

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**Design e sviluppo di un freno di stazionamento
elettrico EPB-Si: verifica e validazione in accordo
allo standard internazionale VDA 370**



Relatore

Prof. Giovanni Bracco

Tutor aziendale

Ing. Davide Galluzzo

Candidato

Vincenzo Angelo
Lombardi

Anno Accademico 2019/2020

Sommario

I freni a tamburo standard sono quasi del tutto scomparsi dalle moderne autovetture, eccezion fatta per le vetture più economiche, su cui sono presenti sull'asse posteriore solo per via dei loro minori costi iniziali e di manutenzione. Nel mondo dei freni a tamburo da pochi anni è stata sviluppata l'idea di attivare la funzionalità di frenata di stazionamento in modo elettromeccanico, con l'introduzione dell'EPB-Si (Electric Parking Brake Simplex integrated). Grazie ad un sistema chiuso e sigillato, tipico dei freni a tamburo, i freni EPB-Si sono decisamente meno soggetti alla corrosione, problema tipico per freni montati su veicoli elettrici, in quanto il loro utilizzo è meno frequente per via della frenata rigenerativa. La presenza del tamburo garantisce anche una minore emissione di polveri sottili, risultanti dall'usura del materiale di attrito durante la frenata. Inoltre, il freno di stazionamento elettrico offre ai produttori di veicoli una maggiore libertà e più opzioni nella progettazione degli interni del veicolo e nell'installazione di sistemi di assistenza del veicolo. L'elettronica del freno è integrata con l'ECU che gestisce il controllo elettronico della stabilità del veicolo (ESC), consentendo funzionalità che non sono possibili con un freno a tamburo tradizionale. Tali funzionalità sono utili ad incrementare la sicurezza e il comfort della guida. L'impianto frenante è inoltre facilmente scalabile (da 7" fino a 13") e per questo è adatto sia per mini e piccole auto che per veicoli più grandi, fino a 3,5 tonnellate. Queste caratteristiche hanno portato ad un nuovo interesse, da parte delle principali OEMs, per il freno a tamburo nella sua versione elettrica, rendendolo un'ottima scelta per la maggior parte dei veicoli elettrici.

In questo lavoro di tesi, dopo una breve spiegazione riguardante i diversi componenti dell'EPB-Si, sono passato ad analizzare come la fase di verifica dei requisiti e validazione del prodotto si inserisce all'interno del modello a V, su cui si basa lo sviluppo dei sistemi elettromeccanici nell'industria automobilistica. È un modello a cascata, dalla definizione del progetto alla produzione del sistema, fornendo una guida per la progettazione e l'implementazione del progetto. A tal proposito ho dato una panoramica generale dello standard ISO 26262, che affronta i pericoli dovuti a malfunzionamenti e fornisce requisiti per il ciclo di vita dei sistemi E/E dei veicoli stradali.

Successivamente, sono passato ad esaminare la fase di verifica dei requisiti e validazione del prodotto, descrivendo i test effettuati a tal fine. Ho analizzato pertanto i principali test di sistema svolti sull'EPB-Si, descrivendone lo scopo, le procedure di prova e il setup sperimentale dei banchi prova, in accordo allo standard internazionale VDA 370. Per questo

lavoro di tesi ho seguito in particolare lo sviluppo dell'EPB-Si per il progetto 500 BEV, progettato e sviluppato da Continental Brakes Italy per il nuovo veicolo elettrico di FCA.

Infine, ho analizzato i risultati utilizzando tool proprietari, e ciò che ne comporta rispetto al processo di validazione. In particolare, mi sono soffermato sull'analisi statistica dei risultati conseguiti, con lo scopo di ricavare modelli dai dati sperimentali, al fine di migliorare la fase di calcolo e design del prodotto stesso.

Ringraziamenti

Arrivato alla fine di questo percorso universitario, desidero ringraziare tutti coloro che, in un modo o nell'altro, hanno creduto in me e mi hanno aiutato a raggiungere questo importante traguardo.

Prima di tutto, vorrei ringraziare tutti i colleghi che ho incontrato durante il mio stage presso Continental, per la loro fantastico supporto. Mi rivolgo in modo particolare a Davide, che con la sua calma e perseveranza, è riuscito a valorizzare ogni pezzo del mio percorso, fornendomi una visione d'insieme. Ringrazio Salvatore e Francesco, che sin dal primo giorno, hanno facilitato il mio inserimento e mi hanno subito aiutato a mettermi in gioco. Grazie a tutti i colleghi del reparto R&D, con particolare affetto a Team B.R., che hanno reso la mia esperienza in azienda unica.

Un ringraziamento speciale va al mio relatore di tesi, Prof. Giovanni Bracco del DIMEAS al Politecnico di Torino, per la sua incredibile disponibilità.

Alla mia famiglia che mi ha permesso di realizzare questo obiettivo, distante mille chilometri da casa, senza ostacolarmi mai. Un particolare ringraziamento a Benedetto, mi hai sempre fornito supporto e i tuoi consigli sono stati sempre preziosi.

Grazie a Lucia, mi sei sempre stata accanto durante questi anni, sia nei momenti difficili, sia nei momenti di gioia, diventando un punto di riferimento per me.

Grazie ai miei amici. A quelli storici, che mi hanno visto crescere, a quelli nuovi, che mi hanno accompagnato in questi anni da universitario. A quelli che sono stati solo di passaggio in tutti questi anni e spostamenti, ma che mi hanno lasciato qualcosa.

Grazie a tutti per aver condiviso con me questa splendida fase della vita.

Indice

Sommario	1
Ringraziamenti	3
Indice	4
Lista delle figure.....	6
Lista delle tabelle.....	7
Abbreviazioni	8
1 Introduzione.....	10
1.1 Il gruppo Continental Corporation	10
1.2 Continental Brakes Italy.....	11
2. Tipologie di freni.....	12
2.1 Freno a tamburo.....	14
2.2 Sic-M – Descrizione del sistema	15
2.3 Integrazione dell’unità di controllo EPB nell’ECU	17
2.4 Funzionalità: freno di servizio.....	20
2.5 Funzionalità: freno di stazionamento	21
3. Design e sviluppo del prodotto in accordo a modello a V ed ISO 26262	23
3.1 ISO 26262.....	23
3.1.1 Concetto di sicurezza funzionale.....	24
3.1.2 Valutazione del rischio e determinazione del livello ASIL ...	25
3.2 Introduzione al V-Model	27
4 Verifica e validazione delle prestazioni del sistema in accordo a VDA 370	31
4.1 Dai requisiti alla strategia di prova.....	31
4.1.1 Concetto di Hill Hold nel sistema EPB-Si e impatto sull’attuazione	31
4.1.2 Requisiti legali.....	32
4.1.3 Strategia per verificare le prestazioni del sistema EPB-Si.....	35
4.2 Test su banco dinamometrico.....	36
4.2.1 Setup e ambiente di prova	36
4.2.2 Procedura di verifica Hill Hold	37

4.2.3 Procedura di prova per determinare il coefficiente di attrito statico del freno	43
4.3 System Endurance Test	47
4.3.1 Setup e ambiente di prova	47
4.3.2 Procedura di verifica della forza minima applicabile dal sistema	48
5 Risultati.....	53
5.1 System Endurance Tests.....	53
5.1.1 Analisi delle prestazioni del sistema SPT	55
5.1.2 Analisi DOF	58
5.2 Test su banco dinamometrico.....	64
5.2.1 Verifica dello stazionamento.....	64
5.2.2 Analisi statistica del C*	68
6 Conclusioni.....	75
Bibliografia.....	77

Lista delle figure

Figura 1: Business Unit Continental Corporation – Photo: Continental AG (3)	11
Figura 2: Schemi di freni a tamburo con la rispettiva distribuzione di forza. (8)	14
Figura 3: Esempio di Sic-M sinistro. (10).....	15
Figura 4: Modifiche apportate rispetto al freno a tamburo tradizionale .	16
Figura 5: Schema esemplificativo dell'integrazione del freno di stazionamento elettrico secondo la VDA 305-100 (11).....	18
Figura 6: Rappresentazione logica del sistema EPB e di quello ESC (11)	19
Figura 7: Equilibrio delle forze sulla ganascia primaria	20
Figura 8: Sistema per regolare automaticamente il gioco	21
Figura 9: Componenti dell'attuatore	22
Figura 10: Panoramica dello standard ISO 26262 (13).....	28
Figura 11: V-Model, schema.....	29
Figura 12: Pendenze e temperatura del tamburo in cui bisogna verificare lo stazionamento, con 3 diversi livelli di forza	34
Figura 13: Test di verifica del sistema - strategia di prova	35
Figura 14: Diagramma della fase di riscaldamento e della fase di mantenimento della temperatura	39
Figura 15: Esempio di applicazione per verificare le prestazioni di tenuta in salita.....	40
Figura 16: Procedura di prova per determinare i valori di attrito statico	45
Figura 17: Struttura di un test sulla durata del sistema con 100.000 cicli di carico	49
Figura 18: Camera climatica in cui sono montati i complessivi (19)	53
Figura 19: System Endurance Test Bench	54
Figura 20: Torque Flex Test Bench – Intero Sistema	54
Figura 21: Torque Flex Test Bench – vista di un solo lato	54
Figura 22: Sistema 1 – risultati SPT iniziale e finale.....	56
Figura 23: Sistema 2 – risultati SPT iniziale e finale.....	57
Figura 24: Sistema 3 – risultati SPT iniziale e finale.....	57
Figura 25: Procedura di prova per l'analisi DoF.....	59
Figura 26: Generico ciclo di carico rappresentativo della prova	60
Figura 27: Dipendenza della DoF dalla temperatura ambientale.....	60
Figura 28: Dipendenza della DoF dalla pressione	61
Figura 29: Dipendenza della DoF dalla coppia applicata	61
Figura 30: Confronto tra diversi sistemi, con e senza coppia di 750Nm	62
Figura 31: Regressione DOF rispetto alle principali variabili	63
Figura 32: Generica applicazione di carico, rappresentativa della prova	64
Figura 33: Test 1 – Static performance evaluation	65

Figura 34: Test 1 – Analisi dettagliata di coppia e forza applicata.....	66
Figura 35: Test 2 – Static performance evaluation	67
Figura 36: Test 2 - Analisi dettagliata di coppia e forza applicata.....	67
Figura 37: Generica applicazione di carico, rappresentativa della prova	68
Figura 38: Dispersione del valore del C* meccanico, rispetto alla temperatura.....	70
Figura 39: Analisi dettagliata del C* rispetto alle temperature rilevanti	71
Figura 40: Dispersione del valore del C* meccanico, rispetto alla temperatura.....	72
Figura 41: Analisi dettagliata del C* rispetto alle temperature rilevanti	73

Lista delle tabelle

Tabella 1: Livelli di severità, descritti da ISO 26262-3 (14)	26
Tabella 2: Livelli di probabilità di esposizione durante normali situazioni operative, descritti da ISO 26262-3 (14).....	26
Tabella 3: Livelli di controllabilità, descritti da ISO 26262-3 (14)	26
Tabella 4: Determinazione livelli ASIL, ISO 26262-3 (14).....	27
Tabella 5: Requisiti legali e condizioni di prova.....	33
Tabella 6: Parametri per il programma di rodaggio	38
Tabella 7: Parametri per la fase di riscaldamento del tamburo	38
Tabella 8: Parametri per la fase di mantenimento della temperatura del tamburo.....	39
Tabella 9: Parametri per la fase di verifica delle prestazioni di Hill Hold	41
Tabella 10: Caratterizzazione statica del coefficiente di attrito per $T_{Start} \geq 100 \text{ } ^\circ\text{C}$	44
Tabella 11: Caratterizzazione statica del coefficiente di attrito per $T_{Start} < 100 \text{ } ^\circ\text{C}$	45
Tabella 12: Copertura dei livelli di temperatura durante la fase Endurance Run	50
Tabella 13: Copertura dei livelli di pressione durante la fase Endurance Run	51
Tabella 14: Distribuzione dei livelli di pendenza durante la fase Endurance Run	51
Tabella 15: Temperatura, tensione e cicli di carico di un SPT	52
Tabella 16: Tabella di ricodifica numerica di temperatura del tamburo.	69

Abbreviazioni

EV: Electric Vehicle

DB: Drum Brake

MGU: Motor Gear Unit

DC-Motor: Direct Current Motor

Sic-M: Simplex combined Motor

EPB-Si: Electric Parking Brake – Simplex integrated

PBC: Park Brake Control

HECU: Hydraulic Electronic Control Unit

ECU: Electronic Control Unit

HCU: Hydraulic Control Unit

ESC: Electronic Stability Control

ESP: Electronic Stability Programme

SAR: Static Apply and Release

GVW: Gross Vehicle Weight

GCVW: Gross Combined Vehicle Weight

DAR: Drive Away Release

MAS: Multilevel Apply Strategy

CFD: Crazy Driver Function

DIA: Diagnosis request

ROR: Roll-Off Re-clamp (re-clamping when the vehicle is rolling off)

DOF: Drop Of Force

RT: Room Temperature

TSCC: Total Shoe Center Clearance

TSR: Technical Safety Requirement

SRS: System & Safety Requirements Specification

DUT: Devices Under Test

LC: Load Cycle

LTT: Life Time Test

RL: Rear Left

RR: Rear Right

SPT: System Performance Test

WC: Wheel Cylinder

HBL: Hand Brake Lever

ECE: Economic Commission for Europe

FMVSS: Federal Motor Vehicle Safety Standards

ISO: International Standardization Organization

IEC: International Electrotechnical Commission

1 Introduzione

Nella presente tesi, viene esposto il lavoro svolto durante il mio percorso formativo presso il reparto “System Testing” dell’area “Ricerca e sviluppo” della Continental Brakes Italy S.p.A (CAI) di Cairo Montenotte (SV).

Tale lavoro si è concentrato sullo studio del processo di design e sviluppo di un freno di stazionamento elettrico, partecipando attivamente alla fase di verifica dei requisiti previsti dalla product specification, in accordo con gli standard internazionali che qui andremo ad approfondire.

Introdotta dall’Ing. Davide Galluzzo, che mi ha costantemente seguito e supportato in questo percorso di formazione insieme all’Ing. Salvatore Turino e all’Ing. Francesco De Riggi, ho avuto l’opportunità di apprendere quelli che sono gli step del processo di verifica dei requisiti di sistema, al fine di validare i vari step del DV (Development Validation Process) e PV (Product Validation Process).

1.1 Il gruppo Continental Corporation

La società Continental fu fondata l’8 ottobre del 1871 ad Hannover con il nome di Continental-Caoutchouc & Guttapercha Compagnie. Nel corso di quasi 150 anni si è innovata ed è progredita fino ad essere presente oggi in 59 paesi sparsi in tutto il mondo con 246 stabilimenti, disponendo di una forza lavoro di oltre 241 mila dipendenti. (1) (2)

Attualmente il gruppo Continental è composto da due gruppi ben distinti, ovvero “Rubber” ed “Automotive”, i quali si suddividono a loro volta in divisioni.

Ogni divisione è poi a sua volta frazionata in “Business Unit” (BU).

- Rubber Group: sviluppa e produce pneumatici per automezzi (macchine, camion, biciclette, ecc.) ed è anche specializzata nella gomma e nelle tecnologie plastiche.
- Automotive Group: sviluppa e produce prodotti e sistemi innovativi per la sicurezza dell’auto, tenendo conto anche del fattore ambientale ed efficienza in termini di costi.

CAI è localizzata all’interno del “Continental Automotive Group”, nella divisione “Chassis & Safety” e nella Business Unit “Hydraulic Brake Systems” (HBS). (3)

Si riportano ora le BU facenti parte di entrambi i gruppi:

Continental Corporation Sales: €44.5 billion; Employees: 241,458				
Automotive Group Sales: €26.5 billion; Employees: 138,295			Rubber Group Sales: €18.0 billion; Employees: 102,685	
Chassis & Safety Sales: €9.4 billion Employees: 48,434	Powertrain Sales: €7.8 billion Employees: 41,744	Interior Sales: €9.6 billion Employees: 48,117	Tires Sales: €11.7 billion Employees: 56,884	ContiTech Sales: €6.4 billion Employees: 45,801
<ul style="list-style-type: none"> › Advanced Driver Assistance Systems › Hydraulic Brake Systems › Passive Safety & Sensorics › Vehicle Dynamics 	<ul style="list-style-type: none"> › Engine & Drivetrain Systems › Powertrain Components › Hybrid & Electric Vehicles 	<ul style="list-style-type: none"> › Body & Security › Commercial Vehicles & Aftermarket › Infotainment & Connectivity › Instrumentation & Driver HMI 	<ul style="list-style-type: none"> › Passenger and Light Truck Tire Original Equipment › Passenger and Light Truck Tire Replacement Business, EMEA › Passenger and Light Truck Tire Replacement Business, The Americas › Passenger and Light Truck Tire Replacement Business, APAC › Commercial Vehicle Tires › Two-Wheel Tires 	<ul style="list-style-type: none"> › Air Spring Systems › Surface Solutions² › Conveyor Belt Group › Industrial Fluid Solutions › Mobile Fluid Systems › Power Transmission Group › Vibration Control

Figura 1: Business Unit Continental Corporation – Photo: Continental AG (3)

1.2 Continental Brakes Italy

L'azienda in questione nasce con il nome di Automotive Products Italia (AP) S.r.l. nel 1984 a Cairo Montenotte in provincia di Savona, facente parte del gruppo Australian Pacifica Limited Group.

Nel 1997 ha inizio una collaborazione tecnica tra AP e Continental Automotive Group, che nella seconda metà del 2017 si tramuta nell'acquisizione dello stabilimento italiano da parte del gruppo tedesco. In seguito a tale operazione, AP è entrata a far parte di uno tra i maggior cinque produttori di componentistica per auto sotto il nome di Continental Brakes Italy, inserita all'interno della multinazionale Continental Corporation. Mentre fino al 1997, con una media di circa 200 dipendenti, la produzione dello stabilimento aveva riguardato quasi esclusivamente componenti per autovetture e veicoli commerciali del gruppo Fiat, dal 1998 in avanti fu intrapresa una nuova strategia di diversificazione dei clienti che ha consentito nuove assunzioni e nuovi ampliamenti della superficie dello stabilimento. (4)

Attualmente, l'azienda si sviluppa su una superficie di 52000 m² ed impiega circa 400 dipendenti, la maggior parte addetti alla produzione del prodotto.

2. Tipologie di freni

I freni sono dispositivi atti ad inibire o rallentare il movimento di un veicolo attraverso l'applicazione di una coppia resistente, anche detta coppia frenante (5). Essi sono costituiti essenzialmente da due elementi: l'elemento frenante e l'elemento frenato.

Il primo elemento viene azionato, alternativamente, da:

- Un sistema di azionamento idraulico, per la frenata di servizio.
- Un sistema di azionamento meccanico o elettromeccanico, per la frenata di stazionamento.

Per via di uno degli azionamenti previsti, tra l'elemento frenante e quello frenato si viene a creare una superficie di contatto, mediante la quale viene scambiata una forza tangenziale di attrito. Come conseguenza di tale forza, si ha il rallentamento fino all'arresto dell'elemento frenato, solidale al sistema in movimento da frenare.

I freni più comuni funzionano ad attrito radente, in si trasforma l'energia cinetica del veicolo in calore, attraverso lo strisciamento tra le due superfici di contatto (6). Il loro principio di funzionamento consiste nel premere un corpo solidale ad un asse fisso su un rotore solidale ad un corpo in moto. Si genera quindi un'orma di contatto in cui viene scambiata una forza di attrito, che si oppone al moto relativo tra i due corpi. Viene quindi generata una coppia frenante, data dal prodotto tra la componente della forza scambiata in direzione ortogonale al raggio di attrito e il raggio effettivo della ruota. La coppia resistente oltre a rallentare la ruota, si scaricherà sulla struttura del veicolo mediante le sospensioni.

Esistono anche sistemi frenanti elettromagnetici, usati ad esempio in campo ferroviario.

Nei veicoli elettrici sono sempre più diffusi sistemi di frenatura con recupero dell'energia, in cui l'energia cinetica del veicolo fa ruotare il motore elettrico, trasformandolo in un generatore. L'energia elettrica viene quindi immagazzinata in una batteria ad alta tensione, dove viene riutilizzata successivamente. Poiché la frenata a recupero di energia converte l'energia cinetica del veicolo in elettricità, i freni ad attrito sono presenti come backup e vengono utilizzati solo quando si sceglie una guida sportiva, pertanto la durata del materiale di attrito aumenta drasticamente.

Nel settore automobilistico sono utilizzati due tipologie di freni: i freni a tamburo, o anche detti a ceppo, ed i freni a disco.

Tutte le automobili presentano due freni a disco sull'asse anteriore, mentre sull'asse posteriore sono diffusi sia freni a disco che a tamburo.

Il freno a tamburo presenta una superficie di attrito maggiore del freno a disco, il che rende più alta la forza normale a parità di pressione idraulica esercitata dal cilindretto. Il tamburo però rende più complicata la dissipazione di calore generato dalla frenata dinamica, facendo crollare il coefficiente di attrito quando si pretendono dal freno elevate prestazioni (5) (7). Per questa ragione, i freni a tamburo sono quasi del tutto scomparsi dalle moderne autovetture, eccezion fatta per le vetture più economiche, su cui sono presenti sull'asse posteriore solo per via dei loro minori costi iniziali e di manutenzione.

Nel mondo dei freni a tamburo da pochi anni è stata sviluppata l'idea di attivare la funzionalità di frenata di stazionamento in modo elettromeccanico, con l'introduzione dell'EPB-Si (Electric Parking Brake Simplex integrated). Grazie ad un sistema chiuso e sigillato, tipico dei freni a tamburo, i freni EPB-Si sono decisamente meno soggetti alla corrosione, problema tipico per freni montati su veicoli elettrici, in quanto il loro utilizzo è meno frequente per via della frenata rigenerativa.

La presenza del tamburo garantisce anche una minore emissione di polveri sottili, risultanti dall'usura del materiale di attrito durante la frenata. Inoltre, il freno di stazionamento elettrico offre ai produttori di veicoli una maggiore libertà e più opzioni nella progettazione degli interni del veicolo e nell'installazione di sistemi di assistenza del veicolo. L'elettronica del freno è integrata con l'ECU che gestisce il controllo elettronico della stabilità del veicolo (ESC), consentendo funzionalità che non sono possibili con un freno a tamburo tradizionale. Tali funzionalità sono utili ad incrementare la sicurezza e il comfort della guida.

L'impianto frenante è inoltre facilmente scalabile (da 7" fino a 13") e per questo è adatto sia per mini e piccole auto che per veicoli più grandi, fino a 3,5 tonnellate. Queste caratteristiche hanno portato ad un nuovo interesse, da parte delle principali OEMs, per il freno a tamburo nella sua versione elettrica, rendendolo un'ottima scelta per la maggior parte dei veicoli elettrici.

CAI è specializzata nello sviluppo, produzione e validazione di impianti frenanti a tamburo.

2.1 Freno a tamburo

Il freno a tamburo è composto essenzialmente da un tamburo, ossia un corpo di forma cilindrica solidale alla ruota, e da un complessivo formato da una o più ganasce montate su un piatto, solidale al veicolo. (6)

Il freno può avere sia freni interni che esterni.

In questa breve trattazione si presenteranno solamente freni a ceppi interni.

Possiamo distinguere due tipi di ganasce, in base al verso di rotazione:

- Avvolgenti, se la forza con cui il cilindretto spinge la ganascia verso il tamburo fa ruotare la ganascia nello stesso verso di rotazione del tamburo.
- Svolgenti, se la forza fa ruotare la ganascia nella direzione opposta alla rotazione del tamburo.

