

Politecnico di Torino

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica
Sessione di Laurea Aprile 2022



**Politecnico
di Torino**

Simulazione del riscaldamento di ceppi per freni ferroviari

Relatori

Prof. Nicola Bosso

Prof. Nicolò Zampieri

Correlatore

Dott. Matteo Magelli

Candidato

Marco Mariani

Abstract

The study concerning rail freight transport is given by the growth in the use of them in recent years. The objective of the thesis focuses on the study of the braking system through the type of block brakes as it turns out to be more in use. In this regard, the resulting temperature at the wheel because of the braking action due to the approach of the stumps on the wheel is examined.

The important factors for the study of temperature are the materials with which the stumps are made, cast iron or composite, important for the calculation of the heat distribution and the type of braking, stop braking or drag braking.

To make the study less computationally burdensome, two FEM models are made not considering the influence between thermal and mechanical stress and body wear. From the structural model of the contact is obtained the contact pressure at the wheel-strain interface to be used in the thermal model, with friction, tangential speed, and partition coefficient, for the determination of the incoming heat in the wheel. In addition, the thermal model also considers convection cooling. In fact, the main purpose of the thesis is the determination of the convection between air and wheel considering the relative speed of them.

Abstract

Lo studio riguardante il trasporto merci su rotaia è dato dalla crescita dell'utilizzo di essi negli ultimi anni. L'obiettivo della tesi verte sullo studio del sistema frenante, in particolare, mediante la tipologia di freni a ceppi in quanto risulta essere maggiormente in uso. A tal proposito, si esamina la temperatura risultante alla ruota a seguito dell'azione frenante dovuta dall'accostamento dei ceppi sulla ruota.

I fattori importanti per lo studio della temperatura sono i materiali con cui vengono realizzati i ceppi, ghisa o composito, importanti per il calcolo della ripartizione del calore e la tipologia di frenata, frenatura di arresto (stop braking) o frenatura di mantenimento (drag braking).

Per rendere lo studio meno oneroso dal punto di vista computazionale vengono realizzati due modelli FEM non tenendo conto dell'influenza tra stress termici e meccanici e l'usura dei corpi. Dal modello strutturale del contatto viene ricavata la pressione di contatto all'interfaccia ruota-ceppo da utilizzare nel modello termico, con attrito, velocità tangenziale e coefficiente di ripartizione, per la determinazione del calore entrante nella ruota. Inoltre, il modello termico tiene conto anche del raffreddamento per convezione. Infatti, lo scopo principale della tesi è la determinazione della convezione tra aria e ruota considerando la velocità relativa di essi.

Sommario

L'obiettivo principale di questa tesi è lo studio della temperatura di una ruota frenata con un sistema di frenatura a ceppi, tipicamente installato sui veicoli destinati al traffico merci. In particolare, si vuole mostrare l'andamento della temperatura della ruota dopo una frenatura di arresto eseguito tramite il software ANSYS.

La prima parte viene dedicata alle generalità dei treni partendo dalle prime locomotive fino ad arrivare alle nuove tecnologie sviluppate nel corso del tempo. Le nuove tecnologie riguardano soprattutto l'alimentazione moderna dei treni cercando di seguire nel migliore dei modi i canoni riguardanti l'ambiente e i nuovi materiali utilizzati per le soole per ridurre l'inquinamento acustico derivante da un'azione frenante.

Successivamente, vengono introdotti due modelli principali sviluppati per lo studio. Il primo è un modello statico da cui si ricavano i dati della pressione di contatto tra ruota e ceppo. Questi dati risultano essere di principale importanza per il modello termico da cui si ricava l'andamento della temperatura durante tutta l'operazione di frenatura.

Tuttavia, i modelli divergono dalla realtà per alcune limitazioni trattate nello sviluppo della tesi. Grazie alla realizzazione di un banco prova sono stati raccolti dati sperimentali, che vengono analizzati in un apposito capitolo, contenenti l'aggiunta della ventilazione in modo da simulare l'aria che lambisce la ruota durante la marcia del treno. Per questo motivo viene creato un nuovo modello contenente quest'ultima modifica.

Infine, vengono riportati i risultati ottenuti tramite simulazioni per alcune delle prove che sono state effettuate.

Indice

Sommario	4
Treni merci	11
Generalità	11
Sistema frenante	14
Freno meccanico	15
Freno elettrodinamico	16
Freno elettromagnetico	17
Freno pneumatico a vuoto	17
Freno pneumatico ad aria compressa	17
Timoneria	20
Freni a ceppi	24
Sala montata, assile e ruota	27
Modelli fem	33
Modello strutturale	34
Elementi adottati	35
Proprietà materiali e carichi applicati	36
Risultati ottenuti	37
Modello termico	39
Elementi impiegati	40
Proprietà materiali e carichi applicati	42
Risultati ottenuti	51
Validazione del modello su un caso di letteratura in Drag Braking	53
Ventilazione	56
Ventilazione variabile e fissa	57
Ventilazione variabile	57
Ventilazione fissa	58
Modello	61
Prep7	62
Solu	65
Risultati	70
Prova 1	71
Prova 13	73
Confronto prova 1 e prova 13	74
Confronto prova 11 e prova 26	75

Prova 7	76
Prova 19	77
Conclusioni e sviluppi futuri.....	80
Appendice	83
Analisi statica del contatto	83
Analisi termico transiente: Frenatura di arresto	92
Ventilazione variabile	92
Ventilazione fissa.....	104
Bibliografia e sitografia	119

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1: Locomotiva Locomotion [1].....	11
Figura 2: Treno trasporto carri armati [2]	12
Figura 3: Treno merci moderno [4].....	14
Figura 4: Struttura freno a disco [5].....	15
Figura 5: Freno a ceppi ad accostamento rigido	16
Figura 6: Freno a ceppi ad accostamento libero	16
Figura 7: Impianto frenante [8].....	18
Figura 8: Distributore.....	19
Figura 9: Schema timoneria iperstatica.....	21
Figura 10: Schema timoneria isostatica	21
Figura 11: Timoneria centrale [10]	22
Figura 12: Schema timoneria centrale	22
Figura 13: Timoneria con dispositivo di pesatura automatica	24
Figura 14: Configurazioni Bg e Bgu.....	25
Figura 15: Tipologie ceppi norma UIC.....	25
Figura 16: Sala montata [13].....	27
Figura 17: Assile [13]	28
Figura 18: Ruota ferroviaria [13].....	28
Figura 19: Ruote Monoblocco	29
Figura 20: Ruota con cerchione riportato	29
Figura 21: Ruota elastica.....	30
Figura 22:Modello FEM Vernersson	33
Figura 23: Schema modello Babu e Prasad	34
Figura 24: Schema modello statico 1Bg e 2Bg.....	34
Figura 25: Realizzazione configurazione 1Bg	Figura 26: Realizzazione configurazione 2Bg
.....
	35
Figura 27: Elementi modello statico	36
Figura 28: Andamento pressione ceppo in ghisa 2Bg.....	38
Figura 29: Elementi modello termico ruota intera	41
Figura 30: Elementi modello termico ruota ridotta.....	41
Figura 31: Andamenti proprietà dei materiali.....	43
Figura 32: Variazione del tempo al passaggio del ceppo.....	44

Figura 33: Ipotesi di velocità costante per giro	44
Figura 34: Applicazione della distribuzione pressione	46
Figura 35: Table scambio termico conduttivo	47
Figura 36: Table convettiva per la porzione di ruota analizzata	47
Figura 37: Applicazione carico convettivo	48
Figura 38: Table completa per scambio termico convettivo.....	51
Figura 39: Andamento temperatura con ceppi in ghisa 2Bg [20]	52
Figura 40: Andamento temperatura 2Bg a parità di potenza frenante [20]	53
Figura 41: Banco prova con doppia ruota [28]	54
Figura 42: Schema ventilazione banco	56
Figura 43: Andamento velocità periferica e relativa sulla ruota	58
Figura 44: Modello FEM della porzione di ruota	61
Figura 45: Andamento temperatura della ruota al variare della temperatura dell'aria.....	63
Figura 46: Confronto temperatura tra nuovo e vecchio codice.....	64
Figura 47: Verifica comando BFUNIT	65
Figura 48: Prima iterazione Newton-Raphson.....	66
Figura 49: Seconda iterazione Newton-Raphson.....	67
Figura 50: Iterazione completa Newton-Raphson	67
Figura 51: Modello statico FEM 2Bg	70
Figura 52: Risultati prova 1	72
Figura 53: Risultati prova 13	73
Figura 54: Confronto risultati prove 1 e 13.....	74
Figura 55: Confronto risultati prove 11 e 26.....	76
Figura 56: Risultati prova 7	77
Figura 57: Risultati prova 19	78

INDICE DELLE TABELLE

Tabella 1- Proprietà suole K/LL

Tabella 2: Materiali comuni per ruote ferroviarie

Tabella 3: Materiali impiegati

Tabella 4: Parametri prove sperimentali

Tabella 5: Proprietà del modello dipendenti dalla temperatura

Tabella 6: Parametri prova 1

Tabella 7: Parametri prova 13

Tabella 8: Parametri prove 1 e 13

Tabella 9: Parametri prove 11 e 26

Tabella 10: Parametri prova 7

Tabella 11: Parametri prova 19

Capitolo 1

Treni merci

Generalità

Il concetto di treno, già presente nei secoli precedenti alla rivoluzione industriale, si riferiva a corti convogli composti da carrelli collegati tra loro permanentemente o occasionalmente, con o senza binari, trainati da animali o da schiavi. Data l'usura delle guide di legno, usate inizialmente, si optò dapprima per un rivestimento con fodere metalliche e poi a rotaie in cui la guida era affidata alla ruota, realizzando così le ruote con bordini.

Con la rivoluzione industriale, e quindi con l'avvento della tecnologia e della generazione di energia, si arrivò alla locomotiva a vapore "Locomotion" (Figura 1), realizzata da George e Robert Stephenson, che trainò il primo treno commerciale.

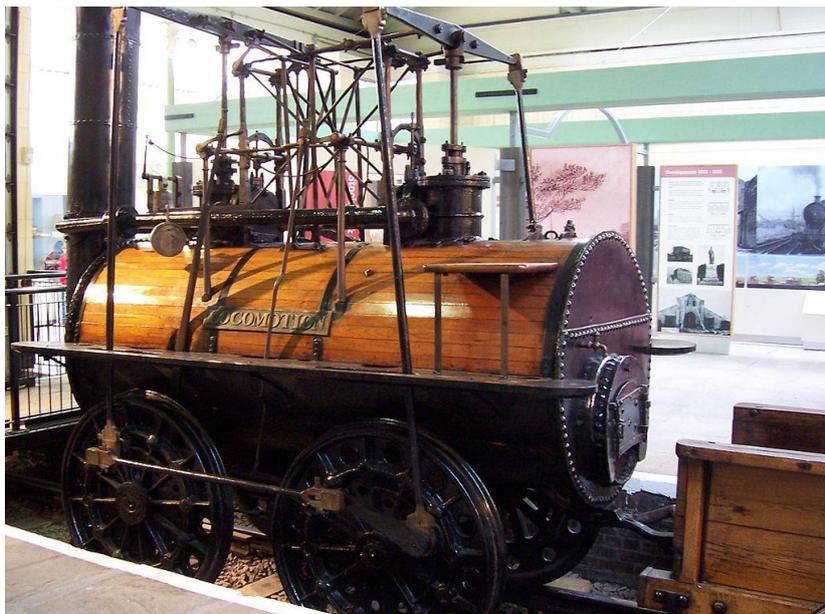


Figura 1: Locomotiva Locomotion [1]

Con il passare degli anni si sono raggiunte tipologie di treni avanzati. Durante le guerre mondiali il treno ha svolto diverse importanti funzioni, come il trasporto di armi e di truppe durante la Prima guerra mondiale, per arrivare, nella Seconda guerra mondiale, al trasporto di oltre 20 carri armati per un peso totale di 800 tonnellate come viene mostrato in figura 2.



Figura 2: Treno trasporto carri armati [2]

Ad oggi i treni merci hanno subito un efficace miglioramento progettuale, in figura 3 ne viene riportato un esempio. In particolare, le principali modifiche sono state apportate alle locomotive. Si è passati dalle locomotive a vapore, usate sin dagli inizi del '800, per poi passare ad altri tipi di alimentazione più efficaci, nel seguente ordine corrispondente all'evoluzione cronologica:

- Locomotiva a vapore
- Locomotiva diesel
- Locomotiva lumaca o drone
- Locomotiva elettrica
- Locomotiva ibrida
- Locomotiva ibrida vapore-diesel
- Locomotiva elettrica a turbina a gas
- Locomotiva elettrica a celle

Locomotiva a vapore

Produce la sua potenza attraverso un motore a vapore, quindi da caldaie che riscaldano acqua bruciando carbone, legna o olio fino a produrre vapore il quale a sua volta alimenta pistoni alternativi collegati alle ruote.

Locomotiva diesel

Utilizzata ancora oggi per la maggiore praticità, minore manutenzione e meno inquinante rispetto a quella a vapore, ha un motore diesel che sfrutta la combustione interna come fonte di energia.

Locomotiva lumaca o drone

Si tratta di una locomotiva senza alimentazione usata come supplemento a una locomotiva diesel-elettrica per fornire capacità di trazione e di frenata addizionale. Questo viene fatto attraverso motori di trazione che vengono alimentati dalla locomotiva principale.

Locomotiva elettrica

Viene alimentata dall'elettricità attraverso due possibili metodi, ossia o da un pick-up aereo (catenaria) oppure da una terza rotaia. I vantaggi offerti dalle locomotiva elettriche sono maggiore prestazioni, costi operativi inferiori, inquinamento molto basso e maggiore velocità raggiungibile, ma richiedono una elettrificazione della linea su cui operano.

Locomotiva ibrida

L'alimentazione si serve di un sistema di accumulo di energia ricaricabile a bordo, quindi di una batteria, e di un motore elettrico. In particolare, la batteria viene ricaricata durante operazioni di frenatura convertendo l'energia cinetica delle ruote in energia elettrica, con i motori elettrici che funzionano da generatori (frenatura rigenerativa).

Locomotiva ibrida vapore-diesel

Progettata per utilizzare il vapore di una caldaia o il gasolio nel motore a pistoni, viene ritirata per i costi eccessivi dell'olio combustibile.

Locomotiva elettrica a turbina a gas

Possiede una turbina a gas che aziona un generatore elettrico il quale alimenta i motori di trazione. Sono usati raramente in quanto costosi da operare.

Locomotiva elettrica a celle a combustibile

Questo tipo di locomotiva viene alimentato dall'idrogeno convertendo la sua energia chimica in energia meccanica. Si tratta di una locomotiva recente.[3]



Figura 3: Treno merci moderno [4]

Sistema frenante

Il freno è un dispositivo utilizzato per rallentare o bloccare il movimento di un corpo.

In particolare, trattando i freni impiegati su veicoli ferroviari, essi vengono utilizzati per la fase di decelerazione o controllo dell'accelerazione in fase di discesa. I principali fattori caratterizzanti un'azione frenante sono pressione, calore, materiale con cui viene realizzato il freno, superficie di contatto e tipologia di freno utilizzato. Tra le caratteristiche che un freno deve avere si trova che esso deve mantenere il veicolo fermo, deve essere abbastanza robusto in modo tale da arrestare il veicolo entro una distanza più breve possibile in caso di emergenza, deve essere facilmente controllato dal conducente senza che avvenga uno slittamento all'interfaccia ruota-rotaia e la sua efficacia deve rimanere costante per una applicazione prolungata. Nei veicoli ferroviari vengono utilizzati freni che possono essere classificati in base al loro metodo di attivazione.

- Freno meccanico
- Freno elettrodinamico
- Freno elettromagnetico
- Freno pneumatico a vuoto
- Freno pneumatico ad aria compressa

Freno meccanico

Le due tipologie di freni meccanici maggiormente in uso per quanto riguarda la rete ferroviaria sono a ceppi e a disco

Freni a dischi

Usati anche in altri campi come automobilistico e motociclistico, sono caratterizzati da un disco solidale alla ruota e da un pattino piano, ossia la pastiglia, la quale attraverso una traslazione perpendicolare alla superficie piana del disco viene premuta contro il disco stesso ed esercita l'azione frenante.

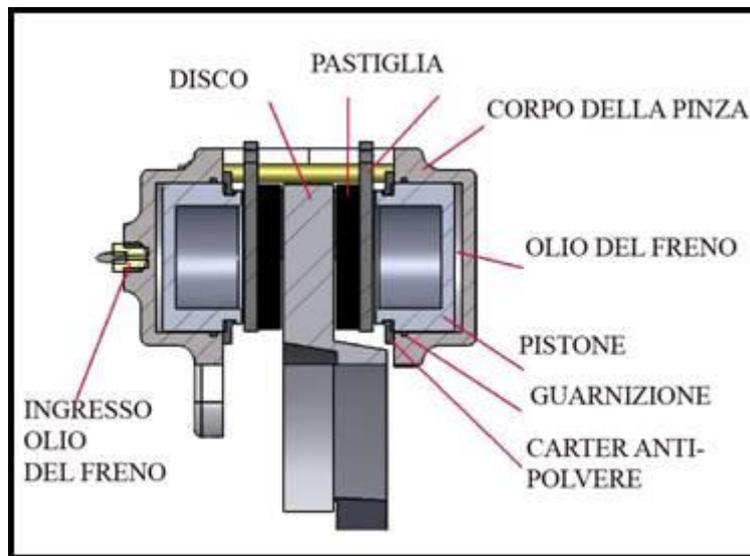


Figura 4: Struttura freno a disco [5]

Freni a ceppi

I freni a ceppi vengono usati in campo ferroviario specialmente nei veicoli destinati al traffico merci, ma anche come back-up e supporto alla frenatura elettrodinamica nelle metropolitane. Essi sono costituiti da uno o due ceppi, ganasce, che possono essere all'interno o all'esterno dell'elemento frenato, tamburo. I freni a ceppi vengono distinti tra ceppi ad accostamento rigido e ceppi ad accostamento libero a seconda di come vengono vincolati i ceppi.

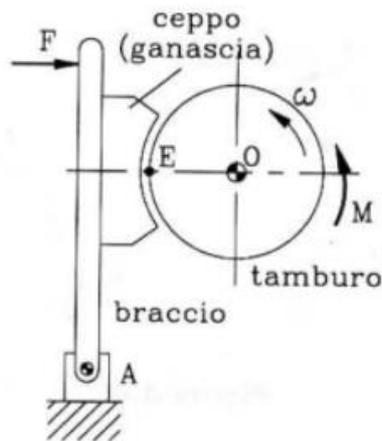


Figura 5: Freno a ceppi ad accostamento rigido

In figura 5 viene riportata una modellazione del freno ad accostamento rigido. Si può notare che in questo caso il ceppo, premuto contro il tamburo attraverso la forza F , è solidale ad un braccio, il quale possiede un solo grado di libertà, ossia il moto di rotazione attorno al fulcro A .

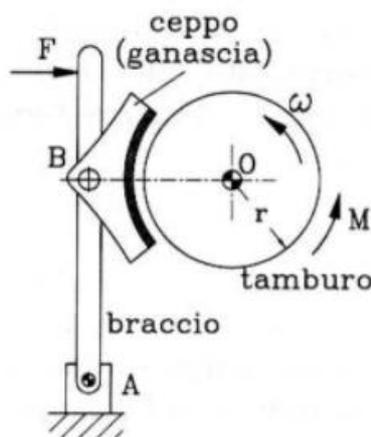


Figura 6: Freno a ceppi ad accostamento libero

Nel caso di freno a ceppi ad accostamento libero il ceppo viene incernierato al braccio. In questo caso il moto del ceppo è dato da due gradi di libertà, la rotazione attorno ad A e la rotazione attorno B [6].

Freno elettrodinamico

La tipologia di freno in questione utilizza il motore come generatore di corrente elettrica trasformando l'energia cinetica in corrente elettrica. L'innovazione utilizzata per questi particolari freni risiede nel fatto che, durante la frenatura rigenerativa, i motori, anziché dissipare energia

tramite dei reostati, rimangono collegati al pantografo ritrasmettendo l'energia alla rete che potrà essere riutilizzata. Purtroppo, dati i diversi problemi tecnici dovuti alla complessità del sistema, non può essere usato come freno di emergenza.

Freno elettromagnetico

Il sistema frenante elettromagnetico non dipende dall'adesione ruota-rotaia, la quale nei treni ad alta velocità diminuisce all'aumentare della velocità facendo sì che il treno riduca la forza di frenatura aumentandone lo spazio di arresto. Il freno elettromagnetico produce una forza frenante tramite repulsione magnetica data da correnti parassite realizzate sulla superficie superiore delle rotaie.

Freno pneumatico a vuoto

Il freno ad azionamento pneumatico a depressione o a vuoto si basa sulla realizzazione della forza frenante derivante dalla differenza di pressione che viene creata tra due camere di cilindro freno separate da un pistone. In effetti, in una camera è presente pressione atmosferica mentre nell'altra viene realizzato il vuoto. Il vuoto viene realizzato tramite un impianto collocato alla locomotiva e trasportato ai freni tramite un tubo. Tuttavia, questo tipo di azionamento del freno ha alcune limitazioni:

- Il pistone richiede del tempo, non immediato, nel tornare nella posizione di partenza a causa della lunghezza del tubo che genera il vuoto collocato nella locomotiva.
- Dato il ridotto valore delle pressioni che vengono usate, massimo 1 atm, per la realizzazione di forze elevate sono necessari elevati ingombri, ossia la superficie su cui agisce la pressione deve essere sufficientemente grande.
- Risucchio di detriti durante la generazione del vuoto [7].

Freno pneumatico ad aria compressa

Nel caso di azionamento con aria compressa, la generazione dell'aria viene affidata ad alcuni compressori, alternativi o rotativi, posti nella locomotiva. In figura 7 viene mostrato un esempio di schema di un impianto frenante.

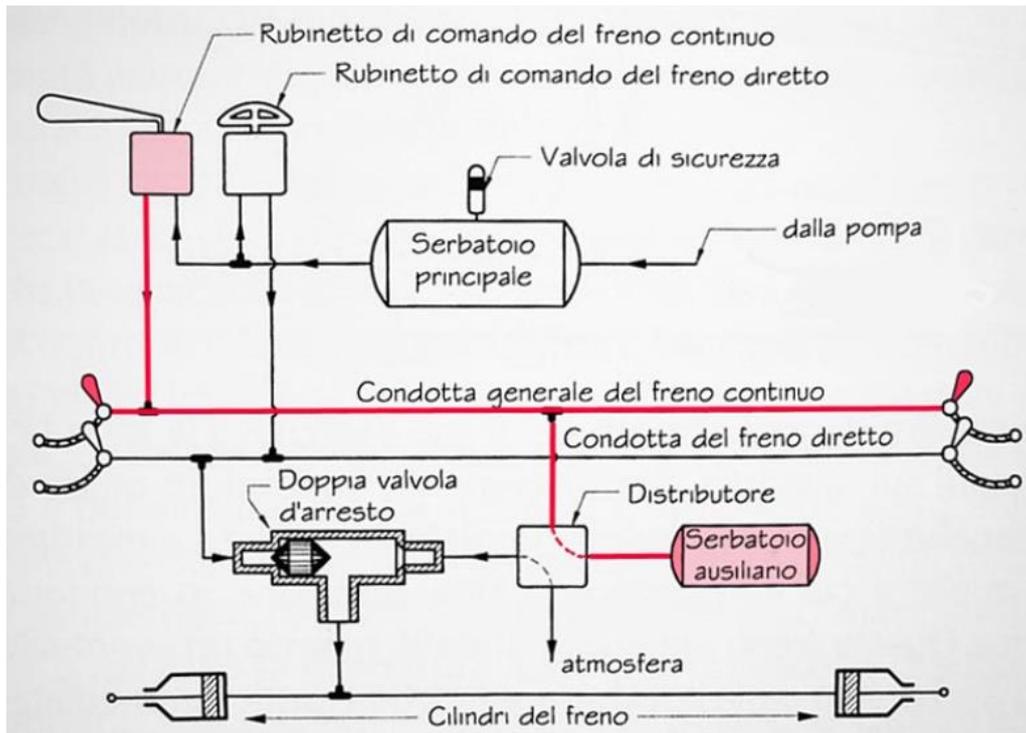


Figura 7: Impianto frenante [8]

In particolare, si può notare che dopo essere stata filtrata ed essiccata per evitare la presenza di vapore acqueo, l'aria viene introdotta all'interno di un serbatoio principale arrivando a circa 8-10 bar, per poi essere convogliata, in caso di azionamento tramite il rubinetto di comando, nella condotta generale tramite il rubinetto di comando. Il rubinetto di comando è una valvola a comando meccanico, quindi gestita da un operatore, la cui leva, a seconda della posizione cui si trova, corrisponde a diverse condizioni, tra cui frenatura di emergenza o di servizio. A valle del rubinetto è presente il distributore o valvola tripla (figura 8).

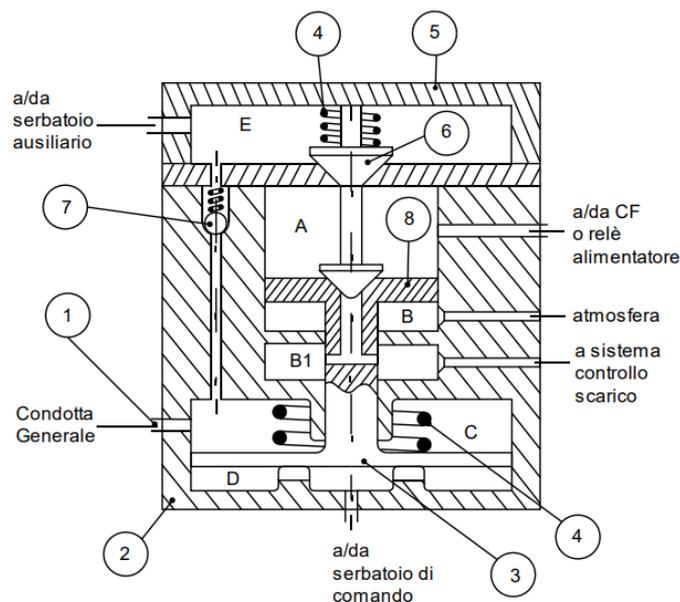


Figura 8: Distributore

Essa è una valvola pneumatica, la quale ha il compito di mettere in comunicazione il serbatoio ausiliario, utilizzato per caricare la camera del cilindro, con il cilindro del freno in fase di frenatura, e di scollegarlo in caso di sfrenatura [9], in cui:

- 1) Ingresso condotta generale
- 2) Corpo distributore
- 3) Stantuffo principale
- 4) Molla
- 5) Coperchio
- 6) Doppio otturatore
- 7) Valvola di non ritorno
- 8) Stantuffo equilibratore

Nelle condizioni di marcia si ha che la camera C è alle stesse condizioni di pressione della condotta generale, lo stantuffo principale si trova in equilibrio grazie alla molla e al segnale di pressione presente nella camera D, la quale è in comunicazione con il serbatoio di comando, e il doppio otturatore risultando completamente abbassato fa sì che la camera A, ossia quella del cilindro freno, è in comunicazione con lo scarico B in atmosfera. Inoltre, in questa condizione avviene la ricarica del serbatoio ausiliario, in comunicazione con la camera E tramite la valvola di non ritorno, fino a una pressione di 3.8 bar, utile per la determinazione dell'azione di frenatura.

Nella fase di frenatura, con l'impostazione della leva del rubinetto nella condizione corrispondente dall'operatore, si riduce la pressione della condotta generale, e di conseguenza diminuisce anche la pressione nella camera C. Viene a crearsi una differenza di pressione tra la camera C e la camera D, a pressione costante maggiore, intorno ai 5 bar, facendo muovere lo stantuffo principale verso l'alto, il quale sposta dalla sua posizione di equilibrio il doppio otturatore. Risultano così in comunicazione le camere E ed A permettendo il passaggio di aria compressa dal serbatoio ausiliario al cilindro-freno innestando la frenata.

Terminata l'azione di frenatura, l'operatore attraverso la leva del rubinetto interrompe il collegamento tra la condotta generale e l'ambiente esterno facendo tornare nella camera C la pressione iniziale. Con l'aumento della pressione lo stantuffo torna nella posizione di equilibrio interrompendo il passaggio della camera A con la E, ma mettendola in comunicazione con B consentendo lo scarico del cilindro freno.

