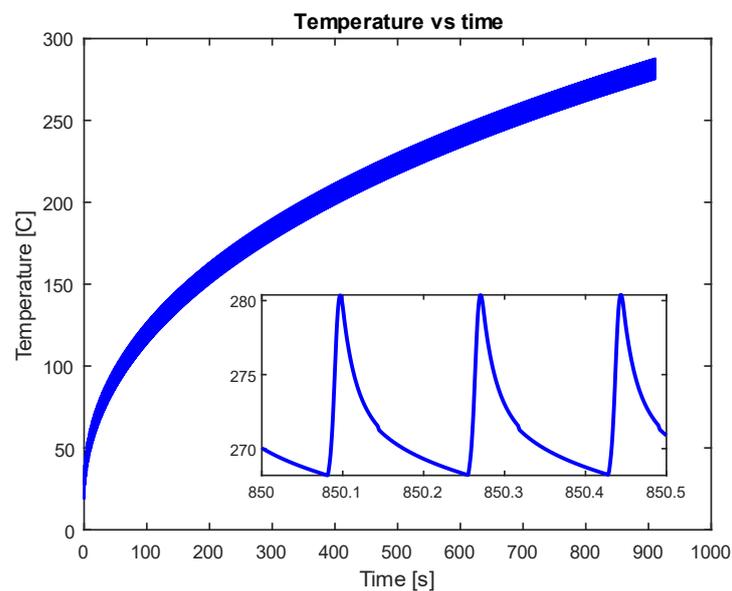


Figura 98 Andamento temperatura ceppo in ghisa 1Bg 60 km/h

L'andamento della temperatura in precedenza discusso descrive la storia termica di un punto della ruota, motivo per il quale in Figura 99 si riporta l'andamento della temperatura a fine simulazione lungo la coordinata radiale a  $1.5^\circ$  rispetto

all'orizzontale. Sempre a fine simulazione è possibile ottenere una mappa delle temperature, Figura 100.

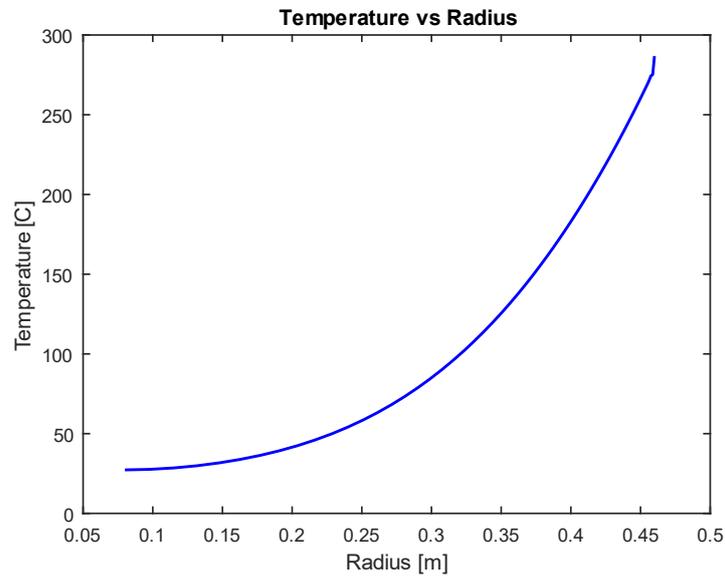


Figura 99 Andamento della temperatura radiale a 1.5° rispetto all'orizzontale, configurazione 1Bg ceppo in ghisa e velocità 60 km-h

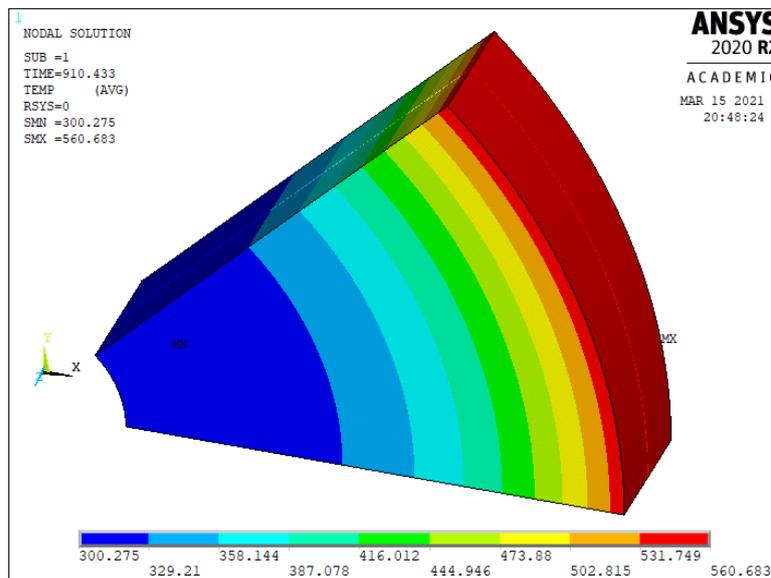


Figura 100 Mappa colorata della temperatura a fine simulazione modello FEM, vista in prospettiva

Infine, dal modello termico si ricavano gli andamenti delle temperature rispettivamente per un identico punto della superficie, per diverse velocità e per ceppi in ghisa in configurazione 1Bg, Figura 101.

Come ci si poteva aspettare, all'aumentare della velocità di mantenimento del veicolo sono richieste forze prementi maggiori ( $F_{\text{shoe}}$ ), Tabella 6. Velocità di mantenimento via via crescenti comportano un aumento dei coefficienti di convezione ( $h_a-h_{ax}$ ) e una diminuzione del coefficiente di attrito, ma, alte forze prementi e alte velocità di scorrimento fanno sì che la temperatura raggiunta, dopo 15 min di simulazione, sia maggiore rispetto alle simulazioni con velocità inferiori di mantenimento. La ruota, a parità di tempo simulato, per velocità di 100km/h sarà soggetta a un maggiore numero di cicli di riscaldamento e raffreddamento rispetto a simulazione con velocità di 60km/h. A dimostrazione di ciò, in Figura 101 e nello specifico nel riquadro in basso a destra sono riportati, a parità dell'intervallo temporale, il numero di cicli compiuti in ciascuna simulazione ed è possibile notare che all'aumentare della velocità aumenta il numero di cicli effettuati. Inoltre, maggiori velocità di mantenimento corrispondono a una minore tempo di stazionamento del pattino nel punto considerato, viceversa, per velocità minori, il pattino sosta di più nel punto analizzato influenzando così il flusso di potenza entrante nella ruota.

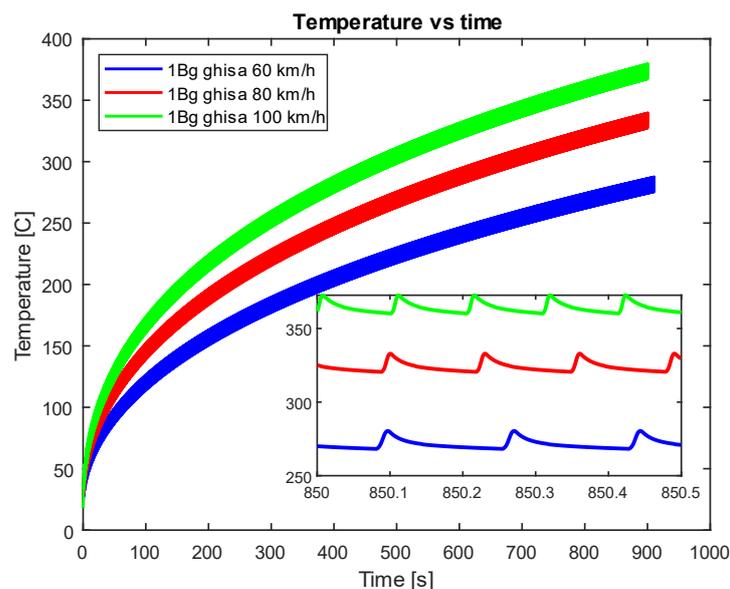


Figura 101 Andamento temperatura per diverse velocità di mantenimento: 60-80-100 km/h, ceppi in ghisa in configurazione 1Bg

Dall'andamento della temperatura in direzione radiale mostrato in Figura 102, si evince che, a fine simulazione e all'aumentare della velocità di mantenimento, non solo la temperatura nella superficie della ruota risulta superiore, bensì l'intera ruota è a una temperatura maggiore.

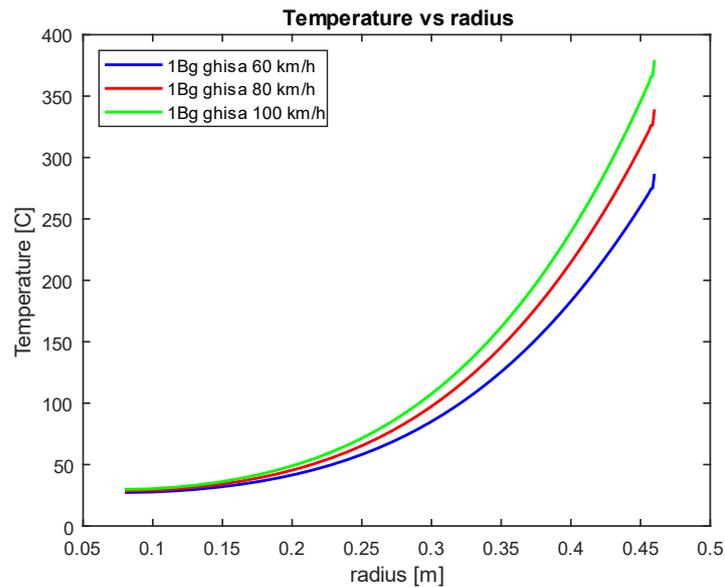


Figura 102 Andamento della temperatura radiale a 1.5° rispetto all'orizzontale, configurazione 1Bg ceppo in ghisa e velocità 60-80-100 km-h

### Ceppi in ghisa, configurazione 2Bg

Procedimento analogo è stato eseguito anche per i ceppi in ghisa in configurazione 2Bg e nella Tabella 7, in funzione della velocità, carico asse e pendenza del tracciato, sono riportati l'attrito ( $\mu_{ghisa}$ ), la forza premente su un singolo ceppo ( $F_{shoe}$ ) e i coefficienti di convezione ruota-aria ( $h_a$ ) e ruota-rotaia ( $h_{ax}$ ).

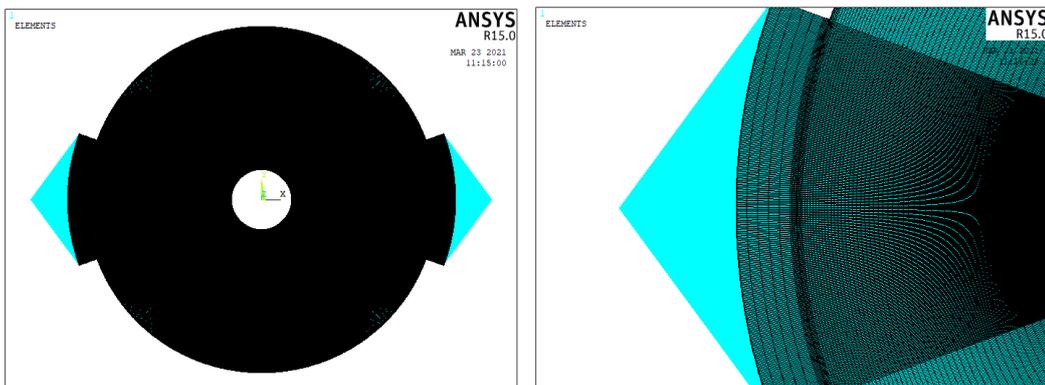


Figura 103 Vista completa mesh modello FEM del contatto, configurazione 1Bg (a sinistra), ingrandimento zona contatto ruota ceppo FEM (a destra)

A differenza del caso precedente, dove nella configurazione 1Bg si ha la presenza di un singolo ceppo per ruota, la forza premente è minore in quanto i ceppi che agiscono all'unisono su una singola ruota sono due, Figura 103. Una minore forza premente va ad incidere sul coefficiente di attrito che si ha tra ruota e rotaia; nello

specifico, a parità della velocità di mantenimento del veicolo, l'attrito risulta essere maggiore rispetto alla configurazione dei ceppi in ghisa 1Bg. Invece, per quanto riguarda i coefficienti di convezione, essendo i parametri operativi i medesimi, rimangono invariati nelle due configurazioni.

$v$ (km/h)	$M_{ax}$ (ton)	$i$ (‰)	$\mu_{ghisa}$	$F_{shoe}$ (kN)	$h_a$ (W/m <sup>2</sup> K)	$h_{ax}$ (W/m <sup>2</sup> K)
<b>60</b>	<b>20</b>	<b>21</b>	0.18	5.2	176	1209
<b>80</b>	<b>20</b>	<b>21</b>	0.16	5.8	225	1397
<b>100</b>	<b>20</b>	<b>21</b>	0.15	6.2	274	1562

Tabella 7 Input analisi contatto ceppi in ghisa 2Bg

Una minore forza premente si traduce in una minore quantità di flusso di potenza termica entrante nella ruota, in Figura 104 sono riportati gli andamenti delle pressioni alle varie velocità di mantenimento, si noti che valgono le stesse considerazioni fatte per la configurazione 1Bg.

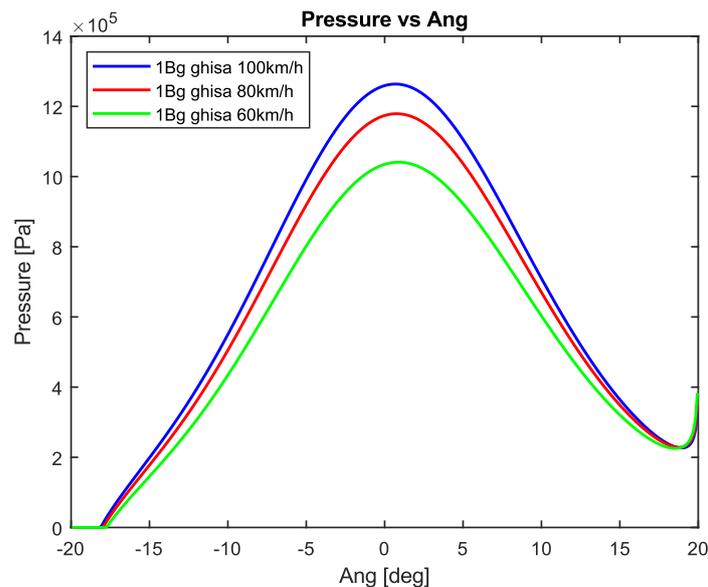


Figura 104 Andamento pressione ceppo in ghisa 2Bg 60-80-100 km/h

Infine, a scopo illustrativo, in Figura 105 si riporta la mappa dell'andamento della pressione ottenuta dal modello statico del contatto.