La distinzione può equivalentemente essere effettuata guardando la forza di reazione che il tamburo esercita sulla ganascia:

- Avvolgenti, se la forza di reazione del tamburo sulla ganascia tende ad avvicinare la ganascia al vincolo, tendendo ad aumentare conseguentemente la superficie e la pressione di contatto.
- Svolgenti, se la forza di reazione del tamburo sulla ganascia tende ad allontanare la ganascia dal vincolo.

Nel primo caso il ceppo è detto compresso, nel secondo è detto teso.

Un freno può essere montato in diverse configurazioni:

- Simplex: un ceppo avvolgente e uno svolgente, l'organo di azionamento è unico e il funzionamento è identico per i due versi di rotazione.
- Duplex: due ceppi avvolgenti, il freno ha maggiore efficacia ma necessita di due organi di comando e nel caso di inversione di moto il freno diventa a due ceppi svolgenti perdendo di efficacia.

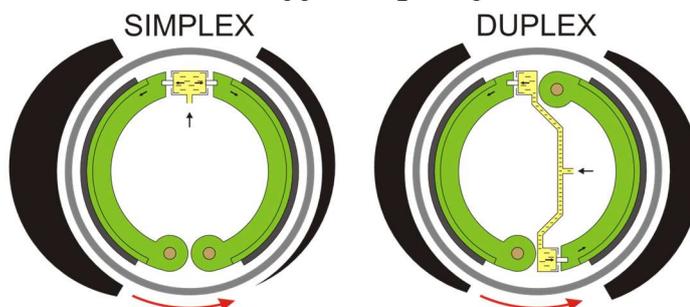


Figura 2: Schemi di freni a tamburo con la rispettiva distribuzione di forza. (8)

In campo automotive sono utilizzati maggiormente i freni a tamburo di tipo simplex, con una ganascia avvolgente, anche chiamata primaria

(leading shoe) ed una svolgente, anche chiamata secondaria (trailing shoe).

2.2 Sic-M – Descrizione del sistema

Il sistema meccanico dell'EPB-Si (Electronic Parking Brake-Simplex integrated) comprende due Sic-M, uno per ciascun lato del veicolo, disposti sull'asse posteriore.

Ogni Sic-M funge sia da freno di servizio, che da freno di stazionamento. Di seguito elencherò l'insieme di funzioni cui deve assolvere:

- Generare una coppia frenante di reazione sufficiente a contrastare il movimento del tamburo
- Minimizzare la torsione non voluta quando il freno non è applicato
- Garantire elevata qualità nelle emissioni sonore e di vibrazioni
- Facilità di manutenzione

Ciascuna delle funzioni porta ad uno specifico set di requisiti che il Sic-M deve rispettare. (9)

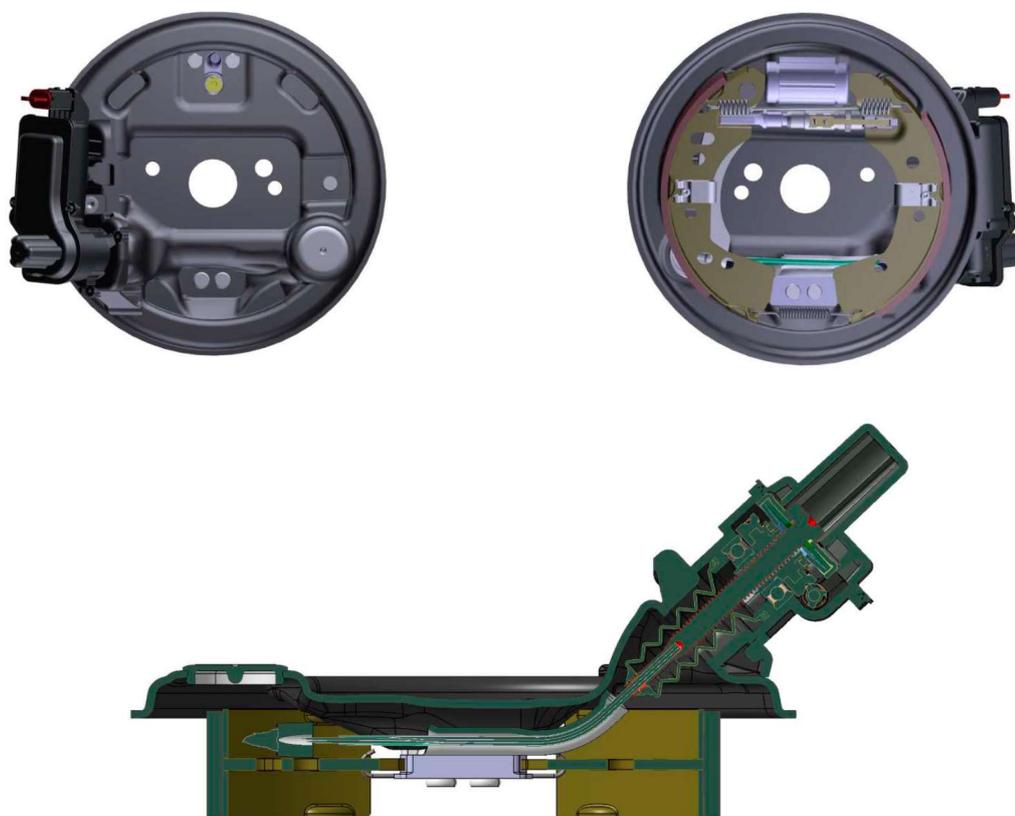


Figura 3: Esempio di Sic-M sinistro. (10)

Il Sic-M è costituito da alcuni elementi già presenti nel freno a tamburo standard, in alcuni casi modificati, più alcuni elementi aggiuntivi:

1. Cilindretto idraulico (wheel cylinder)
2. Molla superiore (upper spring)
3. Molla inferiore (lower spring)
4. Perno di ritegno della ganascia (shoe retaining pin)
5. Clip di ritegno della ganascia (shoe retaining clip)
6. Leva del freno a mano (hand brake lever)
7. Ganascia primaria (leading shoe)
8. Ganascia secondaria (trailing shoe)
9. Abutment
10. Piatto portafreno (backplate)
11. Autoregistro incrementale automatico (automatic incremental adjuster)
12. Tappo di ispezione (inspection plug)
13. Guida del cavo (Cable guide plate)
14. Supporto per l'attuatore (Bracket)
15. Attuatore incluso il cavo (MGU – Motor Gear Unit)

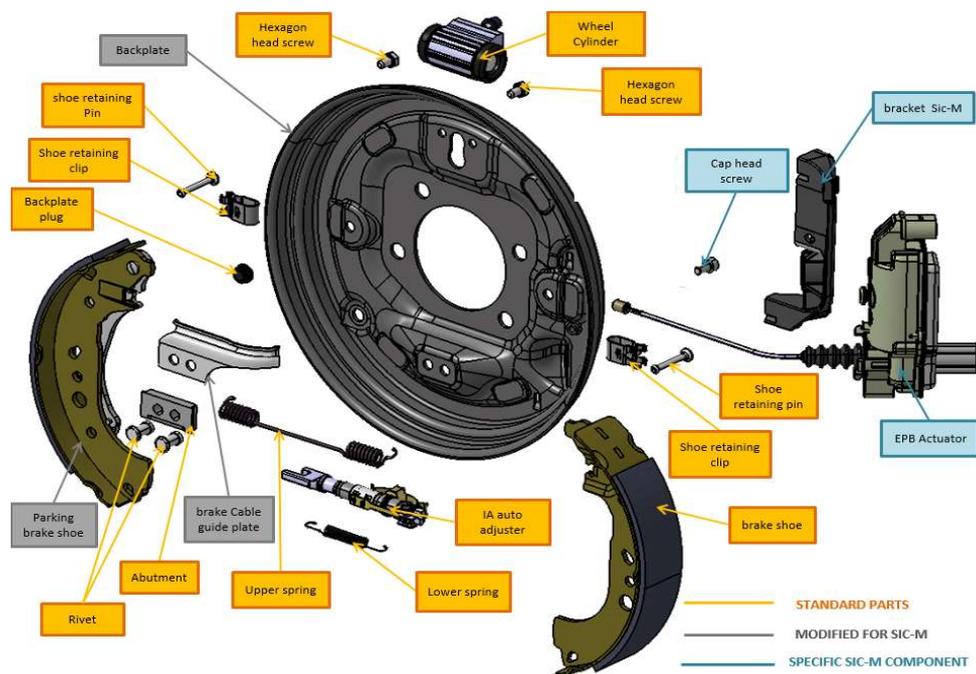


Figura 4: Modifiche apportate rispetto al freno a tamburo tradizionale

2.3 Integrazione dell'unità di controllo EPB nell'ECU

Un freno di stazionamento elettrico consiste in:

- Attuatori del freno di stazionamento per generare, attraverso il Sic-M, la forza necessaria, a mantenere in posizione il veicolo.
- Un'unità di controllo elettronica (ECU), la cui parte software contiene il software di gestione dell'EPB, il Parking Brake Control (PBC).
- L'EPB Switch che permette di azionare manualmente il freno di stazionamento.
- La componentistica hardware che permette di collegare l'ECU con l'attuatore e con l'EPB Switch

L'ECU si integra in una centralina che comprende anche la parte idraulica, quindi nel complesso abbiamo una Hydraulic Electronic Control Unit (HECU) che gestisce tutto il sistema frenante. Oltre al software indipendente PBC, che si occupa della gestione del freno di stazionamento elettrico, nell'ECU è integrato il software per la gestione del sistema di controllo elettronico della stabilità (ESC).

Il sistema EPB si divide in due parti per due diversi fornitori. Una parte del sistema EPB contiene l'EPB switch, l'attuatore del freno di parcheggio, il Sic-M e la logica di attuazione dell'EPB. Tale logica è contenuta ed espressa dal software PBC (parte in verde ed in rosso nella figura sotto).

La seconda parte del sistema EPB, anche chiamata HOST, contiene la centralina HECU, l'alimentazione elettrica della centralina, le periferiche necessarie (incluso il cablaggio degli attuatori del freno di stazionamento),

e controlla le funzioni esercitate dal conducente (parte in blu nella figura sotto).

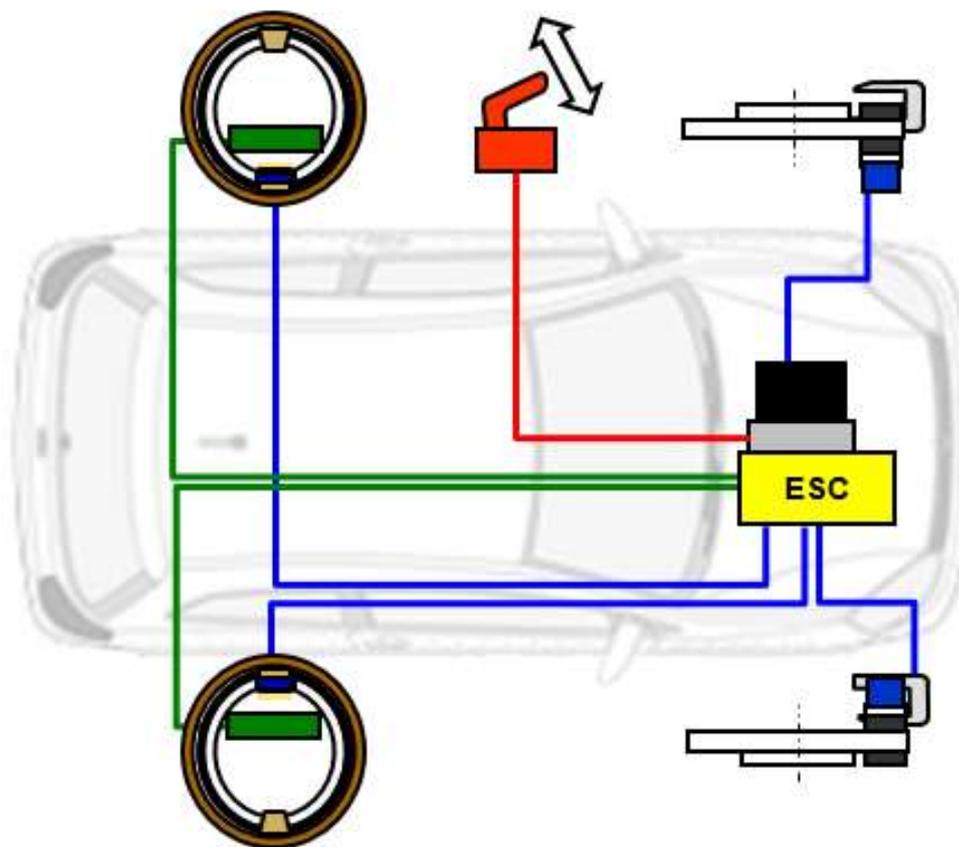


Figura 5: Schema esemplificativo dell'integrazione del freno di stazionamento elettrico secondo la VDA 305-100 (11)

Il PBC è un componente software progettato specificatamente per il freno di stazionamento ed integrato nell'HOST. L'integrazione dell'EPB con l'HOST è distinta rispetto all'uso dell'unità di controllo ESC.

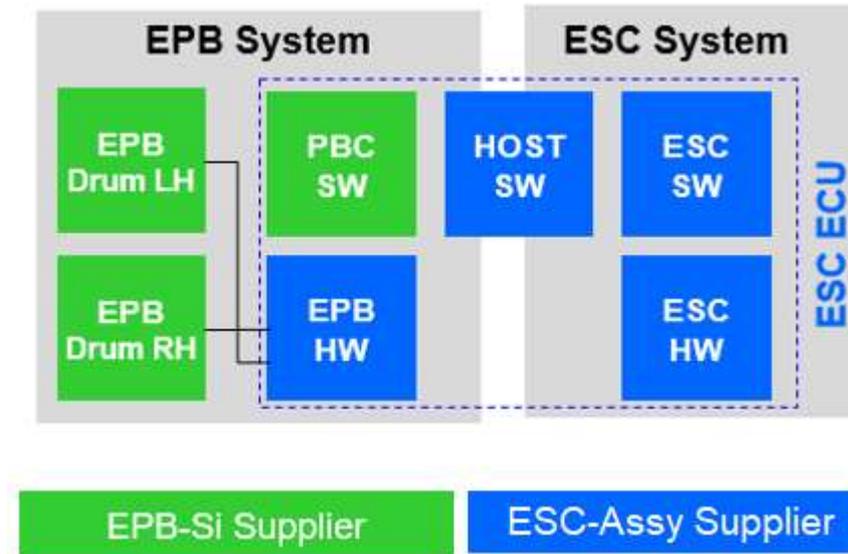


Figura 6: Rappresentazione logica del sistema EPB e di quello ESC (11)

Il sistema EPB è costituito da:

- I freni dell'asse posteriore, inclusi gli attuatori del freno di stazionamento (MGU sinistro e destro).
- Software PBC per il controllo degli attuatori del freno di stazionamento.
- Hardware EPB per l'attivazione degli attuatori del freno di stazionamento EPB.
- Software HOST per il controllo delle funzioni che può esercitare il conducente e la gestione delle periferiche (diagnosi, comunicazione, sensori del veicolo, sistema operativo).
- Componenti hardware usati congiuntamente al sistema ESC (es. microprocessore, componenti di memoria elettronica, ecc.).

Il sistema ESC è costituito da:

- Hardware ESC per realizzare una pressione idraulica attiva su uno o tutti i freni delle ruote del veicolo.
- Software ESC per l'esecuzione delle funzioni ESC: controllo elettronico di stabilità, sistema antibloccaggio, ecc.
- Componenti hardware usati congiuntamente al sistema EPB (es. microprocessore, componenti di memoria elettronica, ecc.).

2.4 Funzionalità: freno di servizio

La funzionalità del freno di servizio nel Sic-M è equivalente a quella nel freno a tamburo simplex tradizionale.

Il Sic-M è azionato da un cilindro a doppio effetto che forza le ganasce al contatto con il tamburo esterno, grazie anche alla reazione che l'abutment, rivettato sul piatto porta freno, esercita sulle ganasce.

La ganascia primaria (leading shoe) è quella che per frenare effettua una rotazione concorde al verso di rotazione del tamburo, la ganascia secondaria (trailing shoe) è quella che per frenare effettua una rotazione discorde al verso di rotazione del tamburo.

Entrambe le ganasce sono sostenute dal piatto porta freno e mantenute in posizione dalla coppia perno/clip di fissaggio della ganascia.

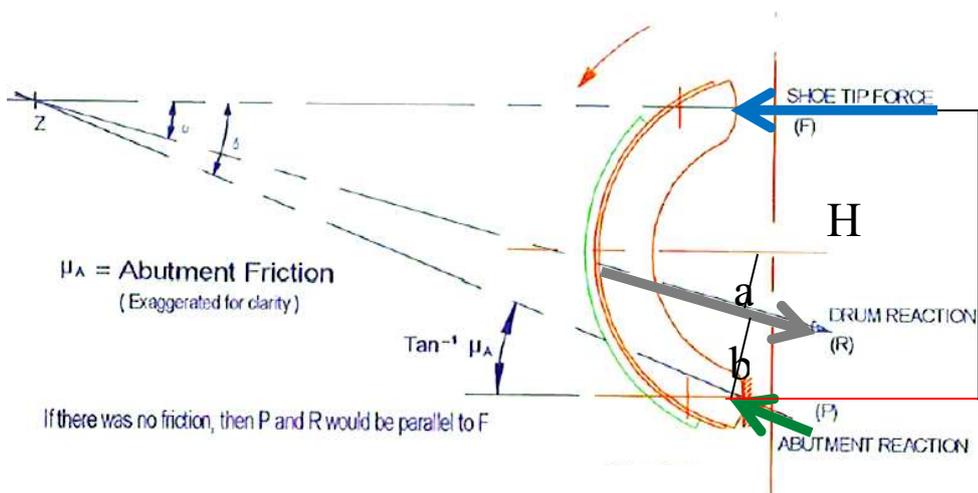


Figura 7: Equilibrio delle forze sulla ganascia primaria

Facciamo un equilibrio delle forze sulla ganascia primaria. Nota la forza applicata dal cilindretto, le direzioni di applicazione della reazione data dall'abutment e quella data dal contatto tra ganascia e tamburo, si ottiene il valore di forza scambiata tra ganascia e tamburo. Quest'ultima ha una componente tangenziale ed una normale alla superficie di contatto.

Con l'intento di ridurre al minimo il consumo di liquido dei freni, l'autoregistro incrementale automatico lavora per mantenere il più costante possibile il gioco tra tamburo e ganasce, compensando i fenomeni di usura.

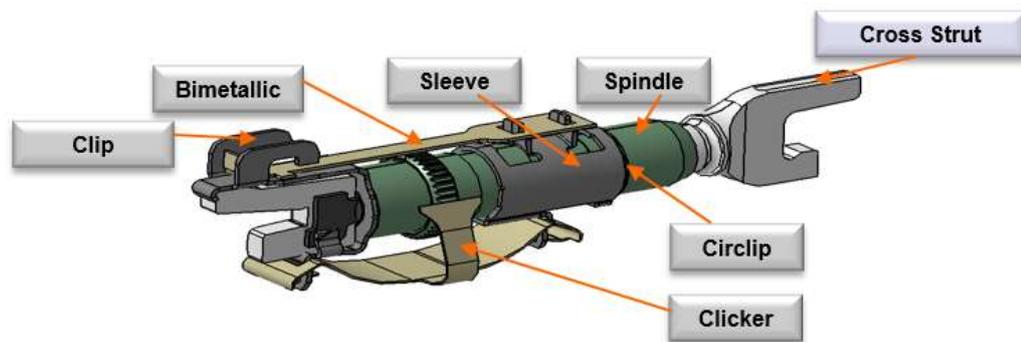


Figura 8: Sistema per regolare automaticamente il gioco

È inoltre presente una lama bimetallica che oltre un certo valore di temperatura si deforma, impedendo il recupero dei giochi da parte dell'autoregistro. Questo componente è necessario ad evitare che avvenga un recupero a causa di dilatazioni termiche, e non per effetto di usura.

2.5 Funzionalità: freno di stazionamento

Il freno di stazionamento garantisce una coppia frenante senza l'intervento del circuito idraulico, con il cambio in folle, anche in presenza di forte pendenza. Nel freno a tamburo Sic-M la coppia frenante è esercitata dagli stessi componenti che esercitano la frenata di servizio, ma l'attuazione non è più affidata al cilindretto, ma da una leva, tirata attraverso un cavo dall'MGU.

Nel freno a tamburo tradizionale il compito di attivare il freno di stazionamento è affidato al conducente attraverso l'azione di tirare la leva del freno a mano, quindi quest'ultimo decide anche quanta forza utilizzare per lo stazionamento.

Nel Sic-M la funzione di SAR (Static Apply and Release) è attuata da un motorino, e il conducente decide solo se applicare o meno l'EPB, attraverso uno switch, che è un'interfaccia di tipo on-off. Da qui il tema di sicurezza funzionale, definito nella ISO 26262 ed espresso nei requisiti di sistema. (12)

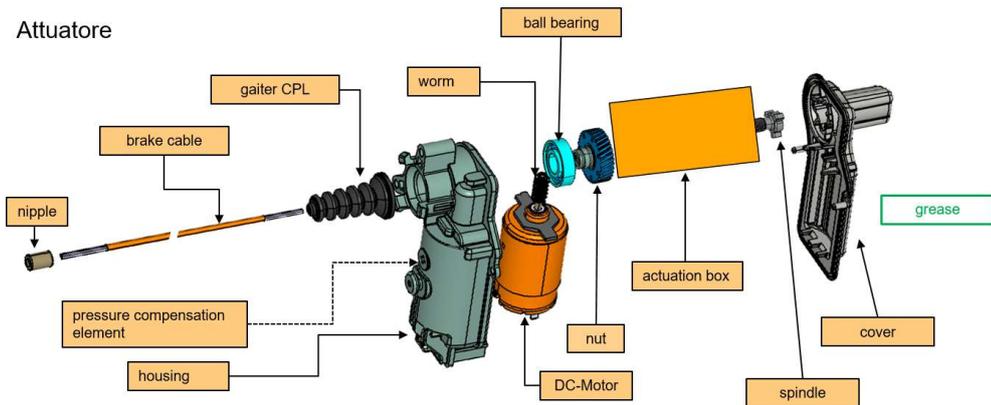


Figura 9: Componenti dell'attuatore

Nella posizione di rilascio, lo spindle si trova nell'estremità di rilascio del meccanismo di arresto, la leva del freno è in posizione zero e, agganciata con il cavo attraverso il nipple, si posiziona sotto la ganasce principale.

Durante l'azionamento il motore a corrente continua, attraverso l'ingranaggio a vite senza fine, converte la rotazione del motore in un movimento di traslazione. Il cavo, costituito da un'anima metallica e da un rivestimento che ha lo scopo di proteggere l'anima metallica dall'usura, segue il movimento del mandrino e aziona la leva attraverso il nipple. Il cavo è mantenuto in posizione nel Sic-M attraverso una guida (cable guide).

Il movimento della leva viene trasferito, attraverso l'autoregistro incrementale ed il fulcro della leva, ad entrambe le ganasce del freno, premendole contro il tamburo. Il tamburo con la sua rigidità reagisce a tale movimento generando una forza di serraggio che attraversa l'intera catena fino all'MGU.

La reazione alla forza di serraggio è garantita in sequenza dall'alloggiamento dell'attuatore, dalla staffa per il fissaggio dell'attuatore e dal piatto porta freno.

L'effetto autobloccante del meccanismo del mandrino mantiene la forza di azionamento quando la corrente non è più presente.

La generazione della coppia di tenuta è garantita dalle forze tangenziali generate dall'attrito tra il tamburo e il materiale di rivestimento delle ganasce (lining) (13). Anche per la frenata di stazionamento l'abutment, rivettato sul piatto porta freno, fa da perno per la rotazione delle ganasce ed esercita una forza di reazione su di esse.