Timoneria

Il cilindro-freno, discusso precedentemente, viene azionato da un operatore dalla locomotiva, mentre il collegamento da esso ai ceppi del freno viene affidato a un sistema di collegamenti meccanici che prendono il nome di timoneria. La timoneria, quindi, permette di trasmettere la forza generata a livello del cilindro freno, posto uno per carro o per asse nei treni merci, ai ceppi di tutte le ruote.

Nella realizzazione della timoneria si cerca di rendere la struttura complessiva isostatica in modo da avere, in fase di frenatura, tutti i ceppi a contatto con le ruote. Nella timoneria iperstatica, invece, alcuni ceppi possono non essere a stretto contatto quindi, alcuni assi non realizzano l'azione frenante. Nelle figure seguenti si possono notare le due configurazioni di isostatica e iperstatica, in cui:

- 1) Ceppo freno
- 2) Cilindro-freno
- 3) Tirante
- 4) Tirante
- 5) Bilanciere

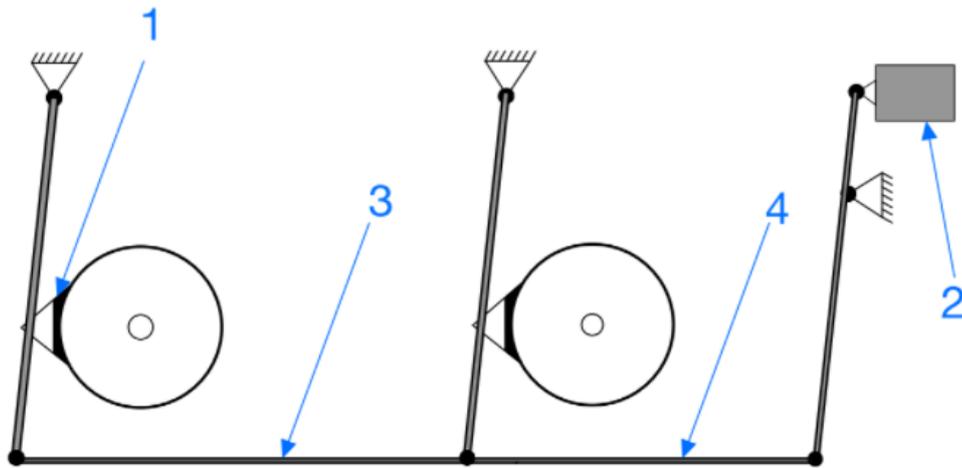


Figura 9: Schema timoneria iperstatica

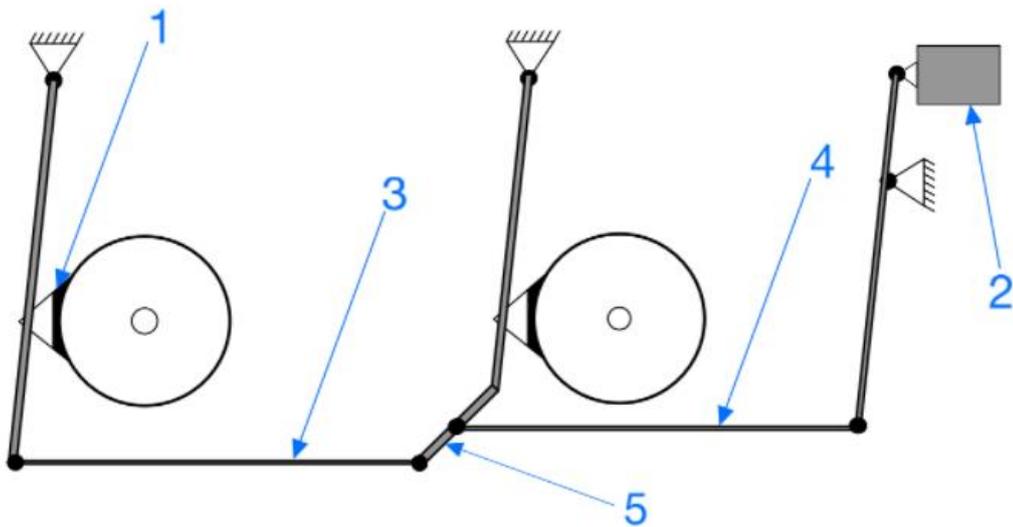
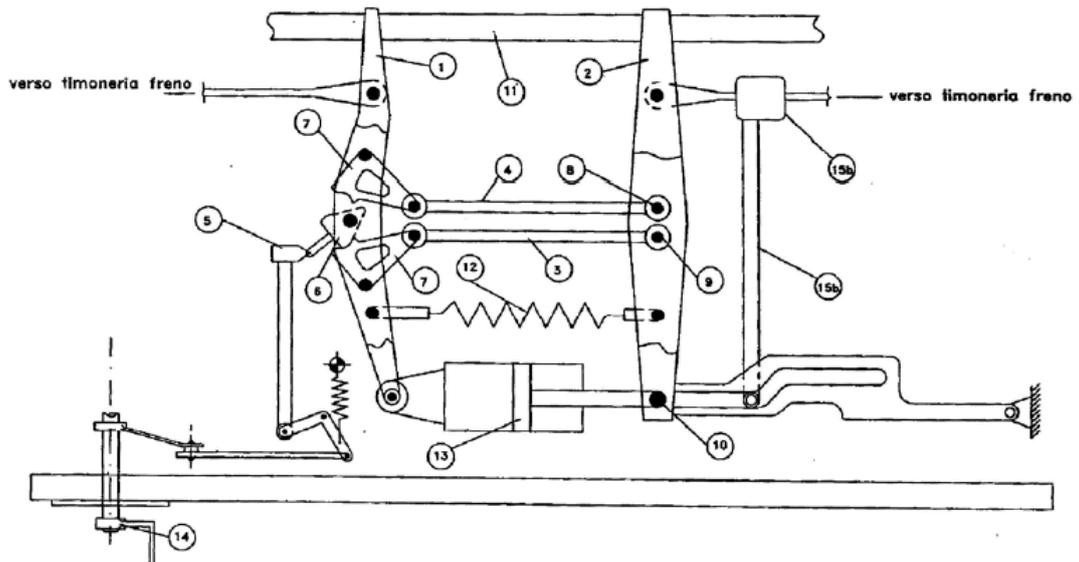


Figura 10: Schema timoneria isostatica

La timoneria centrale, figura 11, con la relativa schematizzazione in figura 12, realizza la funzione riguardante l'azione frenante.



- | | |
|---|--|
| 1 - Leva orizzontale | 9 - Perno |
| 2 - Leva orizzontale matrice | 10 - Perno |
| 3 - Tirante | 11 - Sostegno laterale leva |
| 4 - Tirante | 12 - Molla di richiamo |
| 5 - Meccanismo movimentazione Nottolino | 13 - Cilindro freno |
| 6 - Nottolino | 14 - Manovra vuoto-carico |
| 7 - Lave angolari | 15a - Sistema ripresa automatica gioco |
| 8 - Perno | 15b - Sistema ripresa automatica gioco |

Figura 11: Timoneria centrale [10]

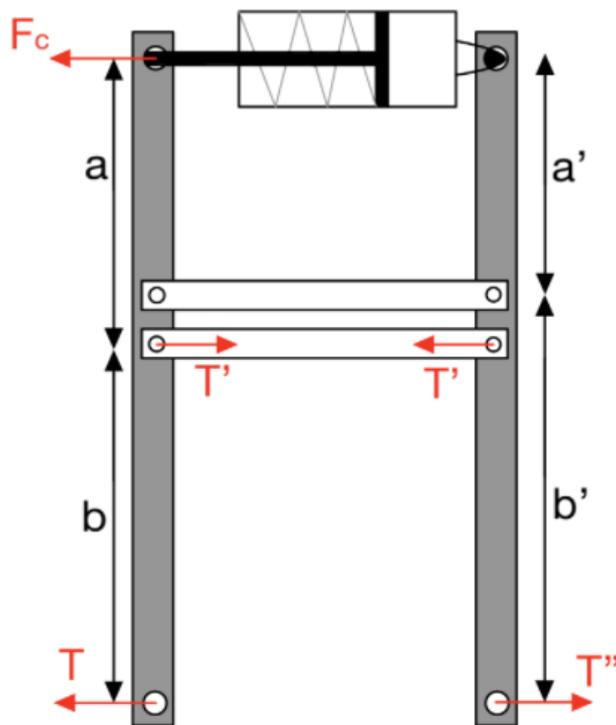


Figura 12: Schema timoneria centrale

Nella figura raffigurante lo schema della timoneria si nota che la F_c , determinata dalla spinta dello stelo del cilindro-freno, a seconda di quale tirante sia in attivazione, funzione progettata attraverso un nottolino mobile (6), realizza una T' minore o maggiore. Nel caso in cui sia attivo il tirante inferiore, facendo l'equilibrio sulla leva sinistra si ottiene

$$T * b = F_c * a \quad (1)$$

$$T = F_c * \frac{a}{b} \quad (2)$$

In cui T è la forza trasmessa al gruppo freno sinistro. Facendo l'equilibrio alla traslazione si ottiene

$$T' = F_c + T = F_c + F_c * \frac{a}{b} = F_c * \frac{a + b}{b} \quad (3)$$

Scrivendo l'equilibrio alla rotazione della leva destra si ha

$$T' * a = T'' * (a + b) \quad (4)$$

Quindi si ottiene

$$T'' = T' * \frac{a}{a + b} = F_c * \frac{a + b}{b} * \frac{a}{a + b} = F_c * \frac{a}{b} \quad (5)$$

$$T = T'' \quad (6)$$

Qualora venga attivato il tirante superiore si ottiene che

$$T = T'' = F_c * \frac{a'}{b'} \quad (7)$$

Essendo $\frac{a'}{b'} < \frac{a}{b}$ il risultato che si ottiene è la riduzione dello sforzo frenante. Pertanto, la regolazione del rapporto di leva tramite il nottolino mobile permette di modificare lo sforzo frenante adeguandolo a condizioni di tara o pieno carico del veicolo.

Un altro tipo di timoneria che viene utilizzato è quello con dispositivo di pesatura automatica in cui si ottiene una variazione continua dello sforzo frenante facendo variare le lunghezze di “a” e “b” in

base al peso sulle sospensioni. In questo caso, la regolazione è continua ed è effettuata automaticamente.

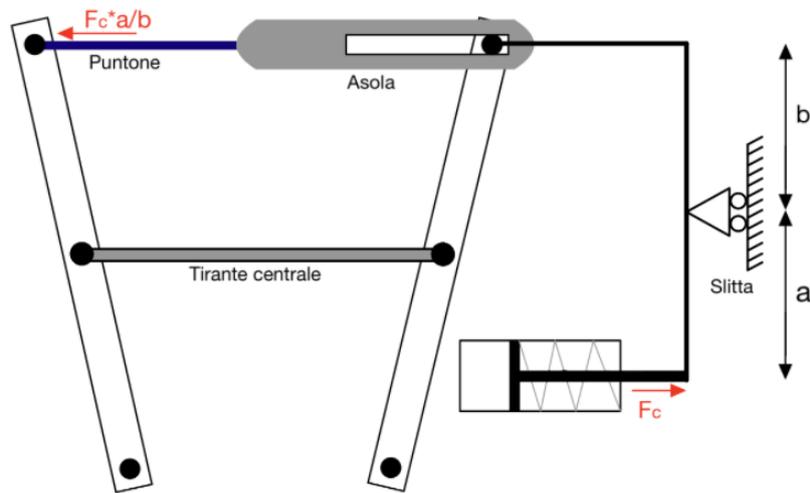


Figura 13: Timoneria con dispositivo di pesatura automatica

In figura 11 si riporta uno schema della timoneria con il dispositivo di pesatura automatica. In particolare, attraverso un sistema a molle a balestra, si ottiene la variazione delle lunghezze di “a” e di “b” collegando alle sospensioni del veicolo la slitta [11].

Freni a ceppi

Come già detto precedentemente la tipologia di freno a ceppo è molto utilizzata nei treni merci. Nella figura successiva vengono riportate le due configurazioni possibili, ossia quella “Bg” e “Bgu”.

- La Bg (“Bremsklotz geteilt”) è realizzata da un unico ceppo per il supporto corrispondente. Si possono avere uno o due ceppi frenanti per ruota, chiamati “1Bg” o “2Bg”.
- La Bgu (“Bremsklotz geteilt unterteilt”) è realizzata da due ceppi per il supporto corrispondente. Anche in questo caso si possono avere le due configurazioni di “1Bgu” o “2Bgu”.

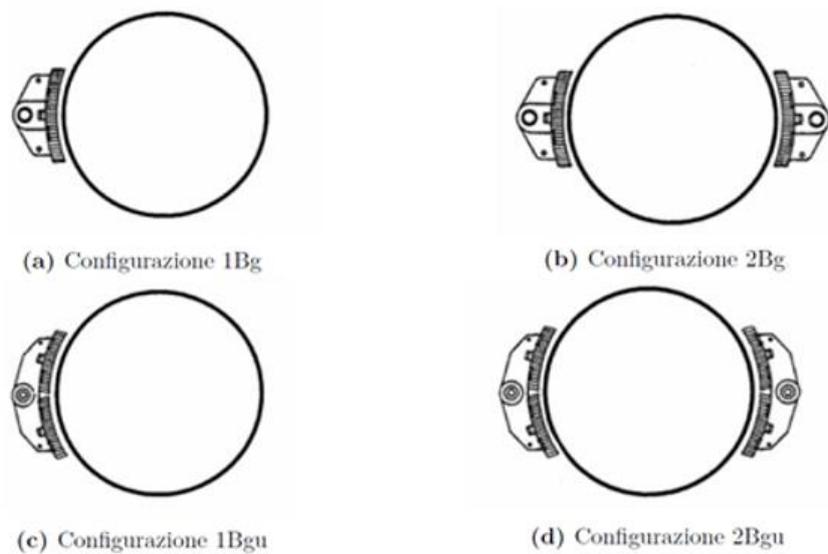


Figura 14: Configurazioni Bg e Bgu

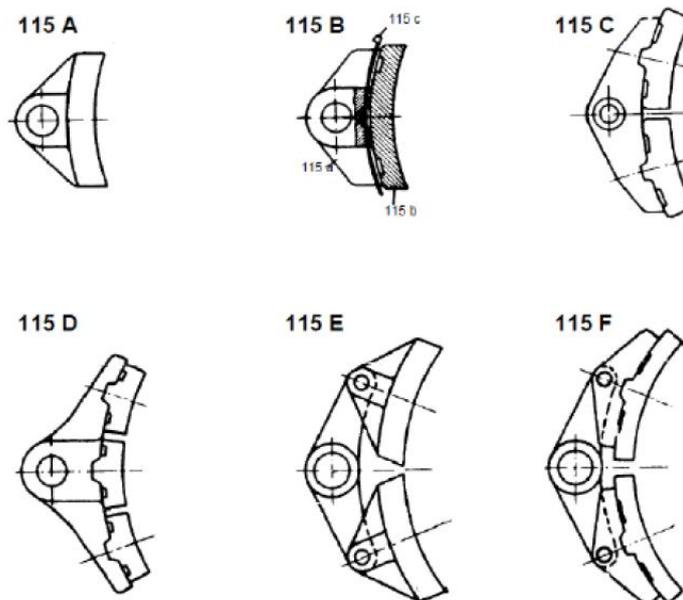


Figura 15: Tipologie ceppi norma UIC

I ceppi sono caratterizzati dalle seguenti caratteristiche:

- Lunghezza di 320 mm per i Bg e 250 mm per i Bgu
- Altezza di 80 mm
- Spessore pari a 50 mm

Per quanto riguarda i materiali utilizzati per i ceppi dei freni quelli più utilizzati sono ghisa e materiali compositi.

Riguardo ai ceppi in ghisa sono presenti due tipi, di tipo normale e ad alto contenuto di fosforo. Dal nome si può capire che la differenza risiede nella percentuale di fosforo presente, 0,7-1% nel tipo normale e maggiore del 10% in quelli ad alto contenuto. La percentuale di fosforo è molto importante per la durata della vita; infatti, quelli ad alto contenuto resistono fino a 2,5 volte superiore al tipo normale. Inoltre, il valore alto di fosforo permette l'aumento del coefficiente d'attrito. A discapito di questo, il fosforo presente in quantità maggiore del 1% aumenta la fragilità, quindi la presenza di fessure che può essere evitata utilizzando anche il blocco freno ad alto contenuto di fosforo. Oggi si usano ceppi in ghisa con contenuto di fosforo nel range 0.80%-1.10%, denominati con la sigla P10 [12]. Tra i vantaggi dei ceppi in ghisa si ha:

- Coefficiente di attrito generalmente ridotto abbastanza stabile
- Ridotto danno termico alle ruote ed elevata conduttività termica
- Durevole
- Prezzi generalmente bassi

La scelta dei ceppi in compositi risiede nel fatto che i materiali sono rispettosi dell'ambiente, infatti privi di amianto, piombo, zinco e altri materiali tossici, bensì comprensivi di resine elastomeri e fibre minerali che ne rinforzano la struttura. Questi ceppi sono stati inizialmente progettati per ridurre l'inquinamento acustico dovuto ai fenomeni di instabilità termoelastica osservati su ceppi in ghisa. I vantaggi dei materiali compositi sono:

- Buona resistenza all'usura
- Lunga durata
- Peso ridotto (1/2-1/3 della ghisa)
- Elevata resistenza termica
- Assenza di scintille
- Ridotto inquinamento acustico

L'assenza di scintille durante l'azione frenante ne permette l'uso in ambienti pericolosi come raffinerie di petrolio e fabbriche chimiche.[13]

Il rumore è un importante problema ambientale. Il rumore viene causato dalle vibrazioni che i carri imprimono sulla ruota e sulla rotaia in cui sono presenti delle piccole irregolarità o scabrosità. Tuttavia, se le ruote e le rotaie sono lisce il rumore può essere ridotto notevolmente. Per fare ciò

ultimamente vengono utilizzate due tipi di soles in composito, che vengono classificate in funzione delle caratteristiche di attrito della suola:

- K (coefficiente di attrito elevato)
- LL (coefficiente di attrito molto basso)

Nella tabella seguente sono presenti alcune differenze tra queste tipologie di soles.

SUOLE K	SUOLE LL
Riduzione del rumore di circa 10 dB	Riduzione del rumore di circa 12 dB
Necessario un adattamento per il sistema frenante	Non è necessario alcun adattamento

Tabella 1- Proprietà soles K/LL

Un'altra tipologia di suola che viene utilizzata è la L, la cui l'unica caratteristica diversa dalle soles LL è quella di avere un coefficiente di attrito basso [14].

Sala montata, assile e ruota



Figura 16: Sala montata [13]

La composizione delle ruote ferroviarie con l'asse corrispondente, chiamato assile, prende il nome di sala montata. Essa prende il nome di sala motrice se le viene applicata una coppia motrice da un motore per muovere il rotabile e sala portante se sostiene unicamente il carico.



Figura 17: Assile [13]

In figura 17 viene riportato un esempio di assile ferroviario. L'assile durante il ciclo di vita viene sottoposto ad una sollecitazione a fatica sia da carichi torsionali che flessionali. Per questo motivo per la sua realizzazione è molto importante la norma UIC 811 secondo cui deve essere realizzato con acciai di ottima qualità tipo A1N, ossia acciai con una buona resistenza a fatica e con trattamenti superficiali che rendono meno probabile la generazione delle cricche superficiali [15].



Figura 18: Ruota ferroviaria [13]

Le ruote utilizzate nei treni richiedono alcune caratteristiche meccaniche quali resistenza all'usura e ai danni termo-meccanici. Per rispettare queste caratteristiche vengono utilizzate diverse tipologie.

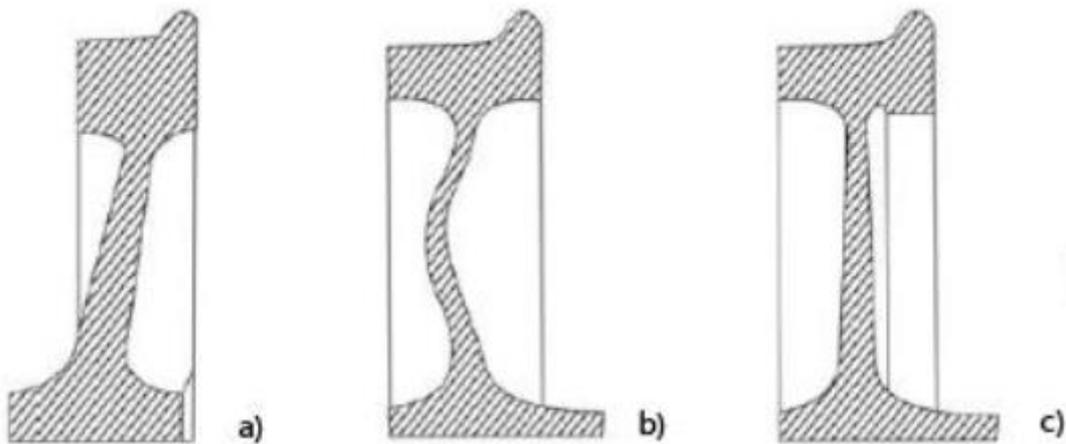


Figura 19: Ruote Monoblocco

Una tipologia molto utilizzata è la ruota monoblocco. Esse si differenziano a seconda della forma della vela: vela conica (figura 19 a)), vela ricurva (figura 19 b)) e vela diritta (figura 19 c)). Data la semplicità della vela diritta essa si adatta facilmente all'applicazione dei freni a dischi. Le altre ruote con la forma conica e ricurva sono utilizzate in quanto permettono minori forze scambiate tra ruota e rotaia e consentono di eliminare le vibrazioni a frequenze basse, molto importanti in quanto portano il maggior contributo in termini di massa.

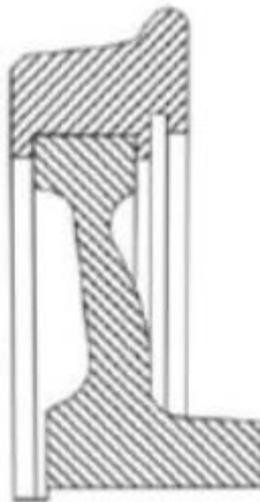


Figura 20: Ruota con cerchione riportato

Un'altra tipologia di ruota montata sui treni è quella con cerchione riportato. Già dal nome si può intuire che si tratta di una ruota costituita da più parti:

- Centro ruota o mozzo
- Cerchione (parte esterna della ruota contenente il bordino)
- Corona o cartella (collegamento tra cerchione e mozzo)

Il vantaggio di avere una ruota scomponibile è la possibile sostituzione del cerchione poiché maggiormente esposto all'usura. Per quanto riguarda il montaggio, il cerchione viene collegato alla corona tramite un calettamento a caldo (200 °C) tramite un flusso magnetico. Lo svantaggio di questo tipo di ruota è la possibile fuoriuscita del cerchione dal mozzo della fase di marcia.

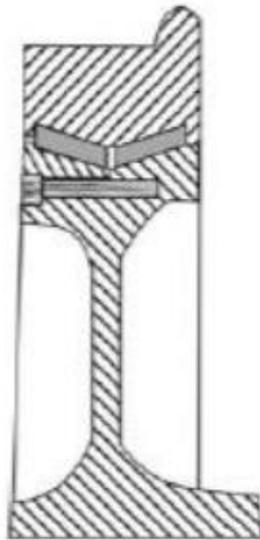


Figura 21: Ruota elastica

L'ultima tipologia di ruote, utilizzata maggiormente nei tram, è la ruota elastica, così chiamata in quanto tra il cerchione e la ruota vengono inseriti degli elementi in gomma che hanno il compito di smorzare meglio le vibrazioni e le sollecitazioni sul centro ruota e sugli assili. Gli svantaggi di questa tipologia di ruota includono la minore capacità di carico e l'invecchiamento a cui è sottoposta la gomma.

La durata di una ruota ferroviaria varia dai 300.000 ai 2.500.000 km, e durante la sua vita essa è sottoposta a delle lavorazioni di manutenzione in cui vengono rimossi i difetti superficiali e piccole cricche che vengono a crearsi nel profilo, tramite operazioni di ritornitura. I problemi che portano i profili a delle lavorazioni di manutenzione sono usura, la principale causa dei difetti superficiali, fatica da contatto e carico termico dato dal riscaldamento dovuto all'attrito. L'attrito sorge sia dal contatto ruota-rotaia e sia, in caso di frenatura, dal contatto ceppo-ruota. In quest'ultimo caso la temperatura della ruota, nella maggior parte dei casi, può raggiungere i 500 °C facendo sì che la parte più esterna della ruota subisca una deformazione rendendola incline alla sferoidizzazione. In alcune applicazioni, frenate particolarmente brusche, si possono raggiungere temperature come i 1050 °C. In questo caso può avvenire una trasformazione nell'acciaio della ruota arrivando a formare alcuni punti in cui è presente la martensite, rendendo quindi più fragile la ruota. Inoltre,

avviene un cambiamento di volume introducendo delle tensioni residue di compressione e di trazione rendendo il materiale critico per la nucleazione di cricche.

I materiali più comuni per le ruote prodotte sono acciai al carbonio medio trattati termicamente per ottenere una struttura perlitica in superficie. Nella seguente tabella sono presenti alcune denominazioni degli acciai utilizzati secondo la normativa EN13262 [16]:

GRADO DI ACCIAIO	CONTENUTO DI CARBONIO
ER6	≤ 0.48
ER7	≤ 0.52
ER8	≤ 0.56
ER9	≤ 0.60

Tabella 2: Materiali comuni per ruote ferroviarie

Fra tutti i gradi elencati in tabella quelli maggiormente in uso sono ER7 per i treni merci e ER8 per i treni passeggeri [17].

Capitolo 2

Modelli fem

Dopo l'introduzione generale sui treni e tutto ciò che riguarda in particolare i sistemi frenanti, l'obiettivo della seguente tesi ha come argomento principale lo studio termico delle ruote dei treni merci. Come già detto nel capitolo precedente, i treni merci hanno come sistema frenante più diffuso i freni a ceppi, i quali, durante la frenatura, a contatto con le ruote ne provocano il riscaldamento. Di tutti i modelli presenti in letteratura sono assunti come punto di partenza per lo studio in questione il modello di Vernersson e il modello di Babu e Prasad.

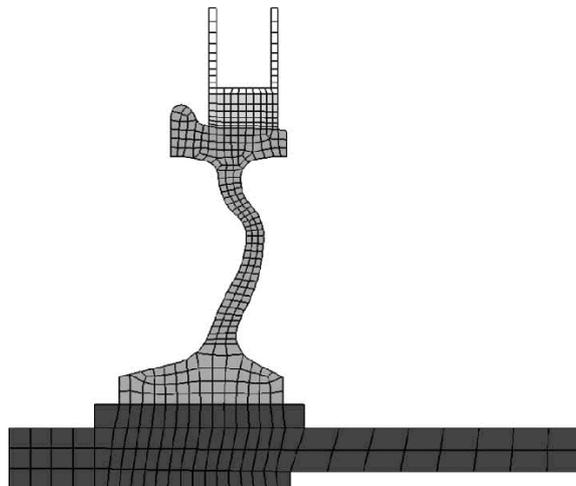


Figura 22: Modello FEM Vernersson

In figura 22 si vuole mostrare il modello assialsimmetrico utilizzato da Vernersson [18]. Lo scopo dello studio è quello di determinare la temperatura media sulla superficie della ruota durante l'azione frenante. Per quanto concerne il calore viene considerato quello scambiato sia per convezione con l'aria e sia per conduzione tra ruota-ceppo e ruota-rotaia (effetto rail chill). Ovviamente, il limite principale di tale modello è che non è in grado di tenere conto della variazione di temperatura lungo la direzione circonferenziale.

Il modello di Babu e Prasad [19] risulta essere di particolare importanza per la sua analisi termo-strutturale con un modello bidimensionale e non assialsimmetrico, come si può notare in figura 23. Dall'analisi strutturale si ricava la distribuzione della pressione, ottenuta dall'accostamento dei ceppi sulle ruote, per essere utilizzata come fonte principale di calore nell'analisi termica. Come il modello di Vernersson anche in questo si considerano i vari scambi termici convettivi e conduttivi; tuttavia, il modello trascura il fenomeno del rail chill e la dipendenza del coefficiente di convezione della velocità di avanzamento.