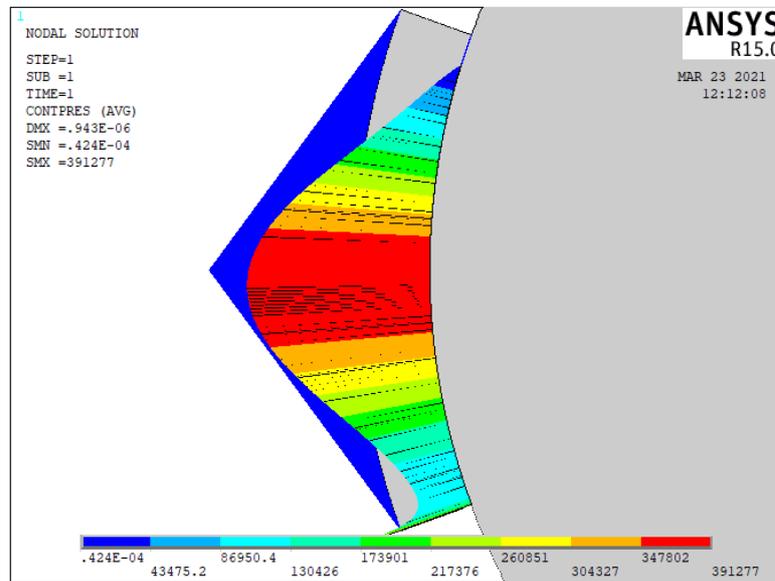


Figura 105 Andamento pressione ceppo in ghisa configurazione 2Bg e velocità 60 km/h

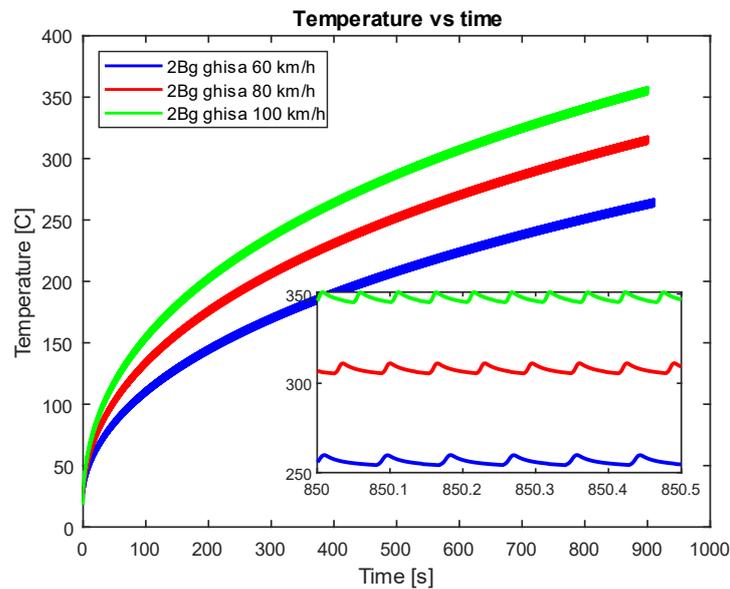


Figura 106 Andamento temperatura per diverse velocità di mantenimento: 60-80-100 km/h, ceppi in ghisa in configurazione 2Bg

Le analisi termiche ricavate confermato quanto evidenziato nel caso 1Bg, che all'aumentare della velocità di mantenimento, la temperatura della ruota sarà maggiore, Figura 106. Medesima conclusione si ha anche nell'andamento della temperatura a fine simulazione lungo la coordinata radiale in corrispondenza del punto

della superficie preso come riferimento, Figura 107. Inoltre, si evidenzia che la presenza di due ceppi implica che uno stesso punto della tavola della ruota sia soggetto, per un giro completo di ruota, a due carichi termici, inducendo nella ruota minori sbalzi termici rispetto al caso 1Bg.

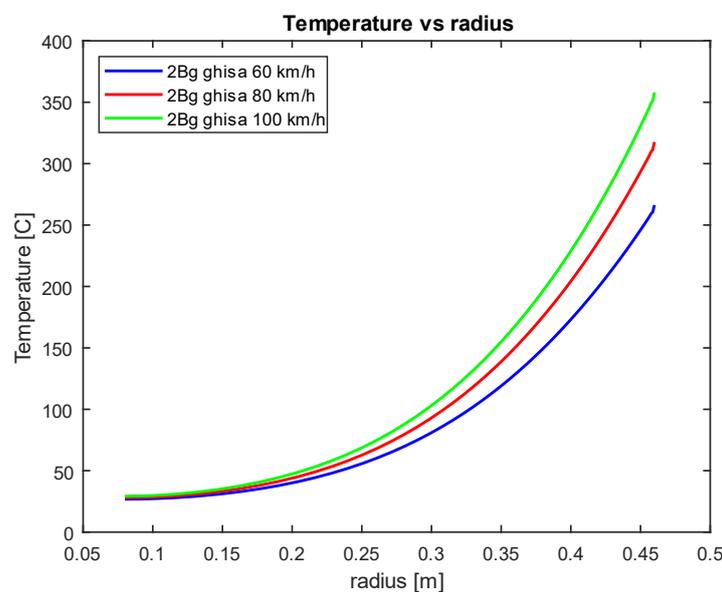


Figura 107 Andamento della temperatura radiale a  $1.5^\circ$  rispetto all'orizzontale, configurazione 2Bg ceppo in ghisa e velocità 60-80-100 km-h

### Confronto configurazione 1Bg e 2Bg

A parità della velocità di mantenimento del veicolo, carico asse e pendenza del tracciato, le due differenti configurazioni (1Bg-2Bg) sono soggette a forze frenanti differenti, vedasi Tabella 6 e Tabella 7. La forza premente agente su un singolo ceppo nella configurazione 1Bg è superiore a quella in configurazione 2Bg, in quanto la presenza del secondo ceppo permette una migliore ripartizione dello sforzo frenante.

La configurazione adottata ha una diretta conseguenza sulla temperatura raggiunta dalla ruota durante le operazioni di frenatura di mantenimento, in Figura 108 è riportato il confronto a parità di velocità di mantenimento (60 km/h). Per appunto, la configurazione 1Bg sviluppa, sulla tavola della ruota, una temperatura superiore rispetto al caso 2Bg. La maggiore forza premente esercitata nella configurazione 1Bg ha diretta conseguenza sulla quantità di calore ceduto alla ruota, a tal proposito si faccia riferimento al riquadro in basso a destra in Figura 108, dove il salto termico, al passaggio del ceppo, è maggiore rispetto al caso 2Bg.

Aspetto sino ad ora non trattato riguarda il coefficiente di ripartizione del calore ( $\beta$ ) che varia in funzione della configurazione adotta. Il coefficiente  $\beta$ , ricavato

mediante formula empirica, specifica quanta della percentuale del flusso generato all'interfaccia viene immagazzinata nella ruota ( $\beta$ ) e quanta nel ceppo ( $1-\beta$ ). Configurazioni 1Bg presentano un coefficiente di ripartizione del calore maggiore rispetto al caso 2Bg, andando quindi ad influenzare la temperatura raggiunta dalla ruota, Tabella 8.

$v$ (km/h)	$M_{ax}$ (ton)	$i$ (‰)	$\beta$ (1Bg)	$\beta$ (2Bg)
60	20	21	0.90	0.82

Tabella 8 Coefficiente di ripartizione del calore in funzione della configurazione dei ceppi

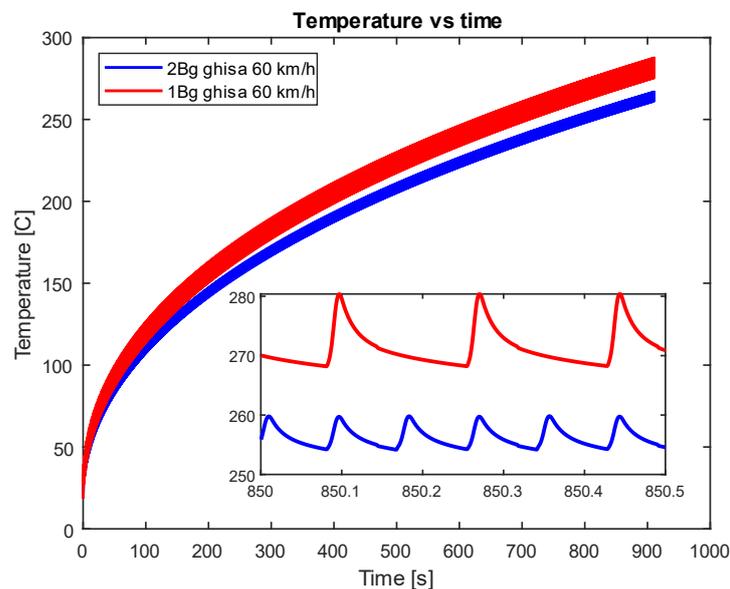


Figura 108 Confronto simulazioni per velocità di mantenimento di 60 km/h, ceppi in ghisa in configurazione 2Bg e 1Bg

Si arriva a conclusione che, per tempi più lunghi di mantenimento, la configurazione 1Bg può essere più deleteria dal punto di vista termico in quanto può raggiungere temperature superiori rispetto alla configurazione 2Bg.

#### Confronto a parità di potenza 2Bg

Di particolare interesse risulta il confronto a parità di potenza frenante, con riferimento alla configurazione 2Bg equipaggiata con ceppi in ghisa per un carico asse di 20 tonnellate in un tracciato con una pendenza del 21‰ e una velocità di 60 km/h a cui corrisponde una potenza frenante di 31.88 kW. Le prove sono eseguite per diverse velocità (60 km/h, 80 km/h e 100 km/h) a parità di carico asse, materiale e

configurazione dei ceppi, e al fine di ottenere la stessa potenza frenante ( $P$ ) l'unico fattore che viene fatto variare è la pendenza del tracciato ( $i$ ), Tabella 9.

$v$ (km/h)	$M_{ax}$ (ton)	$P$ (kW)	$i$ (%)	$\mu_{ghisa}$	$F_{shoe}$ (kN)	$h_a$ (W/m <sup>2</sup> K)	$h_{ax}$ (W/m <sup>2</sup> K)
60	20	31.88	21	0.18	5.2	176	1210
80	20	31.88	16.6	0.17	4.2	226	1397
100	20	31.88	14.3	0.16	3.4	274	1562

Tabella 9 Simulazioni a parità di potenza ceppi in ghisa configurazione 2Bg per velocità 60-80-100 km/h

Per differenti pendenze del tracciato e velocità di mantenimento del veicolo, si ottengono diverse forze prementi ( $F_{shoe}$ ) sulla tavola della ruota. In Figura 109 sono riportati gli andamenti di pressione in funzione dell'angolo di contatto, ed è possibile notare che, all'aumentare della velocità di mantenimento del veicolo, la forza frenante ( $F_{shoe}$ ) e anche il coefficiente di attrito ( $\mu_{ghisa}$ ) (legato alla forza premente dalla formula di Karwatzki) diminuiscono.

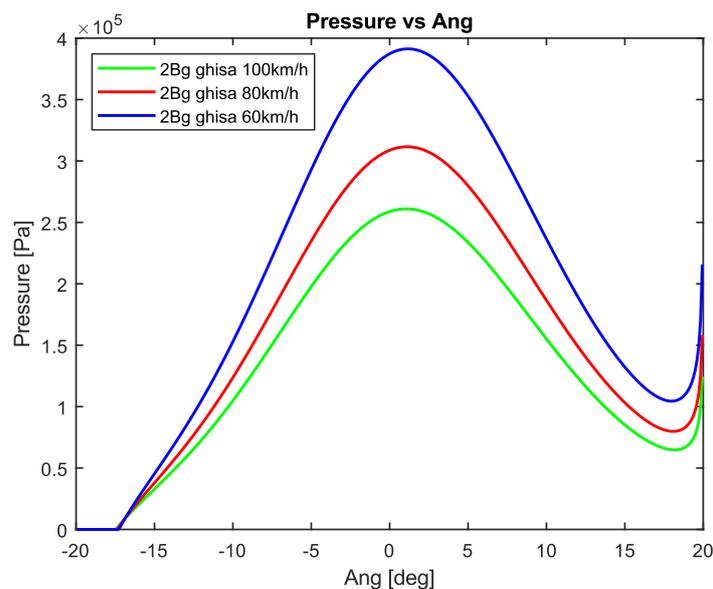


Figura 109 Andamento pressione ceppo in ghisa 2Bg 60-80-100 km/h a parità di potenza frenante

L'obiettivo di tale analisi risiede nel capire l'influenza della convezione nelle varie condizioni frenanti, infatti, maggiori saranno le velocità conseguentemente, in base alle formule esposte nei paragrafi precedenti, maggiore sarà il coefficiente di convezione ruota-aria ( $h_a$ ) e ruota-rotaia ( $h_{ax}$ ), il che si traduce, a parità di un  $\Delta T$  di temperatura, in una maggiore quantità di calore estratto alla ruota, Tabella 9.

Infine, in Figura 110 è possibile notare l'andamento della temperatura (per lo stesso nodo sulla tavola della ruota) nelle tre differenti condizioni di frenatura di mantenimento. Quello che si può dedurre dal grafico è che per velocità via via minori di mantenimento del veicolo, la temperatura nella superficie della ruota risulta maggiore. Una giustificazione di tale andamento può essere riscontrata nel coefficiente di convezione tra ruota-aria e ruota- rotaia, ma non solo, la forza premente ha una forte influenza sulla quantità di calore a cui sarà soggetta la ruota. Infatti, per velocità di mantenimento di 60 km/h, si ottengono le forze prementi maggiori con coefficienti di convezione minori rispetto ai casi con velocità di mantenimento superiori, e la loro combinazione ha come risultato che a fine simulazione la temperatura della ruota sia la più alta tra i casi analizzati. L'influenza della forza premente sulla quantità di calore entrante nella ruota è ben visibile nel riquadro in basso a destra della Figura 110, arrivando alla medesima conclusione illustrata nei paragrafi precedenti: forze maggiori comportano un salto di temperatura maggiore al passaggio del pattino nel punto analizzato. Viceversa, all'aumentare della velocità di mantenimento del veicolo, si ha la combinazione di carichi frenanti bassi ( $F_{shoe}$ ) e alti coefficienti di convezione ( $h_a$  e  $h_{ax}$ ) il che si traduce in una minore temperatura della ruota.