3. Design e sviluppo del prodotto in accordo a modello a V ed ISO 26262

3.1 ISO 26262

Lo standard internazionale ISO 26262 è l'adattamento dello standard IEC 61508, per indirizzare le necessità specifiche del settore dei sistemi elettrici e/o elettronici (E/E) ai veicoli stradali. (13)

Questo standard si applica a tutte le attività di del safety lifecycle dei sistemi legati alla sicurezza, compresi i componenti elettrici, elettronici e software.

La sicurezza è uno dei problemi chiave nello sviluppo di veicoli stradali. Lo sviluppo e l'integrazione delle funzionalità nell'ambito automotive rafforzano il bisogno di sicurezza funzionale e la necessità di dimostrare che gli obiettivi di sicurezza funzionale siano soddisfatti.

Con l'aumentare della complessità tecnologica, dell'uso di software e dell'implementazione di sistemi mecatronici, vi è un conseguente aumento dei rischi, dati da fallimenti sistematici e fallimenti casuali della parte hardware, che devono essere considerati nel concetto di sicurezza funzionale. Lo standard ISO 26262 include una guida per ridurre i rischi, fornendo appropriati requisiti e processi.

Per raggiungere l'obiettivo di sicurezza funzionale la normativa ISO 26262:

1. Fornisce un riferimento per il safety lifecycle nel settore automotive e supporta l'integrazione delle attività da svolgere durante le fasi del ciclo di vita come sviluppo, produzione, funzionamento, servizio e dismissione;
2. Fornisce un approccio basato sul rischio specifico in ambito automotive, per determinare i livelli di integrità (Automotive Safety Integrity Levels ASILs);
3. Usa tali livelli di integrità (ASILs), per specificare quali dei requisiti dell'ISO 26262 sono applicabili per evitare rischi residui ingiustificati;
4. Fornisce i requisiti per le misure da adottare per la progettazione, implementazione, verifica, validazione e gestione della sicurezza funzionale;
5. Regola il rapporto tra clienti e fornitori.

Lo standard ISO 26262 si occupa della sicurezza funzionale dei sistemi E/E, ottenuta attraverso misure atte ad aumentare la sicurezza, inclusi

meccanismi di sicurezza. Inoltre, lo standard fornisce una struttura all'interno della quale poter considerare i sistemi legati alla sicurezza, che sfruttano diverse tecnologie (ad es. meccanica, idraulica, pneumatica).

Il raggiungimento della sicurezza funzionale è influenzato dal processo di sviluppo (incluso attività come la definizione dei requisiti, la progettazione, l'implementazione, l'integrazione, la verifica, la validazione e la configurazione), i processi di produzione, assistenza e management.

La sicurezza è intersecata con le più comuni attività relative alla verifica del funzionamento e della qualità. La normativa ISO 26262 indirizza gli aspetti relativi alla sicurezza di queste attività e dei prodotti.

3.1.1 Concetto di sicurezza funzionale

Lo standard ISO 26262 definisce la sicurezza funzionale come “the absence of unreasonable risk due to hazards caused by malfunctioning behavior of electrical or electronic systems”. (13)

Il concetto di sicurezza funzionale determina quanto sforzo, in termini di tempi e costi, bisogna mettere nello sviluppo e nella fase di validazione di un prodotto, per raggiungere determinati obiettivi. Al fine di chiarire questo concetto, si fa una distinzione tra cosa è sicuro e cosa è funzionalmente sicuro.

Quando un sistema è intrinsecamente sicuro, non esiste nessun modo che possa generare un malfunzionamento. Non tutti i sistemi sono però intrinsecamente sicuri, ciò dipende da come sono costruiti.

Quando però un sistema non è intrinsecamente sicuro, bisogna provvedere ad aggiungere funzionalità, non atte al miglioramento delle prestazioni del sistema. Tali funzionalità aggiuntive permettono al sistema di essere funzionalmente sicuro. È da sottolineare come, per raggiungere la sicurezza funzionale, si debbano aggiungere livelli di ridondanza nei sistemi, ad esempio dei sensori aggiuntivi, e quindi aggiungere costi per garantire tale ridondanza. Gli HW e SW aggiuntivi non sono necessari a garantire le prestazioni per cui il sistema è progettato, ma sono specificatamente utilizzati per raggiungere gli obiettivi di sicurezza funzionale, sono solo una specie di dispositivo di sicurezza.

Questi costi sono giustificati solo se la funzionalità che bisogna garantire in completa sicurezza sia critica, altrimenti sarebbe una spesa ingiustificata.

Il concetto di sicurezza funzionale è un modo per determinare il rischio dell'uso di circuiti complessi e semplici, per eseguire una funzione di sicurezza. La funzione di sicurezza deve sempre essere eseguita, sia in condizioni normali/non disturbate, sia in condizioni di malfunzionamenti.

La sicurezza funzionale affronta cosa accade quando i sistemi responsabili della sicurezza non funzionano. La sicurezza funzionale riguarda le conseguenze dei malfunzionamenti.

3.1.2 Valutazione del rischio e determinazione del livello ASIL

ASIL, Automotive Safety Integrity Level, è un modo per quantificare il rischio, associato all'uso da parte di una persona, di un certo componente. Consideriamo, ad esempio, il bloccasterzo elettrico. Esso è un sistema che deve essere operativo solo se il veicolo è parcheggiato ed il motore è spento. Tale funzione è molto critica, in quanto il volante deve essere sempre utilizzabile durante la guida, altrimenti non si ha il controllo del veicolo. Questo tipo di sistema è altamente critico quindi riceve un alto livello ASIL. Se invece si pensa ad un sistema che controlla il condizionamento dell'aria del veicolo, usato quindi in estate quando la temperatura è elevata o in inverno quando fa freddo, se questo sistema non funziona, genera problemi a livello di comfort della guida, ma non mette a rischio la vita di nessuno. In tal caso il livello ASIL sarà basso.

La ISO 26262 prescrive una metodologia per capire quali sono le funzioni che un certo componente deve assolvere, e fornisce una metodologia per capire quale sarebbero le conseguenze del malfunzionamento di quel componente, in ogni possibile scenario di guida in cui è utilizzato quel componente. (12) In base al processo chiamato “analisi dei pericoli e valutazione dei rischi” (Hazard Analysis and Risk Assessment), lo standard fornisce un modo per definire il livello ASIL di quel componente.

Una volta noto il livello ASIL di un componente, lo standard prescrive come bisogna approcciare al design e alla validazione di quel componente, al fine di utilizzare tutte le metodologie che l'industria automotive ha definito adeguate a soddisfare quel livello ASIL.

Per definire il livello ASIL di un componente, bisogna partire definire 3 concetti: “severity”, “exposure”, “controllability”.

- Severity: misura in cui un malfunzionamento si estende ad un individuo, provocando un danno fisico alla salute di persone.

	Class			
	S0	S1	S2	S3
Description	No injuries	Light and moderate injuries	Severe and life-threatening injuries (survival probable)	Life-threatening injuries (survival uncertain), fatal injuries

Tabella 1: Livelli di severità, descritti da ISO 26262-3 (14)

- Exposure: cerca di misurare, se il problema si verifica, quanto è probabile che si crei un pericolo. Indica quanto una situazione operativa può essere pericolosa se coincidente con la modalità di guasto in analisi.

	Class				
	E0	E1	E2	E3	E4
Description	Incredible	Very low probability	Low probability	Medium probability	High probability

Tabella 2: Livelli di probabilità di esposizione durante normali situazioni operative, descritti da ISO 26262-3 (14)

- Controllability: capacità di evitare un danno a persone e cose attraverso la reazione tempestiva delle persone coinvolte. Se un malfunzionamento è difficile da controllare, come ad esempio lo scoppio di un airbag o l'attivazione del bloccasterzo elettrico quando il veicolo viaggia in autostrada, allora comporta un pericolo maggiore, rispetto al malfunzionamento di un componente facilmente controllabile.

	Class			
	C0	C1	C2	C3
Description	Controllable in general	Simply controllable	Normally controllable	Difficult to control or uncontrollable

Tabella 3: Livelli di controllabilità, descritti da ISO 26262-3 (14)

Dopo aver valutato la severità, la controllabilità e l'esposizione di un componente in una situazione di malfunzionamento, si definisce quindi conseguentemente il livello ASIL:

Table 4 — ASIL determination

Severity class	Probability class	Controllability class		
		C1	C2	C3
S1	E1	QM	QM	QM
	E2	QM	QM	QM
	E3	QM	QM	A
	E4	QM	A	B
S2	E1	QM	QM	QM
	E2	QM	QM	A
	E3	QM	A	B
	E4	A	B	C
S3	E1	QM	QM	A
	E2	QM	A	B
	E3	A	B	C
	E4	B	C	D

Tabella 4: Determinazione livelli ASIL, ISO 26262-3 (14)

- Un sistema è ritenuto QM (Quality Measure) se un suo malfunzionamento non provoca nessun danno fisico all'utente umano, genererebbe solo meno confort (ad esempio aria condizionata).
- ASIL A è il più basso livello di criticità in cui è applicato il concetto di sicurezza funzionale. Indica che, se si verifica un malfunzionamento, esso comporta un minor impatto su persone.
- ASIL B indica che, se si verifica un malfunzionamento, esso comporta un maggior impatto su persone.
- ASIL C indica che, se si verifica un malfunzionamento, c'è il pericolo che venga seriamente messa a repentaglio la vita di persone.
- ASIL D è il livello più alto di criticità, che indica che, se si verifica un malfunzionamento, comporterà sicuramente un evento catastrofico sulla vita di persone.

3.2 Introduzione al V-Model

Il modello a V è un modello del ciclo di vita utile nel processo di sviluppo del prodotto, che mostra il collegamento tra le specifiche di prova in ogni fase dello sviluppo.

Il modello a V traccia una guida da seguire per l'intero processo, dalla concezione del prodotto fino alla consegna al cliente. Seguendo tutti i passaggi di questo modello, si può essere sicuri che un prodotto consegnato rispetti i requisiti legali e quelli del cliente.

Generalmente, all’inizio dello standard ISO 26262, vengono mostrati i passaggi principali dello standard, sintetizzati in un modello a V.

Nella figura seguente, la “V” disegnata rappresenta l’interconnessione tra le parti della ISO 26262 numero 3, 4, 5, 6, 7.

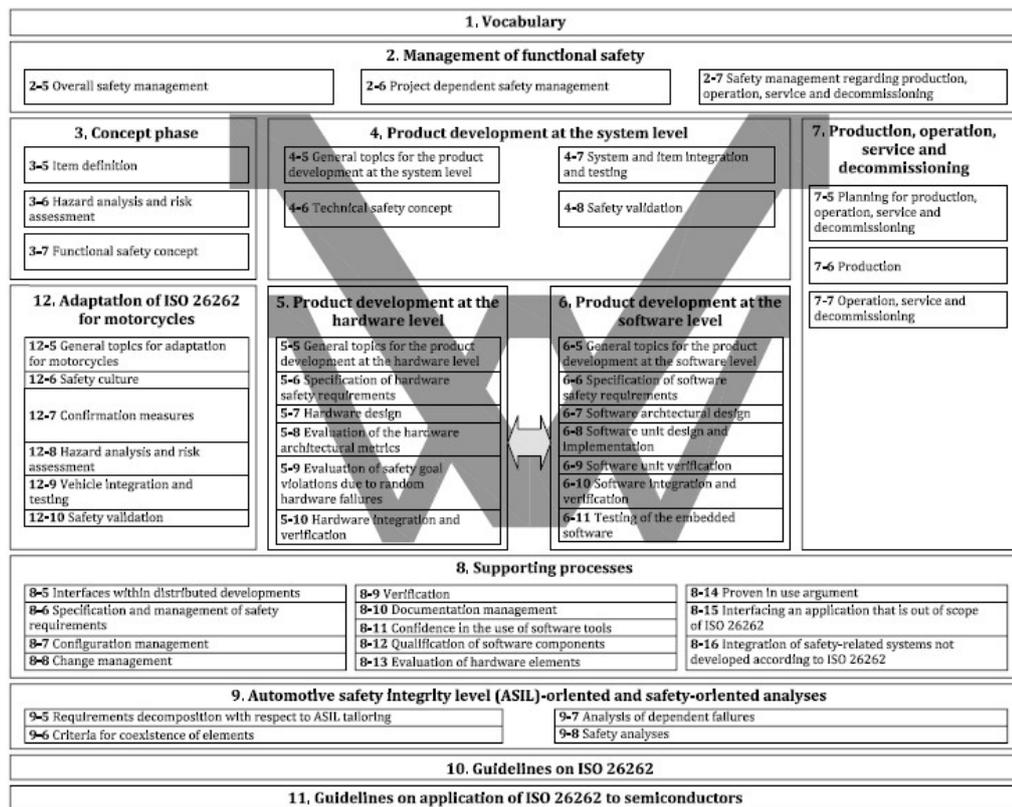


Figura 10: Panoramica dello standard ISO 26262 (13)

Il nome deriva dalla forma base del modello.

Le fasi di sviluppo iniziano dal lato sinistro andando verso il basso, dalla raccolta e raffinamento dei requisiti alla realizzazione del progetto.

La verifica dei requisiti attraverso l’esecuzione dei test va lungo il lato destro dal basso verso l’alto.

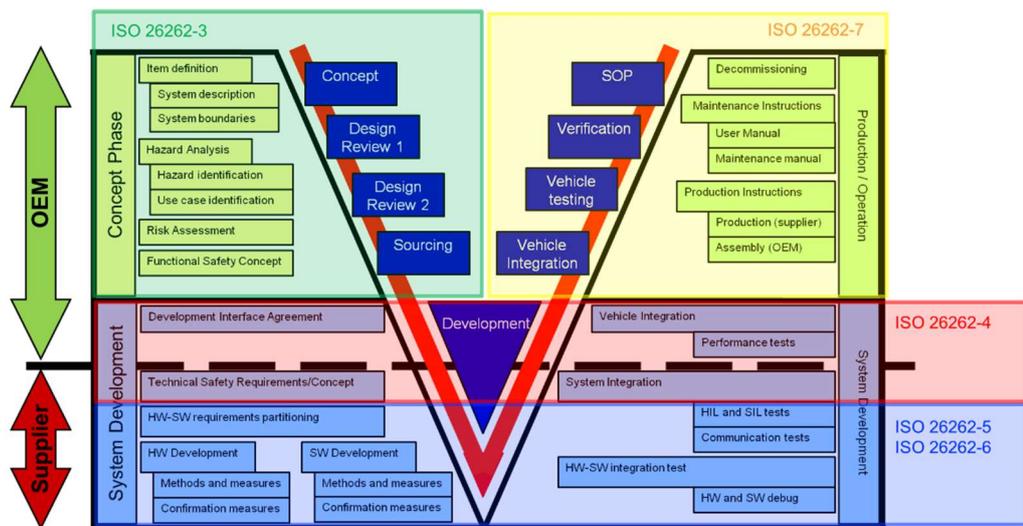


Figura 11: V-Model, schema

L'ISO 26262 è suddivisa in diverse parti, ciascuna delle quali affronta ogni area (a seconda dello sviluppo su sistema, software, hardware, gestionale).

Ogni parte del modello V potrebbe essere assegnata a una parte specifica dell'ISO.

L'approccio da seguire consiste essenzialmente in:

1. Definizione dello scopo dell'applicazione che si sta progettando (concept phase).
2. Stabilire i requisiti di tale sistema che si vuole progettare, in dipendenza dal livello di sicurezza stabilito.
3. Trasferire i requisiti di sistema ad un livello inferiore (altro sistema incluso nel precedente, fino a livello di componente).
4. Passare alla progettazione e sviluppo di sottosistemi in accordo ai requisiti stabiliti.

A questo punto, terminata la fase di design e sviluppo, si passa al ramo destro della V, quello relativo alla verifica:

5. Verifica che i componenti e sotto-sistemi rispettino i requisiti previsti.
6. Verificare l'integrazione dei sotto-sistemi in sistemi più ampi, che li inglobano.
7. Testare a livello di sistema più ampio
8. Rilascio per la produzione

Questo processo è iterativo ed è ripetuto attraverso l'intero flusso.

Per ogni step abbiamo delle frecce che tornano indietro. Questo perché se ad esempio durante la fase di definizione dei requisiti di sistema abbiamo dei problemi, si torna indietro per evitare i problemi riscontrati.

Su tutto il lato sinistro del V model ci sono loop all'indietro, mentre sul lato destro si torna al corrispondente step sul lato sinistro. Ogni volta che testiamo qualcosa, se ci accorgiamo che risulta un comportamento anomalo, ci possiamo muovere sul corrispondente lato sinistro.

Risulta evidente come le fasi del modello a V siano divise tra OEM e fornitori dei singoli sistemi (OES – Original Equipment Supplier). Infatti questo modello definisce anche i rapporti tra OEM e OES. Nel caso specifico dello sviluppo dell'EPB-Si, questo è un sotto-sistema, prodotto da Continental che è fornitore di OEM. (15)

4 Verifica e validazione delle prestazioni del sistema in accordo a VDA 370

Le procedure di prova per la verifica dei requisiti di un EPB-Ci (caliper integrated) sono definiti dallo standard VDA 370 (16).

La VDA (Verband der Automobilindustrie / Association of the Automotive Industry) non ha ancora definito uno standard per l'equivalente EPB integrato in un freno a tamburo di tipo simplex. Pertanto, le procedure e la strategia di prova per la verifica dei requisiti di un EPB-Si, definite in questo capitolo, anche se seguono in generale il filo della VDA 370, si discostano leggermente per adattarsi meglio al freno a tamburo.

4.1 Dai requisiti alla strategia di prova

4.1.1 Concetto di Hill Hold nel sistema EPB-Si e impatto sull'attuazione

Quando inizia lo stazionamento del veicolo in pendenza, attraverso l'azione elettromeccanica dell'MGU, il tamburo dei freni posteriori si può trovare ad alte temperature. Durante lo stazionamento il tamburo si raffredda e, a causa dei processi meccanici e termici, la forza applicata cambia (diminuisce). Pertanto, quando necessario, è permesso un incremento della forza di serraggio attraverso una riapplicazione.

Particolare importanza è assunta dal ROR (Roll-Off ReClamp). Tale funzione consente all'ECU di monitorare il movimento della vettura, senza la presenza del pilota, per un determinato periodo di tempo e di riattivare la funzione EPB in caso di movimento del veicolo (rotazione del tamburo > 10 cm).

La funzione di ROR è sempre attiva quando l'unità di controllo (centralina) è in funzione. L'unità di controllo è mantenuta attiva per un tempo sufficiente a garantire un'eventuale applicazione tramite ROR, e tale tempo dipende dalla pendenza.

La DOF (Drop Of Force) è la differenza, espressa in %, tra la forza applicata inizialmente e la forza risultante dopo l'applicazione della coppia. Può essere definita e misurata in diversi punti della catena cinematica. La DOF rappresenta la perdita di forza causata da effetti

meccanici, legati ai giochi interni al sistema, generati dall'aumento di coppia.

Parcheggiando l'auto in collina, il peso del veicolo è mantenuto dai 4 freni. Una volta che la pressione idraulica viene rimossa, tutto il peso è tenuto dai soli freni posteriori (attuati elettro-meccanicamente) e, conseguentemente, la coppia aumenta improvvisamente. L'aumento di coppia corrisponde ad una piccola rotazione del tamburo, stabilizzazione e movimento delle ganasce all'interno del tamburo. Il movimento delle ganasce si riflette nella variazione delle forze scambiate lungo la catena cinematica.

È importante valutare e compensare questa perdita di forza, al fine di assicurare un corretto stazionamento.

La progettazione di base delle prestazioni di Hill Hold, per il sistema del freno di stazionamento, si basa su specificati valori di DOF. Questo significa che qualunque deviazione verso il basso di questi valori comporterà un peggioramento delle prestazioni, che devono essere valutate in base al progetto. I requisiti per la DOF devono essere conformi al calcolo di sistema del progetto.

4.1.2 Requisiti legali

I requisiti e le condizioni di prova qui specificati riassumono le norme di sicurezza del veicolo ECE R 13 H/00 DE per l'Europa e FMVSS 135 per gli Stati Uniti. Queste costituiscono la base del concetto di hill hold descritto di seguito e il conseguente metodo di verifica e la procedura di prova associata al tale concetto. (18) (19)

Parametri	Requisiti legali
Pendenza stradale	Per il solo veicolo: $\geq 20\%$ ^{1, 2} Veicolo con rimorchio $\geq 12\%$ ³
Condizione di carico del veicolo	Peso lordo del veicolo a pieno carico GVW (serbatoio del carburante del veicolo pieno al 100%) ⁴
Cambio	Il test deve essere eseguito con il cambio in folle. ⁵
Temperatura ambiente	Il test deve essere eseguito a temperatura ambiente (temperatura tra 0 ° C e 40 ° C).
T _{Start}	Durante la prova, la temperatura iniziale del tamburo T _{Start} non deve superare i 100 ° C. ^{6 7}
Rodaggio del freno	Le ganasce del freno devono essere pre-condizionate con 200 arresti da una velocità di 80km/h. È consentito un azionamento ripetuto del freno di stazionamento. ⁸
Durata dello stazionamento	Le prestazioni di tenuta del veicolo devono essere garantite per un periodo indefinito. ^{9 10}
Direzione del Veicolo	La procedura di rodaggio si svolge con il veicolo che viaggia in avanti. "Il veicolo deve essere guidato in salita con il suo asse longitudinale nella direzione della pendenza." ¹¹ Il test è richiesto anche nella direzione opposta. ¹²

Tabella 5: Requisiti legali e condizioni di prova

Nei veicoli in cui il rimorchio è permesso, il sistema del freno di stazionamento deve essere in grado di mantenere il peso lordo combinato dei veicoli (auto più rimorchio) alla pendenza del 12% (GCVW Gross Combined Vehicle Weight).

Come appena mostrato, il limite di legge impone di stazionare un GVW a 20% e, se è ammesso il rimorchio, un GCVW al 12%. Questo limite deve essere sempre garantito. In realtà, quello che si fa nella pratica va oltre la semplice verifica dei requisiti di legge, andando a testare diverse

¹ ECE R 13H/00 DE, issued on August 22, 2012, Section 5.1.2.3, Appendix 3, Section 2.3.1

² 49 CFR 571.135 (FMVSS 135), issued on November 20, 2012, S7.12.2 (e)

³ ECE R 13H/00 DE, issued on August 22, 2012, Appendix 3, Section 2.3.2

⁴ 49 CFR 571.135 (FMVSS 135), issued on November 20, 2012, S6.3.1.1

⁵ 49 CFR 571.135 (FMVSS 135), issued on November 20, 2012, S7.12.2 (g)

⁶ ECE R 13H/00 DE, issued on August 22, 2012, Section 1.4.1.1

⁷ 49 CFR 571.135 (FMVSS 135), issued on November 20, 2012, S7.12.2 (1)

⁸ 49 CFR 571.135 (FMVSS 135), issued on November 20, 2012, S7.12.1 (d) and S7.12.2 (l)

⁹ ECE R 13H/00 DE, issued on August 22, 2012, Section 5.1.2.3

¹⁰ 49 CFR 571.135 (FMVSS 135), issued on November 20, 2012, S7.12.3

¹¹ 49 CFR 571.135 (FMVSS 135), issued on November 20, 2012, S7.12.2 (f)

¹² 49 CFR 571.135 (FMVSS 135), issued on November 20, 2012, S7.12.2 (n)

condizioni in modo da caratterizzare le prestazioni del freno e verificare lo stazionamento in modo più accurato. In questo modo è possibile mappare le prestazioni dell'EPB-Si. Oltre al requisito di legge quindi, entrano in gioco i requisiti cliente, in cui si testano le prestazioni in condizioni più severe di quelle imposte dalla legge, andando sostanzialmente ad aumentare la difficoltà di stazionamento.