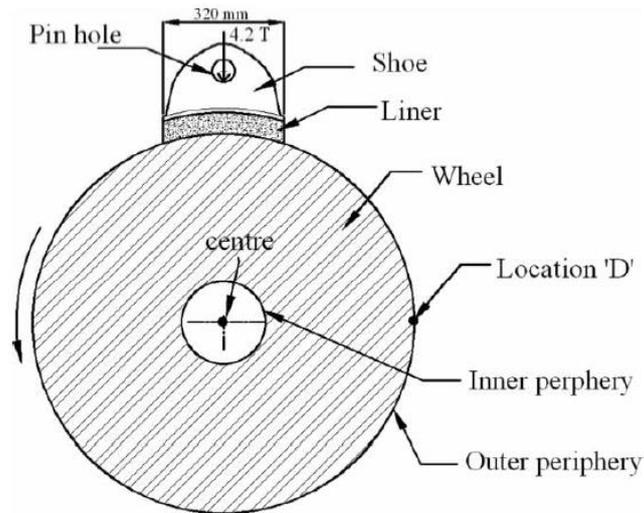


Figura 23: Schema modello Babu e Prasad

Lo scopo di questa tesi risiede nello studio termico della ruota con la considerazione della corrente di aria contraria che lambisce la ruota durante la reale marcia del treno. Per fare ciò si prendono come punto di partenza i due modelli sviluppati in altre attività precedenti: strutturale [11] e termico [20].

Modello strutturale

Il modello strutturale ha l'obiettivo di ricavare la distribuzione della pressione a seguito dell'accostamento dei ceppi sulle ruote attraverso l'applicazione di una forza premente su di essi, eseguendo un'analisi statica. Per lo studio si sono fatte alcune ipotesi semplificative, tra cui l'uso di un modello 2-D con elementi piani con uno spessore costante. Questo fa sì che la ruota simulata sia di una maggiore semplificazione rispetto alla ruota reale utilizzata nei treni merci.

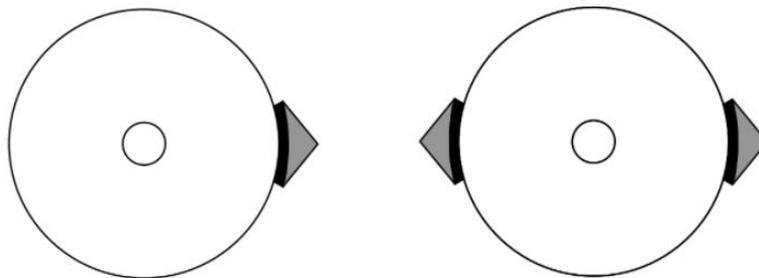


Figura 24: Schema modello statico 1Bg e 2Bg

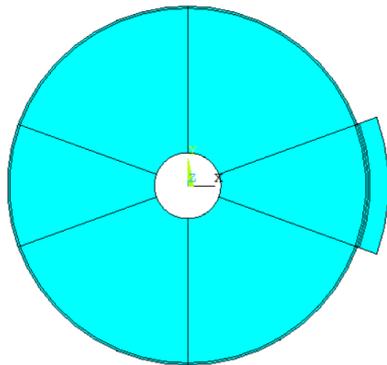


Figura 25: Realizzazione configurazione 1Bg

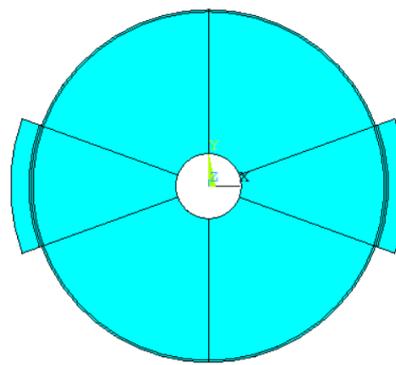


Figura 26: Realizzazione configurazione 2Bg

Mentre in figura 24 si vogliono mostrare le due configurazioni che il modello può sviluppare, in figura 25 e 26 ne vengono riportate le loro realizzazioni tramite il software Ansys.

Elementi adottati

Per la realizzazione del modello sono stati impiegati diversi elementi strutturali.

Per quanto riguarda la ruota e i ceppi sono stati utilizzati i PLANE183. Si tratta di elementi quadrangolari a 8 o 6 nodi con funzioni di forma quadratiche e con due gradi di libertà di spostamento nelle due direzioni per ogni nodo. Nel caso in esame sono stati definiti con la keyoption 3, per la definizione di stato di tensione piana, ipotesi ragionevole data la dimensione radiale della ruota rispetto al suo spessore, il quale viene definito tramite opportune real costant.

Il contatto tra ruota e ceppo, zona di particolare interesse, viene simulato attraverso l'uso degli elementi CONTA172, appartenenti alla superficie esterna della ruota e i TARGE169, posizionati nella zona esterna dei ceppi. Mentre l'elemento CONTA172, composto da tre nodi, viene posizionato su un elemento PLANE183, l'elemento TARGE169 definisce una superficie da collocare agli elementi del contatto CONTA172. L'associazione di questi elementi risulta essere possibile solo se a una superficie TARGE viene associata una sola superficie CONTA e viceversa.

L'ultimo elemento è il MPC184, utilizzato in genere per modellare vincoli rigidi, viene impiegato per simulare il collegamento rigido tra la superficie esterna del pattino e il punto di applicazione della forza, riproducendo così il supporto del ceppo.

Tutti gli elementi appena analizzati vengono riportati nella figura 27.

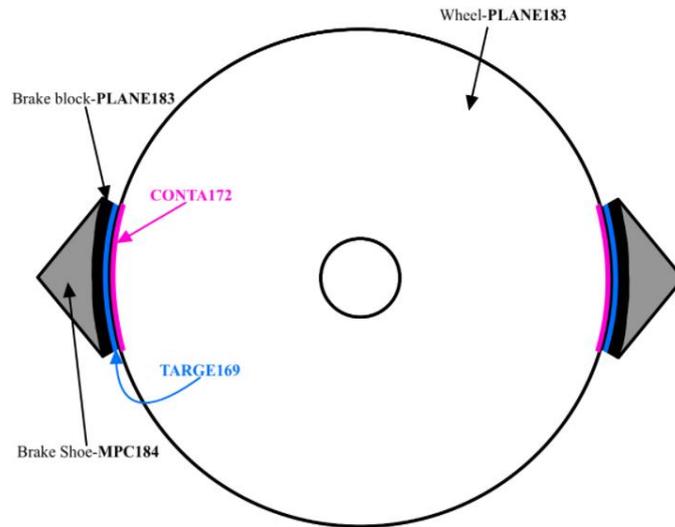


Figura 27: Elementi modello statico

Proprietà materiali e carichi applicati

	Ruota	Ceppo in ghisa	Ceppo in composito
<i>Modulo di Young (GPa)</i>	207	120	10
<i>Coefficiente di Poisson</i>	0.27	0.24	0.25
<i>Densità (kg/m³)</i>	7800	7100	2670

Tabella 3: Materiali impiegati

Per la simulazione del modello attraverso il software Ansys è necessaria la definizione dei materiali che vengono utilizzati. Per fare ciò, bisogna inizializzare per ogni materiale le proprietà riportate in tabella 3.

I carichi che vengono applicati possono essere ricavati attraverso una routine Matlab sviluppata nell'ambito di questa tesi oppure direttamente da dati sperimentali, in particolar modo viene definita la forza premente sui ceppi e l'attrito medio caratterizzanti la specifica prova.

Prima di riportare i risultati ottenuti risulta essere utile distinguere due generi di frenatura.

La *frenatura di mantenimento (Drag Braking)* viene generalmente adottata in percorsi con forti discese per mantenere una velocità costante del convoglio. Lo scopo, quindi, è di non superare una determinata velocità massima, facendo sì che durante la frenata si abbia una velocità costante.

La *frenatura di arresto (Stop Braking)* invece, ha lo scopo di arrestare il veicolo. Utilizzate per casi di emergenza o per fine corsa, sono caratterizzate da una breve durata ma con azioni frenanti che possono essere al di sopra di quella di mantenimento.

Risultati ottenuti

Di seguito vengono riportati i risultati, ottenuti tramite il software Ansys, della distribuzione di pressione all'interfaccia ruota-ceppo calcolata dal modello nelle condizioni dei test sperimentali effettuati da Trenitalia, precedentemente allo sviluppo di questa tesi, nel caso di *Stop Braking*. Per ottenere le varie distribuzioni di pressione sono importanti alcuni parametri fondamentali, riportati in tabella 4, trasmessi da Trenitalia.

	Velocità iniziale [km/h]	Forza totale premente [kN]	Spazio di frenatura [m]	Tempo di frenatura [s]	Attrito medio
Prova 1	100	12.19	888.89	52.5	0.154
Prova 7	120	20.26	822.1	41.2	0.146
Prova 13	100	12.19	892.87	54.4	0.152
Prova 19	120	20.26	965.23	49	0.123

Tabella 4: Parametri prove sperimentali

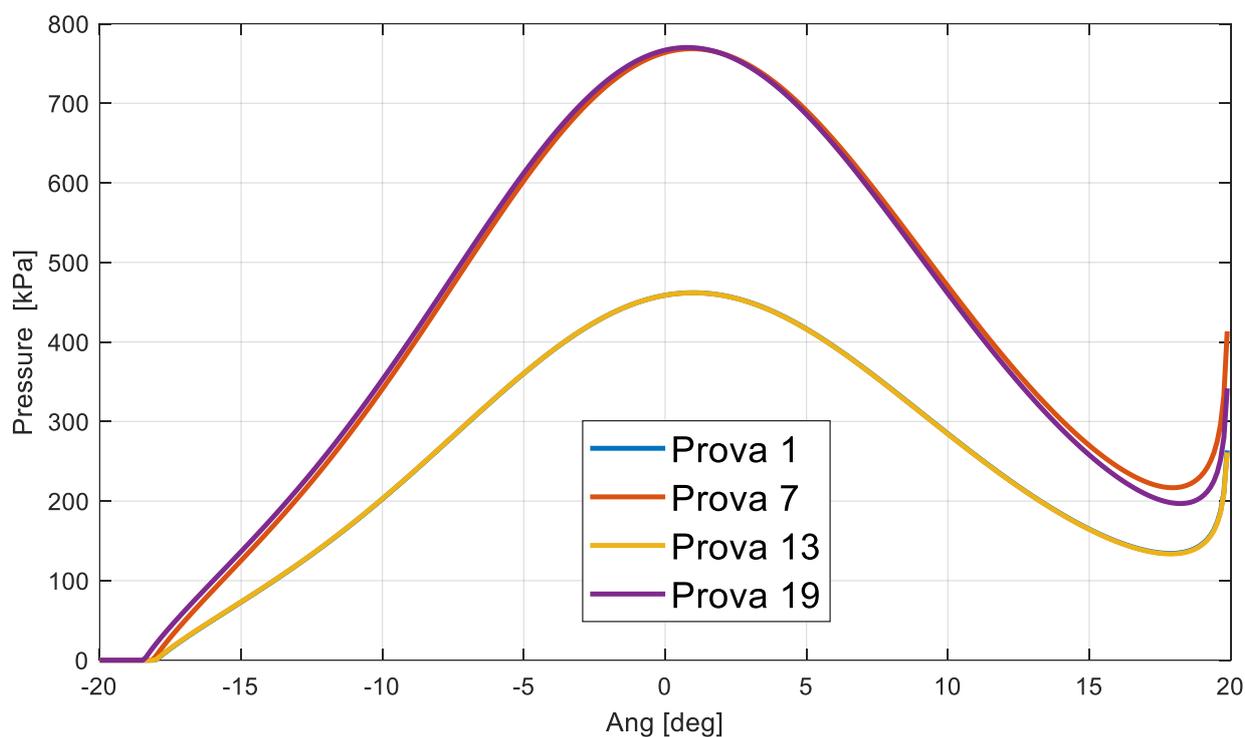


Figura 28: Andamento pressione ceppo in ghisa 2Bg

In figura 28 vengono riportate le distribuzioni di pressioni, calcolate dal modello numerico per le condizioni di prova elencate precedentemente, lungo la lunghezza complessiva del ceppo, avente un'apertura angolare di circa 40° , derivante dall'accostamento dello stesso sulla ruota. Il parametro principale per lo studio statico è la forza con cui il ceppo viene premuto. I risultati sono in linea con i dati delle prove, infatti, la prova 1 e 13, avendo parametri molto simili, risultano essere sovrapposte in termini di pressioni ottenute, analogamente per le prove 7 e 19. Un altro parametro caratterizzante della prova è l'attrito. La sua influenza si può notare nella parte iniziale del ceppo in cui si nota una zona scarica in cui la pressione è circa nulla e nella parte finale in cui è presente un innalzamento brusco della pressione dovuto all'impuntamento del ceppo sulla ruota. Inoltre, la presenza di attrito comporta una asimmetria della distribuzione di pressione: l'asimmetria della distribuzione di pressione è necessaria in presenza di attrito, altrimenti non si manterrebbe l'equilibrio alla rotazione del ceppo.

Si ricorda che queste prove sono state eseguite simulando manovre di *Stop Braking* con ceppi in ghisa nella configurazione 2Bg.

Modello termico

Per il calcolo della distribuzione della temperatura della ruota è stato sviluppato il modello termico dove risulta importante discutere delle possibili modalità di trasmissione del calore che si possono avere in questo ambito. Principalmente tre sono i possibili scambi di calore presenti in letteratura. Si parla di conduzione quando il gradiente di temperatura, in questo caso, riguarda un mezzo stazionario, sia esso un corpo solido o un fluido. Qualora il calore, tra due superfici, venga scambiato attraverso un fluido, ad esempio aria, interposto tra esse, si parla di scambio di calore per convezione. L'ultimo caso possibile è l'irraggiamento in cui i solidi in considerazione emettono energia attraverso delle onde elettromagnetiche.

Per lo studio di questa tesi vengono considerati i primi due modi appena descritti, ossia scambio di calore conduttivo e convettivo.

Lo scambio conduttivo avviene tra il ceppo e la ruota nella parte di ruota solo in cui essi si trovano a contatto. Il calore generato è funzione della pressione di contatto, ricavata dall'analisi statica, dall'attrito, dalla velocità tangenziale e da un coefficiente di ripartizione del calore tra ruota e ceppo.

La parte di ruota non a contatto con il ceppo si trova in una zona sottoposta a scambio termico convettivo con l'aria. In particolare, ci sono due differenti zone in cui avviene questo scambio. La prima riguarda la parte di ruota a contatto con l'aria circostante, mentre l'altra viene considerata convettiva attraverso la definizione di un coefficiente equivalente anche se si tratta di una zona con scambio di calore conduttivo, e risiede nel contatto della ruota con la rotaia che si trova ad una temperatura differente.

Al fine di introdurre le analisi termiche numeriche che vengono utilizzate nel software adoperato si riporta l'espressione del principio dei lavori virtuali considerando una variazione virtuale di temperatura e integrando il tutto su un volumetto infinitesimo [21]:

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

(8)

In cui:

- $\{T\}_{nodi}$ vettore delle temperature nodali
- $\{\dot{T}\}_{nodi}$ derivata temporale del vettore delle temperature nodali
- $\{N\}$ funzioni di forma
- vol volume infinitesimo
- $\{\delta T\}$ variazione virtuale di temperatura
- T_B temperatura di riferimento del fluido
- h_f coefficiente di convezione
- q^* flusso termico
- \dot{q} calore generato per unità di volume

Per quanto concerne la realizzazione del modello sul software in modo tale da eseguire la simulazione prevede la ruota con le stesse dimensioni senza la presenza dei ceppi. A tal proposito, è stata sviluppata una routine con ANSYS tale da applicare il carico ad ogni nodo riproducendo la rotazione della ruota nel modello mantenendo la ruota ferma e facendo ruotare i carichi termici.

Lo scopo dell'analisi termica risiede nel simulare l'inerzia termica di metà assile. Riguardo alla realizzazione dei modelli, si è proceduto con l'assegnazione reale dello spessore della ruota per il modello strutturale, mentre nel modello termico si adoperava un fattore correttivo per lo spessore e per il valore della distribuzione della pressione di contatto al fine di mantenere il calore costante globalmente generato per attrito.

Elementi impiegati

Per l'analisi termica in questione sono stati adottati elementi con unico grado di libertà la temperatura per ogni nodo. In particolare, la ruota viene simulata attraverso gli elementi PLANE77, elementi con 8 nodi, indicati per superfici curve, e funzioni di forma con andamento parabolico. L'attribuzione dello scambio termico avviene grazie agli elementi SURF151. Si tratta di elementi sovrapponibili agli elementi 2D, i PLANE77 nel caso in esame, adoperati per gli scambi termici di convezione, conduzione e per le condizioni di adiabaticità. Tuttavia, per definizione [22], è possibile applicare una sola condizione termica. Per ovviare a questo problema sono stati introdotti due strati di elementi SURF151, uno per il flusso termico derivante dalla distribuzione di pressione e l'altro per la convezione con l'aria esterna che lambisce la ruota. L'ultimo utilizzo dei SURF151 tratta l'adiabaticità imposta nella parte interna della ruota non sottoposta ad alcun scambio termico.

Nella figura seguente viene riportato lo schema della ruota intera con i relativi elementi utilizzati.

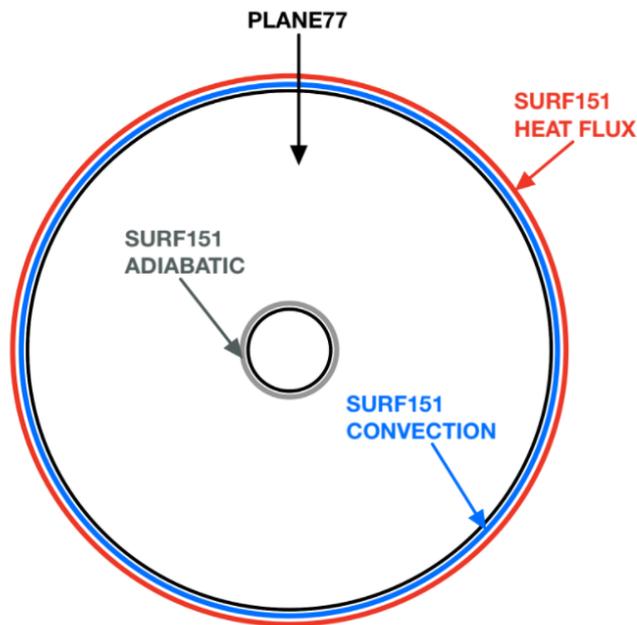


Figura 29: Elementi modello termico ruota intera

Per rendere lo studio meno oneroso dal punto di vista computazionale è stata adottata la semplificazione geometrica della ruota. In effetti, essendo trascurabile il flusso di calore in direzione circonferenziale, ipotesi adottata anche da Petersson [23], si è scelto di eseguire la simulazione per una porzione di ruota pari a un ottavo dell'intera, ipotesi viene resa possibile con l'impostazione della condizione di adiabaticità sui bordi laterali del tratto di ruota analizzato, come viene riportato in figura 30.

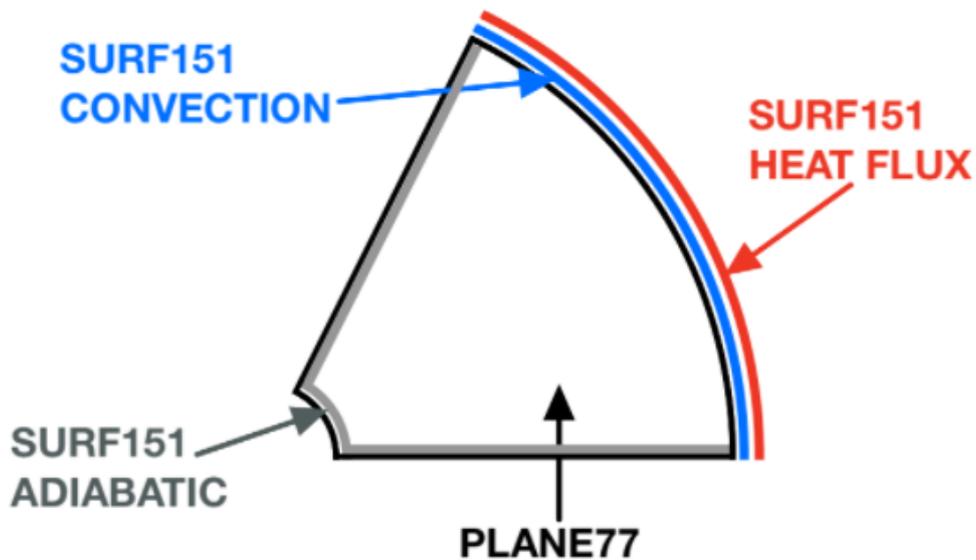


Figura 30: Elementi modello termico ruota ridotta

Proprietà materiali e carichi applicati

Diversamente dall'analisi strutturale, in questa simulazione la temperatura risulta essere molto importante per i materiali, in quanto le proprietà termiche e meccaniche sono fortemente dipendenti dalla temperatura. Al fine di introdurre degli andamenti non lineari sono state introdotte le proprietà del materiale in funzione della temperatura suggerite da Vernersson [24] riportate nella tabella seguente.

T [K]	c [J/kgK]	λ [W/mK]	ρ [kg/m ³]
273	460	51.9	7850
473	530	48.2	7785
673	610	41.9	7720
873	760	33.9	7655

Tabella 5: Proprietà del modello dipendenti dalla temperatura

Le proprietà introdotte sono: calore specifico c , conducibilità termica λ e densità ρ . Per la definizione di queste proprietà nel programma ANSYS, sono stati utilizzati questi valori come coefficienti di alcuni polinomi caratterizzante ogni proprietà:

- $y = 0.0005x^2 - 0.083x + 448.39$ per il calore specifico
- $y = -3^{-5}x^2 + 0.0006x + 53.771$ per la conducibilità termica
- $y = -0.325x + 7938.7$ per la densità

Nella figura 30 se ne possono notare i vari andamenti.

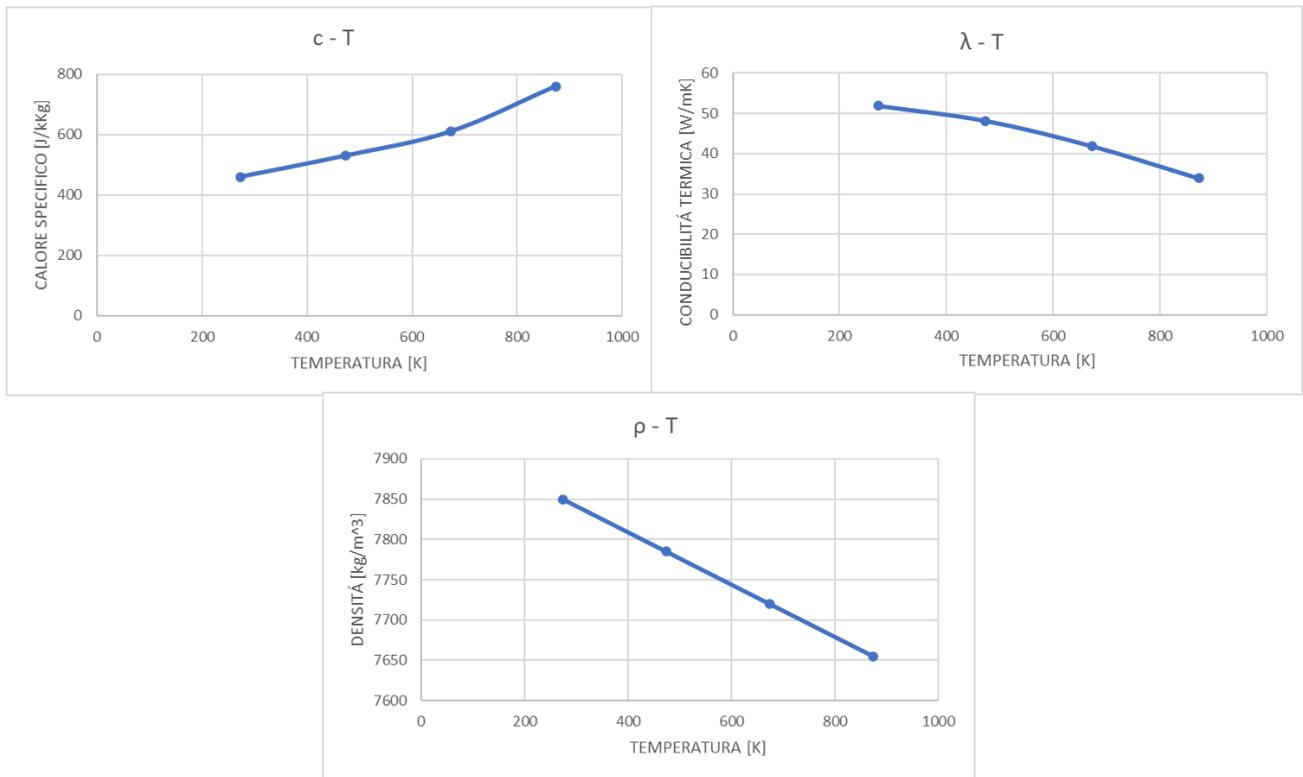


Figura 31: Andamenti proprietà dei materiali

Per quanto riguarda l'applicazione dei carichi risulta utile introdurre la struttura delle table disponibili in ANSYS.

Le table sono array multidimensionali, matrici 2D nel caso in esame, in cui i possibili argomenti scelti come indici suggeriti dal software sono tempo, frequenza, temperatura, pressione e coordinate lungo le varie direzioni. Gli indici inseriti devono essere inseriti in ordini crescente e bisogna sempre inizializzarle altrimenti di default si trovano dei valori molto piccoli prossimi allo zero corrispondenti alla precisione della macchina in uso. Nell'ambito di questa analisi i due argomenti scelti sono le posizioni angolari dei nodi, espressi in gradi con valori positivi crescenti da 0 a 360 gradi, e il tempo in cui avviene l'applicazione del carico generale.

Sia per la conduzione che per la convezione sono state utilizzate delle table aventi le stesse dimensioni.

La costruzione delle table, in particolare l'indicizzazione del tempo, varia nei due casi di frenatura di arresto e di frenatura di mantenimento. Infatti, la simulazione del *Drag Braking* è caratterizzata, come già detto precedentemente, dal fatto di avere una velocità costante. Questa velocità si ripercuote anche nel tempo in cui il ceppo rimane a contatto con i nodi superficiali della ruota creati

dalla mesh. In particolare, il tempo che intercorre tra due nodi consecutivi rimane costante per tutta la simulazione.

Lo studio di *Stop Braking*, invece, è caratterizzato dal fatto di avere una velocità che diminuisce nel corso della simulazione fino all'arresto del veicolo. Questo porta ad avere un intervallo di tempo tra i due nodi consecutivi che varia di volta in volta. Per una maggiore semplificazione, data la poca variazione della velocità per ogni giro ruota, viene considerata costante per un giro corrispondente a 360° (figura 33).

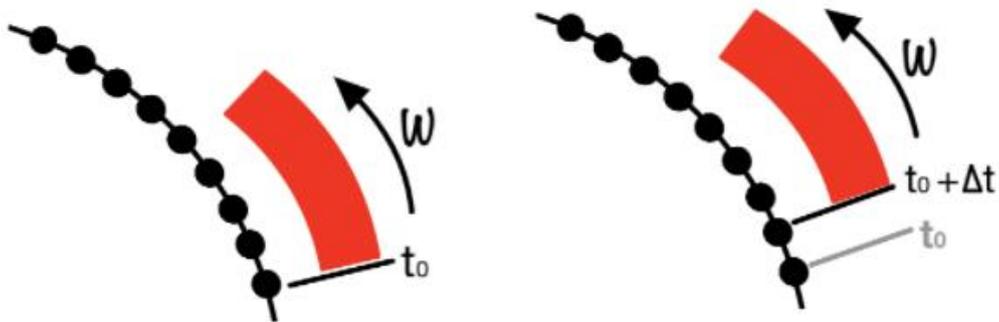


Figura 32: Variazione del tempo al passaggio del ceppo

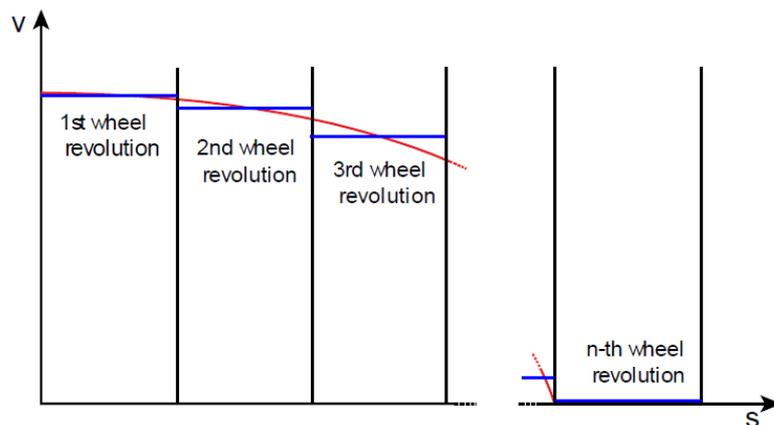


Figura 33: Ipotesi di velocità costante per giro

Conduzione

Lo scambio termico conduttivo riguarda tutti quei nodi che sono a contatto con il ceppo imprimendo la distribuzione di pressione trovata nell'analisi statica (figura 34). Le table conduttive presentano al loro interno il flusso di calore entrante:

$$Q = v_t * \mu * \beta * p_n(\alpha)$$

(9)

Dove

- Q flusso termico entrante
- v_t velocità tangenziale
- μ coefficiente d'attrito
- β coefficiente di ripartizione
- $p_n(\alpha)$ distribuzione di pressione in funzione dell'angolo

Il coefficiente d'attrito μ dipende dai materiali dei ceppi che vengono utilizzati per la simulazione. Nello specifico, per i ceppi in ghisa è stata utilizzata l'equazione di Karwatzki mentre per i ceppi in composito di classe K si usa un coefficiente costante pari a 0.25.