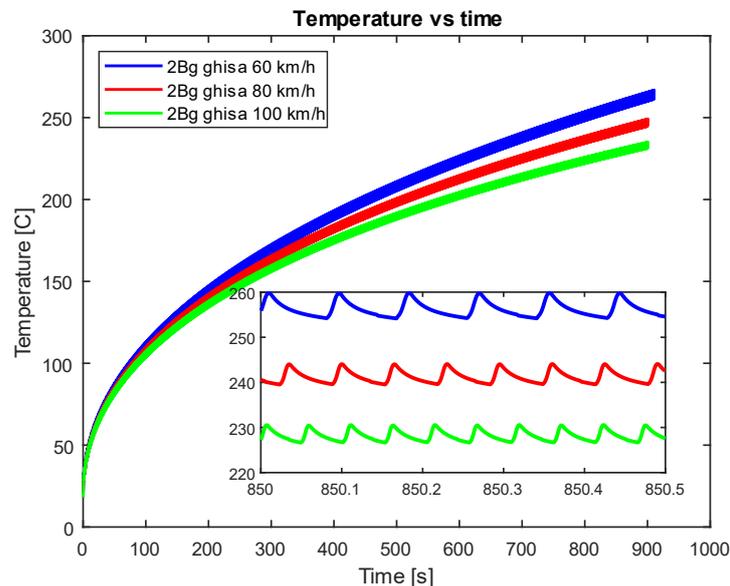


Figura 110 Andamento temperatura con ceppo in ghisa configurazione 2Bg e velocità 60-80-100 km/h a parità di potenza frenante

### Confronto 2Bg ceppi in ghisa, composito classe LL e classe K

Sin ora si è discusso solamente delle varie configurazioni equipaggiate con ceppi in ghisa, per cui, risulta interessante il confronto tra i ceppi in ghisa e quelli in

composito. Come già accennato, i ceppi in composito si possono suddividere in due categorie in funzione del coefficiente di attrito: LL e K. I ceppi in composito classe LL sono stati progettati al fine di sostituire i ceppi in ghisa, quindi, in condizioni operative presentano un coefficiente simile alla ghisa. Discorso differente per quanto riguarda i ceppi di classe K i quali, oltre a necessitare di modifiche sostanziali all'impianto frenante, presentano coefficienti di attrito più alti e pressoché costanti al variare delle velocità e dei carichi prementi. In Tabella 10 sono riportati i valori di forza ( $F_{shoe}$ ) e attrito ( $\mu$ ) nonché i coefficienti di convezione ( $h_a-h_{ax}$ ) a parità dei valori di input (evidenziati in grassetto).

<i>Mat.</i>	<i>v (km/h)</i>	<i>M<sub>ax</sub> (ton)</i>	<i>i (%)</i>	$\mu$	$\beta$	<i>F<sub>shoe</sub> (kN)</i>	<i>h<sub>a</sub>(W/m<sup>2</sup>K)</i>	<i>h<sub>ax</sub>(W/m<sup>2</sup>K)</i>
<b>Ghisa</b>	<b>60</b>	<b>20</b>	<b>21</b>	0.18	0.82	5.2	176	1210
<b>LL</b>	<b>60</b>	<b>20</b>	<b>21</b>	0.18	0.93	5.2	176	1210
<b>K</b>	<b>60</b>	<b>20</b>	<b>21</b>	0.25	0.93	3.8	176	1210

Tabella 10 Simulazioni per ceppi in ghisa, composito LL e K in configurazione 2Bg per velocità 60 km/h

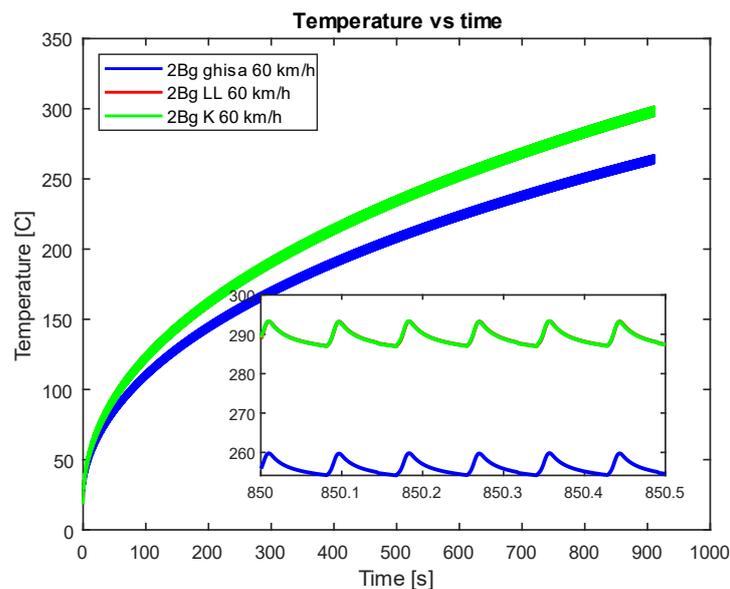


Figura 111 Andamento Temperatura per ceppi in ghisa, composito LL e K in configurazione 2Bg per velocità di 60 km/h

Per i ceppi classe LL si è adottato la stesse legge di attrito adottata per la ghisa, per cui i valori di attrito e forza frenanta sono gli stessi, però, differiscono per quanto riguarda il coefficiente di ripartizione del calore ( $\beta$ ).

Come ci si poteva aspettare, i ceppi in ghisa generano, a fine simulazione, una temperatura inferiore rispetto ai ceppi in composito classe LL, in quanto come unica

differenza tra i due casi vi è solo il coefficiente di ripartizione del calore funzione delle proprietà dei materiali costituenti i ceppi, Figura 111. Dai ceppi in composito classe K ci si aspetta un comportamento analogo alla classe LL per quanto concerne il confronto con i ceppi in ghisa, infatti, a fine simulazione, la temperatura dei ceppi in composito classe K è superiore a quella dei ceppi in ghisa. Per quanto riguarda i due ceppi in composito si verifica una particolarità, nel senso che la coppia frenante (prodotto tra attrito e forza premente) è la medesima nei due casi, benchè attrito e forza premente siano diversi. Quindi, a parità di materiale (di conseguenza  $\beta$ ) e delle condizioni di mantenimento, ci si aspetta una temperatura uguale per la classe K e LL, ipotesi confermata dall'analisi termica, Figura 111.

### Validazione del modello

Allo stato attuale, in letteratura non sono presenti sufficienti casi di studio che possano permettere una completa validazione dei modelli, eccetto alcuni dati sperimentali ottenuti da Vernersson [35], relativamente a operazioni di frenatura di mantenimento.

In Tabella 11 sono riportati i dati di input per condizioni analoghe a quelle simulate da Vernersson.

$v$ (km/h)	$M_{ax}$ (ton)	$P$ (kW)	$i$ (‰)	$\mu_{ghisa}$	$F_{shoe}$ (kN)
100	20	31.5	14.2	0.13	8.4

Tabella 11 Simulazioni per ceppi in ghisa in configurazione 1Bg per velocità 60 km/h e 31.55 kW di potenza frenante

Si noti che le condizioni operative del banco prova usato da Vernersson sono difficilmente applicabili, come ad esempio il fatto che la rotaia venga simulata mediante una ruota ed il fatto che, a differenza del modello presentato, non viene simulato l'inerzia termica di metà assile. Inoltre, il banco prova non è ventilato, quindi gli effetti convettivi della velocità dell'aria che lambisce la ruota sono trascurati. L'unico parametro a cui si può fare riferimento riguarda la potenza frenata, uguale in entrambi i casi: 31.5 kW.

In Figura 113 sono riportati i valori sperimentali, ricavati mediante termo-camere, dell'innalzamento della temperatura della ruota e della rotaia (simulata mediante una ruota). Invece, in Figura 112 viene riportato l'andamento della temperatura in un punto della superficie della ruota. Confrontando le due temperature finali, dopo 15 minuti di simulazione, di 225 °C (+20 °C temperatura iniziale ruota) circa e 246.7 °C

rispettivamente dai dati di Vernersson e del modello FEM, è possibile notare che le due temperature sono piuttosto simili.

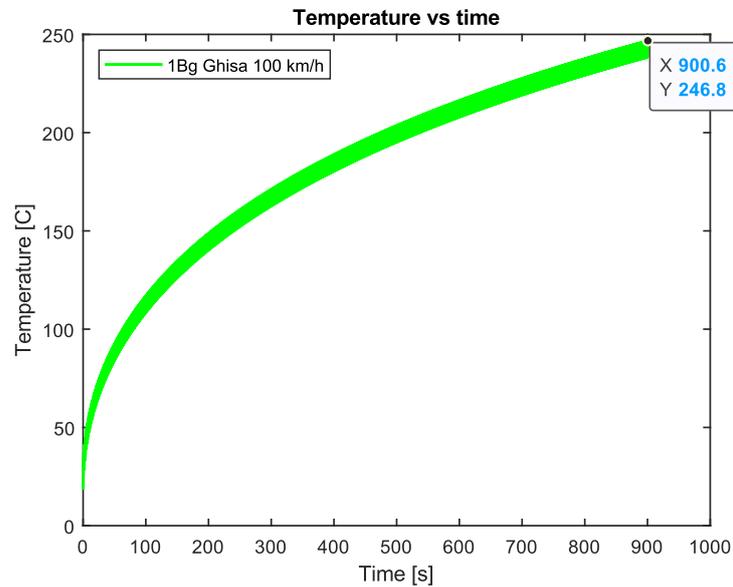


Figura 112 Andamento temperatura configurazione 1Bg, velocità 100 km/h, 20 ton/asse e potenza frenante di 31.5 kW

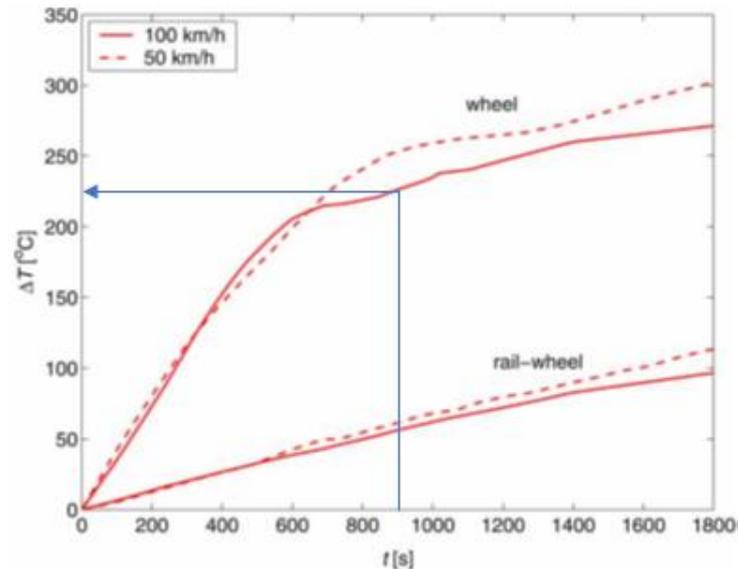


Figura 113 Andamento temperatura configurazione 1Bg, velocità 100 km/h e 31.5 kW di potenza frenante

Benché le condizioni operative nei due casi siano differenti, si tratta di un risultato incoraggiante soprattutto in ottica di futura calibrazione del modello su risultati più specifici derivati da operazioni sperimentali su banchi prova.

## 5.2. Frenatura di arresto (Stop Braking)

Nelle operazioni di frenatura di arresto, in condizioni di pieno carico, sul cilindro freno agisce la pressione massima di 3.8 bar. Il sistema è caratterizzato da una certa inerzia, ossia, il valore di pressione agente sul cilindro freno non è istantaneamente massima, bensì, presenta un transitorio. Nell'ambito di questa tesi si è sviluppato una routine Matlab che permette di simulare l'andamento della velocità del veicolo ferroviario nel tempo in funzione della pressione agente sul cilindro freno, Figura 114.

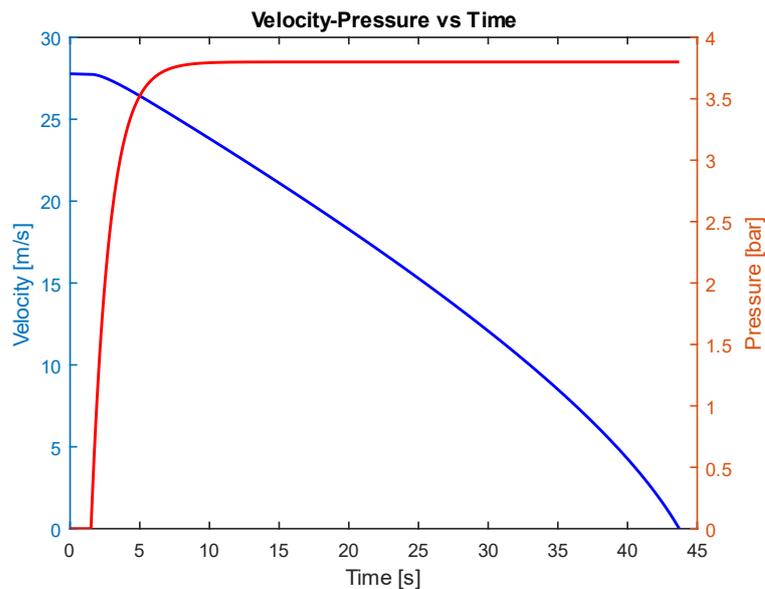


Figura 114 Pressione-Velocità al variare del tempo

È possibile notare che nei primi istanti non si ha l'azione della pressione nel cilindro freno per cui la velocità del veicolo rimane inalterata, mentre, all'aumentare della pressione, come da logica, si ha il contatto tra i ceppi e la tavola e quindi si verifica l'azione frenante. Il transitorio della pressione si esaurisce dopo pochi secondi, dopo i quali la pressione risulta essere quella massima.

Ai fini della seguente tesi si adotta un approccio semplificato, ossia, si considera che la pressione agente al cilindro freno sia istantaneamente quella massima con conseguente diminuzione del tempo di frenata del veicolo ferroviario, Figura 115.