Vengono definiti 3 diversi livelli di forza da applicare, distinti in base alla pendenza considerata, più la presenza o meno del rimorchio. In base al livello esiste una differente strategia di applicazione, che impone diversi valori di corrente all'attuatore ed eventuali riapplicazioni di corrente, imponendo così una differente forza di stazionamento.

Di seguito vengono riportate le condizioni di prova, con i rispettivi livelli ASIL assegnati.

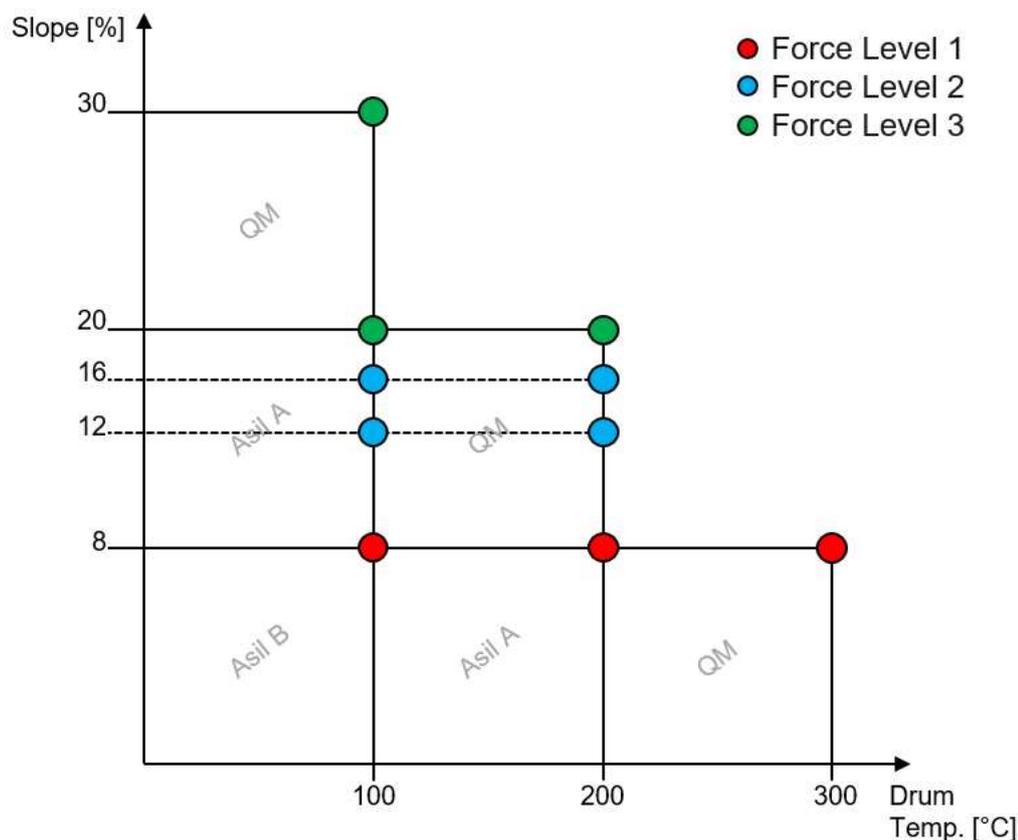


Figura 12: Pendenze e temperatura del tamburo in cui bisogna verificare lo stazionamento, con 3 diversi livelli di forza

È da notare inoltre che, anziché applicare sempre la forza necessaria allo stazionamento nella condizione più critica tra quelle da testare, si applica una forza differente, ponderata in base al livello ed alla temperatura del tamburo. Ciò avviene al fine di salvaguardare la vita dei componenti, che altrimenti sarebbero soggetti ad un carico meccanico eccessivo rispetto al necessario, riducendo così la vita utile del prodotto.

4.1.3 Strategia per verificare le prestazioni del sistema EPB-Si

La capacità di tenuta in salita di un EPB-Si dipende dalle prestazioni dell'intero sistema e per questo deve essere verificata tenendo in considerazione il più possibile tutti i fattori di influenza.

Essendo praticamente impossibile tenere sotto controllo tutti gli input necessari in un unico test, la strategia di test consiste in due fasi:

1. Test di Hill Hold su banco prova dinamometrico considerando il caso peggiore: lo stazionamento deve essere verificato utilizzando la forza minima di applicazione / riapplicazione combinata con il massimo valore di torsione (GVW - Gross Vehicle Weight) per diversi livelli di pendenza e temperatura del tamburo. Questo test dimostra che il veicolo è sicuro nelle peggiori condizioni possibili.
2. System Endurance test è sostanzialmente un test di usura, basato su una situazione critica ma realistica: vengono eseguiti 100k LC (Load Cycle) in diverse condizioni di temperatura ambientale, tensione di alimentazione, pendenza e pressione idraulica, più le riapplicazioni quando previste. In termini di usura un minor peso del veicolo (che si traduce in una minore coppia) è più critico, in quanto genera una minore caduta di forza (DOF). Questo test dimostra che, durante tutta la vita utile del freno, viene sempre raggiunta la minima forza di applicazione / riapplicazione necessaria a stazionare.

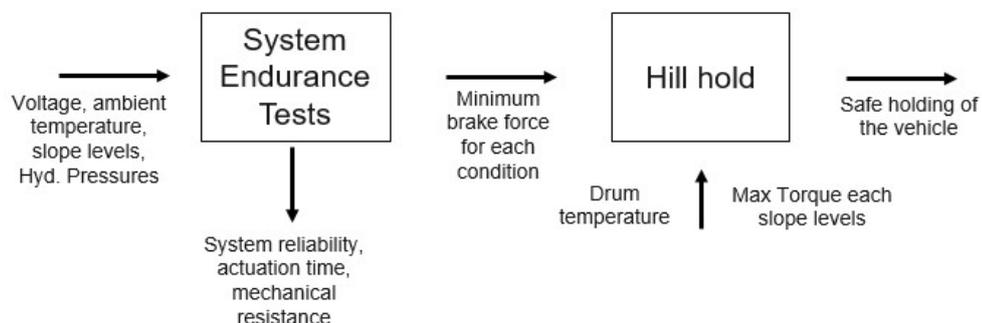


Figura 13: Test di verifica del sistema - strategia di prova

Il collegamento tra i 2 test è costituito dal minimo livello di forza registrato durante il test endurance del sistema che diventa l'input della prova di Hill Hold per ogni livello di pendenza.

La combinazione dei due test garantisce che la minima forza applicata dal sistema sia sufficiente a stazionare in sicurezza il veicolo nelle condizioni peggiori e che tale forza minima sia sempre raggiunta.

4.2 Test su banco dinamometrico

Il seguente capitolo descrive i test da eseguire su un banco di prova dinamometrico, per determinare il coefficiente di attrito statico del freno e per verificare la capacità di tenuta in pendenza della coppia.

Entrambi i test utilizzano per la maggior parte lo stesso setup di prova, lo stesso ambiente di prova e gli stessi singoli moduli della sequenza di prova. Pertanto, queste sotto-aree sono prima descritte all'inizio di questo capitolo.

4.2.1 Setup e ambiente di prova

Tutti i componenti di prova sono utilizzati nelle condizioni in cui sono consegnati (nuovi) e devono essere specifici del progetto. Viene eseguita un'ispezione visiva delle parti di prova, per assicurarsi che non presentino anomalie che ne pregiudichino il funzionamento. Vengono utilizzate come parti di prova del progetto specifico il tamburo, il Sic-M specifico, il knuckle (o in alternativa una struttura piatta).

Il freno è testato in condizione a nuovo. Sono consentite solo prove specifiche delle ganasce che non alterino seriamente il comportamento del lining (ad esempio, la misura della frequenza naturale o la misura della compressibilità a caldo e a freddo, devono essere seguite da un periodo di riposo di almeno 24h). (18)

Il setup di prova è effettuato sul banco prova dinamometrico dotato di azionamento ausiliario. (17)

Il freno (a scelta destro o sinistro) è montato, adattandosi al banco di prova, mediante un gruppo knuckle specifico del progetto e il mozzo della ruota associato. Il montaggio del Sic-M, quello delle viti e i valori delle coppie di serraggio, vengono applicate conformemente alle specifiche del veicolo.

4.2.2 Procedura di verifica Hill Hold

La procedura di prova comprende i seguenti passaggi:

Prima volta:

- Avviare il programma per il rodaggio delle nuove (“green”) parti

Per ciascun livello di temperatura:

- Fase di riscaldamento
- Fase di mantenimento della temperatura
- Fase di raffreddamento

Per l'intera procedura è utilizzato un solo set di ganasce.

I seguenti livelli di temperatura (T_{Start}) e gradienti (o le coppie necessarie per lo stazionamento in pendenza) devono essere raggiunte nell'ordine specificato:

Temperatura del tamburo 100°C:

1. Forza di livello 1 – 100
2. Forza di livello 1 – 100_2
3. Forza di livello 2 – 100
4. Forza di livello 2 – 100 – Trailer
5. Forza di livello 3 – 100

Temperatura del tamburo 200°C:

6. Forza di livello 1 – 200
7. Forza di livello 2 – 200
8. Forza di livello 2 – 200 – Trailer
9. Forza di livello 3 – 200

Temperatura del tamburo 300°C:

10. Forza di livello 1 – 300
11. Forza di livello 2 – 300
12. Forza di livello 2 – 300 – Trailer
13. Forza di livello 3 – 300

Per aumentare il fattore di sicurezza è previsto di verificare prima i requisiti legali fissati a 20% 100°C, qualsiasi applicazione aggiuntiva aggiunge rodaggio alle ganasce.

La fase 2 dà la possibilità di testare una particolare condizione rispetto a quella da rispettare per legge, ed è specifica del progetto.

4.2.2.1 Programma di rodaggio

Il programma di rodaggio comprende procedure di frenata con i seguenti parametri:

Descrizione	Parametro	Valore
Numero di frenate	K	200
Velocità iniziale	v_A	80 km/h
Velocità finale	v_E	30 km/h
Pressione idraulica del freno (cost.)	p	30 bar
Temperatura iniziale del tamburo	T_A	100 °C
Temperatura finale del tamburo	T_E	open
Aria di alimentazione (ventilazione)		2400 m ³ /h

Tabella 6: Parametri per il programma di rodaggio

4.2.2.2 Fase di riscaldamento

Viene raccomandato di seguire le seguenti condizioni di riscaldamento, al fine di minimizzare qualsiasi disomogeneità nelle condizioni termiche iniziali delle parti del freno coinvolte nelle prove.

Il tamburo viene riscaldato tramite l'azione del freno in step di 50°C, seguiti da raffreddamenti intermedi di 20°C, fino al raggiungimento della temperatura obiettivo $T_{\text{Start}} + 50^\circ\text{C}$ con i seguenti parametri:

Descrizione	Parametro	Valore
Velocità iniziale	v_A	80 km/h
Minimo valore di velocità finale della procedura di frenatura	v_E	30 km/h
Incremento di temperatura del tamburo del freno		max. 50 K
Aria di alimentazione (ventilazione)		1000 m ³ /h

Tabella 7: Parametri per la fase di riscaldamento del tamburo

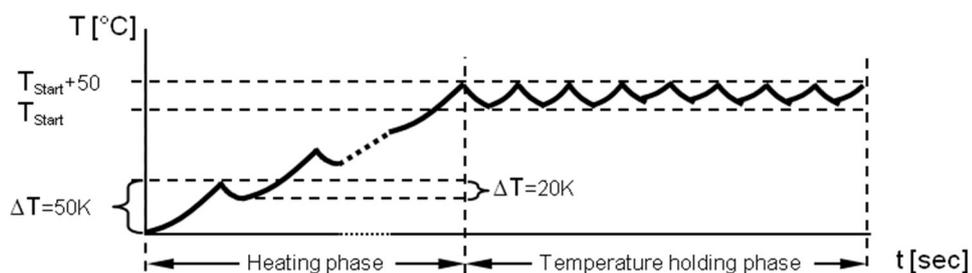


Figura 14: Diagramma della fase di riscaldamento e della fase di mantenimento della temperatura

4.2.2.3 Fase di mantenimento della temperatura

La temperatura del tamburo è tenuta al di sopra della temperatura iniziale del tamburo (T_{Start} , guarda anche la figura precedente) per 5 minuti, al fine di garantire una distribuzione di temperatura omogenea all'interno del tamburo. Pertanto, i cicli di frenata definiti di seguito sono eseguiti ripetutamente per 5 minuti.

L'ultimo ciclo di frenata prevede un'applicazione di arresto del freno, finché il tamburo non si ferma (velocità < 5 km/h) e non sia raggiunta una temperatura massima del tamburo di $T_{Start} + 50$ °C. Se il valore massimo di temperatura viene superato, è prevista una successiva decelerazione controllata dal motore di azionamento e non attraverso il freno ad attrito.

Durante la fase di mantenimento della temperatura sono previsti dei cicli comprendenti l'applicazione idraulica del freno seguita dal successivo raffreddamento del tamburo.

Viene applicato il freno al fine di riscaldare il tamburo, fino alla temperatura iniziale $+ 50$ °C ($T_{Start} + 50$ °C), successivamente il tamburo viene raffreddato fino a T_{Start} . Si utilizzano i seguenti parametri:

Descrizione	Parametro	Valore
Velocità iniziale	v_A	80 km/h
Minimo valore di velocità finale della procedura di frenatura	v_E	30 km/h
Velocità di raffreddamento	v_K	80 km/h
Pressione idraulica del freno	p	30 bar
Aria di alimentazione (ventilazione)		1000 m ³ /h

Tabella 8: Parametri per la fase di mantenimento della temperatura del tamburo

4.2.2.4 Fase di raffreddamento, verifica delle prestazioni di Hill Hold

Di seguito, viene spiegata la fase di verifica delle prestazioni di Hill Hold, utile alla comprensione del grafico successivo:

- Quando la temperatura iniziale viene raggiunta, il freno viene applicato idraulicamente, per simulare la frenata di arresto del veicolo, al valore di pre-pessione indicato.
- La coppia è impostata ad un valore di pre-torque richiesta, secondo la distribuzione sui freni corrispondente ad 1/4 della coppia di stazionamento in salita richiesta per il peso totale del veicolo.
- Il freno viene successivamente attivato in modo elettro-meccanico dall'MGU, aumentando il valore di forza di bloccaggio fino a che non viene raggiunto il valore di forza richiesta, specifica del progetto.
- Il freno di servizio viene successivamente rilasciato per rimuovere la pressione idraulica.
- La coppia è impostata al valore di coppia necessaria per lo stazionamento in pendenza (più una coppia di riserva pari al 10% del requisito) e vengono valutate le prestazioni di tenuta in salita.
- La prova è eseguita fino ad una temperatura finale del tamburo di 40°C.

Deve essere garantito che la prima misura con l'incremento di coppia è effettuata non appena venga raggiunta la temperatura iniziale T_{Start} .

In questa fase è permessa una tolleranza massima di 20°C.

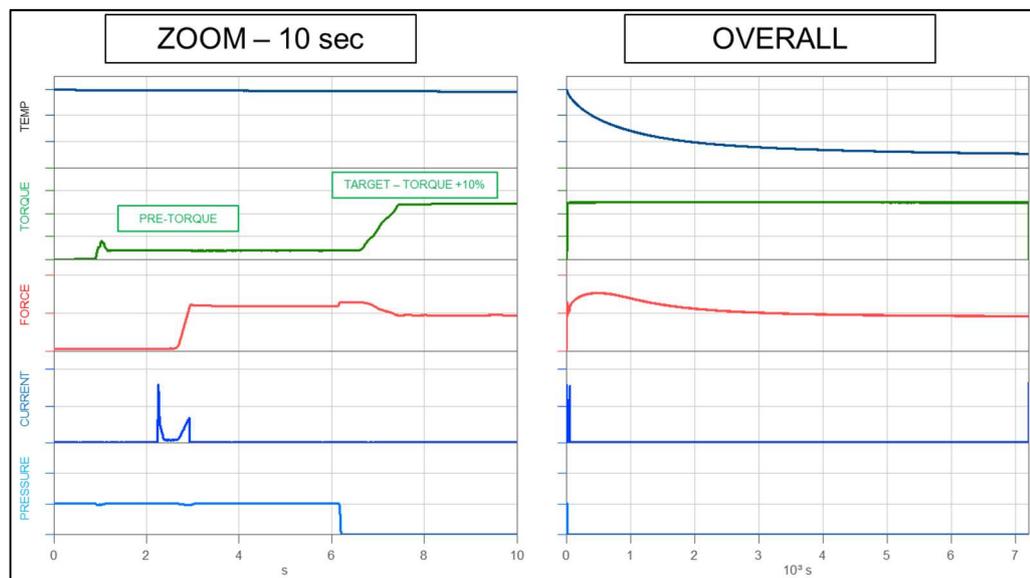


Figura 15: Esempio di applicazione per verificare le prestazioni di tenuta in salita

Questa fase è eseguita con i seguenti parametri:

Incremento di coppia, fase 1 – pre-torque	25% della coppia nominale
Incremento di coppia, fase 2	110% della coppia nominale
Crescita di coppia fino al valore di pre-torque	100 Nm/s
Crescita di coppia fino al valore di coppia nominale + 10%	100 Nm/s
Attivazione dell'incremento di coppia, fase 1	Immediatamente
Attivazione dell'incremento di coppia, fase 2	Contemporaneamente al rilascio di pressione e mantenimento fino a 40°C
Aria di alimentazione (ventilazione)	0 m ³ /h

Tabella 9: Parametri per la fase di verifica delle prestazioni di Hill Hold

4.2.2.5 Valutazione della prova, valori caratteristici

Le seguenti variabili devono essere valutate e presentate graficamente:

- Temperatura del tamburo: il segnale di temperatura deve essere registrato con una frequenza di campionamento di almeno 5 Hz. A questo scopo viene utilizzata una termocoppia.
- Forza di bloccaggio: la forza viene misurata da un estensimetro. Il segnale dello strain gage deve essere registrato con una frequenza di campionamento di almeno 5 Hz.
- Coppia: il segnale di coppia deve essere registrato con una frequenza di campionamento di almeno 5 Hz.
- Corrente.
- Corsa della leva: un filo spesso viene collegato con l'estremità dello spindle, il filo passa attraverso un piccolo foro effettuato sul coperchio dell'MGU e viene misurata la corsa con un segnale potenziometrico.
- Angolo di rotazione del tamburo φ_{Drum} : il segnale dell'angolo di rotazione deve essere registrato con un minimo di 1 impulso per 0.3° di angolo di rotazione del tamburo.
- Rapporto percentuale tra la coppia effettiva M_{Actual} e la coppia nominale $M_{Nominal}$: la lettura della coppia effettiva avviene in corrispondenza della rotazione del tamburo di 5°, oppure in corrispondenza della massima rotazione raggiunta dal tamburo (se

non c'è slittamento) e diviso per il valore nominale di coppia del caso considerato.

- Calcolo dello slittamento del veicolo utilizzando la formula:

$$S_{Roll} = \Phi_{Drum} \cdot r_{dyn}$$

Con r_{dyn} [m] : raggio dinamico della ruota

4.2.2.6 Verifica delle prestazioni di Hill Hold

Lo scopo è dimostrare le prestazioni di tenuta del sistema frenante per tutte le condizioni in conformità requisiti specifici del progetto.

Criteri di accettazione:

- Le prestazioni di tenuta devono essere garantite per un tempo infinito
- Il veicolo non deve rotolare via, senza l'intervento del ROR. Bisogna attendere almeno che i freni si raffreddino fino ad una temperatura vicina a quella ambiente.

Per valutare la rigidità/robustezza del sistema contro le deviazioni naturali delle parti provate, si valuta, come secondo criterio, la coppia di riserva tra il massimo valore trasferibile e la coppia frenante richiesta alla fine del processo di arresto.

Questa dovrebbe essere almeno il 10 %.

4.2.3 Procedura di prova per determinare il coefficiente di attrito statico del freno

Lo scopo della prova è determinare i valori di coefficiente di attrito statico in funzione della temperatura del tamburo per diverse temperature iniziali.
(19)

La forza di serraggio è generata in modo meccanico, la forza corrisponde alla forza F_{target} .

Il programma di prova comprende i seguenti passaggi:

La prima volta:

- Caratterizzazione statica del freno a nuovo (Green):
 - 6 applicazioni in direzione in avanti (FWD) @RT
 - 6 applicazioni in direzione indietro (REV) @RT
- 10 applicazioni di rodaggio (8 FWD + 2 REV)
- Caratterizzazione statica del freno dopo un breve rodaggio:
 - 6 applicazioni in direzione FWD @RT
 - 6 applicazioni in direzione REV @RT
- Avvio del programma di rodaggio ("bedding")
- Caratterizzazione statica a caldo del freno rodato. Per ciascun livello di temperatura 100°C, 200°C, 300°C:
 - Fase di riscaldamento
 - Fase di mantenimento della temperatura
 - Fase di raffreddamento: caratterizzazione statica

Per l'intera procedura è utilizzato un solo set di ganasce.

I livelli di temperatura del tamburo necessari a far partire la prova (T_{Start}) devono essere raggiunti nel seguente ordine:

1. 100 °C – controllo delle prestazioni in FWD
2. 100 °C – controllo delle prestazioni in REV
3. 200 °C – controllo delle prestazioni in FWD
4. 200 °C – controllo delle prestazioni in REV
5. 300 °C – controllo delle prestazioni in FWD
6. 300 °C – controllo delle prestazioni in REV

Durante la fase di riscaldamento o all'interno delle fasi di mantenimento della temperatura, viene determinato il valore del coefficiente di attrito statico, applicando una forza di bloccaggio e aumentando successivamente la coppia.

La coppia aumenta fino allo slittamento del tamburo e fino ad un angolo di rotazione $\geq 30^\circ$.

4.2.3.1 Rodaggio, riscaldamento e mantenimento della temperatura

Il programma di rodaggio, la fase di riscaldamento e la fase di mantenimento della temperatura sono identiche a quanto avviene per la verifica dello stazionamento, tant'è che in realtà le due prove vengono effettuate sullo stesso componente.

A tale scopo si fa riferimento ai capitoli 4.2.2.1, 4.2.2.2, 4.2.2.3.

4.2.3.2 Fase di raffreddamento e caratterizzazione statica del coefficiente di attrito

Dopo una fase di mantenimento della temperatura di 5 minuti e una volta che la temperatura iniziale è stata raggiunta, il freno viene attivato meccanicamente. Nella successiva fase di raffreddamento, vengono determinati i valori di attrito statico ad intervalli di tempo/temperatura definiti.

Il coefficiente di attrito è misurato fino ad una temperatura finale di 40°C. Inoltre, occorre assicurarsi che la prima misura con incremento di coppia sia effettuata non appena viene raggiunta la temperatura iniziale T_{Start} .

In questa fase è permessa una tolleranza massima di 20°C.