Il coefficiente di ripartizione è stato calcolato seguendo l'equazione presente in letteratura [25].

$$\beta = \left\{ 1 + \left(\frac{k_w}{k_b} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{\lambda_b A_b}{\lambda_w A_w} \right\}^{-1}$$

(10)

In cui

- λ_b conducibilità termica del ceppo
- λ_w conducibilità termica della ruota
- A_b area di contatto del ceppo

$$A_b = \begin{cases} L_S * B_S & SE \ 1Bg \\ L_S * B_S * 2 & SE \ 2Bg \end{cases}$$

- L_S lunghezza suola
- B_S spessore suola
- A_w area di contatto della ruota

$$A_w = 2\pi * R_W * B_S$$

(11)

- R_W raggio ruota
- k_w, k_b diffusività termica ruota e ceppo

$$k_{w,b} = \frac{\lambda}{\rho c}$$

(12)

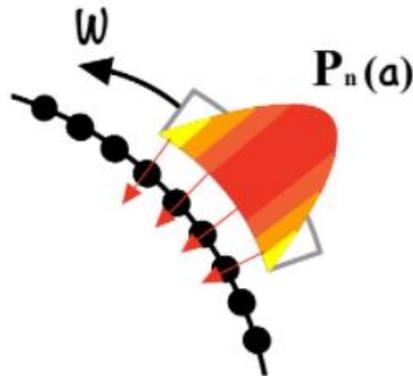


Figura 34: Applicazione della distribuzione pressione

La struttura della table conduttiva, quindi, è data da una ripetizione di valori di calore entrante per tutta l'azione frenante. In particolare, come si può notare nella figura 35, essa è costituita da un asse orizzontale chiamato tval e da uno verticale che prende il nome di yval. Come già detto precedentemente, l'asse tval cambia in base al tipo di frenata che si vuole analizzare in quanto la velocità può o non essere costante. Questo fa sì che il tempo che intercorre tra due nodi consecutivi può variare. L'asse yval, invece, riguarda la posizione angolare dei nodi presenti sulla superficie che varia da 0 a 360°. L'interno della table è quindi caratterizzato da alcune bande, con spessore pari alla lunghezza del ceppo riportata alla ruota, che si ripetono nel tempo. Esse vogliono rappresentare il calore che viene trasmesso alla ruota dal ceppo.

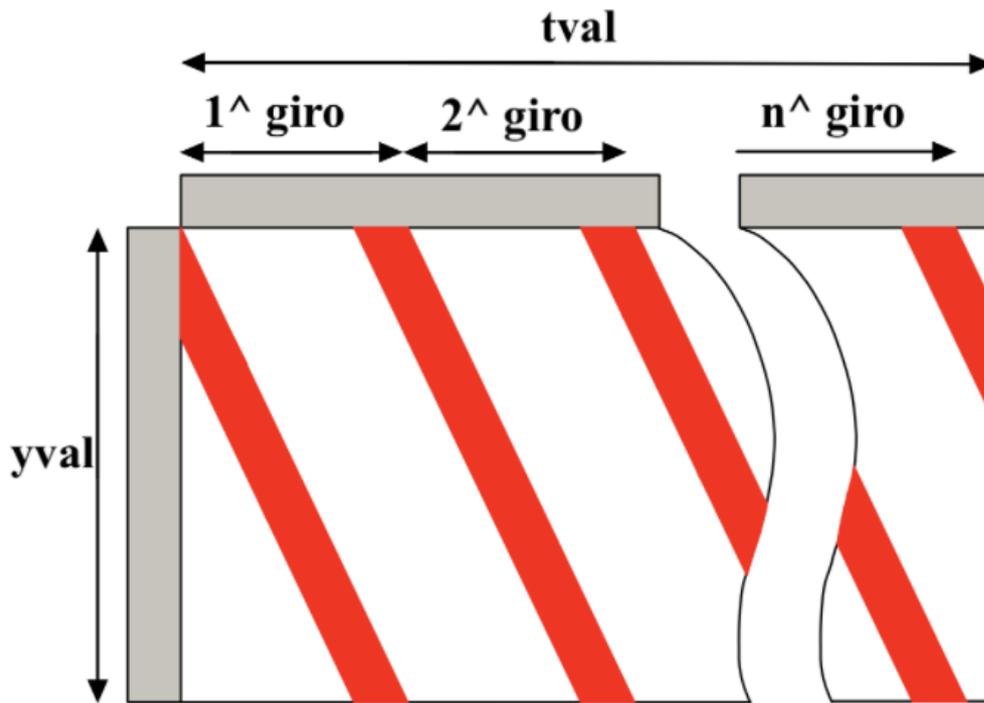


Figura 35: Table scambio termico conduttivo

Dato che nel modello viene simulata una sola porzione della ruota intera per incrementare la leggerezza del modello stesso, la table corrispondente sarà composta soltanto da una porzione ridotta della table completa come viene mostrato nella figura seguente.

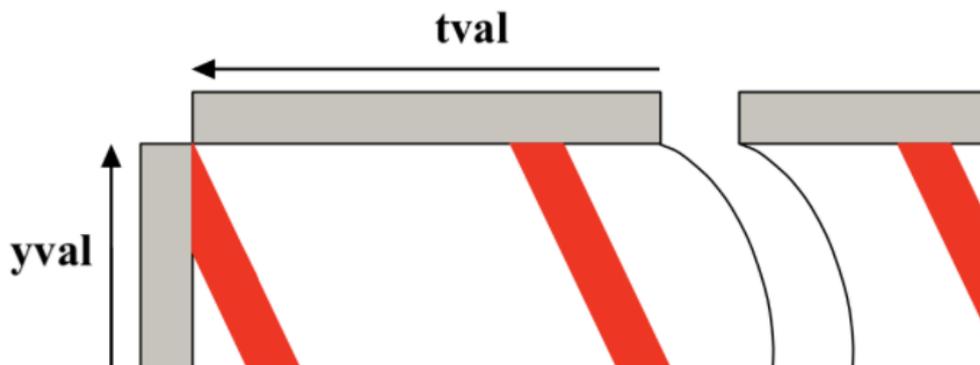


Figura 36: Table convettiva per la porzione di ruota analizzata

Convezione

La parte non a contatto con il ceppo scambia anch'essa calore ma verso l'esterno con l'aria circostante. In particolar modo, tutti i nodi saranno caratterizzati dall'aver un coefficiente convettivo diverso da 0, all'infuori di quei nodi che in un certo istante saranno a contatto con il ceppo.

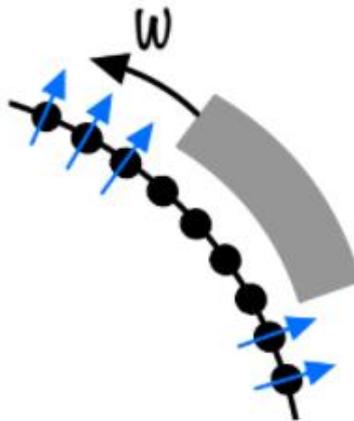


Figura 37: Applicazione carico convettivo

Come nel caso precedente, anche per la determinazione della table contenente i coefficienti di convezione si utilizza l'ipotesi di ruota ferma e il carico convettivo rotante.

Per la determinazione dei coefficienti convettivi si parte dal calcolo del coefficiente di Nusselt [26]

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

(13)

In cui

- Re Numero di Reynolds

$$Re = \frac{2R_w v_t}{\nu_a}$$

(14)

- R_w raggio ruota
- v_t velocità tangenziale ruota
- ν_a viscosità cinematica ruota

- Pr Numero di Prandtl

$$Pr = \frac{\rho_a v_a c_a}{\lambda_a} \quad (15)$$

- c_a calore specifico aria
- ρ_a densità aria
- λ_a conducibilità termica aria

Infine, si può ricavare l'espressione del coefficiente convettivo

$$h_a = \frac{Nu \lambda_a}{2R_w} \quad (16)$$

La semplificazione geometrica della ruota porta a un ridotto scambio convettivo reale in quanto in questo modo non viene considerata la convezione della vela. Per porre rimedio a questo problema si è cercato di aumentare il valore del coefficiente convettivo di un valore pari a 5:

$$h_{eqv} = h_a * 5 \quad (17)$$

L'ultima porzione da considera è quella a contatto con la rotaia. Pur trattandosi di uno scambio conduttivo, in quanto i due corpi sono a contatto, il fenomeno viene trattato con un coefficiente convettivo equivalente servendosi dell'espressione di Vakkalagadda et al.[27] in cui il coefficiente risulta essere:

$$h_{ax} = \frac{a h_{wr}}{4R_w} \quad (18)$$

Dove

- a semiasse longitudinale dell'area di contatto, calcolato secondo la teoria di Hertz
- R_w raggio ruota
- h_{wr} conduttanza tra ruota e rotaia, calcolabile mediante l'equazione 19:

$$h_{wr} = \frac{14\gamma\zeta_r\sqrt{v_t}}{(2\pi)^{\frac{3}{2}}\sqrt{a}} \quad (19)$$

Nella quale:

- γ è un parametro ausiliario, funzione delle proprietà dei materiali e della velocità ruota, calcolato secondo l'equazione 20;
- v_t è la velocità di avanzamento ruota;
- ζ è l'effusività termica, calcolata per ruota e rotaia secondo l'equazione 21;

$$\gamma = \frac{\zeta_w \sqrt{R_w \omega}}{\zeta_w \sqrt{R_w \omega} + \zeta_r \sqrt{v_t}}$$

(20)

$$\zeta_{w,r} = \sqrt{\lambda_{w,r} \rho_{w,r} c_{w,r}}$$

(21)

Anche in questo caso la table ottenuta contiene delle bande che si ripetono nel tempo. Come si può notare dalla figura 38, essa è caratterizzata da due bande riportate con colori diversi per differenziarne il comportamento. Le bande azzurre contengono tutti i coefficienti convettivi tra ruota e aria esterna che la lambisce, mentre parte in blu contiene i coefficienti di convezione utilizzati per il contatto tra ruota e rotaia. La parte restante viene posta ad un valore nullo in quanto, in quell'istante, quella parte di ruota è a contatto con il ceppo partecipando al fenomeno di scambio conduttivo. Tuttavia, come già riportato precedentemente, dato che viene simulato il processo di una sola porzione di ruota, la table avrà dimensioni ridotte rispetto a quella in figura 38 che, invece, ne vuole dimostrare il comportamento su tutta.

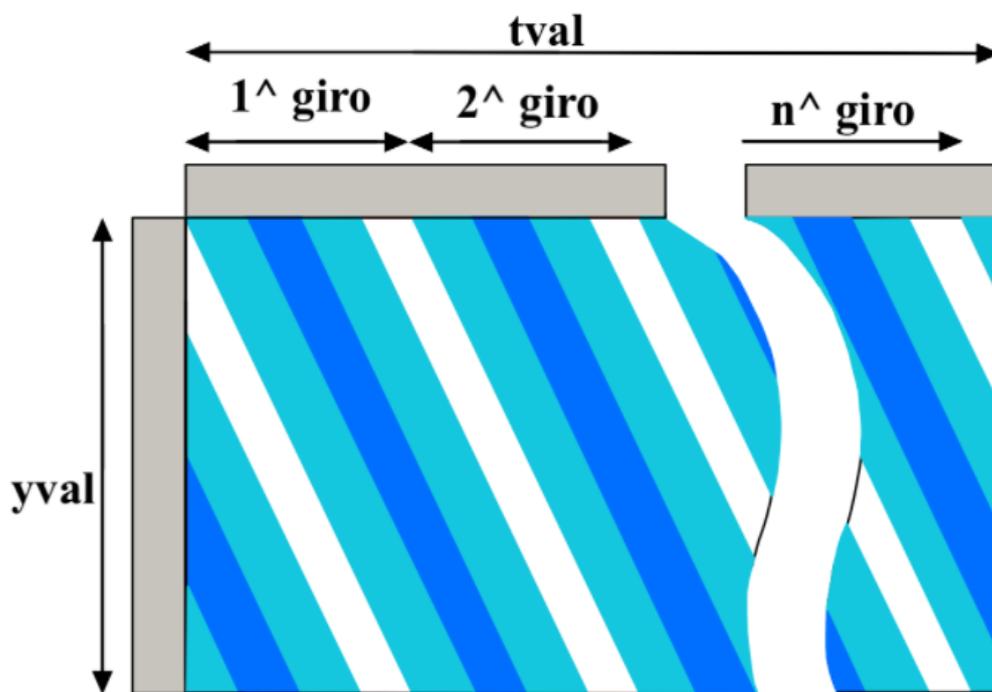


Figura 38: Table completa per scambio termico convettivo

Risultati ottenuti

I risultati ottenuti dalle simulazioni del modello vengono riportati in figura 39.

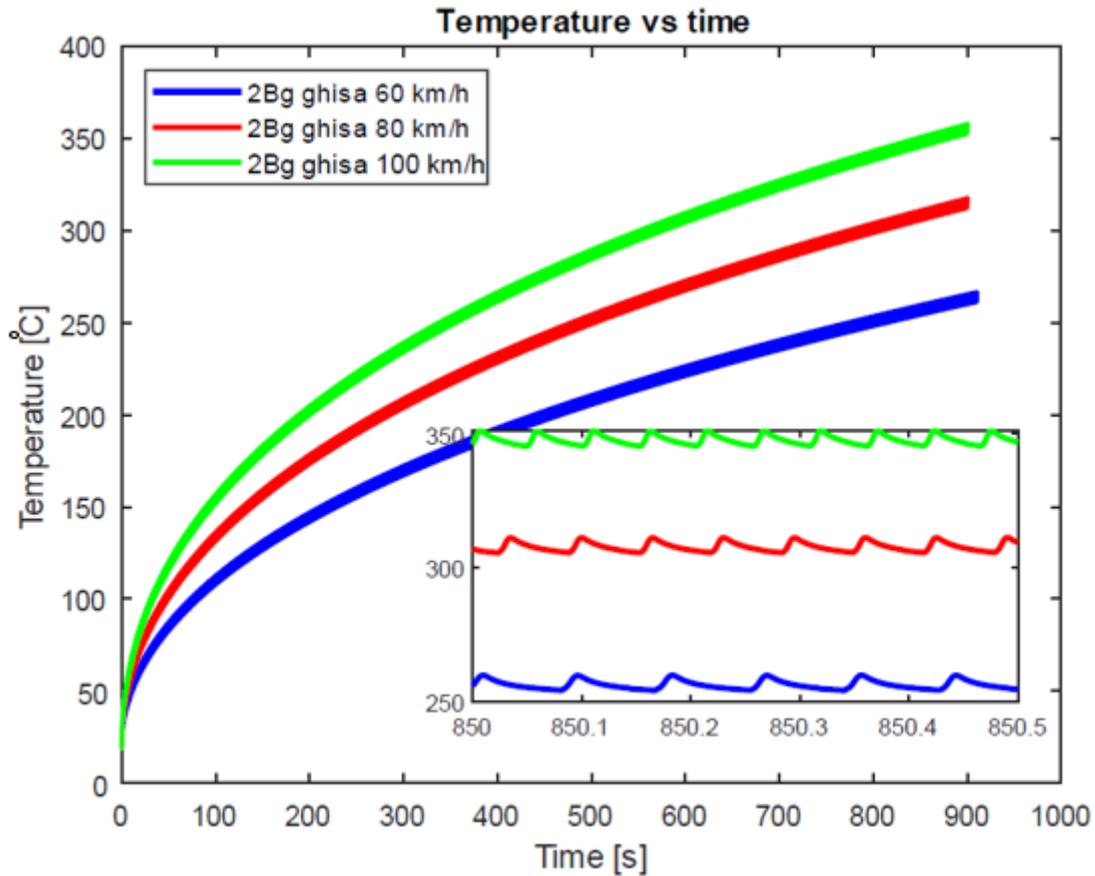


Figura 39: Andamento temperatura con ceppi in ghisa 2Bg [20]

Il confronto effettuato contiene il risultato in termini di temperatura nel tempo considerando il caso della presenza di due ceppi in ghisa per ruota con diverse velocità rotazionali a parità di pendenza. Si può notare che all'aumentare della velocità, essendo necessarie forze prementi maggiori, il risultato che si ottiene è un maggior riscaldamento della ruota. Da un altro lato risulta utile mostrare come, a parità di potenza frenante, maggiore è la velocità di marcia e minore è la temperatura raggiunta nella simulazione in quanto aumenta lo scambio convettivo (figura 40).

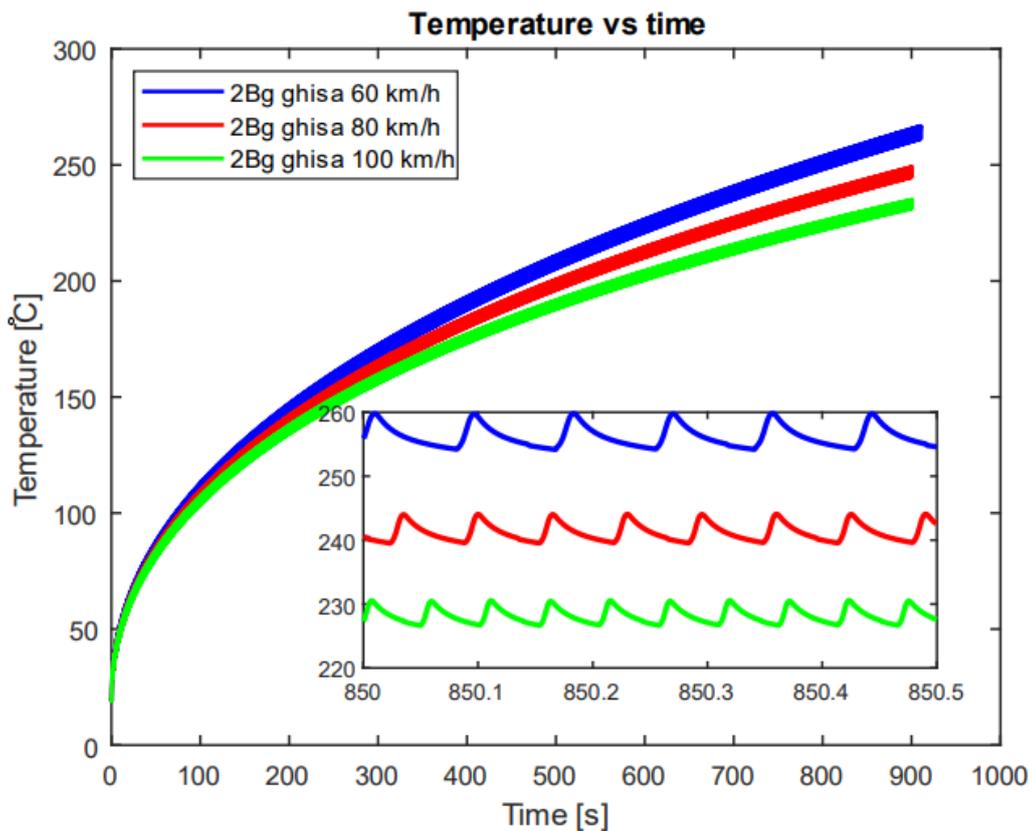


Figura 40: Andamento temperatura 2Bg a parità di potenza frenante [20]

Validazione del modello su un caso di letteratura in Drag Braking

Non avendo dati sperimentali specifici sono stati confrontati gli output del modello con alcuni risultati presenti in letteratura ottenuti da Vernersson [28] attraverso un banco prova.

Nella prova sperimentale eseguita ci sono delle differenze rispetto alla realtà abbastanza evidenti. Infatti, l'impossibilità di riprodurre la rotaia ha fatto sì che essa sia stata simulata attraverso una ulteriore ruota. Tuttavia, l'utilizzo di una ruota in sostituzione della rotaia porta ad avere risultati non paragonabili alla realtà in quanto la prova porta a un riscaldamento eccessivo di quest'ultima, e ad una diversa geometria del contatto. Nella marcia reale del treno questo non accade perché la rotaia, essendo esposta in ambiente esterno, non subisce un riscaldamento continuo così come nella prova effettuata.



Figura 41: Banco prova con doppia ruota [28]

Un'ulteriore differenza presente tra il modello e il banco prova di Vernersson risiede nell'impossibilità di simulare l'inerzia termica, non della sola ruota, come viene fatto, bensì quella di metà assile, come è stato progettato nel modello precedente.

L'ultima mancanza che riguarda il modello e anche il banco prova in questione è la non realizzazione della ventilazione. Nel modello viene analizzato lo scambio termico convettivo con l'aria circostante ma seguendo l'ipotesi che essa non abbia una velocità relativa alla ruota così come lo è in realtà. Questo porta ad una differenza rispetto alla realtà, in quanto i risultati ottenuti sia dal modello che dal banco prova, se pur in comparazione tra loro avendo realizzato una simulazione con i medesimi valori di carico per asse, velocità della ruota e potenza frenante uguali, non sono confrontabili con la reale marcia del veicolo ferroviario.

Ciononostante, lanciando una simulazione con il modello termico sviluppato dal gruppo di ricerca del Politecnico di Torino in condizioni operative simili a quelle testate da Vernersson, si è ottenuta una buona corrispondenza in termini dell'incremento di temperatura dopo 15 minuti di frenatura.

Capitolo 3

In questo capitolo vengono analizzate le varie limitazioni del modello discusse nel capitolo precedente. In particolare, si è proceduto con una evoluzione di esso sia dal punto di vista fisico che per la parte di codice andando a considerare principalmente il problema della ventilazione, avendo a disposizione dei dati sperimentali ottenuti tramite simulazioni su un banco prova.

Ventilazione

L'innovazione consiste nel simulare il processo di scambio termico convettivo tra aria e ruota durante l'azione di frenatura. Di fatto, nella reale marcia del treno, durante la frenatura, l'aria lambisce la ruota con una determinata velocità andando a influenzare il comportamento della ruota da un punto di vista termico. La realizzazione e la validazione del modello, descritto in questo capitolo, sono state rese possibili grazie ai risultati sperimentali registrati da Trenitalia su un banco prova dedicato e resi disponibili.

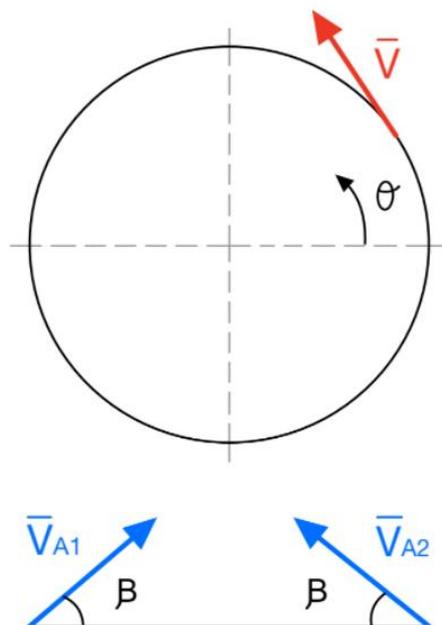


Figura 42: Schema ventilazione banco

In figura 42 si riporta uno schema del banco prova in cui sono state realizzate le prove con la ventilazione. Il banco prova è costituito dalla ruota, con annessi i sistemi di accelerazione e frenatura, e per la simulazione dell'aria vengono installati due ventilatori dai quali fuoriesce aria a temperatura ambiente.

In questo grafico si ha:

- θ variabile angolare
- β inclinazione dell'aria che fuoriesce dai ventilatori
- V velocità periferica ruota
- V_{A1} V_{A2} velocità dei due flussi di aria

In particolare, i ventilatori sono stati regolati con un'inclinazione dell'angolo β , riportato nello schema, pari a 45° mentre la velocità di ogni ventilatore viene regolata in modo da mantenerla pari alla metà della velocità periferica della ruota ($V_{A1} = V_{A2} = \frac{V}{2}$).

Ventilazione variabile e fissa

La simulazione delle prove sperimentali discusse nel paragrafo precedente ha come principale obiettivo replicare la ventilazione dell'aria che lambisce la ruota. Per questo motivo, come detto precedentemente, si rende logico la regolazione dei ventilatori in modo da far variare la velocità dell'aria in modo lineare rispetto alla velocità tangenziale della ruota. Tuttavia, data la scarsa conoscenza dei dettagli di esecuzione delle prove sono state sviluppati due differenti processi di ventilazione.

Ventilazione variabile

La ventilazione variabile riguarda la parte teorica del problema, quindi viene sviluppato il modello seguendo l'ipotesi della regolazione continua dell'aria utilizzata per lo scambio convettivo.

Secondo le ipotesi si ha $V_{A1} = V_{A2} = \frac{V}{2}$ e $\beta = 45^\circ$.

$$V_{A1} = \frac{V}{2} (\cos \beta, \sin \beta) = \frac{V}{2} \left(\frac{\sqrt{2}}{2}, \frac{\sqrt{2}}{2} \right) \quad (22)$$

$$V_{A2} = \frac{V}{2} (-\cos \beta, \sin \beta) = \frac{V}{2} \left(-\frac{\sqrt{2}}{2}, \frac{\sqrt{2}}{2} \right) \quad (23)$$

$$V_A = V_{A1} + V_{A2} = \frac{V}{2} \left(0, \frac{2\sqrt{2}}{2} \right) = V \left(0, \frac{\sqrt{2}}{2} \right) \quad (24)$$

$$V = V(-\sin \theta, \cos \theta) \quad (25)$$

$$V_{REL} = V - V_A = V(-\sin \theta, \cos \theta - \frac{\sqrt{2}}{2}) \quad (26)$$

$$|V_{REL}| = V \sqrt{\sin^2 \theta + \cos^2 \theta + \frac{1}{2} - \sqrt{2} \cos \theta} \quad (27)$$

$$\frac{V_{REL}}{V} = \sqrt{\frac{3}{2} - \sqrt{2} \cos \theta} \quad (28)$$

In questo caso, per ciascuna posizione angolare lungo la ruota, esiste un rapporto costante tra la velocità relativa tra aria e ruota e la velocità periferica della ruota, e l'andamento qualitativo della velocità periferica e della velocità relativa è mostrato nella figura 43.