La modalità con cui si sono implementate le Table prevede che la velocità adottata nel modello sia costante al giro. In Figura 116 è possibile osservare l'andamento della velocità (Velocity Matlab) ricavato nel caso di pressione massima agente sul cilindro freno e la velocità costante per ogni giro di ruota (Velocity Ansys). Come è possibile notare dallo zoom in basso a sinistra nella Figura 116, la velocità, per ogni  $2\pi$  radianti

di rivoluzione della ruota, è costante e viene ricavata effettuando la media dei valori delle velocità al giro.

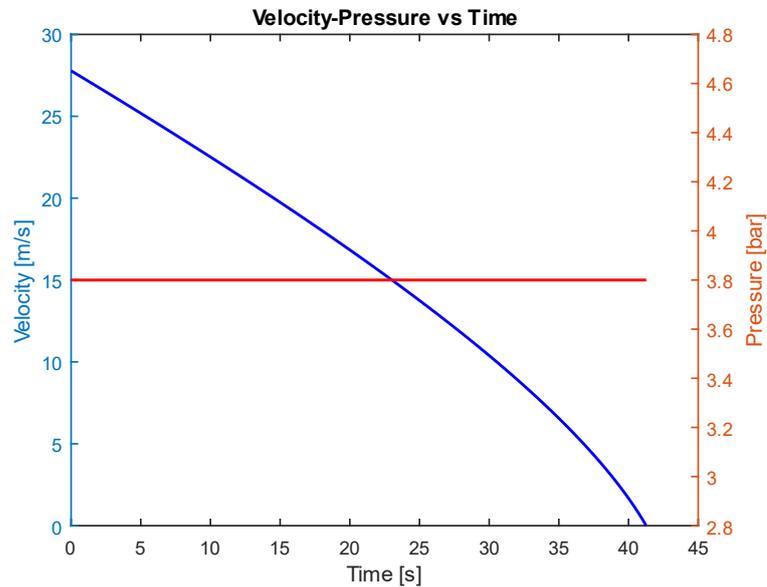


Figura 115 Pressione-Velocità adottate nel modello termico

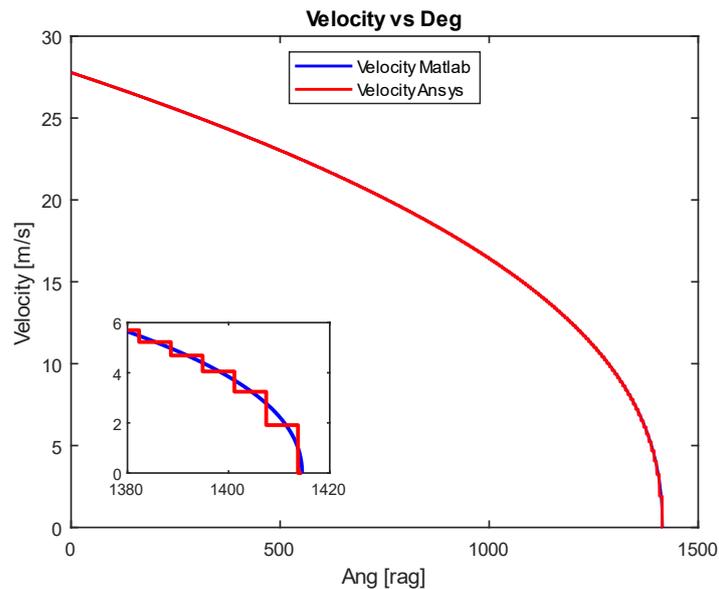


Figura 116 Velocità Matlab-Velocità Ansys vs angolo di rotazione

Inoltre, risulta interessante paragonare le due velocità appena citate al variare del tempo di frenata, Figura 117. A parte l'ultimo tratto di grafico in cui la velocità si annulla rapidamente, le due curve si presentano molto simili.

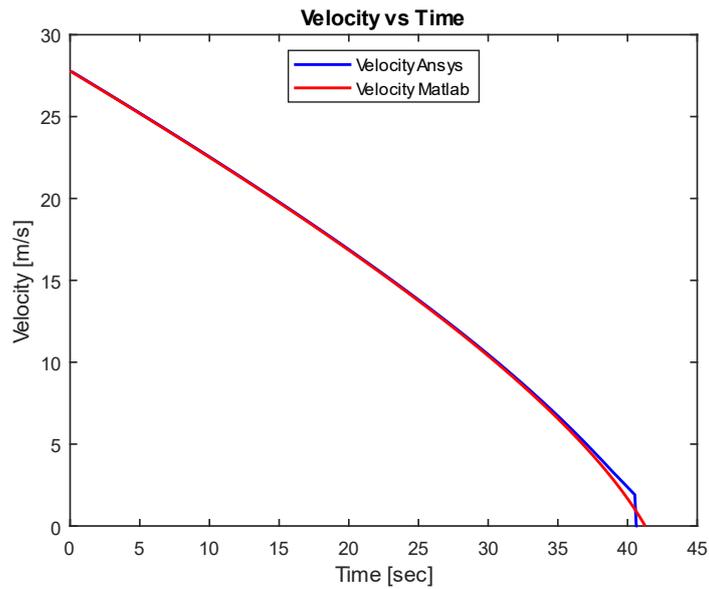


Figura 117 Velocità Matlab-Velocità Ansys vs tempo di frenatura

Per i ceppi in ghisa e in composito classe LL, In funzione del nuovo vettore delle velocità, si costruiscono il vettore dei tempi nonché il vettore del coefficiente di attrito, in relazione alle leggi scritte nei paragrafi precedenti. Per quanto riguarda i ceppi in composito classe K, la loro implementazione richiederebbe la modifica della timoneria e/o del diametro del cilindro freno, perciò, il confronto si limiterà solo ai ceppi in ghisa e compositi classe LL.

Nel modello del contatto, trattandosi di una analisi statica, non è possibile introdurre un coefficiente di attrito variabile, per cui si è deciso di optare per la media ponderata del coefficiente di attrito, pari a  $\mu_{\text{medio}}=0.12$ .

$v$ (km/h)	$M_{ax}$ (ton)	$\mu_{ghisa}$	$F_{shoe}$ (kN)	$\beta$
100	20	0.12	28.2	0.82

Tabella 12 Dati input frenatura di arresto ceppi in ghisa

$v$ (km/h)	$M_{ax}$ (ton)	$\mu_{ghisa}$	$F_{shoe}$ (kN)	$\beta$
100	20	0.12	28.2	0.93

Tabella 13 Dati input frenatura di arresto ceppi in composito classe LL

Come è passibile vedere dalla Tabella 12 e Tabella 13, l'unico fattore discriminante tra i due ceppi riguarda il fattore di ripartizione del calore ( $\beta$ ), funzione dalle proprietà dei materiali costituenti i ceppi.

Implementando nel codice il vettore delle velocità in funzione dello spostamento e la distribuzione di pressione è possibile ottenere l'andamento della temperatura in un punto della superficie, Figura 118. Analizzando una singola curva, ci si accorge che la ruota raggiunge un picco di temperatura dopo la quale incomincia a diminuire. Tale punto di massimo corrisponde alla condizione in cui il calore ceduto alla ruota equivale quello sottratto per convezione alla ruota stessa. Inoltre, la ruota, una volta raggiunta la condizione di arresto e quindi assenza di flusso termico, è soggetta alla convezione con l'aria e al raffreddamento per conduzione con la rotaia evidenziato da una graduale diminuzione della temperatura.

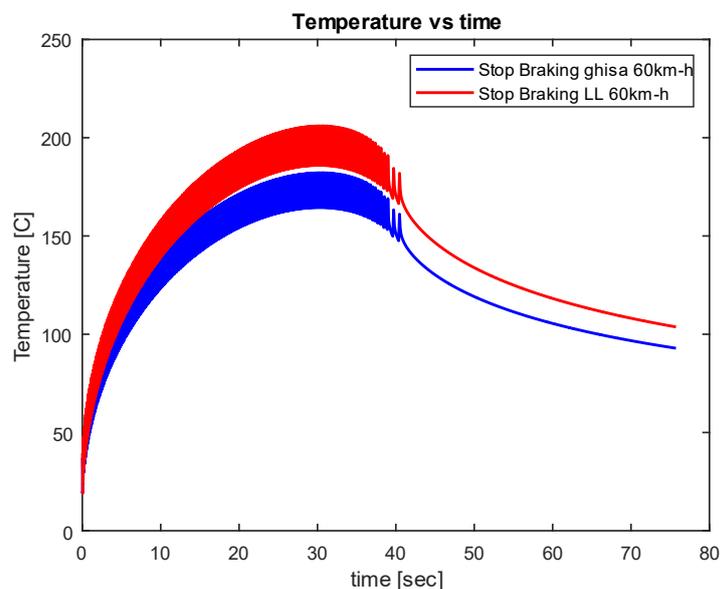


Figura 118 Andamento temperatura configurazione 2Bg, velocità 100 km/h, 20 ton/asse per ceppi in ghisa e classe LL

Risulta interessante in questo caso evidenziare la differenza che si ottiene nei due ceppi, come ci si poteva aspettare, i ceppi in composito classe LL, per proprietà dei materiali che lo compongono, sono termicamente più gravosi dei ceppi in ghisa in quanto sviluppano temperature superiori, fatto evidenziato anche per le operazioni di frenatura di mantenimento.

# CONCLUSIONI

## Conclusioni e sviluppi futuri

Al fine di simulare l'evoluzione termica della ruota nel processo di frenatura si sono sviluppati due modelli FEM bidimensionali: uno “statico strutturale” e uno “transiente termico” in ambiente di simulazione ANSYS Mechanical APDL.

Il modello “statico strutturale” si compone della sezione trasversale della ruota e del ceppo, entrambi in uno stato di tensione piana e ha lo scopo di indagare la distribuzione di pressione che si verifica nel momento del contatto all'interfaccia tra ruota e ceppo. La distribuzione di pressione viene ricavata simulando la condizione di strisciamento, ossia alla ruota viene imposta una rotazione angolare e un coefficiente di attrito dinamico costante tra i due corpi. Dai risultati ricavati si ottiene una distribuzione asimmetrica della pressione caratterizzata da una zona in cui si ha un picco di pressione nel momento in cui il ceppo inizia a scorrere sulla ruota. A tale fenomeno si è cercato di dare una spiegazione identificandolo con l'impuntamento del ceppo sulla ruota. Però, al contempo, nella parte opposta rispetto alla zona in cui si ha l'impuntamento del pattino, si ha una zona in cui la pressione è nulla, sintomo del ceppo non in contatto con la ruota.

Invece, il modello “termico transiente” ha lo scopo di simulare l'innalzamento della temperatura della ruota durante la frenatura a partire dall'informazione della distribuzione di pressione tra ruota e ceppo ricavata nel modulo strutturale. A livello geometrico, il modello si compone della sola ruota, dove lo spessore imposto viene ricavato in funzione della massa termica simulata, nel nostro caso si è simulato metà assile. L'applicazione dei carichi termici e convettivi che comprendono il flusso termico apportato dallo strisciamento tra pattino e ceppo, la convezione con l'aria e la conduzione tra ruota e rotaia (trattata come un fenomeno convettivo equivalente) rispettivamente, sono implementati mediante l'ausilio delle Table interpolanti disponibili in ANSYS.

Le analisi termiche hanno lo scopo di studiare due differenti condizioni di frenatura per quanto concerne i veicoli ferroviari: “frenatura di mantenimento” e “frenatura di arresto”. Le operazioni di mantenimento consistono in prove di mantenimento del veicolo a velocità costante in tracciati a forte pendenza, invece, la frenatura di arresto è relativo a prove in cui si simula l'arresto del treno. I veicoli in questione sono i treni merci equipaggiati con impianto frenante ad aria a compressa, composto da una serie di leveraggi chiamati “timoneria” che trasmettono lo sforzo frenante dal “cilindro

freno” ai ceppi. Il numero di ceppi per ruota è variabile da uno a un massimo di due, chiamate configurazioni 1Bg e 2Bg rispettivamente.

Si sono eseguite varie analisi, a parità di carico asse e pendenza del tracciato, in condizioni di frenata con mantenimento. A parità di configurazione si è evidenziato, come ci poteva aspettare, che all’aumentare della velocità di mantenimento la temperatura della ruota, a fine simulazione, aumenta. Comparando le due configurazioni, a parità di velocità di mantenimento, carico asse e pendenza, si è visto che la configurazione 1Bg porta la ruota a una temperatura maggiore rispetto alla configurazione 2Bg.

Inoltre, allo scopo di indagare l’influenza della convezione si è analizzata, al variare della pendenza e della velocità di mantenimento, l’evoluzione termica della ruota in condizioni di potenza di frenatura costante. Chiaramente, all’aumentare della velocità di mantenimento, la pendenza del tracciato risulta inferiore con conseguente influenza sul calore generato per attrito all’interfaccia. Per appunto, pendenze minori implicano minori forze prementi sui ceppi e quindi minori pressioni all’interfaccia tra ruota e ceppo. Quindi, la combinazione di forze prementi minori e maggiori coefficienti convettivi per alte velocità di mantenimento, ha comportato che, a parità di tempo simulato, la temperatura finale diminuisse al crescere della velocità di mantenimento.

Quanto finora esposto riguardava unicamente i ceppi in ghisa, però, interessante risulta il confronto con i ceppi in materiale composito. I ceppi in composito hanno la tendenza a stressare termicamente in maniera più gravosa le ruote rispetto ai ceppi in ghisa, effetto dovuto principalmente ai materiali usati in fase di produzione. I ceppi in composito si suddividono in due categorie: K e LL, dove, l’unico fattore discriminante è il coefficiente di attrito generato all’interfaccia ceppo-ruota, maggiore nel caso dei ceppi classe K. Le analisi hanno evidenziato, come ci si aspettava, che i materiali in composito sviluppano temperature maggiori rispetto ai ceppi in ghisa.

Le simulazioni per quanto concerne le operazioni di frenatura di arresto sono state eseguite per configurazioni 2Bg al variare del materiale dei ceppi. Il modello richiede in input l’andamento della velocità del veicolo in funzione dello spazio percorso (ottenuta mediante una routine Matlab) e il vettore delle pressioni. Analogamente ai casi precedenti la temperatura raggiunta per impianti frenanti che montano ceppi in composito è superiore rispetto a quelli in ghisa.