I valori di attrito statico vengono misurati ad intervalli di tempo o di temperatura, in base alla temperatura in cui si vuole effettuare la prova:

1. Temperatura del tamburo maggiore o uguale a 100 °C:
Ogni 30 secondi: la coppia aumenta fino allo slittamento del tamburo e fino ad un angolo di rotazione del tamburo $\geq 30^\circ$. Si usano i seguenti parametri:

Descrizione	Valore
Aria di alimentazione (ventilazione)	0 m ³ /h
Velocità di aumento di coppia	75 Nm/s

Tabella 10: Caratterizzazione statica del coefficiente di attrito per $T_{Start} \geq 100^\circ\text{C}$

2. Temperatura del tamburo inferiore a 100 °C, fino a 30 °C (temperatura finale T_{End}):
Ogni 15 °C/10°C: la coppia aumenta fino allo slittamento del tamburo e fino ad un angolo di rotazione del tamburo $\geq 30^\circ$. Si considerano i seguenti parametri:

Descrizione	Valore
Aria di alimentazione (ventilazione)	0 m ³ /h
Velocità di aumento di coppia	75 Nm/s
Intervalli di temperatura	85 °C, 70 °C, 55 °C, 40 °C, 30 °C

Tabella 11: Caratterizzazione statica del coefficiente di attrito per $T_{Start} < 100\text{ °C}$

Di seguito viene mostrato uno schema descrittivo dell'intera procedura di prova:

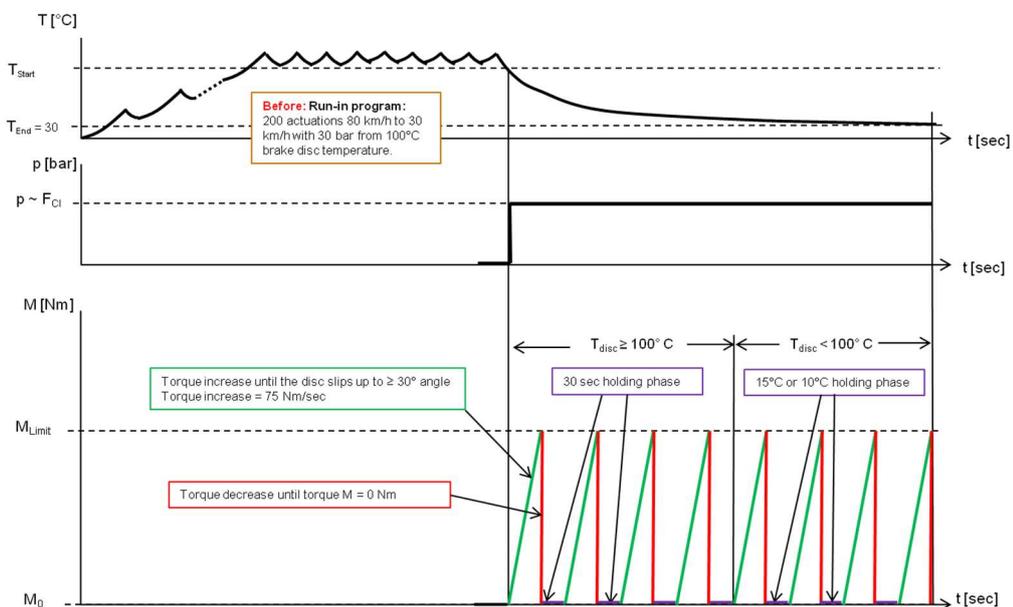


Figura 16: Procedura di prova per determinare i valori di attrito statico

4.2.3.3 Valutazione della prova, valori caratteristici

Quando la temperatura iniziale viene raggiunta, il freno è applicato attraverso una forza al cavo da un cable puller. La coppia è impostata al maggior livello possibile erogabile dal banco (maggiore di 400 daNm) e vengono valutate le prestazioni.

Le seguenti variabili devono essere valutate o calcolate e presentate graficamente:

- Temperatura del tamburo
- Angolo di rotazione del tamburo
- Coppia di distacco T (coppia media calcolata in base ai valori di coppia misurati 1 secondo prima e 1 secondo dopo la rotazione del tamburo di 5°)
- Forza di serraggio F

- Valore di efficienza statica del freno C^*
- Coefficiente di attrito statico μ tra le ganasce e il tamburo, legato al C^*

4.2.3.4 Misura di C^* e μ

Il fattore di attrito statico del freno C^*_{meas} è calcolato con la coppia di distacco T e i valori misurati di forza F :

$$C^*_{mec_meas} = \frac{T}{(F - F_0) \cdot R_{eff}}$$

Raggio effettivo di attrito r_{eff} [m]

F_0 [N] Forza di threshold

$C^*_{mech_design}$ è calcolato come il fattore di frenata meccanica, durante la fase di progettazione del freno.

È quindi possibile confrontare i valori di $C^*_{mech_meas}$ ottenuti dalla prova con quelli di $C^*_{mech_design}$ ottenuti dalla fase di progettazione, per verificare se il freno ha un fattore di attrito con efficienza in linea con quella stimata in fase di progetto.

Il fattore di attrito statico del freno è correlato con il coefficiente di attrito statico μ , attraverso una relazione proveniente dalla fase di design del prodotto che dipende dalle caratteristiche geometriche del freno. Tale relazione è un polinomio di terzo grado del tipo:

$$\mu_{mech_{geom}} = AC^{*3} + BC^{*2} + CC^* + D$$

In questo modo è possibile ricavare anche il coefficiente di attrito tra le ganasce e il tamburo.

4.3 System Endurance Test

L'esecuzione del test di Endurance del sistema è solo una parte del concetto di verifica e validazione per l'EPB-Si. L'obiettivo principale di questo test è verificare che il progetto dell'intero sistema sia in grado di garantire le prestazioni richieste dal sistema, nella sua funzione principale (applicazione / rilascio) per tutta la vita, considerando gli effetti di invecchiamento e le deviazioni da pezzo a pezzo.

In un System Endurance Test sono verificati i requisiti funzionali della forza di bloccaggio, nell'intera vita del prodotto, in diverse condizioni di temperatura ambientale, tensione di alimentazione, pendenza e pressione idraulica. Il ciclo di vita del prodotto viene simulato in termini di carico termico e meccanico come in un sistema reale.

Questo test dimostra che, durante tutta la vita utile del freno, viene sempre raggiunta la minima forza di applicazione necessaria a stazionare.

4.3.1 Setup e ambiente di prova

Tutti i componenti di prova sono utilizzati nelle condizioni in cui sono consegnati (nuovi) e devono essere specifici del progetto. Viene eseguita un'ispezione visiva delle parti di prova, per assicurarsi che non presentino anomalie che ne pregiudichino il funzionamento.

La procedura di prova può essere eseguita su due diversi tipi di banchi prova. Per eseguire i cicli di carico applicando coppia, si utilizza il Torque Flex Bench. Per eseguire cicli di carico senza applicare coppia, si utilizza l'Endurance Test Bench (ENDTB). Le due strategie sono entrambe applicabili, basta prevedere dei cicli di carico aggiuntivi nel caso in cui si scelga di utilizzare l'ENDTB, per compensare l'assenza di coppia.

Vengono utilizzate come parti di prova del progetto specifico il tamburo, il Sic-M specifico, la flangia di collegamento del Sic-M con la parte fissa del banco, un tomino più la flangia di collegamento con la parte mobile.

La configurazione della prova consiste essenzialmente in:

- Il dispositivo di controllo del freno (PBC), incluso il software specifico, da installare.
- Gli attuatori del freno di stazionamento, tamburo e ganasce (Sic-M), rappresentative della rigidità.
- L'alimentazione elettrica dell'unità di controllo e gli attuatori del freno di stazionamento (MGU), incluso un dispositivo che simuli la resistenza elettrica dei cavi che collegano la centralina e gli attuatori del freno di stazionamento, considerando la temperatura e l'invecchiamento. Poiché, per via dello spazio di installazione,

l'unità di controllo del freno è esposta ad un profilo di temperatura diverso da quello dell'attuatore del freno di stazionamento, è sufficiente un controllo della temperatura sull'attuatore.

- L'unità di attuazione idraulica HCU (Hydraulic Control Unit) e l'impianto di connessione idraulica.
- Una camera climatica, che simuli la temperatura ambiente in cui si vuole effettuare la prova
- Un ambiente di simulazione che non generi errori nel funzionamento della centralina.

Il test è effettuato sull'intero sistema. Ciò significa che il banco prova testa simultaneamente un complessivo destro ed uno sinistro, collegati idraulicamente ed elettricamente da una singola HECU target ed un solo banco prova.

4.3.2 Procedura di verifica della forza minima applicabile dal sistema

La sequenza di prova consiste in tre diverse fasi:

- A. Applicazione di cicli di carico per il condizionamento delle parti da testare ("Bedding phase", o fase di rodaggio)
- B. Applicazione di cicli di carico per l'intera vita utile del prodotto, per simulare gli effetti che i carichi meccanici e termici hanno sulle parti di prova ("Endurance Run")
- C. Applicazione di cicli di carico per verificare la forza di serraggio raggiunta ("System Performance Test")

La seguente figura mostra schematicamente la struttura dell'intera prova, a partire dalle sezioni appena descritte. Il test è eseguito su un numero di parcheggi effettuati durante la vita del freno pari a 100.000 cicli, basato su una durata generale del veicolo di 15 anni o su una percorrenza di 150.000 km, in accordo alla VDA 305-100.

Idealmente, l'usura del materiale d'attrito è continuamente simulata dai cicli di carico, in alternativa lo spessore del materiale d'attrito può essere variato in step equamente distribuiti. In quest'ultimo caso sono raccomandati 3 step: a nuovo (con il 100% di massa del materiale d'attrito), a metà usura (con il 50% di massa del materiale d'attrito), completamente usurato (0% di massa del materiale d'attrito).

I cicli di carico rappresentano il numero di operazioni di parcheggio effettuati durante la vita del freno (100.000) più delle operazioni di riapplicazione previste (2.500 in accordo alla VDA 305-100). Ciascun ciclo di carico corrisponde ad un'applicazione di corrente, che si traduce in applicazione (apply) di forza, seguito da un'operazione di rilascio

(release) del freno, attraverso un segnale in corrente. Ogni ciclo di carico può essere effettuato sia in presenza che in assenza di pressione idraulica iniziale al cilindretto, dovuta alla frenata dinamica.

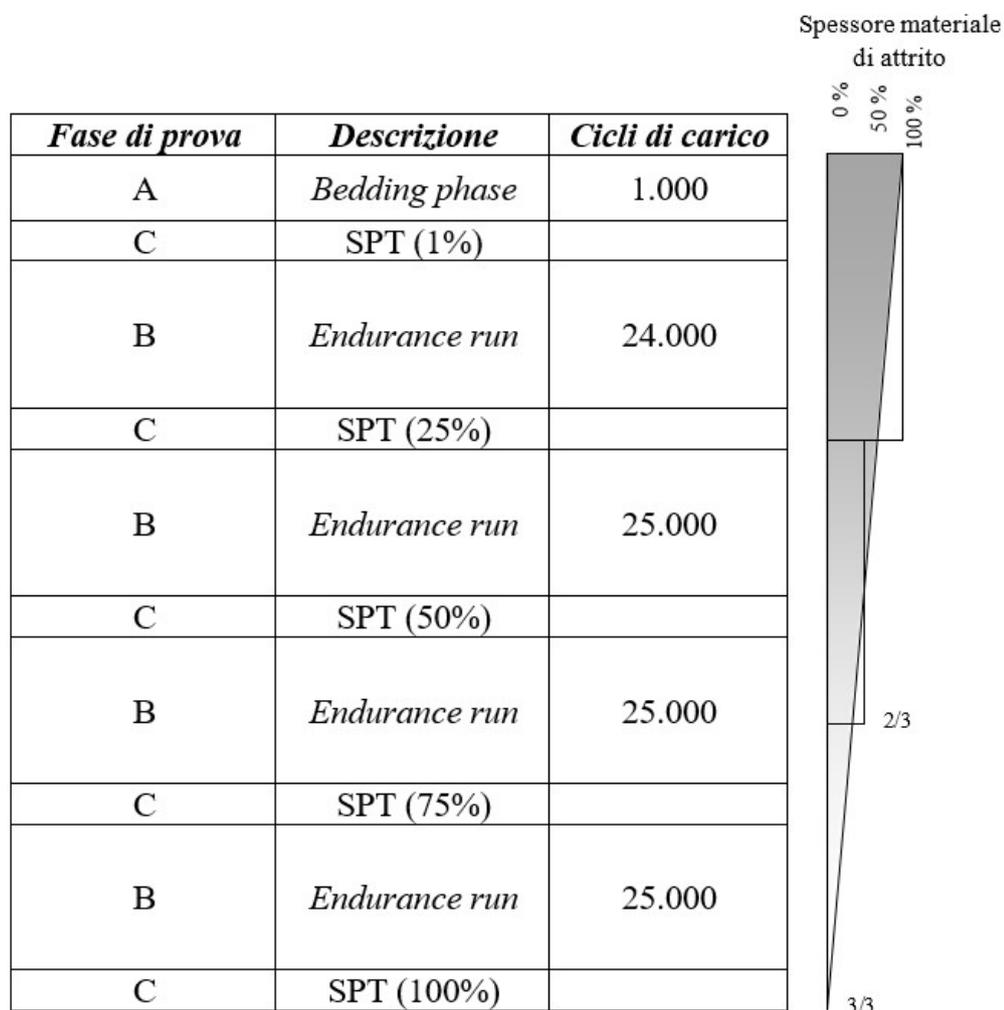


Figura 17: Struttura di un test sulla durata del sistema con 100.000 cicli di carico

4.3.2.1 Fase di Rodaggio

Questa fase ha lo scopo di condizionare le parti da testare, in quanto sperimentalmente si vede che un componente, che ha preventivamente effettuato dei cicli di frenata prima della prova, risulta avere prestazioni migliori, in termini di forza di bloccaggio che riesce a garantire. Questo è dovuto sia ad un assestamento a livello di giochi interni del freno, che si generano durante il montaggio dei componenti, ma soprattutto al comportamento del materiale di attrito, che migliora drasticamente le sue performance in seguito al condizionamento.

4.3.2.2 Fase “Endurance Run”

La fase Endurance Run viene svolta, in diversi step, applicando complessivamente 100.000 cicli di carico, corrispondenti all’intera vita utile del prodotto. Al fine di simulare gli effetti dei carichi termici e meccanici sulle parti da testare, si prendono in considerazione diversi livelli di:

- Temperatura ambientale
- Pressione idraulica al cilindretto all’inizio della prova
- Livello di pendenza su cui si vuole stazionare il veicolo

La seguente tabella mostra i livelli di temperatura dell’ambiente di prova in cui si colloca il freno da testare. Per ogni temperatura viene definita la frequenza con cui viene utilizzata tale temperatura, rispetto all’intera durata del test. Nella definizione della frequenza di trasferimento di carico, per ogni livello di temperatura, si ritiene accettabile una deviazione della temperatura effettiva di prova, rispetto al valore nominale impostato, se è inferiore a $\pm 3^{\circ}\text{C}$. Tali livelli di temperatura sono raggiunti con l’utilizzo di una cella climatica.

<i>Livelli di temperatura</i>	<i>Frequenza</i>
-40°C	2%
-20°C	7,2%
0°C	6,8%
+23°C	34,8%
+45°C	42%
+65°C	6%
+85°C	1,2%

Tabella 12: Copertura dei livelli di temperatura durante la fase Endurance Run

Quando si definisce la temperatura di prova, si presume che la prova inizi quando l'attuatore del freno di stazionamento abbia raggiunto la temperatura richiesta in ogni sua parte funzionale.

Per questa fase in cui i trasferimenti di carico avvengono con continuità, si consiglia una tensione di 13,5 V all'ingresso dell'unità di controllo, ed una resistenza del cablaggio elettrico nominale.

Nella tabella seguente è rappresentata la copertura, durante la fase di Endurance Run, per ciascun valore di pressione idraulica iniziale al cilindretto.

<i>Valore di pressione [bar]</i>	<i>Frequenza</i>
0	35%
10	25%
20	20%
40	19%
80	1%

Tabella 13: Copertura dei livelli di pressione durante la fase Endurance Run

Tali valori di pressione sono impostati in modo da simulare una frenata dinamica del veicolo, appena precedente all'applicazione del freno di stazionamento. Tali valori sono relazionati a livelli di decelerazione del veicolo differenti, e vengono concordati con il costruttore del veicolo. Pertanto, questi livelli di pressione possono cambiare da progetto a progetto, al variare del peso del veicolo e delle velocità massime del veicolo.

La seguente tabella mostra la distribuzione dei livelli di pendenza durante la prova.

<i>Livello di Pendenza</i>	<i>Frequenza</i>
1	70%
2	25%
3	5%

Tabella 14: Distribuzione dei livelli di pendenza durante la fase Endurance Run

Tali livelli, a loro volta, corrispondono a dei valori di pendenza che sono i più gravosi possibili in termini di coppia applicata, tra i requisiti legali e quelli concordati con il cliente.

Un esempio di requisiti è il seguente:

- Slope 1: 8% con trailer (GCVW)
- Slope 2: 12% con trailer (GCVW)
- Slope 2: 16% (GVW)
- Slope 3: 20% (GVW)
- Slope 3: 30% (GVW)

La coppia, esercitata sul singolo freno posteriore, è funzione sia della pendenza stradale, sia del peso del veicolo a pieno carico (GVW – Gross Vehicle Weight) o in alternativa del peso del veicolo più quello del rimorchio, se presente (GCVW – Gross Combined Vehicle Weight), sia delle caratteristiche geometriche del freno:

$$T_{Slope,x} = \frac{m_v \cdot g \cdot r_{dyn}}{2} \cdot \sin \left[\arctan \left(\frac{\alpha_{Slope,x}}{100} \right) \right]$$

- Raggio dinamico della ruota r_{dyn} [m]
- Peso lordo del veicolo (GVW) m_V [kg]
- Accelerazione di gravità g [m/s²]
- Pendenza stradale $\alpha_{slope,x}$ [%]

Ad esempio, il caso più gravoso in termini di coppia potrebbe essere:

- Slope 1: 8% GCVW
- Slope 2: 12% GCVW
- Slope 3: 30% GVW

4.3.2.3 Fase “System Performance Test (SPT)”

La seguente tabella mostra la sequenza di SPT insieme al numero di cicli di carico per ciascun livello di temperatura e di tensione.

Nella definizione della frequenza di trasferimento di carico per ogni livello di temperatura, si ritiene accettabile una deviazione della temperatura effettiva di prova, rispetto al valore nominale impostato, se è inferiore a $\pm 3^\circ\text{C}$.

<i>Livelli di temperature [°C]</i>	<i>Livelli di tensione [V]</i>	<i>Numero di cicli di carico</i>
-40; -20; 0; 23; 40; 65	9,5; 10; 12; 13,5; 16; 17	10 LC

Tabella 15: Temperatura, tensione e cicli di carico di un SPT

Criterio di accettazione: la forza di serraggio misurata all'autoregistro incrementale deve essere maggiore del minimo valore di forza di serraggio richiesta, definita per ogni livello di temperatura e di tensione.

5 Risultati

In questo capitolo vengono riportati i risultati dei test eseguiti e precedentemente analizzati, fermo restando l'impossibilità di riportarne i valori numerici dettagliati, a causa di riservatezza di tali dati per motivi commerciali. Pertanto, verranno presentati i risultati in forma grafica, espressi in relazione ai requisiti o rispetto ai valori attesi, ma senza riportarne valori numerici.

5.1 System Endurance Tests

Al fine di validare il sistema di un freno a tamburo di tipo simplex, attuato per lo stazionamento in modo elettromeccanico, se ne valutano le prestazioni durante il corso dell'intera vita prevista per il prodotto.

Di seguito sono riportate le immagini dei banchi prova utilizzati per i test di sistema. (17)

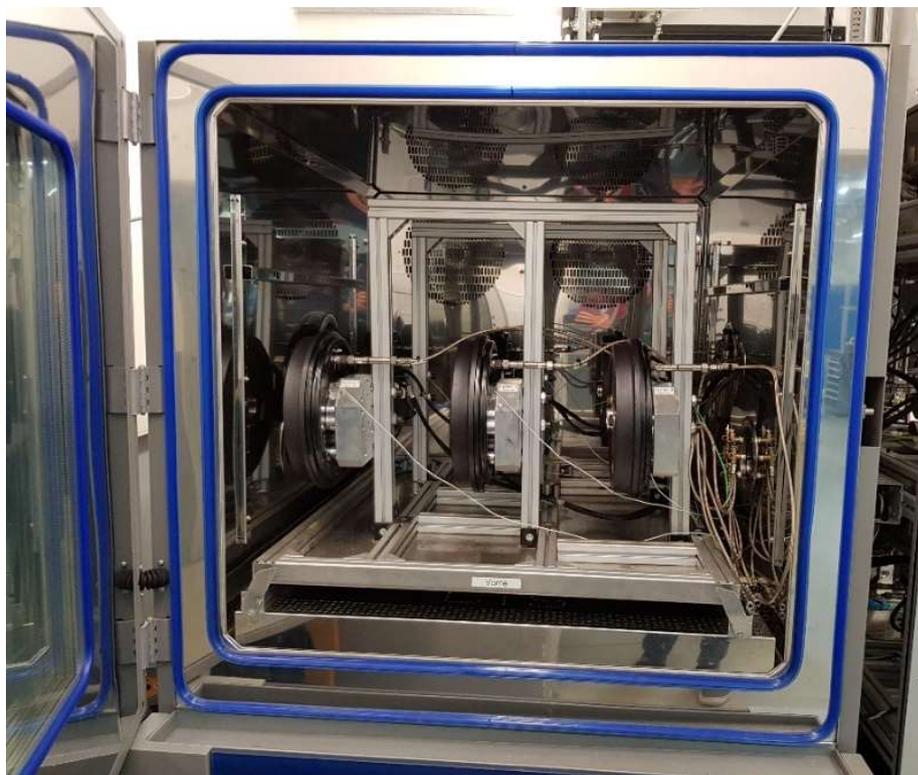


Figura 18: Camera climatica in cui sono montati i complessivi (19)



Figura 19: System Endurance Test Bench



Figura 20: Torque Flex Test Bench – Intero Sistema



Figura 21: Torque Flex Test Bench – vista di un solo lato

5.1.1 Analisi delle prestazioni del sistema SPT

I risultati riportati si riferiscono al progetto FCA 332 – 500 BEV, fase del progetto PV. Si tratta di un freno con diametro del tamburo di 8 pollici, dotato di un dispositivo per misurare la *clamping force* mediante un estensimetro. Il banco di prova presenta una ECU (Electronic Control Unit) dotato di una HCU (Hydraulic Control Unit). I freni a tamburo vengono montati in una camera climatica e connessi idraulicamente con la HECU. È stata utilizzata la centralina Mk-C1 di Continental, che fornisce la pressione idraulica ai freni. Il freno di stazionamento elettrico è attuato da un EPB switch, seguendo la logica software PBC, contenente la strategia di applicazione prevista. Il cablaggio resta collegato durante l'intera sequenza di prova

Nelle immagini sottostanti sono riportati i risultati degli SPT svolti sul primo dei sistemi analizzati.

In blu è riportato il valore di forza relativa all'SPT svolto sul complessivo a nuovo, ossia effettuato subito dopo un breve rodaggio delle parti da testare. Sono presenti due curve dello stesso colore in quanto sono riportati i risultati sia del freno destro che del freno sinistro.

In rosso invece sono riportati i punti caratteristici della forza iniziale registrati durante l'SPT finale, ossia dopo 100 000 cicli di carico. Anche qui, come per l'spt iniziale si possono notare le due curve relative ai due freni posteriori, e si nota una distanza tra i due freni a parità di usura. Questo è possibile spiegarlo sia per via della variabilità delle prestazioni tra due componenti, sia per via di una non perfetta simmetria del setup sperimentale del Torque Flex Test Bench dei complessivi destro e sinistro. Alcuni esempi di asimmetria sono la diversa lunghezza dei cavi elettrici e idraulici, la posizione della centralina MK-C1 più vicina al complessivo destro che a quello sinistro.

Come detto in precedenza, non mi è stato possibile riportare i valori numerici della forza, ma è possibile notare il confronto con le curve che riguardano i requisiti:

- in arancione tratteggiato si nota il minimo valore di forza richiesta per la temperatura del tamburo di 100°C
- in nero è evidenziato il minimo valore di forza richiesta per la temperatura del tamburo di 200°C
- in azzurro si può notare il limite minimo di forza richiesta per la temperatura del tamburo di 300°C.