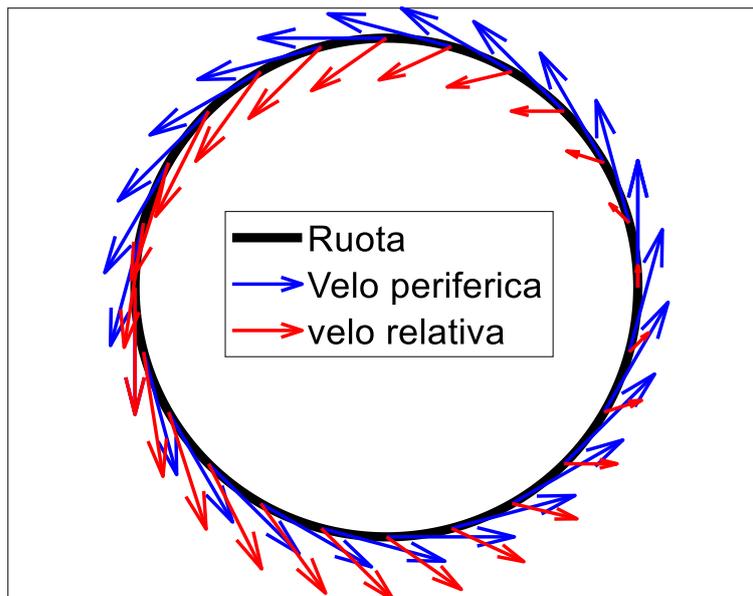


Figura 43: Andamento velocità periferica e relativa sulla ruota

Ventilazione fissa

Data l'impossibilità di essere in prossimità del banco prova per la variazione continua dei ventilatori si è pensato di impostare una strategia sul modello in modo da avvicinarsi il più possibile alle prove sperimentali. Questa linea porta ad avere uno schema in cui la velocità dell'aria dei due ventilatori

sia pari ad un valore che rimane costante per tutta la durata della prova e pari al valore della velocità iniziale della ruota. In particolare, le equazioni corrispondenti vengono riportate di seguito in cui

- V_0 = velocità iniziale frenatura

$$V_{A1} = V_{A2} = V_0/2 \quad (29)$$

$$V_{A1} = \frac{V_0}{2} (\cos \beta, \sin \beta) \quad (30)$$

$$V_{A2} = \frac{V_0}{2} (-\cos \beta, \sin \beta) \quad (31)$$

$$V_A = V_{A1} + V_{A2} = \frac{V_0}{2} (0, 2 \sin \beta) = V_0 (0, \sin \beta) \quad (32)$$

$$V = V(-\sin \theta, \cos \theta) \quad (33)$$

$$V_{REL} = V - V_A = (-V \sin \theta, V \cos \theta - V_0 \sin \beta) \quad (34)$$

$$|V_{REL}| = \sqrt{V^2 \sin^2 \theta + V^2 \cos^2 \theta - 2VV_0 \cos \theta \sin \beta + V_0^2 \sin^2 \beta} \quad (35)$$

$$|V_{REL}| = \sqrt{V^2 + V_0 \sin \beta (V_0 \sin \beta - 2V \cos \theta)} \quad (36)$$

In questo caso, non esiste un rapporto costante tra la velocità relativa aria-ruota e la velocità periferica della ruota.

Capitolo 4

Nel quarto capitolo si vuole mostrare il modello utilizzato per le simulazioni sviluppato considerando le problematiche della ventilazione. Il modello descritto di seguito riguarda il caso di prove in *Stop Braking* nel caso 2Bg in ghisa.

Modello

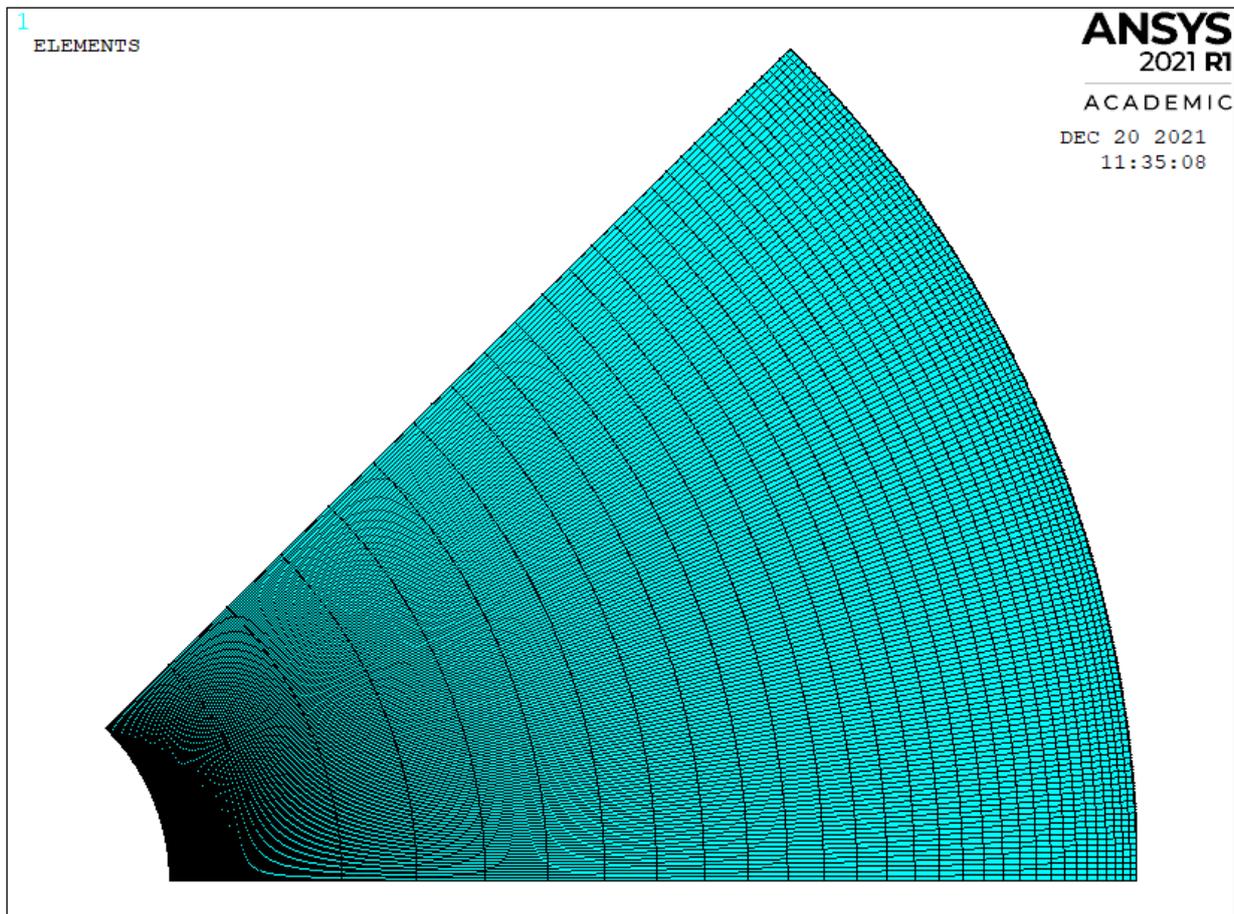


Figura 44: Modello FEM della porzione di ruota

Come si nota dalla figura 44, il modello utilizzato per la simulazione corrisponde al modello presentato per il problema termico (vedi Capitolo 2). Infatti, come il caso precedente gli elementi e i materiali in uso sono rimasti invariati in quanto adattabili per la simulazione in questione.

Di seguito vengono presentate le principali caratteristiche del modello dal punto di vista del codice adoperato per ANSYS.

Geometria

Data la presenza dei dati sperimentali si sono adottate le stesse grandezze geometriche della ruota simulata nel banco prova:

- Diametro 870 mm
- Spessore ceppo 80 mm
- Lunghezza ceppo 320 mm
- Spessore ruota 80 mm

Per quanto concerne lo spessore della ruota utilizzato è stato necessario un coefficiente correttivo moltiplicativo pari a 4. Questo deriva dal fatto che avendo utilizzato un modello 2D, con annessi elementi in due dimensioni per poi inserire lo spessore con le opportune real constant, non viene riprodotta in maniera simile alla realtà la geometria della vela.

Applicazioni carichi

L'applicazione dei carichi viene effettuata tramite le table, presentate nel capitolo precedente. In particolare, tramite una routine Matlab sviluppata nell'ambito di questa tesi, vengono raccolti i fattori principali per il calcolo del calore, nel caso di scambio conduttivo, e per il calcolo del coefficiente di convezione nel caso di scambio di calore convettivo.

Utilizzando la prova 1 sperimentale per una corretta calibrazione del modello, sono stati necessari alcuni fattori correttivi per entrambi i casi. In particolar modo, per il calcolo del calore, viene introdotto un coefficiente correttivo dei valori di pressione ottenuti dal modello statico pari a 1/4, mentre il coefficiente correttivo del coefficiente convettivo viene modificato e portato a un valore pari a 10.

$$h_{eqv} = h_a * 10$$

(37)

Una modifica importante riguarda le condizioni iniziali impostate nel modello. Nel modello termico presentato nei capitoli precedenti, infatti, alcune problematiche erano presenti nella prima parte di simulazione in cui si osservava un brusco raffreddamento per convezione, non osservato sperimentalmente. Il problema evidentemente risiedeva nel calcolo di ANSYS del calore scambiato per convezione, in quanto anche imponendo una temperatura dell'aria superiore a quella della ruota, il modello continuava a predire un riscaldamento iniziale.

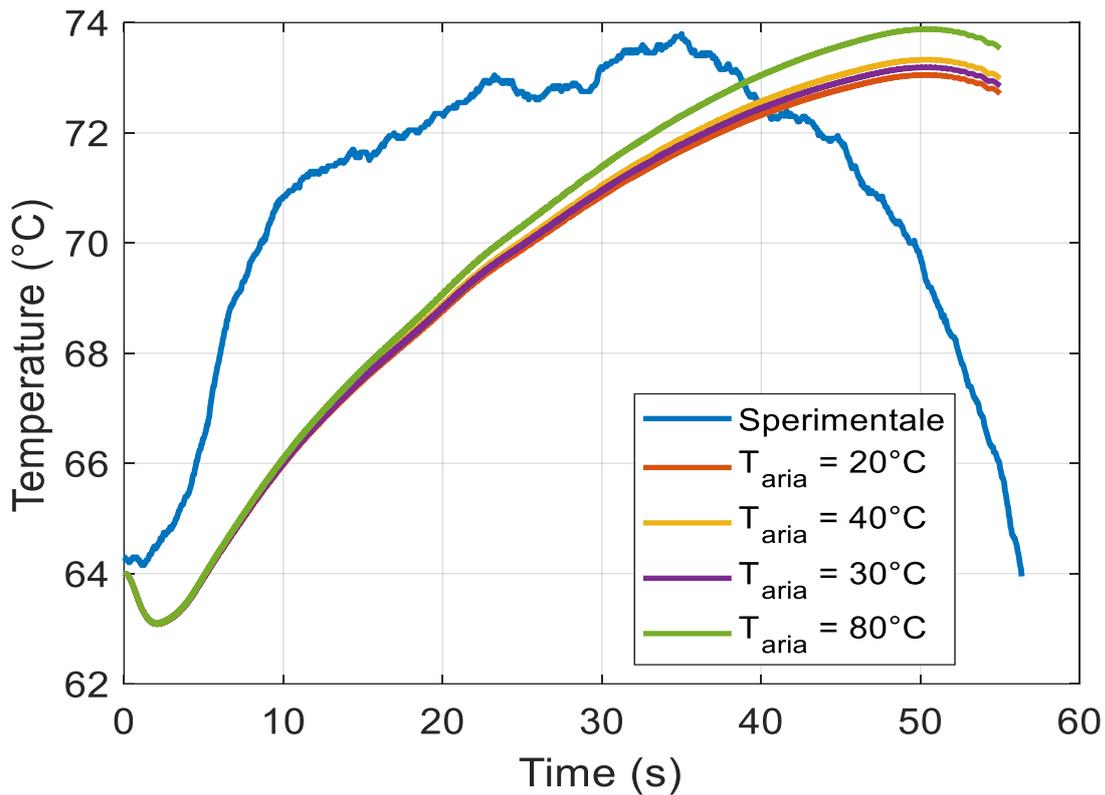


Figura 45: Andamento temperatura della ruota al variare della temperatura dell'aria

In figura 45 vengono riportati diversi andamenti della temperatura. La curva sperimentale riguarda risultati termici che vengono raccolti sulla ruota grazie a dei sensori posti ad una distanza di 5 millimetri dalla superficie. Allo stesso modo, i risultati ottenuti tramite le simulazioni con il software ANSYS corrispondono a valori di temperatura presenti nei nodi, ottenuti tramite mesh, posti ad una distanza di circa 5 millimetri. Come si può notare, indipendentemente dalla temperatura scelta per l'aria che lambisce la ruota, posta a $64,3^\circ$ iniziali, essa subisce un raffreddamento iniziale inspiegabile, anche quando la temperatura dell'aria è maggiore della temperatura della ruota.

La modifica effettuata per ovviare a questo problema del raffreddamento iniziale indipendente dalla temperatura dell'aria riguarda la sostituzione del comando per la definizione delle condizioni iniziali della ruota. In particolare, si è scelto di usare il comando "BFUNIT" nel preprocessor anziché il comando "IC" nel solver. Il risultato viene mostrato in figura 48 dove si mostrano i risultati ottenuti con una temperatura dell'aria di 80°C , per sottolineare come con la modifica appena descritta, se l'aria è a una temperatura maggiore della ruota, si osserva finalmente un riscaldamento iniziale anziché un inspiegabile raffreddamento.

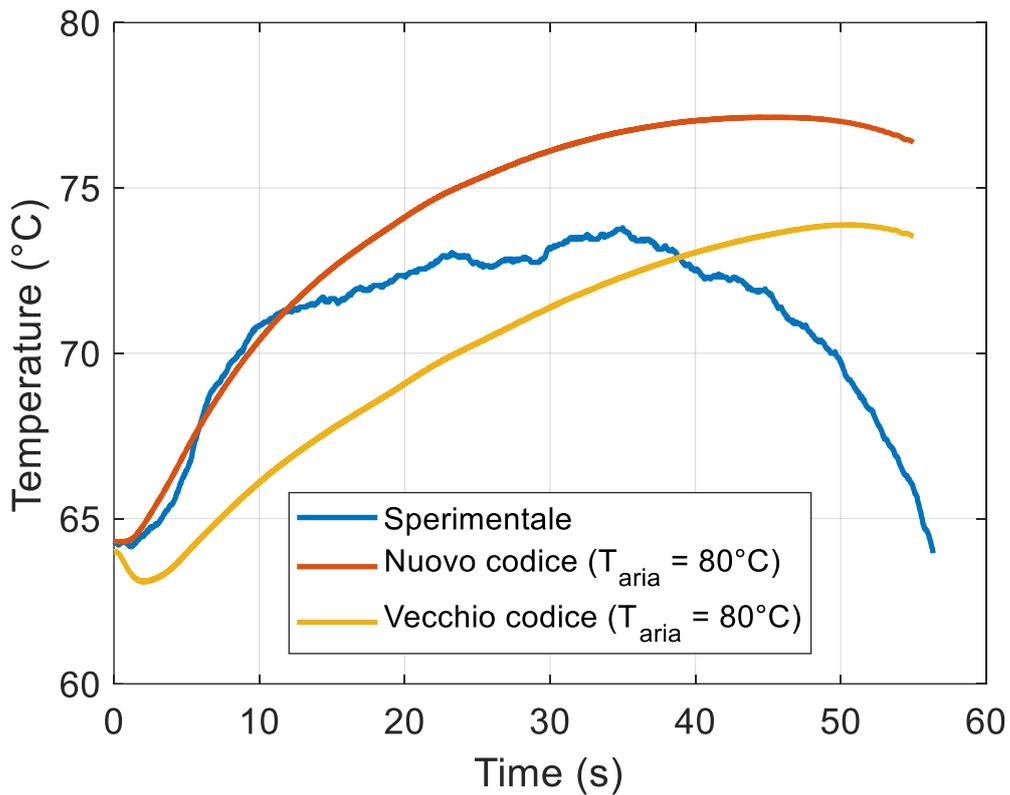


Figura 46: Confronto temperatura tra nuovo e vecchio codice

Per una ulteriore verifica del comando si sono effettuate due simulazioni in cui la ruota, mantenuta alla stessa temperatura iniziale, viene lambita da aria una volta a temperatura maggiore e un'altra inferiore rispetto alla ruota ma mantenendo in entrambe le simulazioni la medesima differenza di temperatura (scelta pari a 0°C). In queste simulazioni si è posto pari a 0 il calore per attrito, per valutare l'effetto della sola convezione. Quello che si ottiene, come mostrato in figura 47, è il riscaldamento in un caso e il raffreddamento nell'altro pari allo stesso valore di circa 0.2 °C.

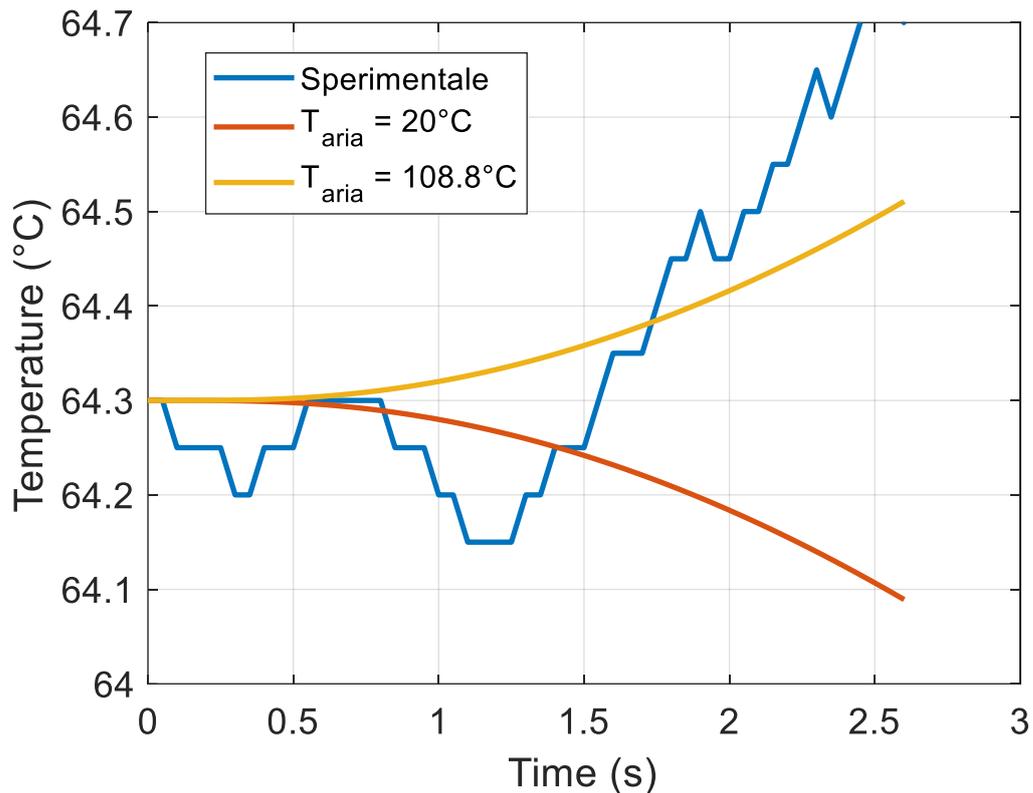


Figura 47: Verifica comando BFUNIT

Solu

Di seguito vengono riportati i principali comandi utilizzati del codice di ANSYS per quanto riguarda l'ambiente solution.

- ANTYP, TRANS

Questo tipo di comando specifica il genere di analisi che si desidera avviare. Trattandosi di un'analisi termica in cui si vuole conoscere l'andamento della temperatura nel corso del tempo della durata di prova viene scelta l'analisi di tipo transiente che in ambiente ANSYS risulta essere valida per tutti i tipi di gradi di libertà.

- NROPT, FULL

Attraverso il comando NROPT, Full si sceglie di utilizzare come algoritmo numerico quello di Newton-Raphson. Si tratta di un algoritmo che ripete una equazione per ripetere i calcoli, tramite delle iterazioni, per giungere ad un livello desiderato di accuratezza. Le equazioni, in forma matriciale, che vengono utilizzate in un processo di discretizzazione agli elementi finiti sono:

$$[K]\{u\} = \{F^a\}$$

(38)

In cui:

- $[K]$ è la matrice dei coefficienti
- $\{u\}$ vettori dei gradi di libertà (in questo caso di temperatura)
- $\{F^a\}$ vettore dei carichi applicati

Qualora la matrice dei coefficienti sia dipendente dai gradi di libertà si tratta di una equazione non lineare. In questo caso il metodo di Newton-Raphson può essere scritto come:

$$[K_i^T]\{\Delta u_i\} = \{F^a\} - \{F_i^{nr}\}$$

(39)

$$\{u_{i+1}\} = \{u_i\} + \{\Delta u_i\}$$

(40)

Dove:

- $[K_i^T]$ è la matrice Jacobiana
- $\{F_i^{nr}\}$ è il vettore delle forzanti calcolato in $\{u_i\}$
- i è la i -esima iterazione

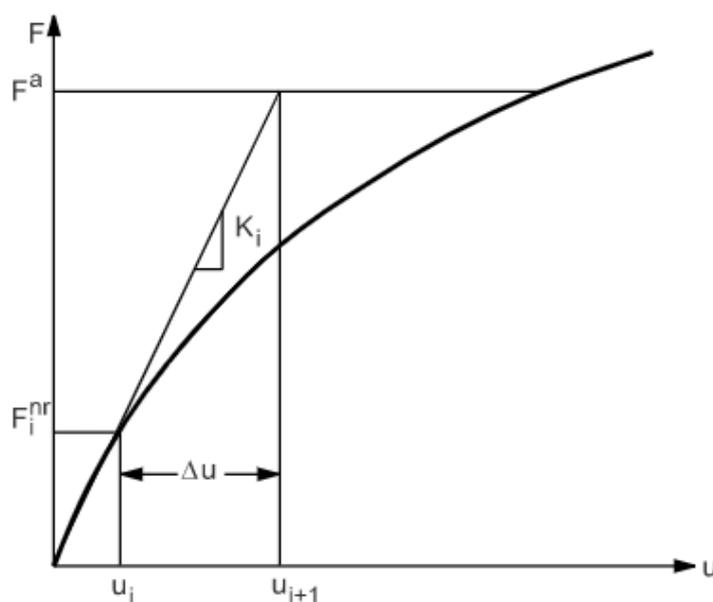


Figura 48: Prima iterazione Newton-Raphson

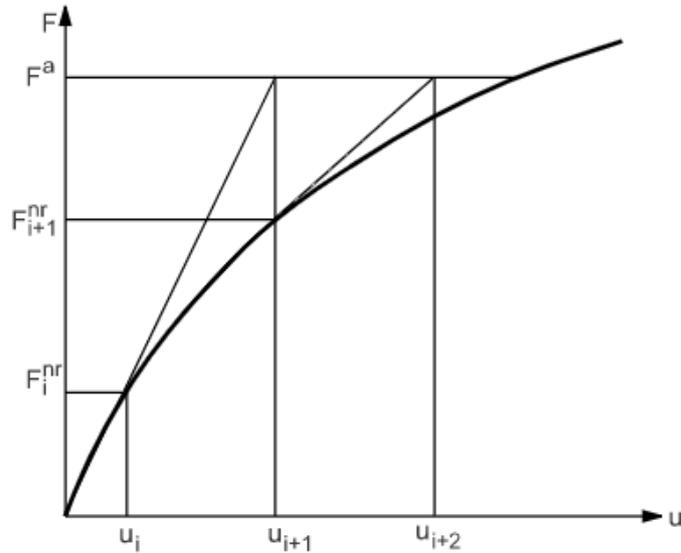


Figura 49: Seconda iterazione Newton-Raphson

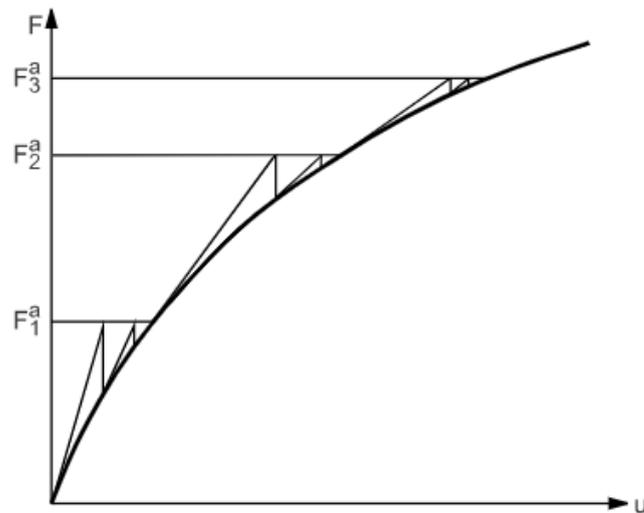


Figura 50: Iterazione completa Newton-Raphson

Dalle figure riportate di sopra si evince che sono necessarie più iterazioni per giungere ad una soluzione convergente.

L'ordine che viene eseguito dall'algorithm risulta essere:

- 1) Supporte $\{u_0\}$ che di solito è la soluzione convergente del passaggio temporale precedente. Il primo passaggio si usa $\{u_0\} = \{0\}$.
- 2) Calcolare la matrice aggiornata dei coefficienti $[K_i^T]$ e il vettore ripristinato $\{F_i^{nr}\}$ dalla configurazione di $\{u_i\}$.
- 3) Calcolare $\{\Delta u_i\}$ da equazione 40.

- 4) Sommare $\{\Delta u_i\}$ a $\{u_i\}$ in modo da trovare un nuovo valore approssimato di $\{u_{i+1}\}$
- 5) Infine, bisogna ripetere tutti i passaggi da 2 a 4 fino ad ottenere la convergenza.

La soluzione del problema viene raggiunta nel momento in cui $\{F_i^{nr}\}$ sarà uguale, o almeno entro una particolare tolleranza, a $\{F^a\}$.

Nel caso in esame viene utilizzata la procedura completa della soluzione di Newton-Raphson, ossia quella FULL. In questa particolare procedura la matrice di rigidità viene aggiornata ad ogni iterazione, nel caso contrario, usando il metodo di Newton-Raphson modificato, la matrice di rigidità viene aggiornata meno frequentemente.

- AUTOTS, OFF
- DELTIM, Val

Entrambi i comandi riguardano il time stepping della soluzione. In particolar modo, con il comando AUTOTS, OFF si vuole comunicare ad ANSYS che non si vuole utilizzare un passo temporale definito in modo automatico. Questa impostazione richiede la definizione di questo valore che viene inserito tramite DELTIM seguito dal valore desiderato.

Capitolo 5

Risultati

Avendo introdotto nei capitoli precedenti i dati sperimentali, in questo capitolo si riportano i risultati in linea con essi, ossia per prove nel caso di *Stop Braking* nella configurazione 2Bg in ghisa.

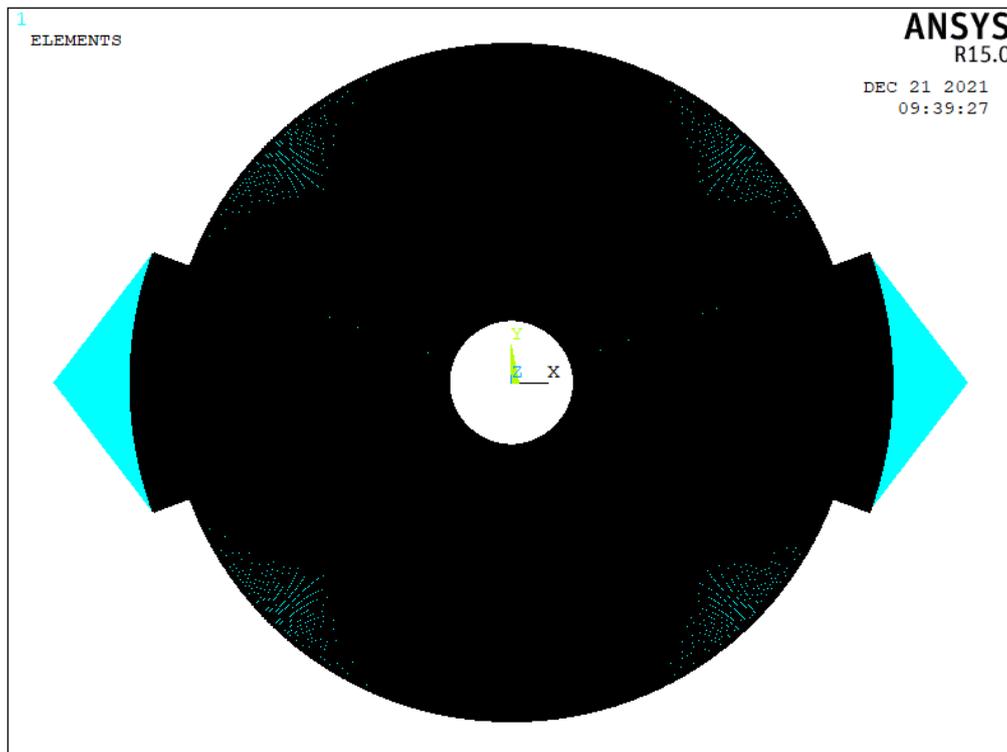


Figura 51: Modello statico FEM 2Bg

In figura 51 viene riportato il modello statico da cui derivano i risultati di pressione (vedi Capitolo 2, figura 28) agente sulla ruota necessari per la soluzione del modello termico.