Nonostante questo, molto altro lavoro dovrà essere fatto al fine di ottenere una completa validazione del modello, sia per frenatura con arresto che di mantenimento.

Limiti che dovranno essere superati riguardano all'introduzione della convezione lungo la vela della ruota in un eventuale modello 3D, ma non solo, questo permetterebbe di superare ulteriori limiti di carattere geometrico, in quanto si avrebbe la possibilità di modellare il reale profilo della ruota. Inoltre, essendo il modello puramente termico, gli effetti di dilatazione causati dall'aumento di temperatura non sono evidenziati in quanto l'unico grado di libertà dei nodi è la temperatura. Conseguenza tipica del contatto con strisciamento è l'usura dei componenti in questione andando ad alterare le superfici a contatto, aspetto, anche questo, di difficile implementazione che potrebbe aumentare la complessità del modello. Le criticità appena descritte riguardano aspetti che in futuro verranno affrontati, ma non solo, allo scopo di validare il modello attuale, è in progetto la costruzione di un banco prova nonché collaborazioni con aziende che possano fornire dati di laboratorio.

In conclusione, si è visto che le operazioni di frenatura di mantenimento generano a livello di ruota, per tempi lunghi di simulazione, elevate temperature e nello specifico le soles LL sviluppano temperature superiori rispetto ai ceppi in ghisa, con le quali condividono analoghe proprietà di attrito. Elevate temperature possono portare a danneggiamenti termomeccanici con conseguenti problemi di sicurezza, motivo per il quale lo studio degli effetti termici sulle ruote dei treni con freni a ceppi, nonché l'influenza dei materiali adottati per i ceppi, risulta di fondamentale importanza.

# Appendice

## Analisi Statica del Contatto

```
1 /prep7
2
3 !----- Definition of construction parameters
4
5 alpha=30 ! Angular opening of the brake block (deg)
6 r=435e-3 ! Wheel radius (m)
7 dl=5e-3
8 r1=97e-3 !Distanza del nodo della forza dal ceppo
9 r3=r-dl !Raggio zona ruota raffinata
10 r5=80e-3 !Raggio interno ruota
11 d=50e-3 !14e-3 minimo possibile ! Brake block radial width (m)
12 t=80e-3 ! Brake block and rail wheel thickness along z-axis (m)
13 t_w=80e-3 ! spessore direzione circonferenziale ceppo ruota
14 r4=435e-3 !Raggio freno
15 g=20 !Semiangolo dell'arco lungo la superficie esterna del ceppo per creare
16 gli MPC184
17 nn=90
18
19 !----- Definition of loads parameter
20
21 F=6094.7
22
23 mol=1
24
25 b2=5*mol !RAGGIO FRENO
26 b3=8*mol !RAGGIO RUOTA
27 b4=5*mol !CONTATTO
28 space1=1 !RAGGIO FRENO
29 space3=1 !RAGGIO RUOTA
30
31
32 !----- Material properties of cast iron (Brake block)
33 mp,ex,1,120000e6 !N/m^2
34 mp,nuxy,1,0.24
35 mp,dens,1,7.9e3 !kg/m^3
36
37 !Material properties of steel (Wheel)
38 mp,ex,2,207000e6 !N/m^2
39 mp,nuxy,2,0.27
40 mp,dens,2,7.8e3 !kg/m^3
41 mp,mu,2,0.1536
42 mp,kxx,2,54 !W/(m*K)
43
44
45 !----- Material properties of steel for rigid links
46
47 mp,ex,3,210000e6 !N/m^2
48 mp,nuxy,3,0.3
49
50
51 !Definition of elements Plane183
```

```

52
53 et,1,plane183
54
55 keyopt,1,3,3 !0:Plane Stress, if you want Plane Strain it's 2,
56 3:if you want plane stress with thickness (TK) real constant input
57
58 r,1,t
59
60 r,5,t_w
61
62
63 !----- Definition of element Conta172
64
65 et,2,172
66
67
68 r,2,,,1,1,,1e-1 !The penetration tolerance FTOLN is a multiplier
69 of the structural elements depth of the penetrator body, which defines the maximum
70 allowed penetration.
71 !rmore,,,,,10e6 !Normal stiffness contact
72
73
74
75 !All the following keyoptons are related to element CONTA-172
76
77
78 !Keyopt(1) deals sets the degrees of freedom of contact, they are UX, UY, TEMP
79
80
81 keyopt,2,1,0
82
83
84 !Keyopt(2) deals with the Contact Algoritm
85
86
87 keyopt,2,2,0 !0:Augmented Method; 1:Penalty Method; 2: MPC Method; 3:
88 Lagange and Penalty Method; 4: Lagrange Method
89
90
91
92 !Keyopt(5) deals with the Auto CNOF/ICONT adjustment
93
94
95 keyopt,2,5,1 !0: No Automated; 1: Close Gap with CNOF; 2: Reduce
96 Penetration with Auto CNOF; 3: Close Gap/Reduce Penetration with Auto CNOF; 4: Auto
97 ICONT
98
99
100 !keyopt(9) deals with the Inclusion of Initial penetration/gap
101
102
103 keyopt,2,9,2 !4:Include initial penetration/gap with ramp function if
104 load
105
106
107 !keyopt(10) deals with the Contact Stiffness Update
108
109
110 keyopt,2,10,2 !Contact Stiffness Update at each load step !2:Contact
111 stiffnes automatic adjust

```

```

112
113
114 !keyopt(11) deals with the inclusion of thickness of bodies in contact
115
116
117 keyopt,2,11,1           !Include the thickness of bodies in contact
118
119
120
121 !Definition of element Targe169
122
123
124 et,3,169
125
126 !----- WHEEL and BRAKE GEOMETRY
127
128 k,1,0,0,0
129 csys,1
130 k,2,r,g,0
131 k,3,r3,g,0
132 k,4,r5,g,0
133 k,5,r4,g,0
134 k,6,r4+d1,g,0
135 k,7,r4+d,g,0
136
137 k,8,r,-g,0
138 k,9,r3,-g,0
139 k,10,r5,-g,0
140 k,11,r4,-g,0
141 k,12,r4+d1,-g,0
142 k,13,r4+d,-g,0
143
144 larc,4,10,1,r5
145 larc,3,9,1,r3
146 larc,2,8,1,r
147 larc,5,11,1,r4
148 larc,6,12,1,r4+d1
149 larc,7,13,1,r4+d
150
151 csys,1
152 k,14,r,nn,0
153 k,15,r3,nn,0
154 k,16,r5,nn,0
155
156 k,17,r,-nn,0
157 k,18,r3,-nn,0
158 k,19,r5,-nn,0
159
160 larc,16,4,1,r5
161 larc,15,3,1,r3
162 larc,14,2,1,r
163 larc,19,10,1,r5
164 larc,18,9,1,r3
165 larc,17,8,1,r
166
167 allsel
168
169 csys,0
170
171 l,16,15

```

```

172 | 1,15,14
173 | 1,4,3
174 | 1,3,2
175 | 1,5,6
176 | 1,6,7
177 | 1,10,9
178 | 1,9,8
179 | 1,11,12
180 | 1,12,13
181 | 1,19,18
182 | 1,18,17
183 |
184 | allsel
185 |
186 | lsel,s,line,,1,6
187 | lesize,all,,,68*b4
188 |
189 | allsel
190 |
191 | lsel,s,line,,16,17
192 | lsel,a,line,,20,21
193 | lsel,a,line,,14
194 | lsel,a,line,,24
195 | lesize,all,,,b2
196 |
197 | allsel
198 |
199 | csys,1
200 | lsel,u,loc,x,r5
201 | lsel,u,loc,x,r-d1,r4+100
202 | lesize,all,,,8*b3,1/6
203 |
204 | allsel
205 |
206 | csys,1
207 | lsel,u,loc,x,r5,r4+d1
208 | lsel,u,loc,x,r4+d
209 | lesize,all,,,b2
210 |
211 | allsel
212 |
213 | lsel,s,line,,10,12
214 | lsel,a,line,,7,9
215 | lesize,all,,,70*b4
216 |
217 | allsel
218 |
219 | al,1,19,2,15
220 | al,3,16,2,20
221 | al,4,17,5,21
222 | al,6,22,5,18
223 | al,24,12,20,11
224 | al,23,10,19,11
225 | al,15,8,13,7
226 | al,14,9,16,8
227 |
228 | allsel
229 |
230 | csys,0
231 | arsym,-y,all,,,0

```

```

232 | ksel,s,loc,x,0
233 | nummrg,all
234 |
235 | allsel
236 |
237 | nrotat,all
238 |
239 | !----- Mesh plane 182
240 |
241 | allsel
242 |
243 | csys,1
244 | asel,s,area,,3,4
245 | asel,a,area,,11,12
246 | type,1
247 | MAT,1
248 | real,1
249 | mshkey,2
250 | amesh,all
251 |
252 | allsel
253 |
254 | csys,1
255 | asel,u,area,,3,4
256 | asel,u,area,,11,12
257 | type,1
258 | mat,2
259 | real,1
260 | mshkey,2
261 | amesh,all
262 | nrotat,all
263 |
264 | allsel
265 |
266 | !----- Mesh Conta-Targe
267 |
268 | allsel
269 |
270 | csys,1
271 | lsel,s,line,,4
272 | lsel,a,line,,32
273 | nsll,,1
274 | type,3
275 | real,2
276 | mat,1
277 | nsll,,1
278 | esurf
279 | alls
280 |
281 | allsel
282 |
283 | csys,1
284 | lsel,s,line,,3
285 | lsel,a,line,,29
286 | nsll,,1
287 | type,2
288 | real,2
289 | mat,2
290 | esurf
291 | alls

```

```

292
293 allsel
294
295 !----- Imposizione dei Vincoli
296
297 csys,1
298 lsel,s,loc,x,r5
299 nsll,,1
300 nrotat,all
301 d,all,uy,0
302
303 !----- Collegamento MPC184 ceppo di destra
304
305 allsel
306 csys,0
307 n,10000000,r4+d+r1,0,0
308 et,4,184
309 keyopt,4,1,0           !To obtain the rigid behavior of elements MPC184
310 type,4
311 mat,3
312
313 lsel,s,line,,6
314 nsll,,1
315 *get,totn,node,,count
316 *dim,vect_node,array,totn
317 *vget,vect_node,node,1,nlist
318
319 *do,i,1,totn
320
321     e,1000000,vect_node(i)
322
323 *enddo
324 allsel
325 d,10000000,uy,0
326 d,10000000,uz,0
327 f,10000000,fx,-F
328
329 !----- Collegamento MPC184 ceppo di sinistra
330
331 allsel
332 csys,0
333 n,10000001,-(r4+d+r1),0,0
334 et,5,184
335 keyopt,5,1,0
336 type,5
337 mat,3
338
339 lsel,s,line,,36
340 nsll,,1
341 *get,totn2,node,,count
342 *dim,vect_node2,array,totn2
343 *vget,vect_node2,node,1,nlist
344
345 *do,i,1,totn
346
347     e,10000001,vect_node2(i)
348
349 *enddo
350
351 allsel

```

```

352 d,1000001,uy,0
353 d,1000001,uz,0
354 f,1000001,fx,F
355
356 allsel
357
358 asel,u,area,,3,4
359 asel,u,area,,11,12
360 esla
361 cm,RUOTA,elem
362
363 allsel
364
365 /ESHAPE,1
366
367 /solu
368
369 CNCHECK,DETAIL
370
371 /SOLU
372
373 CNCHECK,POST
374
375 FINISH
376
377 !----- Solution
378
379 /solu
380
381 allsel
382
383 KBC,0
384
385 nlgeom,off
386 cmrotate,RUOTA,-0.1,0,0,0,0,0,0,0,1
387 autots,on
388 outres,all,all
389 nropt,unsym
390
391 ALLSEL
392
393 SOLVE
394
395 SAVE
396
397 !----- /Post1
398 /POST1
399
400 set,last
401 cSYS,1
402 lsel,s,line,,3
403 nsll,,1
404 esln
405 esel,r,ename,,172
406 *get,etot,ELEM,,count
407 *get,emin,ELEM,,NUM,MIN
408 ETABLE,pression,CONT,PRES,AVG
409 ETABLE,sfrict,CONT,SFRIC,AVG
410 ETABLE,centroi,CENT,Y
411 *DIM,Graph,array, etot, 3

```

```

412 *dim,Elem_num,array,etot
413 *VGET,Elem_num(1,1), ELEM, ,eLIST
414 *dim,Y_elem,array,etot
415
416 *do,i,0,etot-1
417
418     *VGET,Graph(i+1,1),ELEM,Elem_num(i+1),ETAB,centroi
419     *VGET,Graph(i+1,2),ELEM,Elem_num(i+1),ETAB,pression
420     *VGET,Graph(i+1,3),ELEM,Elem_num(i+1),ETAB,sfrict
421
422 *Enddo
423
424
425 !----- RIORDINAMENTO ELEMENTI
426
427 *do,jj,1,etot
428 minimun = jj
429     *do,ll,1,etot
430         *if,Graph(ll,1),lt,Graph(minimun,1),then
431
432             minimun = ll
433             temp1=Graph(minimun,1)
434             Graph(minimun,1)=Graph(jj,1)
435             Graph(jj,1)=temp1
436
437             temp2=Graph(minimun,2)
438             Graph(minimun,2)=Graph(jj,2)
439             Graph(jj,2)=temp2
440
441             temp3=Graph(minimun,3)
442             Graph(minimun,3)=Graph(jj,3)
443             Graph(jj,3)=temp3
444
445         *endif
446     *enddo
447 *enddo
448
449
450 *CREATE,ansuitmp3
451
452 *CFOPEN,'Pressure','txt',
453 *VWRITE,Graph(1,2)
454 (F25.15)
455 *CFCLOSE
456
457 *CFOPEN,'P_friction','txt',
458 *VWRITE,Graph(1,3)
459 (F30.15)
460 *CFCLOSE
461
462 *CFOPEN,'Y_location','txt',
463 *VWRITE,Graph(1,1)
464 (F20.15)
465 *CFCLOSE
466
467 *END
468 /INPUT,ansuitmp3