Le temperature del tamburo non sono realmente registrate durante lo svolgimento della prova, a differenza del test di Hill Hold, dato che

durante questa prova viene utilizzata una sola termocoppia, che registra la temperatura della camera climatica dove è posizionato il freno.

Infatti, conoscendo le forze minime per stazionare alle diverse temperature del tamburo, verificate con la prova di attrito statico, con l'SPT viene assicurato che il sistema, a inizio e a fine ciclo vita del prodotto, sia in grado di garantire delle forze superiori alle minime necessarie allo stazionamento.

I limiti sopra descritti sono riportati nella test specification e sono stati in precedenza elaborati attraverso la conoscenza del comportamento dei principali parametri del freno come la DoF, il valore di attrito statico tra le ganasce e il tamburo del freno (analisi C*), i parametri geometrici provenienti dalla fase di progetto.

Guardando una delle curve di forza richiesta, non ci sono variazioni al variare della tensione, ma ci sono variazioni al variare dello slope e della temperatura della camera climatica. Si noti che, tra i casi in esame, la curva di forza richiesta per una temperatura del tamburo di 300°C non ha un requisito a -40°C di temperatura ambientale, dato che tale caso combinato è stato considerato non reale. In generale, la forza necessaria allo stazionamento aumenta all'aumentare della pendenza.

Come detto in precedenza, la prova è eseguita su 3 sistemi, in modo da riuscire a valutare anche una variabilità tra pezzi.

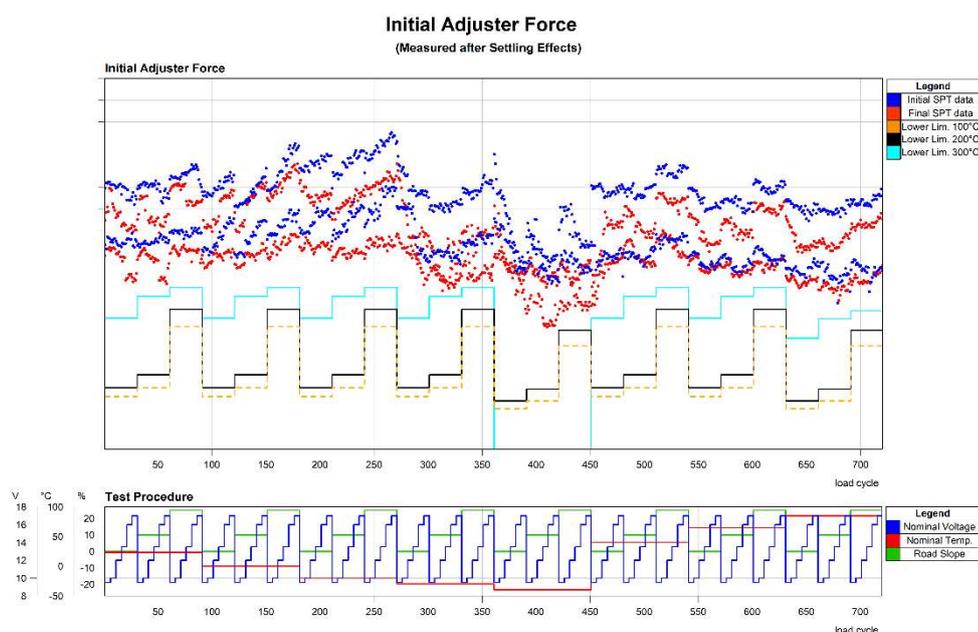


Figura 22: Sistema 1 – risultati SPT iniziale e finale

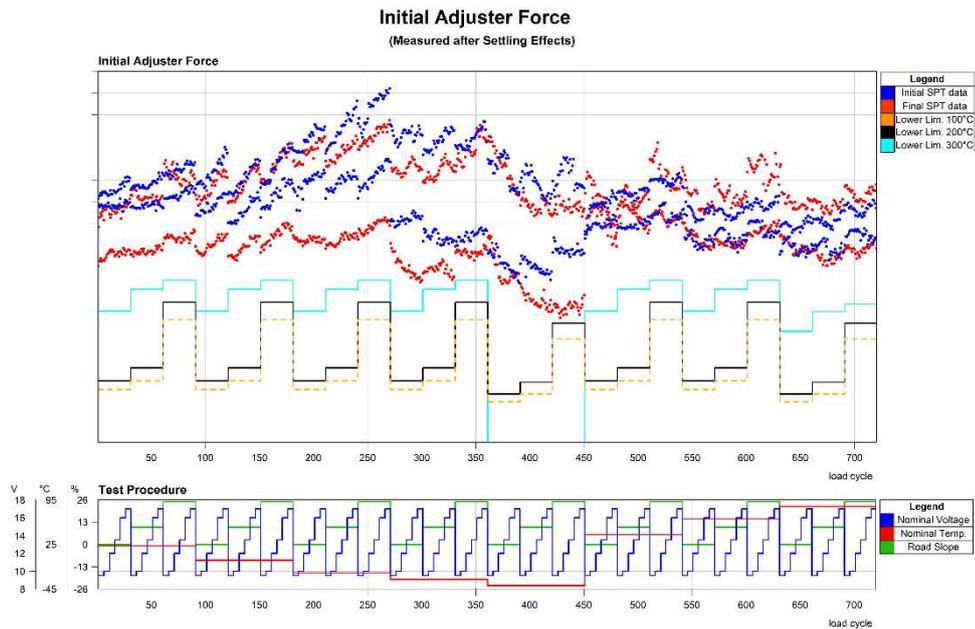


Figura 23: Sistema 2 – risultati SPT iniziale e finale

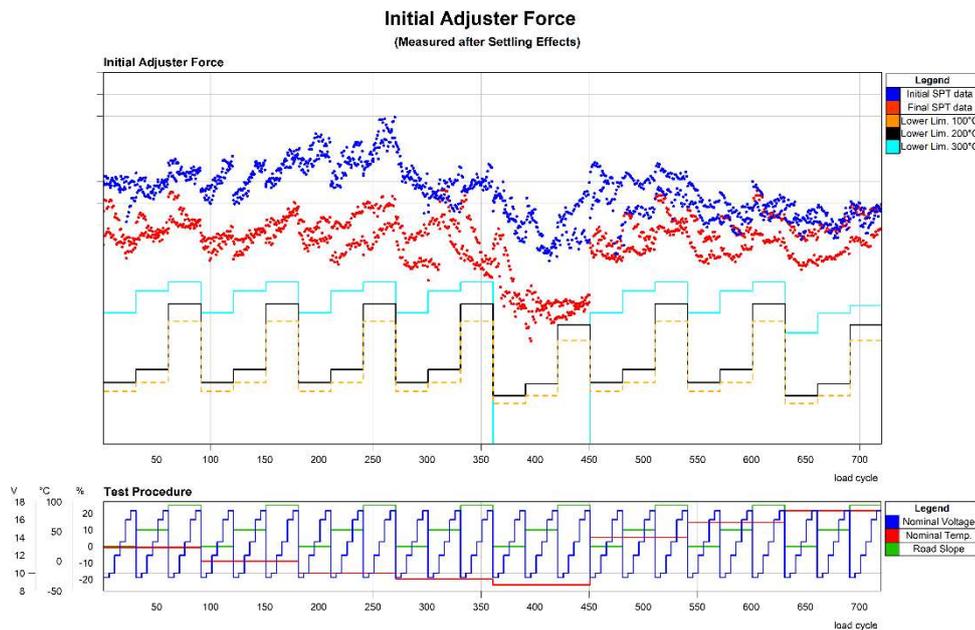


Figura 24: Sistema 3 – risultati SPT iniziale e finale

Dai risultati dei tre sistemi, ne consegue che:

- All’inizio della vita dei componenti (blu), per tutti e tre i sistemi, le performance sono sempre ben al di sopra dei requisiti, in ciascuna delle condizioni testate;
- Dopo 100 000 cicli di carico, corrispondenti all’intera vita utile ipotizzata per il sistema, l’EPB-Si è in grado di attuare una forza sufficiente a garantire lo stazionamento in tutte le condizioni di temperatura ambientale, temperatura del tamburo, pendenza

stradale e tensione. Tuttavia, in corrispondenza di una temperatura esterna di -40°C , si osserva un generale peggioramento delle prestazioni. Tale comportamento è meritevole di un'ulteriore analisi, prevista per l'immediato futuro, utile a migliorare ulteriormente le prestazioni del prodotto.

Nei range di temperatura inferiori a -20°C è noto che le performance di un motorino elettrico possano decadere, e già in fase di definizione dei requisiti prestazionali l'argomento è stato trattato. Ciò che si va a verificare è la funzionalità del sistema, mentre i requisiti di stazionamento sono deviati in particolari condizioni (per es. 300°C di temperatura tamburo).

In definitiva si può dire che il test è considerato superato in tutte le sue parti, in quanto riesce a garantire i requisiti di forza minima, per ogni condizione di temperatura della camera climatica, temperatura del tamburo, pendenza del veicolo e tensione.

5.1.2 Analisi DOF

La comprensione del fenomeno di caduta di forza, in corrispondenza dell'incremento di coppia, sta alla base della definizione dei requisiti sulla forza minima che il sistema deve applicare. A tal fine si esegue un test interno, denominato "Special Test", ideato per verificare in maniera specifica quale sia il valore di DOF sui prototipi da testare. È fondamentale ricavare un modello che descriva il comportamento della DOF al variare delle principali condizioni di funzionamento, in quanto tale modello viene utilizzato nel *System Calculation* per il calcolo delle forze da utilizzare durante i test di sistema. Questo test viene eseguito preliminarmente all'esecuzione del test Endurance con SPT, in cui viene valutata la prestazione del freno di stazionamento durante la sua intera vita utile.

Anche questa prova viene effettuata su 3 sistemi, per analizzarne la variabilità.

Il test viene eseguito sul Torque Flex Test Bench.

Raw Data

Procedura di prova:

- 5 livelli di pressione: 10 bar, 20 bar, 40 bar e 80 bar
- 5 livelli di temperatura settata nella camera climatica: -20°C , 0°C , 23°C , 45°C e 65°C
- 8 livelli di coppia (4 per ogni verso di rotazione del tamburo): 100 Nm, 250 Nm, 450 Nm, 750 Nm.

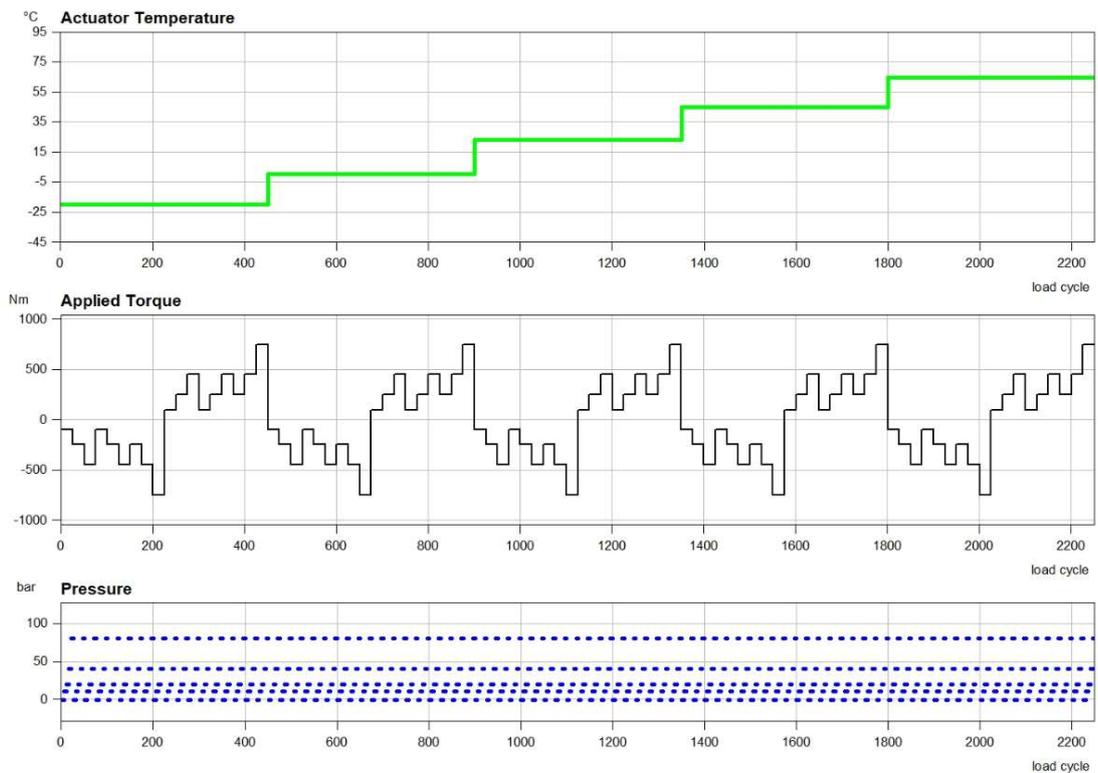


Figura 25: Procedura di prova per l'analisi DoF

Verranno analizzate le seguenti variabili:

- $F_{\text{adjuster_apply_settled_0_}\{\text{side}\}}$
- $F_{\text{adjuster_before_sbrake_release_}\{\text{side}\}}$
- $F_{\text{adjuster_after_sbrake_release_}\{\text{side}\}}$
- TP_torque
- $p_{\text{apply_0_}\{\text{side}\}}$

Definizione di Drop of Force DoF :

$$DoF = F_{\text{adjuster_apply_settled_0_}\{\text{side}\}} - F_{\text{adjuster_before_sbrake_release_}\{\text{side}\}}$$

$DoF > 0$ = Perdita di forza in seguito all'applicazione di coppia, rispetto alla forza iniziale

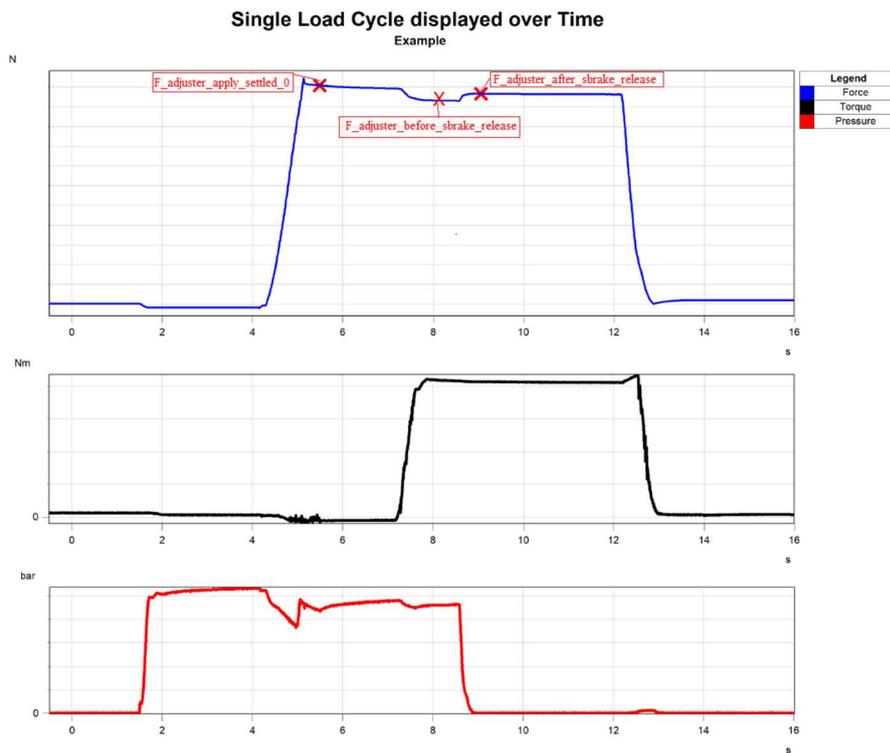


Figura 26: Generico ciclo di carico rappresentativo della prova

Dipendenza della DoF dalla temperatura:

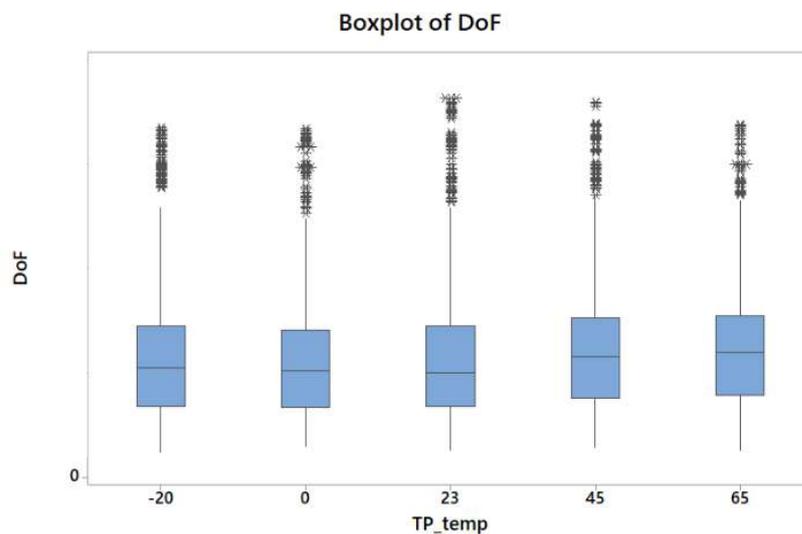


Figura 27: Dipendenza della DoF dalla temperatura ambientale

Non si nota una dipendenza dalla temperatura. I numerosi outlier sono dovuti principalmente dai valori di DoF in corrispondenza della coppia di 750 Nm, oltre che dalla variabilità da componente a componente.

Dipendenza della DoF dalla pressione:

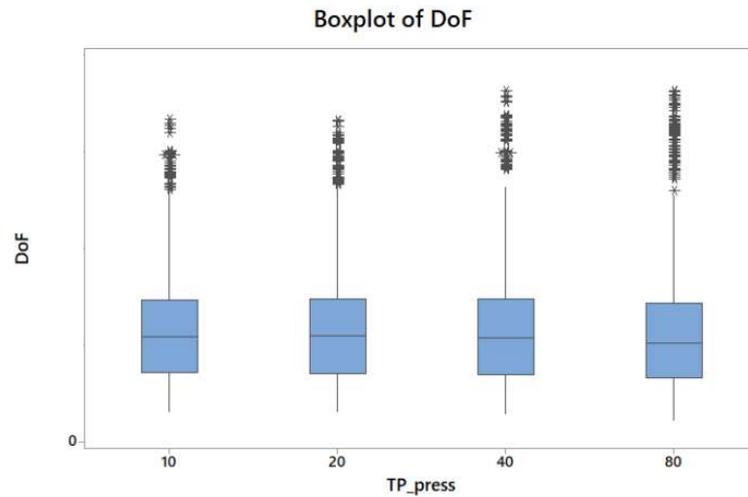


Figura 28: Dipendenza della DoF dalla pressione

Non si nota una dipendenza dalla pressione. I numerosi outlier sono dovuti principalmente dai valori di DoF in corrispondenza della coppia di 750 Nm, oltre che dalla variabilità da componente a componente.

Dipendenza della DOF dalla coppia

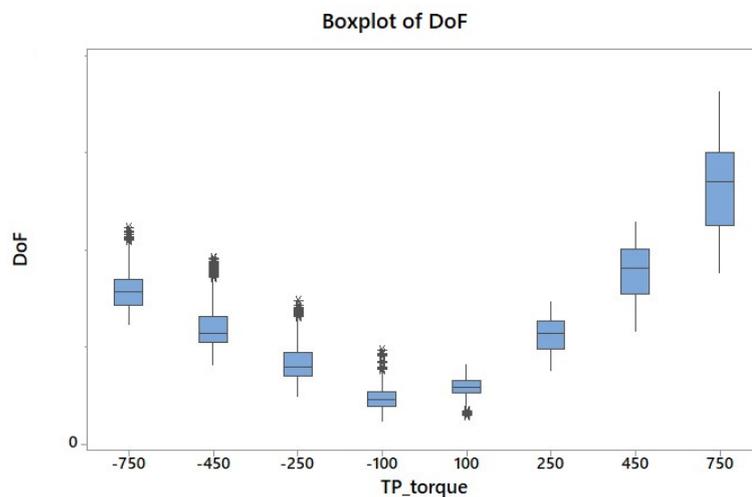


Figura 29: Dipendenza della DoF dalla coppia applicata

Si nota come la DoF dipenda in modo sostanziale dalla coppia applicata. Questo comportamento era previsto, in quanto la forza applicata diminuisce in seguito alla salita di coppia, a causa degli effetti di assestamento dei giochi interni al freno.

Variabilità tra componenti ed analisi outlier:

Di seguito si cerca di capire a cosa sono dovuti gli outlier presenti nei risultati prima mostrati e quanto influisca la variabilità tra componenti su questa analisi. Si riportano dei boxplot della DoF in funzione dei componenti analizzati:

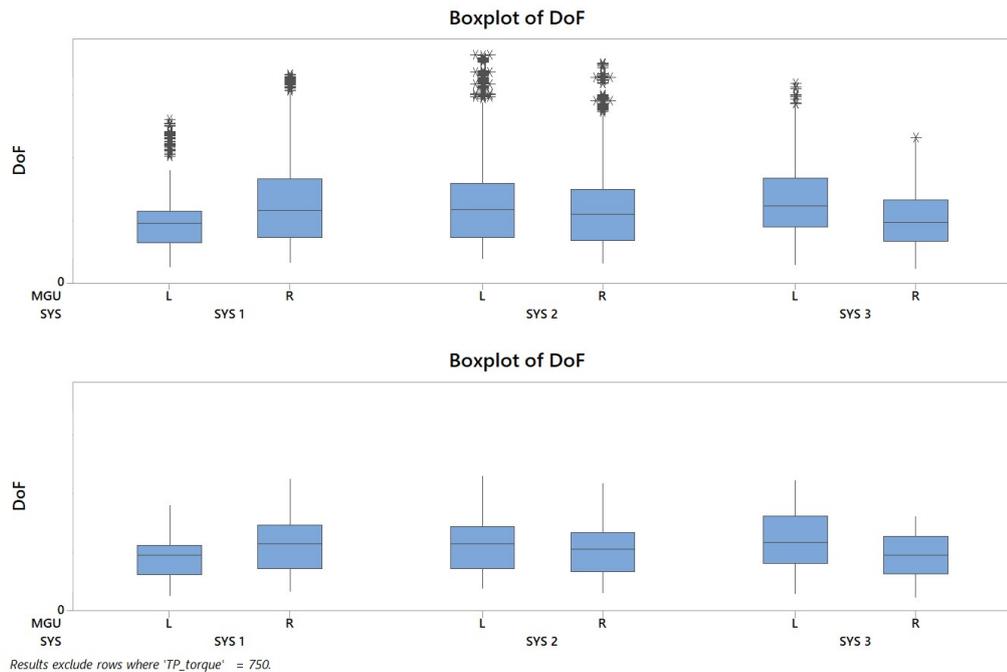


Figura 30: Confronto tra diversi sistemi, con e senza coppia di 750Nm

Si può notare come i numerosi outlier presenti nella prima immagine, vengono eliminati del tutto semplicemente rimuovendo dai dati in analisi quelli con una coppia applicata di 750 Nm. Questo è giustificato dal fatto che, per tale valore di coppia, come abbiamo precedentemente visto, il valore di DoF è notevolmente più alto dei casi precedenti, dato che la DoF aumenta con la coppia.

Si nota inoltre che la variabilità data dai componenti non è così marcata.

Analisi di regressione:

Di seguito la procedura per ricavare l'equazione di regressione rispetto alle variabili analizzate. In prima analisi si cerca di ricavare un modello utilizzando tutte e 3 le variabili, con i rispettivi quadrati:

- X1: coppia (Torque);
- X2: pressione (p0_apply);
- X3: temperatura ambientale (TP_temp).