I risultati riportati di seguito vertono su alcune delle prove che si hanno a disposizione. In particolare, sono state scelte prove con differenti parametri per la verifica del modello nelle varie casistiche. Inoltre, per tutte le prove sono state eseguite le due simulazioni nelle due ipotesi di ventilazione variabile e fissa.

Si ricorda, inoltre, che per tutte le prove sono state utilizzate le ipotesi di aria a temperatura ambiente, ossia 20°C e inclinazione dei ventilatori pari a 45°.

Nell'ambito dei risultati l'obiettivo è la calibrazione del modello, avendo a disposizione le prove effettuate da Trenitalia, tramite la regolazione dei parametri del modello stesso.

In particolare, per avere dei risultati in linea con le prove, si è scelto una prova di calibrazione per poi effettuare la regolazione dei seguenti parametri:

- *Spessore ruota* di 320 mm per tenere conto della reale forma della vela.
- *Coefficiente correttivo dei valori di pressione* posto al valore di $\frac{1}{4}$ per mantenere costante il calore globalmente generato.
- *Coefficiente correttivo del coefficiente convettivo* pari a 10.
- *Temperatura aria* posta a 20 °C in quanto risulta essere un dato mancante dalle prove effettuate

Prova 1

La prova 1 è la prova maggiormente significativa in quanto scelta per la calibrazione del modello attraverso la regolazione dei parametri appena elencati. Nella seguente tabella vengono riportate le principali caratteristiche della prova.

	Velocità iniziale [km/h]	Forza totale premente [kN]	Spazio di frenatura [m]	Tempo di frenatura [s]	Attrito medio	Tempo di simulazione [s]	Temperatura massima [°C]
Prova 1	100	12.19	888.89	52.5	0.154	56	73.8

Tabella 6: Parametri prova 1

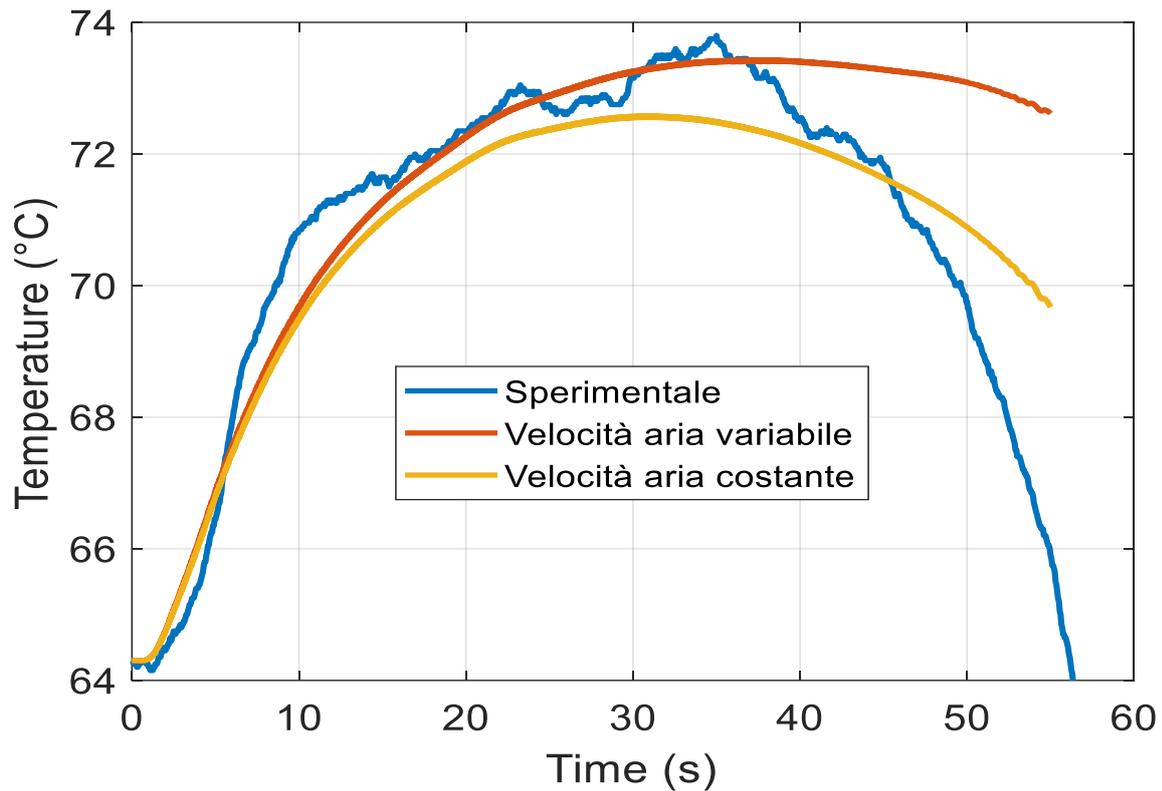


Figura 52: Risultati prova 1

Il grafico in figura 52 riporta l'andamento della temperatura ricavato sperimentalmente, curva in blu, e le due curve, in rosso e in giallo, derivanti dalle simulazioni per il caso di ventilazione variabile e fissa rispettivamente. Facendo un'analisi sul grafico, in particolar modo andando ad osservare l'andamento della curva sulla ventilazione variabile, si può osservare come il modello segua abbastanza fedelmente la curva sperimentale per oltre la metà della durata di simulazione. Tuttavia, l'ultima parte di simulazione trova una divergenza notevole. Infatti, mentre per la prima parte della simulazione non si notano molte differenze a causa del calore sviluppato dall'attrito in modo significativo, nella seconda si nota un deciso raffreddamento che cerca di seguire maggiormente la curva sperimentale. Ciononostante, anche con l'applicazione di questa aggiunta al modello la parte finale della prova risulta non essere raggiungibile. Questa notevole differenza nella parte finale della prova, in cui si raggiunge una temperatura addirittura inferiore a quella di inizio prova risulta essere inspiegabile. Infatti, Trenitalia ha confermato che questo è dovuto a una strategia di raffreddamento finale per evitare l'eccessivo riscaldamento della ruota e per evitare che lo sia per un tempo prolungato. Tuttavia, data la non registrazione di questa strategia risulta impossibile la replica di essa tramite simulazione.

Prova 13

La prova 13 è caratterizzata da parametri simili alla prova 1, ossia la prova su cui è stato calibrato il modello. Questa simulazione è stata eseguita per verificare che i risultati del modello in una prova eseguita con parametri simili a quelli della prova impiegata per la calibrazione fossero in linea con i dati sperimentali.

	Velocità iniziale [km/h]	Forza totale premente [kN]	Spazio di frenatura [m]	Tempo di frenatura [s]	Attrito medio	Tempo di simulazione [s]	Temperatura massima [°C]
Prova 13	100	12.19	892.87	54.4	0.152	58.2	75

Tabella 7: Parametri prova 13

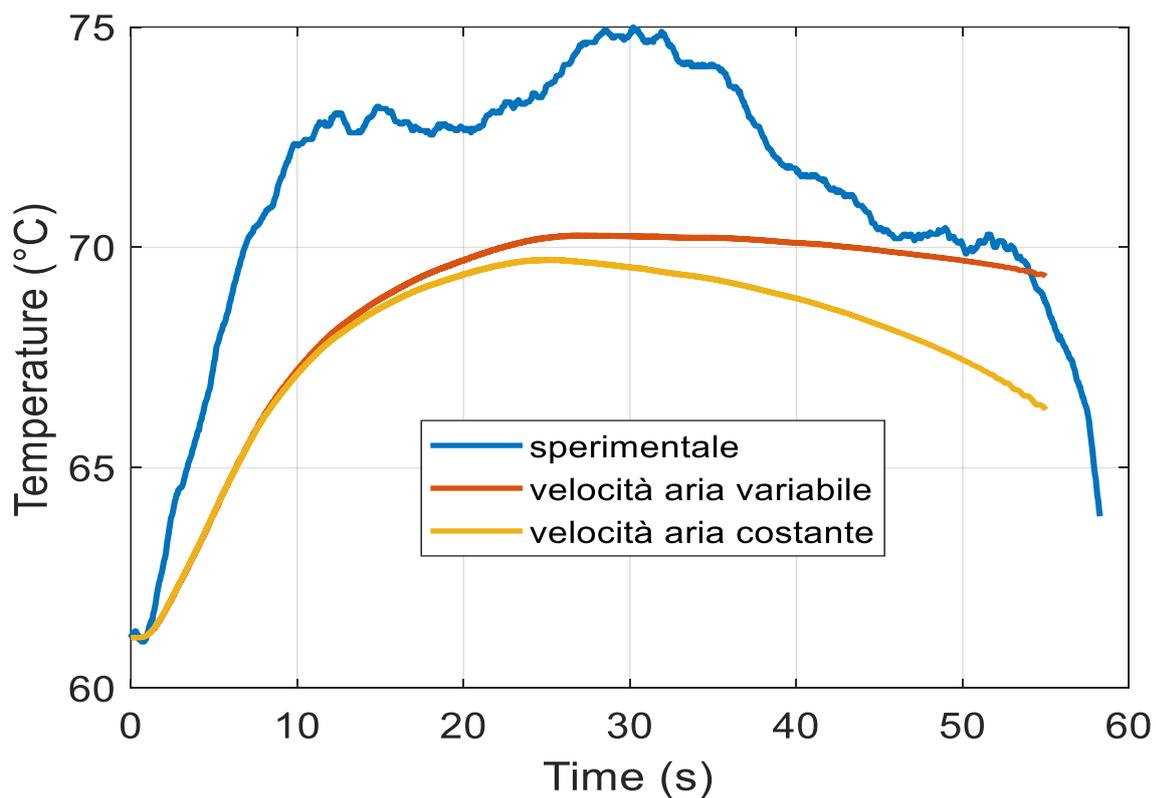


Figura 53: Risultati prova 13

Come si può osservare dalla figura 53, anche se la prova ha parametri simili alla prova 1, ossia quella di calibrazione del modello, il risultato ottenuto dalle simulazioni nelle due ipotesi di ventilazione si rileva essere non in linea con i dati sperimentali così come lo sono per la prova 1.

Confronto prova 1 e prova 13

Data la non concordanza dei risultati ottenuti tramite le simulazioni della prova 13 con i dati sperimentali, si vuole fare un confronto, dei parametri che si hanno a disposizione, con la prova 1.

Nella seguente tabella si riportano:

- Forza totale premente sui ceppi
- Velocità iniziale
- Temperatura iniziale
- Attrito medio
- Spazio totale di arresto

Prova	$F_{b_{nom}}$ (kN)	$V_{0_{nom}}$ (km/h)	T_0 (°C)	Spazio arresto (m)	μ_{med}
1	12,18	100	64,3	834,5	0,153
13	12,18	100	61,15	841,1	0,152

Tabella 8: Parametri prove 1 e 13

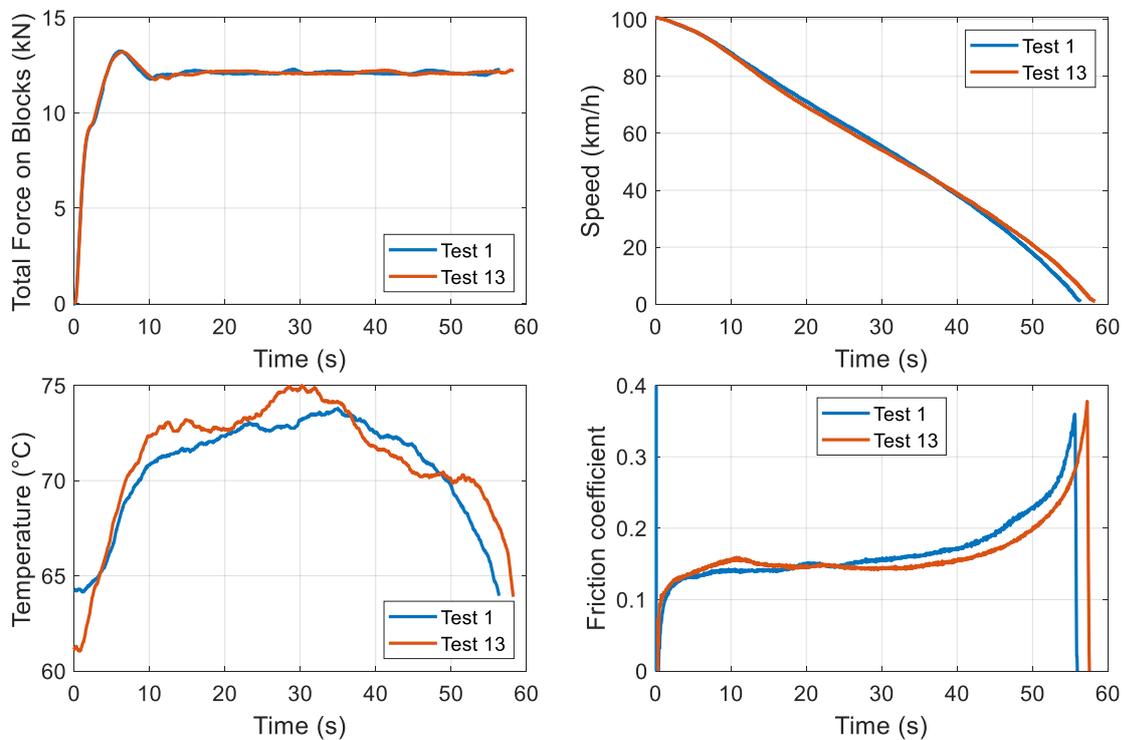


Figura 54: Confronto risultati prove 1 e 13

In figura 54 vengono riportati i principali parametri ottenuti dal banco prova durante tutta la durata della simulazione. Andando a soffermarsi sul confronto tra i due andamenti sperimentali di temperatura ottenuti nelle due prove, si osservano alcune incongruenze:

- Nella prova 13 si raggiunge una temperatura maggiore rispetto alla prova 1, sebbene in questa prova la temperatura iniziale ed il coefficiente di attrito siano inferiori;
- La prova 13 è caratterizzata da un gradiente iniziale di aumento della temperatura decisamente maggiore rispetto a quanto avviene nella prova 1, e questo è abbastanza inaspettato dato che l'andamento della forza sui ceppi è praticamente identico nelle due prove.
- In entrambe le prove si ha un raffreddamento finale, quando la ruota è ancora frenata. Tuttavia, questo raffreddamento è abbastanza inspiegabile anche sperimentalmente, soprattutto se ci si focalizza sulla prova 1, nella quale la temperatura a fine frenata è praticamente identica alla temperatura iniziale.

Le varie differenze nelle prove, se pur in comparazione con i dati di prova, possono risiedere dalle incertezze dovute da strumenti di misura della temperatura e dalla variabilità delle condizioni di prova. Infatti, se le prove vengono effettuate in momenti diversi della giornata possono cambiare le condizioni dell'ambiente esterno come la temperatura dell'aria che viene utilizzata per il raffreddamento della ruota. Inoltre, come già descritto, non essendo registrata la strategia di ventilazione potrebbe essere diversa per ogni prova.

In conclusione, si può affermare che, avendo i parametri prova molto simili tra loro, le simulazioni effettuate tramite il software Ansys tendono ad erogare output paragonabili tra loro. Per questo motivo, l'andamento della temperatura ottenuto tramite il modello non riesce a riprodurre quello ricavato sperimentalmente.

Confronto prova 11 e prova 26

In aggiunta del precedente caso (prove 1 e 13), si vuole riportare il confronto per le prove 11 e 26, le quali essendo caratterizzate da parametri simili tra loro risultano avere l'andamento della temperatura differente.

Prova	$F_{b\text{nom}}$ (kN)	$V_{0\text{nom}}$ (km/h)	T_0 (°C)	Spazio arresto (m)	μ_{med}
11	33	120	58	571	0,129
26	33	120	59	597	0,125

Tabella 9: Parametri prove 11 e 26

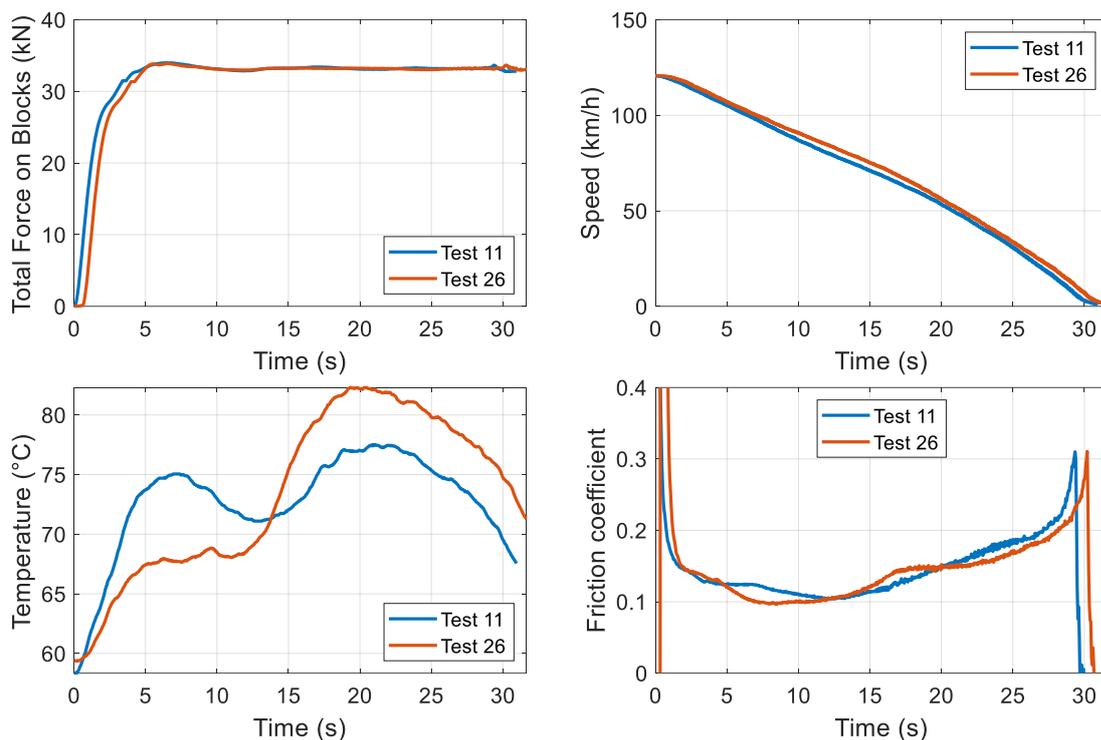


Figura 55: Confronto risultati prove 11 e 26

La figura 55 contenente i risultati della prova effettuata nel banco prova mostra nuovamente incongruenze nell'andamento della temperatura ruota misurata nelle due prove, sebbene gli andamenti di velocità ruota e forza sul ceppo sembrano simili. In effetti, la prova 11 mostra una diminuzione di temperatura nel tratto tra 7 e 15 secondi senza avere una logica spiegazione dato che in quegli istanti la ruota frena con la massima forza premente sui ceppi.

In conclusione, dall'analisi di queste prove sperimentali si può affermare che la misura della temperatura non risulta semplice, infatti, anche a parità dei parametri nominali di prova possono esserci delle variazioni negli output di prova.

Prova 7

	Velocità iniziale [km/h]	Forza totale premente [kN]	Spazio di frenatura [m]	Tempo di frenatura [s]	Attrito medio	Tempo di simulazione [s]	Temperatura massima [°C]
Prova 7	120	20.26	822.1	41.2	0.146	45.2	81.7

Tabella 10: Parametri prova 7

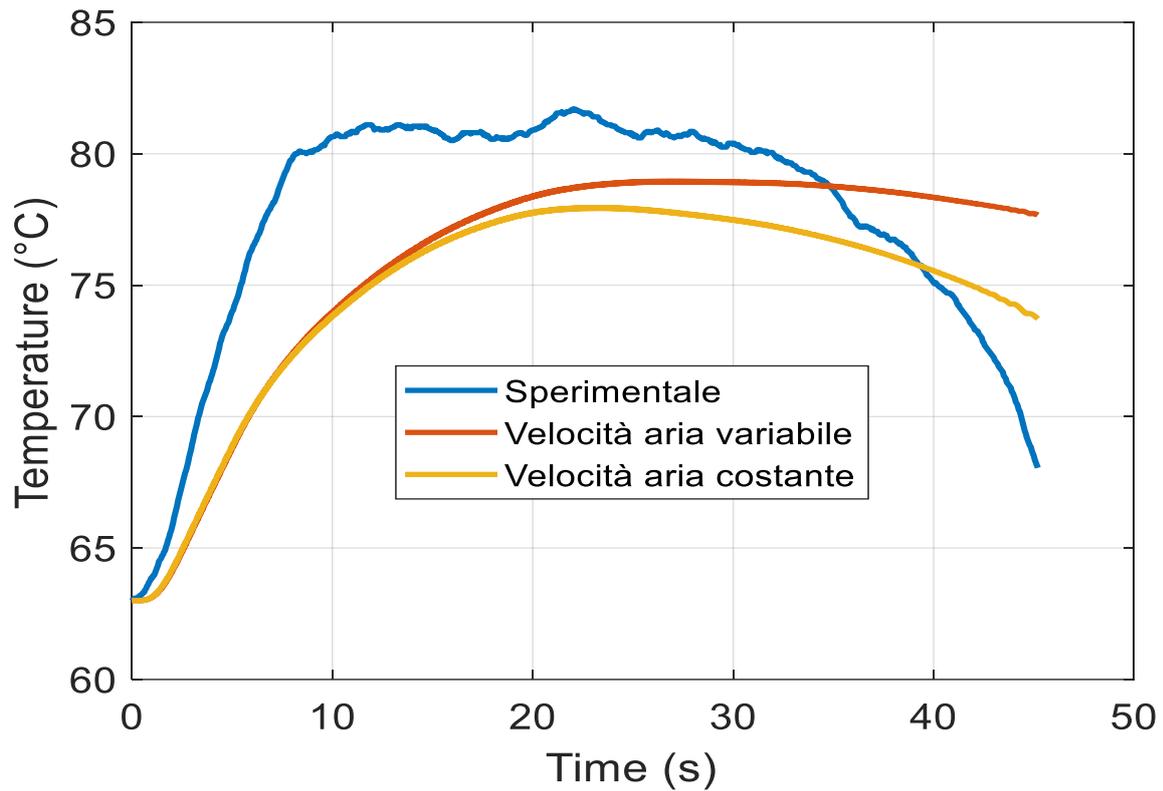


Figura 56: Risultati prova 7

Come per la prova 1, anche in questo caso si nota una differenza tra le due ipotesi di studio. Infatti, la curva gialla, raffigurante la ventilazione fissa cerca di seguire il raffreddamento finale senza, però, raggiungerlo. Tuttavia, dalla curva sperimentale, si osserva un rapido riscaldamento che, entrambe le simulazioni, non riescono a raggiungere anche se la variazione in termini di gradi ruota non risulta essere molto distante dalla realtà.

Prova 19

	Velocità iniziale [km/h]	Forza totale premente [kN]	Spazio di frenatura [m]	Tempo di frenatura [s]	Attrito medio	Tempo di simulazione [s]	Temperatura massima [°C]
Prova 19	120	20.26	965.23	49	0.123	53	80.4

Tabella 11: Parametri prova 19

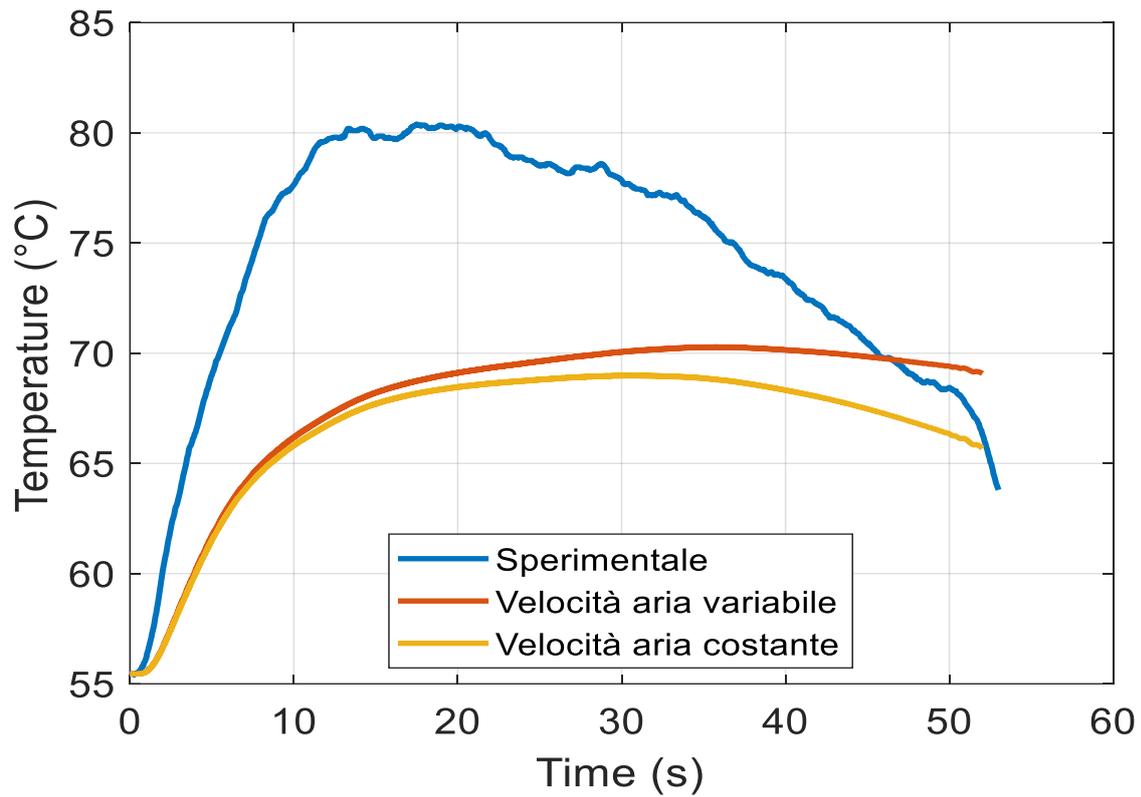


Figura 57: Risultati prova 19

Come per la prova 7, anche la prova 19 è caratterizzata da un rapido riscaldamento della ruota di circa 25°C che la simulazione svolta non riesce a raggiungere. Non raggiungendo il valore massimo sperimentale l'andamento complessivo delle curve trovate tramite simulazione non risultano essere paragonabili con quella sperimentale.

Conclusioni

Conclusioni e sviluppi futuri

Nell'ultimo capitolo vengono riportati i risultati per le varie prove analizzate. Effettuando un'analisi generale di esse si può notare che la simulazione effettuata per la prova 1 trova maggior accordo con i risultati sperimentali. Di fatto, come è stato detto precedentemente, la prova 1 è stata utilizzata come calibrazione del modello. Per quanto concerne le altre prove si rileva una discrepanza soprattutto nella parte finale. Infatti, le simulazioni, effettuate attraverso il programma Ansys, non riescono a seguire il raffreddamento finale abbastanza pronunciato. Inoltre, in alcuni casi si osserva anche un rapido riscaldamento che però il modello non riesce a raggiungere.

Tuttavia, nel capitolo in cui vengono analizzate le prove si vuole far notare che per alcune prove, pur avendo dei parametri molto simili, si ottengono dei risultati che possono essere anche abbastanza differenti.

Per questo motivo, la realizzazione nel modello di avere una ventilazione fissa nel tempo risulta essere una valida ipotesi. Di fatto, in questo caso la temperatura riduce considerevolmente il distacco tra simulazione e sperimentale.

Le prove effettuate volgono l'interesse solo al tipo di frenata d'arresto, ossia lo *Stop Braking*. Essendo una prova molto sensibile agli effetti dinamici i risultati delle simulazioni e delle prove sperimentali possono subire una variazione. In ogni modo, dai grafici riportati le variazioni di temperatura si trovano all'incirca sui 5-10 °C.

Concludendo, il modello finale risulta essere il più vicino possibile alla realtà grazie all'implementazione effettuata con la considerazione della velocità relativa dell'aria rispetto alla ruota con dei risultati che sono affini con le prove sperimentali. Per ottenere una maggiore corrispondenza tra i dati sperimentali e risultati calcolati dal modello su tutte le prove, sarebbe necessario conoscere in dettaglio tutti i parametri di prova, quali ad esempio la temperatura dell'aria ambiente e la strategia di regolazione dei ventilatori. Tuttavia, secondo quanto dichiarato da Trenitalia, questi dati non sono stati registrati durante le prove e sono purtroppo impossibili da recuperare. Per questa ragione, in futuro si potrebbe valutare di realizzare un banco prova in scala presso i laboratori del Politecnico di Torino.