```

# Analisi Termico Transiente: Frenatura di Mantenimento

```

1  !----- dati
2
3  a=150
4  div_ruota=8                !numero di porzioni ricavate dalla ruota
5  pi=3.14159 26535 89793
6  raggio=460e-3             !Wheel radius (m)
7  v=60/3.6                  !Velocità ella locomotiva m/s
8  spes_rotaia=0.045        !Spessore della rotaia direzione z (m)
9  g=9.81                    !Accelerazione di gravità (m/s^2)
10 ang_brake=40              !Angular opening of the brake block (deg)
11 spes_ceppo=80e-3         !Spessore del ceppo (m)
12 lung_ceppo=320e-3        !Lunghezza del ceppo (m)
13 F_ceppo=5.24e3           !Forza agente sul celppo in (N)
14 F_norm=98e3              !Forza agente sulla rotaia (N)
15 r_rotaia=0.3             !raggio di curvatura trasversale della rotaia (m)
16 r_ruota=0.320           !raggio di curvatura trasversale della ruota (m)
17 E_ferro=207E+09         !Modello elastico del ferro (Pa)
18 poisson=0.27            !Coeffiente di poisson adimensionale
19 ALPHA=360/(a*div_ruota)
20 dt=(ALPHA*pi/180)*raggio/v
21 Bg=2                      !1= nel caso 1Bg, 2 nel caso 2Bg
22 brake_block=1           !1: Ghisa, valore diverso da 1: Composito
23
24 !----- SPAZIO PERCORSO--->GIRI DI ROTAZIONE DELLA
25 RUOTA
26
27 rot=1
28
29 !----- Dati Aria @293°K
30
31 Cp=1005                  !calore specifico a pressione costante (J/kgK)
32 ni=1.5E-05              !viscosità cinematica (m^2/s)
33 rho=1.205                !densità (kg/m^3)
34 lambda=0.026            !conducibilità termica aria (W/mK)
35
36 !----- Dati Ferro
37
38 Kw=50                    !conducibilità termica ferro (W/mK) @ 373°K
39 Cw=487                   !Calore specifico ferro (J/kgK)
40 rho_w=7818               !densità ferro (kg/m^3)
41 diff_w=Kw/(Cw*rho_w)    !diffusività termica (m^2/s)
42
43 !----- Dati Ghisa
44
45 Kbg=48                   !conducibilità termica ghisa (W/mK) @ 373°K
46 Cbg=560                  !Calore specifico ghisa (J/kgK)
47 rho_bg=7100              !densità ghisa (kg/m^3)
48 diff_bg=Kbg/(Cbg*rho_bg) !diffusività termica (m^2/s)
49
50 !----- Dati Composito
51
52 Kbc=5                    !conducibilità termica composito (W/mK) @ 373°K
53 Cbc=1500                 !Calore specifico composito (J/kgK)

```

```

54 rho_bc=2670          !densità composito (kg/m^3)
55 diff_bc=Kbc/(Cbc*rho_bc) !diffusività termica (m^2/s)
56
57 !----- Ripartizione del calore ruota(w)-blocco(b)
58 secondo VERNERSSON
59
60 Aw=2*pi*raggio*spes_ceppo
61 Ab=lung_ceppo*spes_ceppo
62 *if,brake_block,EQ,1,then
63
64     beta=(1+(Kbg/Kw)*(diff_w/diff_bg)**(1/2)*(Ab*Bg/Aw))**(-1)
65
66 *else
67
68     beta=(1+(Kbc/Kw)*(diff_w/diff_bc)**(1/2)*(Ab*Bg/Aw))**(-1)
69
70 *endif
71
72 !----- Coefficiente attrito ceppo in ghisa e rotaia
73
74 val_mu=0.6*(v*3.6+100)*(16/g*F_ceppo/1000+100)/((5*v*3.6+100)*(80/g*F_ceppo/1000+100))
75
76
77 !----- Creazione di tval e yval
78
79 Y1=NINT((360/div_ruota)/ALPHA*2+1)          !Y dimensionality, The FORTRAN
80 nearest integer (NINT) function is used to form integers
81 Z1=(Y1-1)*div_ruota*rot
82
83 *dim,yval,array,Y1
84
85 yval(1)=0
86
87 *do,jj,2,Y1
88     yval(jj)=(jj-1)*ALPHA/2
89 *enddo
90
91 *dim,tval,array,Z1
92
93 tval(1)=0
94
95 *do,jj,2,Z1
96     tval(jj)=(jj-1)*dt/2
97 *enddo
98
99 !----- Creazione delle tables -> *DIM, Par, Type,
100 IMAX, JMAX, KMAX, Var1, Var2, Var3, CSYSID
101
102 *dim,ccc,table,Y1,Z1,,Y,TIME,,1
103 *dim,ddd,table,Y1,Z1,,Y,TIME,,1
104 !*dim,bbb,table,Y1,Z1,,Y,TIME,,1
105
106 !----- Creazione del vettore delle
107 pressioni(PRESSURE1) in funzione dell'apertura angolare del ceppo
108
109 *dim,PRESSURE2,array,350
110 *dim,ARRAY1,array,350
111 *dim,vect_angolar,array,NINT(ang_brake/(ALPHA/2))
112 *dim,PRESSURE1,array,NINT(ang_brake/(ALPHA/2))
113

```

```

114 vect_angolar(1)=0
115 *do,i,1,NINT(ang_brake/(ALPHA/2)-1)
116     vect_angolar(i+1)=ALPHA/2+vect_angolar(i)
117
118
119 *enddo
120
121 *CREATE,ansuitmp1
122
123 *vread,PRESSURE2(1,1),pressure_n,txt
124 (F200.200)
125
126 *vread,ARRAY1(1,1),angolar_p,txt
127 (F200.200)
128
129 *END
130
131 /INPUT,ansuitmp1
132
133 *get,long_pressure,PARM,PRESSURE2,DIM,x
134 *get,dim_angolar,PARM,ARRAY1,DIM,x
135 ARRAY1(1)=vect_angolar(1)
136 ARRAY1(dim_angolar)=vect_angolar(NINT(ang_brake/(ALPHA/2)))
137 PRESSURE1(1)=PRESSURE2(1)*1000
138 PRESSURE1(NINT(ang_brake/(ALPHA/2)))=PRESSURE2(dim_angolar)*1000
139 x=2
140 nint=NINT(ang_brake/(ALPHA/2))
141 *do,i,2,(long_pressure-1)
142
143     *if,x,EQ,nint,then
144
145         *EXIT
146
147     *endif
148
149     tesla=ARRAY1(i)
150     *if,vect_angolar(x),LT,tesla,then
151
152         PRESSURE1(x)=(PRESSURE2(i-1)+(PRESSURE2(i)-PRESSURE2(i-1)))/(ARRAY1(i)-
153 ARRAY1(i-1))*(vect_angolar(x)-ARRAY1(i-1))*1000
154         x=x+1
155
156     *endif
157
158 *enddo
159
160 dim_pressure=NINT(ang_brake/(ALPHA/2))
161
162
163 !----- Indicizzazione Table
164 Re=v*2*raggio/ni
165 Pr=Cp*ni*rho/lambda
166 Nu=0.3+(0.62*Re**(1/2)*Pr**(1/3))/((1+(0.4/Pr)**(2/3))**(1/4))*((1+(Re/282000)**(5/8)
167 ))**(4/5))
168
169 *do,ind,1,Y1
170     ccc(ind,0) = yval(ind)
171     ddd(ind,0) = yval(ind)
172     !bbb(ind,0) = yval(ind)
173

```

```

174      *do,j,1,Z1
175      ddd(ind,j)=Nu*lambda/(2*raggio)*5
176      !*if,j,LT,Z1/2+1,then
177          !bbb(ind,j)=303
178      !*else
179          !bbb(ind,j)=253
180      !*endif
181      *enddo
182 *enddo
183
184 *do,ind,1,Z1
185
186     ccc(0,ind) = tval(ind)
187     ddd(0,ind) = tval(ind)
188     !bbb(0,ind) = tval(ind)
189
190 *enddo
191
192 *do,i,1,Y1-(dim_pressure-1)
193     *do,ind,1,dim_pressure
194
195         *do,r,0,rot-1
196
197             ccc(i+ind-1,i+((Y1-1)*div_ruota)*r) =
198 v*PRESSURE1(ind)*val_mu*beta
199             ddd(i+ind-1,i+((Y1-1)*div_ruota)*r)=0
200
201             *if,Bg,EQ,2,then
202
203                 ccc(i+ind-1,i+((Y1-1)*div_ruota)*(r+1/2)) =
204 v*PRESSURE1(ind)*val_mu*beta
205                 ddd(i+ind-1,i+((Y1-1)*div_ruota)*(r+1/2))=0
206
207             *endif
208
209         *enddo
210
211     *enddo
212 *enddo
213
214 !----- Contatto Hertziano conduzione ruota rotaia
215
216 zeta=1.48
217 nii=0.718
218 b_cont=zeta*((3*F_norm*(1-
219 poisson**2))/(E_ferro*(1/raggio+1/r_rotaia+1/r_ruota)))*(1/3)
220 x=NINT(2*b_cont/(((pi*raggio/180)*ALPHA/2)))
221 b_w=(Kw*Cw*rho_w)**(1/2)
222 b_r=b_w
223 epsilon=(b_w*(v)**(1/2)/(b_w*(v)**(1/2)+b_r*(v)**(1/2)))
224
225
226 *do,i,1,Y1
227     *do,r,0,rot-1
228         *do,h,0,x
229
230             ddd(i,i+((Y1-1)*div_ruota/4-x/2)+((Y1-
231 1)*div_ruota)*r+h)=b_cont*(14*epsilon*b_r*(v)**(1/2)/((2*pi)**(3/2)*(b_cont)**(1/2))
232 )/(4*raggio)

```

```

233         !bbb(i,i+((Y1-1)*div_ruota/4-x/2)+((Y1-1)*div_ruota)*r)= posso
234 inserire la temperatura di riferimento per simulare la conduzione verso la ruota
235
236         *enddo
237     *enddo
238 *enddo
239
240 !----- Completamento ddd e ccc
241
242 ind=0
243 conta=0
244
245 *do,ii,Y1-(dim_pressure-2),Y1
246
247     ind=ind+1
248     conta=conta+1
249
250     *do,jj,1,ind
251
252         *do,r,1,rot
253
254             ccc(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-
255 1)/r)*r)=v*PRESSURE1(dim_pressure-ind+jj)*val_mu*beta
256             ddd(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-1)/r)*r)=0
257
258             *if,Bg,EQ,2,then
259
260                 ccc(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-1)/r)*r-(Y1-
261 1)*div_ruota/2)=v*PRESSURE1(dim_pressure-ind+jj)*val_mu*beta
262                 ddd(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-1)/r)*r-(Y1-
263 1)*div_ruota/2)=0
264
265             *endif
266
267         *enddo
268
269     *enddo
270
271     rev=dim_pressure-ind
272
273     *if,rev,GT,0,then
274
275         *do,kk,1,rev
276
277             *do,r,0,rot-1
278
279                 ccc((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-
280 1)*div_ruota)*r)=v*PRESSURE1(kk)*val_mu*beta
281                 ddd((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-1)*div_ruota)*r)=0
282
283                 *if,Bg,EQ,2,then
284
285                     ccc((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-
286 1)*div_ruota)*(r+1/2))=v*PRESSURE1(kk)*val_mu*beta
287                     ddd((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-1)*div_ruota)*(r+1/2))=0
288
289                 *endif
290
291             *endif
292
293         *enddo

```

```

293
294             *enddo
295
296         *endif
297
298     *enddo
299
300     !----- Struttura
301
302     /prep7
303
304     !----- Definition of construction parameters
305
306     r=460e-3    ! Wheel radius (m)
307     r3=80e-3   ! Internal radius of the wheelset (m)
308     t=107e-3   ! Brake block and rail wheel thickness along z-axis (m)
309
310     !-----LESIZE FACTORS
311
312     a=150      !MAX=50      !Number of wheel arcs
313     b=30      !Number of elements along radial direction
314     space=14
315
316     !-----Material properties of steel (Wheel)
317
318     mptemp,1,273,473,500,598,673,873
319
320     mp,dens,1,7938.7,-0.325                !kg/m^3
321     mp,kxx,1,53.771,0.0006,-3e-5          !W/(m*K)
322     mp,C,1,448.39,-0.083,0.0005          !J/(kg*K)
323     mp,alpx,1,12e-6
324
325
326     et,1,plane77
327
328     keyopt,1,3,3
329
330     r,1,t
331     r,2,t
332     r,3,t
333     r,4,t
334
335     !----- type 2 convezione nulla pareti laterali
336
337     et,2,151
338     keyopt,2,8,1
339     keyopt,2,3,3
340     r,2
341     rmore,
342     rmodif,2,12,t
343
344     !----- type 3 per flusso termico
345
346     et,3,151
347     keyopt,3,8,1
348     keyopt,3,3,3
349     r,3
350     rmore,
351     rmodif,3,12,t
352

```

```

353 | !----- type 4 per convezione
354 |
355 | et,4,151
356 | keyopt,4,8,2
357 | keyopt,4,3,3
358 | r,4
359 | rmore,
360 | rmodif,4,12,t
361 |
362 | !----- WHEEL GEOMETRY
363 |
364 | k,1,0,0,0
365 | k,2,0,0,1
366 | CIRCLE,1,r,2,,div_ruota
367 | CIRCLE,1,r3,2,,div_ruota
368 | a,3,4,12,11
369 |
370 | lsel,all
371 |
372 | lsel,u,line,,1
373 | lsel,u,line,,9
374 | lsel,u,line,,17
375 | lsel,u,line,,18
376 | ldele,all
377 | lsel,s,line,,1
378 | lsel,a,line,,9
379 | lesize,all,,a
380 |
381 | allsel
382 |
383 | lesize,17,,b,space
384 | lesize,18,,b,1/space
385 |
386 | !-----Mesh wheel
387 |
388 | allsel
389 |
390 | type,1
391 | mat,1
392 | real,1
393 | mshkey,2
394 | amesh,all
395 | /ESHAPE,1
396 |
397 | EPLOT
398 |
399 | !-----Rinumerazione nodi
400 |
401 | csys,1
402 |
403 | lsel,s,line,,1
404 | nsl1,,1
405 | *get,totn,node,,count
406 | theta_deg=(360/div_ruota)/(totn-1)
407 | *do,i,0,totn-1
408 | n,50000+i,r,theta_deg*i,0
409 | nplot
410 | nummrg,node,,,high
411 | *enddo