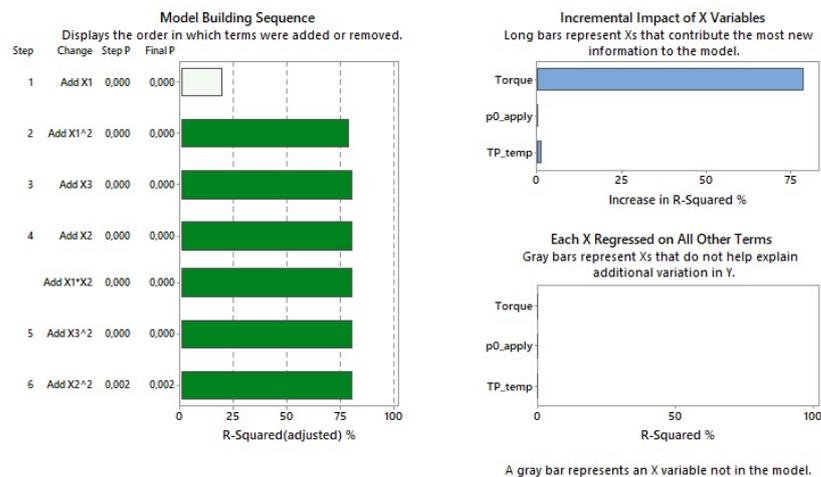


Figura 31: Regressione DOF rispetto alle principali variabili

Dalla figura di sopra si può notare come la Drop of Force dipenda quasi esclusivamente dalla coppia al tamburo, in maniera quadratica, per via del fatto che sono stati considerate coppie positive (rotazione oraria), e coppie negative (rotazione antioraria).

Pertanto, in seguito si considerano le sole coppie positive prima e dopo le sole coppie negative. Si ricava che la DoF dipende in modo lineare dalla coppia, con una accuratezza del 78,33% rispetto ai dati sperimentali. Si ricava un modello del tipo:

$$DoF = a + b * Torque$$

Con a e b due valori numerici.

5.2 Test su banco dinamometrico

5.2.1 Verifica dello stazionamento

Lo scopo della prova è dimostrare le prestazioni di tenuta del sistema frenante per tutte le condizioni in conformità requisiti specifici del progetto.

Per ogni condizione di pendenza e temperatura del tamburo, viene stabilita la forza di serraggio minima applicabile dal sistema e si cerca di applicare circa quella forza, stando all'interno di un certo range %.

Criteri di accettazione:

- Le prestazioni di tenuta devono essere garantite per un tempo infinito
- Il veicolo non deve rotolare via, senza l'intervento del ROR. Bisogna attendere almeno che i freni si raffreddino fino ad una temperatura vicina a quella ambiente.

Di seguito si mostra una tipica applicazione di carico svolta durante questa prova:

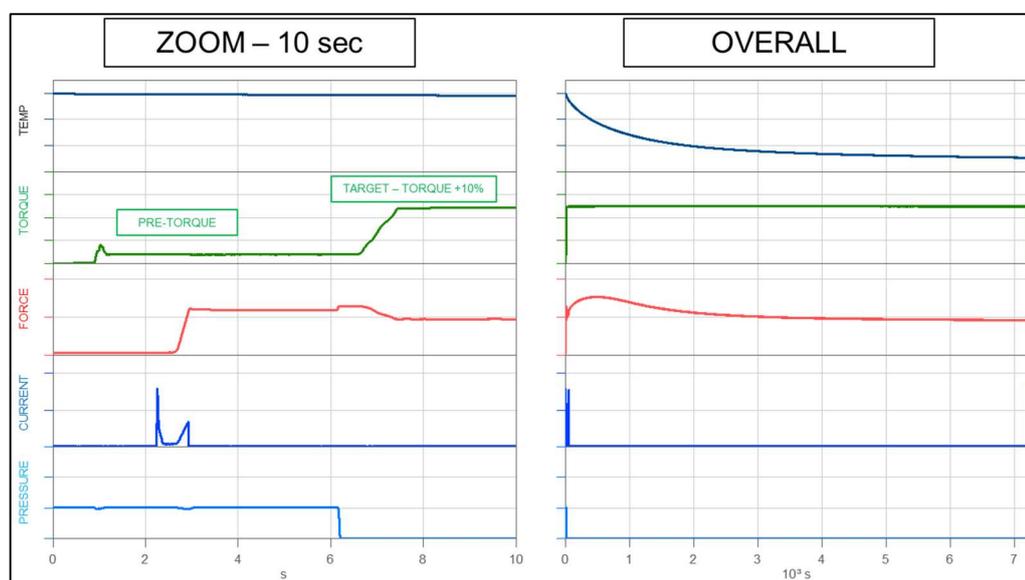


Figura 32: Generica applicazione di carico, rappresentativa della prova

Sono stati testati due complessivi diversi, di cui qui riporto i risultati.

FASE ATTUALE	RECORD	BRAKE CONDITION	REQUIREMENTS	TORQUE REQ. [Nm]	APPLICATION TYPE	DIRECTION	DRUM temperature [°C]	P ₀ [Bar]	Voltage [V]	Torque
Bedded condition - slope 1 - 100°C	268	BEDDING 200-100°C	GVCW 8%	323	PosCDH+C	FW	100	20	13,5	
Bedded condition - slope 1 - 100°C	280	BEDDING 200-100°C	GVCW 8%	323	PosCDH+C	REV	99	20	13,5	
Bedded condition - slope 2 - 100°C	296	BEDDING 200-100°C	GVCW 16%	407	PosCDH+C	FW	100	20	13,4	
Bedded condition - slope 2 - 100°C	308	BEDDING 200-100°C	GVCW 16%	407	PosCDH+C	REV	99	20	13,5	
Bedded condition - slope 2+trailer 100°C	282	BEDDING 200-100°C	GVCW 12%	483	PosCDH+C	FW	96	40	13,4	
Bedded condition - slope 2+trailer 100°C	284	BEDDING 200-100°C	GVCW 12%	483	PosCDH+C	REV	86	39	13,4	
Bedded condition - slope 3 - 20 - 100°C	320	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	PosCDH+C	FW	100	40	13,5	
Bedded condition - slope 3 - 20 - 100°C	332	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	PosCDH+C	REV	96	40	13,5	
Bedded condition - slope 3 - 30 - 100°C	344	BEDDING 200-100°C	GVW 30%	741	PosCDH+C	FW	100	40	13,5	
Bedded condition - slope 3 - 30 - 100°C	356	BEDDING 200-100°C	GVW 30%	741	PosCDH+C	REV	103	40	13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	369	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	FW	44		13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	370	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	FW	45		13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	371	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	FW	46		13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	372	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	FW	47		13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	373	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	FW	48		13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	374	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	FW	48		13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	375	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	REV	48		13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	376	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	REV	49		13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	377	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	REV	50		13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	378	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	REV	50		13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	379	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	REV	51		13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	380	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	REV	52		13,5	
Bedded condition - slope 1 - 200°C	392	BEDDING 200-200°C	GVCW 8%	323	PosCDH+C	FW	202	20	13,5	
Bedded condition - slope 1 - 200°C	404	BEDDING 200-200°C	GVCW 8%	323	PosCDH+C	REV	197	20	13,5	
Bedded condition - slope 2 - 200°C	420	BEDDING 200-200°C	GVCW 16%	407	PosCDH+C	FW	202	20	13,5	
Bedded condition - slope 2 - 200°C	432	BEDDING 200-200°C	GVCW 16%	407	PosCDH+C	REV	193	20	13,5	
Bedded condition - slope 2+trailer 200°C	406	BEDDING 200-200°C	GVCW 12%	483	PosCDH+C	FW	189	50	13,5	
Bedded condition - slope 2+trailer 200°C	408	BEDDING 200-200°C	GVCW 12%	483	PosCDH+C	REV	187	50	13,5	
Bedded condition - slope 3 - 20 - 200°C	444	BEDDING 200-200°C	GVW 20%	506	PosCDH+C	FW	203	50	13,5	
Bedded condition - slope 3 - 20 - 200°C	456	BEDDING 200-200°C	GVW 20%	506	PosCDH+C	REV	199	50	13,5	
Bedded condition - slope 3 - 30 - 200°C	468	BEDDING 200-200°C	GVW 30%	741	PosCDH+C	FW	201	47	13,4	
Bedded condition - slope 3 - 30 - 200°C	480	BEDDING 200-200°C	GVW 30%	741	PosCDH+C	REV	196	50	13,5	
Bedded condition - slope 1 - 300°C	520	BEDDING 200-300°C	GVCW 8%	323	PosCDH+C	FW	292	20	13,4	
Bedded condition - slope 1 - 300°C	532	BEDDING 200-300°C	GVCW 8%	323	PosCDH+C	REV	291	20	13,4	
Bedded condition - slope 2 - 300°C	548	BEDDING 200-300°C	GVCW 16%	407	PosCDH+C	FW	285	40	13,4	
Bedded condition - slope 2 - 300°C	560	BEDDING 200-300°C	GVCW 16%	407	PosCDH+C	REV	290	40	13,4	
Bedded condition - slope 2+trailer 300°C	534	BEDDING 200-300°C	GVCW 12%	483	PosCDH+C	FW	275	50	13,4	
Bedded condition - slope 2+trailer 300°C	536	BEDDING 200-300°C	GVCW 12%	483	PosCDH+C	REV	279	50	13,5	
Bedded condition - slope 3 - 20 - 300°C	572	BEDDING 200-300°C	GVW 20%	506	PosCDH+C	FW	274	50	13,4	
Bedded condition - slope 3 - 20 - 300°C	584	BEDDING 200-300°C	GVW 20%	506	PosCDH+C	REV	273	50	13,4	

LEGENDA:

- Safely wheel blocked
- Wheel rotation before last RoR activation
- Wheel rotation after last RoR activation

Figura 33: Test 1 – Static performance evaluation

Il risultato della prova nel suo complesso è superato, di seguito è presentato un grafico riassuntivo. Tale grafico è suddiviso in 6 sezioni:

- Freno nuovo (green condition), frenate a slope 1, slope 2, slope 3. Temperatura del tamburo pari alla temperatura ambiente.
- Freno rodato parzialmente con 20 frenate di rodaggio, frenate a slope 1, slope 2, slope 3. Temperatura del tamburo pari alla temperatura ambiente.
- Freno completamente rodato (200 frenate di rodaggio), frenate a slope 1, slope 2 e slope 3. Temperatura del tamburo di 100°C.
- Freno completamente rodato (200 frenate di rodaggio), frenate a slope 1, con variazione della pendenza fino al 20% dopo che il guidatore ha parcheggiato ed abbandonato l'auto. Temperatura del tamburo pari alla temperatura ambiente.
- Freno completamente rodato (200 frenate di rodaggio), frenate a slope 1, slope 2 e slope 3. Temperatura del tamburo di 200°C.
- Freno completamente rodato (200 frenate di rodaggio), frenate a slope 1, slope 2 e slope 3. Temperatura del tamburo di 300°C.

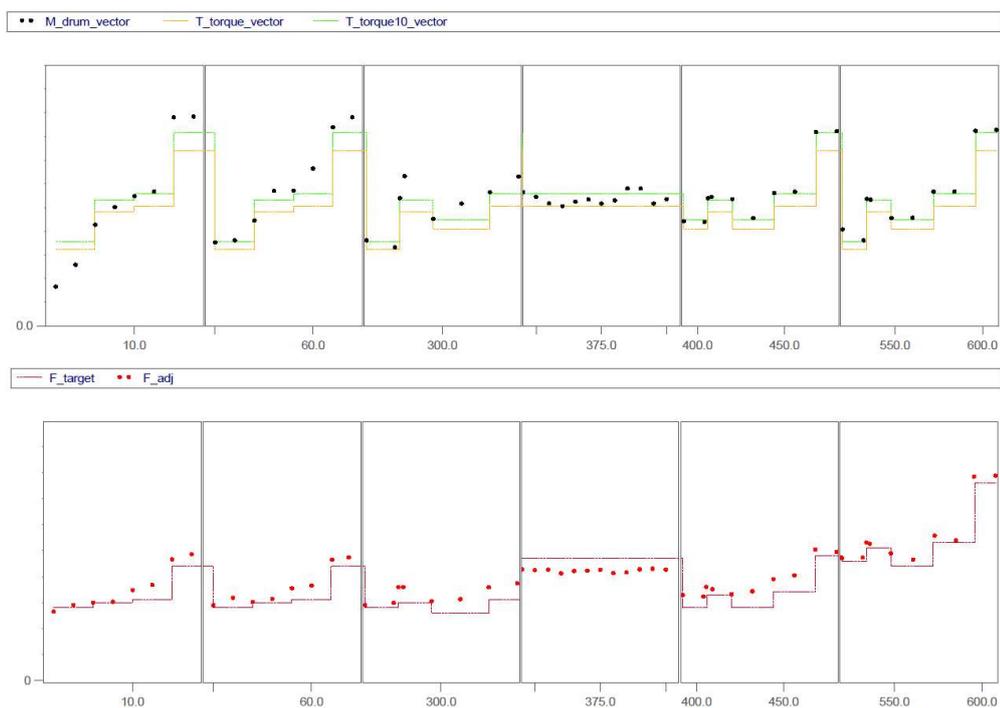


Figura 34: Test 1 – Analisi dettagliata di coppia e forza applicata

Come emerge dalla tabella riassuntiva iniziale, non vengono valutate, per la verifica delle prestazioni di stazionamento in pendenza, le frenate effettuate con il freno a nuovo o rodato solo parzialmente. Questo è dovuto al fatto che, dopo il condizionamento delle parti, il freno raggiunge prestazioni statiche migliori, come vedremo successivamente nell'analisi del C*.

Dal grafico della forza, emerge come il sistema di azionamento dell'EPB, installato sul banco dinamometrico ha delle deviazioni rispetto al target, ma comunque riesce a garantire delle forze abbastanza in linea con il valore atteso per ogni condizione. Applicando una forza che sia quanto più vicina al valore richiesto, si è maggiormente sicuri riguardo l'affidabilità della valutazione della coppia di stazionamento.

Nella parte superiore del grafico sono riportati i valori di coppia di tenuta, rispetto ai valori di coppia target in giallo, e rispetto ai valori di coppia target + 10% in verde. Sono presenti entrambi i valori in virtù del fatto che, nel sistema di controllo della coppia del banco dinamometrico, il valore di coppia impostata nel programma di controllo è quello richiesto maggiorato del 10%. Invece, per la valutazione del superamento della prova, si considera il solo valore di coppia richiesta.

FASE ATTUALE	RECORD	BRAKE CONDITION	REQUIREMENTS	TORQUE REQ. (Nm)	APPLICATION TYPE	DIRECTION	DRUM temperature [°C]	P _g [bar]	Voltage [V]	Torque
Bedded condition - slope 1 - 100°C	268	BEDDING 200-100°C	GVCW 8%	323	Po+CD+F+C	FW	95	20	13,4	
Bedded condition - slope 1 - 100°C	280	BEDDING 200-100°C	GVCW 8%	323	Po+CD+F+C	REV	92	20	13,5	
Bedded condition - slope 2 - 100°C	296	BEDDING 200-100°C	GVW 16%	407	Po+CD+F+C	FW	93	20	13,4	
Bedded condition - slope 2 - 100°C	308	BEDDING 200-100°C	GVW 16%	407	Po+CD+F+C	REV	91	20	13,5	
Bedded condition - slope 2+trailer 100°C	282	BEDDING 200-100°C	GVCW 12%	483	Po+CD+F+C	FW	86	40	13,4	
Bedded condition - slope 2+trailer 100°C	284	BEDDING 200-100°C	GVCW 12%	483	Po+CD+F+C	REV	76	39	13,4	
Bedded condition - slope 3 - 20 - 100°C	320	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	Po+CD+F+C	FW	92	40	13,4	
Bedded condition - slope 3 - 20 - 100°C	332	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	Po+CD+F+C	REV	91	40	13,5	
Bedded condition - slope 3 - 30 - 100°C	344	BEDDING 200-100°C	GVW 30%	741	Po+CD+F+C	FW	97	40	13,4	
Bedded condition - slope 3 - 30 - 100°C	356	BEDDING 200-100°C	GVW 30%	741	Po+CD+F+C	REV	98	40	13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	369	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	FW	46		13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	370	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	FW	47		13,4	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	371	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	FW	48		13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	372	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	FW	49		13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	373	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	FW	50		13,4	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	374	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	FW	51		13,4	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	375	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	REV	51		13,4	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	376	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	REV	52		13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	377	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	REV	52		13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	378	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	REV	53		13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	379	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	REV	54		13,5	
F+C Bedded condition - slope 1+parker	380	BEDDING 200-100°C	GVW 20%	506	F+C	REV	54		13,5	
Bedded condition - slope 1 - 200°C	392	BEDDING 200-200°C	GVCW 8%	323	Po+CD+F+C	FW	169	20	13,5	
Bedded condition - slope 1 - 200°C	404	BEDDING 200-200°C	GVCW 8%	323	Po+CD+F+C	REV	176	20	13,4	
Bedded condition - slope 2 - 200°C	420	BEDDING 200-200°C	GVW 16%	407	Po+CD+F+C	FW	175	20	13,4	
Bedded condition - slope 2 - 200°C	432	BEDDING 200-200°C	GVW 16%	407	Po+CD+F+C	REV	180	20	13,5	
Bedded condition - slope 2+trailer 200°C	406	BEDDING 200-200°C	GVCW 12%	483	Po+CD+F+C	FW	145	50	13,4	
Bedded condition - slope 2+trailer 200°C	408	BEDDING 200-200°C	GVCW 12%	483	Po+CD+F+C	REV	152	50	13,5	
Bedded condition - slope 3 - 20 - 200°C	444	BEDDING 200-200°C	GVW 20%	506	Po+CD+F+C	FW	178	50	13,4	
Bedded condition - slope 3 - 20 - 200°C	456	BEDDING 200-200°C	GVW 20%	506	Po+CD+F+C	REV	185	50	13,4	
Bedded condition - slope 3 - 30 - 200°C	468	BEDDING 200-200°C	GVW 30%	741	Po+CD+F+C	FW	184	49	13,4	
Bedded condition - slope 3 - 30 - 200°C	480	BEDDING 200-200°C	GVW 30%	741	Po+CD+F+C	REV	181	50	13,4	
Bedded condition - slope 1 - 300°C	520	BEDDING 200-300°C	GVCW 8%	323	Po+CD+F+C	FW	281	20	13,4	
Bedded condition - slope 1 - 300°C	532	BEDDING 200-300°C	GVCW 8%	323	Po+CD+F+C	REV	288	20	13,4	
Bedded condition - slope 2 - 300°C	548	BEDDING 200-300°C	GVW 16%	407	Po+CD+F+C	FW	293	40	13,4	
Bedded condition - slope 2 - 300°C	560	BEDDING 200-300°C	GVW 16%	407	Po+CD+F+C	REV	285	40	13,4	
Bedded condition - slope 2+trailer 300°C	534	BEDDING 200-300°C	GVCW 12%	483	Po+CD+F+C	FW	277	50	13,4	
Bedded condition - slope 2+trailer 300°C	536	BEDDING 200-300°C	GVCW 12%	483	Po+CD+F+C	REV	279	50	13,4	
Bedded condition - slope 3 - 20 - 300°C	572	BEDDING 200-300°C	GVW 20%	506	Po+CD+F+C	FW	273	50	13,4	
Bedded condition - slope 3 - 20 - 300°C	584	BEDDING 200-300°C	GVW 20%	506	Po+CD+F+C	REV	277	50	13,4	

LEGENDA:

- Safety wheel blocked
- Wheel rotation before last RoR activation
- Wheel rotation after last RoR activation

Figura 35: Test 2 – Static performance evaluation

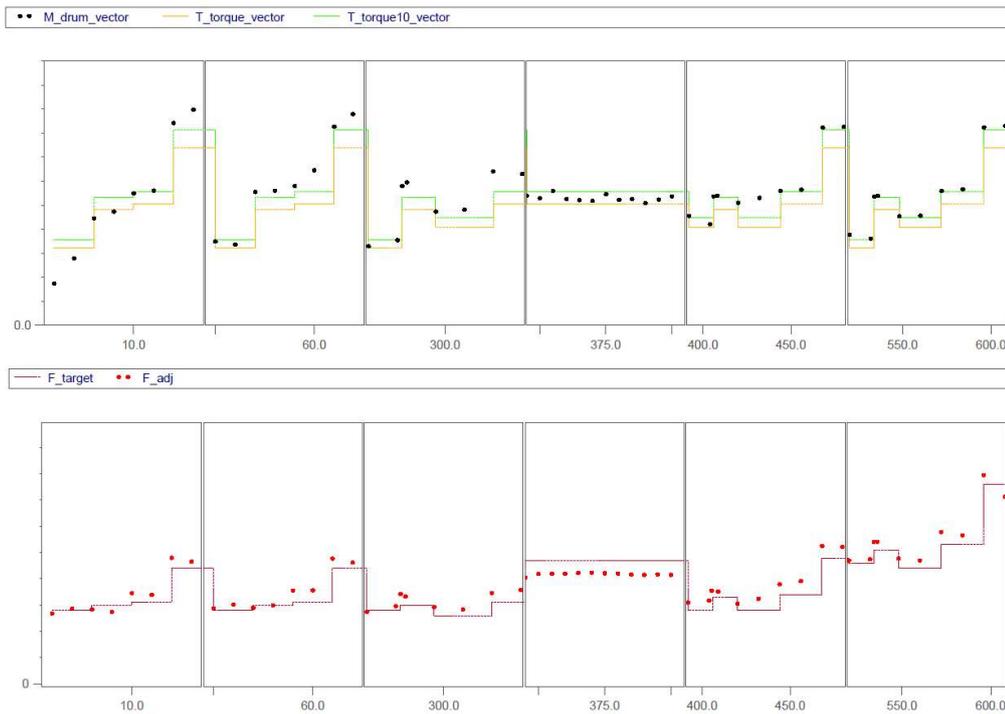


Figura 36: Test 2 - Analisi dettagliata di coppia e forza applicata

Concludendo, possiamo dire che i risultati della prova sono affidabili, e il risultato della prova è positivo: lo stazionamento in pendenza alle diverse condizioni richieste è soddisfatto.