Per gli sviluppi futuri, una maggiore sicurezza del modello potrebbe derivare da uno studio effettuata con delle prove nel caso di *Drag Braking*, in quanto meno sensibile agli effetti dinamici.

Inoltre, dati alcuni limiti che non possono essere risolti per un modello 2D, come la considerazione della convezione lungo la vela, che in questo caso è stata risolta con una maggiorazione del coefficiente convettivo, potrebbe essere utile la realizzazione di un modello 3D che porterebbe a dei risultati più affidabili a discapito dell'agevolezza del modello.

Per quanto concerne il modello termico, avendo a disposizione elementi che hanno un solo grado di libertà utilizzato per la temperatura, non vengono presi in considerazione effetti come dilatazione termica e usura dei componenti, i quali ne vanno ad alterare le superfici di contatto, in quanto ne risulta difficile l'implementazione.

Un ultimo limite del modello strutturale riguarda l'unica simulazione che viene effettuata per ricavare la distribuzione di pressione attraverso i valori medi di forza e attrito registrati durante la prova. Questa semplificazione ha come diretta conseguenza la modifica della distribuzione di pressione riscalandone i valori in modo proporzionale con la forza attraverso un fattore moltiplicativo.

Ringraziamenti

Per avermi dato la possibilità di svolgere questa tesi ringrazio i miei relatori, in particolar modo al Prof. Nicolò Zampieri per l'aiuto e la presenza che mi è stata rivolta. Per la sua straordinaria disponibilità e per la sua assistenza allo svolgimento dell'elaborato ringrazio intensamente il Dott. Matteo Magelli.

Ringrazio Trenitalia per i dati sperimentali ricavati tramite il banco prova e messi a disposizione in modo tale di aver permesso una calibrazione opportuna del modello sviluppato.

Infine, ringrazio la mia famiglia per l'opportunità concessami e per il sostegno che non è mai mancato.

Appendice

Analisi statica del contatto

1. finish
2. /clear
3. /prep7
- 4.
5. !----- Definition of construction parameters
- 6.
7. alpha=30 ! Angular opening of the brake block (deg)
8. r=435e-3 ! Wheel radius (m)
9. dl=5e-3
10. r1=97e-3 !Distanza del nodo della forza dal ceppo
11. r3=r-dl !Raggio zona ruota raffinata
12. r5=80e-3 !Raggio interno ruota
13. d=50e-3 !14e-3 minimo possibile ! Brake block radial width (m)
14. t=80e-3 ! Brake block and rail wheel thickness along z-axis (m)
15. t_w=80e-3 !pessore direzione circonferenziale ceppo ruota
16. r4=435e-3 !Raggio freno
17. g=20 !Semiangolo dell'arco lungo la superficie esterna del ceppo per creare gli MPC184
18. nm=90
- 19.
20. !----- Definition of loads parameter
- 21.
22. F=6094.5
- 23.
24. mol=1
- 25.
26. b2=5*mol !RAGGIO FRENO
27. b3=8*mol !RAGGIO RUOTA
28. b4=5*mol !CONTATTO
29. space1=1 !RAGGIO FRENO
30. space3=1 !RAGGIO RUOTA
- 31.
- 32.
33. !----- Material properties of cast iron (Brake block)
34. mp,ex,1,120000e6 !N/m²
35. mp,nuxy,1,0.24
36. mp,dens,1,7.9e3 !kg/m³
- 37.
38. !Material properties of steel (Wheel)
39. mp,ex,2,207000e6 !N/m²
40. mp,nuxy,2,0.27
41. mp,dens,2,7.8e3 !kg/m³
42. mp,mu,2,0.1535
43. mp,kxx,2,54 !W/(m*K)
- 44.
- 45.
46. !----- Material properties of steel for rigid links
- 47.

```

48. mp,ex,3,210000e6      !N/m^2
49. mp,nuxy,3,0.3
50.
51.
52. !Definition of elements Plane183
53.
54. et,1,plane183
55.
56. keyopt,1,3,3          !0:Plane Stress, if you want Plane Strain it's 2, 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 of the structural
    elements depth of the penetrator body, which defines the maximum allowed penetration.
69. !rmore,,,,,10e6      !Normal stiffness contact
70.
71.
72.
73. !All the following keyoptons are related to element CONTA-172
74.
75.
76. !Keyopt(1) deals sets the degrees of freedom of contact, they are UX, UY, TEMP
77.
78.
79. keyopt,2,1,0
80.
81.
82. !Keyopt(2) deals with the Contact Algoritm
83.
84.
85. keyopt,2,2,0         !0:Augmented Method; 1:Penalty Method; 2: MPC Method; 3: Lagange and
    Penalty Method; 4: Lagrange Method
86.
87.
88.
89. !Keyopt(5) deals with the Auto CNOF/ICONT adjustment
90.
91.
92. keyopt,2,5,1         !0: No Automated; 1: Close Gap with CNOF; 2: Reduce Penetration with Auto
    CNOF; 3: Close Gap/Reduce Penetration with Auto CNOF; 4: Auto ICONT
93.
94.

```

95. !keyopt(9) deals with the Inclusion of Initial penetration/gap
 96.
 97.
 98. keyopt,2,9,2 !4:Include initial penetration/gap with ramp function if load
 99.
 100.
 101. !keyopt(10) deals with the Contact Stiffness Update
 102.
 103.
 104. keyopt,2,10,2 !Contact Stiffness Update at each load step !2:Contact stiffnes
 automatic adjust
 105.
 106.
 107. !keyopt(11) deals with the inclusion of thickness of bodies in contact
 108.
 109.
 110. keyopt,2,11,1 !Include the thickness of bodies in contact
 111.
 112.
 113.
 114. !Definition of element Target169
 115.
 116.
 117. et,3,169
 118.
 119. !----- WHEEL and BRAKE GEOMETRY
 120.
 121. k,1,0,0,0
 122. csys,1
 123. k,2,r,g,0
 124. k,3,r3,g,0
 125. k,4,r5,g,0
 126. k,5,r4,g,0
 127. k,6,r4+dl,g,0
 128. k,7,r4+d,g,0
 129.
 130. k,8,r,-g,0
 131. k,9,r3,-g,0
 132. k,10,r5,-g,0
 133. k,11,r4,-g,0
 134. k,12,r4+dl,-g,0
 135. k,13,r4+d,-g,0
 136.
 137. larc,4,10,1,r5
 138. larc,3,9,1,r3
 139. larc,2,8,1,r
 140. larc,5,11,1,r4
 141. larc,6,12,1,r4+dl
 142. larc,7,13,1,r4+d
 143.
 144. csys,1

145. k,14,r,nn,0
 146. k,15,r3,nn,0
 147. k,16,r5,nn,0
 148.
 149. k,17,r,-nn,0
 150. k,18,r3,-nn,0
 151. k,19,r5,-nn,0
 152.
 153. larc,16,4,1,r5
 154. larc,15,3,1,r3
 155. larc,14,2,1,r
 156. larc,19,10,1,r5
 157. larc,18,9,1,r3
 158. larc,17,8,1,r
 159.
 160. allsel
 161.
 162. csys,0
 163.
 164. l,16,15
 165. l,15,14
 166. l,4,3
 167. l,3,2
 168. l,5,6
 169. l,6,7
 170. l,10,9
 171. l,9,8
 172. l,11,12
 173. l,12,13
 174. l,19,18
 175. l,18,17
 176.
 177. allsel
 178.
 179. lsel,s,line,,1,6
 180. lesize,all,,,68*b4
 181.
 182. allsel
 183.
 184. lsel,s,line,,16,17
 185. lsel,a,line,,20,21
 186. lsel,a,line,,14
 187. lsel,a,line,,24
 188. lesize,all,,,b2
 189.
 190. allsel
 191.
 192. csys,1
 193. lsel,u,loc,x,r5
 194. lsel,u,loc,x,r-dl,r4+100
 195. lesize,all,,,8*b3,1/6

```

196.
197.    allsel
198.
199.    csys,1
200.    lsel,u,loc,x,r5,r4+d1
201.    lsel,u,loc,x,r4+d
202.    lesize,all,,b2
203.
204.    allsel
205.
206.    lsel,s,line,,10,12
207.    lsel,a,line,,7,9
208.    lesize,all,,70*b4
209.
210.    allsel
211.
212.    al,1,19,2,15
213.    al,3,16,2,20
214.    al,4,17,5,21
215.    al,6,22,5,18
216.    al,24,12,20,11
217.    al,23,10,19,11
218.    al,15,8,13,7
219.    al,14,9,16,8
220.
221.    allsel
222.
223.    csys,0
224.    arsym,-y,all,,0
225.    ksel,s,loc,x,0
226.    nummrg,all
227.
228.    allsel
229.
230.    nrotat,all
231.
232.    !----- Mesh plane 182
233.
234.    allsel
235.
236.    csys,1
237.    asel,s,area,,3,4
238.    asel,a,area,,11,12
239.    type,1
240.    MAT,1
241.    real,1
242.    mshkey,2
243.    amesh,all
244.
245.    allsel
246.

```

```

247.      csys,1
248.      asel,u,area,,3,4
249.      asel,u,area,,11,12
250.      type,1
251.      mat,2
252.      real,1
253.      mshkey,2
254.      amesh,all
255.      nrotat,all
256.
257.      allsel
258.
259.      !----- Mesh Conta-Targe
260.
261.      allsel
262.
263.      csys,1
264.      lsel,s,line,,4
265.      lsel,a,line,,32
266.      nsll,,1
267.      type,3
268.      real,2
269.      mat,1
270.      nsll,,1
271.      esurf
272.      alls
273.
274.      allsel
275.
276.      csys,1
277.      lsel,s,line,,3
278.      lsel,a,line,,29
279.      nsll,,1
280.      type,2
281.      real,2
282.      mat,2
283.      esurf
284.      alls
285.
286.      allsel
287.
288.      !----- Imposizione dei Vincoli
289.
290.      csys,1
291.      lsel,s,loc,x,r5
292.      nsll,,1
293.      nrotat,all
294.      d,all,uy,0
295.
296.      !----- Collegamento MPC184 ceppo di destra
297.

```

```

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

```

```

349.      allsel
350.
351.      asel,u,area,,3,4
352.      asel,u,area,,11,12
353.      esla
354.      cm,RUOTA,elem
355.
356.      allsel
357.
358.      /ESHAPE,1
359.
360.      /solu
361.
362.      CNCHECK,DETAIL
363.
364.      /SOLU
365.
366.      CNCHECK,POST
367.
368.      FINISH
369.
370.      !----- Solution
371.
372.      /solu
373.
374.      allsel
375.
376.      KBC,0
377.
378.      nlgeom,off
379.      cmrotate,RUOTA,-0.1,0,0,0,0,0,0,0,1
380.      autots,on
381.      outres,all,all
382.      nropt,unsym
383.
384.      ALLSEL
385.
386.      SOLVE
387.
388.      SAVE
389.
390.      !----- /Post1
391.      /POST1
392.
393.      set,last
394.      cSYS,1
395.      lsel,s,line,,3
396.      nsl,,1
397.      esln
398.      esel,r,ename,,172
399.      *get,etot,ELEM,,count

```

```

400. *get,emin,ELEM,,NUM,MIN
401. ETABLE,pression,CONT,PRES,AVG
402. ETABLE,sfrict,CONT,SFRIC,AVG
403. ETABLE,centroi,CENT,Y
404. *DIM,Graph,array, etot, 3
405. *dim,Elem_num,array,etot
406. *VGET,Elem_num(1,1), ELEM, ,eLIST
407. *dim,Y_elem,array,etot
408.
409. *do,i,0,etot-1
410.
411.     *VGET,Graph(i+1,1),ELEM,Elem_num(i+1),ETAB,centroi
412.     *VGET,Graph(i+1,2),ELEM,Elem_num(i+1),ETAB,pression
413.     *VGET,Graph(i+1,3),ELEM,Elem_num(i+1),ETAB,sfrict
414.
415. *Enddo
416.
417.
418. !----- RIORDINAMENTO ELEMENTI
419.
420. *do,jj,1,etot
421.     minimum = jj
422.     *do,ll,1,etot
423.         *if,Graph(ll,1),lt,Graph(minimum,1),then
424.
425.             minimum = ll
426.             temp1=Graph(minimum,1)
427.             Graph(minimum,1)=Graph(jj,1)
428.             Graph(jj,1)=temp1
429.
430.             temp2=Graph(minimum,2)
431.             Graph(minimum,2)=Graph(jj,2)
432.             Graph(jj,2)=temp2
433.
434.             temp3=Graph(minimum,3)
435.             Graph(minimum,3)=Graph(jj,3)
436.             Graph(jj,3)=temp3
437.
438.         *endif
439.     *enddo
440. *enddo
441.
442.
443. *CREATE,ansuitmp3
444.
445. *CFOPEN,'Pressure','txt',
446. *VWRITE,Graph(1,2)
447. (F25.15)
448. *CFCLOS
449.
450. *CFOPEN,'P_friction','txt',

```

```

451.      *VWRITE,Graph(1,3)
452.      (F30.15)
453.      *CFCLOS
454.
455.      *CFOPEN,'Y_location','txt',
456.      *VWRITE,Graph(1,1)
457.      (F20.15)
458.      *CFCLOS
459.
460.      *END
461.      /INPUT,ansuitmp3

```

Analisi termico transiente: Frenatura di arresto

Ventilazione variabile

```

1.  !----- Creazione di una porzione della ruota
2.
3.  finish
4.  /clear
5.
6.  !----- Dati geometrici
7.
8.  a=150
9.  div_ruota=8                !numero di porzioni ricavate dalla ruota
10. pi=3.14159 26535 89793
11. raggio=0.435              !Raggio ruota (m)
12. !raggio=0.460
13. spes_ceppo=0.08           !Spessore del ceppo (m)
14. lung_ceppo=0.320         !Lunghezza del ceppo (m)
15. d=50e-3                  !Brake block radial width (m)
16. ang_brake=40             !Angular opening of the brake block (deg)
17. g=9.81                   !Accelerazione di gravità m/s^2
18. r_rotaia=0.3             !Raggio di curvatura trasversale della rotaia (m)
19. r_ruota=0.320           !raggio di curvatura trasversale della ruota (m)
20. E_ferro=207E+09         !Modello elastico del ferro (Pa)
21. poisson=0.27            !coefficiente di poisson adimensionale
22. div_ruota=8              !numero di porzioni ricavate dalla ruota
23. ALPHA=360/(a*div_ruota)
24. Bg=2                     !1= nel caso 1Bg, 2 nel caso 2Bg
25. dim_vect_vel=1061       !dimensione del vettore delle velocità Matlab
26. !dim_vect_vel=25
27. dim_rel_vel=2400        !Dimensione del vettore delle velocità relative nel
    caso del banco prova
28. brake_block=1           !1: Ghisa, valore diverso da 1: Composito
29.
30. !----- Dati Aria
31.
32. Cp=1005                  !Calore specifico (J/kgK)
33. ni=1.5E-05              !Viscosità cinematica (m^2/s)

```

```

34. rho=1.205                !Densità kg/m^3
35. lambda=0.026            !Conducibilità termica aria (W/mK)
36.
37. !----- Dati Ferro
38.
39. Kw=50                    !conducibilità termica ferro (W/mK) @ 293°K
40. Cw=487                   !Calore specifico ferro (J/kgK)
41. rho_w=7818               !densità ferro (kg/m^3)
42. diff_w=Kw/(Cw*rho_w)    !diffusività termica (m^2/s)
43.
44. !----- Dati Ghisa
45.
46. Kbg=48                   !conducibilità termica ghisa (W/mK) @ 293°K
47. Cbg=560                  !Calore specifico ghisa (J/kgK)
48. rho_bg=7100              !densità ghisa (kg/m^3)
49. diff_bg=Kbg/(Cbg*rho_bg) !diffusività termica (m^2/s)
50.
51. !----- Dati Composito
52.
53. Kbc=5                    !conducibilità termica ghisa (W/mK) @ 293°K
54. Cbc=1500                 !Calore specifico ghisa (J/kgK)
55. rho_bc=2670              !densità ghisa (kg/m^3)
56. diff_bc=Kbc/(Cbc*rho_bc) !diffusività termica (m^2/s)
57.
58. !----- Dati velocità e decelerazione
59.
60. v=120/3.6                !velocità m/s
61. dt=(ALPHA*pi/180)*raggio/v
62.
63. !----- Ripartizione del calore ruota(w)-blocco(b) secondo VERNERSSON
64.
65. Aw=2*pi*raggio*spes_ceppo
66. Ab=lung_ceppo*spes_ceppo
67. *if,brake_block,EQ,1,then
68.
69.     beta=(1+(Kbg/Kw)*(diff_w/diff_bg)**(1/2)*(Ab*Bg/Aw))**(-1)
70.
71. *else
72.
73.     beta=(1+(Kbc/Kw)*(diff_w/diff_bc)**(1/2)*(Ab*Bg/Aw))**(-1)
74.
75. *endif
76.
77. !----- Numero di giri che deve compiere la ruota
78.
79. *dim,tot_vel,array,dim_vect_vel
80. *dim,tot_ang,array,dim_vect_vel
81. *dim,tot_mu,array,dim_vect_vel
82. *dim,tot_mol,array,dim_vect_vel
83. *dim,VRelShifted,array,dim_rel_vel
84.

```

```

85. *CREATE,ansuitmp2
86.
87. *vread,tot_vel(1,1),FileVel,txt
88. (F200.200)
89.
90. *vread,tot_ang(1,1),FileAng,txt
91. (F200.200)
92.
93. *vread,tot_mu(1,1),FileMu,txt
94. (F200.200)
95.
96. *vread,tot_mol(1,1),FileMol,txt
97. (F20.15)
98.
99. *vread,VRelShifted(1,1),Solo_Velo_relativa_banco_Full,txt
100. (F200.200)
101.
102. *END
103.
104. /INPUT,ansuitmp2
105.
106. rot=nint(tot_ang(dim_vect_vel)/(2*pi))
107. !rot=nint(tot_ang(dim_vect_vel)/(2*pi))+1
108.
109. !----- Creazione di yval
110.
111. Y1=NINT((360/div_ruota)/ALPHA*2+1)           !Y dimensionality, The FORTRAN
    nearest integer (NINT) function is used to form integers
112. Z1=(Y1-1)*div_ruota*rot
113.
114. *dim,yval,array,Y1
115.
116. yval(1)=0
117.
118. *do,jj,2,Y1
119.   yval(jj)=(jj-1)*ALPHA/2
120. *enddo
121.
122. !----- Creazione del vettore delle velocità e del coefficiente di
    attrito
123.
124. *dim,vect_vel,array,rot
125. *dim,vect_mu,array,rot
126. *dim,vect_mol,array,rot
127. pos_vel=1
128. ind_vel=1
129. rot_vel=1
130.
131. *do,i,1,dim_vect_vel
132.   sum_vel=0
133.   sum_mu=0

```

```

134.     sum_mol=0
135.
136.         *if,tot_ang(i),GT,2*pi*rot_vel,then
137.
138.             *do,j,ind_vel,i-1
139.
140.                 sum_vel=sum_vel+tot_vel(j)
141.                 sum_mu=sum_mu+tot_mu(j)
142.                 sum_mol=sum_mol+tot_mol(j)
143.
144.             *enddo
145.
146.             vect_vel(pos_vel)=sum_vel/((i-1)-ind_vel+1)
147.             vect_mu(pos_vel)=sum_mu/((i-1)-ind_vel+1)
148.             vect_mol(pos_vel)=sum_mol/((i-1)-ind_vel+1)
149.             rot_vel=rot_vel+1
150.             ind_vel=i
151.             pos_vel=pos_vel+1
152.
153.         *endif
154.
155.     *enddo
156.
157.     !----- Definizione del vettore tval al variare della velocità
158.
159.     *dim,tval,array,Z1
160.     *do,jj,1,rot
161.
162.         *do,kk,1,(Y1-1)*div_ruota
163.
164.             *if,jj,EQ,1,then
165.
166.                 dt=(ALPHA*pi/180)*raggio/vect_vel(jj)
167.                 tval(kk)=(kk-1)*dt/2
168.
169.             *elseif,vect_vel(jj),EQ,0,then
170.
171.                 dt=(ALPHA*pi/180)*raggio/vect_vel(1)
172.                 tval(kk+(Y1-1)*div_ruota*(jj-1))=dt/2+tval(kk+(Y1-
173.                 1)*div_ruota*(jj-1)-1)
174.
175.             *else
176.
177.                 dt=(ALPHA*pi/180)*raggio/vect_vel(jj)
178.                 tval(kk+(Y1-1)*div_ruota*(jj-1))=dt/2+tval(kk+(Y1-
179.                 1)*div_ruota*(jj-1)-1)
180.
181.             *endif
182.         *enddo

```

```

183.      *enddo
184.
185.      !*dim,vect_temp,array,rot
186.      !*do,i,1,rot
187.      !      vect_temp(i)=tval((Y1-1)*div_ruota*i)
188.      !*enddo
189.
190.      !----- Creazione delle tables -> *DIM, Par, Type, IMAX, JMAX,
      KMAX, Var1, Var2, Var3, CSYSID
191.
192.      *dim,ccc,table,Y1,Z1,,Y,TIME,,1
193.      *dim,ddd,table,Y1,Z1,,Y,TIME,,1
194.
195.      !----- Creazione del vettore delle pressioni(PRESSURE1) in
      funzione dell'apertura angolare del ceppo
196.
197.
198.      *dim,PRESSURE2,array,340
199.      *dim,ARRAY1,array,340
200.      *dim,vect_angolar,array,NINT(ang_brake/(ALPHA/2))
201.      *dim,PRESSURE1,array,NINT(ang_brake/(ALPHA/2))
202.
203.      vect_angolar(1)=0
204.      *do,i,1,NINT(ang_brake/(ALPHA/2)-1)
205.
206.          vect_angolar(i+1)=ALPHA/2+vect_angolar(i)
207.
208.      *enddo
209.
210.      *CREATE,ansuitmp1
211.
212.      *vread,PRESSURE2(1,1),pressure_n,txt
213.      (F200.200)
214.
215.      *vread,ARRAY1(1,1),angolar_p,txt
216.      (F200.200)
217.
218.      *END
219.
220.      /INPUT,ansuitmp1
221.
222.      *get,long_pressure,PARM,PRESSURE2,DIM,x
223.      *get,dim_angolar,PARM,ARRAY1,DIM,x
224.      ARRAY1(1)=vect_angolar(1)
225.      ARRAY1(dim_angolar)=vect_angolar(NINT(ang_brake/(ALPHA/2)))
226.      PRESSURE1(1)=PRESSURE2(1)*1000/4
227.      PRESSURE1(NINT(ang_brake/(ALPHA/2)))=PRESSURE2(dim_angolar)*1000/4
228.      x=2
229.      nint=NINT(ang_brake/(ALPHA/2))
230.      *do,i,2,(long_pressure-1)
231.

```

```

232.         *if,x,EQ,nint,then
233.
234.             *EXIT
235.
236.         *endif
237.
238.         tesla=ARRAY1(i)
239.         *if,vect_angular(x),LT,tesla,then
240.
241.             PRESSURE1(x)=(PRESSURE2(i-1)+(PRESSURE2(i)-PRESSURE2(i-
1)))/(ARRAY1(i)-ARRAY1(i-1))*(vect_angular(x)-ARRAY1(i-1))*1000/4
242.                 x=x+1
243.
244.         *endif
245.
246.     *enddo
247.
248.     dim_pressure=NINT(ang_brake/(ALPHA/2))
249.
250.     !----- Indicizzazione Table
251.
252.     *do,ind,1,Y1
253.
254.         ccc(ind,0) = yval(ind)
255.         ddd(ind,0) = yval(ind)
256.
257.     *enddo
258.
259.     *do,ind,1,Z1
260.
261.         ccc(0,ind) = tval(ind)
262.         ddd(0,ind) = tval(ind)
263.
264.     *enddo
265.
266.     !-----Variazione del coefficiente di conduzione in funzione della
velocità della ruota: Valore costante
267.
268.     Pr=Cp*ni*rho/lambda
269.     !*dim,VRelShifted,array,dim_rel_vel
270.
271.     *do,k,0,rot-1
272.     indice_start=1
273.         *do,j,1+k*(Y1-1)*div_ruota,(Y1-1)*div_ruota*(k+1)
274.             conta_out=0
275.             *do,i,1,Y1
276.                 indice_th=i+indice_start-1
277.                 *if,indice_th,GT,2400,then
278.                     conta_out=conta_out+1
279.                     new_vel_rel=VRelShifted(conta_out)
280.                 *else

```

```

281.             new_vel_rel=VRelShifted(indice_th)
282.             *endif
283.
284.             Re=vect_vel(k+1)*raggio/ni*2*new_vel_rel
285.
286.             Nu=0.3+(0.62*Re**(1/2)*Pr**(1/3))/((1+(0.4/Pr)**(2/3))**(1/4))*((1+(Re/282000)**(5/8))
** (4/5))
287.             ddd(i,j)=Nu*lambda/(2*raggio)*10
288.             *enddo
289.             indice_start=indice_start+1
290.         *enddo
291.     *enddo
292.
293.     !----- Completamento delle Table
294.
295.     *do,i,1,Y1-(dim_pressure-1)
296.         *do,ind,1,dim_pressure
297.
298.             *do,r,0,rot-1
299.                 *if,vect_vel(r+1),eq,0,then
300.
301.                     ccc(i+ind-1,i+((Y1-1)*div_ruota)*r)=0
302.
303.                     *if,Bg,EQ,2,then
304.
305.                         ccc(i+ind-1,i+((Y1-1)*div_ruota)*(r+1/2))=0
306.
307.                     *endif
308.
309.                     *else
310.
311.                         ccc(i+ind-1,i+((Y1-
1)*div_ruota)*r)=vect_vel(r+1)*PRESSURE1(ind)*vect_mu(r+1)*beta*vect_mol(r+1)
312.                         ddd(i+ind-1,i+((Y1-1)*div_ruota)*r)=0
313.
314.                         *if,Bg,EQ,2,then
315.
316.                             ccc(i+ind-1,i+((Y1-
1)*div_ruota)*(r+1/2))=vect_vel(r+1)*PRESSURE1(ind)*vect_mu(r+1)*beta*vect_mol(r+1)
317.                             ddd(i+ind-1,i+((Y1-1)*div_ruota)*(r+1/2))=0
318.
319.                         *endif
320.
321.                     *endif
322.                 *enddo
323.             *enddo
324.         *enddo
325.     *enddo
326.
327.     ind=0

```

```

328.     conta=0
329.
330.     *do,ii,Y1-(dim_pressure-2),Y1
331.
332.         ind=ind+1
333.         conta=conta+1
334.
335.         *do,jj,1,ind
336.
337.             *do,r,1,rot
338.
339.                 *if,vect_vel(r),eq,0,then
340.
341.                     ccc(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-1)/r)*r)=0
342.
343.                     *if,Bg,EQ,2,then
344.
345.                         ccc(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-
346. 1)/r)*r-(Y1-1)*div_ruota/2)=0
347.
348.                         *endif
349.
350.                     *else
351.
352.                         ccc(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-
353. 1)/r)*r)=vect_vel(r)*PRESSURE1(dim_pressure-ind+jj)*vect_mu(r)*beta*vect_mol(r)
354.                         ddd(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-1)/r)*r)=0
355.
356.                         *if,Bg,EQ,2,then
357.
358.                             ccc(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-
359. 1)/r)*r-(Y1-1)*div_ruota/2)=vect_vel(r)*PRESSURE1(dim_pressure-
360. ind+jj)*vect_mu(r)*beta*vect_mol(r)
361.                             ddd(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-
362. 1)/r)*r-(Y1-1)*div_ruota/2)=0
363.
364.                             *endif
365.
366.                         *endif
367.
368.                     *enddo
369.
370.                 *enddo
371.
372.             rev=dim_pressure-ind
373.
374.             *if,rev,GT,0,then
375.
376.                 *do,kk,1,rev
377.
378.                     *do,r,0,rot-1