```

```

412
413 !-----Applicazione dei carichi
414
415 allsel
416 lsel,s,line,,9
417 lsel,a,line,,17
418 lsel,a,line,,18
419 nsl,,1
420 type,2
421 mat,1
422 real,2
423 esurf
424
425 allsel
426 lsel,s,line,,1
427 nsl,,1
428 type,3
429 mat,1
430 real,3
431 esurf
432
433 allsel
434 lsel,s,line,,1
435 nsl,,1
436 type,4
437 mat,1
438 real,4
439 esurf
440
441 allsel
442
443 !----- Applicazione carichi e condizioni al
444 contorno
445
446 csys,1
447 nsel,s,node,,50010
448 cm,sel_nodes,nodes
449 allsel
450
451 !----- Ambiente di soluzione: transitorio termico
452
453 *get,twallbefore,active,,time,wall           !saves the wall time before solution
454 *get,tcpubefore,active,,time,CPU             !saves the cpu time before solution
455
456 /solu
457
458 antyp,trans
459 solcontrol,off                               !OFF Crank-Nicolson, ON Eulero
460 Implicito
461 IC,ALL,TEMP,293
462
463 *do,r,1,5250
464
465     *if,r,EQ,1,then
466
467         csys,1
468
469         allsel
470
471         esel,s,type,,2

```

```

472         SFE,ALL,,HFLUX,,0
473
474         allsel
475
476         esel,s,type,,4
477         SFE,ALL,,CONV,1,%ddd%
478         SFE,ALL,,CONV,2,293
479
480         allsel
481
482         esel,s,type,,3
483         SFE,ALL,,HFLUX,,%ccc%
484
485         allsel
486
487         autots,off
488         deltim,0.9e-3
489         outres,nsol,all,sel_nodes           !outres,all,all salvo le
490 informazioni relativamente a tutti i nodi
491 time,tval(Z1)                             !tempo a cui si vuole
492 arrivare con la simulazione
493 solve
494
495     *else
496
497         somma=tval(Z1)
498
499         *do,jj,1,Z1
500
501             tval(jj)=jj*dt/2+somma
502
503         *enddo
504
505         *do,ind,1,Z1
506
507             ccc(0,ind) = tval(ind)
508             ddd(0,ind) = tval(ind)
509
510         *enddo
511
512         pollo=tval(Z1)
513         csys,1
514
515         allsel
516
517         esel,s,type,,2
518         SFE,ALL,,HFLUX,,0
519
520         allsel
521
522         esel,s,type,,4
523         SFE,ALL,,CONV,1,%ddd%
524         SFE,ALL,,CONV,2,293
525
526         allsel
527
528         esel,s,type,,3
529         SFE,ALL,,HFLUX,,%ccc%
530
531         allsel

```

```

532
533         autots,off
534         deltim,0.9e-3
535         outres,nsol,all,sel_nodes           !outres,all,all salvo le
536 informazioni relativamente a tutti i nodi
537         time,pollo
538         solve
539
540     *endif
541
542 *enddo
543
544 *get,twallafter,active,,time,wall           !saves the wall time after
545 solution
546 *get,tcpuafter,active,,time,CPU           !saves the cpu time after solution
547 solution_time_wall= (twallafter-twallbefore) !time for the entire
548 simulation wall
549 solution_time_cpu= (tcpuafter-tcpubefore)   !time for the entire
550 simulation   cpu

```

## Analisi Termico Transiente: Frenatura di Arresto

```
1  !----- Dati geometrici
2
3  a=150
4  div_ruota=8          !numero di porzioni ricavate dalla ruota
5  pi=3.14159 26535 89793
6  raggio=0.435        !Raggio ruota (m)
7  spes_ceppo=0.08     !Spessore del ceppo (m)
8  lung_ceppo=0.320    !Lunghezza del ceppo (m)
9  d=50e-3             !Brake block radial width (m)
10 ang_brake=40        !Angular opening of the brake block (deg)
11 g=9.81              !Accelerazione di gravità m/s^2
12 r_rotaia=0.3        !Raggio di curvatura trasversale della rotaia (m)
13 r_ruota=0.320       !raggio di curvatura trasversale della ruota (m)
14 E_ferro=207E+09     !Modello elastico del ferro (Pa)
15 poisson=0.27       !coefficiente di poisson adimensionale
16 div_ruota=8        !numero di porzioni ricavate dalla ruota
17 ALPHA=360/(a*div_ruota)
18 Bg=2                !1= nel caso 1Bg, 2 nel caso 2Bg
19 dim_vect_vel=1128   !dimensione del vettore delle velocità Matlab
20 brake_block=1      !1: Ghisa, valore diverso da 1: Composito
21
22 !----- Dati Aria
23
24 Cp=1005             !Calore specifico (J/kgK)
25 ni=1.5E-05         !Viscosità cinematica (m^2/s)
26 rho=1.205          !Densità kg/m^3
27 lambda=0.026       !Conducibilità termica aria (W/mK)
28
29 !----- Dati Ferro
30
31 Kw=50               !conducibilità termica ferro (W/mK) @ 293°K
32 Cw=487              !Calore specifico ferro (J/kgK)
33 rho_w=7818         !densità ferro (kg/m^3)
34 diff_w=Kw/(Cw*rho_w) !diffusività termica (m^2/s)
35
36 !----- Dati Ghisa
37
38 Kbg=48              !conducibilità termica ghisa (W/mK) @ 293°K
39 Cbg=560             !Calore specifico ghisa (J/kgK)
40 rho_bg=7100        !densità ghisa (kg/m^3)
41 diff_bg=Kbg/(Cbg*rho_bg) !diffusività termica (m^2/s)
42
43 !----- Dati Composito
44
45 Kbc=5               !conducibilità termica ghisa (W/mK) @ 293°K
46 Cbc=1500           !Calore specifico ghisa (J/kgK)
47 rho_bc=2670       !densità ghisa (kg/m^3)
48 diff_bc=Kbc/(Cbc*rho_bc) !diffusività termica (m^2/s)
49
50 !----- Dati velocità e decelerazione
51
52 v=100/3.6           !velocità m/s
53 dt=(ALPHA*pi/180)*raggio/v
54
```

```

55 | !----- Ripartizione del calore ruota(w)-blocco(b)
56 | secondo VERNERSSON
57 |
58 | Aw=2*pi*raggio*spes_ceppo
59 | Ab=lung_ceppo*spes_ceppo
60 | *if,brake_block,EQ,1,then
61 |
62 |     beta=(1+(Kbg/Kw)*(diff_w/diff_bg)**(1/2)*(Ab*Bg/Aw))**(-1)
63 |
64 | *else
65 |
66 |     beta=(1+(Kbc/Kw)*(diff_w/diff_bc)**(1/2)*(Ab*Bg/Aw))**(-1)
67 |
68 | *endif
69 |
70 | !----- Numero di giri che deve compiere la ruota
71 |
72 | *dim,tot_vel,array,dim_vect_vel
73 | *dim,tot_ang,array,dim_vect_vel
74 | *dim,tot_mu,array,dim_vect_vel
75 | *dim,tot_mol,array,dim_vect_vel
76 |
77 | *CREATE,ansuitmp2
78 |
79 | *vread,tot_vel(1,1),FileVel,txt
80 | (F200.200)
81 |
82 | *vread,tot_ang(1,1),FileAng,txt
83 | (F200.200)
84 |
85 | *vread,tot_mu(1,1),FileMu,txt
86 | (F200.200)
87 |
88 | *vread,tot_mol(1,1),FileMol,txt
89 | (F20.15)
90 | *END
91 |
92 | /INPUT,ansuitmp2
93 |
94 | rot=nint(tot_ang(dim_vect_vel)/(2*pi))
95 |
96 | !----- Creazione di yval
97 |
98 | Y1=NINT((360/div_ruota)/ALPHA*2+1)           !Y dimensionality, The FORTRAN
99 | nearest integer (NINT) function is used to form integers
100 | Z1=(Y1-1)*div_ruota*rot
101 |
102 | *dim,yval,array,Y1
103 |
104 | yval(1)=0
105 |
106 | *do,jj,2,Y1
107 |     yval(jj)=(jj-1)*ALPHA/2
108 | *enddo
109 |
110 | !----- Creazione del vettore delle velocità e del
111 | coefficiente di attrito
112 |
113 | *dim,vect_vel,array,rot
114 | *dim,vect_mu,array,rot

```

```

115 *dim,vect_mol,array,rot
116 pos_vel=1
117 ind_vel=1
118 rot_vel=1
119
120 *do,i,1,dim_vect_vel
121 sum_vel=0
122 sum_mu=0
123 sum_mol=0
124
125     *if,tot_ang(i),GT,2*pi*rot_vel,then
126
127         *do,j,ind_vel,i-1
128
129             sum_vel=sum_vel+tot_vel(j)
130             sum_mu=sum_mu+tot_mu(j)
131             sum_mol=sum_mol+tot_mol(j)
132
133         *enddo
134
135         vect_vel(pos_vel)=sum_vel/((i-1)-ind_vel+1)
136         vect_mu(pos_vel)=sum_mu/((i-1)-ind_vel+1)
137         vect_mol(pos_vel)=sum_mol/((i-1)-ind_vel+1)
138         rot_vel=rot_vel+1
139         ind_vel=i
140         pos_vel=pos_vel+1
141
142     *endif
143
144 *enddo
145
146 !----- Definizione del vettore tval al variare
147 della velocità
148
149 *dim,tval,array,Z1
150 *do,jj,1,rot
151
152     *do,kk,1,(Y1-1)*div_ruota
153
154         *if,jj,EQ,1,then
155
156             dt=(ALPHA*pi/180)*raggio/vect_vel(jj)
157             tval(kk)=(kk-1)*dt/2
158
159         *elseif,vect_vel(jj),EQ,0,then
160
161             dt=(ALPHA*pi/180)*raggio/vect_vel(1)
162             tval(kk+(Y1-1)*div_ruota*(jj-1))=dt/2+tval(kk+(Y1-
163 1)*div_ruota*(jj-1)-1)
164
165         *else
166
167             dt=(ALPHA*pi/180)*raggio/vect_vel(jj)
168             tval(kk+(Y1-1)*div_ruota*(jj-1))=dt/2+tval(kk+(Y1-
169 1)*div_ruota*(jj-1)-1)
170
171         *endif
172
173     *enddo
174

```

```

175 *enddo
176
177 !*dim,vect_temp,array,rot
178 !*do,i,1,rot
179 !     vect_temp(i)=tval((Y1-1)*div_ruota*i)
180 !*enddo
181
182 !tval(Z1-1)=tval(Z1-1)+20
183 !tval(Z1)=tval(Z1)+35
184
185 !----- Creazione delle tables -> *DIM, Par, Type,
186 IMAX, JMAX, KMAX, Var1, Var2, Var3, CSYSID
187
188 *dim,ccc,table,Y1,Z1,,Y,TIME,,1
189 *dim,ddd,table,Y1,Z1,,Y,TIME,,1
190
191 !----- Creazione del vettore delle
192 pressioni(PRESSURE1) in funzione dell'apertura angolare del ceppo
193
194
195 *dim,PRESSURE2,array,340
196 *dim,ARRAY1,array,340
197 *dim,vect_angolar,array,NINT(ang_brake/(ALPHA/2))
198 *dim,PRESSURE1,array,NINT(ang_brake/(ALPHA/2))
199
200 vect_angolar(1)=0
201 *do,i,1,NINT(ang_brake/(ALPHA/2)-1)
202
203     vect_angolar(i+1)=ALPHA/2+vect_angolar(i)
204
205 *enddo
206
207 *CREATE,ansuitmp1
208
209 *vread,PRESSURE2(1,1),pressure_n,txt
210 (F200.200)
211
212 *vread,ARRAY1(1,1),angolar_p,txt
213 (F200.200)
214
215 *END
216
217 /INPUT,ansuitmp1
218
219 *get,long_pressure,PARM,PRESSURE2,DIM,x
220 *get,dim_angolar,PARM,ARRAY1,DIM,x
221 ARRAY1(1)=vect_angolar(1)
222 ARRAY1(dim_angolar)=vect_angolar(NINT(ang_brake/(ALPHA/2)))
223 PRESSURE1(1)=PRESSURE2(1)*1000
224 PRESSURE1(NINT(ang_brake/(ALPHA/2)))=PRESSURE2(dim_angolar)*1000
225 x=2
226 nint=NINT(ang_brake/(ALPHA/2))
227 *do,i,2,(long_pressure-1)
228
229     *if,x,EQ,nint,then
230
231         *EXIT
232
233     *endif

```

```

234
235     tesla=ARRAY1(i)
236     *if,vect_angolar(x),LT,tesla,then
237
238         PRESSURE1(x)=(PRESSURE2(i-1)+(PRESSURE2(i)-PRESSURE2(i-1))/(ARRAY1(i)-
239 ARRAY1(i-1))*(vect_angolar(x)-ARRAY1(i-1)))*1000
240         x=x+1
241
242     *endif
243
244 *enddo
245
246 dim_pressure=NINT(ang_brake/(ALPHA/2))
247
248 !----- Indicizzazione Table
249
250 *do,ind,1,Y1
251
252     ccc(ind,0) = yval(ind)
253     ddd(ind,0) = yval(ind)
254
255 *enddo
256
257 *do,ind,1,Z1
258
259     ccc(0,ind) = tval(ind)
260     ddd(0,ind) = tval(ind)
261
262 *enddo
263
264 !-----Variazione del coefficiente di conduzione in
265 funzione della velocità della ruota: Valore costante
266
267 Pr=Cp*ni*rho/lambda
268
269 *do,i,1,Y1
270     *do,j,1,(Y1-1)*div_ruota
271         *do,k,0,rot-1
272
273             Re=vect_vel(1)*raggio/ni
274
275             Nu=0.3+(0.62*Re**(1/2)*Pr**(1/3))/((1+(0.4/Pr)**(2/3))**(1/4))*((1+(Re/282000
276 )**(5/8))**(4/5))
277             ddd(i,j+(Y1-1)*div_ruota*k)=Nu*lambda/(2*raggio)*5
278
279         *enddo
280     *enddo
281 *enddo
282
283 !----- Completamento delle Table
284
285 *do,i,1,Y1-(dim_pressure-1)
286     *do,ind,1,dim_pressure
287
288         *do,r,0,rot-1
289             *if,vect_vel(r+1),eq,0,then
290
291                 ccc(i+ind-1,i+((Y1-1)*div_ruota)*r)=0
292
293             *if,Bg,EQ,2,then