5.2.2 Analisi statistica del C*

Raw Data

Prove al banco dinamometrico con un freno a tamburo 11” per il progetto MEB, ed un freno a tamburo 8” per il progetto BEV

Procedura di prova:

- Prova a temperatura ambiente con il freno a nuovo
- Prova a temperatura ambiente dopo un breve rodaggio delle parti
- Prova dopo 200 applicazioni di rodaggio con una misura durante la fase di raffreddamento del tamburo partendo da 100°C
- Prova dopo 200 applicazioni di rodaggio con una misura durante la fase di raffreddamento del tamburo partendo da 200°C
- Prova dopo 200 applicazioni di rodaggio con una misura durante la fase di raffreddamento del tamburo partendo da 300°C

Verrà effettuata un'analisi del C* meccanico, rispetto a:

- Drum Temperature [°C]
- Direzione della pendenza: in salita o in discesa

La tipica applicazione viene effettuata applicando una coppia tale da far slittare il tamburo, applicando una certa *clamping force*:

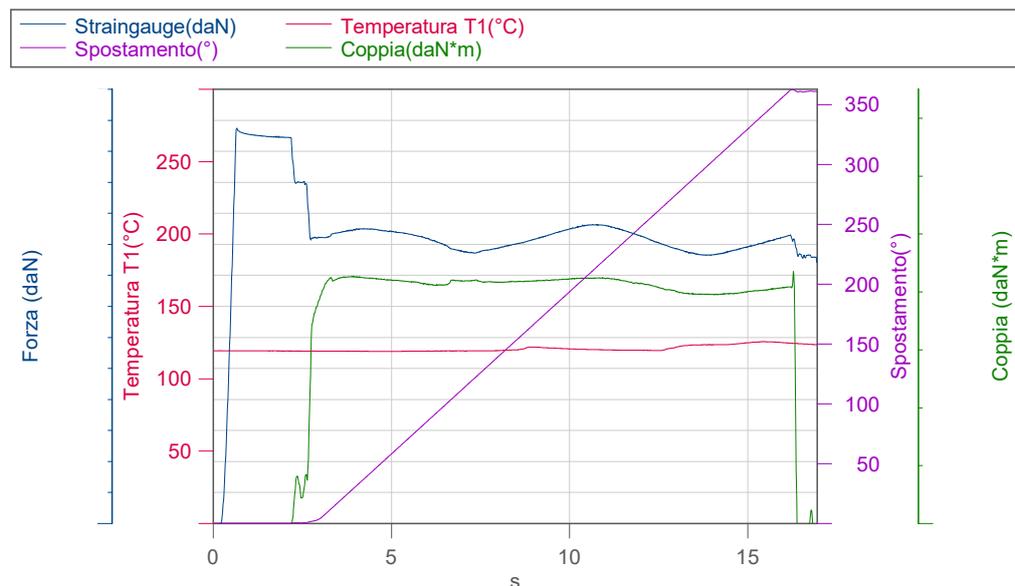


Figura 37: Generica applicazione di carico, rappresentativa della prova

In tale condizione vengono registrati i valori di coppia (T) e forza di serraggio (F), in corrispondenza della rotazione del tamburo di 10°. Di conseguenza viene misurato sperimentalmente il valore di C* meccanico:

$$C^*_{mech_meas} = \frac{T}{(F - F_0) \cdot R_{eff}}$$

Preparazione dei dati

La preparazione dei dati per questa analisi consiste nei seguenti passaggi:

- Importare il foglio Excel “Total_F+C” in Minitab
- Aggiungere una colonna nel file Minitab tramite la funzione di ricodifica numerica della colonna “DRUM temperature [°C]”, secondo la seguente tabella, per selezionare in modo semplice le temperature rilevanti

Lower endpoint	Upper endpoint	Recoded value
80	110	100
180	210	200
280	310	300
0	80	0
110	180	0
210	280	0

Tabella 16: Tabella di ricodifica numerica di temperatura del tamburo

- Generare un nuovo foglio di lavoro che contenga i soli dati riferiti a valori di temperatura ricodificata di 100°C, 200°C e 300°C

Analisi C* per il progetto MEB

Di seguito i risultati dei test riferiti al freno 11” di Volkswagen, sviluppato per la “Piattaforma di Elettrificazione Modulare” MEB (*Modulare Elektrifizierungsbakasten*). Tale freno, attualmente in produzione, è stato il primo progetto EPB-Si testato dall’R&D di Cairo Montenotte, in supporto dei colleghi di Francoforte del gruppo Continental.

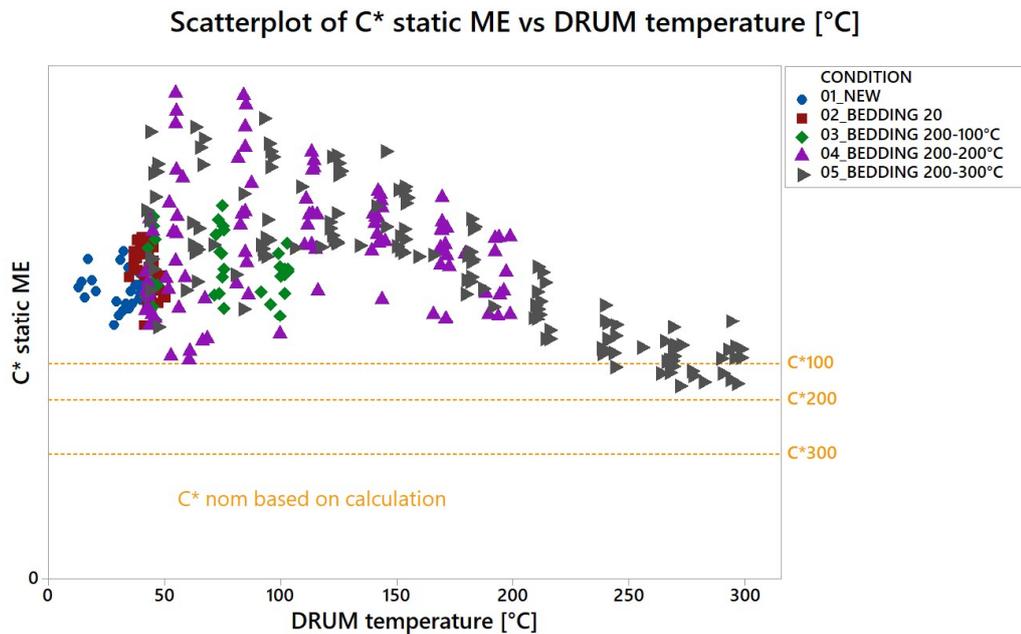


Figura 38: Dispersione del valore del C* meccanico, rispetto alla temperatura

Nel grafico sono rappresentate le curve di raffreddamento, a partire da diverse temperature (temperatura ambiente, 100°C, 200°C, 300°C) e in diverse condizioni di rodaggio del freno.

In blu sono evidenziate le frenate con il freno nuovo, in rosso le frenate dopo un breve rodaggio iniziale di 20 frenate e, in entrambe le casistiche precedenti, la temperatura del tamburo non supera i 50°C.

In verde, viola e grigio, sono rappresentate le curve di raffreddamento rispettivamente da 100°C, 200°C e 300°C.

È possibile notare che, riscaldando il tamburo fino alle temperature sopra citate e successivamente raffreddandolo fino a temperatura ambiente, il materiale di attrito raggiunge prestazioni via via crescenti durante il raffreddamento.

Infine, sono rappresentati con linee tratteggiate i valori nominali di C*, previsti durante la fase iniziale di design del freno. Si può immediatamente riscontrare come i valori nominali previsti sono di gran lunga superati dai valori misurati, indice del fatto che il materiale di attrito, nella configurazione del freno progettata, è molto più prestante di quanto ci si aspettasse.

Successivamente, eliminando dai dati in analisi quelli riguardanti le frenate in condizione del freno nuovo o poco rodato, si è proceduto ad un'analisi del C* per le sole temperature rilevanti, come da tabella precedente.

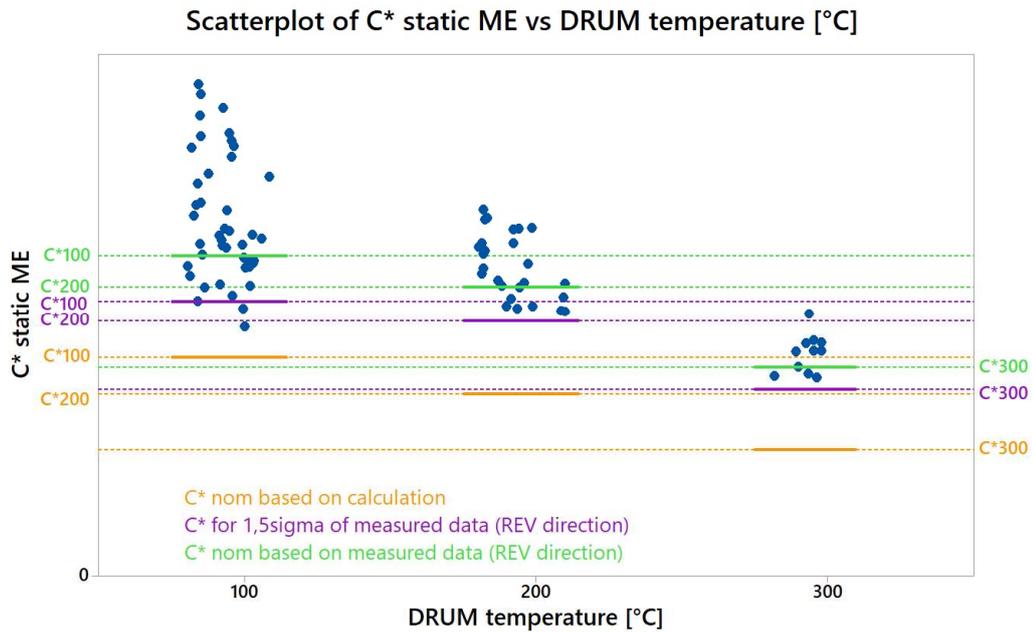


Figura 39: Analisi dettagliata del C* rispetto alle temperature rilevanti

Per ogni temperatura ed ogni direzione, si è determinato un valore medio, massimo, minimo, e un valore di deviazione standard di C*.

Il valore di C* è leggermente più alto per la direzione in avanti. Pertanto, viene scelta la direzione indietro per un approccio più conservativo.

Nel grafico è riportato in viola il limite per $1,5\sigma$ (con una copertura del 93%). In verde c'è il valore medio dei dati sperimentali. Le linee gialle infine, riportano i valori utilizzati per il calcolo di sistema, in cui il C* è calcolato sulla base di un coefficiente di attrito medio μ .

È immediato notare come i valori previsti dal calcolo di sistema sono molto più bassi rispetto ai valori medi e minimi risultanti dai valori sperimentali, il che è indice del fatto che il freno è maggiormente prestante rispetto a quanto previsto.

Questo significa che per stazionare, a parità di coppia al tamburo, il sistema di azionamento elettromeccanico ha bisogno di esercitare una forza inferiore a quanto previsto.

Analisi C* per il progetto 500 BEV

Di seguito i risultati dei test riferiti al freno 8" per FCA, sviluppato per la vettura BEV (Battery Electric Vehicle) Fiat 500. Tale progetto EPB-Si è stato completamente progettato, sviluppato e testato per la parte di sistema dal gruppo System Testing di Continental Brakes Italy.

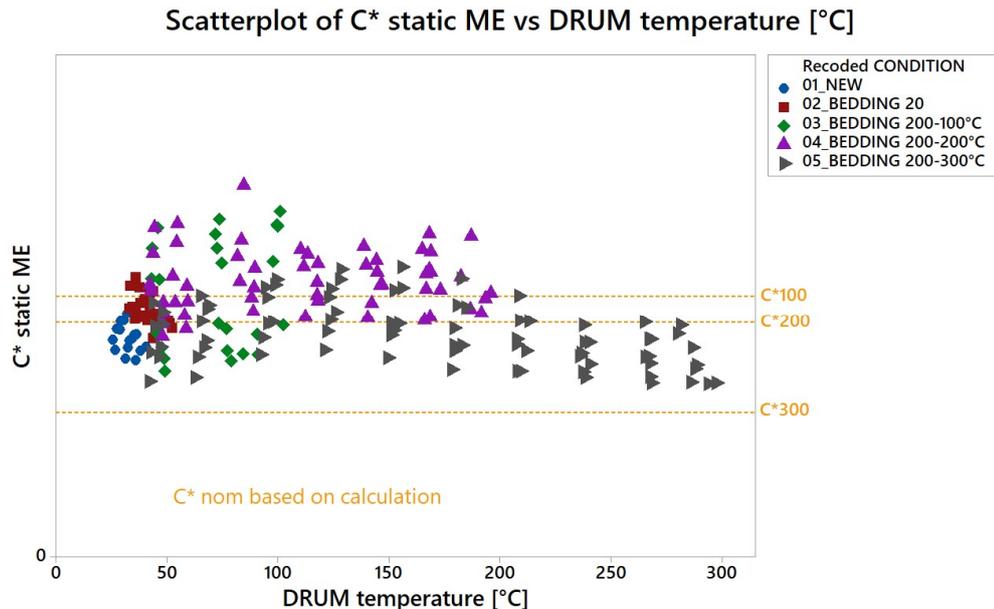


Figura 40: Dispersione del valore del C* meccanico, rispetto alla temperatura

Nel grafico sono rappresentate le curve di raffreddamento, a partire da diverse temperature (temperatura ambiente, 100°C, 200°C, 300°C) e in diverse condizioni di rodaggio del freno.

In blu sono evidenziate le frenate con il freno nuovo, in rosso le frenate dopo un breve rodaggio iniziale di 20 frenate e, in entrambe le casistiche precedenti, la temperatura del tamburo non supera i 50°C.

In verde, viola e grigio, sono rappresentate le curve di raffreddamento rispettivamente da 100°C, 200°C e 300°C.

In giallo sono evidenziati i valori nominali di C*, previsti durante la fase iniziale di design del freno. Ad un primo sguardo si può osservare che i valori previsti sono confermati in linea generale dai dati sperimentali, ma questo lo vedremo più nel dettaglio successivamente.

Successivamente, eliminando dai dati in analisi quelli riguardanti le frenate in condizione del freno nuovo o poco rodato, si è proceduto ad un'analisi del C* per le sole temperature rilevanti, come da tabella precedente.

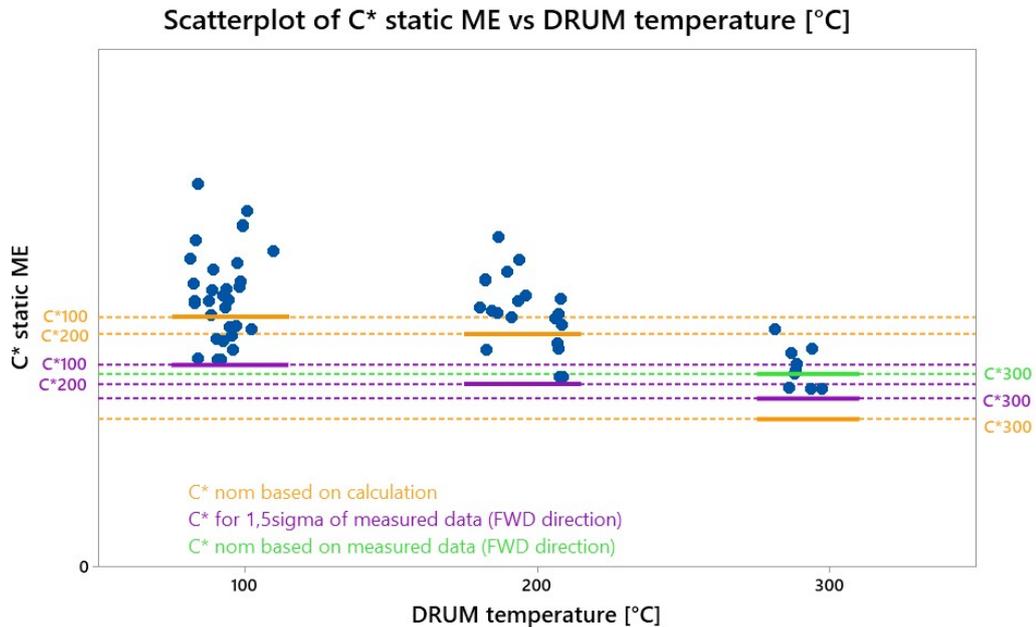


Figura 41: Analisi dettagliata del C* rispetto alle temperature rilevanti

Per ogni temperatura ed ogni direzione, si è determinato un valore medio, massimo, minimo, e un valore di deviazione standard di C*.

Il valore di C* è leggermente più alto per la direzione indietro. Pertanto, viene scelta la direzione in avanti per un approccio più conservativo.

Nel grafico è riportato in viola il limite per $1,5\sigma$ (minimo valore con una copertura del 93%). In verde c'è il valore medio dei dati sperimentali. Le linee gialle infine, riportano i valori utilizzati per il calcolo di sistema, in cui il C* è calcolato sulla base di un coefficiente di attrito medio μ .

Si nota che i valori previsti dal calcolo di sistema sono, per le temperature di 100°C e 200°C, completamente in linea con i valori risultati dai dati sperimentali, indice di un'ottima progettazione del freno. Invece, per i 300°C, i valori previsti sono più bassi di quelli effettivi, infatti c'è stata la necessità di distinguere, solo per tale temperatura, il valore nominale atteso, rispetto a quello sperimentale.

In generale, dall'analisi delle prestazioni di attrito dei due progetti, emergono le seguenti considerazioni:

- Per quanto riguarda il progetto MEB, i valori di attrito statico effettivi sono superiori ai valori previsti dal calcolo di progetto, con una media superiore al 50%. Ne consegue che bisogna adeguare i requisiti, in quanto un parametro fondamentale per il calcolo di sistema delle forze minime per stazionare è cambiato.

- Per quanto riguarda il progetto BEV, i valori di attrito statico effettivi sono del tutto in linea con i valori previsti dal calcolo di progetto, ad eccezione dei 300°C, in cui le prestazioni effettive sono superiori a quelle attese.

Questo comportamento differente per i due progetti può avere in generale due possibili giustificazioni:

- Essendo il MEB il primo progetto EPB-Si sviluppato, le conoscenze in merito alla dipendenza a livello statistico delle prestazioni dai principali parametri geometrici e dai materiali di attrito, non erano perfette, ma sono migliorate con lo sviluppo del progetto stesso. In virtù dell'inesperienza, il design è stato eccessivamente conservativo, il che però consegue in un eccessivo carico sul freno.
- Essendo il freno BEV di una taglia inferiore rispetto al MEB, ci sono sicuramente meno variabilità dei parametri in gioco, rendendo più semplice la valutazione delle prestazioni di attrito statico in fase di progetto.
- Inoltre, il freno a tamburo standard è un freno riservato solo per i veicoli più piccoli, e quindi l'esperienza di CAI è sicuramente maggiore nella progettazione di un freno di 8" piuttosto che di un 11".

6 Conclusioni

In conclusione, il periodo di tirocinio e tesi in Continental è stato fortemente formativo sia dal punto di vista personale che professionale.

Il tempo trascorso nel reparto R&D mi ha permesso di comprendere i vari step da seguire per lo sviluppo di un prodotto, a partire da un concetto, fino alla consegna al cliente. Ho approfondito l'argomento nel capitolo 3, in cui ho analizzato lo stato dell'arte della progettazione di componenti nell'industria automobilistica, attraverso lo standard ISO 26262 per i componenti E/E, e analizzando il V model per guardare più in generale al processo. Questo mi è stato utile a contestualizzare il lavoro di testing in una azienda automotive come Continental, che fornisce sistemi ai principali costruttori di veicoli.

Nel capitolo 4 ho descritto i principali test da svolgere sul sistema EPB-Si, definiti dalla VDA 370, al fine di garantire che il sistema sia in grado di stazionare il veicolo a pieno carico con una pendenza del 20%, rispettando così le norme di sicurezza del veicolo ECE R 13 H/00 DE per l'Europa e FMVSS 135 per gli Stati Uniti. Inoltre, per caratterizzare in maniera completa le prestazioni di tenuta in salita del freno, la strategia di prova prevede di testare diverse condizioni di pendenza, temperatura ambiente, tensione di alimentazione, pressione idraulica e temperatura del tamburo. In questo modo si verifica anche il rispetto dei requisiti cliente.

Nel capitolo 5 vengono esposti i risultati di due diverse tipologie di prove: verifica dello stazionamento, e analisi del comportamento di parametri che influenzano il *System Calculation*.

La verifica dello stazionamento, avviene attraverso la combinazione di due prove: System Endurance Test ed Hill Hold Test. Il primo test ha dimostrato che, durante l'intera vita utile del sistema, esso riesce ad applicare sempre almeno le forze minime da requisito, per ogni condizione di tensione di alimentazione, temperatura ambiente, pressione idraulica e pendenza.

Il test di Hill Hold ha invece dimostrato che, le forze minime da applicare secondo il requisito di sistema, che con il test precedente abbiamo verificato di riuscire sempre a garantire, siano sufficienti a stazionare il veicolo. Per dimostrarlo, ho verificato che le forze applicate riuscissero a garantire una coppia frenante sufficiente, in ogni condizione di temperatura del tamburo e che quindi il tamburo non slitta, senza far intervenire il ROR.

Inoltre, sono stati eseguiti test atti ad analizzare fenomeni specifici a cui è soggetto il freno, come la DOF, e altri funzionali alla verifica della

correttezza del calcolo dei valori di C^* in fase di progetto, parametro dipendente dalla geometria e dalle proprietà del materiale d'attrito scelto.

Il valore aggiunto che ho dato a tal fine è stato contribuire a formalizzare diverse analisi, attraverso template sviluppati sfruttando software come Minitab, Excel e imc Famos. Sono stato parte attiva nella definizione di standard di analisi come quella del DOF e del C^* . Queste, pur non essendo finalizzate direttamente a dimostrare la capacità di stazionamento in pendenza, rappresentano oggi un punto fermo nel processo di conoscenza accurata del prodotto. Questo perché, queste analisi forniscono un grosso contributo sia nella scelta del materiale di attrito idoneo al progetto, che al calcolo di sistema, che poi va verificato attraverso le prove di verifica dello stazionamento.

Sarà fondamentale, nel prossimo futuro, utilizzare gli approcci descritti, su freni EPB-Si di taglia superiore, in modo da approfondire la conoscenza di un freno che potrà essere sempre più presente nei prossimi veicoli elettrici.

Bibliografia

1. www.continental-pneumatici.it/auto/chi-siamo/continental-nel-mondo/automotive.
2. www.ate-freni.it/lazienda/il-gruppo-continental.
3. Continental AG. Annual report. 2019.
4. Continental Brakes Italy. CAI: storia nel mondo del freno a tamburo. 2018.
5. Callegari M., Fanghella P., Pellicano F. Meccanica Applicata alle macchine. Torino : Città Studi, 2013.
6. Bosch. Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems: Function, Regulation and Components. Friedrichshafen, Germany : Konrad Reif (Ed.), 2014.
7. Gohring, E. and von Glasner, E. "Performance Comparison of Drum and Disc Brakes for Heavy Duty Commercial Vehicles,". s.l. : SAE Technical Paper 902206, 1990. <https://doi.org/10.4271/902206>.
8. A7N8X. CC BY-SA 4.0 <<https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0>> via Wikimedia Commons.
9. Continental. Sic-M Product Specification. 2020.
10. www.continental-automotive.com/en-gl/Passenger-Cars/Safety/Products/Brakes/Electric-Parking-Brakes/Simplex-Brakes.
11. Verband der Automobilindustrie. VDA Recommendation 305-100 for Integrating Actuators of Electric Parking Brakes into ESC Control Units. V2 2014.
12. Paskala, Juraj Pancik - Peter Drgona - Marek. FUNCTIONAL SAFETY FOR DEVELOPING OF MECHATRONIC SYSTEMS - ELECTRIC PARKING BRAKE CASE STUDY. Department of Mechatronics and Electronics, Faculty of Electrical Engineering and Information Technology, University of Zilina. 2020.
13. Herring, James M. Mechanism of Brake Fade in Organic Brake Linings - 670146. s.l. : SAE International, 1967.
14. International Standard ISO. ISO 26262. Road vehicles - Functional safety. 2011.
15. International Standard ISO. ISO 26262-3. Road vehicles - Functional safety: Concept phase. 2011.

16. FYNES, C. What's the difference among OES, OEM, and Aftermarket Car Parts? - Your Mechanic [online].
17. Verband der Automobilindustrie / Association of the Automotive Industry. Recommendation for the layout and testing of the parking brake actuator of a caliper-integrated electric parking brake. 2020.
18. ECE - United Nations. Regulation No. 13-H - Uniform Provisions Concerning the Approval of: Passenger Cars with Regard to Braking. 2012.
19. FMVSS. CFR 571.135 - Standard No. 135 - Light vehicle brake systems. 2012.
20. International Standard ISO. ISO 6310:2009 Road Vehicles - Brake linings - Compressive strain test methods. 2009.
21. <https://www.tecsa-srl.it/>.
22. Day, Andrey J. An Analysis of Speed, Temperature and Performance Characteristics of Automotive Drum Brakes. s.l. : ASME, 1988.
23. Continental Brakes Italy. Presentazione Banche e attrezzature reparto Testing&Prototypes. 2018.
24. <https://espec.com/>.