```

```

374.
375.             *if,vect_vel(r+1),EQ,0,then
376.
377.                 ccc((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-1)*div_ruota)*r)=0
378.
379.                 *if,Bg,EQ,2,then
380.
381.                     ccc((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-
1)*div_ruota)*r+(Y1-1)*div_ruota/2)=0
382.
383.                         *endif
384.
385.                 *else
386.
387.                     ccc((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-
1)*div_ruota)*r)=vect_vel(r+1)*PRESSURE1(kk)*vect_mu(r+1)*beta*vect_mol(r+1)
388.                         ddd((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-1)*div_ruota)*r)=0
389.
390.                 *if,Bg,EQ,2,then
391.
392.                     ccc((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-
1)*div_ruota)*r+(Y1-
1)*div_ruota/2)=vect_vel(r+1)*PRESSURE1(kk)*vect_mu(r+1)*beta*vect_mol(r+1)
393.                         ddd((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-
1)*div_ruota)*r+(Y1-1)*div_ruota/2)=0
394.
395.                         *endif
396.
397.
398.                 *endif
399.             *enddo
400.
401.         *enddo
402.
403.     *endif
404.
405. *enddo
406.
407. dt=(ALPHA*pi/180)*raggio/v
408.
409. /prep7
410.
411. !----- Definition of construction parameters
412.
413. !r=460e-3 ! Wheel radius (m)
414. r=435e-3
415. r3=80e-3 ! Internal radius of the wheelset (m)
416. t=80e-3*4 ! Brake block and rail wheel thickness along z-axis (m)
417.
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,,,3
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. !keyopt,2,3,10
450. r,2
451. rmore,
452. rmodif,2,12,t
453.
454. !----- type 3 per flusso termico
455.
456. et,3,151
457. keyopt,3,8,1
458. keyopt,3,3,3
459. !keyopt,3,3,10
460. r,3
461. rmore,
462. rmodif,3,12,t
463.
464. !----- type 4 per convezione
465.
466. et,4,151
467. keyopt,4,8,2
468. keyopt,4,3,3
469. !keyopt,4,3,10
470. r,4

```

```

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

```

```

522.    nummrg,node,,high
523.    *enddo
524.
525.    !-----Applicazione dei carichi
526.
527.    allsel
528.    lsel,s,line,,9
529.    lsel,a,line,,17
530.    lsel,a,line,,18
531.    nsll,,1
532.    type,2
533.    mat,1
534.    real,2
535.    esurf
536.
537.    allsel
538.    lsel,s,line,,1
539.    nsll,,1
540.    type,3
541.    mat,1
542.    real,3
543.    esurf
544.
545.    allsel
546.    lsel,s,line,,1
547.    nsll,,1
548.    type,4
549.    mat,1
550.    real,4
551.    esurf
552.
553.    allsel
554.
555.    esel,s,type,,2
556.    SFE,ALL,,HFLUX,,0
557.
558.    allsel
559.
560.    csys,1
561.
562.    esel,s,type,,4
563.    SFE,ALL,,CONV,1,%ddd%
564.    SFE,ALL,,CONV,2,293
565.
566.    allsel
567.
568.    esel,s,type,,3
569.    SFE,ALL,,HFLUX,,%ccc%
570.
571.
572.    allsel

```

```

573.
574.      !----- Applicazione carichi e condizioni al contorno
575.
576.      csys,1
577.      !nsel,s,node,,50010
578.      nsel,s,loc,y,1.5
579.      nsel,a,loc,y,43
580.      cm,sel_nodes,node
581.      allsel
582.
583.      BFUNIF,TEMP,328.45
584.
585.      !----- Ambiente di soluzione: transitorio termico
586.
587.      *get,twallbefore,active,,time,wall      !saves the wall time before solution
588.
589.      /solu
590.
591.      antyp,trans
592.      nropt,full      !metodo di Newton Raphson
      full
593.      solcontrol,off      !OFF Crank-Nicolson, ON Eulero
      Implicito
594.      autots,off
595.      deltim,0.55e-3
596.      outres,nsol,all,sel_nodes      !outres,all,all salvo le informazioni
      relativamente a tutti i nodi
597.      time,tval(Z1)      !tempo a cui si vuole arrivare con la
      simulazione
598.
599.      solve
600.
601.      *get,twallafter,active,,time,wall      !saves the wall time after solution
602.      solution_time= (twallafter-twallbefore)      !time for the entire simulation
603.
604.      !----- plot andamento nel tempo della temperatura di un nodo
      specifico
605.
606.      /POST26

```

Ventilazione fissa

```

1.  finish
2.  /clear
3.
4.  !----- Dati geometrici
5.
6.  a=150
7.  div_ruota=8      !numero di porzioni ricavate dalla ruota
8.  pi=3.14159 26535 89793

```

9. raggio=0.435 !Raggio ruota (m)
 10. !raggio=0.460
 11. spes_ceppo=0.08 !Spessore del ceppo (m)
 12. lung_ceppo=0.320 !Lunghezza del ceppo (m)
 13. d=50e-3 !Brake block radial width (m)
 14. ang_brake=40 !Angular opening of the brake block (deg)
 15. g=9.81 !Accelerazione di gravità m/s²
 16. r_rotaia=0.3 !Raggio di curvatura trasversale della rotaia (m)
 17. r_ruota=0.320 !raggio di curvatura trasversale della ruota (m)
 18. E_ferro=207E+09 !Modello elastico del ferro (Pa)
 19. poisson=0.27 !coefficiente di poisson adimensionale
 20. div_ruota=8 !numero di porzioni ricavate dalla ruota
 21. ALPHA=360/(a*div_ruota)
 22. Bg=2 !1= nel caso 1Bg, 2 nel caso 2Bg
 23. dim_vect_vel=1166 !dimensione del vettore delle velocità Matlab
 24. !dim_vect_vel=25
 25. dim_rel_vel=2400 !Dimensione del vettore delle velocità relative nel
 caso del banco prova
 26. brake_block=1 !1: Ghisa, valore diverso da 1: Composito
 27.
 28. !----- Dati Aria
 29.
 30. Cp=1005 !Calore specifico (J/kgK)
 31. ni=1.5E-05 !Viscosità cinematica (m²/s)
 32. rho=1.205 !Densità kg/m³
 33. lambda=0.026 !Conducibilità termica aria (W/mK)
 34.
 35. !----- Dati Ferro
 36.
 37. Kw=50 !conducibilità termica ferro (W/mK) @ 293°K
 38. Cw=487 !Calore specifico ferro (J/kgK)
 39. rho_w=7818 !densità ferro (kg/m³)
 40. diff_w=Kw/(Cw*rho_w) !diffusività termica (m²/s)
 41.
 42. !----- Dati Ghisa
 43.
 44. Kbg=48 !conducibilità termica ghisa (W/mK) @ 293°K
 45. Cbg=560 !Calore specifico ghisa (J/kgK)
 46. rho_bg=7100 !densità ghisa (kg/m³)
 47. diff_bg=Kbg/(Cbg*rho_bg) !diffusività termica (m²/s)
 48.
 49. !----- Dati Composito
 50.
 51. Kbc=5 !conducibilità termica ghisa (W/mK) @ 293°K
 52. Cbc=1500 !Calore specifico ghisa (J/kgK)
 53. rho_bc=2670 !densità ghisa (kg/m³)
 54. diff_bc=Kbc/(Cbc*rho_bc) !diffusività termica (m²/s)
 55.
 56. !----- Dati velocità e decelerazione
 57.
 58. v=100/3.6 !velocità m/s

```

59. dt=(ALPHA*pi/180)*raggio/v
60.
61. !----- Ripartizione del calore ruota(w)-blocco(b) secondo VERNERSSON
62.
63. Aw=2*pi*raggio*spes_ceppo
64. Ab=lung_ceppo*spes_ceppo
65. *if,brake_block,EQ,1,then
66.
67.     beta=(1+(Kbg/Kw)*(diff_w/diff_bg)**(1/2)*(Ab*Bg/Aw))**(-1)
68.
69. *else
70.
71.     beta=(1+(Kbc/Kw)*(diff_w/diff_bc)**(1/2)*(Ab*Bg/Aw))**(-1)
72.
73. *endif
74.
75. !----- Numero di giri che deve compiere la ruota
76.
77. *dim,tot_vel,array,dim_vect_vel
78. *dim,tot_ang,array,dim_vect_vel
79. *dim,tot_mu,array,dim_vect_vel
80. *dim,tot_mol,array,dim_vect_vel
81. *dim,VRelShifted,array,dim_rel_vel
82. *dim,cos_theta,array,dim_rel_vel
83.
84. *CREATE,ansuitmp2
85.
86. *vread,tot_vel(1,1),FileVel,txt
87. (F200.200)
88.
89. *vread,tot_ang(1,1),FileAng,txt
90. (F200.200)
91.
92. *vread,tot_mu(1,1),FileMu,txt
93. (F200.200)
94.
95. *vread,tot_mol(1,1),FileMol,txt
96. (F20.15)
97.
98. *vread,VRelShifted(1,1),Solo_Velo_relativa_banco_Full,txt
99. (F200.200)
100.
101.     *vread,cos_theta(1,1),costheta1,txt
102.     (F200.200)
103.
104.     *END
105.
106. /INPUT,ansuitmp2
107.
108.     rot=nint(tot_ang(dim_vect_vel)/(2*pi))
109.     !rot=nint(tot_ang(dim_vect_vel)/(2*pi))+1

```

```

110.
111.      !----- Creazione di yval
112.
113.      Y1=NINT((360/div_ruota)/ALPHA*2+1)           !Y dimensionality, The FORTRAN
nearest integer (NINT) function is used to form integers
114.      Z1=(Y1-1)*div_ruota*rot
115.
116.      *dim,yval,array,Y1
117.
118.      yval(1)=0
119.
120.      *do,jj,2,Y1
121.      yval(jj)=(jj-1)*ALPHA/2
122.      *enddo
123.
124.      !----- Creazione del vettore delle velocità e del coefficiente di
attrito
125.
126.      *dim,vect_vel,array,rot
127.      *dim,vect_mu,array,rot
128.      *dim,vect_mol,array,rot
129.      pos_vel=1
130.      ind_vel=1
131.      rot_vel=1
132.
133.      *do,i,1,dim_vect_vel
134.      sum_vel=0
135.      sum_mu=0
136.      sum_mol=0
137.
138.          *if,tot_ang(i),GT,2*pi*rot_vel,then
139.
140.              *do,j,ind_vel,i-1
141.
142.                  sum_vel=sum_vel+tot_vel(j)
143.                  sum_mu=sum_mu+tot_mu(j)
144.                  sum_mol=sum_mol+tot_mol(j)
145.
146.              *enddo
147.
148.              vect_vel(pos_vel)=sum_vel/((i-1)-ind_vel+1)
149.              vect_mu(pos_vel)=sum_mu/((i-1)-ind_vel+1)
150.              vect_mol(pos_vel)=sum_mol/((i-1)-ind_vel+1)
151.              rot_vel=rot_vel+1
152.              ind_vel=i
153.              pos_vel=pos_vel+1
154.
155.          *endif
156.
157.      *enddo
158.      vect_vel(rot)=1.75

```

```

159. vect_mu(rot)=0.3
160. vect_mol(rot)=1.0
161.
162. !----- Definizione del vettore tval al variare della velocità
163.
164. *dim,tval,array,Z1
165. *do,jj,1,rot
166.
167.     *do,kk,1,(Y1-1)*div_ruota
168.
169.         *if,jj,EQ,1,then
170.
171.             dt=(ALPHA*pi/180)*raggio/vect_vel(jj)
172.             tval(kk)=(kk-1)*dt/2
173.
174.         *elseif,vect_vel(jj),EQ,0,then
175.
176.             dt=(ALPHA*pi/180)*raggio/vect_vel(1)
177.             tval(kk+(Y1-1)*div_ruota*(jj-1))=dt/2+tval(kk+(Y1-
178. 1)*div_ruota*(jj-1)-1)
179.
180.         *else
181.
182.             dt=(ALPHA*pi/180)*raggio/vect_vel(jj)
183.             tval(kk+(Y1-1)*div_ruota*(jj-1))=dt/2+tval(kk+(Y1-
184. 1)*div_ruota*(jj-1)-1)
185.
186.         *endif
187.
188.     *enddo
189.
190. *enddo
191.
192. !*dim,vect_temp,array,rot
193. !*do,i,1,rot
194. ! vect_temp(i)=tval((Y1-1)*div_ruota*i)
195. !*enddo
196.
197. !----- Creazione delle tables -> *DIM, Par, Type, IMAX, JMAX,
198. KMAX, Var1, Var2, Var3, CSYSID
199.
200. *dim,ccc,table,Y1,Z1,,Y,TIME,,1
201. *dim,ddd,table,Y1,Z1,,Y,TIME,,1
202.
203. !----- Creazione del vettore delle pressioni(PRESSURE1) in
204. funzione dell'apertura angolare del ceppo
205.
206. *dim,PRESSURE2,array,340
207. *dim,ARRAY1,array,340
208. *dim,vect_angolar,array,NINT(ang_brake/(ALPHA/2))

```

```

206.      *dim,PRESSURE1,array,NINT(ang_brake/(ALPHA/2))
207.
208.      vect_angolar(1)=0
209.      *do,i,1,NINT(ang_brake/(ALPHA/2)-1)
210.
211.          vect_angolar(i+1)=ALPHA/2+vect_angolar(i)
212.
213.      *enddo
214.
215.      *CREATE,ansuitmp1
216.
217.      *vread,PRESSURE2(1,1),pressure_n,txt
218.      (F200.200)
219.
220.      *vread,ARRAY1(1,1),angolar_p,txt
221.      (F200.200)
222.
223.      *END
224.
225.      /INPUT,ansuitmp1
226.
227.      *get,long_pressure,PARM,PRESSURE2,DIM,x
228.      *get,dim_angolar,PARM,ARRAY1,DIM,x
229.      ARRAY1(1)=vect_angolar(1)
230.      ARRAY1(dim_angolar)=vect_angolar(NINT(ang_brake/(ALPHA/2)))
231.      PRESSURE1(1)=PRESSURE2(1)*1000/4
232.      PRESSURE1(NINT(ang_brake/(ALPHA/2)))=PRESSURE2(dim_angolar)*1000/4
233.      x=2
234.      nint=NINT(ang_brake/(ALPHA/2))
235.      *do,i,2,(long_pressure-1)
236.
237.          *if,x,EQ,nint,then
238.
239.              *EXIT
240.
241.          *endif
242.
243.          tesla=ARRAY1(i)
244.          *if,vect_angolar(x),LT,tesla,then
245.
246.              PRESSURE1(x)=(PRESSURE2(i-1)+(PRESSURE2(i)-PRESSURE2(i-
247.                  1))/(ARRAY1(i)-ARRAY1(i-1))*(vect_angolar(x)-ARRAY1(i-1)))*1000/4
248.              x=x+1
249.          *endif
250.
251.      *enddo
252.
253.      dim_pressure=NINT(ang_brake/(ALPHA/2))
254.
255.      !----- Indicizzazione Table

```

```

256.
257.     *do,ind,1,Y1
258.
259.         ccc(ind,0) = yval(ind)
260.         ddd(ind,0) = yval(ind)
261.
262.     *enddo
263.
264.     *do,ind,1,Z1
265.
266.         ccc(0,ind) = tval(ind)
267.         ddd(0,ind) = tval(ind)
268.
269.     *enddo
270.
271.     !-----Variazione del coefficiente di conduzione in funzione della
        velocità della ruota: Valore costante
272.
273.     Pr=Cp*ni*rho/lambda
274.
275.
276.     v0=vect_vel(1)
277.     beta=45*2*pi/360
278.
279.
280.     *do,k,0,rot-1
281.     indice_start=1
282.         *do,j,1+k*(Y1-1)*div_ruota,(Y1-1)*div_ruota*(k+1)
283.             conta_out=0
284.                 *do,i,1,Y1
285.                     indice_th=i+indice_start-1
286.                     *if,indice_th,GT,2400,then
287.                         conta_out=conta_out+1
288.
                Re=(vect_vel(k+1)*(1+v0/(vect_vel(k+1)**2)*sin(beta)*(v0*sin(beta)-
                2*vect_vel(k+1)*cos_theta(conta_out))**(1/2))*raggio*2/ni
289.                    !new_vel_rel=VRelShifted(conta_out)
290.                    *else
291.
                Re=(vect_vel(k+1)*(1+v0/(vect_vel(k+1)**2)*sin(beta)*(v0*sin(beta)-
                2*vect_vel(k+1)*cos_theta(indice_th))**(1/2))*raggio*2/ni
292.                    !new_vel_rel=VRelShifted(indice_th)
293.                    *endif
294.
295.                    !Re=vect_vel(k+1)*raggio/ni*2*new_vel_rel
296.
                Nu=0.3+(0.62*Re**(1/2)*Pr**(1/3))/((1+(0.4/Pr)**(2/3))**(1/4))*((1+(Re/282000))**(5/8))
                **(4/5))
297.                    ddd(i,j)=Nu*lambda/(2*raggio)*10
298.
299.     *enddo

```

```

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

```

```

349.
350.             *if,vect_vel(r),eq,0,then
351.
352.                 ccc(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-1)/r)*r)=0
353.
354.                 *if,Bg,EQ,2,then
355.
356.                     ccc(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-
1)/r)*r-(Y1-1)*div_ruota/2)=0
357.
358.                     *endif
359.
360.                 *else
361.
362.                     ccc(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-
1)/r)*r)=vect_vel(r)*PRESSURE1(dim_pressure-ind+jj)*vect_mu(r)*beta*vect_mol(r)
363.                     ddd(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-1)/r)*r)=0
364.
365.                     *if,Bg,EQ,2,then
366.
367.                         ccc(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-
1)/r)*r-(Y1-1)*div_ruota/2)=vect_vel(r)*PRESSURE1(dim_pressure-
ind+jj)*vect_mu(r)*beta*vect_mol(r)
368.                         ddd(jj,conta+((Y1-1)*div_ruota-(dim_pressure-
1)/r)*r-(Y1-1)*div_ruota/2)=0
369.
370.                         *endif
371.
372.                     *endif
373.
374.                 *enddo
375.
376.             *enddo
377.
378.             rev=dim_pressure-ind
379.
380.             *if,rev,GT,0,then
381.
382.                 *do,kk,1,rev
383.
384.                     *do,r,0,rot-1
385.
386.                         *if,vect_vel(r+1),EQ,0,then
387.
388.                             ccc((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-1)*div_ruota)*r)=0
389.
390.                             *if,Bg,EQ,2,then
391.
392.                                 ccc((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-
1)*div_ruota)*r+(Y1-1)*div_ruota/2)=0
393.

```

```

394.                                     *endif
395.
396.                                     *else
397.
398.                                     ccc((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-
1)*div_ruota)*r)=vect_vel(r+1)*PRESSURE1(kk)*vect_mu(r+1)*beta*vect_mol(r+1)
399.                                     ddd((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-1)*div_ruota)*r)=0
400.
401.                                     *if,Bg,EQ,2,then
402.
403.                                     ccc((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-
1)*div_ruota)*r+(Y1-
1)*div_ruota/2)=vect_vel(r+1)*PRESSURE1(kk)*vect_mu(r+1)*beta*vect_mol(r+1)
404.                                     ddd((Y1-rev)+kk,ii+((Y1-
1)*div_ruota)*r+(Y1-1)*div_ruota/2)=0
405.
406.                                     *endif
407.
408.
409.                                     *endif
410.                                     *enddo
411.
412.                                     *enddo
413.
414.                                     *endif
415.
416.     *enddo
417.
418.     dt=(ALPHA*pi/180)*raggio/v
419.
420.     /prep7
421.
422.     !----- Definition of construction parameters
423.
424.     !r=460e-3 ! Wheel radius (m)
425.     r=435e-3
426.     r3=80e-3 ! Internal radius of the wheelset (m)
427.     t=80e-3*4 ! Brake block and rail wheel thickness along z-axis (m)
428.
429.
430.     !-----LESIZE FACTORS
431.
432.     a=150 !MAX=50 !Number of wheel arcs
433.     b=30 !Number of elements along radial direction
434.     space=14
435.
436.     !-----Material properties of steel (Wheel)
437.
438.     mptemp,1,273,473,500,598,673,873
439.
440.     mp,dens,1,7938.7,-0.325 !kg/m^3

```

```

441. mp,kxx,1,53.771,0.0006,-3e-5          !W/(m*K)
442. mp,C,1,448.39,-0.083,0.0005          !J/(kg*K)
443. mp,alpx,1,12e-6
444.
445.
446. et,1,plane77,,,3
447.
448. !keyopt,1,3,3
449.
450. r,1,t
451. r,2,t
452. r,3,t
453. r,4,t
454.
455. !----- type 2 convezione nulla pareti laterali
456.
457. et,2,151
458. keyopt,2,8,1
459. keyopt,2,3,3
460. !keyopt,2,3,10
461. r,2
462. rmore,
463. rmodif,2,12,t
464.
465. !----- type 3 per flusso termico
466.
467. et,3,151
468. keyopt,3,8,1
469. keyopt,3,3,3
470. !keyopt,3,3,10
471. r,3
472. rmore,
473. rmodif,3,12,t
474.
475. !----- type 4 per convezione
476.
477. et,4,151
478. keyopt,4,8,2
479. keyopt,4,3,3
480. !keyopt,4,3,10
481. r,4
482. rmore,
483. rmodif,4,12,t
484.
485. !----- WHEEL GEOMETRY
486.
487. k,1,0,0,0
488. k,2,0,0,1
489. CIRCLE,1,r,2,,,div_ruota
490. CIRCLE,1,r3,2,,,div_ruota
491. a,3,4,12,11

```

```

492.
493.     lsel,all
494.
495.     lsel,u,line,,1
496.     lsel,u,line,,9
497.     lsel,u,line,,17
498.     lsel,u,line,,18
499.     ldele,all
500.     lsel,s,line,,1
501.     lsel,a,line,,9
502.     lesize,all,,,a
503.
504.     allsel
505.
506.     lesize,17,,,b,space
507.     lesize,18,,,b,1/space
508.
509.     !-----Mesh wheel
510.
511.     allsel
512.
513.     type,1
514.     mat,1
515.     real,1
516.     mshkey,2
517.     amesh,all
518.     /ESHAPE,1
519.
520.     EPLOTT
521.
522.     !-----Rinumerazione nodi
523.
524.     csys,1
525.
526.     lsel,s,line,,1
527.     nsll,,1
528.     *get,totn,node,,count
529.     theta_deg=(360/div_ruota)/(totn-1)
530.     *do,i,0,totn-1
531.     n,50000+i,r,theta_deg*i,0
532.     nplot
533.     nummrg,node,,,high
534.     *enddo
535.
536.     !-----Applicazione dei carichi
537.
538.     allsel
539.     lsel,s,line,,9
540.     lsel,a,line,,17
541.     lsel,a,line,,18
542.     nsll,,1

```

```

543. type,2
544. mat,1
545. real,2
546. esurf
547.
548. allsel
549. lsel,s,line,,1
550. nsl,,1
551. type,3
552. mat,1
553. real,3
554. esurf
555.
556. allsel
557. lsel,s,line,,1
558. nsl,,1
559. type,4
560. mat,1
561. real,4
562. esurf
563.
564. allsel
565.
566. esel,s,type,,2
567. SFE,ALL,,HFLUX,,0
568.
569. allsel
570.
571. csys,1
572.
573. esel,s,type,,4
574. SFE,ALL,,CONV,1,%ddd%
575. SFE,ALL,,CONV,2,293
576.
577. allsel
578.
579. esel,s,type,,3
580. SFE,ALL,,HFLUX,,%ccc%
581.
582.
583. allsel
584.
585. !----- Applicazione carichi e condizioni al contorno
586.
587. csys,1
588. !nsl,s,node,,50010
589. nsel,s,loc,y,1.5
590. nsel,a,loc,y,43
591. cm,sel_nodes,node
592. allsel
593.

```

```

594.    BFUNIF,TEMP,334.15
595.
596.    !----- Ambiente di soluzione: transitorio termico
597.
598.    *get,twallbefore,active,,time,wall          !saves the wall time before solution
599.
600.    /solu
601.
602.    antyp,trans
603.    nropt,full                                  !metodo di Newton Raphson
        full
604.    solcontrol,off                             !OFF Crank-Nicolson, ON Eulero
        Implicito
605.    autots,off
606.    deltim,0.55e-3
607.    outres,nsol,all,sel_nodes                 !outres,all,all salvo le informazioni
        relativamente a tutti i nodi
608.    time,tval(Z1)                             !tempo a cui si vuole arrivare con la
        simulazione
609.
610.    solve
611.
612.    *get,twallafter,active,,time,wall         !saves the wall time after solution
613.    solution_time= (twallafter-twallbefore)   !time for the entire simulation
614.
615.    !----- plot andamento nel tempo della temperatura di un nodo
        specifico
616.
617.    /POST26

```

Bibliografia

&

Sitografia

Bibliografia e sitografia

- [1] Nautitest magazine. Online referencing, <https://www.nautitestmagazine.it/la-ferrovia/> (2019).
- [2] Railroads at war. Classic Trains Magazine. Online referencing, <https://www.trains.com/ctr/photos-videos/photo-of-the-day/railroads-at-war/> (2019).
- [3] Train History. Types of locomotives. Online referencing, <http://www.trainhistory.net/railway-history/types-of-locomotives/> (2021).
- [4] Beaver freight. Online referencing, <http://www.beaverfreight.com/> (2018).
- [5] M. Morin, L. Soldati. Residui di sparo da freni a disco. Online referencing, <http://www.earmi.it/varie/freni/freni.html> (2003).
- [6] Ferraresi, Raparelli. *Meccanica Applicata*. Clut, 2007, p. 113-115.
- [7] R. C. Sharma e M. Dhingra. *Braking System in Railway Vehicles*. International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT). January 2015.
- [8] Impianto Schema Pneumatico. Online referencing, <https://kabelverdrahtungsschema.blogspot.com/2019/10/impianto-schema-pneumatico.html> (2019).
- [9] Angela Maceri. *Studio sperimentale di un sistema di monitoraggio per l'impianto frenante di veicoli ferroviari*. Politecnico di Torino, 2020.
- [10] N. Bosso. Dispense. *Progettazione di veicoli ferroviari, metropolitani e ad alta velocità*.
- [11] F. M. Nigro. *Studio del contatto ruota-ceppo durante l'operazione di frenatura di veicoli ferroviari merci*. Politecnico di Torino, 2020.
- [12] UIC832. *Technical specification for the supply of brake-shoed made from phosphoric iron for tractive and trailing stock*. UIC, 2015.
- [13] Railway Equipments. Blocco freno ferroviario. Online referencing, <http://bsrailway.com/railway-locomotive/railway-brake-block.shtml> (2015).
- [14] Jakob Oertli, Peter Hubner. *Risanamento acustico del trasporto merci su ferrovia*. Luglio 2006.
- [15] F. V. Toneatto. *Calcolo dell'usura di ruote ferroviari: simulazione mediante codice multibody*. Politecnico di Torino, 2019.
- [16] EN13262. Railway applications. Wheelsets and bogies, Wheels, Product requirements, CEN-CENELEC Management Centre: Rue de la Science 23, B-1040 Brussels, 2018.
- [17] D.N. *Effect of temperature on mechanical properties of railway wheel steels*. Gothenburg, Sweden, 2016.

- [18] T. Vernersson. *Temperature at railway tread braking*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 221, 2007.
- [19] A. Suresh Babu, N. Siva Prasad. *Coupled field finite element analysis of railway block brakes*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 223, 2009.
- [20] Robert Gjini. *Simulazione termica del contatto ruota-ceppo per veicoli ferroviari trasporto merci*. Politecnico di Torino, 2021.
- [21] T. J. R. Hugles. *The Finite Element Method-Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis*, Prentice-Hall, Inc, 1987.
- [22] ANSYS Mechanical APDL Element Reference, Element Library, November 2013.
- [23] M. Petersson. *Two-dimensional finite element simulation of the thermal problem at railway block braking*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 216 (2002) 259-273.
- [24] T. Vernersson. *Temperature at railway tread braking. Part 2: calibration and numerical examples*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2007.
- [25] T. Vernersson. *Temperature at railway tread braking. Part 1: modeling*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2006.
- [26] T. L. Bergman e A. S. Lavine. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, Inc, 2017.
- [27] M. Vakkalagadda, K. Vineesh, V. Racherla. *Estimation of railway wheel running temperatures using a hybrid approach*. Wear, 2015.
- [28] T. Vernersson. *Temperature at railway tread braking. Part 3: wheel and block temperature and influence of rail chill*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2006.