```

```

294
295             ccc(i+ind-1,i+((Y1-1)*div_ruota)*(r+1/2))=0
296
297         *endif
298
299     *else
300
301         ccc(i+ind-1,i+((Y1-
302 1)*div_ruota)*r)=vect_vel(r+1)*PRESSURE1(ind)*vect_mu(r+1)*beta*vect_mol(r+1)
303         ddd(i+ind-1,i+((Y1-1)*div_ruota)*r)=0
304
305         *if,Bg,EQ,2,then
306
307             ccc(i+ind-1,i+((Y1-
308 1)*div_ruota)*(r+1/2))=vect_vel(r+1)*PRESSURE1(ind)*vect_mu(r+1)*beta*vect_mol(r+1)
309             ddd(i+ind-1,i+((Y1-1)*div_ruota)*(r+1/2))=0
310
311         *endif
312
313     *endif
314
315 *enddo
316
317 *enddo
318
319 ind=0
320 conta=0
321
322 *do,ii,Y1-(dim_pressure-2),Y1
323
324     ind=ind+1
325     conta=conta+1
326
327     *do,jj,1,ind
328
329         *do,r,1,rot
330
331             *if,vect_vel(r),eq,0,then
332
333                 ccc(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-1)/r)*r)=0
334
335                 *if,Bg,EQ,2,then
336
337                     ccc(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-
338 1)/r)*r-(Y1-1)*div_ruota/2)=0
339
340                 *endif
341
342             *else
343
344                 ccc(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-
345 1)/r)*r)=vect_vel(r)*PRESSURE1(dim_pressure-ind+jj)*vect_mu(r)*beta*vect_mol(r)
346                 ddd(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-1)/r)*r)=0
347
348                 *if,Bg,EQ,2,then
349
350                     ccc(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-
351 1)/r)*r-(Y1-1)*div_ruota/2)=vect_vel(r)*PRESSURE1(dim_pressure-
352 ind+jj)*vect_mu(r)*beta*vect_mol(r)

```

```

353                                     ddd(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-
354 1)/r)*r-(Y1-1)*div_ruota/2)=0
355
356                                     *endif
357
358                                 *endif
359
360                             *enddo
361
362                         *enddo
363
364                 rev=dim_pressure-ind
365
366                 *if,rev,GT,0,then
367
368                         *do,kk,1,rev
369
370                                 *do,r,0,rot-1
371
372                                         *if,vect_vel(r+1),EQ,0,then
373
374                                                 ccc((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-1)*div_ruota)*r)=0
375
376                                                         *if,Bg,EQ,2,then
377
378                                             ccc((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-
379 1)*div_ruota)*r+(Y1-1)*div_ruota/2)=0
380
381                                                     *endif
382
383                                         *else
384
385                                                 ccc((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-
386 1)*div_ruota)*r)=vect_vel(r+1)*PRESSURE1(kk)*vect_mu(r+1)*beta*vect_mol(r+1)
387                                                 ddd((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-1)*div_ruota)*r)=0
388
389                                                         *if,Bg,EQ,2,then
390
391                                             ccc((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-
392 1)*div_ruota)*r+(Y1-
393 1)*div_ruota/2)=vect_vel(r+1)*PRESSURE1(kk)*vect_mu(r+1)*beta*vect_mol(r+1)
394                                             ddd((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-
395 1)*div_ruota)*r+(Y1-1)*div_ruota/2)=0
396
397                                                     *endif
398
399                                         *endif
400
401                             *enddo
402
403                         *enddo
404
405                 *endif
406
407         *enddo
408
409         dt=(ALPHA*pi/180)*raggio/v
410
411         /prep7
412

```

```

413 | !----- Definition of construction parameters
414 |
415 | r=460e-3 ! Wheel radius (m)
416 | r3=80e-3 ! Internal radius of the wheelset (m)
417 | t=107e-3 ! Brake block and rail wheel thickness along z-axis (m)
418 |
419 | !-----LESIZE FACTORS
420 |
421 | a=150 !MAX=50 !Number of wheel arcs
422 | b=30 !Number of elements along radial direction
423 | space=14
424 |
425 | !-----Material properties of steel (Wheel)
426 |
427 | mptemp,1,273,473,500,598,673,873
428 |
429 | mp,dens,1,7938.7,-0.325 !kg/m^3
430 | mp,kxx,1,53.771,0.0006,-3e-5 !W/(m*K)
431 | mp,C,1,448.39,-0.083,0.0005 !J/(kg*K)
432 | mp,alpx,1,12e-6
433 |
434 |
435 | et,1,plane77
436 |
437 | keyopt,1,3,3
438 |
439 | r,1,t
440 | r,2,t
441 | r,3,t
442 | r,4,t
443 |
444 | !----- type 2 convezione nulla pareti laterali
445 |
446 | et,2,151
447 | keyopt,2,8,1
448 | keyopt,2,3,3
449 | r,2
450 | rmore,
451 | rmodif,2,12,t
452 |
453 | !----- type 3 per flusso termico
454 |
455 | et,3,151
456 | keyopt,3,8,1
457 | keyopt,3,3,3
458 | r,3
459 | rmore,
460 | rmodif,3,12,t
461 |
462 | !----- type 4 per convezione
463 |
464 | et,4,151
465 | keyopt,4,8,2
466 | keyopt,4,3,3
467 | r,4
468 | rmore,
469 | rmodif,4,12,t
470 |
471 | !----- WHEEL GEOMETRY

```

```

472 k,1,0,0,0
473 k,2,0,0,1
474 CIRCLE,1,r,2,,,div_ruota
475 CIRCLE,1,r3,2,,,div_ruota
476 a,3,4,12,11
477
478 lsel,all
479
480 lsel,u,line,,1
481 lsel,u,line,,9
482 lsel,u,line,,17
483 lsel,u,line,,18
484 ldelete,all
485 lsel,s,line,,1
486 lsel,a,line,,9
487 lesize,all,,,a
488
489 allsel
490
491 lesize,17,,,b,space
492 lesize,18,,,b,1/space
493
494 !-----Mesh wheel
495
496 allsel
497
498 type,1
499 mat,1
500 real,1
501 mshkey,2
502 amesh,all
503 /ESHAPE,1
504
505 EPLOT
506
507 !-----Rinumerazione nodi
508
509 csys,1
510
511 lsel,s,line,,1
512 nsll,,1
513 *get,totn,node,,count
514 theta_deg=(360/div_ruota)/(totn-1)
515 *do,i,0,totn-1
516 n,50000+i,r,theta_deg*i,0
517 nplot
518 nummng,node,,,high
519 *enddo
520
521 !-----Applicazione dei carichi
522
523 allsel
524 lsel,s,line,,9
525 lsel,a,line,,17
526 lsel,a,line,,18
527 nsll,,1
528 type,2
529 mat,1
530 real,2
531 esurf

```

```

532
533 allsel
534 lsel,s,line,,1
535 nsl,,1
536 type,3
537 mat,1
538 real,3
539 esurf
540
541 allsel
542 lsel,s,line,,1
543 nsl,,1
544 type,4
545 mat,1
546 real,4
547 esurf
548
549 allsel
550
551 esel,s,type,,2
552 SFE,ALL,,HFLUX,,0
553
554 allsel
555
556 csys,1
557
558 esel,s,type,,4
559 SFE,ALL,,CONV,1,%ddd%
560 SFE,ALL,,CONV,2,303
561
562 allsel
563
564 esel,s,type,,3
565 SFE,ALL,,HFLUX,,%ccc%
566
567 allsel
568
569 !----- Applicazione carichi e condizioni al
570 contorno
571
572 csys,1
573 nsel,s,node,,50010
574 cm,sel_nodes,nodes
575 allsel
576
577 !----- Ambiente di soluzione: transitorio termico
578
579 *get,twallbefore,active,,time,wall          !saves the wall time before solution
580
581 /solu
582
583 antyp,trans
584 nropt,full                                  !metodo di Newton Raphson full
585 solcontrol,off                              !OFF Crank-Nicolson, ON Eulero
586 Implicito
587 autots,off
588 deltim,0.55e-3
589 IC,ALL,TEMP,293
590 outres,nsol,all,sel_nodes                  !outres,all,all salvo le informazioni
591 relativamente a tutti i nodi

```

```
592 | time,tval(Z1) |!tempo a cui si vuole arrivare con la
593 | simulazione
594 |
595 | solve
596 |
597 | *get,twallafter,active,,time,wall |!saves the wall time after
598 | solution
599 | solution_time= (twallafter-twallbefore) |!time for the entire simulation
```

BIBLIOGRAFIA

&

SITOGRAFIA

## Bibliografia e Sitografia

- [1] B. D. Chiara e A. Carboni, «“Trasporto ferroviario delle merci” per Verifica del modello di esercizio per la tratta nazionale,» POLITECNICO DI TORINO,, 2017.
- [2] E. Crescentini, *Sviluppo di un codice di simulazione dinamica per lo studio di treni merci di futura generazione.*
- [3] «I treni merci,» 2021. [Online]. Available: <https://www.ferrovie.it/portale/articoli/6>.
- [4] Treccani, «Locomotiva,» [Online]. Available: <https://www.treccani.it/enciclopedia/locomotiva/>.
- [5] R. C. Sharma e M. Dhingra, «Braking System in Railway Vehicles,» *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, January 2015.
- [6] U. 540, *Brakes - Air brakes for freight trains and passenger trains.*
- [7] N. Bosso, *Dispense: Progettazione di veicoli ferroviari, metropolitani e ad alta velocità.*
- [8] A. Carlucci, *Studio e test di un sistema di monitoraggio wireless autoalimentato per carri merci ferroviari,* 2018.
- [9] S. Teimourimanesh, R. Lundén e T. Vernersson, «Braking Capacity of Railway Wheels – State-of-the-art Survey,» *16th International Wheelset Congress (IWC16)*, March 2010.
- [10] UIC541-4, *Brake-Brakes with composite brake blocks-General conditions for certification on composite brake blocks,* UIC, 2007.
- [11] C. L. Shanghai Bosheng Industries., «Railway Freight Car Train Brake Parts Cast Iron Brake Block Brake Shoe,» [Online].

- [12] T. Vernersson, «Temperatures at railway tread braking. Part 2: calibration and numerical examples,» *J. Rail and Rapid Transit*, 15 June 2007.
- [13] S. Buhler, «Methods and results of field testing of a retrofitted freight train with composite brake blocks,» *Journal of Sound and Vibration*, 2006.
- [14] FRE8RAIL e Shift2rail, «Development of Functional Requirements for Sustainable and Attractive European Rail Freight,» 2017.
- [15] M. Vakkalagadda, D. Srivastava, A. Mishra e V. Racherla, «Performance analyses of brake blocks used by Indian Railways,» *Elsevier B.V.*, 2015.
- [16] S. Iwnicki, *Handbook of railway Vehicle Dynamics*, Taylor & Francis Group, 2006.
- [17] F. V. Toneatto, *Calcolo dell'usura di ruote ferroviarie: simulazione mediante codice multibody*, 2019.
- [18] UIC510-2, *Trailing stock: wheels and wheelsets. Conditions concerning the use of wheels of various diameters*, UIC Code, 2004.
- [19] Y. Okagata, «Design Technologies for Railway Wheels and Future Prospects,» *NIPPON STEEL & SUMITOMO METAL TECHNICAL REPORT*, 2013.
- [20] EN13262, *Railway applications - Wheelsets and bogies - Wheels - Product requirements*, CEN-CENELEC Management Centre: Rue de la Science 23, B-1040 Brussels, 2018.
- [21] T. C.Kennedy, C. Plengsaard e R. F. Harder, «Transient Heat Partition Factor for a Sliding Railcar Wheel or for a Sliding Railcar Wheel,» *Faculty Publications - Biomedical, Mechanical, and Civil Engineering*, 2006.
- [22] S. Hang, P. Tao, L. Lit, Y. Cai-Iu, C. Yin-hui e Huai-zhong, «Frictional Heat-Induced Phase Transformation on Train Wheel Surface,» *JOURNAL OF IRON AND STEEL RESEARCH, INTERNATIONAL*, pp. 49-55, 2008.
- [23] O. P. Ostash, I. M. Andreiko, V. V. Kulyk e V. I. Vavrukh, «Influence of braking on the microstructure and mechanical behavior of railroad wheel steels».
- [24] M. Boniardi e A. Casaroli, *Metallurgia degli acciai*, GRUPPO LUCEFILM, 2017.

- [25] S. H. Avner, Introduction to Physical Metallurgy, McGRAW-HILL BOOK COMPANY, 1974.
- [26] C. Qiu, J. Cookson e P. Mutton, The role of the microstructure and its stability in performance of wheel in heavy haul service, Springer, 2017.
- [27] A. S. Babu e N. S. Prasad, «Coupled field finite element analysis of railway block brakes,» *J. Rail and Rapid Transit*, 2008.
- [28] F. M. NIGRO, *Studio del contatto ruota-ceppo durante l'operazione di frenatura di veicoli ferroviari merci*, 2020.
- [29] G. Hattori e A. L. Serpa, «Influence of the main contact parameters in finite element analysis of elastic bodies in contact,» *Key engineering materials.*, 681, pp. p. 214-227., 2016.
- [30] UIC5441-1, *Brakes - Braking power*, UIC, 2004.
- [31] T. J. R. Hughes, The Finite Element Method- Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis, Prentice-Hall, Inc., 1987.
- [32] T. Vernersson, «Temperature at railway tread braking. Part 1: modeling,» *J. Rail and Rapid Transit*, 2006.
- [33] T. L. Bergman e A. S. Lavine, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, Inc., 2017.
- [34] M. Vakkalagadda, K. Vineesh e V. Racherla, «Estimation of railway wheel running temperatures using a hybrid approach,» *Wear*, 2015.
- [35] T. Vernersson, « Temperature at railway tread braking. Part3: wheel and block temperature and the influence of rail chill,» *J. Rail and Rapid Transit*, 2006.
- [36] B. Acciai, «Elementi di lega dell'Acciaio,» [Online]. Available: [http://www.brunoacciai.it/tecniche\\_materiali/acciaio\\_elementi\\_di\\_lega.php](http://www.brunoacciai.it/tecniche_materiali/acciaio_elementi_di_lega.php).
- [37] P. F. George E. Totten, *Steel Heat Treatment Handbook*, Taylor & Francis Group, 2006.